



Tiago Henrique Machado

Identificação do Desgaste em Mancais Hidrodinâmicos Através do Efeito de Anisotropia

70/2014

**CAMPINAS
2014**



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Tiago Henrique Machado

Identificação do Desgaste em Mancais Hidrodinâmicos Através do Efeito de Anisotropia

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

Orientadora: Prof^a Dr^a Katia Lucchesi Cavalca Dedini

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO
FINAL DA TESE DEFENDIDA PELO ALUNO
TIAGO HENRIQUE MACHADO, E ORIENTADA PELA
PROF^a. DR^a KATIA LUCCHESI CAVALCA DEDINI

A handwritten signature in blue ink, reading "Katia Lucchesi Cavalca", is written over a dotted line.

ASSINATURA DA ORIENTADORA

CAMPINAS

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

M18i Machado, Tiago Henrique, 1986-
Identificação do desgaste em mancais hidrodinâmicos através do efeito de anisotropia / Tiago Henrique Machado. – Campinas, SP : [s.n.], 2014.

Orientador: Katia Lucchesi Cavalca Dedini.
Tese (doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Mancais. 2. Falha de sistema (Engenharia). 3. Localização de falha (Engenharia). 4. Rotores - Dinâmica. I. Cavalca, Katia Lucchesi, 1963-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Identification of wear on hydrodynamic bearings through the anisotropy effect

Palavras-chave em inglês:

Bearings

System failure (Engineering)

Fault location (Engineering)

Rotordynamics

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora:

Katia Lucchesi Cavalca Dedini [Orientador]

Robson Pederiva

Pablo Siqueira Meirelles

Thiago Gamboa Ritto

Luiz de Paula do Nascimento

Data de defesa: 22-08-2014

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

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

TESE DE DOUTORADO

**Identificação do Desgaste
em Mancais Hidrodinâmicos
Através do Efeito de Anisotropia**

Autor: Tiago Henrique Machado
Orientadora: Prof^a Dr^a Katia Lucchesi Cavalca Dedini

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:



Prof^a Dr^a Katia Lucchesi Cavalca Dedini, Presidente
Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP/FEM



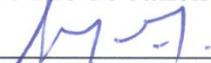
Prof. Dr. Robson Pederiva
Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP/FEM



Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles
Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP/FEM



Prof. Dr. Thiago Gamboa Ritto
Universidade Federal do Rio de Janeiro – UFRJ/POLI



Prof. Dr. Luiz de Paula do Nascimento
Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” – UNESP/FEIS

Campinas, 22 de agosto de 2014.

Dedico este trabalho à minha família.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas, às quais não posso deixar de tecer profundos e sinceros agradecimentos, pois se fizeram presente em diferentes momentos nesse período. Aqui, portanto, presto minha sincera homenagem:

Aos meus pais, Antonino e Iraci, por acreditarem em mim, me incentivarem, pela dedicação e auxílio prestados, pelo companheirismo de todas as horas e que, como alicerce em minha vida, tornaram esse momento possível.

À minha irmã e grande amiga Daniele, meu cunhado Luís Henrique e ao mais novo membro da família, meu sobrinho e afilhado Felipe. Obrigado por toda a força e incentivo durante esses anos.

À minha namorada Dani, por nesses meses ter sido uma constante em minha vida, pelo companheirismo e incentivo incondicional. Você foi uma figura fundamental para a concretização deste trabalho.

À Professora Katia, pela orientação e suporte científico, assim como pela amizade construída ao longo do tempo. Obrigado por todo aprendizado que me proporcionou nesses anos de orientação.

Aos Professores Robson Pederiva e Pablo Siqueira Meirelles, pelas preciosas sugestões e conselhos dados para a finalização do trabalho.

A todos os colegas do Laboratório de Máquinas Rotativas, por tornar a convivência mais agradável e pelas longas discussões sobre os assuntos mais banais possíveis. Em especial agradeço ao Hélio, Leonardo, Gregory, Felipe, Diogo, Ricardo, Fábio, Gustavo, Larissa, Antônio, Rafael, Letícia, Natália, Matheus e Arthur pela contribuição e trocas de experiências.

A todos os professores, funcionários e colegas do departamento, em especial aos técnicos, Maurício, Mauro e Ferreira por todo suporte e ajuda prestados, sem vocês este trabalho não seria possível.

A todos os integrantes da república, por onde morei durante todo esse período, Felipe, Fábio, César, Eduardo, William, Alexandre, Valter, Darlan e Evandro, pelo apoio e amizade.

Aos demais amigos e colegas que estiveram ao meu lado e que, de forma direta ou indireta, contribuíram para a conclusão do trabalho, em especial a Amanda, a Maria Júlia, o Tiago Cubas e a Izabela.

Ao professor Paolo Pennacchi e o engenheiro Steven Chatterton do departamento de engenharia mecânica do Politecnico di Milano, por toda ajuda e suporte durante o período em que frequentei a instituição.

Ao CNPq pelo financiamento do projeto nos primeiros dez meses, a CAPES por ter financiado o período do meu Doutorado-Sanduiche no Politecnico di Milano e a FAPESP pelo suporte financeiro dado durante os outros 26 meses deste projeto.

*“Nenhuma grande descoberta jamais
foi feita sem um palpite ousado.”*
Isaac Newton

Resumo

Este trabalho tem como objetivo identificar os parâmetros de um modelo de desgaste em mancais hidrodinâmicos, um dos problemas típicos e inerentes ao funcionamento repetido de máquinas rotativas, o qual pode ser acentuado em partidas e paradas ou durante a passagem pela velocidade crítica do rotor. Desta forma, é proposto um modelo matemático capaz de representar este desgaste em termos de alguns de seus principais parâmetros, que para este trabalho são: profundidade máxima e posição angular. O cálculo da distribuição de pressão e, conseqüentemente, das forças hidrodinâmicas geradas pelo filme de óleo, é feito através do método dos volumes finitos, adaptado para situações onde o filme de óleo é descontínuo. Na modelagem do sistema rotor-mancais, o modelo do rotor é representado pelo método clássico dos elementos finitos e os mancais são aproximados por coeficientes dinâmicos de rigidez e amortecimento, a fim de representar tais efeitos inerentes ao filme de óleo. A identificação dos parâmetros característicos escolhidos para representar o desgaste é feita a partir da resposta dinâmica, em coordenadas direcionais, do sistema rotor-mancais no domínio da frequência. Esta identificação é realizada através de um método de busca que visa minimizar uma função objetivo, a qual, por sua vez, compara a resposta obtida numericamente com a resposta experimental proveniente de uma bancada de testes instrumentada. Através da comparação com os dados experimentais provenientes desta bancada, os resultados apresentados mostram que o modelo de desgaste desenvolvido neste trabalho é capaz de representar, de forma satisfatória, o comportamento de um mancal desgastado, assim como a resposta do sistema rotativo na presença desse tipo de falha. Com relação ao processo de identificação, o método de busca empregado mostra-se suficientemente robusto para identificar os parâmetros do desgaste real nas diferentes configurações empregadas nos mancais montados na bancada de testes.

Palavras Chave: Mancais Hidrodinâmicos, Falha por Desgaste, Identificação de Parâmetros, Dinâmica de Rotores.

Abstract

The present work aims to identify the wear parameters of hydrodynamic bearings, one of the typical and inherent problems due to repeated use of rotating machineries, which can be accentuated in starts and stops or during the passage through the critical speed of the rotor. Thereby, a mathematical model capable of representing the wear in terms of its main parameters is proposed, which in the present work are the maximum depth and the angular position. The pressure distribution calculation and, consequently, the hydrodynamic forces generated by the oil film are numerically obtained by the finite volume method, adapted for situations where the oil film is discontinuous. In the rotor-bearing system modeling, the rotor model is represented by classic finite element method and the bearings are approximated by dynamic coefficients of stiffness and damping, in order to represent such inherent oil film effects. The identification of the parameters chosen to represent the wear is taken from the dynamic response, in directional coordinates, of the rotor-bearing system in the frequency domain. This identification is accomplished through a search method that aims to minimize an objective function which, in turn, compares the numerical response with the experimental response taken from an instrumented test rig. The results show that the wear model developed in this work is able to satisfactorily represent the behavior of a worn bearing, as well as the response of the rotating system in the presence of this type of failure. With respect to the identification process, the search method proves to be robust enough to identify the real wear parameters into the different configurations employed in the bearings mounted on the test rig.

Key Words: Hydrodynamic Bearings, Failure by Wear, Parameter Identification, Rotordynamics.

Lista de Ilustrações

Figura 3.1: Configuração típica de um sistema rotativo (Nelson e McVaugh (1976)).	27
Figura 3.2: Elemento de disco (Mendes, 2011).	29
Figura 3.3: Elemento de eixo (Mendes, 2011).	31
Figura 3.4: Arranjo das matrizes de cada elemento na matriz global (Castro, 2007).	34
Figura 3.5: Modelo matemático do mancal hidrodinâmico.	35
Figura 3.6: Exemplo de um mancal com descontinuidade na folga diametral.	36
Figura 3.7: Malha de volumes finitos.	36
Figura 3.8: Representação esquemática do sistema de referência e das forças no mancal.	40
Figura 3.9: Geometria do mancal com desgaste (Adaptado de Dufrane et al. (1983)).	45
Figura 3.10: Movimento de precessão: (a) direta; (b) retrógrada (Mendes, 2011).	48
Figura 4.1: Distribuição de pressão no plano central da direção axial para uma razão de excentricidade de $\epsilon=0,8$.	59
Figura 4.2: Variação do ângulo de atitude com a razão de excentricidade.	59
Figura 4.3: Variação da razão de excentricidade com o número de Sommerfeld.	59
Figura 4.4: Espessura do filme de óleo: (a) para diferentes profundidades de desgaste e (b) para diferentes posições angulares do desgaste (γ).	61
Figura 4.5: Distribuição de pressão para um mancal sem desgaste.	62
Figura 4.6: Vista lateral da distribuição de pressão para um mancal sem desgaste.	62
Figura 4.7: Distribuição de pressão para um mancal com desgaste de profundidade $d_0 = 90\mu\text{m}$ e $\gamma = 0$.	63
Figura 4.8: Vista lateral da distribuição de pressão para um mancal com desgaste de profundidade $d_0 = 90\mu\text{m}$ e $\gamma = 0$.	63
Figura 4.9: Distribuição de pressão para um mancal com desgaste de profundidade $d_0 = 50\mu\text{m}$ e $\gamma = 10^\circ$.	63
Figura 4.10: Vista lateral da distribuição de pressão para um mancal com desgaste de profundidade $d_0 = 50\mu\text{m}$ e $\gamma = 10^\circ$.	63

Figura 4.11: Distribuição de pressão para um mancal com desgaste de profundidade $d_0 = 50\mu\text{m}$ e $\gamma = -10^\circ$	64
Figura 4.12: Vista lateral da distribuição de pressão para um mancal com desgaste de profundidade $d_0 = 50\mu\text{m}$ e $\gamma = -10^\circ$	64
Figura 4.13: Mancal sem a presença do desgaste: (a) coeficientes de rigidez (K) e (b) coeficientes de amortecimento (R).....	65
Figura 4.14: Mancal com desgaste de profundidade de $d_0 = 10\mu\text{m}$ e $\gamma = 0^\circ$: (a) coeficientes de rigidez (K) e (b) coeficientes de amortecimento (R).....	65
Figura 4.15: Mancal com desgaste de profundidade de $d_0 = 10\mu\text{m}$ e $\gamma = 20^\circ$: (a) coeficientes de rigidez (K) e (b) coeficientes de amortecimento (R).....	66
Figura 4.16: Mancal com desgaste de profundidade de $d_0 = 10\mu\text{m}$ e $\gamma = -20^\circ$: (a) coeficientes de rigidez (K) e (b) coeficientes de amortecimento (R).....	66
Figura 4.17: Fluxograma do algoritmo desenvolvido.	67
Figura 4.18: Modelo em elementos finitos do rotor.	68
Figura 4.19: Elementos de viga do eixo.	68
Figura 4.20: Resposta direcional do sistema rotativo: (a) nó do mancal e (b) nó central, para o mancal sem desgaste.....	69
Figura 4.21: Resposta direcional do sistema rotativo: (a) nó do mancal e (b) nó central, para um mancal com um desgaste de profundidade $d_0 = 20\mu\text{m}$ e $\gamma = 0$	69
Figura 4.22: Resposta direcional do sistema rotativo: (a) nó do mancal e (b) nó central, para um mancal com um desgaste de profundidade $d_0 = 40\mu\text{m}$ e $\gamma = 0$	70
Figura 4.23: Resposta direcional do sistema rotativo: (a) nó do mancal e (b) nó central, para um mancal com um desgaste de profundidade $d_0 = 40\mu\text{m}$ e $\gamma = -10^\circ$	70
Figura 4.24: Resposta direcional do sistema rotativo: (a) nó do mancal e (b) nó central, para um mancal com um desgaste de profundidade $d_0 = 40\mu\text{m}$ e $\gamma = 20^\circ$	70
Figura 4.25: Resposta direcional do sistema rotativo para o Caso 1.....	74
Figura 4.26: Resposta direcional do sistema rotativo para o Caso 2.....	74
Figura 4.27: Resposta direcional do sistema rotativo para o Caso 3.....	74

Figura 4.28: Resposta direcional do sistema rotativo para o Caso 4.....	74
Figura 4.29: Resposta direcional do sistema rotativo para o Caso 5.....	75
Figura 4.30: Resposta direcional do sistema rotativo para o Caso 6.....	75
Figura 5.1: Bancada de testes experimental.	78
Figura 5.2: Componentes do sistema: (a) um par mancal - munhão utilizado na montagem e (b) acoplamento utilizado entre o eixo e o motor.....	79
Figura 5.3: Sistema de escoamento e bombeamento do óleo lubrificante.....	80
Figura 5.4: Componentes do sistema: (a) célula de carga e termopar e (b) elemento de disco com a massa desbalanceada.....	81
Figura 5.5: Esquema do rotor utilizado na bancada (dimensões em mm).....	82
Figura 5.6: Posicionamento dos sensores de posição.....	83
Figura 5.7: Esquema da aquisição e processamento dos dados.....	84
Figura 5.8: Programa de aquisição em Labview®.	85
Figura 5.9: Processo de alinhamento: (a) célula de carga e (b) caixa do mancal.	87
Figura 6.1: Resposta ao desbalanceamento devido à massa residual, na direção horizontal: (a) amplitude e (b) fase.	90
Figura 6.2: Resposta ao desbalanceamento devido à massa residual, na direção vertical: (a) amplitude e (b) fase.	90
Figura 6.3: Resposta ao desbalanceamento devido à massa conhecida e à massa residual, na direção horizontal: (a) amplitude e (b) fase.....	91
Figura 6.4: Resposta ao desbalanceamento devido à massa conhecida mais à massa residual, na direção vertical: (a) amplitude e (b) fase.	91
Figura 6.5: Resposta ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, na direção horizontal: (a) amplitude e (b) fase.....	92
Figura 6.6: Resposta ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, na direção vertical: (a) amplitude e (b) fase.	92
Figura 6.7: Modelo em elementos finitos do rotor utilizado na bancada.	93
Figura 6.8: Elementos do modelo: (a) elementos de viga do eixo e (b) elementos de disco.....	94
Figura 6.9: Comparação das respostas ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, na posição da massa, direção horizontal: (a) amplitude e (b) fase.....	94

Figura 6.10: Comparação das respostas ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, na posição da massa, direção vertical: (a) amplitude e (b) fase.....	95
Figura 6.11: Comparação das respostas ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, no mancal 1, direção horizontal: (a) amplitude e (b) fase.....	95
Figura 6.12: Comparação das respostas ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, no mancal 1, direção vertical: (a) amplitude e (b) fase.....	95
Figura 6.13: Comparação das respostas ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, no mancal 2, direção horizontal: (a) amplitude e (b) fase.....	96
Figura 6.14: Comparação das respostas ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, no mancal 2, direção vertical: (a) amplitude e (b) fase.....	96
Figura 6.15: Comparação do locus do eixo, evidenciando a faixa de rotação com o melhor ajuste: (a) mancal 1 e (b) mancal 2	97
Figura 6.16: Resposta ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, nas direções horizontal e vertical, para o Caso 1: (a) amplitude e (b) fase.	100
Figura 6.17: Resposta direcional do sistema para o Caso 1.	100
Figura 6.18: Resposta ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, nas direções horizontal e vertical, para o Caso 2: (a) amplitude e (b) fase.	101
Figura 6.19: Resposta direcional do sistema para o Caso 2.	101
Figura 6.20: Resposta ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, nas direções horizontal e vertical, para o Caso 3: (a) amplitude e (b) fase.	102
Figura 6.21: Resposta direcional do sistema para o Caso 3.	102
Figura 6.22: Resposta ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, nas direções horizontal e vertical, para o Caso 4: (a) amplitude e (b) fase.	103
Figura 6.23: Resposta direcional do sistema para o Caso 4.	103
Figura 6.24: Resposta ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, nas direções horizontal e vertical, para o Caso 5: (a) amplitude e (b) fase.	104
Figura 6.25: Resposta direcional do sistema para o Caso 5.	104
Figura 6.26: Resposta ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, nas direções horizontal e vertical, para o Caso 6: (a) amplitude e (b) fase.	105
Figura 6.27: Resposta direcional do sistema para o Caso 6.	105

Figura 7.1: Reconstituição da resposta direcional do sistema para o Caso 1.	109
Figura 7.2: Reconstituição da resposta direcional do sistema para o Caso 2.	109
Figura 7.3: Reconstituição da resposta direcional do sistema para o Caso 3.	109
Figura 7.4: Reconstituição da resposta direcional do sistema para o Caso 4.	109
Figura 7.5: Reconstituição da resposta direcional do sistema para o Caso 5.	110
Figura 7.6: Reconstituição da resposta direcional do sistema para o Caso 6.	110
Figura 7.7: Reconstituição da resposta direcional do sistema para o Caso 6 com as novas velocidades de rotação.	111
Figura A.1: Subdomínio do domínio bidimensional.	132
Figura A.2: Estrutura básica de uma malha bidimensional de volumes finitos.	134
Figura B.1: Reconstituição da resposta direcional do sistema para o Caso 1 com as novas velocidades de rotação.	136
Figura B.2: Reconstituição da resposta direcional do sistema para o Caso 3 com as novas velocidades de rotação.	136
Figura B.3: Reconstituição da resposta direcional do sistema para o Caso 4 com as novas velocidades de rotação.	136
Figura B.4: Reconstituição da resposta direcional do sistema para o Caso 5 com as novas velocidades de rotação.	136

Lista de Tabelas

Tabela 4.1: Dados geométricos e operacionais do mancal utilizado por Hashimoto et al. (1986).	58
Tabela 4.2: Dados geométricos e operacionais do mancal simulado.	60
Tabela 4.3: Profundidade do desgaste e posição de equilíbrio para os casos simulados.	60
Tabela 4.4: Comparação dos resultados da simulação com diferentes número de pontos de velocidades.	72
Tabela 4.5: Resultados da identificação dos parâmetros do desgaste.	73
Tabela 6.1: Característica do desgaste usinado nos mancais.....	99
Tabela 7.1: Resultados da identificação dos parâmetros do desgaste utilizando os dados experimentais.....	108
Tabela 7.2: Comparação dos resultados obtidos com as diferentes velocidades de rotação para o Caso 6.	111
Tabela B.1: Comparação dos resultados obtidos com as diferentes velocidades de rotação.	135

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras Latinas

$[A]$	- Matriz de transformação	
A	- Área da seção transversal de um elemento de viga	$[m^2]$
b	- Coeficientes introduzidos para simplificar a discretização da pressão	
$\{b\}$	- Componentes retrógradas (<i>backward</i>) da resposta direcional do sistema	
b_{re} e b_{im}	- Componentes real e imaginária da resposta retrógrada do sistema	
$[C]$	- Matriz global de amortecimento	
$[C]_{\text{estrutural}}$	- Matriz de amortecimento estrutural	
C_r	- Folga radial do mancal	$[m]$
d	- Operador de derivada total	
d_0	- Profundidade máxima do desgaste	$[m]$
d_d	- Diâmetro externo de um elemento de disco	$[m]$
d_{di}	- Diâmetro interno de um elemento de disco	$[m]$
d_e	- Diâmetro externo de um elemento de viga	$[m]$
d_i	- Diâmetro interno de um elemento de viga	$[m]$
D	- Matriz diagonal de escala	
e	- Posição leste (<i>east</i>) no volume de controle	
\tilde{e}	- Excentricidade do eixo no interior do mancal	$[m]$
e_y e e_z	- Excentricidade do eixo no sistema de referência inercial Y e Z	$[m]$
E	- Módulo de Young (módulo de elasticidade) do material	$[N/m^2]$
$f(x)$	- Função a ser minimizada	
$\{f\}$	- Componentes diretas (<i>forward</i>) da resposta direcional do sistema	
f_{re} e f_{im}	- Componentes real e imaginária da resposta direta do sistema	
$\{F\}$	- Vetor das forças externas	$[N]$

$\{F_o\}$	- Amplitude das forças externas aplicadas ao sistema	[N]
$\{F_{eq}\}$	- Peso próprio do rotor	[N]
F_c e F_s	- Amplitudes da força de desbalanceamento	[N]
F_{min}	- Função objetivo	[N]
F_{min}^{log}	- Função objetivo em escala logarítmica	[N]
F_r	- Força hidrodinâmica radial	[N]
F_t	- Força hidrodinâmica tangencial	[N]
F_y	- Força hidrodinâmica na direção y	[N]
F_z	- Força hidrodinâmica na direção z	[N]
$F_{X_{exp}}$	- Vetor que contém os valores experimentais da resposta do sistema	
$F_{X_{mod}}$	- Vetor que contém os valores numéricos da resposta do sistema	
g	- Aceleração da gravidade	[m/s ²]
G	- Gradiente de f no ponto x	
$[G]$	- Matriz global giroscópica	
$[G_D]$	- Matriz giroscópica de um elemento de disco	
$[G_E]$	- Matriz giroscópica de um elemento de viga	
h	- Espessura do filme de fluido lubrificante	[m]
h_0	- Espessura do filme de fluido lubrificante para um mancal sem desgaste	[m]
H	- Matriz Hessiana (a matriz simétrica das segundas derivadas) de f(x)	
I_{dy} e I_{dz}	- Momentos de inércia radiais de um elemento de disco	[kg.m ²]
I_{dx}	- Momento de inércia polar de um elemento de disco	[kg.m ²]
I_{yy} e I_{zz}	- Momentos de inércia de área de um elemento de viga	[m ⁴]
K	- Coeficientes equivalente de rigidez dos mancais	[N/m]
$[K]$	- Matriz global de rigidez	
$[K_E]$	- Matriz e rigidez de um elemento de viga	
L_D	- Espessura de um elemento de disco	[m]
L_E	- Comprimento de um elemento de viga	[m]
L_l e L_u	- Limite inferior e superior dos parâmetros de busca	

[M]	- Matriz global de massa	
m_D	- Massa de um elemento de disco	[kg]
[M _D]	- Matriz de massa de um elemento de disco	
[M _{DR}]	- Matriz de inercia de rotação de um elemento de disco	
[M _{DT}]	- Matriz de inercia de translação de um elemento de disco	
[M _E]	- Matriz de massa de um elemento de viga	
[M _{ER}]	- Matriz de inercia de rotação de um elemento de viga	
[M _{ET}]	- Matriz de inercia de translação de um elemento de viga	
n	- Posição norte (<i>north</i>) no volume de controle	
n_p	- Número de nós nos quais estão sendo avaliadas as respostas do sistema	
P	- Pressão	[Pa]
{p}	- Vetor da resposta do sistema em coordenadas direcionais	
{q}	- Vetor das coordenadas generalizadas	
q(s)	- Função que aproxima f(x) em torno de s	
{q _o }	- Amplitude das respostas do sistema	
\tilde{q}_o	- Carregamento distribuído no elemento de viga	[kg/s ²]
q_x e q_y	- Fluxos de fluido por unidade de largura em cada direção	[m ² /s]
R	- Coeficientes equivalentes de amortecimento dos mancais	[N.s/m]
\tilde{R}	- Função de dissipação	[J]
s	- Posição sul (<i>south</i>) no volume de controle	
\tilde{s}	- Passo de teste	
t	- Tempo	[s]
T	- Energia cinética	[J]
[T _A]	- Matriz de transformação	
U	- Velocidade linear na direção X	[m/s]
\tilde{U}	- Energia de deformação	[J]
V e W	- Translações da seção transversal do rotor nas direções Y e Z	[m]
w	- Posição oeste (<i>west</i>) no volume de controle	
x, y e z	- Sistema de coordenadas rotacional ou móvel	[m]

X, Y e Z	- Sistema de coordenadas fixo ou inercial	[m]
X_p	- Vetor com os parâmetros minimizadores	
y_{re} e y_{im}	- Componentes real e imaginária da resposta do sistema na direção	
Y		
z_{re} e z_{im}	- Componentes real e imaginária da resposta do sistema na direção Z	

.....

Letras Gregas

α_c e β_c	- Coeficientes de proporcionalidade do amortecimento estrutural	
β_a	- Fator devido ao erro aleatório	
β_s	- Fator devido ao erro sistemático	
B e Γ	- Deslocamentos angulares da seção transversal do rotor em torno de Y e Z	[rad]
γ	- Posição angular do desgaste	[rad]
∂	- Operador de derivada parcial	
δ_h	- Película adicional de óleo na região com desgaste	[m]
Δ	- Escalar positivo	
ΔF_x	- Variação da força hidrodinâmica na direção X	[N]
ΔF_y	- Variação da força hidrodinâmica na direção Y	[N]
Δx	- Distância entre pontos da malha na direção X	[m]
Δy	- Distância entre pontos da malha na direção Y	[m]
$\Delta \hat{x}$	- Variação da posição de equilíbrio na direção X	[m]
$\Delta \hat{y}$	- Variação da posição de equilíbrio na direção Y	[m]
$\Delta \dot{x}$	- Variação na velocidade da posição de equilíbrio na direção X	[m/s]
$\Delta \dot{y}$	- Variação na velocidade da posição de equilíbrio na direção Y	[m/s]
ε	- Excentricidade adimensional entre o eixo e o mancal	[m]
$\tilde{\varepsilon}$	- Excentricidade da massa desbalanceada	[m]
η	- Valor da massa desbalanceada	[kg]

θ	- Coordenada circunferencial do mancal no sistema inercial	[rad]
θ_m	- Coordenada circunferencial do mancal no sistema móvel	[rad]
θ_s e θ_f	- Posição de início e fim do desgaste	[rad]
μ	- Viscosidade Absoluta	[Pa.s]
ξ	- Coeficiente de queda de pressão	
ρ	- Massa específica do material	[kg/m ³]
φ	- Ângulo de rotação própria do rotor	[rad]
ϕ	- Ângulo de atitude (ângulo da posição de equilíbrio do eixo)	[rad]
ψ	- Fase onde o desbalanceamento está sendo aplicado	[rad]
ω	- Velocidade de rotação do rotor ou rotação de precessão	[rad/s]
Ω	- Velocidade de rotação própria do rotor ou <i>spin</i> do rotor	[rad/s]

.....

Superescritos

+	Valor da propriedade imediatamente após o ponto analisado
-	Valor da propriedade imediatamente antes o ponto analisado
(e, w)	Propriedade avaliada na fronteira <i>leste</i> (<i>e</i>) e <i>oeste</i> (<i>w</i>) do volume de controle
(n, s)	Propriedade avaliada na fronteira <i>norte</i> (<i>n</i>) e <i>sul</i> (<i>s</i>) do volume de controle

.....

Subescritos

i	Posição de um nó da malha na direção de Y ou nó de um elemento de viga
j	Posição de um nó da malha na direção de X ou nó de um elemento de viga
k	Referente a <i>k-ésima</i> coordenada generalizada

.....

Abreviações

CAPES	Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior
CFD	<i>Computational Fluid Dynamic</i> – Dinâmica dos fluidos computacional
CNPq	Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico
FAPESP	Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo
FEM	Faculdade de Engenharia Mecânica
FRD	Resposta em frequência direcional
FVM	<i>Finite Volume Method</i> – Método dos volumes finitos
LAMAR	Laboratório de Máquinas Rotativas
UNICAMP	Universidade Estadual de Campinas

Sumário

1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
2.1 MANCAIS HIDRODINÂMICOS	7
2.2 DESGASTE EM MANCAIS HIDRODINÂMICOS: MODELOS E IDENTIFICAÇÃO	12
2.3 DESENVOLVIMENTO DA DINÂMICA DE ROTORES E MODELAGEM DO ROTOR PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	14
2.4 COORDENADAS DIRECIONAIS: SEPARAÇÃO DOS MODOS DE PRECESSÃO NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA	17
2.5 IDENTIFICAÇÃO E DIAGNOSE DE FALHAS	20
3. DESENVOLVIMENTO TEÓRICO E MODELAGEM NUMÉRICA	25
3.1 SISTEMA ROTATIVO	26
3.1.1 Equacionamento e Modelagem do Rotor	26
3.1.1.1 Elementos de disco.....	29
3.1.1.2 Elementos de viga	30
3.1.1.3 Matrizes globais do eixo	33
3.1.2 Mancais hidrodinâmicos.....	34
3.1.2.1 Modelagem de mancais com descontinuidades geométricas	35
3.1.2.2 Forças hidrodinâmicas e coeficientes equivalentes.....	40
3.1.3 Excitação por desbalanceamento.....	41
3.1.4 Solução do Sistema no Domínio da Frequência.....	41
3.3 MODELO DO DESGASTE.....	44
3.3 RESPOSTA DIRECIONAL DO SISTEMA.....	47
3.4 BUSCA E IDENTIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS DO DESGASTE	51
4. RESULTADOS NUMÉRICOS	57
4.1 PRIMEIRA AVALIAÇÃO DO MODELO COM DADOS EXPERIMENTAIS DA LITERATURA	58
4.2 ESPESSURA DO FILME DE ÓLEO PARA MANCAIS DESGASTADOS	60
4.3 DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO PARA UM FILME DE ÓLEO DESCONTÍNUO	62
4.4 COEFICIENTES DE RIGIDEZ E AMORTECIMENTO PARA MANCAIS HIDRODINÂMICOS.....	64
4.5 RESPOSTA DIRECIONAL DO SISTEMA ROTOR-MANCAIS	67
4.6 IDENTIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS DO DESGASTE.....	71
5. DESCRIÇÃO DO BANCO DE TESTES E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL ..	77
5.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL	77
5.2 INSTRUMENTAÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL	82

5.3 ALINHAMENTO DO ROTOR	85
5.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	87
6. RESULTADOS EXPERIMENTAIS E AJUSTE DO MODELO	89
6.1 CALIBRAÇÃO E AJUSTE DO MODELO	89
6.2 SISTEMAS COM DIFERENTES CONFIGURAÇÕES DE DESGASTE NOS MANCAIS HIDRODINÂMICOS	98
7. IDENTIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS DO DESGASTE	107
8. CONCLUSÕES, COMENTÁRIOS E DESDOBRAMENTOS DO TRABALHO.....	113
8.1 CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS.....	113
8.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	115
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	117
APÊNDICE A – MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS	129
APÊNDICE B – IDENTIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS DO DESGASTE COM DIFERENTES VELOCIDADES DE ROTAÇÃO	135

1. INTRODUÇÃO

Até o início do século XVII, apesar de muito tempo depois da invenção dos primeiros maquinários, a atividade produtiva era em sua grande maioria artesanal e manual (por isso o termo manufatura), no máximo com o emprego de algumas máquinas simples. Foi então, durante o século XVIII, que ocorreu uma revolução que mudou para sempre a forma do homem trabalhar, pensar, produzir, e sua relação com a máquina. Essa revolução teve origem na Inglaterra e logo se espalhou para o resto do mundo. Esse fato histórico ficou conhecido como "Revolução Industrial".

A Revolução Industrial foi um divisor de águas na história e muitos dos aspectos da vida cotidiana da época foram, de alguma forma, influenciados por esse processo. Além disso, também representou um grande marco na engenharia, devido aos inúmeros avanços científicos e tecnológicos conquistados. Com o progresso no setor industrial da época, surgiu a necessidade de substituir o trabalho braçal pelos maquinários, estimulando o desenvolvimento e a criação de evoluídas máquinas de tecelagem, moagem, a vapor, tornos, furadeiras, dentre outras.

Neste cenário de grande desenvolvimento tecnológico, verificou-se que, durante a realização dos projetos, também houve a necessidade de elaborar novos elementos mecânicos que pudessem desenvolver funções específicas em determinada máquina. Desta forma, surgiram vários dos elementos de máquinas que são empregados até hoje, como por exemplo, os mancais. Desde então, o estudo sobre as características dinâmicas de vários componentes mecânicos vem sendo impulsionado pela necessidade de diminuição dos efeitos vibracionais dos mesmos no sistema, bem como redução de fadiga superficial e desgaste nas regiões de contato.

Dentro desse contexto, o estudo de máquinas rotativas desperta o interesse de muitos pesquisadores da área de máquinas e estruturas, em vista da quantidade significativa de fenômenos típicos que ocorrem durante sua operação. Esse tipo de sistema rotativo representa a maior e mais importante classe de maquinário, utilizada para o transporte de meios fluídos,

usinagem e conformação de metais, geração de energia, propulsão naval e aeronáutica, dentre tantas outras aplicações. A existência de um componente rotativo apoiado em mancais e transmitindo potência cria uma família de problemas, encontrados nas mais diversas máquinas: compressores, bombas, motores, turbinas de grande e pequeno porte. Como esses equipamentos, muitas vezes, são parte integrante de plantas de produção ou centrais de geração de energia, uma parada imprevista pode acarretar em grande perda financeira, interferindo em todo planejamento econômico do país.

A matriz de energia elétrica brasileira é composta, predominantemente, por energia hidroelétrica, ficando o restante distribuído entre outras fontes de geração, como a eólica, solar e térmica. Desta forma, como as unidades geradoras de energia são formadas, em sua grande maioria, por turbinas e turbo-geradores, o setor energético brasileiro depende fortemente de sistemas designados por máquinas rotativas. Sendo assim, muitos dos processos de obtenção e distribuição de energia dependem do conhecimento dos fenômenos típicos que ocorrem na operação desses sistemas.

Nessa perspectiva, evidencia-se a importância do conhecimento sobre o comportamento dos mais diversos tipos de máquinas rotativas, que compõem o parque produtivo e atuam como gerador nacional. Deste modo, cresce a necessidade do país desenvolver competências para atender a demanda em pesquisa e desenvolvimento relacionados aos fenômenos presentes nessas máquinas, principalmente em relação aos componentes de interface entre partes fixas e móveis, como se configuram os mancais hidrodinâmicos.

A análise dinâmica de máquinas rotativas é uma tarefa complexa, pois envolve diversos parâmetros a serem analisados. Diante disso, a análise não deve levar em conta apenas o comportamento dinâmico do rotor, pois é necessário analisar sua interação com os demais componentes do mesmo sistema, como os mancais, a fundação e os acoplamentos. Esse tipo de análise possibilita prever problemas durante o funcionamento desses equipamentos. Vários modelos matemáticos têm sido desenvolvidos para simular as condições de trabalho de sistemas rotativos e avaliar seu comportamento em operação.

Em um sistema rotor-mancais-fundação, a vibração aplicada pelo rotor aos mancais induz um movimento da estrutura de suporte que interage com os mancais que, por sua vez, retransmitem o movimento ao rotor. Dessa forma, os mancais exercem uma função importante nesse sistema, sendo responsáveis pela sustentação da máquina e por transmitir forças entre o rotor e a fundação. Por esse motivo, para uma análise dinâmica do sistema rotativo completo, faz-se necessário conhecer as características dinâmicas dos mancais, compreendendo os principais fenômenos relacionados a esse componente, e permitindo a predição de mau funcionamento, ou ainda, uma manutenção preditiva adequada.

Portanto, a proposta de uma metodologia para o projeto, o desenvolvimento e o posterior monitoramento de mancais hidrodinâmicos, otimizando seu desempenho, envolvendo pesquisa e entendimento dos fenômenos associados à lubrificação hidrodinâmica, vem diretamente ao encontro a esta demanda. Formulações lineares para os mancais de suporte do sistema, em função das forças de sustentação, assim como das condições de operação destes mancais, devem ser abordados e analisados, permitindo ajuste local dos parâmetros críticos destes elementos, melhor controle sobre a resposta dinâmica do sistema, ou ainda, detecção e predição de falhas destes componentes.

A operação de um rotor, por um longo período de tempo, dentro do casquilho de um mancal, assim como as numerosas partidas e paradas a que o sistema está sujeito, podem resultar em contato direto entre o eixo e o mancal, induzindo a alta fricção no contato lubrificado e, conseqüentemente, o desgaste do revestimento. O padrão de desgaste, em muitos casos, estende-se uniformemente por todo comprimento axial do mancal. Em outras situações, o padrão de desgaste não é uniformemente distribuído, mas sim descontínuo ao longo do comprimento axial, uma vez que o eixo pode operar em uma condição extrema de flexão no interior do mancal durante a passagem pela ressonância. Este desgaste faz com que ocorram descontinuidades ou alterações geométricas no mancal, o que acarreta uma mudança na folga radial e, portanto, pode exercer uma influência nas características dinâmicas do mancal e do próprio rotor.

Diante de todo este cenário, este projeto tem por objetivo analisar e diagnosticar a

influência que o desgaste em mancais hidrodinâmicos causa na resposta direcional do sistema rotativo. Desta forma, a proposta é desenvolver um modelo matemático capaz de representar o desgaste em mancais hidrodinâmicos, e identificá-lo, em termos de seus principais parâmetros, a partir da resposta dinâmica do sistema rotor-mancais. A análise é realizada considerando uma fundação rígida, buscando desta forma, focar somente no efeito da anisotropia oriunda dos mancais, assim como a sensibilidade do sistema rotativo a este efeito.

A identificação do desgaste é feita utilizando um método de busca de parâmetros, que permite minimizar uma função objetivo, a qual consiste na comparação entre as respostas em frequência direcionais obtidas por simulação numérica, com aquelas obtidas através de medições experimentais.

Sendo assim, em termos gerais, a tese deste trabalho consiste na viabilidade de um modelo para identificação dos parâmetros de falha por desgaste em mancais lubrificados. Para tanto, parte-se da hipótese de que a resposta direcional do sistema é suficientemente sensível ao efeito anisotrópico introduzido pelo desgaste.

O conteúdo deste trabalho inicia-se no Capítulo 2 com uma revisão bibliográfica sobre o histórico da modelagem de mancais hidrodinâmicos e sistemas rotativos. Nessa revisão da literatura analisa-se, primeiramente, como o estudo da tribologia evoluiu com o tempo e como as diferentes pesquisas estão relacionadas. Na sequência, são apresentados os estudos mais relevantes no âmbito dos modelos e métodos de identificação do desgaste presente nos mancais hidrodinâmicos. Ainda nesse capítulo, uma ênfase especial é dada ao desenvolvimento da dinâmica de rotores, mostrando os detalhes da evolução da modelagem do sistema rotativo, principalmente no que diz respeito ao modelo do rotor pelo método dos elementos finitos. Também é apresentado um breve histórico sobre o estudo da resposta dinâmica em coordenadas direcionais do sistema no domínio da frequência. Por fim, são apresentados os principais progressos obtidos no desenvolvimento de métodos e técnicas de identificação e diagnose de falhas.

No Capítulo 3, são apresentados os principais aspectos da teoria na qual o trabalho é fundamentado. Na primeira parte do capítulo explica-se a modelagem do sistema rotativo completo, incluindo a modelagem tanto do rotor como a dos mancais. Também é apresentado o modelo de excitação por desbalanceamento, assim como a solução do sistema completo no domínio da frequência. Em seguida, mostra-se a modelagem do desgaste e seus parâmetros característicos, mostrando de que forma a introdução do desgaste altera as características estáticas e dinâmicas do mancal. A terceira parte do Capítulo 3 consiste no cálculo da resposta em frequência direcional do sistema rotativo. Nesta análise, a resposta do sistema rotor-mancais é analisada em coordenadas direcionais. Finalizando o capítulo, têm-se os detalhes do emprego de uma técnica de busca e identificação para que, a partir da resposta experimental do sistema, os parâmetros do desgaste presente no mancal possam ser identificados.

O Capítulo 4 apresenta os resultados numéricos mostrando como o desgaste influencia as principais características dos mancais lubrificados, assim como a resposta dinâmica do sistema rotativo como um todo. O modelo de desgaste utilizado é validado com resultados oriundos da literatura e, então, é mostrada a forma como a espessura do filme de óleo, a distribuição de pressão e os coeficientes dinâmicos de rigidez e amortecimento dos mancais hidrodinâmicos são afetados com o surgimento do desgaste. Com relação ao sistema rotativo completo, é mostrada a resposta dinâmica de um sistema rotor-mancais em coordenadas direcionais, a fim de ilustrar como o surgimento do desgaste no mancal modifica a resposta de todo o sistema. O capítulo encerra-se com a identificação dos parâmetros do desgaste, utilizando, neste caso, uma resposta experimental simulada, com o intuito de avaliar o método de busca para sua posterior utilização.

No Capítulo 5, uma atenção especial é dada à bancada de testes utilizada para a obtenção dos resultados experimentais do trabalho. No início têm-se uma descrição completa da bancada de testes e seus componentes, mostrando sua capacidade de realizar testes com diferentes montagens e configurações de rotores. Então, são apresentados os detalhes da instrumentação necessária para aquisição dos dados pertinentes ao trabalho. Além disso, é feita uma breve descrição do procedimento utilizado para o alinhamento do rotor presente na bancada, de forma a garantir o perfeito funcionamento do sistema. Por fim, são mostrados os detalhes do

procedimento experimental adotado para a obtenção e posterior análise dos dados oriundos da bancada de testes.

O Capítulo 6 apresenta os resultados experimentais pertinentes ao trabalho. Primeiramente, faz-se uma calibração e ajuste do modelo por elementos finitos do rotor, através da comparação entre a resposta ao desbalanceamento simulada e a resposta obtida na bancada de testes com um valor conhecido de desbalanceamento. Na sequência, o capítulo apresenta uma série de resultados da resposta ao desbalanceamento do rotor para sistemas com diferentes configurações de desgaste nos mancais hidrodinâmicos.

No Capítulo 7, é feita a identificação dos parâmetros de falha por desgaste escolhidos para este trabalho. Esta identificação é feita a partir da resposta direcional experimental do sistema rotor-mancais, obtida com os diferentes padrões de desgaste. Esta identificação consiste no ajuste da resposta medida experimentalmente com a resposta obtida utilizando o modelo numérico implementado.

Finalizando, o Capítulo 8, por sua vez, apresenta as conclusões e os comentários finais sobre os resultados obtidos, além de sugestões para que trabalhos futuros possam dar continuidade ao estudo do tema, buscando sempre aproximar os modelos do comportamento real do sistema através da inclusão de novos efeitos e considerações.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Mancais Hidrodinâmicos

Os fenômenos relacionados à lubrificação hidrodinâmica despertam o interesse de estudiosos e pesquisadores desde os primórdios do funcionamento das primeiras máquinas construídas pelo homem. Os estudos iniciais relacionados a esse tema são datados do início de 1880. Nesta época, três diferentes trabalhos, com poucos anos de diferença, e elaborados de maneira independente, entenderam e começaram a explicar o mecanismo da lubrificação hidrodinâmica: N.P. Petrov (1836-1920), B. Tower (1845-1904) e O. Reynolds (1842-1912). Em comum, estes autores tiveram a percepção de que o processo de lubrificação não ocorria devido à interação mecânica entre duas superfícies sólidas, como se acreditava, mas sim devido às características dinâmicas do filme de fluido que os separava.

A fundamentação dos primeiros aspectos relacionados à lubrificação iniciou-se com o russo Nicolai Petrov, cujo principal interesse estava relacionado à área de atrito. Petrov (1982) mostrou, entre outras coisas, que a propriedade mais importante do fluido com respeito ao atrito não é a densidade, como se pensava na época, mas sim a sua viscosidade. Além disso, Petrov postulou que a natureza do atrito em mancais lubrificados hidrodinamicamente não é resultado da fricção de duas superfícies sólidas, mas provém do cisalhamento viscoso do filme de óleo.

Apesar do avanço da pesquisa, Petrov falhou ao tentar estender seus estudos para a capacidade de carga do mancal. Essa descoberta foi realizada pelo britânico Beauchamp Tower, que começou suas análises devido a uma quase obsessão em estudar a fricção entre partes metálicas e fluídas. A famosa série de experimentos que permitiu a descoberta da presença de pressões hidrodinâmicas no filme fluido foi feita entre 1883-1884. Ao invés de utilizar banho de óleo, Tower decidiu utilizar um procedimento inovador. Nessa escolha, utilizou um furo de 0,5 polegada no centro do mancal para testar o efeito de colocar um ponto de suprimento de óleo no

local. Ao iniciar a rotação, Tower notou que o óleo estava sendo bombeado para fora do mancal. Para conter o escoamento, inicialmente utilizou uma rolha de cortiça, e posteriormente uma de madeira, colocando-as no furo, porém ambas foram ejetadas.

Como conclusão a respeito dos fatos, Tower entendeu que o filme de óleo estava separando a bucha do mancal e o fluido estava sob alta pressão. Tower então instalou um grupo de medidores de pressão na superfície do mancal e obteve o mapa com as diferentes pressões, que foram integradas sobre a superfície do mancal, resultando na carga aplicada sobre o mesmo, dados estes publicados em duas partes (1883-1885).

O conceito da lubrificação hidrodinâmica havia surgido, mas ambos, Petrov e Tower, chegaram aos seus resultados de maneira experimental, faltando, desta forma, uma relação matemática teórica que ajudasse a prever o comportamento dos mancais. Isto foi conseguido por Osborne Reynolds. Durante uma reunião da Associação Britânica para o Avanço da Ciência, em 1884, Reynolds publicou sua equação diferencial que explicava a natureza da lubrificação. O trabalho publicado por Reynolds apresentou muitos conceitos novos para o nível de conhecimento dos pesquisadores da época, tais como: folga radial, relação com o fenômeno de cavitação nas partes divergentes dos mancais, além do próprio conceito de mancais infinitamente longos.

O desafio da engenharia da lubrificação nos anos seguintes foi o de tentar resolver a equação de Reynolds, a qual consiste em uma equação diferencial parcial, não-homogênea, com coeficientes variáveis e de difícil resolução analítica, podendo ser resolvida somente para alguns casos especiais. Em 1904, Sommerfeld publicou uma solução analítica para a equação de Reynolds, aplicada a mancais longos. Esta solução foi obtida integrando a Equação de Reynolds a partir de novas condições de contorno, considerando, para tanto, a inexistência de perdas de óleo nas extremidades do mancal.

Ainda no início do século XX, duas outras importantes descobertas em relação aos mancais radiais, ambas com relação à dinâmica e estabilidade, foram obtidas. A primeira foi feita por

Stodola (1925), quando concluiu que o mancal não é um suporte rígido, mas que representa um conjunto de molas e amortecedores cujas características afetam o comportamento do rotor. A outra descoberta foi com relação à instabilidade fluido-induzida por Newkirk e Taylor (1925), que estudaram a vibração que não poderia ser atribuída ao desbalanceamento ou ao atrito interno, sendo isso feito através do desligamento do óleo para o mancal, percebendo que a instabilidade cessava. Este fato acabou criando uma nova área para a lubrificação hidrodinâmica, e não somente para os mancais em geral, mas também para outras máquinas que se utilizavam de lubrificantes.

O período seguinte, de 1925 a 1945, foi marcado por um pequeno desenvolvimento na área devido a fatores mundiais que abalaram todo o planeta, como o período entre a Primeira Guerra Mundial e o fim da Segunda Guerra Mundial, a Grande Depressão, que só terminou após 1945, e o período ditatorial vivido pelos países europeus, o que resultou numa fase de trevas na ciência. Após esse período de estagnação, a Tribologia renasceu devido, principalmente, a dois fatores; o advento de modernos computadores que ampliaram as possibilidades de trabalho e o início da era das pesquisas espaciais.

Antes do avanço trazido pelo surgimento de novas tecnologias, uma importante contribuição teórica foi dada por Ocvirk em 1952. Embora na época já existisse uma solução para o mancal longo, a aplicação desses mancais ainda apresentava algumas restrições. Com isso, houve a necessidade de estudar e analisar o comportamento hidrodinâmico em mancais curtos. Desta forma, Ocvirk propôs uma solução da equação de Reynolds para aplicação em mancais curtos, no qual é considerado o termo de perdas nas extremidades. No entanto, essa solução negligencia o termo que leva em conta o fluxo circunferencial do mancal, por considerar o mesmo pequeno quando comparado ao fluxo na direção axial do eixo (fluxo de perda).

O uso dos computadores permitiu que, em pouquíssimo tempo, um grande espectro de soluções para a Equação de Reynolds fosse desenvolvido para inúmeros tipos de mancais, tanto a gás como aqueles que utilizam óleo como lubrificante. A mais importante contribuição da informática, nesse campo, foi o fato de que, dentro de cinco anos, a solução para mancais finitos

foi estabelecida, tempo esse considerado extremamente curto quando comparado ao tempo dos iniciantes da Tribologia. Os primeiros trabalhos utilizando este tipo de abordagem foram conduzidos por Pinkus (1956, 1958 e 1959).

Com relação à dinâmica do filme de óleo, Lund (1964) publicou um método para o cálculo de coeficientes dinâmicos de rigidez e amortecimento linearizados, a serem introduzidos na equação de movimento matricial do sistema rotativo. Hashimoto et al. (1987) fizeram uma análise linearizada da estabilidade para um rotor rígido horizontal suportado por dois mancais hidrodinâmicos simétricos e idênticos. Foram demonstradas as curvas características para coeficientes dinâmicos de rigidez e amortecimento dos mancais.

Ainda no que diz respeito à dinâmica, Capone (1986) apresentou um procedimento para avaliação da força hidrodinâmica num mancal cilíndrico, montado em um rotor rígido, simétrico e horizontal. Capone (1991) aperfeiçoou o método anteriormente proposto em 1986, propondo uma solução numérica para as equações de movimento, incluindo as forças hidrodinâmicas não-lineares nos mancais. Mais tarde, Capone et al. (1994) propuseram uma solução analítica aproximada para a distribuição de pressão do filme de óleo em um mancal de comprimento finito. Cavalca e Lima (1998) desenvolveram um procedimento analítico que possibilita a análise do comportamento dinâmico de rotores montados sobre mancais hidrodinâmicos segmentados. Hua et al. (2004) fizeram um estudo experimental dos coeficientes dinâmicos de um mancal hidrodinâmico, propondo um método de identificação destes coeficientes. Zhao et al. (2005) estudaram modelos não-lineares, e concluíram que o modelo linear é inadequado para condições de excitação com forças elevadas. Okabe e Cavalca (2006) apresentaram uma solução analítica do mancal segmentado baseada no modelo de mancal cilíndrico de Capone (1991), incluindo os efeitos de inércia e de pré-carga dos segmentos.

Com relação aos trabalhos numéricos sobre a distribuição de pressão em mancais hidrodinâmicos, pode-se dizer que se têm limitado, na maioria das vezes, a utilizar os métodos das diferenças finitas ou dos elementos finitos. Objetivamente, não há vantagens ou desvantagens na escolha de um método ou outro, pois todos atendem a finalidade de encontrar a solução da

equação conservativa em um domínio discretizado. No entanto, as diferenças se tornam evidentes quando se avaliam as características ligadas às condições de utilização e facilidade de aplicação. Trabalhos como os conduzidos por Colin (1971) e Singhal (1981) mostram a aplicabilidade do método de diferenças finitas em problemas de fluidodinâmica e lubrificação. De maneira semelhante tem-se a abordagem por elementos finitos, porém neste caso, a aplicação é mais complexa do ponto de vista matemático.

A utilização do Método dos Volumes Finitos, ou FVM (*Finite Volume Method*), é menos usual na área de tribologia, provavelmente devido à pouca difusão da técnica entre os pesquisadores da mecânica dos sólidos. Uma das principais referências sobre o método foi publicada por Patankar (1980), com abordagens simples e diretas, trazendo os principais conceitos do método. Ainda na linha mais conceitual do método, outra referência é o trabalho de Maliska (2004), com ampla abordagem computacional e dos problemas que envolvem o desenvolvimento de programas computacionais para CFD (*Computational Fluid Dynamic*). Este supre praticamente todos os aspectos básicos para aqueles que querem desenvolver seus primeiros modelos utilizando o método.

Alguns dos trabalhos mais relevantes com FVM aplicado a mancais hidrodinâmicos foram conduzidos por Castelli e Pirvics (1968), que realizaram uma revisão sobre os métodos numéricos para mancais e propuseram algumas soluções e estudos. Já Athavale e Przekwas (1992) sugeriram uma solução para a obtenção dos coeficientes dinâmicos de selos e mancais com a utilização do método. E mais recentemente, Arghir et al. (2001) trabalharam com a solução por volumes baseados em triângulos para o problema de filme de óleo em mancais. Em outro trabalho posterior, Arghir et al (2002) propuseram uma solução para problemas de descontinuidade no filme de óleo para mancais cilíndricos.

Recentemente, Machado (2011) apresentou um estudo sobre o efeito de descontinuidades geométricas no comportamento dinâmico de mancais hidrodinâmicos multilobulares. As descontinuidades foram introduzidas na forma de ranhuras axiais. Verificou-se que a inserção dessas ranhuras axiais resulta em uma alteração na folga radial do mancal, afetando de forma

significativa seus coeficientes dinâmicos equivalentes de rigidez e amortecimento.

Após os grandes desenvolvimentos sofridos pela teoria da Lubrificação Hidrodinâmica, chega-se a um ponto no qual a escolha de um mancal exige o conhecimento e o estudo de vários fatores, fazendo com que inúmeras áreas de pesquisa fossem abertas dentro deste tema, confirmando assim a Tribologia como ciência.

2.2 Desgaste em Mancais Hidrodinâmicos: Modelos e Identificação

A operação de um rotor, por um longo período de tempo, dentro do casquilho de um mancal, assim como as numerosas partidas e paradas a que este eixo está sujeito, pode resultar em contato direto entre o eixo e o mancal, induzindo a alta fricção no contato lubrificado e, conseqüentemente, ao desgaste do revestimento.

O aparecimento e desenvolvimento do desgaste em mancais hidrodinâmicos durante numerosos ciclos partida/parada de máquinas rotativas foram estudados experimentalmente por Mokhtar (1977). O desgaste que ocorreu foi facilmente perceptível, e as mudanças localizadas na folga diametral, no acabamento superficial e na circularidade do mancal foram medidas após diferentes ciclos de operação terem sido completados. Um estudo sobre a localização do desgaste nos mancais mostrou que este era inteiramente causado pelo movimento de deslizamento que ocorreu durante a partida, e que o processo de parada não contribuiu significativamente para o processo de desgaste.

Alguns anos depois, Dufrane et al. (1983) investigaram o desgaste de mancais em turbinas a vapor, fazendo medições durante períodos de tempo predeterminados para determinar a extensão e a natureza do desgaste. Estabeleceram dois modelos de geometria de desgaste para uso em uma análise mais aprofundada do efeito de desgaste em lubrificação hidrodinâmica. Ambos os modelos têm uma geometria não circular. O primeiro modelo proposto é baseado no conceito

de que o eixo deixa sua ‘impressão’ no mancal e o segundo modelo é baseado na hipótese de um desgaste abrasivo com um arco maior que o diâmetro do mancal.

Ainda na década de 80, Hashimoto et al. (1986), teórica e experimentalmente investigaram os efeitos das mudanças geométricas devido ao desgaste na lubrificação hidrodinâmica de mancais em ambos os regimes laminar e turbulento. Já na década seguinte, Kumar e Mishra (1996) examinaram os efeitos do desgaste em mancais na estabilidade de um eixo rígido suportado por dois mancais, em regime turbulento e com um modelo não circular de desgaste. Posteriormente, Ligterink e de Gee (1996) analisaram e mediram o desgaste em mancais hidrodinâmicos, onde foi feita uma distinção entre condições de contato estacionário e não estacionário.

No âmbito dos trabalhos mais recentes, Bouyer et al. (2007) investigaram o comportamento de mancais de dois lóbulos submetidos a numerosos ciclos de partida e parada. O objetivo do trabalho foi, primeiramente, apresentar os dados experimentais obtidos para um mancal lobular submetido a numerosos ciclos partida/parada e, posteriormente, fazer uma comparação entre os dados medidos e os resultados numéricos obtidos sob a hipótese de um regime termo-hidrodinâmico do filme de óleo.

Papadopoulos et al. (2008) apresentaram um método de identificação teórica para o desgaste em mancais hidrodinâmicos por meio de medidas da resposta do rotor em um determinado ponto (geralmente o ponto médio do rotor). Foi utilizada a técnica de mínimos quadrados para a identificação, sendo a função objetivo a diferença entre os valores medidos e os calculados para este ponto pré-definido. Nikolakopoulos e Papadopoulos (2008) apresentaram um modelo analítico, a fim de encontrar a relação entre a força de atrito, os ângulos de desalinhamento e a profundidade do desgaste.

No mesmo ano, Wu et al. (2008) monitoraram experimentalmente as condições de atrito nos mancais hidrodinâmicos com um sistema nomeado pelos autores como “On-Line Visual Ferrograph”. Concluíram que os mecanismos predominantes de desgaste eram o ‘micro-plowing’

e ‘micro-cutting’ induzidos pela rugosidade inicial das superfícies na fase de partida do rotor.

Três anos mais tarde, Gertzos et al. (2011) desenvolveram uma metodologia para identificar a profundidade do desgaste em mancais hidrodinâmicos. O método desenvolvido é baseado em medições de características básicas do mancal para certas condições de operação para, desta forma, obter uma identificação em tempo real (online) do desgaste. Esta identificação foi realizada através de uma detecção gráfica de forma a identificar a profundidade do desgaste associada com as medidas das características dinâmicas.

Por fim, Chasalevris et al. (2013) apresentam uma investigação a respeito do surgimento de componentes harmônicas adicionais na resposta transiente de um rotor contínuo montado sobre mancais hidrodinâmicos desgastados. Foi verificado que estas harmônicas são mais sensíveis ao desgaste especialmente na frequência assíncrona de $1/2X$ e durante a passagem através da ressonância. As componentes de $3/2X$ e $5/2X$ também foram detectadas devido à presença do desgaste.

2.3 Desenvolvimento da Dinâmica de Rotores e Modelagem do Rotor pelo Método dos Elementos Finitos

O interesse e o estudo dos fenômenos relacionados com a dinâmica de rotores já é um tema consolidado no meio acadêmico. Ainda no século XIX, muitos pesquisadores despendiam horas observando e analisando o que ocorria durante a operação de uma máquina rotativa. Um dos primeiros estudos relacionado à dinâmica de rotores foi feito por Rankine (1869). Este autor previu que, além de uma certa velocidade de rotação o eixo é consideravelmente fletido e tem um movimento de rotação em torno desta forma fletida. Definiu esta velocidade como a velocidade crítica de precessão do eixo. No entanto, seu modelo não era adequado, pois previa que velocidades acima desta velocidade crítica não poderiam ser alcançadas.

Em 1883, Laval construiu uma turbina de um estágio que, posteriormente, recebeu seu

nome, para aplicações marítimas, e obteve sucesso em faixas de operação de até 42.000 rotações por minuto. O seu objetivo era a auto-centragem do disco acima da velocidade crítica, um fenômeno que ele intuitivamente reconheceu. Primeiramente, ele usou um rotor rígido, mas em seguida, usou um rotor flexível e mostrou que era possível operar acima da velocidade crítica.

Já em 1895, surgiram as investigações fundamentais de Dunkerley e Föppl. Com estes estudos, tornou-se conhecido que um eixo possui diversas velocidades críticas e que, sob certas circunstâncias, estas podem ser coincidentes com as frequências naturais de um eixo não-rotativo. Com a finalidade de calcular as velocidades críticas de eixos cilíndricos com vários discos e mancais, a teoria de Reynolds foi aplicada e o rotor Jeffcott foi, então, introduzido por Föppl (1895). O efeito giroscópico também foi considerado, juntamente com sua dependência da velocidade. A solução requerida da equação da frequência, àquela época, somente foi possível para modelos simples. Dunkerley (1895) descobriu, como resultado de numerosas medições, a relação conhecida atualmente como Southwell, pela qual a primeira velocidade crítica pode ser calculada, mesmo para sistemas complexos.

No início do século XX, Jeffcott (1919), mesmo sem o conhecimento dos trabalhos de Dunkerley e Föppl, confirmou as previsões de ambos os autores além de explicar a ciência da dinâmica dos rotores em uma forma gráfica, ainda utilizada atualmente e, por esta razão, o rotor introduzido por Föppl (1895) posteriormente recebeu seu nome.

Continuando com o avanço da ciência da dinâmica de rotores, Stodola (1910) apresentou um procedimento gráfico para o cálculo de velocidades críticas, o qual foi largamente utilizado até o advento da computação digital, sendo substituído pelo método da matriz de transferência de Myklestad (1944) e Prohl (1945).

A partir da década de 60, diversos pesquisadores da área têm estudado a utilização de métodos numéricos para a modelagem de sistemas rotativos. Dentre estes métodos, o método dos elementos finitos, introduzido por Archer (1963), foi o que ganhou maior destaque e aceitação entre os pesquisadores.

Os primeiros trabalhos na área foram de Ruhl (1970) e de Ruhl e Booker (1972), os quais utilizaram um modelo de elementos finitos de um sistema turbo-rotor a fim de estudar a estabilidade e a resposta desbalanceada. O elemento finito de Ruhl incluía a energia de flexão elástica e a energia cinética de translação. Aproximadamente no mesmo período, Thorkildsen (1972) desenvolveu um elemento mais geral que o de Ruhl ao incluir a inércia de rotação e momentos giroscópicos. Polk (1974) apresentou um estudo sobre a frequência natural de rotação e análise da velocidade crítica, utilizando um elemento finito de viga de Rayleigh. Em uma adição ao artigo de Polk, foi apresentado o desenvolvimento de um elemento de viga de Timoshenko, mas não foram apresentados resultados numéricos. Diana et al. (1975) publicaram resultados de uma análise por elementos finitos de um eixo rotativo, possuindo um elemento similar ao de Ruhl. Ainda no mesmo ano, Dimarogonas (1975) apresentou uma formulação geral para um elemento com os efeitos de inércia translacional, inércia rotacional, momentos giroscópicos, flexão e amortecimento interno.

Gasch (1976) publicou um artigo que evoluía a partir do modelo de Dimarogonas, incluindo os efeitos de excentricidade distribuída. Nelson e McVaugh (1976) também apresentaram um estudo que utilizava um elemento de viga de Rayleigh de eixo rotativo, similar ao de Polk. Em adição, as equações do elemento foram desenvolvidas tanto no sistema de referência fixo quanto no sistema móvel rotacional, considerando a carga axial, os momentos giroscópicos, a inércia de translação e de rotação, além da rigidez à flexão. Este trabalho também apresentou um elemento de disco rígido, e foi generalizado, por Zorzi e Nelson (1977), pela inclusão de amortecimento interno viscoso e histerético, como apresentado anteriormente por Dimarogonas e por Gasch. Finalmente, Zorzi e Nelson (1980) apresentaram um trabalho que considerava o torque, desenvolvendo ainda as equações de movimento do elemento nos sistemas de referência fixo e móvel. Ainda no mesmo ano, Nelson (1980) adicionou deformação por cisalhamento transversal à teoria de viga de Rayleigh para desenvolver um elemento de viga de Timoshenko. Este trabalho comparou os resultados obtidos com as soluções clássicas de forma fechada de sistemas contínuos, como os apresentados por Dym e Shames (1973) e por Eshlemans e Eubanks (1969) em seus estudos da velocidade crítica de um rotor contínuo.

Os métodos numéricos geralmente são utilizados para a determinação do comportamento estático ou dinâmico dos componentes do sistema (Krämer, 1993; Lallane e Ferraris, 1998). Por sua vez, o método dos elementos finitos é amplamente 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.

Neste contexto, Tuckmantel (2010) elaborou em seu trabalho uma integração de sistemas rotor - mancais hidrodinâmicos - estrutura de suporte para resolução numérica do modelo completo do sistema rotativo. O autor desenvolveu um pacote computacional com a modelagem dos principais componentes do sistema, a fim de calcular sua resposta dinâmica no domínio da frequência, tendo como objetivo robustez, flexibilidade, confiabilidade e usabilidade do pacote.

Com todo o desenvolvimento em modelagem dos elementos constituintes de uma máquina rotativa, assim como o avanço tecnológico proporcionado com o advento dos computadores, a dinâmica de rotores encontra-se em um estágio em que, cada vez mais, os modelos numéricos são capazes de representar os fenômenos típicos observados durante o funcionamento dos mais diversos tipos de sistemas rotativos, permitindo assim, um aumento da capacidade de projeto e monitoramento de sistemas cada vez mais complexos.

2.4 Coordenadas Direcionais: Separação dos Modos de Precessão no Domínio da Frequência

Em 1982, Nordmann desenvolveu um método que combina técnicas experimentais e analíticas de identificação dos parâmetros modais (autovalores e autovetores) para estudar o comportamento dinâmico de máquinas rotativas, e como a mudança destes parâmetros influencia a dinâmica do sistema rotativo. A importância de se considerar esses efeitos se dá pelo fato de estes serem os principais causadores do giro assíncrono e do aparecimento do modo retrógrado de precessão do rotor. Desta forma, as tensões de tração e compressão nas fibras do eixo variam constantemente no tempo, podendo causar falha por fadiga.

Em 1991, Lee desenvolveu a teoria básica da análise modal direcional para máquinas rotativas e comparou-a com a análise modal clássica. Com a utilização da notação complexa, foi possível não somente distinguir com facilidade os modos direto e retrógrado, mas também separá-los no domínio da frequência, facilitando a identificação dos parâmetros modais, e possibilitando a análise do grau de anisotropia do sistema. Além disso, o esforço para identificação dos parâmetros modais adjuntos é menor em algumas condições, fazendo-se necessário apenas uma coluna ou uma linha da matriz de resposta em frequência, no caso de sistemas dinâmicos com todas as matrizes auto-adjuntas ou hermitianas (matrizes que se igualam ao conjugado da transposta das mesmas). Este fato representa um grande avanço, quando comparado à análise modal clássica, onde o esforço para identificação dos parâmetros modais é considerável, devido ao acoplamento das funções de resposta em frequência, principalmente no caso de sistemas dinâmicos que apresentam matrizes não-hermitianas, o caso mais representativo da realidade.

Para demonstrar a diferença entre a análise modal clássica e a complexa, Lee realiza simulações de um rotor rígido suportado por mancais isotrópicos, como primeiro exemplo, e mancais anisotrópicos, como segundo exemplo. Nas simulações, o autor apresenta os resultados através dos diagramas de Nyquist e Co-quad. Os resultados da análise modal clássica mostram a sobreposição dos modos direto e retrógrado. Os primeiros modos direto e retrógrado são iguais, pois são associados com o movimento de translação simples do rotor. Os segundos modos são diferentes, porém não podem ser distinguidos pelos gráficos apresentados pelo autor. Já os gráficos obtidos pela análise direcional mostraram que o método permite a clara separação dos segundos modos direto e retrógrado.

No segundo exemplo, a análise modal clássica novamente mostra a sobreposição entre os modos, e não se sabe se a causa da separação dos modos é devido à anisotropia do sistema ou devido ao efeito giroscópico. Já a análise modal direcional mostra, mais uma vez, a clara separação entre os modos diretos e retrógrados. É possível também observar o grau de anisotropia indicado nas pequenas distorções dos diagramas de Nyquist. Neste caso as distorções são pequenas, logo o grau de anisotropia é pequeno.

Com o conhecimento de como separar totalmente os modos diretos e retrógrados no domínio da frequência, Kessler e Kim (1998) usaram variáveis direcionais para representar vetores girantes que descrevem modos naturais e respostas forçadas em máquinas rotativas. Desta forma, mostraram que os vetores girantes, direto e retrógrado, combinados podem representar o movimento do rotor e as forças planares, permitindo associar uma direção a uma função de resposta em frequência (função de resposta em frequência direcional) e separar os modos diretos e retrógrados no domínio da frequência.

Os autores simularam a resposta de um sistema rotativo simples, composto por um rotor rígido e simétrico apoiado em mancais flexíveis. Na apresentação dos resultados, os autores utilizaram diagramas de termos da matriz de resposta em frequência pelo método clássico em função da frequência, comparando-os com o diagrama de termos da matriz de resposta em frequência direcional. Os resultados mostraram que o modelo apresenta dois picos de frequência. O diagrama dos termos da matriz de resposta em frequência direcional separa claramente os modos, mostrando que o movimento direto do rotor é responsável pelo segundo modo e o movimento retrógrado é responsável pelo primeiro.

Seis anos mais tarde, Mesquita (2004) estudou metodologias de identificação de modos operacionais e modos naturais de máquinas rotativas, focando nos modos operacionais mistos, onde algumas estações do rotor desenvolvem movimento de precessão direta, e outras, movimento de precessão retrógrada. Seus modelos são validados a partir de técnicas de análise modal tradicional e complexa.

Outros trabalhos recentes aplicaram a análise direcional na dinâmica de rotores. Cavalca e Okabe (2010) investigaram os efeitos da fundação e dos mancais hidrodinâmicos no comportamento dinâmico de uma máquina rotativa. A análise modal direcional do sistema rotor-mancais-fundação foi utilizada para determinar a função resposta em frequência direcional, na qual foram observados os efeitos dos parâmetros testados sobre os modos diretos e retrógrados do rotor. Os resultados das simulações foram verificados experimentalmente em um banco de testes. Santana et al. (2010) avaliaram a influência do grau de anisotropia dos mancais de geometria fixa

sobre o modo retrógrado do rotor. Para um melhor entendimento da resposta do sistema, duas geometrias diferentes de mancais (cilíndrica e elíptica), foram utilizadas.

Como pôde ser observado, a análise em coordenadas direcionais tornou-se uma ferramenta essencial no estudo da dinâmica de rotores, pois proporciona um maior detalhamento e entendimento de alguns fenômenos típicos encontrados em sistemas rotativos. Além disso, a facilidade e a diminuição do esforço para identificação dos parâmetros modais faz com que este tipo de análise seja cada vez mais acessível ao meio científico.

2.5 Identificação e Diagnose de Falhas

A aplicação de sistemas de monitoramento de falhas em máquinas rotativas é extremamente importante e estratégica, pois permite detectar o surgimento de uma falha, acompanhar o desenvolvimento da mesma e, conseqüentemente, programar coerentemente a manutenção corretiva evitando-se a ocorrência de paradas inesperadas nessas máquinas.

Os termos identificação e diagnose de falhas podem ser entendidos como detecção de comportamentos indesejáveis e anormalidades no sistema, através de medições de respostas dinâmicas. Duas principais abordagens podem ser usadas neste processo (Bachschnid et al., 2002). A primeira baseia-se em uma análise qualitativa de um operador. Neste caso, destacam-se os seguintes métodos: matriz de sintomas de falhas, árvores de sintomas de falhas, regras “se-então”, lógica fuzzy e redes neurais artificiais. A segunda abordagem é quantitativa e chamada de identificação de falhas baseada em modelos. Neste caso, um modelo teórico/numérico do sistema é usado para criar uma correlação de sintoma-falha. A identificação da falha, neste caso, pode ser realizada por diferentes abordagens baseadas em modelos:

- Estimativa de parâmetros (quando a falha afeta um parâmetro constante do sistema);
- Estimativa de estado (quando a falha afeta o estado do sistema);

- Equações de paridade (quando a falha afeta variáveis de entrada imensuráveis, os parâmetros são constantes e é apenas possível fazer a comparação das variáveis de saída do sistema e do modelo).

Ao utilizar métodos baseados em modelos, pode-se trabalhar com uma única solução para o problema (função mono-objetiva), ou ainda, com um conjunto de soluções ótimas (funções multi-objetivas). Para a otimização de funções simples objetivo (função mono-objetiva), 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 multi-objetivo constituem modelos mais realísticos, como pode ser visto em Deb (2001).

Nesse contexto, Pederiva (1992) propôs uma técnica para a identificação de parâmetros de um sistema rotativo com base na análise de correlação entre os sinais medidos, através da equação matricial de Ljapunov. Este trabalho estudou o problema da identificação usando apenas as variáveis de saída do sistema, ou seja, as forças de excitação são consideradas variáveis desconhecidas. A principal dificuldade deste método refere-se à medição de um grande número de sinais, o que nem sempre é uma tarefa fácil para os casos práticos.

Dando sequência às investigações, Chiarello e Pederiva (1999) desenvolveram um processo de controle e diagnóstico de falhas com base em funções de paridade, que são determinadas a partir da equação matricial de Ljapunov. Por meio de um processo de transformação de coordenadas, foi possível obter as funções de paridade robustas para variações de certos parâmetros. Cada função de paridade tem sensibilidade para um parâmetro ou conjunto de parâmetros que permitem, através de uma análise lógica, a determinação da ocorrência de uma falha e também a sua localização.

No âmbito dos trabalhos mais recentes, Bachschmid et al. (2002) apresentam um método de identificação baseado em modelo para múltiplas falhas em sistemas rotativos. O método requer a definição dos modelos dos elementos que compõem o sistema, ou seja, o rotor, os mancais e a

fundação, assim como os modelos das falhas, os quais podem ser representados por componentes harmônicas de forças ou momentos equivalentes do sistema. A identificação das múltiplas falhas é feita através de um ajuste por mínimos quadrados no domínio da frequência, por meio da minimização de um resíduo multidimensional das vibrações em alguns planos de medição na máquina, e as vibrações calculadas devido às falhas que atuam no sistema. Os resultados desta análise demonstraram que a identificação simultânea de uma ou duas falhas é mais robusta com relação aos erros de modelagem.

Seguindo esta mesma linha, Pennacchi et al. (2007) apresentam um melhoramento a respeito das técnicas de identificação baseadas na ponderação do método dos mínimos quadrados, através da introdução de um método mais robusto, o M-estimate, que permite definir automaticamente os pesos. Este método é geral e pode ser aplicado a todos os problemas de regressão ou estimativa, não necessariamente relacionados com a dinâmica de rotores.

No ano seguinte, Pennacchi (2008) descreve, de forma detalhada, a teoria necessária, introduzindo vários conceitos de estatística, para a aplicação de estimação robusta. Os algoritmos necessários (baseado no método dos mínimos quadrados ponderados), também são descritos. Então, são introduzidos os diferentes tipos de “M-estimate” propostos na literatura. Suas performances, no que diz respeito a aplicações mecânicas, são avaliadas por meio de uma análise teórica e de alguns exemplos numéricos simples.

Métodos baseados em modelos, geralmente, aplicam técnicas de minimização de erros, como os mínimos quadrados, para estimar (ou identificar) a falha. Entretanto, técnicas heurísticas de busca também podem ser aplicadas.

Neste contexto, Assis e Steffen (2002) desenvolveram uma metodologia geral baseada na 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.

Outro importante trabalho foi desenvolvido por Tapia et al. (2004). Os autores compararam o método de mínimos quadrados e algoritmos genéticos no ajuste de componentes aplicados a máquinas rotativas, com a aplicação destes métodos de ajuste na resposta dos sistemas rotativos em funcionamento.

No mesmo ano, 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). Já no ano seguinte, Castro e Cavalca (2005) propuseram um problema multi-objetivo aplicado a este método de otimização. Anos mais tarde, Castro (2007) apresenta uma técnica que permite a calibração de modelos matemáticos para a aplicação em sistemas rotativos. O método baseia-se na aplicação de uma busca meta-heurística híbrida, que emprega algoritmo genético e *simulated annealing*. Os autores concluíram que o método é eficiente para a identificação do desbalanceamento presente no rotor.

Por fim, Sanches e Pederiva (2010, 2013) trabalharam em um método de detecção de falhas baseado em correlação, aplicando filtros para os sinais medidos, a fim de reduzir o número de variáveis medidas. A pesquisa deu ênfase na detecção do empenamento do eixo associada ao desbalanceamento. Resultados simulados demonstraram a viabilidade do método.

Tendo em vista o cenário apresentado, o presente trabalho tem como objetivo dar continuidade à análise da influência do desgaste em mancais hidrodinâmicos na resposta do sistema rotativo. Sendo assim, é proposta a identificação de alguns parâmetros característicos deste desgaste, a partir da resposta dinâmica do sistema rotor-mancais no domínio da frequência. Esta identificação é realizada através de um método de busca que visa minimizar uma função objetivo, a qual, por sua vez, compara a resposta obtida numericamente com a resposta experimental proveniente de uma bancada de testes instrumentada.

Para este propósito, o trabalho desenvolvido anteriormente por Machado (2011) é considerado como ponto de partida para esta análise. Este trabalho apresenta um estudo sobre o efeito de algumas descontinuidades geométricas no comportamento dinâmico de mancais hidrodinâmicos multilobulares. As descontinuidades foram introduzidas na forma de ranhuras axiais. Verificou-se que a inserção dessas ranhuras axiais, assim como no caso do desgaste, resulta em uma alteração na folga radial do mancal, afetando de forma significativa seus coeficientes dinâmicos equivalentes de rigidez e amortecimento. A alteração nos coeficientes, por sua vez, provoca uma alteração no grau de anisotropia introduzida no sistema pelos mancais, o que influencia a resposta em frequência direcional do sistema rotativo.

O cálculo da distribuição de pressão e, conseqüentemente, das forças hidrodinâmicas geradas pelo filme de óleo, é feito através do método dos volumes finitos, adaptado para situações onde o filme de óleo é descontínuo (Machado e Cavalca (2011)). O modelo do desgaste utilizado é uma adaptação do modelo proposto por Dufrane et al. (1983).

Na modelagem do sistema rotor-mancais o modelo do rotor é representado através do método clássico dos elementos finitos e os mancais são aproximados por coeficientes dinâmicos de rigidez e amortecimento, a fim de representar tais efeitos inerentes ao filme de óleo, respeitando o grau de linearidade dos mesmos nas respectivas faixas de operação do rotor.

A resposta em frequência do sistema rotor-mancais em coordenadas direcionais é utilizada para a construção da função objetivo devido ao fato de que esta resposta é influenciada pela anisotropia do sistema, a qual tende a aumentar na presença do desgaste, através de uma contribuição mais expressiva da componente retrógrada na resposta dinâmica do sistema.

3. DESENVOLVIMENTO TEÓRICO E MODELAGEM NUMÉRICA

A modelagem dos mais diversos tipos de máquinas e sistemas mecânicos é um tema de pesquisa recorrente no meio científico. Sendo assim, estudos relacionados a este tema visam obter modelos matemáticos que possam representar, de maneira satisfatória, o comportamento dinâmico real dessas máquinas e, com isso, estabelecer as condições operacionais padrões, garantindo o bom funcionamento e, também, o monitoramento para antever eventuais falhas. Sabe-se ainda que a ocorrência de eventos inesperados nesse tipo de máquina representa um grande risco para seus operadores, além da considerável perda financeira associada.

Neste capítulo é apresentada a teoria e a metodologia utilizadas no trabalho. A teoria empregada pode ser dividida basicamente em quatro partes. A primeira parte, seção 3.1, refere-se à modelagem do sistema rotativo completo. Isto inclui a modelagem tanto do rotor como a dos mancais. O rotor, modelado por elementos finitos, é representado matematicamente por matrizes de massa, rigidez e amortecimento. Com relação aos mancais, o filme de óleo é representado por coeficientes equivalentes de rigidez e amortecimento, calculados a partir da distribuição de pressão obtida através da equação de Reynolds. Por fim, é apresentado o modelo de excitação por desbalanceamento, assim como a solução do sistema completo no domínio da frequência.

A seção 3.2 trata da modelagem do desgaste e seus parâmetros característicos. O modelo utilizado neste trabalho é uma adaptação de uma das geometrias propostas por Dufrane et al. (1983). Este modelo foi validado posteriormente, de maneira experimental, por Hashimoto et al. (1986). Esta seção mostra de que forma a introdução do desgaste altera a folga radial do mancal, e conseqüentemente, altera suas características estáticas e dinâmicas.

A terceira parte, seção 3.3, consiste no cálculo da resposta em frequência direcional do sistema rotativo. Neste caso, a resposta do sistema rotor-mancais é analisada em coordenadas direcionais. A resposta física do rotor, no plano transversal ao eixo, é relacionada com as componentes diretas e retrógradas da resposta do sistema, evidenciando desta forma, os efeitos da

anisotropia oriunda dos mancais.

Finalizando o capítulo, a seção 3.4 trata do emprego de uma técnica de busca e identificação para que, a partir da resposta direcional experimental do sistema rotor-mancais, os parâmetros do desgaste presente no mancal possam ser identificados. A identificação será feita através da comparação entre a resposta medida (experimentalmente) e a resposta obtida utilizando o modelo numérico implementado.

3.1 Sistema Rotativo

O foco desta seção está no equacionamento e na posterior modelagem do sistema rotativo, por elementos finitos, através de um conjunto de discos rígidos e segmentos de eixo com massa e elasticidade distribuídas, e dos mancais hidrodinâmicos, cuja representação ocorre a partir de seus coeficientes equivalentes de rigidez e amortecimento. A análise é feita considerando uma estrutura rígida, buscando desta forma, destacar o efeito da anisotropia oriunda dos mancais.

3.1.1 Equacionamento e Modelagem do Rotor

Uma configuração típica de um sistema rotativo, a qual inclui discos, elementos de eixo e mancais, é ilustrada a seguir (Figura 3.1), juntamente com ambos os sistemas de coordenadas utilizados para a descrição do movimento do sistema.

O sistema de referência da Figura 3.1, XYZ, é o referencial inercial adotado para o modelo, sendo X o eixo axial, enquanto Y e Z são os eixos transversais horizontal e vertical, respectivamente. O sistema de referência xyz é o referencial rotacional, referencial móvel, e é definido em relação ao referencial inercial pela rotação ωt ao redor do eixo X, com ω denotando a velocidade de rotação do rotor (rotação de precessão), já que os eixos X e x são colineares e coincidentes com a linha de centro do rotor não-deformado.

Para pequenas deformações transversais os deslocamentos angulares (B , Γ) são aproximadamente colineares com os eixos (Y , Z), respectivamente, e, portanto, o ângulo de rotação própria φ , para uma velocidade constante do sistema e deformação torsional negligenciável, é Ωt onde Ω denota a velocidade de rotação própria do rotor.

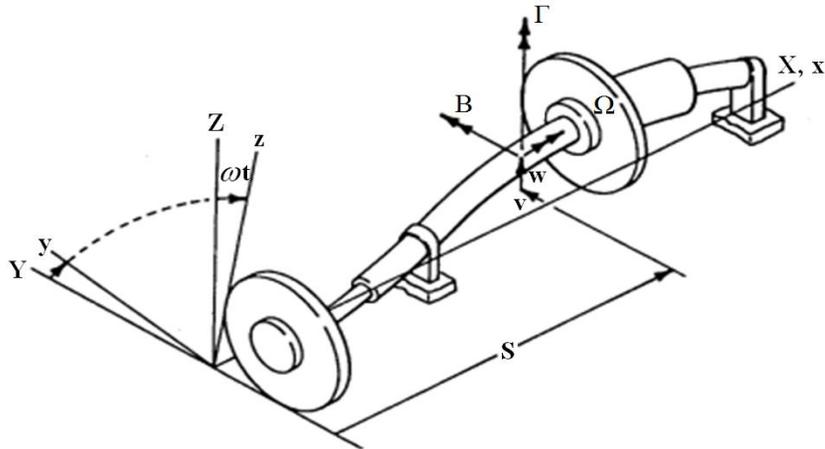


Figura 3.1: Configuração típica de um sistema rotativo (Nelson e McVaugh (1976)).

Neste trabalho, o modelo dinâmico foi obtido utilizando-se o método dos elementos finitos. Neste método, um sistema contínuo é aproximado por elementos finitos considerados, individualmente, contínuos e, os quais são conectados entre si através de nós. Assim, o deslocamento de qualquer ponto do sistema é expresso em função dos deslocamentos de um conjunto finito de nós, aplicando-se uma função de interpolação. É possível, então, realizar o cálculo da energia cinética (T_k), energia de deformação (\tilde{U}_k) e função de dissipação (\tilde{R}_k) de cada elemento k , em função dos deslocamentos dos nós em suas fronteiras. Portanto, para uma estrutura com N elementos, a soma das energias de cada elemento determina a energia estrutural global.

$$T = \sum_{k=1}^N T_k \quad \tilde{U} = \sum_{k=1}^N \tilde{U}_k \quad \tilde{R} = \sum_{k=1}^N \tilde{R}_k \quad (3.1)$$

A energia cinética, a energia de deformação e a energia de dissipação globais são:

$$\mathbf{T} = \frac{1}{2} \{\dot{\mathbf{q}}\}^T [\mathbf{M}] \{\dot{\mathbf{q}}\} \quad \tilde{\mathbf{U}} = \frac{1}{2} \{\mathbf{q}\}^T [\mathbf{K}] \{\mathbf{q}\} \quad \tilde{\mathbf{R}} = \frac{1}{2} \{\dot{\mathbf{q}}\}^T [\mathbf{C}] \{\dot{\mathbf{q}}\} \quad (3.2)$$

Onde $[\mathbf{M}]$, $[\mathbf{C}]$ e $[\mathbf{K}]$ são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez, respectivamente. $\{\mathbf{q}\}$ é o vetor que contém as coordenadas generalizadas.

Com a aplicação da equação de Lagrange (Equação 3.3), é possível obter a equação de movimento do sistema completo. Esta metodologia foi utilizada por diversos autores na literatura, como Lallane e Ferraris (1998).

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathbf{T}}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial \mathbf{T}}{\partial q_k} + \frac{\partial \tilde{\mathbf{U}}}{\partial q_k} + \frac{\partial \tilde{\mathbf{R}}}{\partial \dot{q}_k} = F_k q_k, \text{ para } k = 1, 2, \dots, N \quad (3.3)$$

Sendo q_k a k -ésima coordenada generalizada e F_k a força generalizada atuando na direção da k -ésima coordenada generalizada.

A equação de movimento do sistema completo é, portanto:

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{q}}\} + ([\mathbf{C}] + \Omega[\mathbf{G}])\{\dot{\mathbf{q}}\} + [\mathbf{K}]\{\mathbf{q}\} = \{\mathbf{F}\} \quad (3.4)$$

Onde $[\mathbf{G}]$ é a matriz que inclui o efeito giroscópico e $\{\mathbf{F}\}$ é o vetor que contém as forças externas, como a força de desbalanceamento.

A matriz $[\mathbf{C}]$ é composta pelo amortecimento estrutural do rotor e o amortecimento proveniente dos mancais. O amortecimento estrutural é modelado, neste trabalho, de forma proporcional às matrizes de massa e de rigidez:

$$[\mathbf{C}]_{\text{estrutural}} = \alpha_C \cdot [\mathbf{M}] + \beta_C \cdot [\mathbf{K}] \quad (3.5)$$

Na modelagem por elementos finitos foram utilizadas as matrizes apresentadas em Nelson e McVaugh (1976) para elementos do tipo Euler-Bernoulli. As matrizes são obtidas a partir da aplicação da Equação de Lagrange (Equação (3.3)) aos elementos de viga e de disco que compõem o eixo.

A deformação do centro da seção transversal de um elemento é definida pelas translações $V(X,t)$ e $W(X,t)$, nas direções Y e Z, em relação ao referencial fixo XYZ. A orientação do elemento é fornecida pelas rotações $B(X,t)$ e $\Gamma(X,t)$ em torno dos eixos Y e Z, respectivamente. De forma que o vetor de coordenadas generalizadas, conforme a Figura 3.1, é dado por:

$$q = \{V_k \quad W_k \quad B_k \quad \Gamma_k\}^T \quad (3.6)$$

3.1.1.1 Elementos de disco

Os discos são considerados corpos rígidos delgados (pequena razão L_D/d_d), sendo modelados por apenas um nó, conforme Figura 3.2.

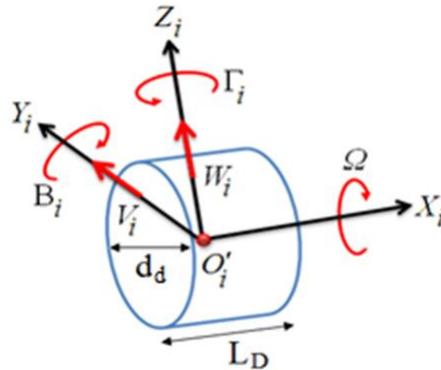


Figura 3.2: Elemento de disco (Mendes, 2011).

Portanto, para um elemento de disco, o desenvolvimento da Equação de Lagrange fornece a seguinte equação de movimento não amortecida:

$$[M_D]\{\ddot{q}_i\} + \Omega[G_D]\{\dot{q}_i\} = \{F\} \quad (3.7)$$

A matriz de massa é obtida a partir da soma de duas matrizes: a matriz de inércia de translação e a matriz de inércia de rotação:

$$[M_D] = [M_{DT}] + [M_{DR}] \quad (3.8)$$

Sendo que $\{F\}$ são as forças externas, $[M_{DT}]$ a matriz de inércia de translação do disco e $[M_{DR}]$ a matriz de inércia de rotação do disco. De acordo Nelson e McVaugh (1976):

$$[M_{DT}] = \begin{bmatrix} m_D & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_D & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad [M_{DR}] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{dy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{dz} \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

A matriz $[G_D]$ é a matriz giroscópica, definida por Nelson e McVaugh (1976) como:

$$[G_D] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -I_{dx} \\ 0 & 0 & I_{dx} & 0 \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

sendo:

$$I_{dy} = I_{dz} = \frac{m_D}{12} \left(\frac{3}{4} (d_d^2 + d_{di}^2) + L_D^2 \right)$$

$$I_{dx} = \frac{m_D}{8} (d_d^2 + d_{di}^2)$$

Onde m_D é a massa do disco, I_{dy} e I_{dz} são os momentos de inércia radiais e I_{dx} o momento de inércia polar, d_d o diâmetro externo do disco, d_{di} o diâmetro interno e L_D a espessura do disco.

3.1.1.2 Elementos de viga

O eixo é modelado a partir de elementos de viga (contendo dois nós cada elemento) com massa contínua e seção transversal constante, Figura 3.3. As translações e rotações dos elementos de viga são calculadas a partir das coordenadas generalizadas dos extremos dos elementos, utilizando-se funções de forma.

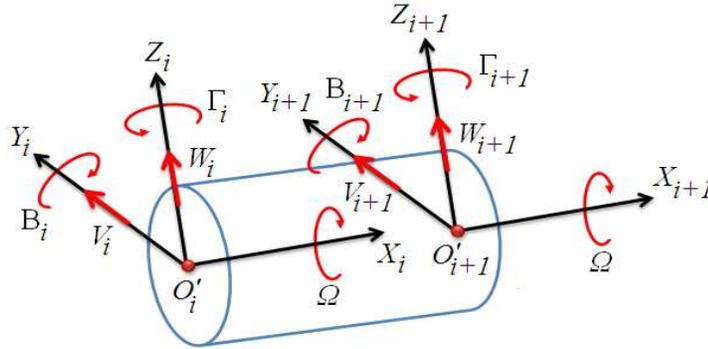


Figura 3.3: Elemento de eixo (Mendes, 2011).

Aplicando a Equação de Lagrange para um elemento de viga entre os nós i e j , obtém-se:

$$[M_E] \begin{Bmatrix} \ddot{q}_i \\ \ddot{q}_j \end{Bmatrix} + \Omega [G_E] \begin{Bmatrix} \dot{q}_i \\ \dot{q}_j \end{Bmatrix} + [K_E] \begin{Bmatrix} q_i \\ q_j \end{Bmatrix} = \{F\} \quad (3.11)$$

A matriz de massa do elemento de viga $[M_E]$ também é composta por dois componentes: a matriz de massa clássica de um elemento de viga $[M_{ET}]$ e a matriz de massa de um elemento de viga que contém a influência do efeito inercial rotacional $[M_{ER}]$ (Nelson e McVaugh (1976)), conforme Equação (3.12).

$$[M_E] = [M_{ET}] + [M_{ER}] \quad (3.12)$$

E as matrizes, segundo Nelson e McVaugh (1976), são:

$$[M_{ET}] = \frac{\rho AL_e}{420} \cdot \begin{bmatrix} 156 & & & & & & & & \\ 0 & 156 & & & & & & & \text{sim.} \\ 0 & -22L_e & 4L_e^2 & & & & & & \\ 22L_e & 0 & 0 & 4L_e^2 & & & & & \\ 54 & 0 & 0 & 13L_e & 156 & & & & \\ 0 & 54 & -13L_e & 0 & 0 & 156 & & & \\ 0 & 13L_e & -3L_e^2 & 0 & 0 & 22L_e & 4L_e^2 & & \\ -13L_e & 0 & 0 & -3L_e^2 & -22L_e & 0 & 0 & 4L_e^2 & \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

$$[M_{ER}] = \frac{\rho d_e^2}{480L_e} \cdot \begin{bmatrix} 36 & & & & & & & & \\ 0 & 36 & & & & & & & \text{sim.} \\ 0 & -3L_e & 4L_e^2 & & & & & & \\ 3L_e & 0 & 0 & 4L_e^2 & & & & & \\ -36 & 0 & 0 & -3L_e & 36 & & & & \\ 0 & -36 & 3L_e & 0 & 0 & 36 & & & \\ 0 & -3L_e & -L_e^2 & 0 & 0 & 3L_e & 4L_e^2 & & \\ 3L_e & 0 & 0 & -L_e^2 & -3L_e & 0 & 0 & 4L_e^2 & \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

$$[G_E] = \frac{\rho Ad_e^2}{240L_e} \cdot \begin{bmatrix} 0 & & & & & & & & \\ 36 & 0 & & & & & & & \text{anti.sim.} \\ -3L_e & 0 & 0 & & & & & & \\ 0 & -3L_e & 4L_e^2 & 0 & & & & & \\ 0 & 36 & -3L_e & 0 & 0 & & & & \\ -36 & 0 & 0 & -3L_e & 36 & 0 & & & \\ -3L_e & 0 & 0 & L_e^2 & 3L_e & 0 & 0 & & \\ 0 & -3L_e & -L_e^2 & 0 & 0 & 3L_e & 4L_e^2 & 0 & \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

$$[K_E] = \frac{EI_{yy}}{L_e^3} \cdot \begin{bmatrix} 12 & & & & & & & \\ 0 & 12 & & & & & & \\ 0 & -6L_e & 4L_e^2 & & & & & \\ 6L_e & 0 & 0 & 4L_e^2 & & & & \\ -12 & 0 & 0 & -6L_e & 12 & & & \\ 0 & -12 & 6L_e & 0 & 0 & 12 & & \\ 0 & -6L_e & 2L_e^2 & 0 & 0 & 6L_e & 4L_e^2 & \\ 6L_e & 0 & 0 & 2L_e^2 & -6L_e & 0 & 0 & 4L_e^2 \end{bmatrix} \quad \text{sim.} \quad (3.16)$$

sendo:

$$I_{yy} = I_{zz} = \frac{\pi}{64} d_e^4$$

onde:

L_e = comprimento do elemento [m]

A = área da seção transversal do elemento [m²]

ρ = massa específica do material [kg/m³]

d_e = diâmetro do elemento [m]

E = módulo de Young (módulo de elasticidade) [N/m²]

I_{yy} = momento de inércia de área [m⁴]

3.1.1.3 Matrizes globais do eixo

As matrizes de cada elemento são agrupadas em matrizes globais, que contém todos os graus de liberdade do modelo, conforme a Figura 3.4, utilizadas na equação de movimento do sistema rotativo (Equação (3.4)). Neste agrupamento, os termos das matrizes correspondentes aos graus de liberdade de um nó do elemento de eixo, são somados aos correspondentes graus de liberdade de um dos nós da matriz elementar do elemento sucessivo.

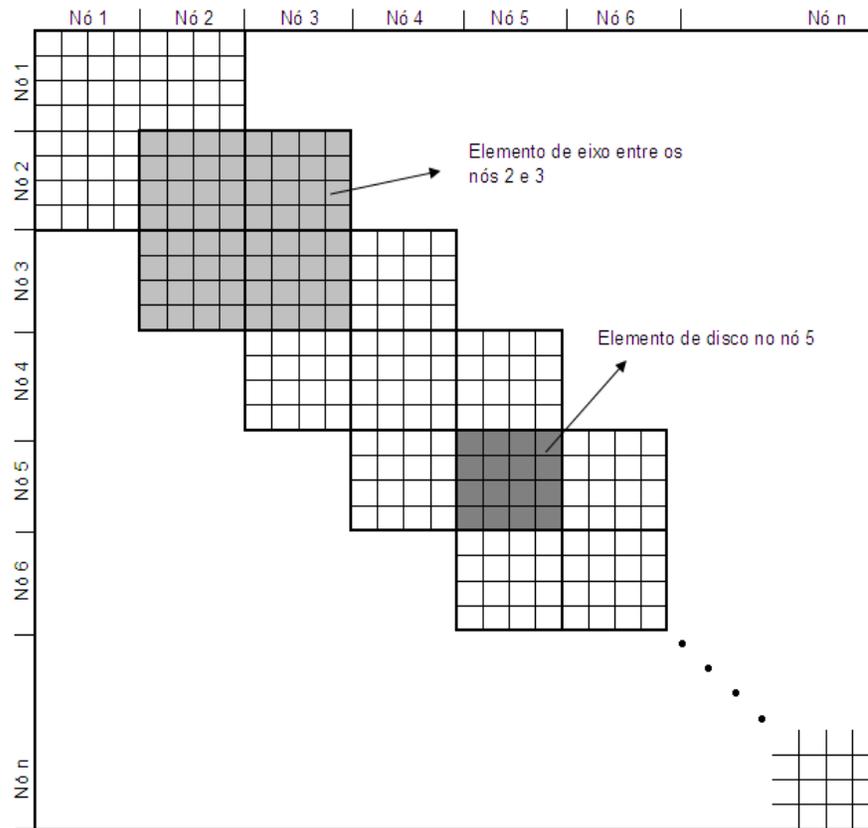


Figura 3.4: Arranjo das matrizes de cada elemento na matriz global (Castro, 2007).

3.1.2 Mancais hidrodinâmicos

Com relação aos mancais hidrodinâmicos, modela-se o filme de óleo considerando a rotação do eixo, o carregamento devido ao peso próprio do rotor, e as características geométricas do mancal, que definem a expressão para a espessura do filme de lubrificante. Esta espessura, por sua vez, é responsável pelo campo de pressões e forças hidrodinâmicas de sustentação geradas. O filme de óleo é, então, representado por coeficientes linearizados equivalentes de rigidez e amortecimento (Figura 3.5), uma vez que esta linearização pode atender razoavelmente parte das aplicações práticas de sistemas rotativos, dentro de determinados intervalos de velocidade de rotação.

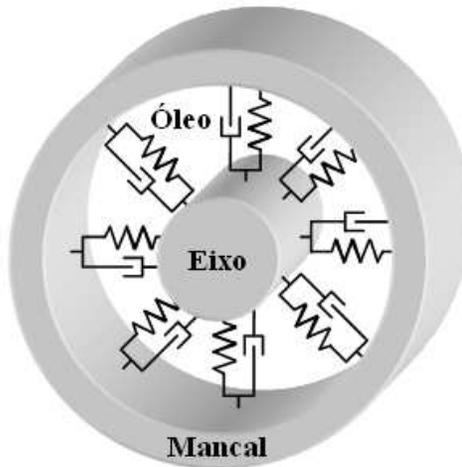


Figura 3.5: Modelo matemático do mancal hidrodinâmico.

3.1.2.1 Modelagem de mancais com descontinuidades geométricas

A base da teoria da lubrificação hidrodinâmica é a Equação de Reynolds, cuja solução fornece a distribuição de pressão no fluido lubrificante. Este campo de pressão é a informação necessária para a resolução da maioria dos problemas na análise de mancais hidrodinâmicos, sendo que as forças hidrodinâmicas de sustentação são obtidas a partir da integração desse campo de pressão.

Desta forma, determinadas as forças hidrodinâmicas, é possível calcular numericamente os coeficientes equivalentes de rigidez e amortecimento do mancal, coeficientes esses que compõem as matrizes de rigidez e de amortecimento do sistema completo.

O método utilizado, neste projeto, para resolução da equação de Reynolds e obtenção da distribuição de pressão é o Método dos Volumes Finitos. Os detalhes e principais conceitos do método foram apresentados em Machado (2011) e são reproduzidos no Apêndice A deste trabalho.

Para analisar o efeito do desgaste, este é modelado de forma a incluir uma descontinuidade na folga radial do mancal, e, conseqüentemente, no filme de óleo. A seguir, é mostrado, de forma resumida, o procedimento para a solução numérica da equação de Reynolds para lubrificação no

caso específico em que a espessura do filme de óleo é descontínua. Este procedimento foi introduzido por Arghir et al. (2002) em uma dimensão, e posteriormente expandido em Machado (2011), para duas dimensões. A abordagem é feita através da discretização da malha em volumes finitos. Para mais detalhes do procedimento ver Machado (2011).

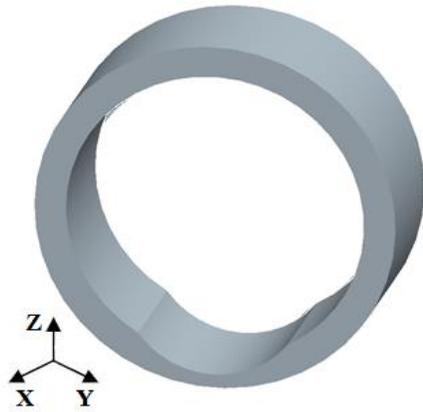


Figura 3.6: Exemplo de um mancal com descontinuidade na folga diametral.

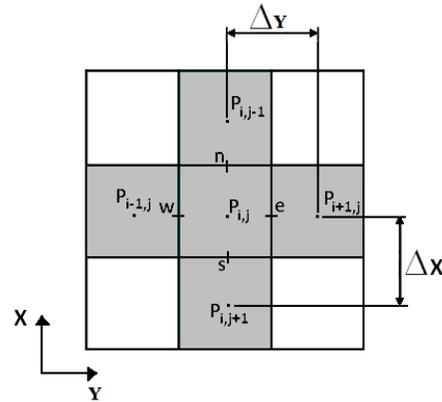


Figura 3.7: Malha de volumes finitos.

Para esta abordagem, considerando o balanço de fluxos de fluido lubrificante em cada volume de controle, a equação de Reynolds deve ser escrita em função dos mesmos. Os fluxos de fluido lubrificante ocorrem em um mancal devido ao cisalhamento do fluido, causado pelo movimento do eixo em relação ao mancal, arrastando o óleo lubrificante, e devido aos gradientes de pressão.

Considerando o sistema de coordenadas Y e X da Figura 3.7, tem-se que os fluxos de fluido por unidade de comprimento, em cada uma das direções, são dados por:

$$q_y = \frac{U}{2}h - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial y} \quad \text{e} \quad q_x = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \quad (3.17)$$

Onde h é a espessura do filme de óleo, μ é a viscosidade absoluta do lubrificante, U é a velocidade periférica do eixo e P é a pressão hidrodinâmica gerada no fluido.

A equação da continuidade para o fluido presente na folga do mancal é da seguinte forma:

$$\frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_x}{\partial x} = \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3.18)$$

Substituindo os termos da Equação (3.17) na Equação (3.18), obtém-se a equação de Reynolds.

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) = 6\mu U \frac{\partial h}{\partial y} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3.19)$$

Na vizinhança próxima do filme de óleo de espessura descontínua, a pressão tem variações muito rápidas e bruscas. A prática usual para descrever a rápida variação da pressão no modelo teórico é escrever a equação de Bernoulli generalizada, imediatamente antes e depois da descontinuidade.

$$P^- + \frac{\rho U^{-2}}{2} = P^+ + \frac{\rho U^{+2}}{2} + \xi \frac{\rho [\text{MAX}(U^-, U^+)]^2}{2} \quad (3.20)$$

O coeficiente de queda de pressão não-nulo ξ tende a levar em conta uma perda adicional da energia devido aos efeitos viscosos e constituem uma contribuição suplementar da análise. Para a solução numérica, partimos da Equação (3.18), reescrevendo os termos para um volume (i, j) como mostrado na Figura 3.7:

$$(q_{i,j}^e - q_{i,j}^w) \Delta x + (q_{i,j}^n - q_{i,j}^s) \Delta y = \frac{dh}{dt} \Delta y \Delta x \quad (3.21)$$

onde:

$$\begin{aligned}
q_{i,j}^e &= \left[-\left(\frac{h^3}{12\mu}\right)_{i,j}^e \frac{P_{i,j}^e - P_{i,j}}{y_{i+1/2,j} - y_{i,j}} + \frac{U h_{i,j}^e}{2} \right] & q_{i,j}^w &= \left[-\left(\frac{h^3}{12\mu}\right)_{i,j}^w \frac{P_{i,j} - P_{i,j}^w}{y_{i,j} - y_{i-1/2,j}} + \frac{U h_{i,j}^w}{2} \right] \\
q_{i,j}^n &= \left[-\left(\frac{h^3}{12\mu}\right)_{i,j}^n \frac{P_{i,j}^n - P_{i,j}}{x_{i,j+1/2} - x_{i,j}} \right] & q_{i,j}^s &= \left[-\left(\frac{h^3}{12\mu}\right)_{i,j}^s \frac{P_{i,j} - P_{i,j}^s}{x_{i,j} - x_{i,j-1/2}} \right]
\end{aligned} \tag{3.22}$$

Para que haja continuidade de fluxo, tem-se que, em cada volume de controle:

$$q_{i-1,j}^e = q_{i,j}^w \quad q_{i,j}^e = q_{i+1,j}^w \quad q_{i,j-1}^n = q_{i,j}^s \quad q_{i,j}^n = q_{i,j+1}^s \tag{3.23}$$

A fim de simplificar a equação, são introduzidas duas novas variáveis:

$$b_{i-1,j}^e = \left[\frac{-\left(\frac{h^3}{12\mu}\right)_{i-1,j}^e}{x_{i-1/2,j} - x_{i-1,j}} \right] = \left[\frac{-\left(\frac{h^3}{12\mu}\right)_{i-1,j}^e}{\Delta x / 2} \right] \quad b_{i,j}^w = \left[\frac{-\left(\frac{h^3}{12\mu}\right)_{i,j}^w}{x_{i,j} - x_{i-1/2,j}} \right] = \left[\frac{-\left(\frac{h^3}{12\mu}\right)_{i,j}^w}{\Delta x / 2} \right] \tag{3.24}$$

Substituindo as relações (3.22) na primeira relação de (3.23), e introduzindo as novas variáveis (3.24), tem-se:

$$b_{i-1,j}^e P_{i-1,j}^e - b_{i-1,j}^e P_{i-1,j} = b_{i,j}^w P_{i,j} - b_{i,j}^w P_{i,j}^w + \frac{U}{2} (h_{i,j}^w - h_{i-1,j}^e) \tag{3.25}$$

Como dito anteriormente, o campo de pressão na interface das discontinuidades deve ser descontínuo, e para descrever a rápida variação da pressão no modelo teórico de lubrificação, escreve-se a equação de Bernoulli generalizada (Equação (3.20)) imediatamente antes e depois da discontinuidade, ou seja, nas posições norte, sul, leste e oeste de cada volume de controle. Nessa análise, como a espessura do filme de óleo é muito fina, o coeficiente ξ é muito pequeno, podendo ser desprezado. Sendo assim, para o lado oeste do volume de controle:

$$P_{i-1,j}^e = P_{i,j}^w + A_{i-1/2,j} \quad \rightarrow \quad A_{i-1/2,j} = \frac{\rho(V_{i,j}^w)^2}{2} - \frac{\rho(V_{i-1,j}^e)^2}{2} \quad (3.26)$$

Levando $P_{i-1,j}^e$ da Equação (3.26) na Equação (3.25) e isolando $P_{i,j}^w$, chega-se em:

$$P_{i,j}^w = \frac{b_{i-1,j}^e P_{i-1,j} + b_{i,j}^w P_{i,j} - b_{i-1,j}^e A_{i-1/2,j} + \left[\frac{U}{2} (h_{i,j}^w - h_{i-1,j}^e) \right]}{(b_{i-1,j}^e + b_{i,j}^w)} \quad (3.27)$$

O procedimento para se obter a pressão nas demais bordas, $P_{i,j}^e$, $P_{i,j}^s$ e $P_{i,j}^n$, é idêntico ao utilizado para encontrar $P_{i,j}^w$.

Antes de desenvolver as equações referentes às bordas de cada volume, são introduzidas novas variáveis a fim de simplificar as manipulações algébricas.

$$\begin{aligned} \tilde{T}_{i-1,j} &= \frac{b_{i-1,j}^e b_{i,j}^w}{b_{i-1,j}^e + b_{i,j}^w} & \tilde{T}_{i+1,j} &= \frac{b_{i,j}^e b_{i+1,j}^w}{b_{i,j}^e + b_{i+1,j}^w} \\ \tilde{T}_{i,j-1} &= \frac{b_{i,j-1}^n b_{i,j}^s}{b_{i,j-1}^n + b_{i,j}^s} & \tilde{T}_{i,j+1} &= \frac{b_{i,j}^n b_{i,j+1}^s}{b_{i,j}^n + b_{i,j+1}^s} \end{aligned} \quad (3.28)$$

Com essas novas variáveis e, tendo encontrado as expressões para a pressão em cada uma das bordas do volume de controle, o próximo passo é encontrar uma expressão para a pressão no centro de cada volume, $P_{i,j}$. Partindo das Equações (3.21) e (3.22), e utilizando as expressões para a pressão de cada uma das bordas ($P_{i,j}^w$, $P_{i,j}^e$, $P_{i,j}^s$ e $P_{i,j}^n$):

$$P_{i,j} = \frac{P_{i,j+1} (\tilde{T}_{i,j+1} \Delta y) + P_{i,j-1} (\tilde{T}_{i,j-1} \Delta y) + P_{i+1,j} (\tilde{T}_{i+1,j} \Delta x) + P_{i-1,j} (\tilde{T}_{i-1,j} \Delta x) + S_{i,j}}{(\tilde{T}_{i,j+1} + \tilde{T}_{i,j-1}) \Delta y + (\tilde{T}_{i+1,j} + \tilde{T}_{i-1,j}) \Delta x} \quad (3.29)$$

3.1.2.2 Forças hidrodinâmicas e coeficientes equivalentes

Os valores de $P_{i,j}$ (Equação (3.29)), para todos os pontos da malha discretizada, são numericamente integrados para obtenção das componentes radial F_r e tangencial F_t das forças hidrodinâmicas. Estas forças são decompostas no sistema inercial Y-Z do mancal (F_y e F_z), utilizando o ângulo de atitude ϕ (Figura 3.8).

$$\begin{aligned} F_r &= \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^M P_{i,j} \cos \theta_i (\Delta y)(\Delta x) \\ F_t &= \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^M P_{i,j} \sin \theta_i (\Delta y)(\Delta x) \end{aligned} \quad \Rightarrow \quad \begin{Bmatrix} F_y \\ F_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -F_r \sin \phi + F_t \cos \phi \\ F_r \cos \phi + F_t \sin \phi \end{Bmatrix} \quad (3.30)$$

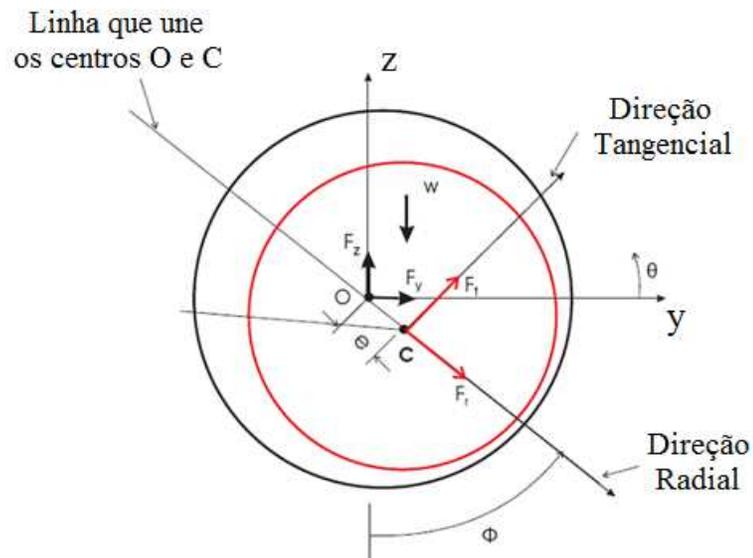


Figura 3.8: Representação esquemática do sistema de referência e das forças no mancal.

Para o cálculo dos coeficientes dinâmicos do mancal, as forças não lineares são expandidas em serie de Taylor, utilizando apenas os termos de primeira ordem, e as expressões diferenciais são aproximadas por diferenças finitas, utilizando a formulação centrada, conforme Equações (3.31) e (3.32).

Coeficiente de Rigidez (K):

$$\begin{aligned}
K_{yy} &= \frac{\Delta F_y}{\Delta \hat{y}} \approx \frac{F_{y+\Delta \hat{y}} - F_{y-\Delta \hat{y}}}{2\Delta \hat{y}} & K_{yz} &= \frac{\Delta F_y}{\Delta \hat{z}} \approx \frac{F_{y+\Delta \hat{y}} - F_{y-\Delta \hat{y}}}{2\Delta \hat{z}} \\
K_{zy} &= \frac{\Delta F_z}{\Delta \hat{y}} \approx \frac{F_{z+\Delta \hat{z}} - F_{z-\Delta \hat{z}}}{2\Delta \hat{y}} & K_{zz} &= \frac{\Delta F_z}{\Delta \hat{z}} \approx \frac{F_{z+\Delta \hat{z}} - F_{z-\Delta \hat{z}}}{2\Delta \hat{z}}
\end{aligned} \tag{3.31}$$

Coeficientes de Amortecimento (R):

$$\begin{aligned}
R_{yy} &= \frac{\Delta F_y}{\Delta \dot{y}} \approx \frac{F_{y+\Delta \dot{y}} - F_{y-\Delta \dot{y}}}{2\Delta \dot{y}} & R_{yz} &= \frac{\Delta F_y}{\Delta \dot{z}} \approx \frac{F_{y+\Delta \dot{y}} - F_{y-\Delta \dot{y}}}{2\Delta \dot{z}} \\
R_{zy} &= \frac{\Delta F_z}{\Delta \dot{y}} \approx \frac{F_{z+\Delta \dot{z}} - F_{z-\Delta \dot{z}}}{2\Delta \dot{y}} & R_{zz} &= \frac{\Delta F_z}{\Delta \dot{z}} \approx \frac{F_{z+\Delta \dot{z}} - F_{z-\Delta \dot{z}}}{2\Delta \dot{z}}
\end{aligned} \tag{3.32}$$

3.1.3 Excitação por desbalanceamento

Com relação aos termos de força de excitação externa, estes podem incluir massa desbalanceada, forças eletromagnéticas, forças de conexão e outros efeitos externos. Contudo, o desbalanceamento é conhecido como sendo uma 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:

$$\{F\} = \{F_c\} \cos \Omega t + \{F_s\} \sin \Omega t = \Omega^2 \eta \tilde{\varepsilon} \begin{Bmatrix} \cos(\Omega t + \psi) \\ \sin(\Omega t + \psi) \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{3.33}$$

Na Equação (3.33), η é o valor da massa desbalanceada, $\tilde{\varepsilon}$ é a excentricidade desta massa e ψ é a fase no qual este desbalanceamento está sendo aplicado. Além disso, temos que o desbalanceamento é aplicado aos graus de liberdade de translação do nó, nas direções Y e Z, conforme a Equação (3.33).

3.1.4 Solução do Sistema no Domínio da Frequência

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 de cada um dos nós. Retomando a Equação (3.4), que é a equação dinâmica global do sistema, apresentada novamente a seguir, consideram-se todos os graus de liberdade do sistema rotativo com N nós.

$$[M]\{\ddot{q}\} + ([C] + \Omega [G])\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\} \quad (3.4)$$

$$\{q\} = \{V_1 W_1 B_1 \Gamma_1 V_2 W_2 B_2 \Gamma_2 \dots V_N W_N B_N \Gamma_N\}^T \quad (3.34)$$

A Equação 3.4 é dependente do tempo t. [M], [C], [G] e [K] são as matrizes globais de massa, amortecimento, giroscópica e de rigidez; {F} é o vetor de todas as forças externas atuantes no sistema. Como dito anteriormente, o agrupamento das matrizes elementares na matriz global é realizado através da superposição dessas matrizes. As forças atuam nos GDL correspondentes ao nó onde está aplicada.

O sistema é resolvido, neste caso, somente para a primeira harmônica, como ocorre na excitação por desbalanceamento. Considerando-se o vetor deslocamento do sistema q(t) e as forças de excitação F(t) variando de forma senoidal com o tempo, tem-se:

$$\begin{aligned} \{q(t)\} &= \{q_o\} e^{j(\Omega t + \varphi)} = \{q_o\} e^{j\Omega t} e^{j\varphi} \\ \{F(t)\} &= \{F_o\} e^{j(\Omega t + \phi)} = \{F_o\} e^{j\Omega t} e^{j\phi} \end{aligned} \quad (3.35)$$

em que {q_o} e φ são as amplitudes e fases das respostas do sistema e {F_o} e φ são as amplitudes e fases das forças de excitação, respectivamente.

Após substituir as primeira e segunda derivadas de q(t), com relação ao tempo, na Equação (3.4), obtém-se a equação de movimento no domínio da frequência,

$$(-\Omega^2[M] + j\Omega([C] + \Omega[G]) + [K])\{q_o\} = \{F_o\} \quad (3.36)$$

A solução do sistema de equações lineares resulta no vetor de amplitudes dos deslocamentos.

A solução das reações em cada um dos nós do rotor para a determinação dos carregamentos nos mancais é realizada pela Equação (3.37), a qual também é determinada pela solução de um sistema de equações lineares.

$$[K]\{q\} = \{F_{eq}\} \quad (3.37)$$

A matriz de rigidez global $[K]$ apresentada na Equação (3.37) considera os mancais apoiados, restringindo os graus de liberdade de translação desses nós. O vetor de forças equivalentes devido às forças e momentos externos que, para maioria dos casos, é o peso próprio do rotor, para um elemento de viga, é:

$$\{F_{eq}\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \tilde{q}_o L / 2 \\ -\tilde{q}_o L^2 / 12 \\ 0 \\ 0 \\ \tilde{q}_o L / 2 \\ \tilde{q}_o L^2 / 12 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.38)$$

O vetor de forças equivalentes é dado para os nós i e j do elemento de viga. O carregamento linearmente distribuído no elemento de viga, \tilde{q}_o , é definido em função da massa específica ρ , da aceleração da gravidade g e dos diâmetros externo (d_e) e interno (d_i):

$$\tilde{q}_o = \frac{\pi \rho g}{4} (d_e^2 - d_i^2) \quad (3.39)$$

Esse mesmo vetor de forças equivalentes, para um elemento de disco rígido, em função do carregamento \tilde{q}_o (Equação (3.39)) é dado na Equação (3.40), ainda multiplicada pela espessura do disco (L_D).

$$\{F_{eq}\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \tilde{q}_o L_D \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.40)$$

3.3 Modelo do Desgaste

O modelo de desgaste escolhido para este projeto é baseado na geometria proposta por Dufrane et al. (1983). Os autores estabeleceram dois modelos de geometria de desgaste. Estes modelos tem uma geometria não circular. O primeiro modelo é baseado no conceito de que o eixo deixa sua ‘impressão’ no mancal e o segundo modelo é baseado na hipótese de um desgaste abrasivo com um arco maior que o diâmetro do mancal. Os autores comparam os resultados obtidos pelos modelos com resultados experimentais, e, para os casos analisados, o segundo modelo obteve uma melhor concordância. Desde então, grande parte dos trabalhos publicados nesta área têm utilizado este modelo. Por este motivo, foi decidido utilizar a hipótese de um desgaste abrasivo no presente trabalho, com algumas contribuições específicas em relação ao modelo original de Dufrane et al. (1983), a saber: o posicionamento angular do desgaste é considerado um parâmetro variável e a modelagem do desgaste é numérica, como mostrado anteriormente, utilizando o método dos volumes finitos para a solução da Equação de Reynolds.

Um esquema do mancal com desgaste é mostrado na Figura 3.9. Este padrão de desgaste

introduz uma película adicional de óleo com espessura $\delta_h(\theta)$ na região delimitada pelos ângulos θ_s e θ_f .

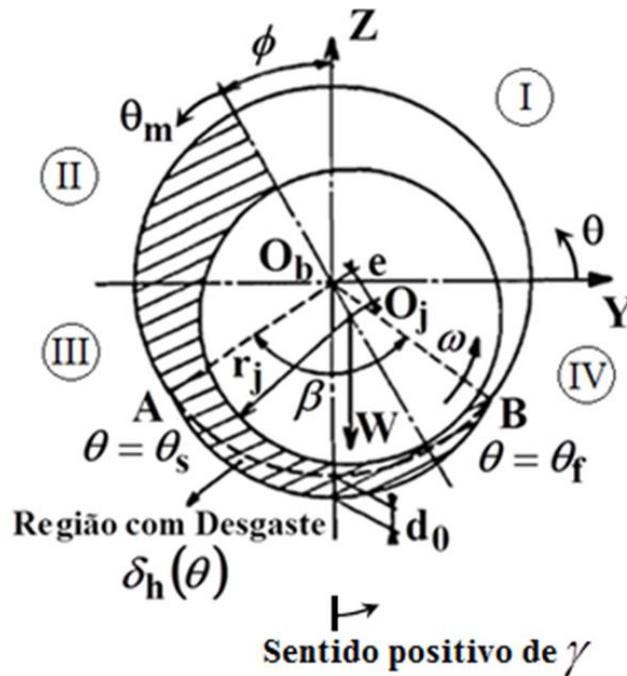


Figura 3.9: Geometria do mancal com desgaste (Adaptado de Dufrane et al. (1983)).

De acordo com este modelo, o desgaste tem a espessura uniforme na direção axial e está localizado simetricamente na parte inferior do mancal, ou seja, simetricamente em relação ao eixo Z. Analisando casos práticos de desgaste em mancais durante a operação em máquinas reais, decidiu-se por modelar este desgaste deslocado para o quarto quadrante (no qual se encontra o centro do eixo, O_j , na Figura 3.9), uma vez que, em geral, este é o quadrante da posição de equilíbrio do eixo no interior do mancal, próximo de onde deve ocorrer a separação das superfícies do eixo e do mancal. Sendo assim, o modelo de Dufrane et al. (1983) foi modificado de forma a incluir este parâmetro, ou seja, o desgaste não mais será necessariamente simétrico ao eixo Z. O centro da extensão angular do desgaste pode estar deslocado de uma quantidade angular em relação ao eixo vertical, denotado por γ .

Sendo assim, a espessura do filme lubrificante na presença do desgaste torna-se:

$$h(\theta) = h_0(\theta) + \delta_h(\theta) \quad (3.41)$$

Onde, no sistema móvel de referência, denotado por θ_m , têm-se:

$$h_0(\theta) = Cr + \tilde{e} \cdot \cos(\theta_m) \quad (3.42)$$

$$\delta_h(\theta) = d_0 - Cr \cdot (1 + \cos(\theta_m + \phi)) \quad (3.43)$$

Sendo d_0 a profundidade máxima do desgaste, Cr a folga radial do mancal e \tilde{e} é a excentricidade do eixo.

Sabendo que:

$$\begin{aligned} e_y &= \tilde{e} \cdot \text{sen}(\phi) \\ e_z &= -\tilde{e} \cdot \text{cos}(\phi) \end{aligned} \quad (3.44)$$

A Equação (3.42) torna-se:

$$h_0(\theta) = Cr - e_z \cdot \text{cos}(\theta_m + \phi) + e_y \cdot \text{sen}(\theta_m + \phi) \quad (3.45)$$

Para o sistema de referência inercial (Y, Z), associado a θ na Figura 3.9, tem-se:

$$\theta_m = \theta - \phi - \pi/2 \quad (3.46)$$

Reescrevendo as Equações (3.43) e (3.45) no sistema de referência (Y, Z), utilizando a Equação (3.46), chega-se em:

$$h_0(\theta) = Cr - e_z \cdot \text{cos}(\theta - \pi/2) + e_y \cdot \text{sen}(\theta - \pi/2) \quad (3.47)$$

$$\delta_h(\theta) = d_0 - Cr \cdot (1 + \cos(\theta - \pi/2)) \quad (3.48)$$

Para as bordas do desgaste, tem-se que no início e no fim da região com desgaste, região entre $\theta = \theta_s$ e $\theta = \theta_f$, a profundidade $\delta_h(\theta)$ é nula, ou seja, para os pontos extremos do desgaste:

$$\begin{aligned} \delta_h(\theta) = d_0 - Cr \cdot (1 + \cos(\theta - \pi/2)) &= 0 \\ \cos(\theta - \pi/2) &= d_0/Cr - 1 \end{aligned} \quad (3.49)$$

Como a função cosseno têm duas soluções idênticas no arco trigonométrico e, incluindo o deslocamento angular γ , chega-se em:

$$\begin{aligned} \theta_s &= \pi/2 + \cos^{-1}(d_0/Cr - 1) + \gamma \\ \theta_f &= \pi/2 - \cos^{-1}(d_0/Cr - 1) + \gamma \end{aligned} \quad (3.50)$$

Desta forma, a espessura de filme pode ser reescrita da seguinte forma:

$$h(\theta) = \begin{cases} h_0, & 0 \leq \theta \leq \theta_s, \quad \theta_f \leq \theta \leq 2\pi \\ h_0 + \delta_h, & \theta_s < \theta < \theta_f \end{cases} \quad (3.51)$$

A Equação (3.51) para a espessura do filme de óleo foi inserida no modelo por volumes finitos implementado para o cálculo das características estáticas e dinâmicas dos mancais.

3.3 Resposta Direcional do Sistema

O movimento de rotação de um rotor pode apresentar duas componentes de precessão. A precessão direta que ocorre no mesmo sentido da rotação do rotor, e a precessão retrógrada que ocorre no sentido oposto ao da rotação do rotor, Figura 3.10. Os modos, direto e retrógrado, de

precessão se associam não somente à órbita do rotor como também ao sentido desta. Esses modos são obtidos através de uma análise da resposta em frequência direcional do sistema.

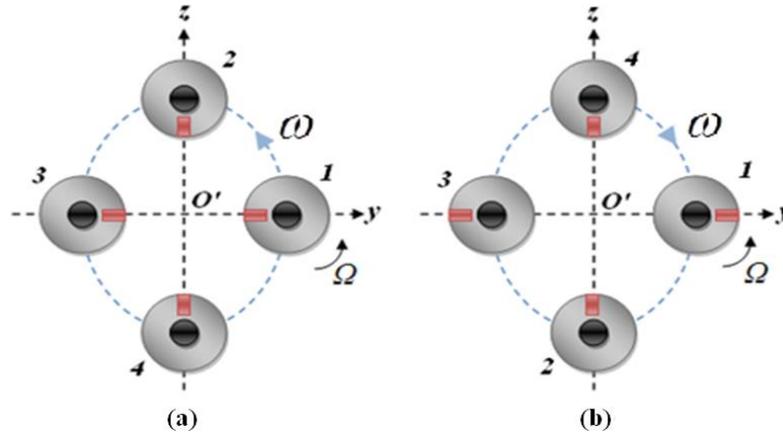


Figura 3.10: Movimento de precessão: (a) direta; (b) retrógrada (Mendes, 2011).

Para fazer a análise direcional da resposta em frequência do sistema rotativo, o sistema rotor-mancais é modelado em coordenadas direcionais. A resposta física do rotor, no plano yz (perpendicular ao eixo do rotor), deve ser relacionada às componentes direta (forward) e retrógrada (backward) da resposta do sistema.

A resposta do sistema apresenta o mesmo comportamento da força de excitação, e as coordenadas perpendiculares podem ser descritas no plano complexo como vetores girantes:

$$\{y\} = \{y_{re} + jy_{im}\}e^{j\Omega t} \quad e \quad \{z\} = \{z_{re} + jz_{im}\}e^{j\Omega t} \quad (3.52)$$

onde y_{re} e z_{re} são as componentes reais, e y_{im} e z_{im} são as componentes imaginárias dos vetores girantes. A Equação (3.52) pode ser desenvolvida como segue:

$$\begin{aligned} \{y\} &= \{(y_{re} + jy_{im})(\cos \Omega t + j\text{sen} \Omega t)\} = \\ &\quad \{(y_{re} \cos \Omega t - y_{im} \text{sen} \Omega t) + j(y_{im} \cos \Omega t + y_{re} \text{sen} \Omega t)\} \\ & \\ \{z\} &= \{(z_{re} + jz_{im})(\cos \Omega t + j\text{sen} \Omega t)\} = \\ &\quad \{(z_{re} \cos \Omega t - z_{im} \text{sen} \Omega t) + j(z_{im} \cos \Omega t + z_{re} \text{sen} \Omega t)\} \end{aligned} \quad (3.53)$$

É importante ressaltar que a parte imaginária está relacionada à rotação dos vetores girantes $\{y\}$ e $\{z\}$, enquanto a parte real corresponde às coordenadas físicas que podem realmente ser medidas. Portanto, a partir da parte real, pode-se escrever a resposta do sistema em coordenadas complexas:

$$\begin{aligned} \{q\} &= y_{re} + jz_{re} \\ \{q\} &= (y_{re} \cos \Omega t - y_{im} \text{sen} \Omega t) + j(z_{re} \cos \Omega t - z_{im} \text{sen} \Omega t) \end{aligned} \quad (3.54)$$

Contudo, a mesma resposta do sistema pode ser representada pela soma de dois vetores girantes, um direto e outro retrógrado:

$$\{p\} = \{f\} + \{b\} \quad (3.55)$$

onde:

$$\begin{aligned} \{f\} &= \{f_{re} + jf_{im}\} e^{j\Omega t} \quad \text{e} \quad \{b\} = \{b_{re} + jb_{im}\} e^{-j\Omega t} \\ \{f\} &= \{(f_{re} + jf_{im})(\cos \Omega t + j \text{sen} \Omega t)\} = \\ &= \{(f_{re} \cos \Omega t - f_{im} \text{sen} \Omega t) + j(f_{im} \cos \Omega t + f_{re} \text{sen} \Omega t)\} \\ \{b\} &= \{(b_{re} + jb_{im})(\cos \Omega t - j \text{sen} \Omega t)\} = \\ &= \{(b_{re} \cos \Omega t + b_{im} \text{sen} \Omega t) + j(b_{im} \cos \Omega t - b_{re} \text{sen} \Omega t)\} \\ \{p\} &= (f_{re} \cos \Omega t - f_{im} \text{sen} \Omega t + b_{re} \cos \Omega t + b_{im} \text{sen} \Omega t) + \\ &+ j(f_{im} \cos \Omega t + f_{re} \text{sen} \Omega t + b_{im} \cos \Omega t - b_{re} \text{sen} \Omega t) \end{aligned} \quad (3.56)$$

Fazendo a igualdade entre as partes reais e imaginárias das Equações (3.54) e (3.56), ou seja, $\{q\} = \{p\}$, obtém-se:

$$\begin{aligned} (y_{re} \cos \Omega t - y_{im} \sin \Omega t) &= (f_{re} \cos \Omega t - f_{im} \sin \Omega t + b_{re} \cos \Omega t + b_{im} \sin \Omega t) \\ (z_{re} \cos \Omega t - z_{im} \sin \Omega t) &= (f_{im} \cos \Omega t + f_{re} \sin \Omega t + b_{im} \cos \Omega t - b_{re} \sin \Omega t) \end{aligned} \quad (3.57)$$

Rearranjando os termos em $\cos \Omega t$ e $\sin \Omega t$ na Equação (3.57), a relação entre as coordenadas físicas e direcionais é obtida:

$$\begin{cases} y_{re} = f_{re} + b_{re} \\ z_{re} = f_{im} + b_{im} \\ -y_{im} = -f_{im} + b_{im} \\ -z_{im} = f_{re} - b_{re} \end{cases} \quad \text{ou} \quad \begin{cases} f_{re} = (y_{re} - z_{im})/2 \\ f_{im} = (z_{re} + y_{im})/2 \\ b_{re} = (z_{im} + y_{re})/2 \\ b_{im} = -(y_{im} - z_{re})/2 \end{cases} \quad (3.58)$$

O sistema de equações da Equação (3.58) permite a transformação das coordenadas físicas em y e z para as coordenadas direcionais diretas (f - forward) e retrógradas (b - backward), conforme Lee (1991) e Cavalca e Okabe (2010).

Define-se uma matriz de transformação $[A]$, tal que:

$$\begin{Bmatrix} f \\ - \\ b \end{Bmatrix} = [A]^{-1} \begin{Bmatrix} y \\ z \end{Bmatrix} ; \quad \begin{Bmatrix} y \\ z \end{Bmatrix} = [A] \begin{Bmatrix} f \\ - \\ b \end{Bmatrix} \quad (3.59)$$

Onde \bar{b} é o complexo conjugado de b .

A matriz de transformação $[A]$ e sua inversa são expressas como:

$$[A] = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -j & j \end{bmatrix}; \quad [A]^{-1} = \begin{bmatrix} 1/2 & j/2 \\ 1/2 & -j/2 \end{bmatrix} \quad (3.60)$$

As coordenadas angulares e de translação para cada um dos nós dos elementos de viga podem ser transformadas, usando as seguintes relações:

$$\{x_r\} = [T_A]\{p\}; \quad \{p\} = [T_A]^{-1}\{x_r\} \quad (3.61)$$

Onde os vetores $\{x_r\}$ e $\{p\}$, e as matrizes $[T_A]$ e $[T_A]^{-1}$ são:

$$\{x_r\} = \begin{Bmatrix} y_i \\ z_i \\ \alpha_i \\ \beta_i \end{Bmatrix} \quad \{p\} = \begin{Bmatrix} f_i \\ b_i \\ \gamma_i \\ \eta_i \end{Bmatrix} \quad (3.62)$$

$$[T_A] = \begin{bmatrix} [A] & [0] \\ [0] & [A] \end{bmatrix} \quad [T_A]^{-1} = \begin{bmatrix} [A]^{-1} & [0] \\ [0] & [A]^{-1} \end{bmatrix} \quad (3.63)$$

Na Equação (3.62) y_i e z_i são os deslocamentos das coordenadas do i -ésimo nó, α_i e β_i são as coordenadas angulares do i -ésimo nó, f_i e b_i são as coordenadas direcionais do i -ésimo nó, γ_i e η_i são as coordenadas angulares direcionais do i -ésimo nó.

3.4 Busca e Identificação dos Parâmetros do Desgaste

Os parâmetros do desgaste no mancal a serem identificados são a profundidade e a posição angular. Esta identificação é feita a partir da minimização de uma função objetivo que compara a resposta em frequência direcional do sistema rotativo, simulada através do modelo, com uma resposta experimental. Neste processo de minimização, os parâmetros de busca são aqueles que melhor caracterizam o modelo de desgaste nos mancais lubrificados, através dos efeitos inerentes ao mesmo sobre os modos direto e retrógrado do rotor.

Para a função objetivo, inicialmente foi implementada uma função clássica de mínimos quadrados:

$$F_{\min} = (F_{X_{\text{exp}}} - F_{X_{\text{mod}}})^T (F_{X_{\text{exp}}} - F_{X_{\text{mod}}}) \quad L_1 \leq X_p \leq L_u \quad (3.64)$$

onde $F_{X_{\text{exp}}}$ é um vetor que contém os valores experimentais da resposta em frequência direcional, $F_{X_{\text{mod}}}$ é o vetor correspondente com os valores previstos pelo modelo numérico para a resposta do sistema, L_1 é o limite inferior, L_u é o limite superior e X_p é o vetor com os parâmetros minimizadores a serem encontrados.

Observou-se que os métodos de busca, neste caso, tendem a ter uma grande dificuldade em trabalhar com uma função objetivo conforme a Equação (3.64), principalmente devido à presença de uma grande quantidade de mínimos locais na função. Arruda (1992) constatou, após vários testes em exemplos similares ao problema abordado neste trabalho, que a utilização da função objetivo em escala logarítmica melhora a convergência dos procedimentos de busca envolvendo a minimização de uma função objetivo. Isso se deve ao fato de que, ao aplicar a função logarítmica, há uma ponderação dos valores da função objetivo em toda a faixa de frequência, fazendo com que não haja uma mudança brusca dos valores nas proximidades da ressonância. Sendo assim, a função objetivo proposta por Arruda (1992), utilizada neste trabalho, tem a seguinte forma:

$$F_{\min}^{\log} = \sum_i [\log(F_{X_{\text{mod}_i}}) - \log(F_{X_{\text{exp}_i}})]^2 = \sum_i \left[\log \left(\frac{F_{X_{\text{mod}_i}}}{F_{X_{\text{exp}_i}}} \right) \right]^2 \quad L_1 \leq X_p \leq L_u \quad (3.65)$$

A resposta experimental, em um primeiro momento, foi obtida através da aplicação de uma formulação de ruído na resposta gerada pelo modelo numérico (Ferraz e Dos Santos (2001)). O objetivo foi avaliar previamente a eficácia do método de busca, antes dos testes experimentais. A formulação de ruído utilizada é a dada por Ferraz e Dos Santos (2001):

$$F_{X_{\text{exp}_i}} = F_{X_{\text{mod}_i}} + F_{X_{\text{mod}_i}} \cdot \beta_a \cdot \text{rand}[-1,1] + \sqrt{\sum_{j=1}^{j=np} F_{X_{\text{mod}_j}}^2 / np} \cdot \beta_s \cdot \text{rand}[-1,1] \quad (3.66)$$

sendo: $F_{X_{\text{exp}_i}}$ e $F_{X_{\text{mod}_i}}$ as i -ésimas componentes da resposta experimental e da resposta simulada,

respectivamente, para cada passo de iteração, n_p o número de nós nos quais estão sendo avaliadas as respostas em frequência direcionais, β_a o fator devido ao erro aleatório e β_s é o fator devido ao erro sistemático.

O problema de minimização aqui abordado exige um método de busca não-linear que seja suficientemente robusto, uma vez que a função objetivo apresenta um elevado grau de complexidade e, portanto, encontrar o mínimo global não é uma tarefa trivial. O método escolhido para este trabalho é baseado em um algoritmo com região de confiança (Trust Region Algorithm).

Para entender a abordagem da região de confiança para a otimização, considera-se o problema de minimização sem restrições, minimizar $f(x)$, onde a função recebe vetores como argumento e retorna um escalar. Suponha estar em um ponto x em espaço de dimensão n e desejar mover-se para um ponto onde a função tenha um valor inferior. A ideia básica é a de aproximar f por uma função mais simples q , que razoavelmente reflete o comportamento da função f em uma vizinhança N em torno do ponto x . Esta vizinhança é a região de confiança. Um passo de teste \tilde{s} é computado através da minimização (ou minimização aproximada) ao longo de N . Este é o subproblema da região de confiança:

$$\min_s \{q(\tilde{s}), \tilde{s} \in N\} \quad (3.67)$$

O ponto atual é atualizado para ser $x + \tilde{s}$ se $f(x + \tilde{s}) < f(x)$, caso contrário, o ponto atual permanece inalterado e N , a região de confiança, é reduzida e o procedimento para o cálculo do passo de teste é repetido.

As questões-chave na definição de uma região de confiança específica para minimizar $f(x)$ são como escolher e calcular a aproximação q (definida no atual ponto x), como escolher e modificar a região de confiança N , e como resolver de maneira satisfatória o subproblema da região de confiança.

No método da região de confiança padrão (Moré e Sorensen (1983)), a aproximação quadrática q é definida pelos dois primeiros termos da expansão em série de Taylor para f em x e a vizinhança N geralmente tem forma esférica ou elipsoidal. Matematicamente, o subproblema da região de confiança é normalmente definido como:

$$\min \left\{ \frac{1}{2} \tilde{s}^T H s + \tilde{s}^T G \right\} \quad \text{de tal modo que} \quad \| D \tilde{s} \| \leq \Delta \quad (3.68)$$

Onde G é o gradiente de f no ponto x , H representa a matriz Hessiana (a matriz simétrica das segundas derivadas), D é uma matriz diagonal de escala, Δ é um escalar positivo, e $\| \cdot \|$ é a norma-2 da matriz. Existem bons algoritmos para resolver a Equação (3.68) (ver Moré e Sorensen (1983)); tais algoritmos normalmente envolvem a computação de um sistema de autovalores e autovetores completo e um processo de Newton aplicado à equação:

$$\frac{1}{\Delta} - \frac{1}{\| \tilde{s} \|} = 0 \quad (3.69)$$

Tais algoritmos proporcionam uma solução de alta precisão para a Equação (3.68). No entanto, demandam um tempo de processamento proporcional a várias fatorações de H . Portanto, para problemas de grande escala é necessária uma abordagem diferente. Várias aproximações e estratégias heurísticas, com base na Equação (3.68), foram propostas na literatura (Byrd et al. (1988) e Steihaug (1983)). A abordagem de aproximação usada aqui é restringir o subproblema da região de confiança a um subespaço bidimensional \tilde{s} (Byrd et al. (1988) e Branch e Coleman (1999)). Uma vez que o subespaço \tilde{s} foi calculado, o trabalho para resolver Equação (3.68) é trivial, mesmo se informações completas com relação aos autovalores/autovetores são necessárias (uma vez que no subespaço, o problema é apenas bidimensional). O trabalho principal torna-se, agora, a determinação do subespaço.

O subespaço bidimensional \tilde{s} é determinado com o auxílio de um processo de gradiente conjugado pré-condicionado. Define-se \tilde{s} como o espaço linear gerado por \tilde{s}_1 e \tilde{s}_2 , em que \tilde{s}_1

está na direção do gradiente G , e \tilde{s}_2 em uma direção aproximada de Newton, isto é, uma solução de:

$$H \cdot \tilde{s}_2 = -G \quad (3.70)$$

Ou uma direção de curvatura negativa:

$$\tilde{s}_2^T \cdot H \cdot \tilde{s}_2 < 0 \quad (3.71)$$

O fundamento da escolha de \tilde{s} é forçar a convergência global (através da direção mais íngreme de descida ou direção de curvatura negativa) e realizar rápida convergência local (via o passo Newton, quando existir).

Um esboço de minimização irrestrita, usando a ideia de região de confiança, é agora facilmente esquematizado:

- 1) Formular o subproblema bidimensional da região de confiança.
- 2) Resolver a Equação (3.68) para determinar o passo \tilde{s} .
- 3) Se $f(x + \tilde{s}) < f(x)$, então $x = x + \tilde{s}$.
- 4) Ajuste Δ

Estes quatro passos são repetidos até que a convergência seja atingida. A dimensão da região de confiança Δ é ajustada de acordo com regras padrões. Em particular, é reduzida se o passo \tilde{s} não é aceito, isto é, $f(x + \tilde{s}) \geq f(x)$. Recomenda-se Coleman e Verma (2001) e Sorensen (1994) para uma discussão mais detalhada sobre este método.

4. RESULTADOS NUMÉRICOS

Modelos e técnicas de resolução numérica têm ganhado cada vez mais espaço no campo das engenharias. Na maioria dos casos, estes modelos conseguem simular detalhadamente fenômenos complexos das mais variadas áreas da ciência. Isso faz com que projetos virtuais de máquinas e equipamentos sejam cada vez mais usuais e, o posterior monitoramento de seus componentes seja feito de maneira mais eficiente, sem a necessidade de interromper o seu funcionamento.

Tendo em vista a importância da modelagem e simulação numérica, neste capítulo são apresentados alguns resultados numéricos mostrando como o desgaste influencia as principais características estáticas e dinâmicas dos mancais lubrificados, assim como a resposta dinâmica do sistema rotativo. Na primeira seção faz-se uma validação do modelo de desgaste proposto neste trabalho com resultados experimentais oriundos da literatura. Esta validação é muito importante, uma vez que traz um indicativo da consistência do modelo, para que então, possam ser fundamentadas as posteriores análises propostas neste capítulo.

Na seção 4.2 é apresentada a forma como a espessura do filme de óleo presente nos mancais hidrodinâmicos é afetada com o surgimento do desgaste. Vários casos são simulados com diferentes configurações de mancais desgastados, onde também é mostrada a influência deste desgaste na posição de equilíbrio do eixo no interior do mancal. Já a seção 4.3 mostra a distribuição de pressão gerada em um filme de óleo descontínuo, ou seja, um filme de óleo de um mancal desgastado. No que diz respeito às características dinâmicas dos mancais lubrificados, a seção 4.4 traz uma comparação dos coeficientes dinâmicos de rigidez e amortecimento dos mancais para diferentes parâmetros de desgaste.

Com relação ao sistema rotativo completo, a seção 4.5 apresenta a resposta dinâmica de um sistema rotor-mancais em coordenadas direcionais, a fim de mostrar que o surgimento do desgaste no mancal não afeta somente as características deste componente, mas modifica a

resposta de todo o sistema. Por fim, na seção 4.6, a identificação dos parâmetros do desgaste é feita de forma a verificar a eficácia do método de busca e identificação proposto para este trabalho. Nesta última seção, a resposta experimental é simulada acrescida de um ruído, conforme descrito na seção 3.4 do capítulo anterior, com o intuito de avaliar o método para sua posterior utilização com dados experimentais provenientes de uma bancada de testes.

4.1 Primeira Avaliação do Modelo com Dados Experimentais da Literatura

Esta seção aborda a avaliação do modelo de desgaste proposto para este trabalho. Para este propósito, são utilizados os resultados experimentais obtidos por Hashimoto et al. (1986) em um banco de testes instrumentado. Sendo assim, faz-se necessária a utilização de um mancal com as mesmas características daquele utilizado pelos pesquisadores no artigo em questão. Os dados geométricos e operacionais do mancal utilizado no aparato experimental, e que também são utilizados para o cálculo com modelo utilizado neste trabalho, são apresentados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1: Dados geométricos e operacionais do mancal utilizado por Hashimoto et al. (1986).

Diâmetro (mm)	Comprimento Axial (mm)	Folga Radial (μm)	Profundidade Máxima do Desgaste d_0 (μm)	Posição Angular do Desgaste γ ($^\circ$)	Viscosidade (Pa.s)	Rotação (rpm)
70	70	287	142	0	14×10^{-3}	615

A avaliação do modelo numérico aqui desenvolvido é feita através da comparação dos resultados de distribuição de pressão (adimensionalizada); posição de equilíbrio do eixo no interior do mancal (lócus do eixo), onde a razão de excentricidades refere-se a razão entre a excentricidade do eixo e a folga radial do mancal; e capacidade de carga suportada pelo filme de óleo (número de Sommerfeld). Para facilitar a visualização das comparações, os gráficos dos resultados obtidos por Hashimoto et al. (1986) foram reproduzidos neste trabalho, e estes foram plotados juntamente com os resultados numéricos obtidos com o modelo proposto. As Figuras de 4.1 a 4.3 apresentam estas comparações.

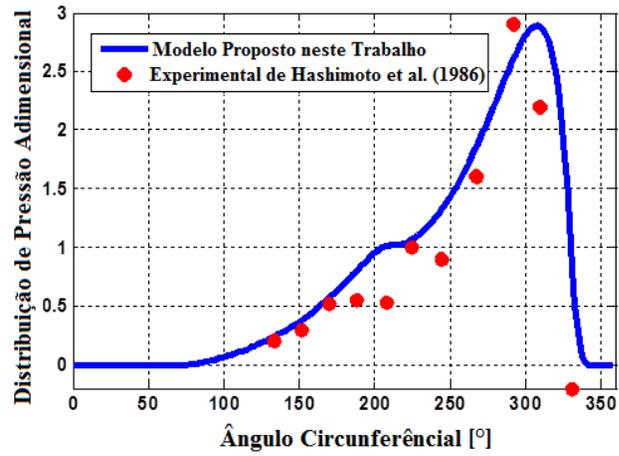


Figura 4.1: Distribuição de pressão no plano central da direção axial para uma excentricidade de $\epsilon=0,8$.

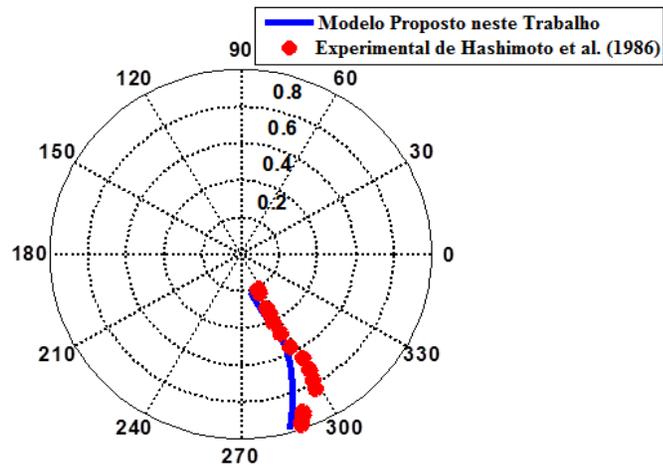


Figura 4.2: Variação do ângulo de atitude com a razão de excentricidade.

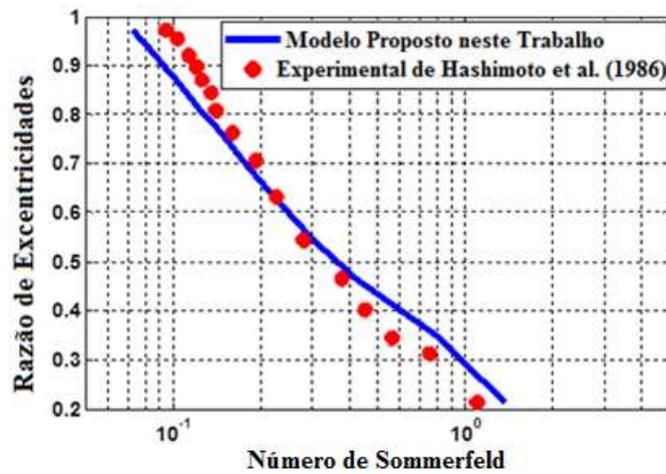


Figura 4.3: Variação da razão de excentricidade com o número de Sommerfeld.

Através da análise das Figuras 4.1, 4.2 e 4.3 nota-se que há uma boa concordância entre os resultados aqui obtidos e os resultados experimentais oriundos na literatura. Esta avaliação é um bom indicativo de que o modelo proposto neste trabalho pode representar de forma satisfatória o comportamento do mancal na presença do desgaste e, portanto, que os resultados apresentados na sequência do trabalho são consistentes para as posteriores discussões.

4.2 Espessura do Filme de Óleo para Mancais Desgastados

Como dito anteriormente, para o mancal hidrodinâmico, o aparecimento do desgaste acarreta em uma mudança em sua folga radial e, conseqüentemente, na espessura do filme de óleo presente neste mancal. Esta seção traz algumas simulações numéricas do efeito deste desgaste na espessura do filme fluído. Os dados geométricos e operacionais do mancal utilizado são mostrados na Tabela 4.2 e se aproximam da condição encontrada no banco de testes utilizado na parte experimental deste trabalho. Para analisar o efeito do desgaste, foram simulados quatro casos com diferentes valores de profundidade do desgaste, e com o valor de $\gamma = 0$. Além disso, mais três casos são simulados para mostrar o efeito de diferentes valores de γ não nulo. Estes casos são mostrados na Tabela 4.3. A posição de equilíbrio encontrada (valores de excentricidade (ε) e ângulo de atitude (ϕ)) em cada um dos casos, também é mostrada na Tabela 4.3.

Tabela 4.2: Dados geométricos e operacionais do mancal simulado.

Diâmetro (mm)	Comprimento Axial (mm)	Folga Radial (μm)	Carga (N)	Viscosidade (Pa.s)	Rotação (rpm)
30	20	90	18,9	$1,044 \times 10^{-1}$	1000

Tabela 4.3: Profundidade do desgaste e posição de equilíbrio para os casos simulados.

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5	Caso 6	Caso 7
d_0	0	$20\mu\text{m}$	$40\mu\text{m}$	$90\mu\text{m}$	$40\mu\text{m}$	$40\mu\text{m}$	$40\mu\text{m}$
γ	0	0	0	0	5°	10°	-5°
ε	0,156	0,200	0,321	0,910	0,342	0,360	0,297
ϕ	$78,34^\circ$	$44,96^\circ$	$22,36^\circ$	$13,64^\circ$	$25,20^\circ$	$28,26^\circ$	$19,80^\circ$

Na Tabela 4.3, percebe-se que com o aumento da profundidade do desgaste, mantendo $\gamma = 0$, há um aumento da razão de excentricidade e uma diminuição do ângulo de equilíbrio (ou ângulo de atitude), ou seja, o eixo encontra uma posição de equilíbrio na parte inferior do mancal, cada vez mais próxima ao centro geométrico do desgaste, conforme esperado. Em relação à variação do valor de γ , com o aumento deste ângulo, há um aumento tanto da excentricidade adimensional como do ângulo de equilíbrio, ou seja, o eixo se desloca na mesma direção do deslocamento de γ .

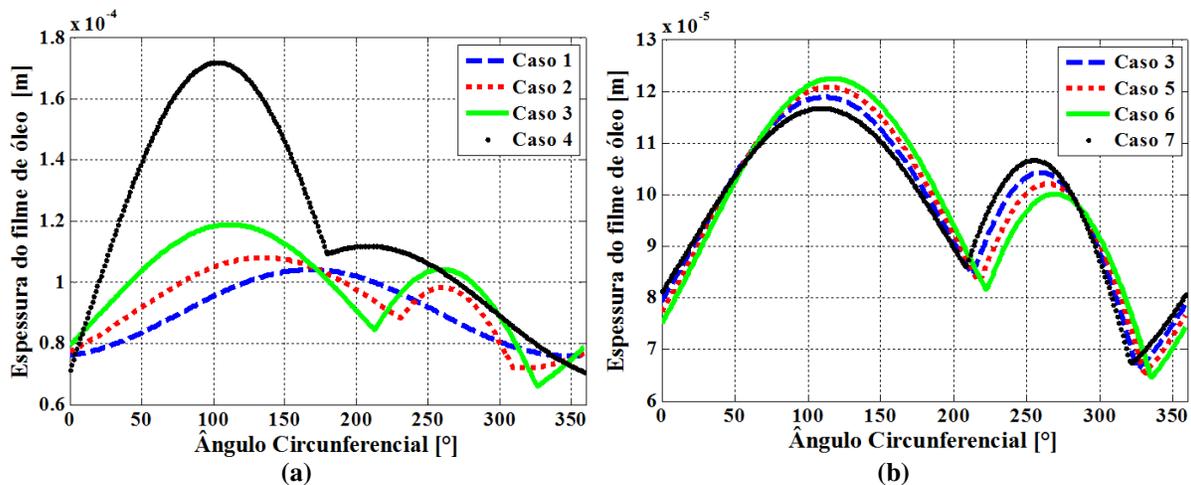


Figura 4.4: Espessura do filme de óleo: (a) para diferentes profundidades de desgaste e (b) para diferentes posições angulares do desgaste (γ).

A Figura 4.4 mostra a variação da espessura do filme de óleo conforme a profundidade do desgaste aumenta (Figura 4.4a), e também a influência de γ (Figura 4.4b), parâmetros estes fundamentais para a caracterização do desgaste. No primeiro caso, para o mancal sem desgaste, a espessura é suave em toda a circunferência. Conforme a profundidade do desgaste aumenta, a espessura de filme não só aumenta, como também apresenta uma quebra de suavidade no ponto de início do desgaste. Conforme indica o conjunto de Equações (3.51), o aumento da profundidade acarreta, também, em um aumento do comprimento angular do desgaste, fazendo com que este se inicie em uma posição angular cada vez mais próxima de $\theta = 180^\circ$ (ver Figura 4.4a). Quando o valor de γ é não nulo, casos 5 à 7, nota-se que a espessura do filme de óleo modifica-se no mesmo sentido de rotação de γ .

4.3 Distribuição de Pressão para um Filme de Óleo Descontínuo

A fim de exemplificar que as alterações, provocadas pela presença do desgaste na espessura de filme de óleo, também acarretam mudanças em outras características do mancal, as distribuições de pressão para quatro casos diferentes foram simuladas, e os resultados são mostrados e analisados nesta seção. No cálculo da distribuição de pressão, a convergência é dada através do equilíbrio das forças externas com as forças hidrodinâmicas, ou seja, em todos os casos, a carga externa aplicada é idêntica. Os dados geométricos e operacionais dos mancais utilizados são os mesmos apresentados na Tabela 4.2, onde somente os parâmetros do desgaste são aqui variados. Os resultados são apresentados sempre em dois gráficos, o gráfico da esquerda traz a distribuição de pressão na superfície do mancal (direções axial e circunferencial) e o gráfico da direita traz a vista lateral, na linha média da direção axial, desta distribuição.

As Figuras 4.5 e 4.6 trazem a distribuição de pressão para o caso do mancal sem desgaste, as Figuras 4.7 e 4.8 para o caso do desgaste com a profundidade mais severa, $d_0=90\mu\text{m}$ e $\gamma = 0$, as Figuras 4.9 e 4.10 para o caso em que a profundidade é próxima a metade da folga radial, $d_0 = 50\mu\text{m}$, e $\gamma = 10^\circ$, e as Figuras 4.11 e 4.12 para um caso com a mesma profundidade do desgaste do caso anterior, $d_0 = 50\mu\text{m}$, mas com uma variação na posição angular deste desgaste, $\gamma = -10^\circ$.

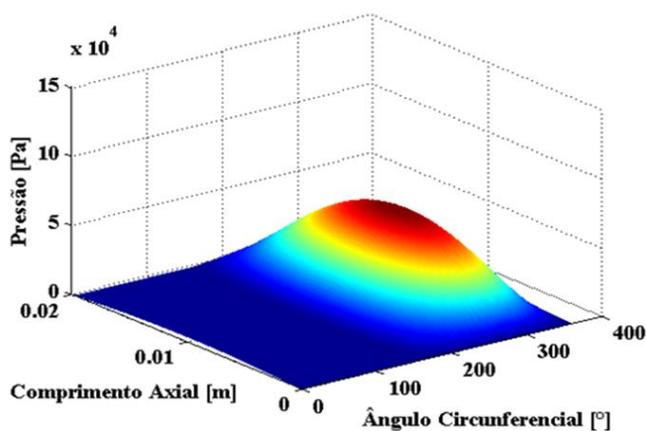


Figura 4.5: Distribuição de pressão para um mancal sem desgaste.

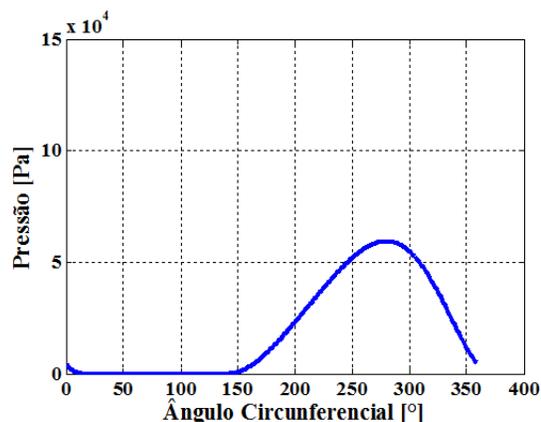


Figura 4.6: Vista lateral da distribuição de pressão para um mancal sem desgaste.

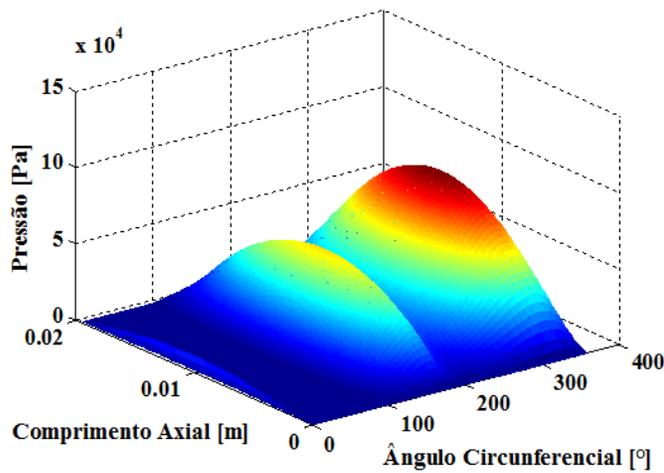


Figura 4.7: Distribuição de pressão para um mancal com desgaste de profundidade $d_0 = 90\mu\text{m}$ e $\gamma = 0$.

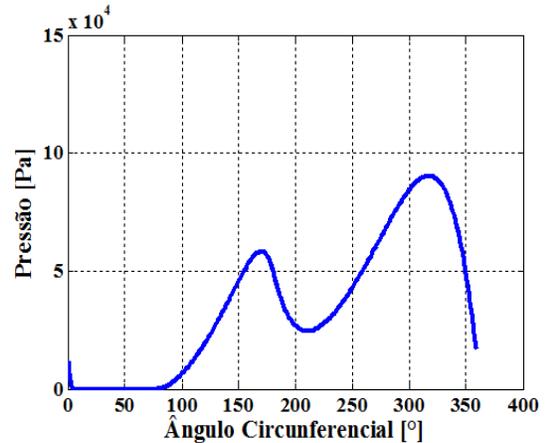


Figura 4.8: Vista lateral da distribuição de pressão para um mancal com desgaste de profundidade $d_0 = 90\mu\text{m}$ e $\gamma = 0$.

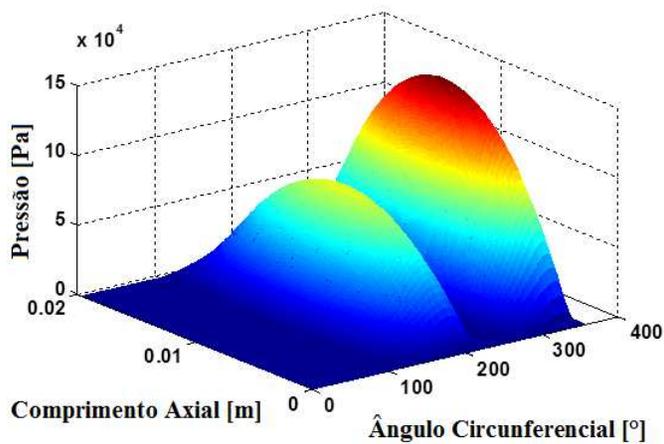


Figura 4.9: Distribuição de pressão para um mancal com desgaste de profundidade $d_0 = 50\mu\text{m}$ e $\gamma = 10^\circ$.

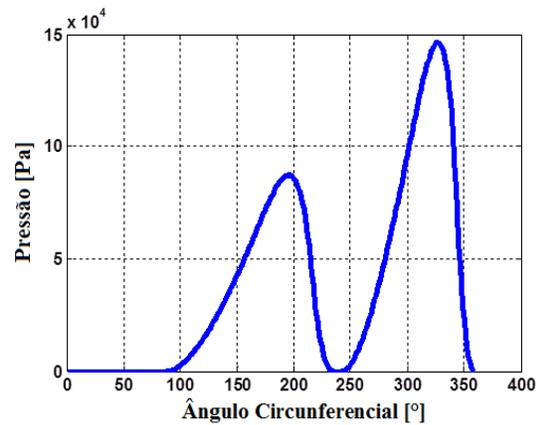


Figura 4.10: Vista lateral da distribuição de pressão para um mancal com desgaste de profundidade $d_0 = 50\mu\text{m}$ e $\gamma = 10^\circ$.

Das Figuras 4.7 a 4.10, nota-se que a presença do desgaste faz com que surjam dois picos de pressão ao redor da circunferência do mancal. Pode-se inferir que, nas maiores profundidades do desgaste, partes do filme de óleo podem não estar carregadas, e, conseqüentemente, podem não contribuir para a sustentação do eixo. Já nas Figuras 4.9 e 4.10, como o desgaste tem efeito em uma região de menor espessura do filme de óleo, região de maior valor de pressão, o segundo pico de pressão apresenta um valor mais elevado quando comparado com casos em que o desgaste é simétrico em relação ao eixo das ordenadas, no sistema de referência do mancal, ou seja, quando $\gamma = 0$.

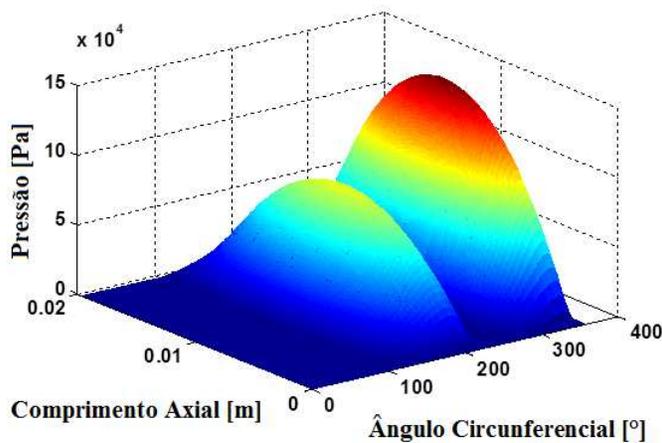


Figura 4.11: Distribuição de pressão para um mancal com desgaste de profundidade $d_0 = 50\mu\text{m}$ e $\gamma = -10^\circ$

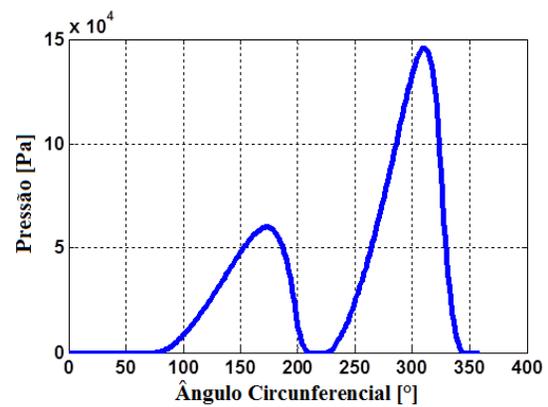


Figura 4.12: Vista lateral da distribuição de pressão para um mancal com desgaste de profundidade $d_0 = 50\mu\text{m}$ e $\gamma = -10^\circ$.

Nas Figuras 4.11 e 4.12, nota-se que a variação da posição angular do desgaste fez com que o primeiro pico de pressão se reduzisse de forma significativa, uma vez que, neste caso, o desgaste encontra-se nas proximidades deste pico de pressão. Isso mostra que o deslocamento angular do desgaste não somente desloca a distribuição de pressão, mas altera também os valores de pressão, assim como a forma da distribuição como um todo.

4.4 Coeficientes de Rigidez e Amortecimento para Mancais Hidrodinâmicos

Como mostrado nas seções anteriores, o modelo utilizado é sensível aos parâmetros propostos para representar o desgaste em relação à espessura do filme de óleo, à capacidade de sustentação do mancal e à distribuição de pressão, ou seja, em relação às características estáticas do mancal. Sendo assim, parte-se agora, para uma avaliação da sensibilidade do modelo linearizado dos coeficientes dinâmicos de rigidez e amortecimento dos mancais aos mesmos parâmetros do desgaste analisados anteriormente.

Nas Figuras 4.13, 4.14, 4.15 e 4.16 são apresentados os coeficientes equivalentes de rigidez e amortecimento para um mancal sem desgaste, e um mancal com um desgaste de profundidade

$d_0 = 10\mu\text{m}$, em três diferentes situações de posicionamento angular deste desgaste, $\gamma = 0^\circ$, $\gamma = 20^\circ$ e $\gamma = -20^\circ$. Os gráficos da esquerda, denotados por (a), apresentam os coeficientes de rigidez enquanto os gráficos da direita, denotados por (b), mostram os coeficientes de amortecimento. Os dados geométricos e operacionais para os mancais analisados são os mesmos apresentados na Tabela 4.2, a única diferença é que, agora, é considerada uma faixa de rotação variando entre 2 e 50Hz (120rpm e 3000rpm) com incrementos de 1Hz (60rpm).

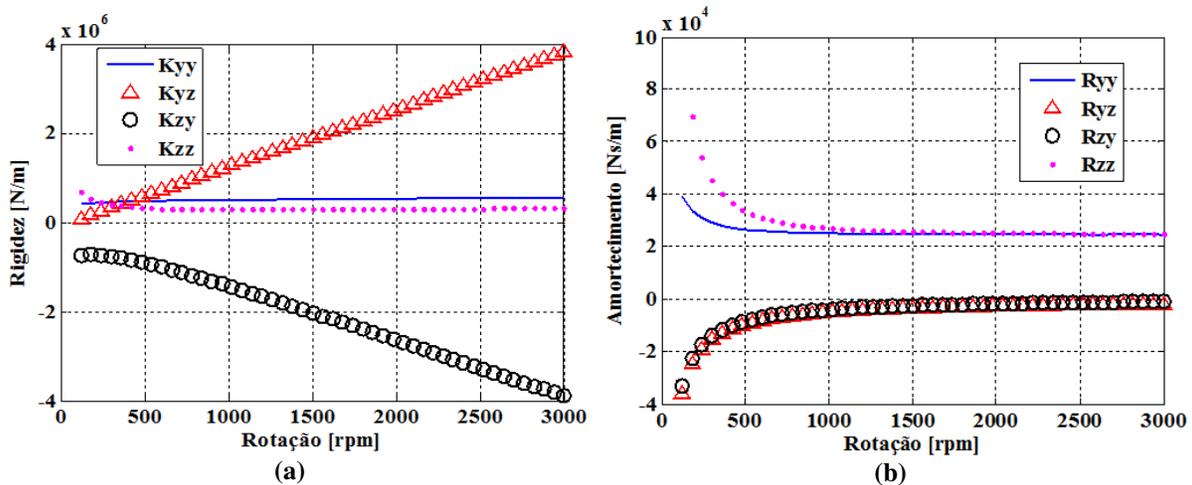


Figura 4.13: Mancal sem a presença do desgaste: (a) coeficientes de rigidez (K) e (b) coeficientes de amortecimento (R).

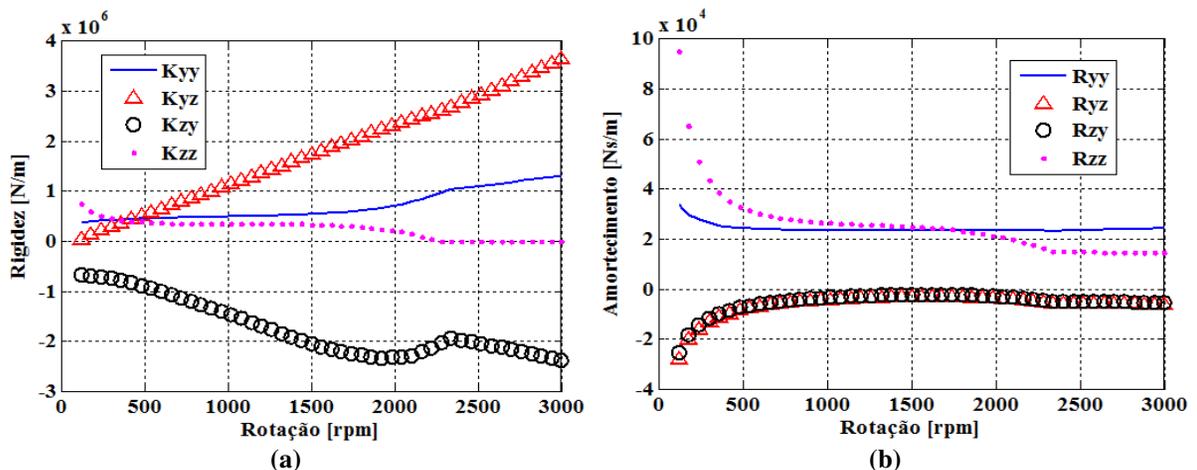


Figura 4.14: Mancal com desgaste de profundidade de $d_0 = 10\mu\text{m}$ e $\gamma = 0^\circ$: (a) coeficientes de rigidez (K) e (b) coeficientes de amortecimento (R).

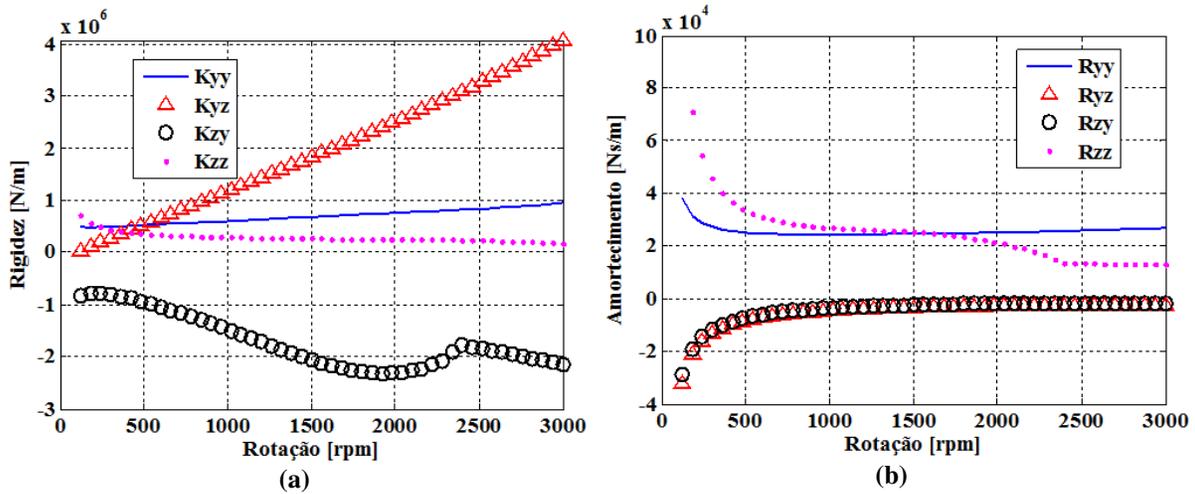


Figura 4.15: Mancal com desgaste de profundidade de $d_0 = 10\mu\text{m}$ e $\gamma = 20^\circ$: (a) coeficientes de rigidez (**K**) e (b) coeficientes de amortecimento (**R**).

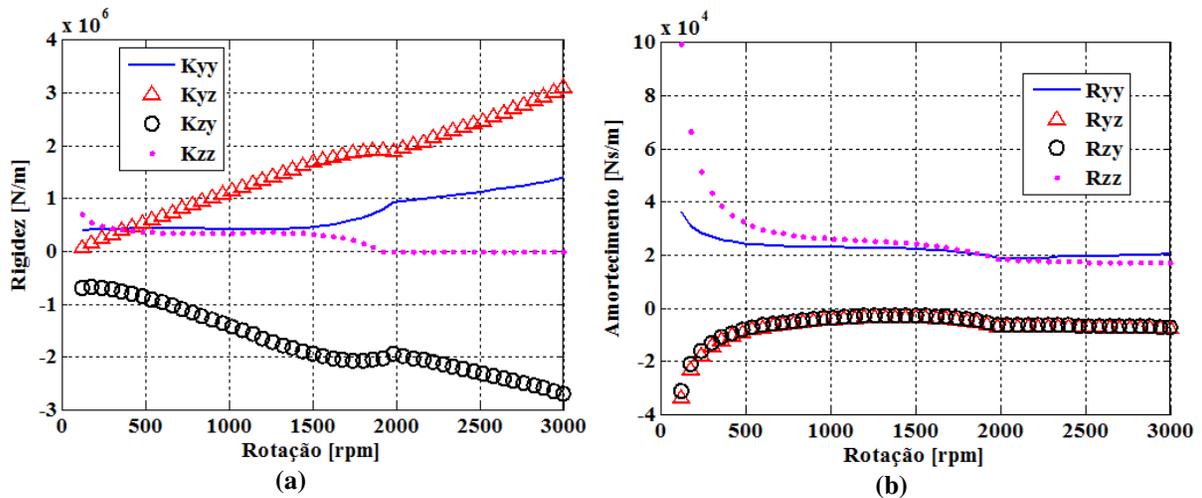


Figura 4.16: Mancal com desgaste de profundidade de $d_0 = 10\mu\text{m}$ e $\gamma = -20^\circ$: (a) coeficientes de rigidez (**K**) e (b) coeficientes de amortecimento (**R**).

Das Figuras 4.13 a 4.16, nota-se que a presença do desgaste altera as relações entre os coeficientes de rigidez diretos e cruzados, especialmente em altas velocidades de rotação, em ambas as direções (Y e Z), ou seja, o desgaste aumenta o caráter anisotrópico destes coeficientes nas duas direções. Assim como discutido na seção anterior, para o caso da distribuição de pressão, a variação da posição angular do desgaste modifica todo o formato da curva dos coeficientes de rigidez. Para os coeficientes de amortecimento, somente o coeficiente direto da direção vertical tem uma variação significativa com a introdução do modelo do desgaste.

4.5 Resposta Direcional do Sistema Rotor-Mancais

Esta seção trata da análise da sensibilidade do modelo em coordenadas direcionais aos parâmetros do desgaste. Esta análise é feita através da comparação da resposta em frequência direcional do sistema. Para isto, um modelo do sistema rotativo completo foi implementado, utilizando o software Matlab R2012a, de forma a analisá-lo em um ambiente dedicado ao problema estudado. A logística das informações é relativamente complexa, uma vez que diferentes configurações de rotores podem ser utilizadas, variando a posição e o número de mancais, assim como a posição e a quantidade de elementos de disco e de viga do rotor. O modelo foi extensivamente testado e comparado com os programas de análise de máquinas rotativas, previamente desenvolvidos no Laboratório (Tuckmantel, 2010 e Mendes, 2011). A Figura 4.17 apresenta um fluxograma das principais entradas e saídas do algoritmo.

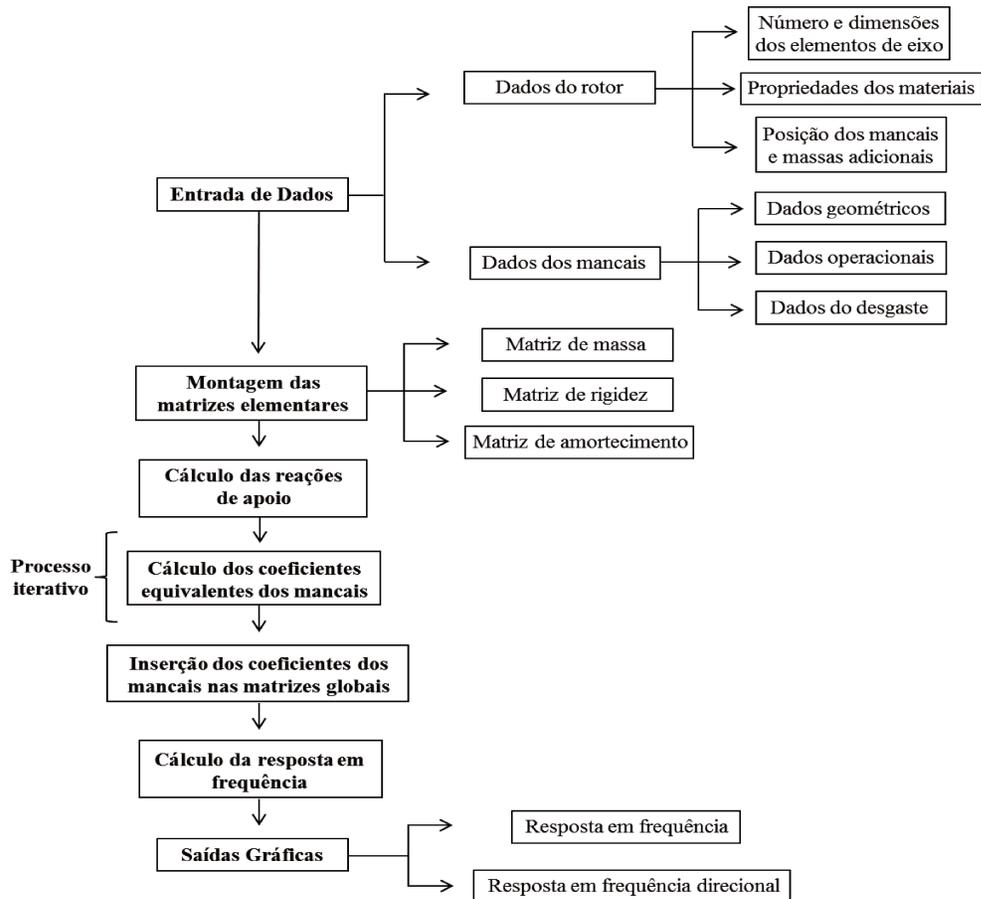


Figura 4.17: Fluxograma do algoritmo desenvolvido.

Para avaliar o modelo do sistema implementado, assim como analisar a influência que o desgaste no mancal tem na resposta direcional do sistema rotativo, um rotor Laval sustentado por dois mancais hidrodinâmicos é utilizado, como esquematizado na Figura 4.18. O rotor é constituído de um eixo de aço ($E=210\text{GPa}$ e $\rho=7800\text{kg/m}^3$) composto de 20 elementos de viga de seção circular, um elemento de disco no centro do rotor e dois mancais hidrodinâmicos idênticos nos nós 3 e 19. A excitação aqui é dada por massa desbalanceada residual no elemento de disco, no entanto, o modelo permite a aplicação de excitações externas provenientes de outras fontes. A massa desbalanceada residual é $\eta=0,005\text{kg}$ com $\tilde{\epsilon}=0.005\text{mm}$ de excentricidade. As dimensões dos elementos de viga são apresentadas na Figura 4.19.

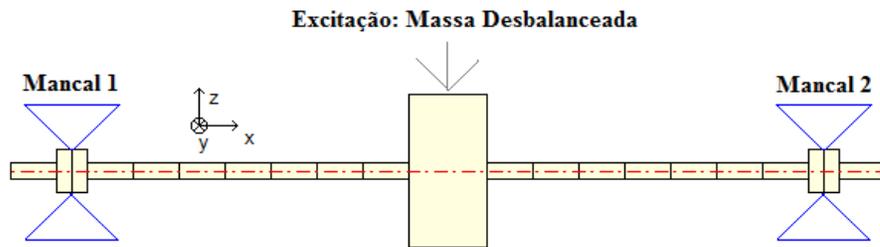


Figura 4.18: Modelo em elementos finitos do rotor.

Elementos de Viga	Diâmetro [mm]	Comprimento [mm]
Elementos do eixo	12	25
Elementos do eixo na posição dos mancais	30	10
Disco rígido	95	48

Figura 4.19: Elementos de viga do eixo.

A comparação é feita para mancais em cinco diferentes condições. As Figuras 4.20a, 4.21a, 4.22a, 4.23a e 4.24a representam a resposta para o nó de um mancal, enquanto as Figuras 4.20b, 4.21b, 4.22b, 4.23b e 4.24b, a resposta para o nó central do rotor. A primeira condição é aquela mostrada na Figura 4.20, onde o eixo é suportado por dois mancais idênticos e sem nenhum tipo de desgaste. A segunda condição é apresentada na Figura 4.21, onde, neste caso, o mancal 1 apresenta um desgaste de profundidade máxima $d_0 = 20\mu\text{m}$, enquanto o mancal 2 não apresenta

desgaste. A terceira condição é mostrada na Figura 4.22, onde ambos os mancais são novamente idênticos, mas neste caso, apresentam desgaste com uma profundidade máxima $d_0 = 40\mu\text{m}$. Nestes três casos, considerou-se que o desgaste está simetricamente posicionado em relação ao eixo Z, ou seja, $\gamma = 0$. Por fim, a quarta e a quinta condições são mostradas nas Figuras 4.23 e 4.24, com ambos os mancais idênticos, com desgaste de profundidade máxima $d_0 = 40\mu\text{m}$, porém, nestes casos, os deslocamentos angulares são de $\gamma = -10^\circ$ e $\gamma = 20^\circ$, respectivamente. Os dados geométricos e operacionais para os mancais analisados, novamente, são os mesmos apresentados na Tabela 4.2, considerando, agora, uma faixa de rotação entre 1 e 50Hz com incrementos de 1Hz a cada passo de solução do sistema.

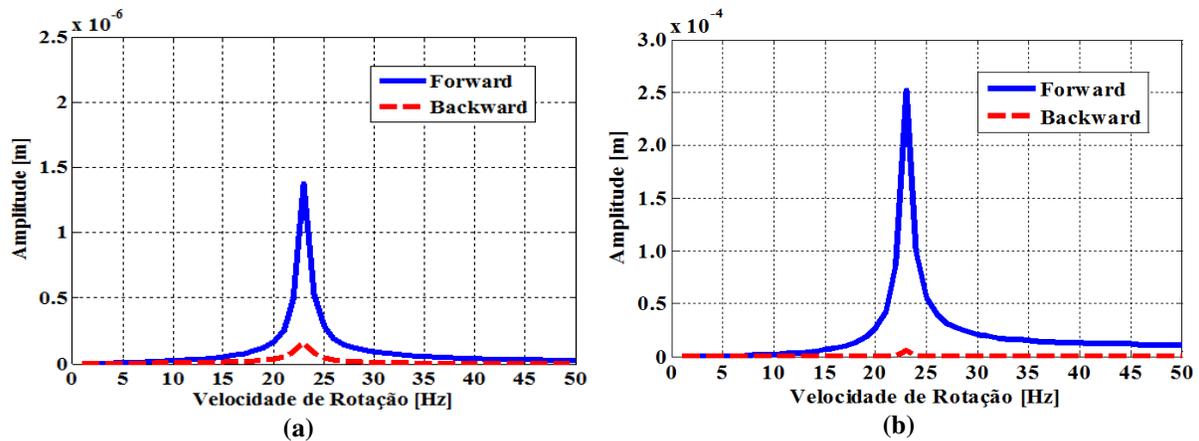


Figura 4.20: Resposta direcional do sistema rotativo: (a) nó do mancal e (b) nó central, para o mancal sem desgaste.

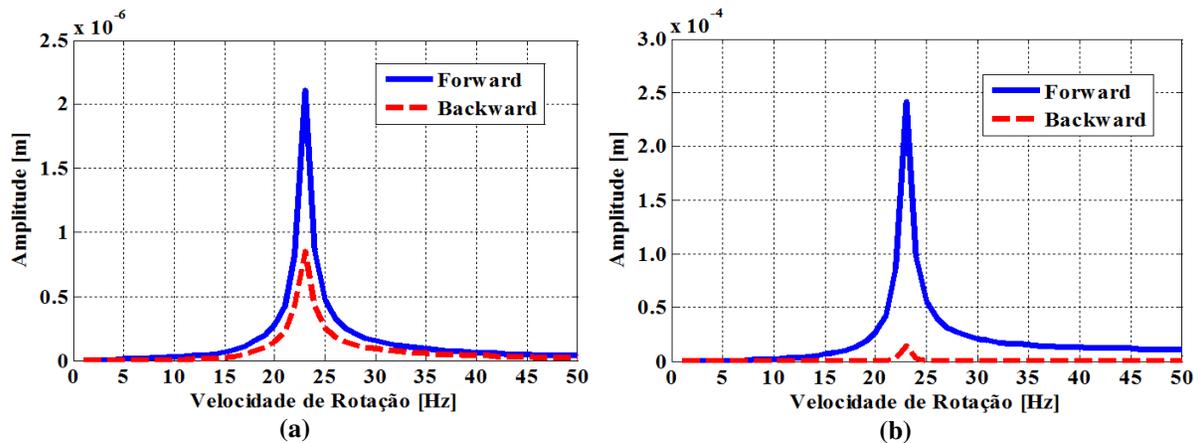


Figura 4.21: Resposta direcional do sistema rotativo: (a) nó do mancal e (b) nó central, para um mancal com um desgaste de profundidade $d_0 = 20\mu\text{m}$ e $\gamma = 0$.

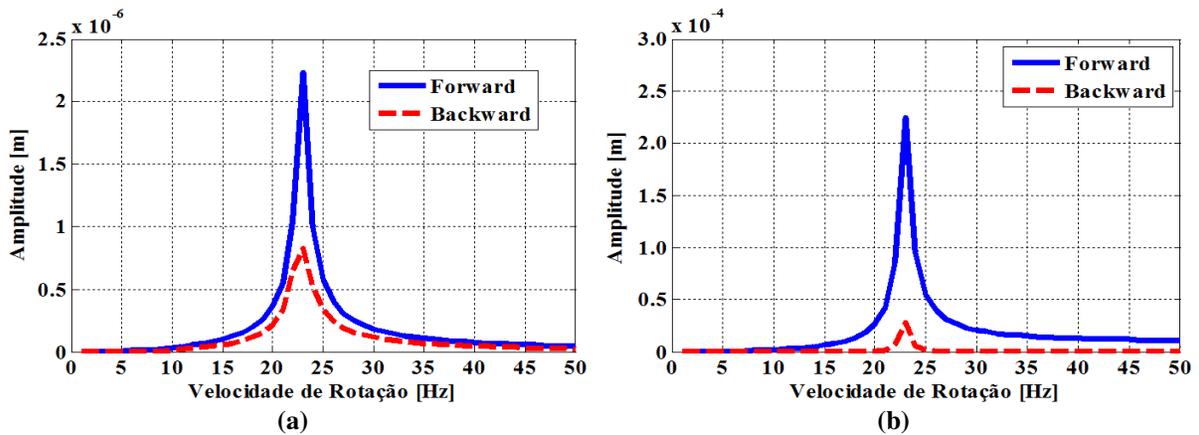


Figura 4.22: Resposta direcional do sistema rotativo: (a) nó do mancal e (b) nó central, para um mancal com um desgaste de profundidade $d_0 = 40\mu\text{m}$ e $\gamma = 0$.

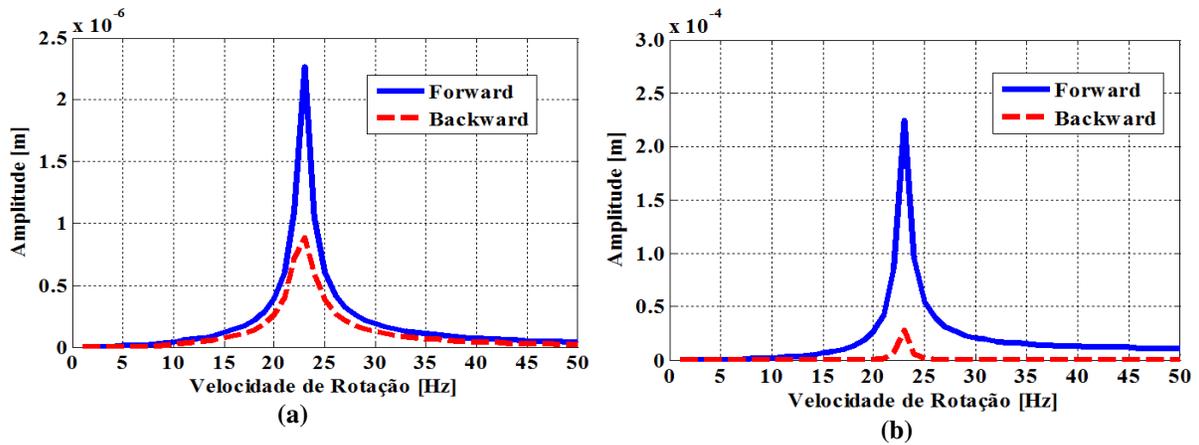


Figura 4.23: Resposta direcional do sistema rotativo: (a) nó do mancal e (b) nó central, para um mancal com um desgaste de profundidade $d_0 = 40\mu\text{m}$ e $\gamma = -10^\circ$.

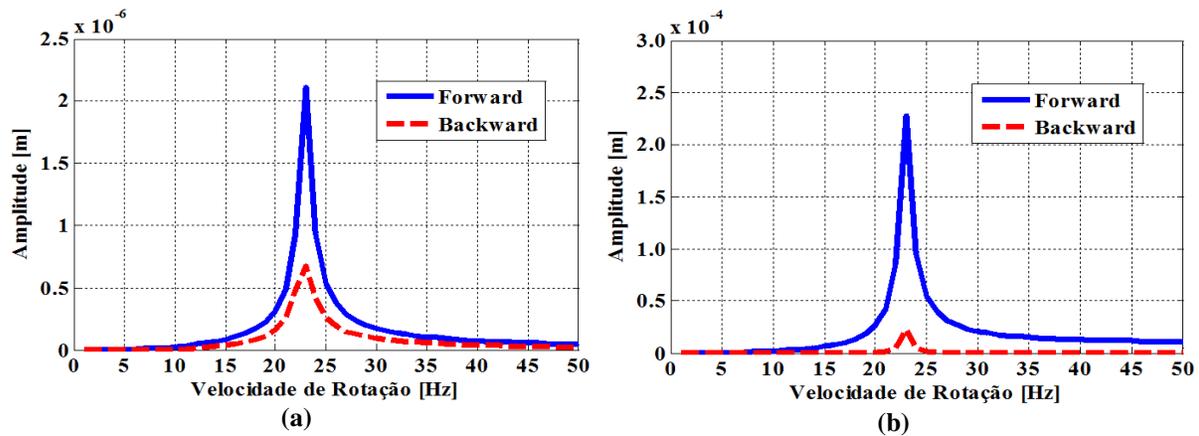


Figura 4.24: Resposta direcional do sistema rotativo: (a) nó do mancal e (b) nó central, para um mancal com um desgaste de profundidade $d_0 = 40\mu\text{m}$ e $\gamma = 20^\circ$.

Fazendo uma análise comparativa das Figuras 4.20, 4.21 e 4.22, nota-se que, com a introdução do desgaste, a componente retrógrada da resposta do sistema aumenta de maneira significativa na posição do mancal. Também pode ser observado que mesmo na posição do disco há um aumento desta componente retrógrada. Este aumento na componente retrógrada mostra que o desgaste é responsável por introduzir um maior grau de anisotropia nos mancais, e, conseqüentemente, no sistema como um todo. Já com relação às Figuras 4.23 e 4.24 houve uma pequena diminuição da componente retrógrada quando o valor de γ deslocou o centro do desgaste no sentido anti-horário (Figura 4.24) e um aumento desta componente para um deslocamento no sentido horário (Figura 4.23).

Vale ser lembrado que, dependendo das características do desgaste, em algumas frequências a componente retrógrada pode se tornar maior que a componente direta no nó do mancal (ver Machado e Cavalca, 2012). Ao mesmo tempo, no nó do disco a componente direta pode ser dominante nestas frequências. Assim, diferentes condições de precessão podem ocorrer simultaneamente ao longo de diferentes seções do eixo. Conseqüentemente, algumas seções podem estar em modos de precessão direta e outras podem estar predominantemente em modos retrógrados.

4.6 Identificação dos Parâmetros do Desgaste

O ajuste dos parâmetros é feito utilizando o sistema mecânico da Figura 4.18. Neste ponto, conforme dito anteriormente, a resposta experimental é simulada da seguinte forma: o algoritmo desenvolvido calcula a resposta em frequência direcional do rotor e, uma vez obtida a resposta simulada, a resposta experimental é estimada através da aplicação do modelo de ruído da Equação (3.66). A identificação dos parâmetros do desgaste no mancal, que para o modelo escolhido são a profundidade e a posição angular, é feita a partir da minimização de uma função objetivo (Equação (3.65)) que compara a resposta em frequência direcional do sistema rotativo simulada com a resposta experimental, conforme descrito no capítulo anterior, na seção 3.4.

O sistema simulado conta com um mancal desgastado, neste caso o Mancal 1 da Figura 4.18. As respostas, tanto simulada como experimental, são calculadas para o nó do mancal desgastado em diferentes velocidades de rotação. O número de velocidades a ser usado foi testado de forma a obter uma boa relação entre o tempo de processamento e a precisão dos parâmetros encontrados. A Tabela 4.4 mostra os valores encontrados para os testes no caso em que foram utilizadas três e sete velocidades. Para o caso de três velocidades, utilizaram-se 20, 23 (frequência natural do sistema) e 26 Hz. Para o caso de sete velocidades, utilizaram-se 18.5, 20, 21.5, 23, 24.5, 26, 27.5 Hz.

Tabela 4.4: Comparação dos resultados da simulação com diferentes número de pontos de velocidades.

	Três Velocidades	Sete Velocidades
d_{0sim}	$20\mu m$	$20\mu m$
γ_{sim}	0°	0°
β_a	5%	5%
β_s	1%	1%
d_{0enc}	$20,155\mu m$	$20,003\mu m$
γ_{enc}	$0,350^\circ$	$0,042^\circ$
F_{min}	$5,012 \times 10^{-6}$	$6,986 \times 10^{-5}$
Tempo Relativo de Processamento	1	2,3

onde:

d_{0sim} é a profundidade máxima do desgaste simulado;

γ_{sim} é a posição angular do desgaste simulado;

β_a é o erro aleatório;

β_s é o erro sistemático;

d_{0enc} é a profundidade máxima do desgaste encontrada;

γ_{enc} é a posição angular do desgaste encontrada;

F_{min} é o valor da função objetivo.

Como pode ser visto na Tabela 4.4, a precisão obtida pelo método de busca, quando foram

utilizadas três velocidades de rotação, é suficiente para identificação dos parâmetros propostos nestas condições. Com relação ao tempo de processamento, nota-se que, para o caso com sete velocidades, este tempo é 2,3 vezes maior quando comparado com o caso onde foram utilizadas três velocidades. Sendo assim, para que o tempo de processamento seja reduzido, serão utilizadas três velocidades de rotação nos caso analisados na sequência.

A fim de avaliar a eficácia do método de busca proposto, seis casos com diferentes configurações de desgaste e com variações no ruído aplicado para as resposta experimental foram testados. O objetivo é verificar se a partir de uma resposta experimental, onde os valores da profundidade e da posição angular do desgaste são previamente conhecidos, o método de busca empregado será capaz de identificar, através da utilização do modelo implementado, os parâmetros deste desgaste. A Tabela 4.5 mostra os resultados obtidos.

Tabela 4.5: Resultados da identificação dos parâmetros do desgaste.

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5	Caso 6
d_{0sim}	$20\mu m$	$20\mu m$	$20\mu m$	$40\mu m$	$40\mu m$	$40\mu m$
γ_{sim}	0°	0°	10°	0°	10°	-5°
β_a	5%	10%	5%	5%	10%	5%
β_s	1%	2%	1%	1%	1%	2%
d_{0enc}	$20,155\mu m$	$19,868\mu m$	$20,302\mu m$	$40,955\mu m$	$41,451\mu m$	$39,016\mu m$
γ_{enc}	$0,350^\circ$	$-0,365^\circ$	$10,041^\circ$	$0,155^\circ$	$9,685^\circ$	$-5,241^\circ$
F_{min}	$5,012 \times 10^{-6}$	$2,708 \times 10^{-6}$	$2,857 \times 10^{-5}$	$2,145 \times 10^{-6}$	$1,121 \times 10^{-5}$	$8,723 \times 10^{-5}$

Em todos os casos analisados, o método de busca mostrou-se satisfatoriamente robusto para encontrar o valor dos parâmetros empregados. Como pode ser observado na Tabela 4.5, o método apresentou boa precisão, mesmo com o aumento dos erros aleatório e sistemático da formulação de ruído. Para os casos em que a profundidade do desgaste foi de $d_0 = 20\mu m$ os resultados obtidos foram muito promissores, mostrando que o modelo é sensível mesmo para menores profundidades do desgaste.

Por fim, as Figuras 4.25 a 4.30 apresentam a reconstituição das respostas em frequência

direcionais (FRD) para todos os casos apresentados anteriormente na Tabela 4.5. Em todas as figuras, são mostradas as FRDs tanto experimentais, que para os casos aqui analisados foram obtidas com a aplicação do modelo de ruído, quanto aquelas obtidas com os valores encontrados pelo método de busca. Os resultados apresentados são apenas para o nó do Mancal 1, mancal que apresenta o desgaste.

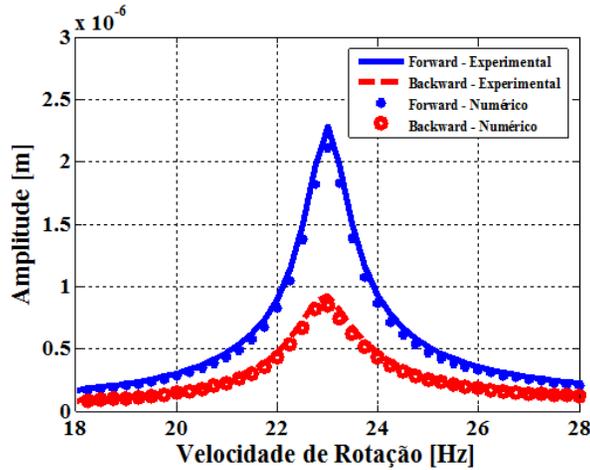


Figura 4.25: Resposta direcional do sistema rotativo para o Caso 1.

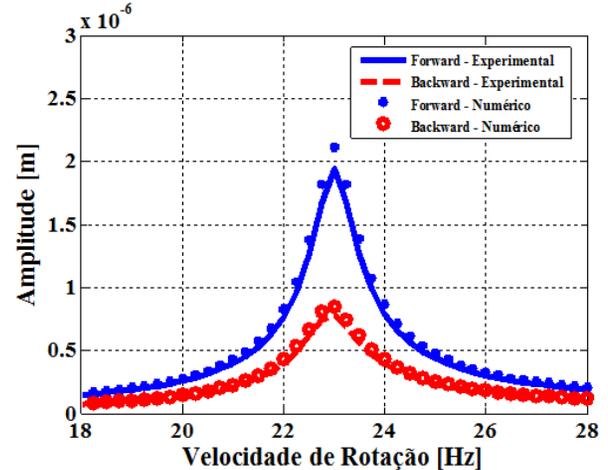


Figura 4.26: Resposta direcional do sistema rotativo para o Caso 2.

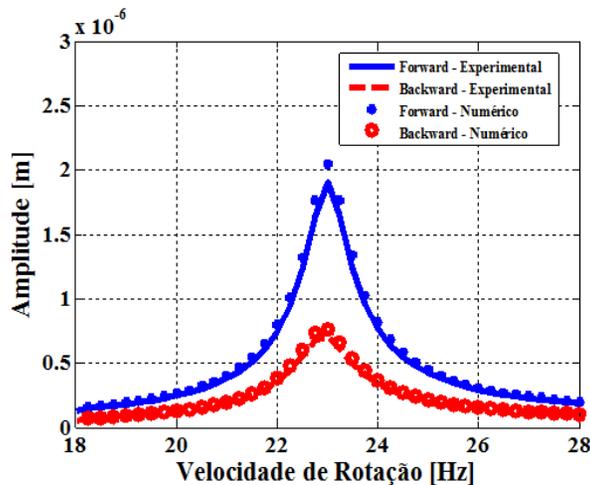


Figura 4.27: Resposta direcional do sistema rotativo para o Caso 3.

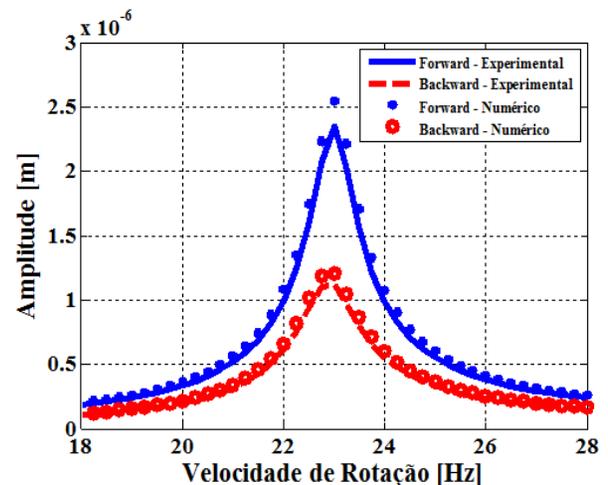


Figura 4.28: Resposta direcional do sistema rotativo para o Caso 4.

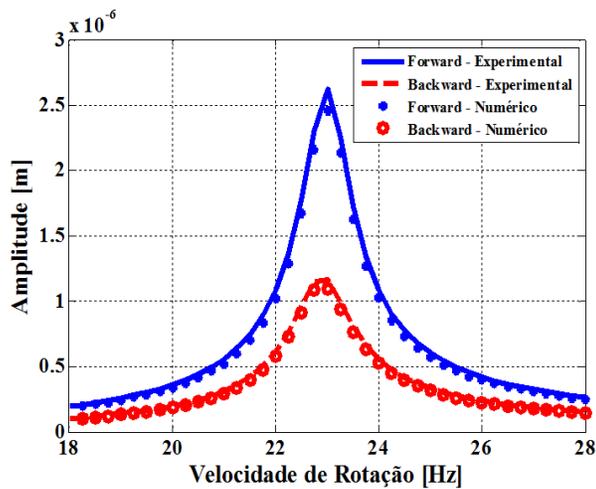


Figura 4.29: Resposta direcional do sistema rotativo para o Caso 5.

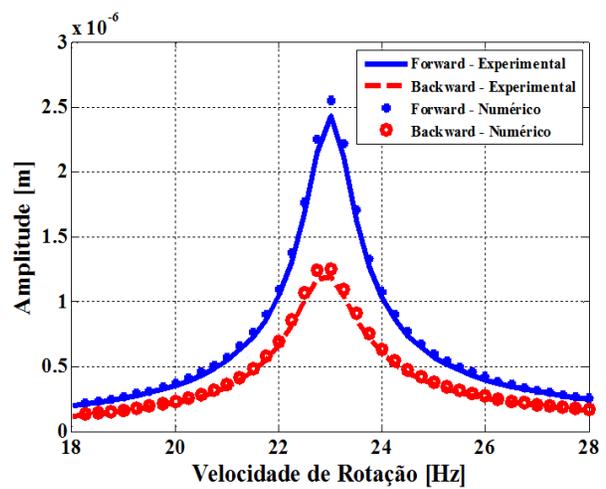


Figura 4.30: Resposta direcional do sistema rotativo para o Caso 6.

Como pode ser observado nas Figuras 4.25 a 4.30, a resposta em frequência direcional numérica, simulada com os parâmetros encontrados pelo método de busca, mostra uma boa concordância com a resposta obtida com o acréscimo do ruído, mostrando o potencial do método em encontrar os parâmetros que ajustam a curva em uma faixa de frequências considerável de forma satisfatória.

5. DESCRIÇÃO DO BANCO DE TESTES E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

No capítulo anterior foram apresentados os resultados obtidos através das simulações computacionais com o modelo de lubrificação hidrodinâmica e com o modelo de desgaste desenvolvido neste trabalho, assim como as comparações, validações, discussões e análises desses resultados.

Sendo assim, neste capítulo, é apresentada a bancada de testes utilizada para a obtenção dos resultados experimentais, juntamente com a instrumentação necessária e a descrição do procedimento experimental adotado. A bancada foi construída no Laboratório de Máquinas Rotativas da Faculdade de Engenharia Mecânica na Universidade de Campinas (UNICAMP).

A seção 5.1 deste capítulo apresenta uma descrição completa da bancada de testes e seus componentes, mostrando as principais características e cuidados tomados na construção desta bancada, o que a torna robusta e ao mesmo tempo flexível, garantindo a capacidade de realizar testes com diferentes montagens e configurações de rotores. Já na seção 5.2, é mostrada a instrumentação necessária para aquisição dos dados pertinentes ao trabalho e de que forma estes dados são adquiridos e processados no software utilizado. A seção 5.3 traz o procedimento utilizado para o alinhamento do rotor e de seus componentes auxiliares na bancada, de forma a garantir o bom funcionamento do sistema. Por fim, a seção 5.4 mostra, de forma detalhada, o procedimento experimental adotado para a obtenção e posterior análise dos dados oriundos da bancada de testes.

5.1 Descrição da Bancada Experimental

A Figura 5.1 apresenta os detalhes da bancada de teste com seus principais componentes. A bancada é composta por uma base inercial de concreto apoiada ao piso (solo), a qual sustenta um

segundo bloco de concreto, suportado por um conjunto de molas de alta rigidez e uma espuma de poliuretano de alta densidade, proporcionando isolamento das vibrações provenientes do piso.

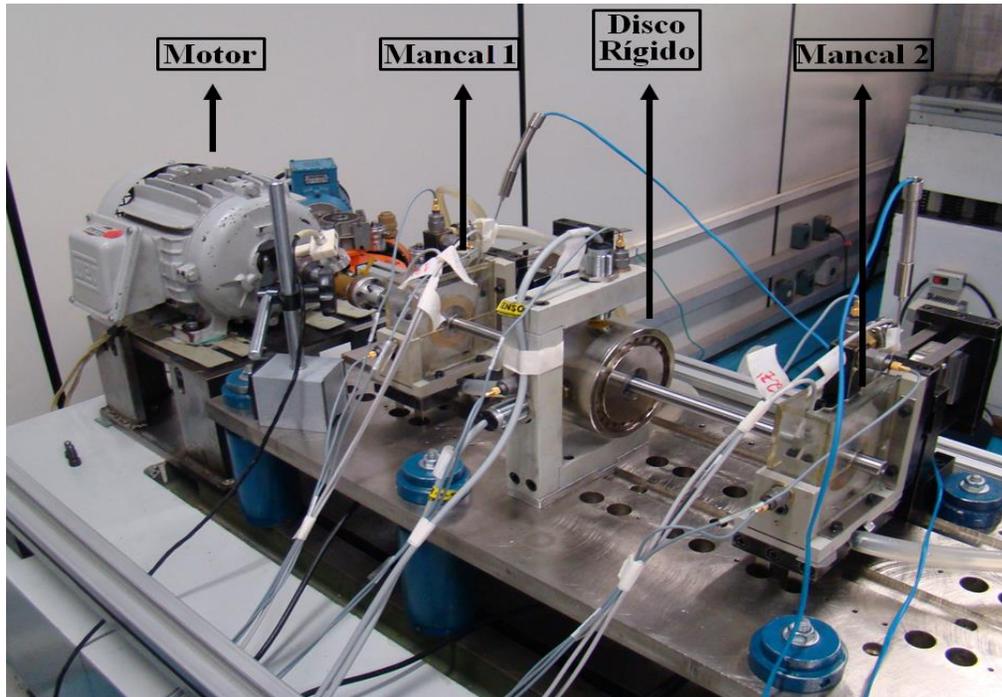


Figura 5.1: Bancada de testes experimental.

Engastada ao bloco de concreto, encontra-se uma base de aço com rasgos em “T”, para a fixação dos pilares da base metálica do rotor. Desta forma, a base metálica permite diversas formas de fixação, utilizando molas ou colunas e, deste modo, caracterizando diferentes fundações (rígida ou flexível). Para este trabalho, a análise é feita considerando uma fundação rígida, de forma a manter o foco sobre o efeito da anisotropia oriunda dos mancais, e portanto, são utilizadas as colunas mostradas na montagem apresentada na Figura 5.1.

A base metálica também prevê a fixação de diversos conjuntos de mancais, em diferentes posições, para simular diversos tipos de rotores na mesma estrutura. Os mancais que sustentam o rotor são feitos de bronze, uma vez que o eixo utilizado na bancada é feito de aço. Desta forma, como o mancal é de um material mais macio, diminui-se consideravelmente o efeito de ‘riscamento’ devido ao atrito proveniente das partidas e paradas do sistema, principalmente no

eixo.

Os mancais foram usinados na oficina mecânica da Faculdade de Engenharia Mecânica da Unicamp e, posteriormente, o acabamento de sua parede interna foi realizado na empresa KS Pistões, localizada em Nova Odesa/SP. O acabamento da superfície de todos os mancais e a usinagem do desgaste imposto nos mancais, a serem utilizados para a identificação dos parâmetros da falha, foram realizados em máquinas de precisão disponíveis nesta empresa, pois o parque produtivo da KS Pistões possui os equipamentos necessários para garantir o grau de tolerância exigido para as análises propostas no presente trabalho.

Os mancais possuem folga radial de $90\mu\text{m}$, espessura de 20mm e diâmetro interno de 30mm. Devido à diferença entre a folga do mancal e o diâmetro do eixo, um munhão é utilizado para ajustar a folga radial desejada. O mancal também possui três orifícios, sendo: um orifício central para a entrada de óleo, e dois espaçados de 90° , para os sensores de proximidade. Estes mancais são fixados na base metálica através de uma estrutura feita em alumínio. Esta estrutura é feita de um material mais leve, o alumínio no caso, para minimizar os efeitos de inércia desta peça nas medidas obtidas pelas células de carga. A Figura 5.2a apresenta um par mancal e munhão utilizado na montagem do sistema rotativo.

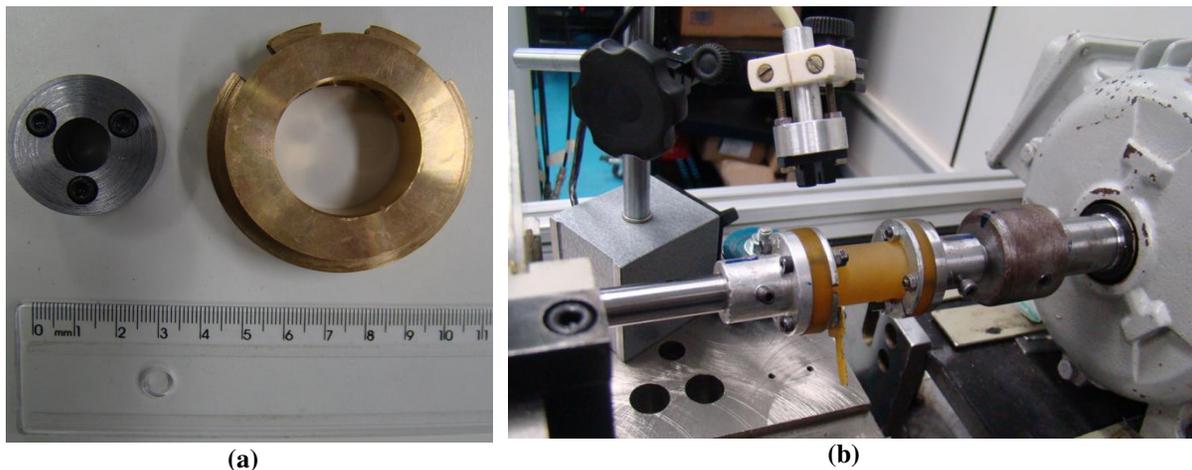


Figura 5.2: Componentes do sistema: (a) um par mancal - munhão utilizado na montagem e (b) acoplamento flexível utilizado entre o eixo e o motor.

O eixo do rotor é conectado ao motor elétrico WEG (3CV) através de um acoplamento flexível (Figura 5.2b). Este acoplamento é feito de um material flexível (Neoprene), pois, desta forma, consegue-se minimizar os efeitos de pequenos desalinhamentos e vibrações, oriundas do motor, no comportamento do sistema a ser analisado. O suporte do motor tem ajuste de altura, inclinação e posição lateral, e está fixado diretamente no bloco de concreto da estrutura.

Uma bomba dosadora envia o óleo de um reservatório para o sistema de alimentação dos mancais. Antes de chegar aos mancais, o fluido passa através de um filtro, para retirada de possíveis impurezas, e segue para um purgador. Este componente tem o objetivo de retirar possíveis bolhas de ar presente no lubrificante, para que a alimentação de óleo nos mancais ocorra de forma contínua, mantendo o mancal sempre “mergulhado” em óleo, evitando, assim, a ocorrência de cavitação nas paredes do mancal. O óleo que escoa pelas laterais dos mancais é então recolhido e bombeado de volta ao reservatório. Os detalhes do sistema de escoamento e bombeamento do óleo lubrificante são mostrados na Figura 5.3. O óleo utilizado é o AWS 32 da Castrol (ISO VG 32).

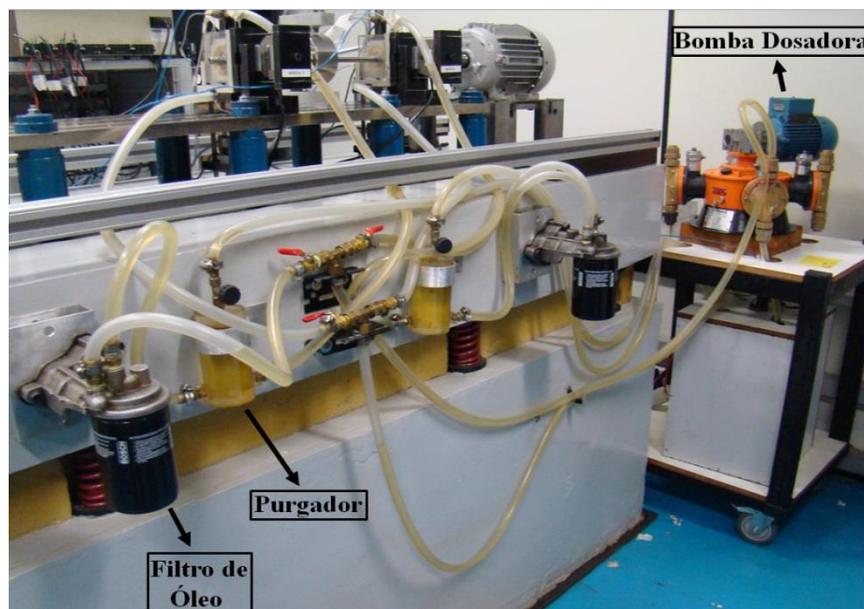


Figura 5.3: Sistema de escoamento e bombeamento do óleo lubrificante.

A temperatura do óleo é monitorada em três diferentes pontos do sistema de escoamento:

um termopar, que faz a aquisição da temperatura direto no reservatório de óleo, e outros dois termopares, que fazem a aferição da temperatura diretamente na caixa de cada um dos mancais, logo após o óleo escoar pelas laterais destes mancais (Figura 5.4a). A temperatura é monitorada para que a viscosidade do óleo lubrificante possa ser estimada de uma maneira satisfatória, visto que a viscosidade de um fluído está diretamente relacionada com a sua temperatura.

Outro recurso muito importante do banco de testes utilizado é a sua capacidade de, praticamente, desacoplar a medição das forças hidrodinâmicas nas direções vertical e horizontal. Esta característica torna-se possível devido à utilização de um mecanismo de lâminas similar a um mecanismo “quatro barras”, desenvolvido por Dedini (1993). Os detalhes deste mecanismo podem ser visto para uma direção de um dos mancais na Figura 5.4a.

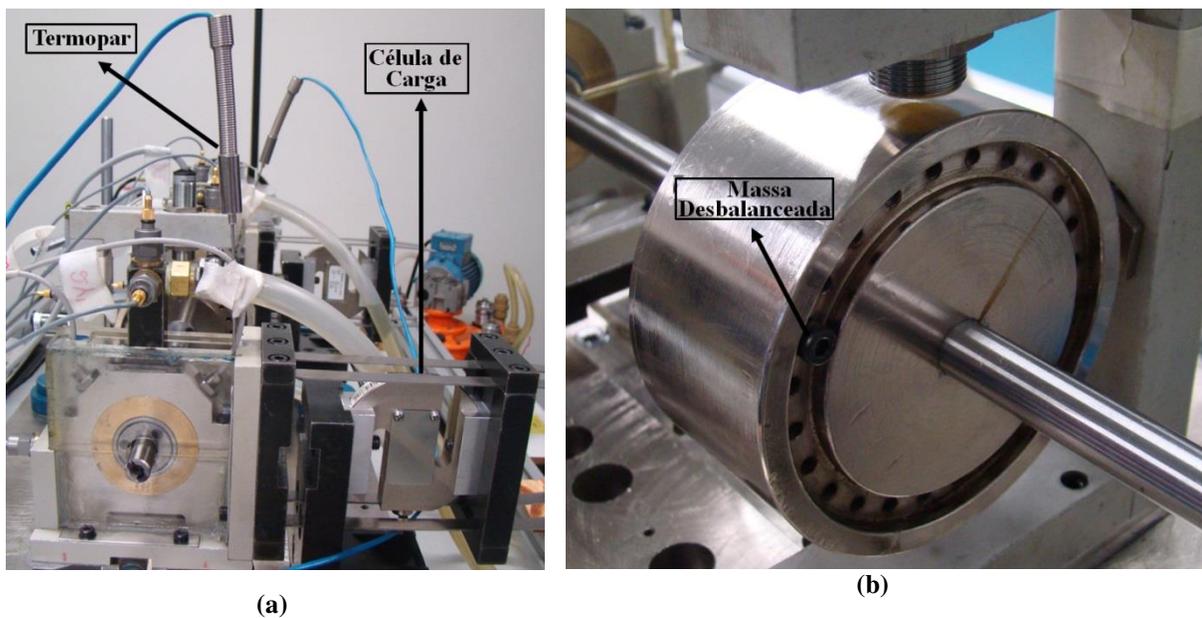


Figura 5.4: Componentes do sistema: (a) célula de carga e termopar e (b) elemento de disco com a massa desbalanceada.

A montagem do rotor na bancada de testes é composta por um eixo de aço 1030, com 12mm de diâmetro, 2 munhões do mesmo material, com 30mm de diâmetro externo e 20mm de espessura, posicionados coincidentes aos mancais e uma massa, ou um disco de aço SAE 1020 cromado, posicionada no centro da distância entre os mancais, com diâmetro de 94,82mm, 47mm

de espessura e massa de 2,34kg (Figura 5.4b). A Figura 5.5 mostra um esquema com os componentes e as dimensões do rotor montado na bancada.

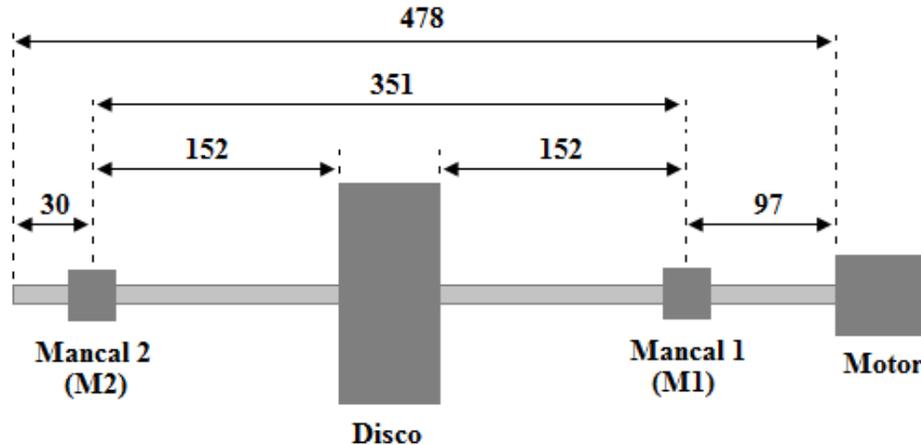


Figura 5.5: Esquema do rotor utilizado na bancada (dimensões em mm).

5.2 Instrumentação do Aparato Experimental

A instrumentação da bancada de testes é composta por três pares de sensores de deslocamento, utilizados na medição do deslocamento do rotor nas direções horizontal e vertical, sendo estes pares posicionados em cada um dos mancais e no disco central do rotor.

O deslocamento do disco é medido através de dois sensores de proximidade Bi5-M18-LiU da “CE - Turck” com faixa de calibração de 2 a 4mm, e seu respectivo condicionador de sinal. Já nos mancais foram utilizados, juntamente com seus respectivos condicionadores de sinal, quatro sensores indutivos de proximidade da “Bently Nevada”, que trabalham submersos, e sua faixa de calibração é de 0 a 1,5mm. Estes sensores são posicionados simetricamente a 45° das direções horizontal e vertical. Os sensores são calibrados de acordo com o material do disco e dos munhões. A Figura 5.6 apresenta em detalhe as instalações dos sensores em um dos mancais e na massa.

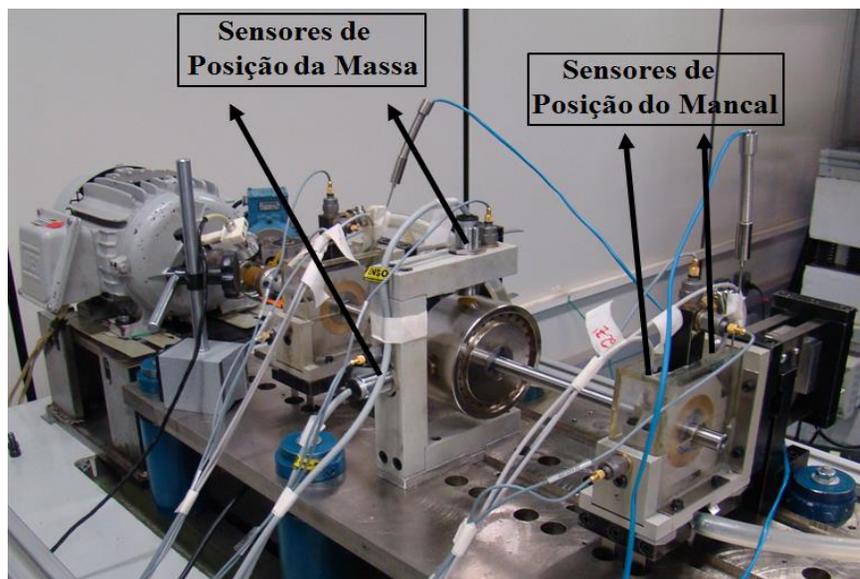


Figura 5.6: Posicionamento dos sensores de posição.

Os testes têm início a partir de um sinal emitido ao motor. O motor elétrico de acionamento do rotor é controlado por um inversor de frequências CFW-08 da marca “WEG”, conectado a uma porta serial do microcomputador de aquisição de dados, que envia comandos para partida, mudança da frequência de rotação e parada para o motor. Para fazer a comunicação entre o software e o inversor de frequência, foi utilizado o módulo de comunicação serial XC8, também da “WEG”. Na Figura 5.7 encontra-se uma visão geral da instrumentação, assim como do processo de aquisição dos dados experimentais oriundos da bancada de testes.

Os sinais obtidos durante os experimentos são aferidos pelos seis sensores de proximidade com seus respectivos condicionadores e passam por dois filtros, um para remover o ganho DC e outro filtro analógico anti-aliasing (Filtro Passa Baixa) com frequência de corte ajustável. Então, esses dados são aquisitados por uma placa de aquisição de sinais AT-MIO-16-E2 da National Instruments® com 16 canais de entrada e 4 de saída (analógica/digital) por placa, 1 canal para o trigger analógico/digital e um microprocessador de 12 bits. Estes sinais, por fim, são processados e analisados no microcomputador. O software de gerenciamento foi feito na plataforma Labview®.

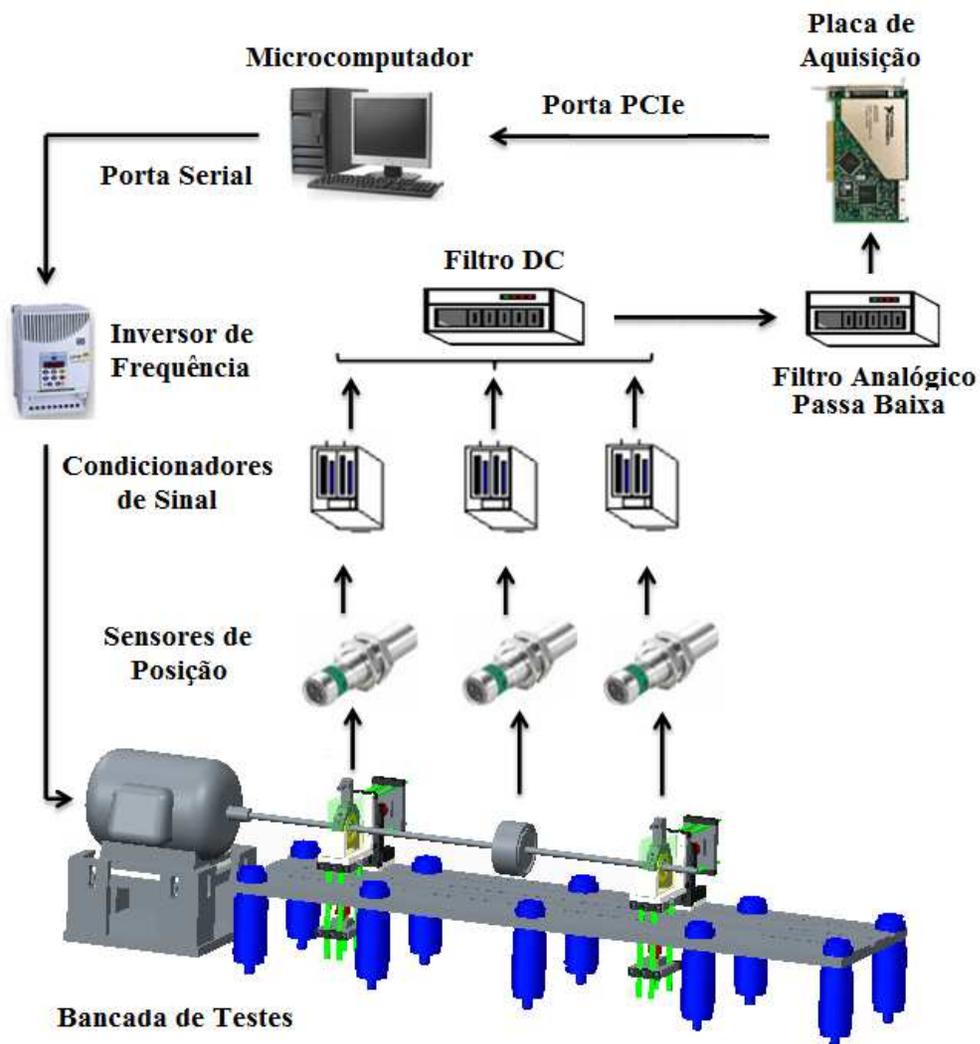


Figura 5.7: Esquema da aquisição e processamento dos dados.

A Figura 5.8 apresenta uma imagem da interface do programa em Labview® utilizado para a aquisição da resposta ao desbalanceamento (Castro, 2007) para os experimentos realizados. Conforme pode ser verificado na Figura 5.8, foi obtida a resposta ao desbalanceamento do rotor para uma faixa de rotação de 10Hz a 74Hz, com passos de 0,5Hz. Para cada faixa de rotação, as medições foram realizadas utilizando 8192 pontos, frequência de amostragem de 2048 Hz e 10 médias.

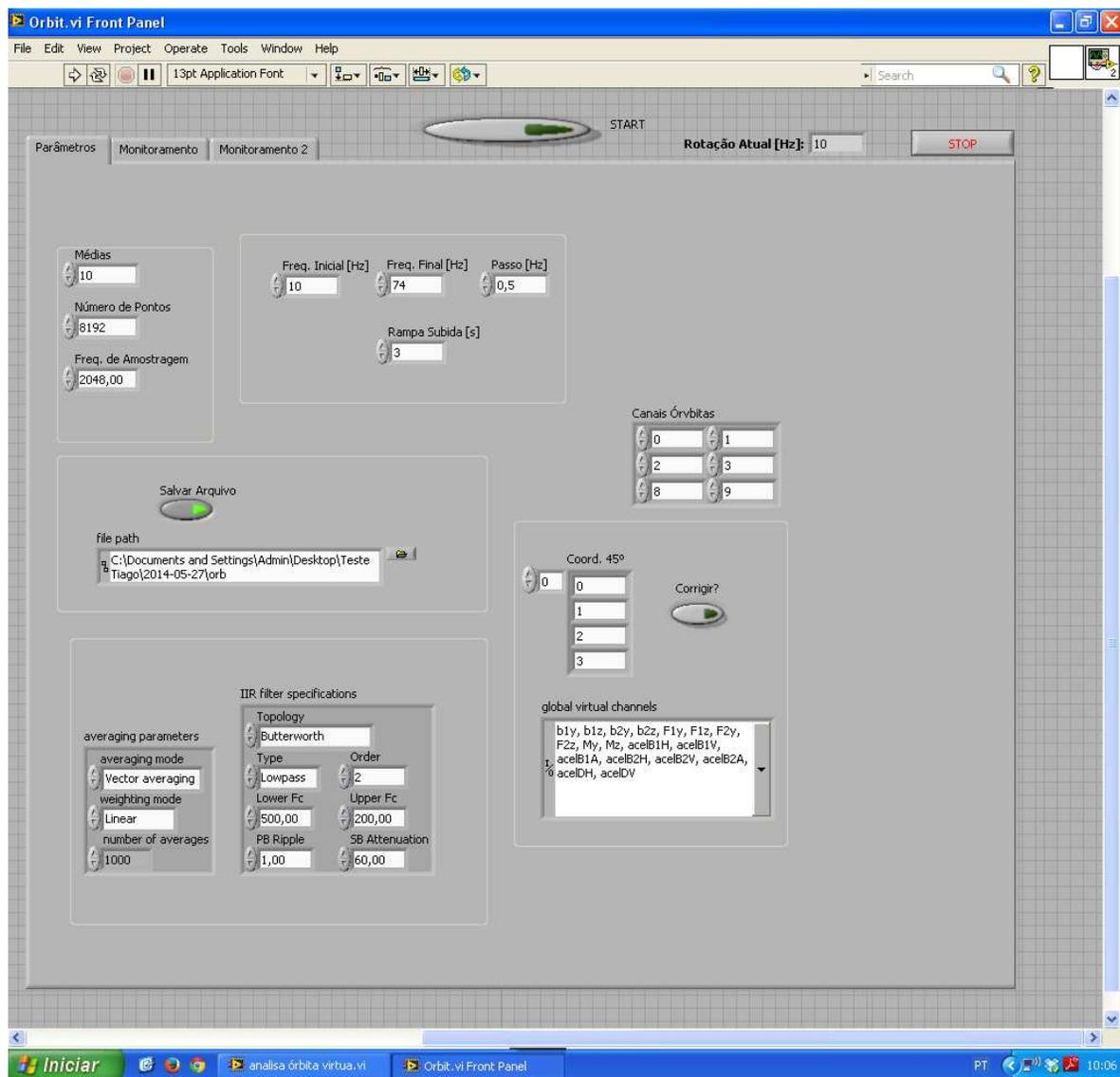


Figura 5.8: Programa de aquisição em Labview®.

5.3 Alinhamento do Rotor

Uma das etapas mais importantes, e também uma das mais trabalhosas, de qualquer processo experimental que envolva rotores e máquinas rotativas, é o alinhamento do rotor e da montagem como um todo. No entanto, um processo de alinhamento realizado de maneira criteriosa pode garantir resultados melhores e mais confiáveis. Sendo assim, esta seção traz uma

descrição do procedimento utilizado para o alinhamento do rotor com os demais componentes da bancada de testes utilizada neste trabalho.

O procedimento de alinhamento evolui três etapas diferentes e sucessivas, que, por sua vez, são dependentes, pois para o sucesso de uma etapa é necessário que a anterior seja realizada de maneira correta.

A primeira etapa consiste no alinhamento das células de carga, das caixas dos mancais e dos próprios mancais. Esta etapa tem início com o alinhamento das estruturas onde estão conectadas as células de carga. O alinhamento é realizado com o auxílio de blocos padrões que são conectados nos encaixes da estrutura (ver detalhe na Figura 5.9a). Neste procedimento é importante garantir a perpendicularidade entre as estruturas que conectam as células de carga nas direções horizontal e vertical. Terminada esta fase, monta-se a caixa dos mancais. Para a fixação destas caixas na estrutura foi utilizado um torquímetro, a fim de garantir que os parafusos tivessem sempre o mesmo aperto. Como o alinhamento das estruturas das células de carga foi realizado de maneira satisfatória na fase anterior, as caixas já se encontram praticamente alinhadas, restando apenas ajustes finos de alinhamento. Estes ajustes são realizados com a utilização de lâminas de alumínio, mostradas na Figura 5.9b. O alinhamento é cuidadosamente verificado com o uso de um relógio comparador de precisão. Por último, os mancais são montados nas caixas, e o alinhamento é novamente verificado em todas as direções. O ajuste fino, para este caso, também é feito com o auxílio de lâminas de alumínio.

Após o alinhamento dos mancais, na segunda etapa tem-se o alinhamento do eixo do rotor ainda desacoplado do motor. Para esta etapa, monta-se o eixo na posição onde o mesmo ficará após estar acoplado com o motor, para posicionamento dos munhões. Os munhões são presos ao eixo com a utilização de um anel cônico, para garantir que o aperto ocorra da forma mais uniforme possível. O relógio comparador é então posicionado em um trilho fixado a estrutura metálica da bancada, e o alinhamento é novamente aferido com o relógio. Para melhor alinhamento do rotor em relação aos mancais, são observados os valores obtidos nas células de carga para as forças nas duas direções, esperando-se ter carga nula na direção horizontal e a soma

dos carregamentos nos mancais igual ao peso próprio do rotor na direção vertical.

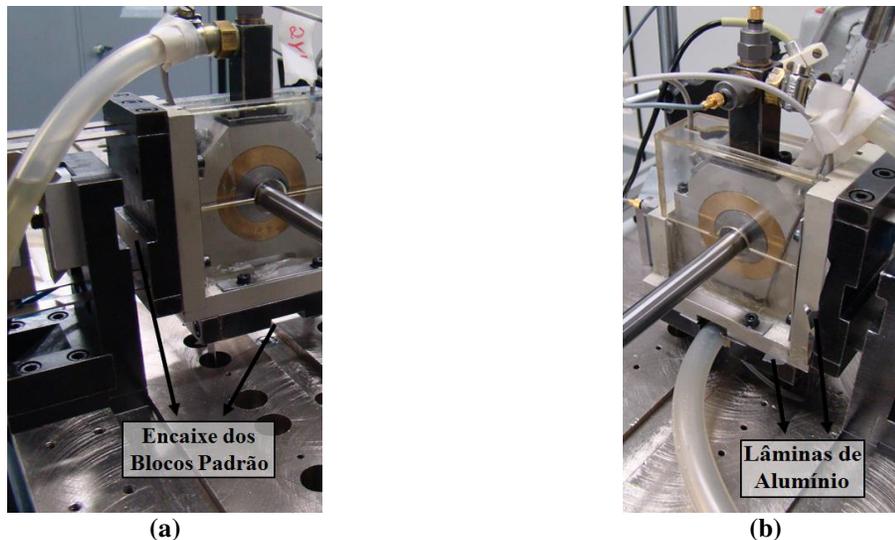


Figura 5.9: Processo de alinhamento: (a) célula de carga e (b) caixa do mancal.

Por fim, a última etapa trata do alinhamento do rotor com o motor. Primeiramente, alinha-se a ponta do eixo do motor com a extremidade do eixo do rotor. Este alinhamento é feito ajustando a posição do motor através da movimentação de seu suporte. Feito isso, rotor e motor são acoplados e o alinhamento é novamente verificado, observando os valores obtidos nas células de carga, procedimento análogo ao descrito na etapa anterior.

5.4 Procedimento Experimental

O procedimento dos experimentos realizados neste trabalho é dividido, basicamente, em duas etapas. O objetivo da primeira etapa é o de calibrar e ajustar o modelo por elementos finitos do rotor, modelo este descrito no Capítulo 3, seção 3.1. Este ajuste é feito da seguinte forma:

- Primeiramente, monta-se na bancada de testes o rotor Laval utilizando os mancais lisos, sem apresentarem qualquer tipo de falha. Feito isso, o sistema é balanceado de forma simples, em apenas um plano e em uma rotação próxima a frequência natural do rotor, para

minimizar os efeitos de desbalanceamento residual do sistema, utilizando para isso, o método dos coeficientes de influência (ou método da massa de triagem), Vance (1988).

- Para a calibração do modelo, deve-se obter uma resposta ao desbalanceamento com uma massa conhecida. Desta forma, obteve-se inicialmente a resposta ao desbalanceamento devido à própria massa residual que restou no sistema.
- Em seguida, adicionou-se uma massa de desbalanceamento conhecida no rotor e obteve-se novamente a resposta ao desbalanceamento.
- Com o intuito de obter a resposta ao desbalanceamento devido apenas à massa desbalanceada conhecida, os sinais medidos com a massa residual foram eliminados (subtraídos) dos sinais medidos no teste com a massa desbalanceada conhecida. Esta subtração é feita utilizando os vetores complexos da resposta temporal do sistema, antes da transformação da resposta para o domínio da frequência. A resposta temporal é adquirida através de um sinal (*trigger*), permitindo assim, uma referência de sua fase. Desta forma, obteve-se a resposta para uma massa desbalanceada com valor conhecido.
- Por fim, o modelo do rotor por elementos finitos é verificado, ou seja, a quantidade de elementos do eixo, o valor do amortecimento interno do sistema, assim como a quantidade de elementos de disco, são parâmetros ajustados para que a resposta ao desbalanceamento simulada se aproxime daquela obtida na bancada.

Em uma segunda etapa, após serem usinados os mancais com os padrões de desgaste escolhidos, o rotor é novamente montado, desta vez com os mancais desgastados, para uma avaliação experimental do sistema quando este possui falhas, como as citadas acima. Em todos os casos analisados durante esta etapa, foi introduzido somente um mancal com desgaste no sistema, o mancal denominado como (M2) na Figura 5.5, sendo que o outro mancal, denominado como (M1) na Figura 5.5, foi mantido sem desgaste.

6. RESULTADOS EXPERIMENTAIS E AJUSTE DO MODELO

No capítulo anterior, foram apresentadas as particularidades da bancada de testes utilizada para a obtenção dos resultados experimentais deste trabalho, assim como os detalhes do procedimento experimental a ser empregado para a obtenção e posterior análise dos dados oriundos dessa bancada.

Em continuidade, este capítulo aborda a análise dos resultados experimentais obtidos. Primeiramente, na seção 6.1, faz-se um ajuste do modelo por elementos finitos do rotor, através da comparação entre a resposta ao desbalanceamento simulada e a obtida na bancada de testes, conforme descrito na seção 5.4 do capítulo anterior. Na sequência, a seção 6.2 apresenta os resultados da resposta ao desbalanceamento do rotor para os sistemas com as diferentes configurações de desgaste nos mancais hidrodinâmicos.

6.1 Calibração e Ajuste do Modelo

Para a posterior identificação dos parâmetros da falha por desgaste nos mancais hidrodinâmicos, faz-se necessário, primeiramente, calibrar o modelo de elementos finitos do rotor para que a resposta simulada numericamente represente o comportamento real do sistema. Para isso, deve-se obter, de forma experimental, uma resposta do sistema ao desbalanceamento com uma massa conhecida. Desta forma, obteve-se inicialmente a resposta ao desbalanceamento devido à própria massa residual, ou seja, devido ao desbalanceamento residual do rotor. As Figuras 6.1 e 6.2 apresentam a resposta ao desbalanceamento do rotor, devido ao desbalanceamento residual do mesmo.

Na Figura 6.1 têm-se as respostas medidas nas posições dos dois mancais e do disco, na direção Y (direção horizontal). Já na Figura 6.2, são mostradas as respostas medidas também nas

posições dos dois mancais e do disco, mas desta vez, na direção z (direção vertical). Em ambas as figuras são apresentadas as amplitudes e as fases das respostas.

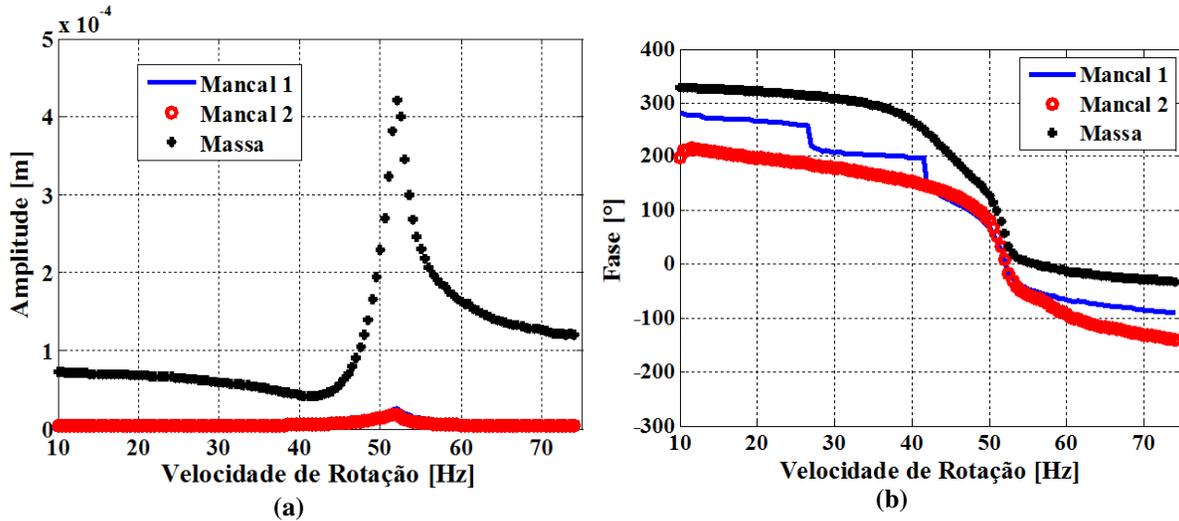


Figura 6.1: Resposta ao desbalanceamento devido à massa residual, na direção horizontal: (a) amplitude e (b) fase.

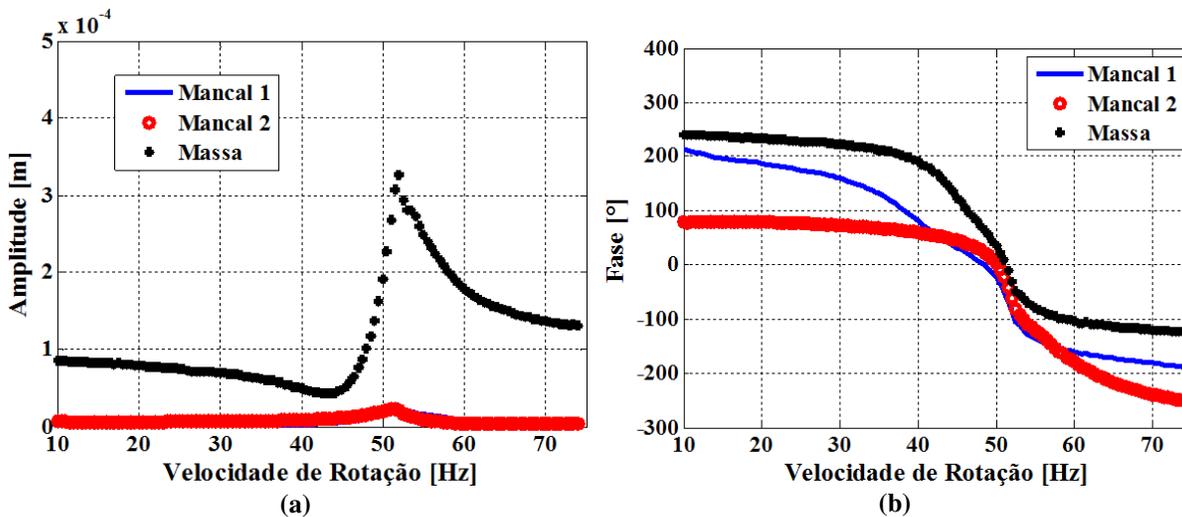


Figura 6.2: Resposta ao desbalanceamento devido à massa residual, na direção vertical: (a) amplitude e (b) fase.

Como pode ser observado nas Figuras 6.1a e 6.2a, as amplitudes das respostas na posição dos dois mancais ficaram sobrepostas. Além disso, como esperado, a resposta na posição do disco apresenta a amplitude muito maior daquela observada nos mancais. Ainda com relação à resposta na posição do disco, pode ser visto que há uma pequena queda do valor da amplitude, em ambas

as direções, nas frequências que antecedem a frequência de ressonância do sistema. Este comportamento, geralmente, decorre de um grau de empenamento do eixo nesta posição, o qual, no caso do rotor aqui estudado, é de cerca de centésimos (0,05 mm). Em seguida, adicionou-se uma massa de desbalanceamento de 1,5 gramas no rotor, em fase com o desbalanceamento residual, na posição do disco, e obteve-se novamente a resposta ao desbalanceamento, conforme mostrado nas Figuras 6.3 e 6.4.

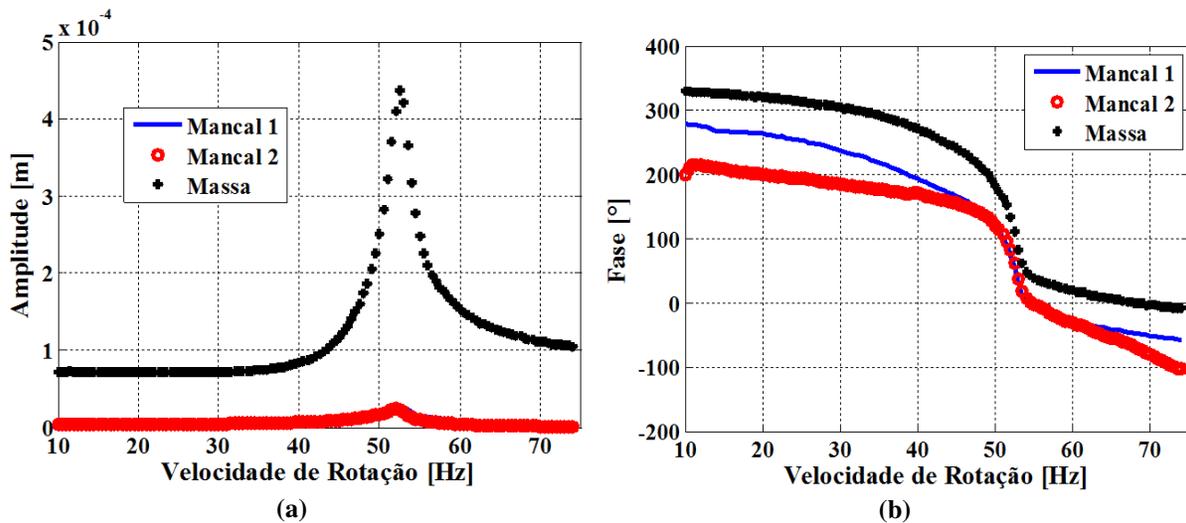


Figura 6.3: Resposta ao desbalanceamento devido à massa conhecida e à massa residual, na direção horizontal: (a) amplitude e (b) fase.

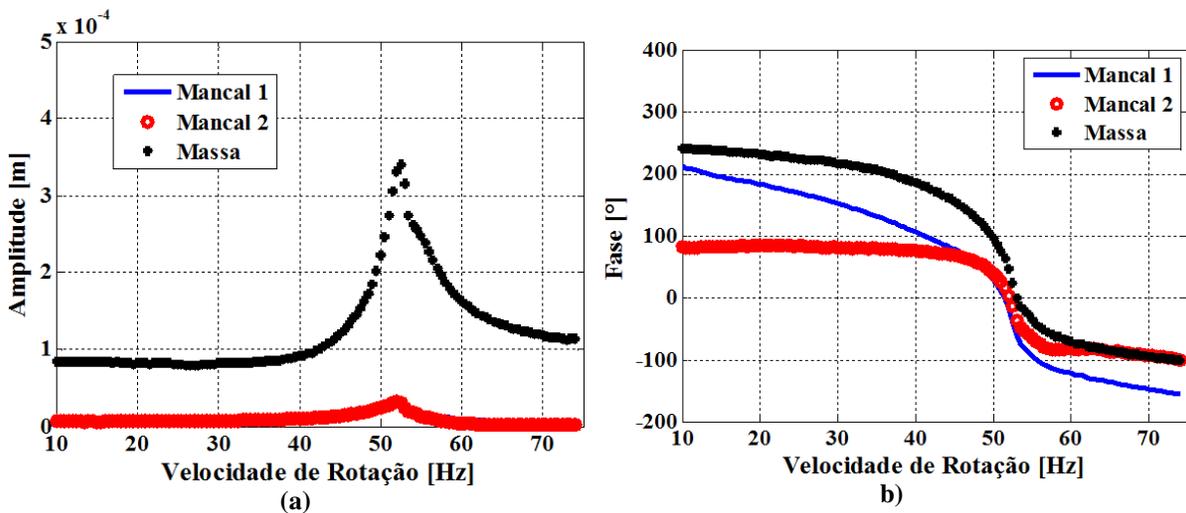


Figura 6.4: Resposta ao desbalanceamento devido à massa conhecida mais à massa residual, na direção vertical: (a) amplitude e (b) fase.

Novamente as amplitudes das respostas na posição dos dois mancais ficaram sobrepostas. Com o intuito de obter a resposta ao desbalanceamento devido apenas à massa desbalanceada de 1,5 gramas, os sinais medidos com a massa residual foram eliminados (subtraídos) dos sinais medidos no teste com efeito de ambas as massas, residual e conhecida. Desta forma, obteve-se a resposta ao desbalanceamento apenas para a massa desbalanceada conhecida de 1,5 gramas conforme apresentado nas Figuras 6.5 e 6.6.

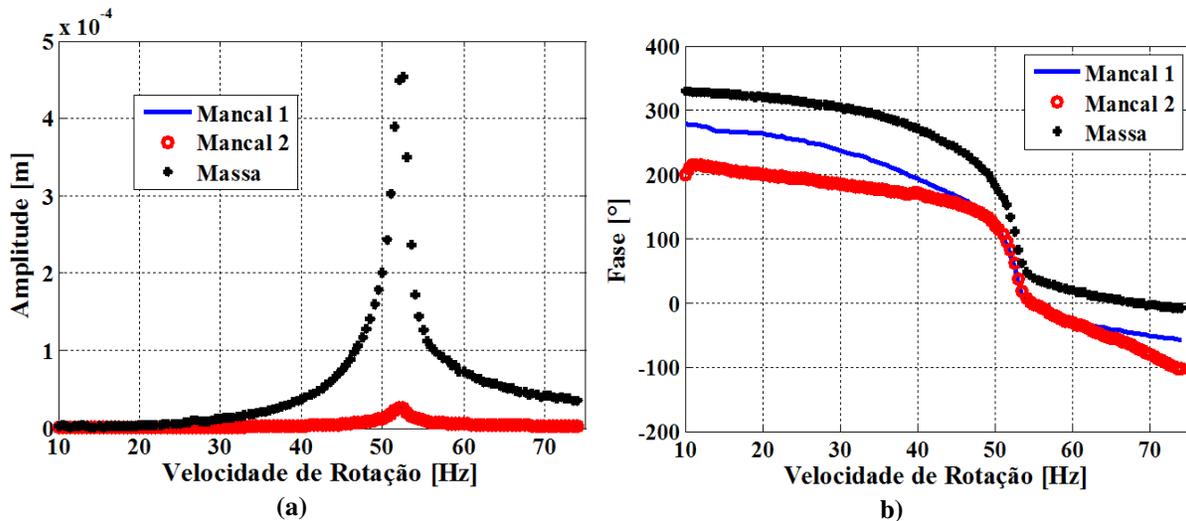


Figura 6.5: Resposta ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, na direção horizontal: (a) amplitude e (b) fase.

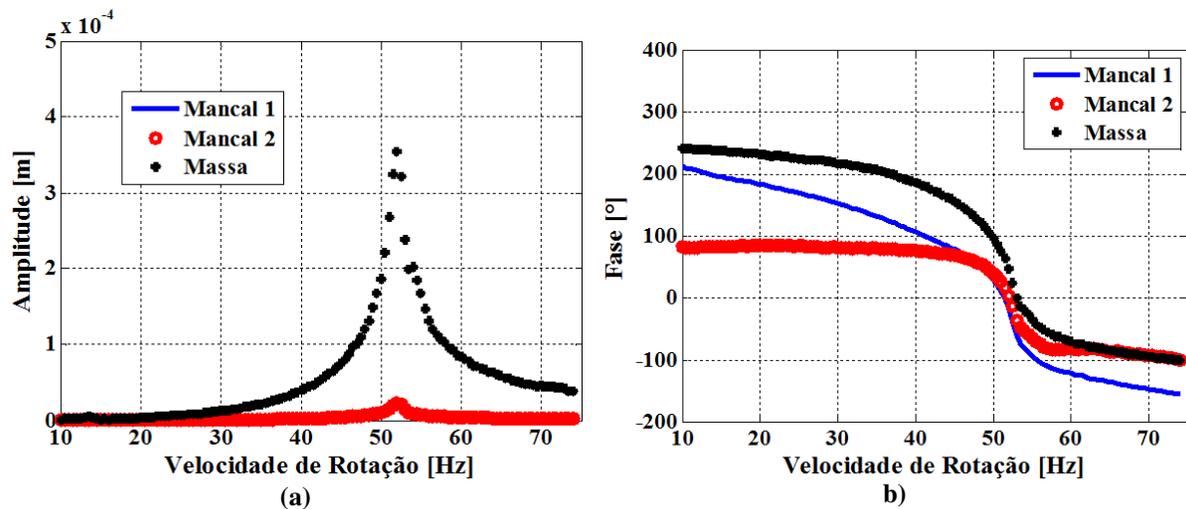


Figura 6.6: Resposta ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, na direção vertical: (a) amplitude e (b) fase.

Nas Figuras 6.5 e 6.6, a resposta ao desbalanceamento do rotor apresenta uma frequência natural a aproximadamente 51,5Hz, na qual ocorre um pico de amplitude e a inversão da fase. Além disso, verifica-se que essa frequência corresponde a uma frequência de modo flexível, visto que as amplitudes na massa são significativamente maiores que as apresentadas nas proximidades dos mancais.

Dando continuidade à análise, depois de obtida a resposta ao desbalanceamento do rotor para uma massa conhecida (1,5 gramas), e partindo-se das dimensões do rotor e dos parâmetros geométricos dos mancais, foi realizada uma análise numérica do sistema, com o intuito de representar o comportamento dinâmico observado na bancada de teste. Esta análise foi feita utilizando o modelo implementado e detalhado na seção 4.5 do Capítulo 4.

O modelo corresponde a um rotor Laval sustentado por dois mancais hidrodinâmicos, como esquematizado na Figura 6.7. O rotor é constituído de um eixo de aço ($E=210\text{GPa}$ e $\rho=7800\text{kg/m}^3$) composto de 13 elementos de viga de seção circular, um elemento de disco no centro do rotor, dois elementos de disco na posição de cada um dos mancais, representando os munhões utilizados para conectar radialmente o eixo aos mancais, e dois mancais hidrodinâmicos idênticos nos nós 3 e 11. A excitação é dada pela massa desbalanceada conhecida imposta ao sistema, posicionada no elemento de disco. A massa desbalanceada é $\eta=1,5\text{g}$ com $\tilde{\epsilon}=0,037\text{m}$ de excentricidade. As dimensões dos elementos de viga e de disco são apresentadas na Figura 6.8.



Figura 6.7: Modelo em elementos finitos do rotor utilizado na bancada.

Os coeficientes utilizados para o amortecimento estrutural proporcional considerado para

este trabalho, foram $\alpha_c=0$ e $\beta_c=1,5 \times 10^{-5}$ (0,0015% da rigidez). A recomendação encontrada na literatura para o valor de α_c é que este seja considerado nulo quando o eixo utilizado é de aço (Liu e Novak, 1995). Já com relação ao coeficiente β_c , este valor foi obtido experimentalmente através da análise modal de um rotor na condição ‘livre-livre’. A estimativa deste amortecimento foi realizada na mesma bancada de testes por Cavalca (2014).

Elementos de Viga	Diâmetro [mm]	Comprimento [mm]
Elemento 1	12	87
Elementos 2, 3, 11 e 12	12	10
Elementos 4, 5, 6, 8, 9 e 10	12	71
Elemento 7	14	47

(a)

Elementos de Disco	Diâmetro Externo [mm]	Comprimento [mm]
Elementos 2, 3, 11 e 12	31	10
Elemento 7	95	47

(b)

Figura 6.8: Elementos do modelo: (a) elementos de viga do eixo e (b) elementos de disco.

Simulando o modelo apresentado nas Figuras 6.7 e 6.8, obtém-se o comportamento dinâmico do sistema rotativo. Sendo assim, as Figuras 6.9 a 6.14 mostram as respostas obtidas com o modelo, sobrepostas às obtidas experimentalmente, para as posições da massa e dos mancais.

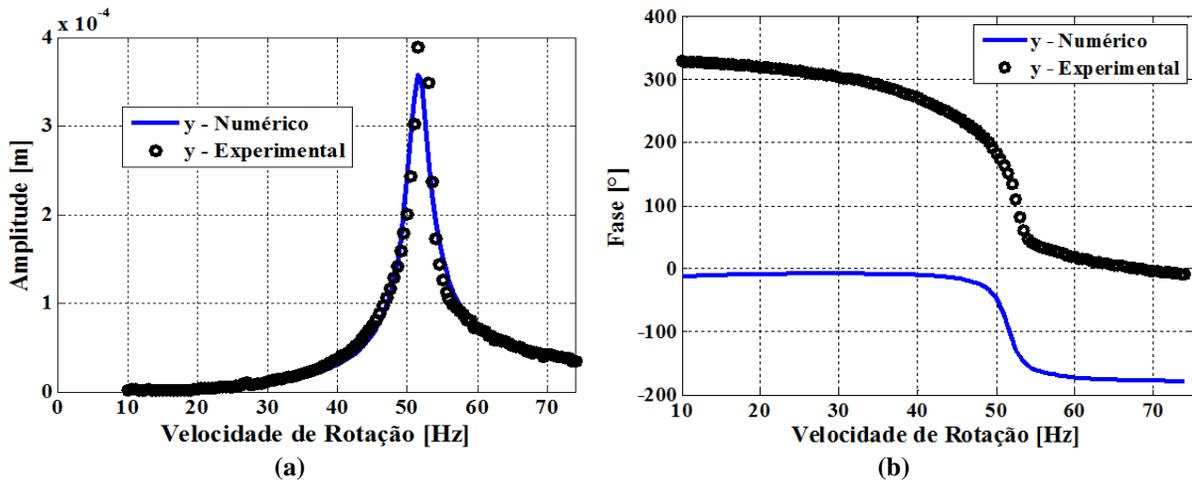
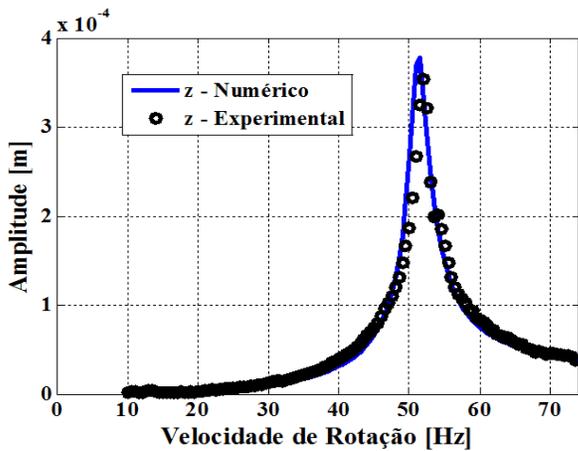
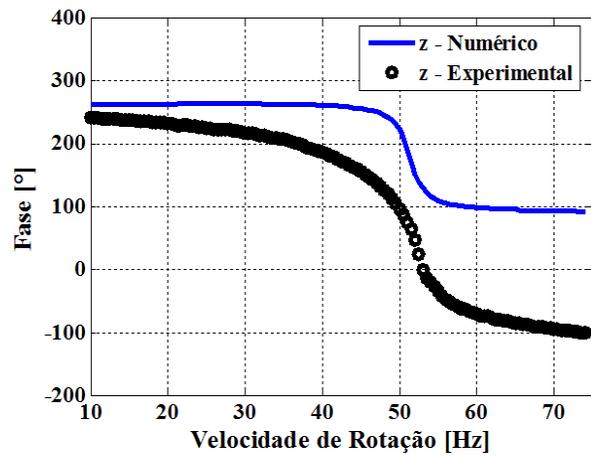


Figura 6.9: Comparação das respostas ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, na posição da massa, direção horizontal: (a) amplitude e (b) fase.

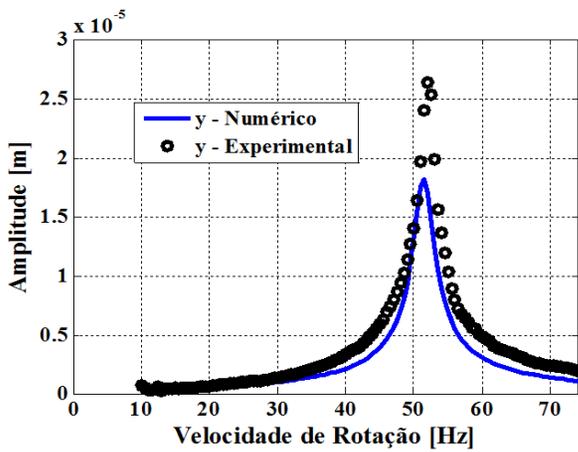


(a)

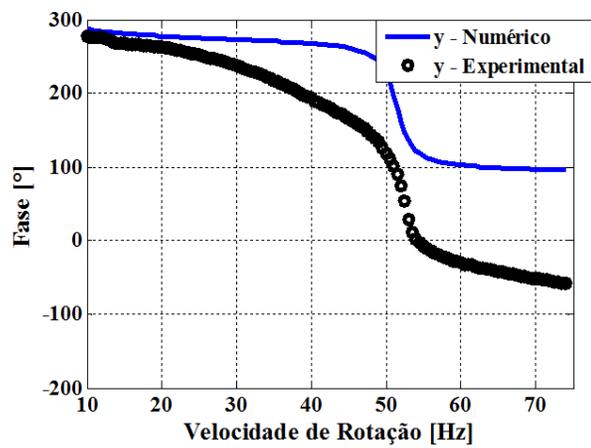


(b)

Figura 6.10: Comparação das respostas ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, na posição da massa, direção vertical: (a) amplitude e (b) fase.

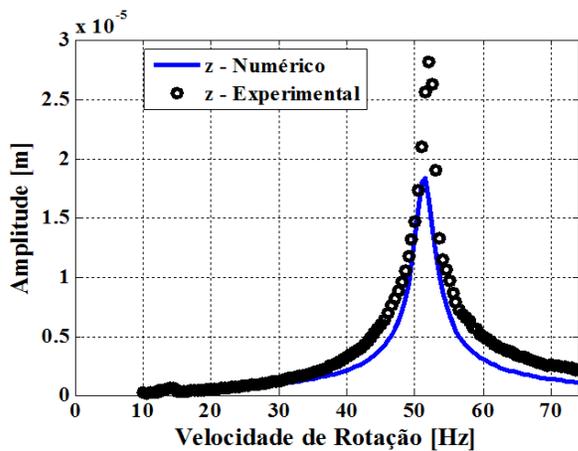


(a)

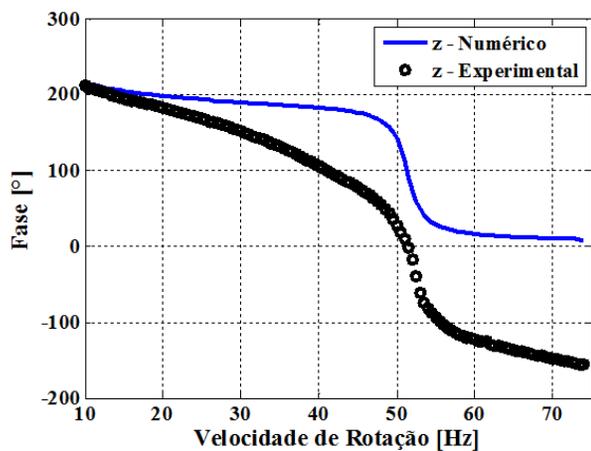


(b)

Figura 6.11: Comparação das respostas ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, no mancal 1, direção horizontal: (a) amplitude e (b) fase.



(a)



(b)

Figura 6.12: Comparação das respostas ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, no mancal 1, direção vertical: (a) amplitude e (b) fase.

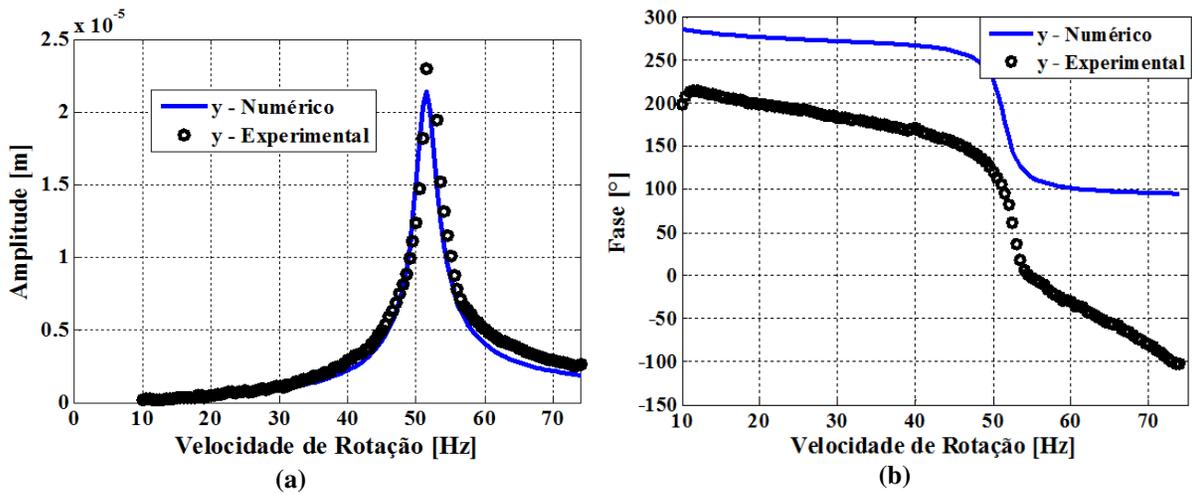


Figura 6.13: Comparação das respostas ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, no mancal 2, direção horizontal: (a) amplitude e (b) fase.

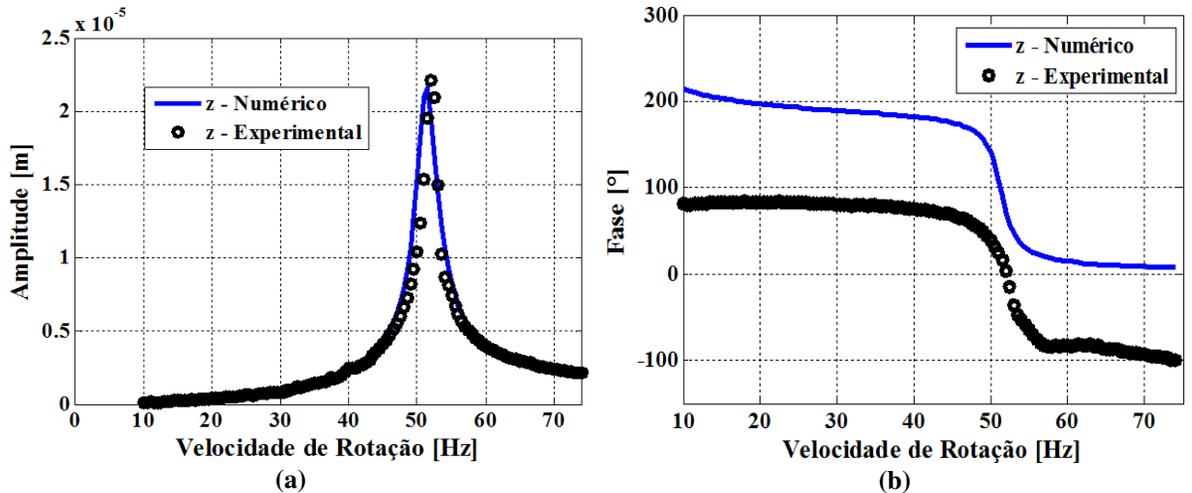


Figura 6.14: Comparação das respostas ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, no mancal 2, direção vertical: (a) amplitude e (b) fase.

Como pode ser observado através da análise das Figuras 6.9 a 6.14, os resultados obtidos com o modelo simulado são muito próximos aos obtidos na bancada de testes. Nas Figuras 6.11 e 6.12, na posição do Mancal 1, podem ser observadas as maiores discrepâncias entre o modelo simulado e os dados experimentados. Isso se deve ao fato de o Mancal 1 estar próximo ao acoplamento entre o motor e o eixo, uma vez que, por mais flexível que este acoplamento seja, certamente enrijece o sistema na posição desse mancal. Uma forma de se aumentar a concordância dos resultados nesta posição, seria incluir um modelo do acoplamento utilizado, ou seja, incluir os efeitos do possível amortecimento e da rigidez introduzidos por este componente

no sistema.

Por fim, são apresentadas as comparações, numéricas e experimentais, das posições de equilíbrio do eixo dentro dos mancais (*Locus* do eixo). A Figura 6.15 mostra esta validação. O cálculo das cargas estáticas sobre os mancais é realizado considerando-se apenas a força da gravidade; ou seja, somente as forças que agem na direção vertical. As cargas nos mancais são medidas na bancada de testes através das células de carga.

Os carregamentos nos mancais e o *locus* do eixo são obtidos através de resposta *quasi-estática* do sistema devido ao desbalanceamento da massa residual, ou seja, após a estabilização do movimento de rotação do rotor, evitando, desta forma, os efeitos transientes durante a alteração desta velocidade de rotação. Assim como nos casos anteriores, a faixa de rotação utilizada é de 10 a 74Hz com passos de 0,5Hz.

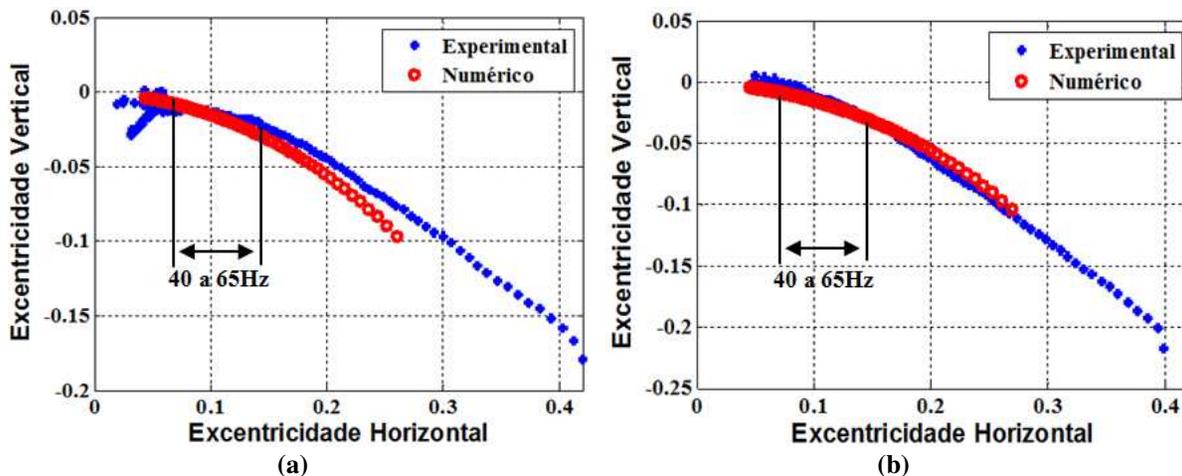


Figura 6.15: Comparação do locus do eixo, evidenciando a faixa de rotação com o melhor ajuste: (a) mancal 1 e (b) mancal 2

Na Figura 6.15, pode-se observar a boa concordância entre os dados experimentais e os oriundos do modelo numérico. Aqui, novamente, o Mancal 1 tem comportamento um pouco diferente do obtido pelo modelo, devido a influência do acoplamento. Tanto no Mancal 1 como no Mancal 2, as curvas apresentam discrepâncias em baixas velocidades de rotação (excentricidades maiores). Isso se deve ao fato de que, em baixas velocidades de rotação, ainda

pode haver algum tipo de contato entre parte do eixo com o mancal, ou seja, o regime de lubrificação completa pode ainda não ter sido atingido, e desta forma, o modelo não pode representar o fenômeno físico com grande precisão. No entanto, para uma faixa de rotações considerável (principalmente entre 40 e 65Hz), os resultados numéricos e experimentais são muito próximos, principalmente para o caso do Mancal 2. Sendo assim, para identificação do desgaste, os mancais com a falha serão inseridos na posição do Mancal 2, diminuindo desta forma os efeitos do acoplamento do eixo com o motor.

Diante dos resultados apresentados anteriormente, pode-se inferir que tanto o modelo por elementos finitos do eixo, quanto o modelo linearizado para os coeficientes dos mancais, representa de forma satisfatória o comportamento real do sistema observado de forma experimental na bancada de testes. Desta forma, o modelo do sistema completo será utilizado para análise do sistema quando um dos mancais apresenta desgaste, neste caso, o Mancal 2.

6.2 Sistemas com Diferentes Configurações de Desgaste nos Mancais Hidrodinâmicos

Após o ajuste do modelo, parte-se para a avaliação da resposta ao desbalanceamento do sistema quando um mancal apresenta desgaste. A usinagem do desgaste imposto nos mancais, conforme detalhado no Capítulo 5, foi realizada no parque produtivo da empresa KS Pistões, em Nova Odessa/SP. Devido às limitações do ferramental disponível, não foi possível usar exatamente a mesma função que descreve o modelo do desgaste nos mancais reais, no entanto, através da variação do diâmetro do rebolo da ferramenta, procurou aproximar-se da configuração descrita teoricamente. Foram usinados mancais com seis diferentes configurações de desgaste, variando a profundidade e a posição angular da falha. Os valores usinados de profundidade e posição angular também foram ajustados de acordo com as limitações do ferramental utilizado. A Tabela 6.1 apresenta os parâmetros dos desgastes usinados nos mancais.

Tabela 6.1: Característica do desgaste usinado nos mancais.

Casos	Profundidade [μm]	Posição angular [$^\circ$]
1	48,26	17
2	19,17	-6°
3	20,52	21
4	44,08	-12
5	44,08	12
6	40,19	8

Dando procedimento aos experimentos, os mancais com as falhas usinadas foram introduzidos, um a um, no sistema, na posição do mancal mais afastado do motor. Sendo assim, em todos os seis casos analisados, o rotor apresenta sempre um mancal desgastado e outro sem desgaste, ou seja, sem nenhum tipo de falha. Na sequência, são apresentadas as respostas ao desbalanceamento do sistema, para cada um dos casos, em coordenadas físicas, amplitude e fase, e também em coordenadas direcionais, uma vez que, conforme proposto, para a identificação dos parâmetros da falha por desgaste, a resposta em coordenadas direcionais é utilizada. Em todos os casos as respostas apresentadas são apenas para a posição do Mancal 2, mancal que apresenta o desgaste.

Caso 1

O primeiro caso analisado apresenta o desgaste mais severo, ou seja, o desgaste com a maior profundidade máxima. Como pode ser observado na Figura 6.17, a componente backward da resposta do sistema na posição do Mancal 2 tem um valor bem expressivo, principalmente próximo à frequência natural, mostrando que o desgaste é responsável pelo aumento da anisotropia dos mancais hidrodinâmicos, e conseqüentemente do sistema como um todo, como foi previsto anteriormente pelo modelo numérico.

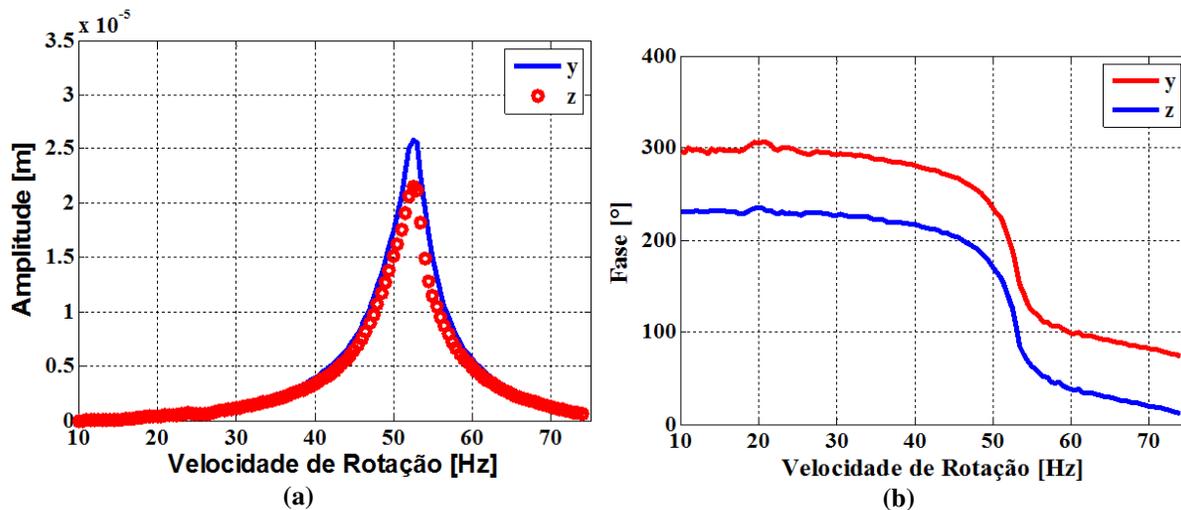


Figura 6.16: Resposta ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, nas direções horizontal e vertical, para o Caso 1: (a) amplitude e (b) fase.

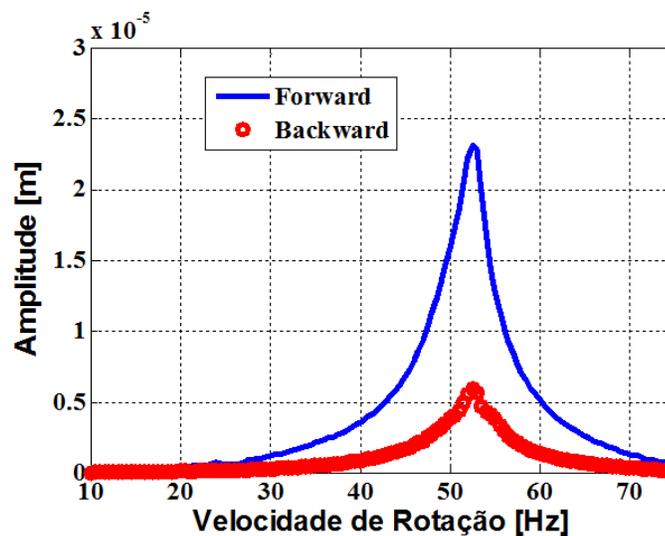


Figura 6.17: Resposta direcional do sistema para o Caso 1.

Caso 2

O segundo caso analisado apresenta o desgaste com a menor profundidade máxima e, diferentemente do Caso 1, o centro do desgaste encontra-se posicionado no outro quadrante, ou seja, o valor de γ é negativo. Assim como no caso anterior, a componente backward da resposta do sistema na posição do Mancal 2 tem um valor expressivo nas imediações da frequência natural.

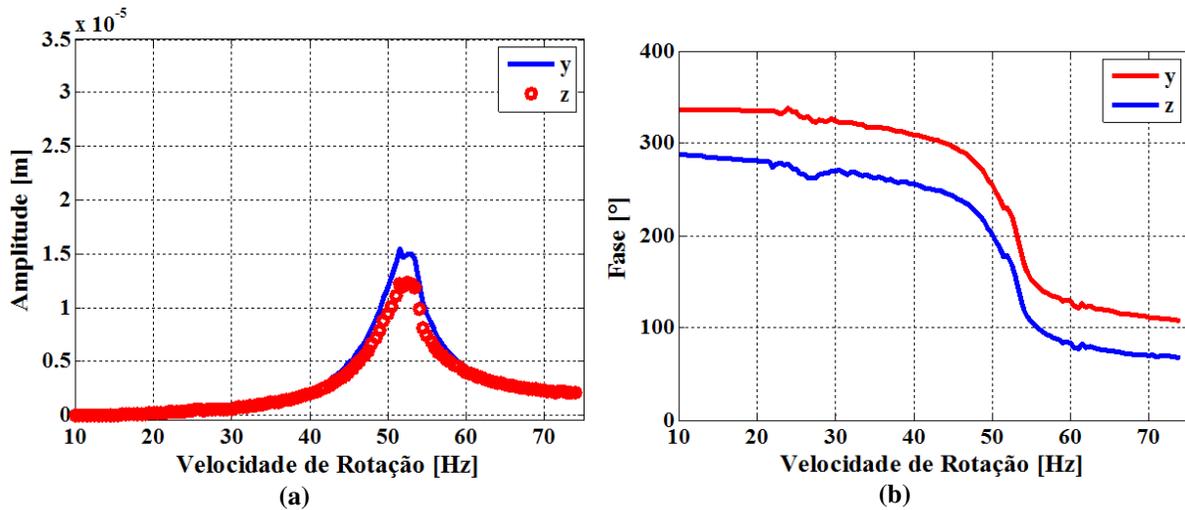


Figura 6.18: Resposta ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, nas direções horizontal e vertical, para o Caso 2: (a) amplitude e (b) fase.

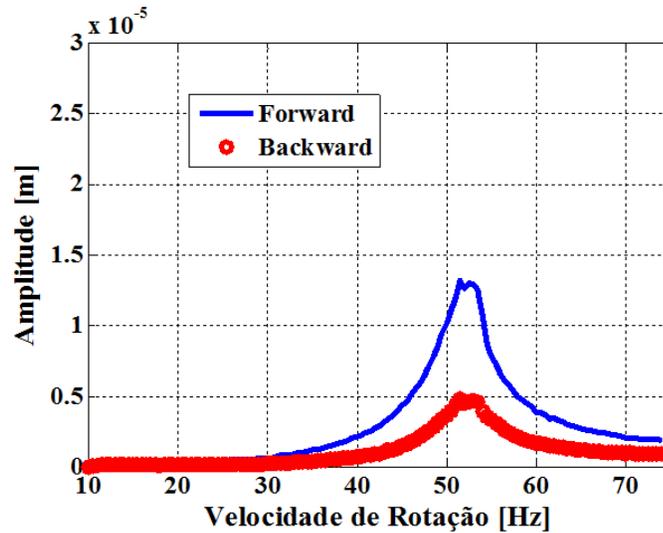


Figura 6.19: Resposta direcional do sistema para o Caso 2.

Caso 3

Neste terceiro caso, o desgaste tem profundidade máxima em torno de 20 μ m e seu posicionamento angular é o mais distante do centro do eixo coordenado da direção vertical. Como pode ser observado na Figura 6.21, a componente backward não é tão significativa como nos caso anteriores, isso se deve ao fato de que o desgaste está posicionado em uma região onde a espessura de filme óleo já não é muito pequena, afetando pouco o comportamento do mancal.

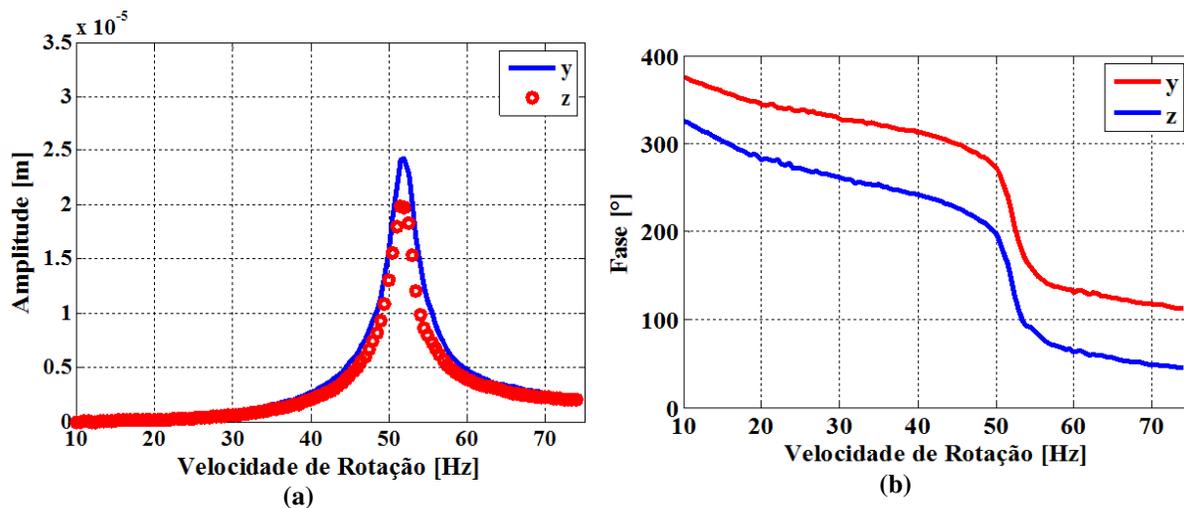


Figura 6.20: Resposta ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, nas direções horizontal e vertical, para o Caso 3: (a) amplitude e (b) fase.

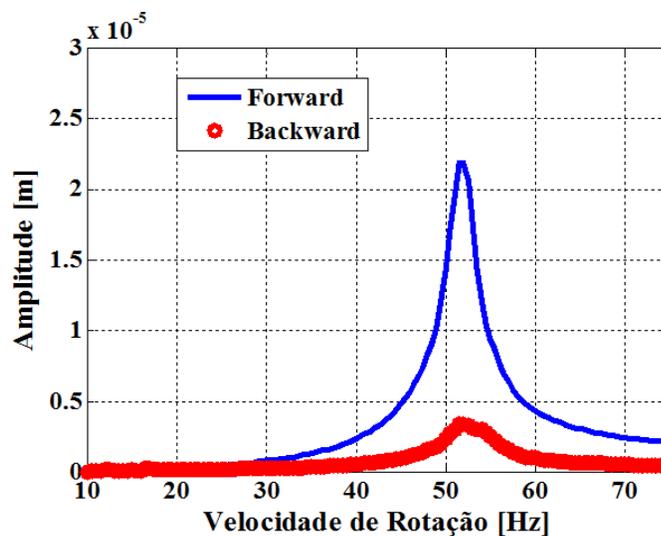


Figura 6.21: Resposta direcional do sistema para o Caso 3.

Caso 4

O quarto caso tem novamente a profundidade máxima em torno de $40\mu\text{m}$ e está posicionado no quadrante contrário ao da posição de equilíbrio do eixo. Comparando a Figura 6.23 com a Figura 6.21, nota-se que a componente backward para este caso tem um valor mais elevado do que no caso anterior, mostrando que quanto maior a profundidade do desgaste, maior é o grau de anisotropia introduzido no sistema.

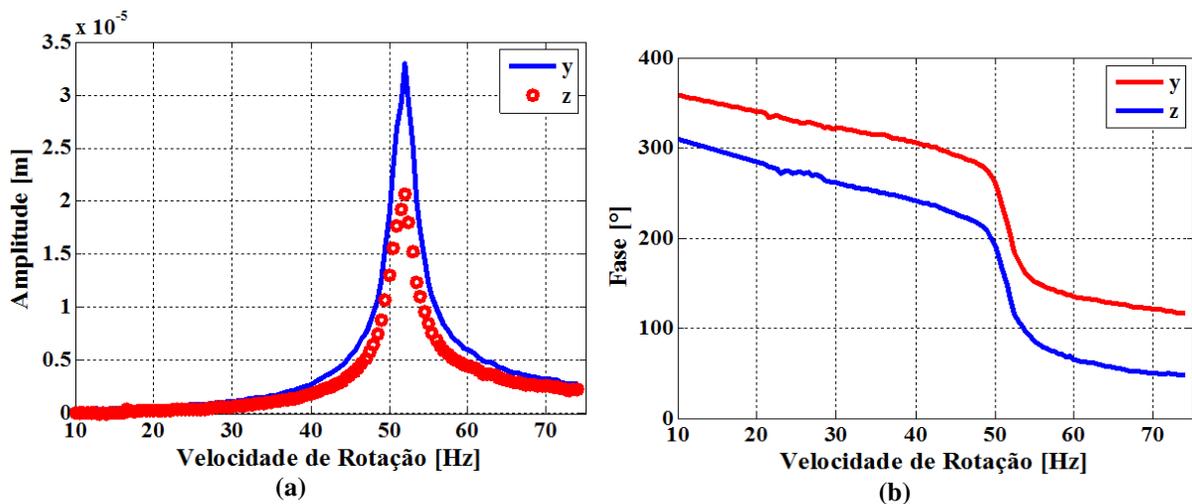


Figura 6.22: Resposta ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, nas direções horizontal e vertical, para o Caso 4: (a) amplitude e (b) fase.

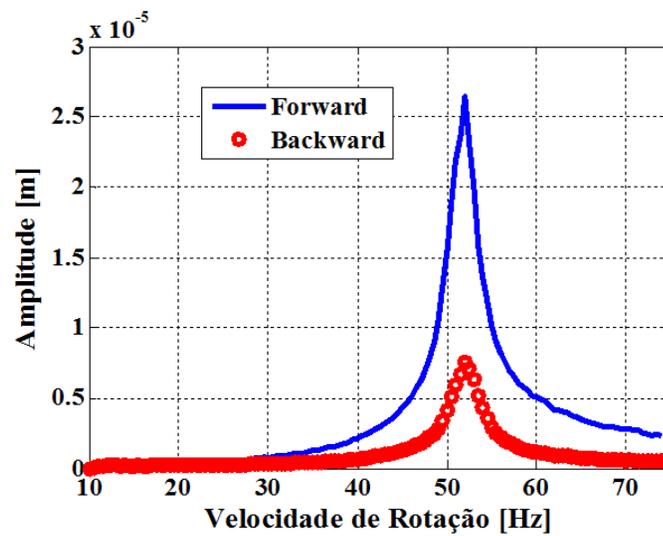


Figura 6.23: Resposta direcional do sistema para o Caso 4.

Caso 5

O quinto caso em análise apresenta a mesma profundidade máxima que aquela do Caso 4, no entanto o posicionamento angular é o oposto, ou seja, trata-se do mesmo mancal usado anteriormente, somente posicionado de maneira contrária, fazendo com que o centro do desgaste se localize no mesmo quadrante em que o eixo está posicionado. Analisando as Figuras 6.25 e 6.23, observa-se que a componente backward para o Caso 5 tem menor amplitude do que a do

Caso 4, mesmo comportamento observado com o modelo numérico no Capítulo 4.

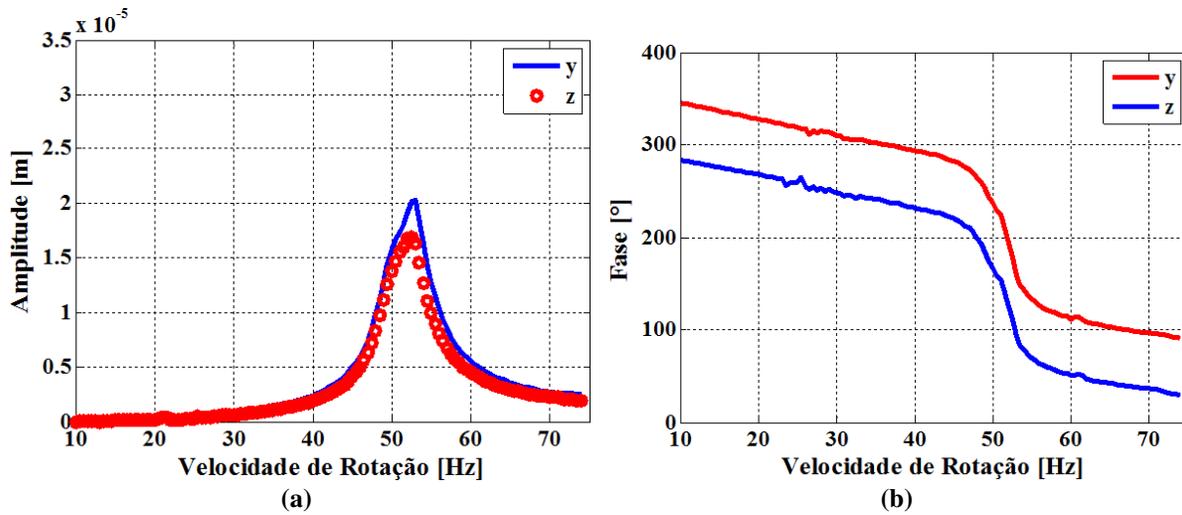


Figura 6.24: Resposta ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, nas direções horizontal e vertical, para o Caso 5: (a) amplitude e (b) fase.

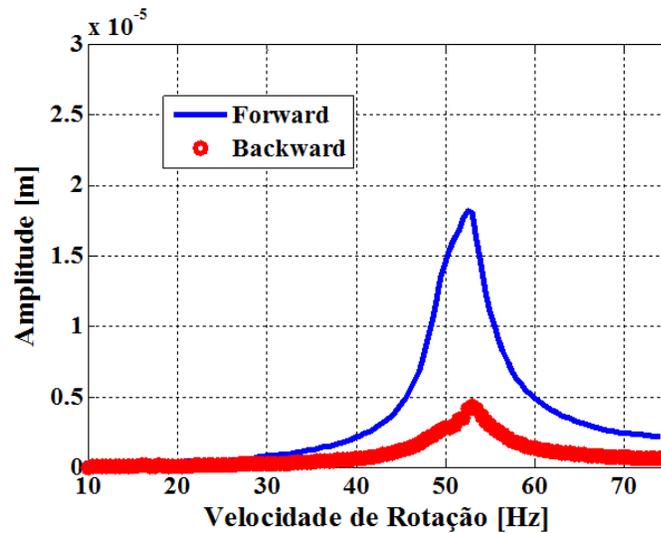


Figura 6.25: Resposta direcional do sistema para o Caso 5.

Caso 6

O último caso analisado apresenta profundidade máxima novamente em torno de $40\mu\text{m}$ e o desgaste está posicionado o mais próximo do centro da direção vertical, ou seja, o valor de γ é o mais próximo de zero entre todos os casos analisados com profundidade máxima desta mesma

ordem.

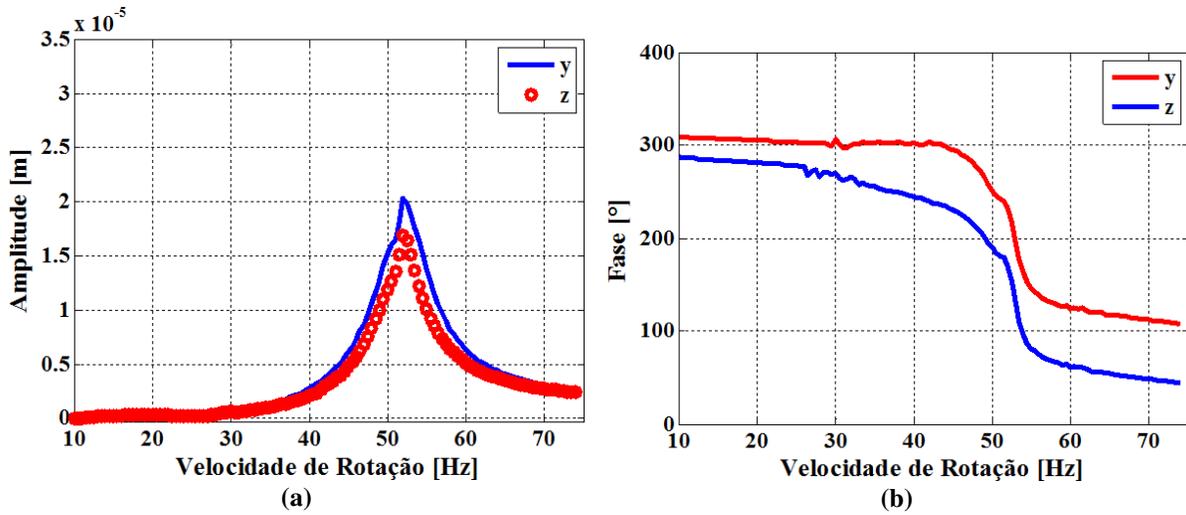


Figura 6.26: Resposta ao desbalanceamento devido à massa conhecida de 1,5 gramas, nas direções horizontal e vertical, para o Caso 6: (a) amplitude e (b) fase.

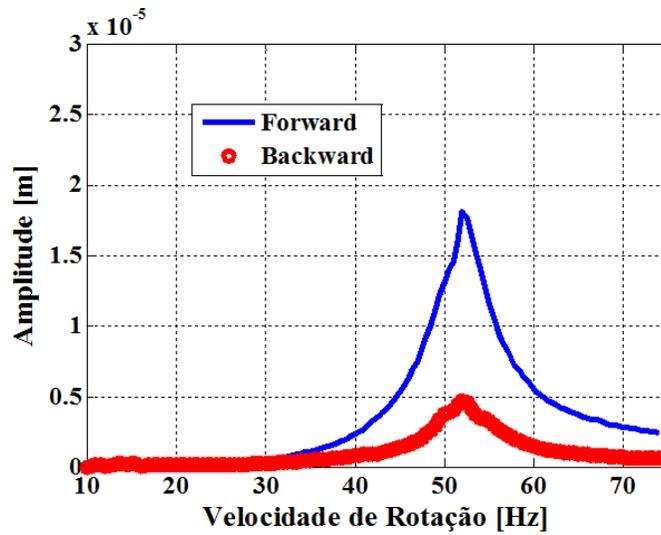


Figura 6.27: Resposta direcional do sistema para o Caso 6.

7. IDENTIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS DO DESGASTE

Neste capítulo são apresentados os resultados do ajuste e identificação dos parâmetros da falha por desgaste, utilizando os dados experimentais provenientes da bancada de testes, e mostrados anteriormente no Capítulo 6. A identificação dos parâmetros do desgaste no mancal, a saber, a profundidade máxima e a posição angular, é feita a partir da minimização de uma função objetivo (Equação (3.65)) a qual compara a resposta em frequência direcional do sistema rotativo simulada pelo modelo numérico com a resposta experimental obtida com os dados da bancada, conforme descrito no Capítulo 3.

Conforme apresentado no Capítulo 6, o sistema possui um mancal desgastado, neste caso o Mancal 2, mancal mais distante do motor. As respostas, tanto simulada como experimental, são avaliadas para o nó do mancal desgastado em diferentes velocidades de rotação. Em todos os casos, foram utilizadas três velocidades, 48, 51.5 e 55Hz (em torno da primeira frequência natural). O método de busca foi utilizado para a identificação dos parâmetros dos seis casos com as diferentes configurações de desgaste apresentadas na Tabela 6.1 do Capítulo 6. O objetivo é verificar se a partir de uma resposta experimental, onde os valores da profundidade e da posição angular do desgaste são previamente conhecidos, o método de busca empregado é capaz de identificar, a partir do modelo proposto, os parâmetros deste desgaste.

Para o processo de busca e identificação, em todos os casos, foi utilizada uma ampla região de confiança:

$$10\mu\text{m} \leq d_0 \leq 50\mu\text{m}$$

$$-25^\circ \leq \gamma \leq 25^\circ$$

Tanto para a profundidade máxima como para a posição angular do desgaste, a região de confiança foi escolhida de forma ampla suficiente para abranger todos os casos analisados, ou seja, este intervalo não foi ajustado para cada um dos casos, de forma a restringir a região de

procura do método, facilitando, assim, o processo de busca. A Tabela 7.1 mostra os resultados dos parâmetros encontrados em cada uma dos casos analisados.

Tabela 7.1: Resultados da identificação dos parâmetros do desgaste utilizando os dados experimentais.

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5	Caso 6
$d_{0_{\text{real}}}$	48,26 μm	19,17 μm	20,52 μm	44,08 μm	44,08 μm	40,19 μm
γ_{real}	17°	-6°	21°	-12°	12°	8°
$d_{0_{\text{enc}}}$	47,31 μm	17,79 μm	22,32 μm	41,58 μm	41,67 μm	38,22 μm
γ_{enc}	19,84°	-9,01°	24,03°	-12,98°	14,51°	8,21°
F_{min}	1,255x10 ⁻²	2,832 x10 ⁻²	9,311 x10 ⁻³	2,6912x10 ⁻²	1,383x10 ⁻²	1,5573x10 ⁻²

onde:

$d_{0_{\text{real}}}$ é a profundidade máxima do desgaste real imposto no mancal;

γ_{real} é a posição angular do desgaste real imposto no mancal;

$d_{0_{\text{enc}}}$ é a profundidade máxima do desgaste encontrada pelo modelo;

γ_{enc} é a posição angular do desgaste encontrada pelo modelo;

F_{min} é o valor da função objetivo.

Conforme mostra a Tabela 7.1, o método de busca mostrou-se satisfatoriamente robusto para encontrar o valor dos parâmetros empregados em todos os casos. Para a profundidade máxima do desgaste, somente os Casos 4 e 5 tiveram variações maiores que 2 μm entre os dados reais e os valores identificados. Em relação à posição angular do desgaste, em particular Casos 4 e 6, os valores encontrados diferem menos de 1° da posição angular real em que foi usinado o desgaste. Para os demais casos, essas diferenças ficaram em torno de 2° a 3°, os quais ainda podem ser considerados próximos, mostrando a boa concordância entre o modelo de desgaste proposto e o imposto aos mancais. Estes resultados mostram uma identificação satisfatória dos parâmetros do desgaste, utilizando dados experimentais provenientes da bancada de testes, uma vez que foram consideradas apenas três rotações no processo de ajuste da resposta direcional.

Na sequência, são apresentadas as reconstituições das respostas em frequência direcionais

(FRD) para todos os casos apresentados anteriormente na Tabela 7.1. Em todas as figuras, são mostradas as FRDs tanto experimentais quanto aquelas obtidas com os valores encontrados pelo método de busca. Os resultados apresentados são apenas para a posição do mancal desgastado, ou seja, para o nó do Mancal 2.

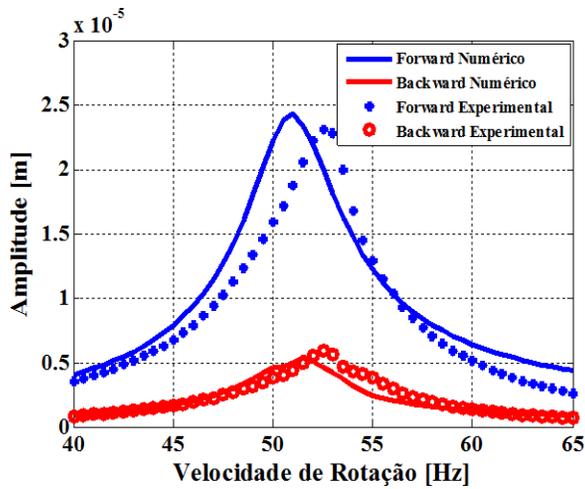


Figura 7.1: Reconstituição da resposta direcional do sistema para o Caso 1.

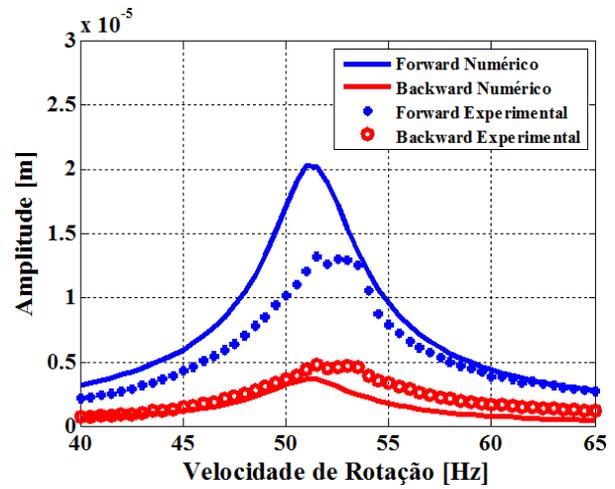


Figura 7.2: Reconstituição da resposta direcional do sistema para o Caso 2.

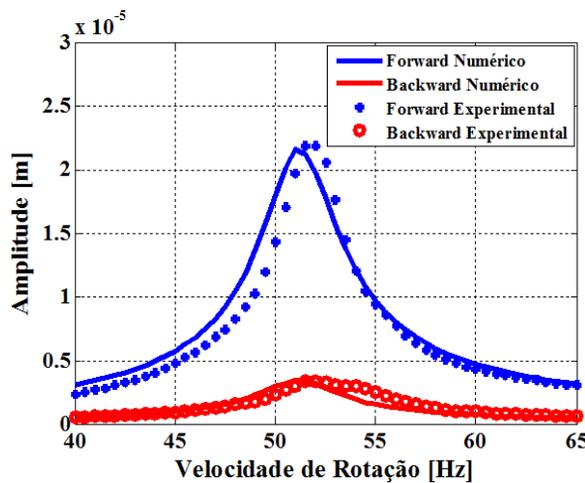


Figura 7.3: Reconstituição da resposta direcional do sistema para o Caso 3.

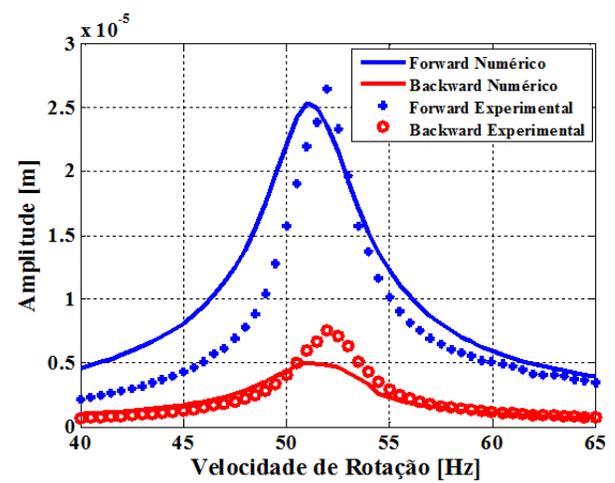


Figura 7.4: Reconstituição da resposta direcional do sistema para o Caso 4.

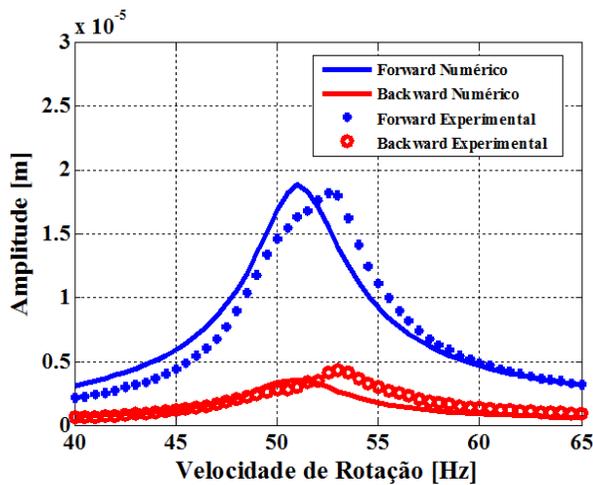


Figura 7.5: Reconstituição da resposta direcional do sistema para o Caso 5.

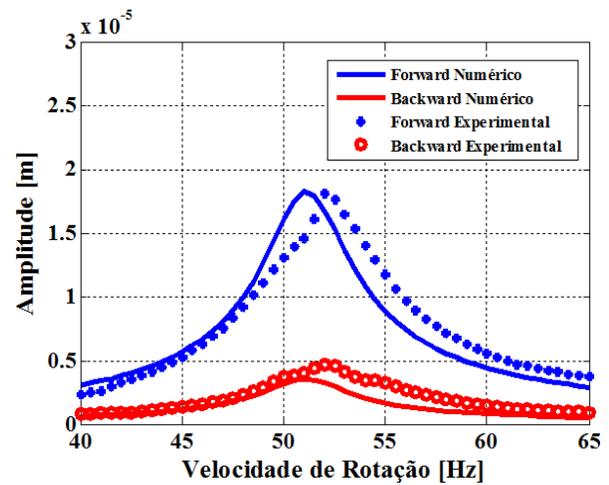


Figura 7.6: Reconstituição da resposta direcional do sistema para o Caso 6.

Analisando as Figuras 7.1 a 7.6, nota-se que, as respostas em frequência direcionais, simuladas numericamente com os parâmetros encontrados pelo método de busca, se aproximam das respectivas respostas experimentais, o que indica o potencial do método em encontrar os parâmetros na faixa de frequências onde o modelo numérico foi validado. No Caso 2 ocorreram as discrepâncias maiores entre os valores simulados e os experimentais. Para este caso, a resposta experimental mostrou um comportamento atípico, uma vez que ocorreu um patamar na frequência natural, nas duas direções y e z, o que indica alguma falha durante a aquisição de dados, por exemplo, alguma saturação dos sensores de posição neste mancal.

Nas Figuras 7.1 a 7.6, foram consideradas três velocidades de rotação na região da ressonância para o processo de busca, a saber, 48, 51.5 e 55 Hz. Observa-se, porém, nas reconstituições das FRDs, que as velocidades de 48 e 55 Hz já se encontram afastadas do pico de ressonância, numa região de menor amplitude de vibração que, conseqüentemente, tende a convergir mais rapidamente na minimização da função objetiva, não sendo, contudo, os pontos mais representativos da região de ressonância propriamente dita, visto que ainda há uma defasagem nos picos de amplitude de ambas as componentes direta e retrógrada da resposta ao desbalanceamento.

Desta forma, considerou-se melhorar os resultados nesta região, de forma a obter uma

reconstituição mais fiel das FRDs, centralizando as velocidades de rotação em torno da frequência de 51.5Hz, ou seja, primeira frequência natural do sistema. Sendo assim, para o Caso 6, caso este com as discrepâncias mais acentuadas entre os valores ajustados e a resposta experimental, foram utilizadas frequências de rotação de 50.5, 51.5 e 52.5 Hz para a convergência do processo de busca. A Tabela 7.2 mostra os resultados para os testes em que foram utilizadas essas novas velocidades, enquanto a Figura 7.7 apresenta a reconstituição das repostas direcionais experimentais obtidas com os novos valores encontrados pelo método de busca. No apêndice B são apresentados os resultados obtidos para os demais casos utilizando estas novas velocidades.

Tabela 7.2: Comparação dos resultados obtidos com as diferentes velocidades de rotação para o Caso 6.

	48, 51.5 e 55 Hz	50.5, 51.5 e 52.5 Hz
d_{0real}	40,19 μm	40,19 μm
γ_{real}	8°	8°
d_{0enc}	38,22 μm	41,09 μm
γ_{enc}	8,21°	8,89°
F_{min}	1,5573x10 ⁻²	9,6271x10 ⁻³

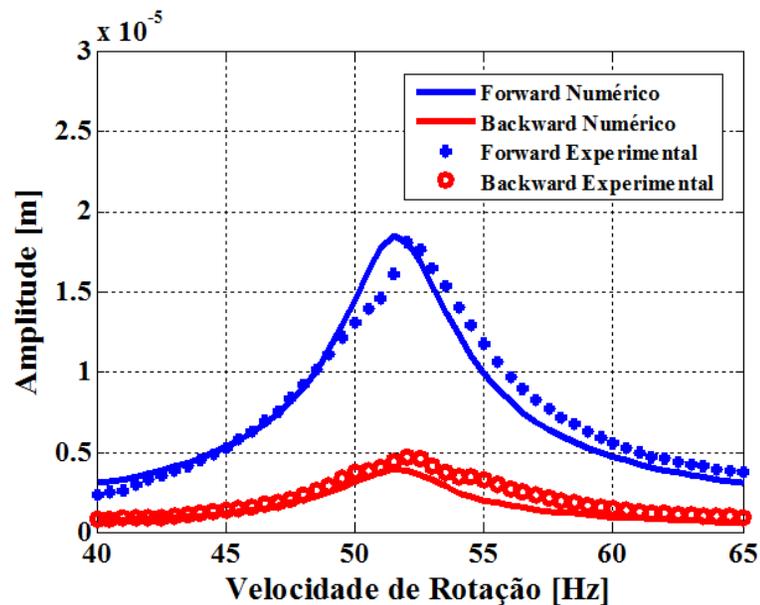


Figura 7.7: Reconstituição da resposta direcional do sistema para o Caso 6 com as novas velocidades de rotação.

Conforme a Tabela 7.2, os valores encontrados pelo método de busca, utilizando velocidades de rotação mais próximas à ressonância, foram melhores do ponto de vista da função objetiva e da reconstituição da FRD para este caso, conforme indica a comparação das Figuras 7.6 e 7.7, indicando que os resultados obtidos com o método de busca podem ser melhorados escolhendo velocidades de rotação mais próximas da velocidade crítica do rotor. Outro fator que pode melhorar o ajuste, envolvendo, porém, um maior custo computacional, é o número de velocidades nas proximidades da primeira frequência natural.

No entanto, deve-se destacar na Tabela 7.2 que a diferença na identificação da profundidade do desgaste cai de 5% para 2% em relação ao valor real, sendo que para a posição angular, esta diferença vai de 2,5% (Tabela 7.1 – Figura 7.6) para 10% (Tabela 7.2 – Figura 7.7). Duas considerações devem ser aqui colocadas. A primeira reporta-se à análise de sensibilidade realizada para variações de profundidade e posição angular, onde a profundidade mostrou-se como parâmetro de maior influência, apesar da importância da posição angular na identificação da falha. A segunda consideração diz respeito ao processo de manufatura da falha, onde o controle destes parâmetros apresentou tolerâncias maiores para posição angular e, conseqüentemente, maiores incertezas na geração deste parâmetro.

8. CONCLUSÕES, COMENTÁRIOS E DESDOBRAMENTOS DO TRABALHO

Após a apresentação da teoria e modelagem utilizadas, assim como de todas as análises, comentários e discussões acerca dos resultados obtidos ao longo deste trabalho, este capítulo faz o fechamento do estudo realizado. A seção 8.1 apresenta as principais conclusões que podem ser feitas a partir dos resultados apresentados, juntamente com os comentários pertinentes. Na sequência, a seção 8.2 traz sugestões para que trabalhos futuros possam dar continuidade ao estudo do tema, buscando sempre melhorar os métodos e modelos de forma a aproximar o comportamento real do sistema.

8.1 Conclusões e Comentários

Este trabalho traz contribuições acerca da análise e diagnose da influência que o desgaste em mancais hidrodinâmicos tem no comportamento do sistema rotativo. Desta forma, um modelo matemático foi proposto para representar o desgaste nesses mancais, e identificá-lo, em termos de seus principais parâmetros, a partir da resposta dinâmica do sistema rotor-mancais.

O modelo de desgaste proposto é promissor para representação de mancais desgastados em sistemas rotativos e consequente aplicação na identificação dos parâmetros de desgaste. A resposta direcional mostrou-se sensível ao modelo de desgaste proposto e, portanto, consolida-se o objetivo de sua utilização na função objetivo de otimização no processo de busca.

No desenvolvimento do trabalho, inicialmente, o modelo de desgaste foi avaliado com dados oriundos da literatura, para certificar-se de que este representava, de forma consistente, o comportamento de um mancal desgastado. Através dessa análise comparativa, pôde-se verificar que o modelo mostrou-se suficientemente eficiente em reproduzir as principais características estáticas do mancal desgastado, tais como, distribuição de pressão, posição de equilíbrio e

capacidade de sustentação.

Dando sequência ao trabalho, foi investigada, de forma numérica, a sensibilidade das características, estáticas e dinâmicas, dos mancais hidrodinâmicos aos parâmetros escolhidos para representar o desgaste. Foi verificado que tanto a profundidade como o posicionamento angular do desgaste influenciam de forma significativa as principais características dos mancais.

Ainda no âmbito dos resultados numéricos, foi simulado o modelo de um rotor para analisar os efeitos do surgimento e desenvolvimento do desgaste no comportamento do sistema rotativo completo. Foi constatado que a resposta em coordenadas direcionais do sistema é sensível aos parâmetros do modelo de desgaste proposto. A componente retrógrada (backward) desta resposta direcional teve um aumento significativo, confirmando a hipótese, proposta inicialmente, de que o desgaste é responsável por introduzir um maior grau de anisotropia no sistema.

Na segunda etapa do projeto, um aparato experimental foi montado na bancada de testes para que a resposta dinâmica do sistema pudesse ser aferida. A bancada foi preparada na configuração desejada e foi feito um ajuste do modelo por elementos finitos do rotor, através da comparação entre a resposta ao desbalanceamento simulada e a obtida na bancada de testes.

Por fim, os resultados obtidos a partir dos testes experimentais mostraram que o método de busca empregado foi suficientemente robusto para identificar os parâmetros do desgaste nas diferentes configurações empregadas nos mancais montados na bancada de testes, indicando que o modelo de desgaste proposto e o método de busca utilizado foram eficientes no desempenho de suas respectivas funções.

Sendo assim, conclui-se que a hipótese inicialmente proposta para este trabalho, da viabilidade de um modelo para identificação dos parâmetros de falha por desgaste em mancais lubrificados, foi alcançada de forma satisfatória, contribuindo para os estudos relacionados à identificação e monitoramento da falha por desgaste em mancais hidrodinâmicos.

8.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

Terminadas as análises e conclusões dos resultados obtidos neste trabalho, nesta seção são apresentados possíveis desdobramentos de pesquisa decorrentes do desenvolvimento deste projeto de tese, dando procedimento e trazendo novas contribuições para a temática aqui abordada:

- Avaliar a direção da profundidade do desgaste, com a criação de novos volumes de controle nesta direção, definindo, com uma maior riqueza de detalhes, como este parâmetro influencia a distribuição de pressão e, conseqüentemente os coeficientes dinâmicos equivalentes dos mancais desgastados. Para isso, a espessura do filme de óleo também deve ser discretizada em volumes de controle, transformando o problema bidimensional em um problema tridimensional, ou seja, a equação de Reynolds teria que ser avaliada em sua forma tridimensional.
- Investigação experimental das características intrínsecas aos mancais, de forma a avaliar a distribuição de pressão e os coeficientes de rigidez e amortecimento para o caso de mancais desgastados, para um possível emprego do método de busca através da comparação direta dos resultados obtidos com o modelo do mancal e os dados oriundos de uma bancada experimental.
- Identificação e isolamento da falha por desgaste nos mancais através da verificação do surgimento de componentes harmônicas adicionais no espectro de frequências da resposta do sistema rotativo, etapa anterior à identificação de parâmetros desenvolvida neste trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ARCHER, J. S., *Consistent mass matrix for distributed mass systems*. ASME Journal of Structural Division, Vol. 89, pp. 161, 1963.
- ARGHIR, M.; ALSAYED, A.; FRÊNE, J., *A Triangle Based Finite Volume Method for the Integration of Lubrication's Incompressible Bulk Flow Equations*. Journal of Tribology, Vol. 123, pp. 118-124, 2001.
- ARGHIR, M.; ALSAYED, A.; NICOLAS, D., *The finite volume solution of the Reynolds equation of lubrication with film discontinuities*. International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 44, pp. 2119-2132, 2002.
- ARRUDA, J. R. F., *Objective Functions for the Curve-Fit of Frequency Response Functions*. AIAA Journal, Vol. 30(3), pp. 855-857, 1992.
- ASSIS, E. G.; STEFFEN Jr., V., *Inverse Problems in Rotor Dynamics using Optimization Techniques*. 6th IFToMM - Conference on Rotor Dynamics, Sidney, Australia, pp. 1-7, 2002.
- ATHAVALE, M. M.; PRZEKOWAS, A. J., *A finite volume numerical method to calculate fluid forces and Rotordynamic Coefficients in Seals*. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1992.
- BACHSCHMID, N.; PENNACCHI, P.; VANIA A., *Identification of multiple faults in rotor systems*. Journal of Sound and Vibration, Vol. 254 (2), pp. 327-366, 2002.
- BOUYER J.; FILLON M.; PIERRE-DANOS I., *Influence of wear on the behavior of a two-lobe hydrodynamic journal bearing subjected to numerous startups and stops*. Journal of

Tribology, Vol. 129, pp. 205–8, 2007.

BRANCH, M. A.; COLEMAN, T. F.; LI, Y., *A Subspace, Interior, and Conjugate Gradient Method for Large-Scale Bound-Constrained Minimization Problems*. SIAM Journal on Scientific Computing, Vol. 21, Number 1, pp. 1–23, 1999.

BYRD, R. H.; SCHNABEL, R. B.; SHULTZ, G. A., *Approximate Solution of the Trust Region Problem by Minimization over Two-Dimensional Subspaces*. Mathematical Programming, Vol. 40, pp. 247–263, 1988.

CAPONE G., *Moti orbitali di un rotore rigido simmetrico su cuscinetti cilindrici lubrificati*. La Meccanica Italiana, n. 199, pp. 37-46, 1986.

CAPONE, G.; RUSSO, M.; RUSSO, R., *Inertia and Turbulence Effects on Dynamic Characteristics and Stability of Rotor-Bearing Systems*. Journal of Tribology, Vol. 113, pp. 58-64, January, 1991.

CAPONE, G.; D'AGOSTINO, V.; GUIDA, D., *A Finite Length Plain Journal Bearing Theory*. Journal of Tribology, Vol. 116, pp. 648-653, July, 1994.

CASTELLI V.; PIRVICS J., *Review of numerical methods in gas bearing film analysis*. Journal of Lubrication Technology, ASME 1968, n. 99(4), pp. 777–92.

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 – 8th International Conference on Vibrations in Rotating machinery, Swansea, pp. 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, Ouro Preto,

Brasil, pp. 1-10, 2005.

CASTRO, H. F., *Análise de Mancais Hidrodinâmicos em Rotores sob Instabilidade Fluido-Induzida*. Tese de Doutorado, 176p. – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas – SP, Brasil, 2007.

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, Vol. 20, n. 2, pp. 244-262, 1998.

CAVALCA, K. L.; OKABE, E. P., *On the analysis of rotor-bearing-foundation systems*. In: IUTAM Bookseries - Symposium on Emerging trends in rotor dynamics, 1ed. Dordrecht: Springer, Vol. 25, pp. 89-101, 2010.

CAVALCA, K. L., *Análise de Rotores de Acordo com o API (American Petroleum Institute)*. Relatório Técnico, convênio 4747, gerência técnica: CENPES/PDEP/TPP, executor: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, 2014.

CHASALEVRIS, A.; NIKOLAKOPOULOS, P.; PAPADOPOULOS, C., *Dynamic effect of bearing wear on rotor-bearing system response*. ASME Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 135, Issue 1, 2013.

CHIARELLO, A. G.; PEDERIVA, R., *A Study of Parameter Monitoring in Stationary Mechanical Systems*. Revista Brasileira de Ciências Mecânicas, Vol. XXI, No. 1, pp. 123-132, 1999.

COLEMAN, T. F.; VERMA, A., *A Preconditioned Conjugate Gradient Approach to Linear Equality Constrained Minimization*. Computational Optimization and Applications, Vol. 20, No. 1, pp. 61–72, 2001.

- COLIN, W. C., *The method of Christopherson for Solving free Boundary Problems for Infinite Journal Bearings by Means of Finite Differences*. Mathematics of Computation Corporation, Vol. 25, n. 115, 1971.
- DEB, K., *Multi-Objective Optimization using Evolutionary Algorithms*. Chichester: John Wiley and Sons, 515p, 2001.
- DEDINI, F. G., *Identificação dei cuscinetti e della fondazione di rotori: metodologie e risultati sperimentali*. Tese de Doutorado, 120p. – Departamento de Mecânica, Politécnico de Milão, Milão – Itália, 1993.
- DIANA, G.; MASSA, E.; PIZZIGONI, E., *A finite element method for computing oil whirl instability of a rotating shaft supported by elastic bearings*. IMechE, p. 659-663, 1975.
- DIMARAGONAS, A. D., *A general method for stability analysis of rotating shafts*. Ingenieur-Archive, Vol. 44, pp. 9-20, 1975.
- DUFRANE, K. F.; KANNEL, J. W.; McCLOSKEY, T. H., *Wear of steam turbine journal bearings at low operating speeds*. Journal of Lubrication Technology, Vol. 105, pp. 313–7, 1983.
- DUNKERLEY, S., *On the whirling and vibration of shafts*. Phil. Trans. of the Royal Society, Vol. 185, n. I, pp. 279-360, 1895.
- DYM, C. L.; SHAMES, I. H., *A variational approach*. Solid mechanics, McGraw-Hill, 1973.
- ESHLEMAN, R. L.; EUBANKS, R. A., *On the critical speeds of a continuous rotor*. ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 91, pp. 1180-1188, 1969.
- FERRAZ, F. G.; Dos SANTOS, J. M. C., *Block-Krylov component synthesis and minimum rank*

- perturbation theory for damage detection in complex structures*. Proceeding of the IX DINAME, Florianópolis-SC-Brazil, pp. 329-334, 2001.
- FÖPPL, A., *Das Problem der Laval'schen Turbinenwelle*. Der Civilingenieur, Vol. 4, pp. 335-342, 1895.
- GASCH, R., *Vibration of large turbo-rotors in fluid film bearings on an elastic foundation*. Journal of Sound and Vibration, Vol. 47, pp. 53-73, 1976.
- GERTZOS, K. P.; NIKOLAKOPOULOS, P. G.; CHASALEVRIS, A. C.; PAPADOPOULOS, C. A., *Wear identification in rotor-bearing systems by measurements of dynamic bearing characteristics*. Computers and Structures, Vol. 89, pp. 55-66, 2011.
- HASHIMOTO H.; WADA S.; NOJIMA K., *Performance characteristics of worn journal bearings in both laminar and turbulent regimes. Part I: Steady-state characteristics*. ASLE Transactions, Vol. 29, pp. 565–71, 1986.
- HASHIMOTO H.; WADA S.; ITO J., *An application of Short Bearing Theory to Dynamic Characteristics Problems of Turbulent Journal Bearings*. Transactions of the ASME – Journal of Tribology, Vol. 109, pp. 307-314, 1987.
- HUA, Z.; SANXING, Z.; HUA, X.; JUN, Z., *An experimental study on oil-film dynamic coefficients*. Tribology International, Vol. 37, pp. 245-253, 2004.
- JEFFCOTT, H. H., *The lateral vibration of loaded shafts in the neighbourhood of a whirling speed*. Phil. Mag., Vol. 6, n. 37, pp. 304-314, 1919.
- KESSLER, C.; KIM, J., *Complex Modal Analysis and Interpretation for Rotating Machinery*. University of Cincinnati, Cincinnati, Ohio, United States of America, 1998.
- KRAMER, E., *Dynamics of rotors and foundations*. Springer-Verlag, New York, 381p., 1993.

- KUMAR, A.; MISHRA, S., *Stability of a rigid rotor in turbulent hydrodynamic worn journal bearings*. Wear, Vol. 193, pp. 25-30, 1996.
- LALANNE, M.; FERRARIS, G., *Rotordynamics Prediction in Engineering*. John Wiley & Sons, England, 266 p., 1998.
- LEE, C. W., *A Complex Modal Testing Theory for Rotating Machinery*. Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 5, pp. 119-137, 1991.
- LIGTERINK, D.; De GEE, A., *Measurement of wear in radial journal bearings*. Tribology Test, Vol. 3, pp. 45-54, 1996.
- LIU, W.; Novak, M., *Dynamic behaviour of turbine-generator-foundation*. Earthquake Engineering and Structural Dynamics, Vol. 24, pp. 339-360, 1995.
- LUND, J. W., *Spring and damping coefficients for the tilting-pad journal bearing*. ASME Transactions, Vol. 7, pp. 342-352, 1964.
- MACHADO, T. H., *Avaliação de Mancais Hidrodinâmicos com Descontinuidades Geométricas*. Dissertação de Mestrado, 122p. – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, 2011.
- MACHADO, T. H.; CAVALCA, K. L., *Dynamic Analysis of Cylindrical Hydrodynamic Bearings with Geometric Discontinuities*. In: International Conference on Vibration Problems, ICoVP-2011, September 5-8, Prague, Czech Republic, 2011.
- MACHADO, T. H.; CAVALCA, K. L., *Analysis of the influence of hydrodynamic bearings with geometric discontinuities on the dynamic response of a rotating system*. In: 10th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, IMechE 2012 - VIRM10, Londres, Vol. 1, pp. 1-10, 2012.

- MALISKA, C. R., *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*. Editora LTC, 2º edição, Rio de Janeiro, Brasil, 2004.
- MENDES, R. U., *Desenvolvimento de um sistema de atuação magnética para excitação de sistemas rotativos*. Dissertação de Mestrado, 119p. – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, 2011.
- MESQUITA, A. L. A. *Identificação de Modos Operacionais e Naturais de Vibração em Máquinas Rotativas Utilizando Coordenadas Complexas*. Tese de Doutorado, 133p. – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, Brasil, 2004.
- MOKHTAR, M.; HOWARTH, R.; DAVIES, P., *Wear characteristics of plain hydrodynamic journal bearings during repeated starting and stopping*. ASLE Transactions, Vol. 20, pp. 191-194, 1977.
- MORÉ, J. J.; SORENSEN, D. C., *Computing a Trust Region Step*. SIAM Journal on Scientific and Statistical Computing, Vol. 3, pp. 553–572, 1983
- MYKLESTAD, N. O., *A new method of calculating natural modes of uncoupled bending vibrations*. International Journal of Aerospace Science, Vol. 11, pp. 153-162, 1944.
- NELSON, H. D.; McVAUGH, J. M., *The dynamics of rotor-bearing systems using finite elements*. ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 98, n. 2, pp. 593-600, 1976.
- NELSON, H. D., *A finite rotating shaft element using timoshenko beam theory*. ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 102, n. 4, pp. 793-803, 1980.
- NEWKIRK, B. L.; TAYLOR, H. D., *Shaft Whipping due to Oil Action in Journal Bearing*. General Electric Review, Vol. 28, 1925.

- NIKOLAKOPOULOS, P. G.; PAPADOPOULOS, C. A., *A study of friction in worn misaligned journal bearings under severe hydrodynamic lubrication*. Tribology International, Vol. 41, pp. 461–72, 2008.
- NORDMANN, R., *Modal Parameter identification and sensitivity analysis in rotating machinery*. IFToMM Conference on Rotordynamic Problems in Power Plants, Rome, Italy, pp. 95-102, 1982.
- OCVIRK, E W., *Short bearing approximation for full journal bearings*, National Advisory Committee for Aeronautics. Technical Note 2808, Cornell University, 1952.
- OKABE, E. P.; CAVALCA, K. L., *Rotordynamic analysis of systems with a non-linear model of tilting pad bearings*. Seventh International Conference on Rotor Dynamics, Vienna. Proceedings of International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science, Paper-ID 222, 10p, 2006.
- PAPADOPOULOS, C. A.; NIKOLAKOPOULOS, P. G.; GOUNARIS, G. D., *Identification of clearances and stability analysis for a rotor-journal bearing system*. Mechanism and Machine Theory, Vol. 43, pp. 411-426, 2008.
- PATANKAR, S. V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Hemisphere Publishing Corporation, 1º Edição, 1980.
- PEDERIVA, R., *Identificação paramétrica de sistemas mecânicos excitados estocasticamente*. Tese de Doutorado, 110p. – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP; 1992.
- PENNACCHI, P.; VANIA, A.; BACHSCHMID, N., *Increasing the robustness of fault identification in rotor dynamics by means of M-estimators*. Mechanical System and Signal Processing, Vol. 21, pp. 3003-3029, 2007.

- PENNACCHI P., *Robust estimate of excitations in mechanical systems using M-estimators – Theoretical background and numerical applications*. Journal of Sound and Vibration, Vol. 310, pp. 923-946, 2008.
- PETROV, N, *Wear of Iron Rails em Nikolaev e St. Petersburg – Warsaw Rail Roads*. St. Petersburg: Tip. Brat’ev Panteleevykh, 1882.
- PINKUS, O., *Analysis of Elliptical Bearings*. Transactions of ASME, Vol. 78, pp. 965-973, 1956.
- PINKUS, O., *Solution of Reynolds Equation for Finite Journal Bearings*. Transactions of ASME, Vol. 80, pp. 858-864, 1958.
- PINKUS, O., *Analysis and Characteristics of Three-lobe Bearings*. Journal of Basic Engineering. pp. 49-55, 1959.
- POLK, S. R., *Finite element formulation and solution of flexible rotor-rigid disc systems for natural frequencies and critical whirl speeds*. MSE Engineering Report, Arizona State University, 1974.
- PROHL, M. A., *A general method of calculating critical speeds of flexible rotors*. ASME Journal of Applied Mechanics. Vol. 67, n. E, pp. 142-146, 1945.
- RANKINE, W. J. M., *On the centrifugal force of rotating shafts*. The Engineer, Vol. 27, 1869.
- 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, Vol. 177, Part 1, pp. 157-234, 1886.
- RUHL, R. L., *Dynamics of distributed parameter turborotor systems: transfer matrix and finite*

- element techniques*. Tese de Doutorado, Cornell University, Ithaca, New York, 1970.
- RUHL, R. L.; BOOKER, J. F., *A finite element model for distributed parameter turborotor systems*. ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 94, pp. 128-132, 1972.
- SANCHEZ, F .D., PEDERIVA, R., *Identification of the unbalance using correlation analysis and unbalance response*. In Proceedings of the 8th IFToMM International Conference on Rotordynamics. Seoul, Kaist University, Vol. 1, pp. 1-8, 2010.
- SANCHEZ, F .D., PEDERIVA, R., *Rotor Fault Identification using Correlation Analysis and Model Order Reduction*. 22nd International Congress of Mechanical Engineering, COBEM2013, November, 3-7, Ribeirão Preto, São Paulo, 2013.
- SANTANA, P. M. F.; CAVALCA, K. L.; OKABE, E. P.; MACHADO, T. H., *Complex Response of a Rotor-Bearing-Foundation System*. Proceedings of IFToMM – 8th International Conference on Rotor Dynamics, Seoul, Korea, pp. 231-238, 2010.
- SINGHAL, G. C., *Computation Methods for hydrodynamic problems (Reynold's Equation)*. Computer-Aided Design, Vol. 13, n. 3, pp. 151-154, 1981.
- SOMMERFELD, A., *Zur Hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung*. Zs. Math. And Phys., Vol. 50, n.1, pp. 97-155, 1904.
- SORENSEN, D. C., *Minimization of a Large Scale Quadratic Function Subject to an Ellipsoidal Constraint*. Department of Computational and Applied Mathematics, Rice University, Technical Report TR94-27, 1994.
- STEIHAUG, T., *The Conjugate Gradient Method and Trust Regions in Large Scale Optimization*. SIAM Journal on Numerical Analysis, Vol. 20, pp. 626–637, 1983.
- STODOLA, A., *Dampf-und Gasturbinen*. Berlin Springer, 1910.

- STODOLA, A., *Kritische Wellenstörung infolge der Nachgiebigkeit des Ölpolsters im Lagers*. Schweizerische Bauzeitung, Vol. 85, n. 21, May, 1925.
- TAPIA T., A.; CASTRO, H. F.; CAVALCA, K. L., *Optimization Methods applied to Parameters Estimation of Flexible Coupling in Rotating Systems*. ImechE – 8th International Conference on Vibrations in Rotating machinery, Swansea, pp. 1-10, 2004.
- THORKILDSEN, T., *Solution of a distributed mass and unbalanced rotor system using a consistent mass matrix approach*. MSE Engineering Report, Arizona State University, 1972.
- TOWER, B., *First report on friction experiments*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, pp. 632-659, 1883.
- TOWER, B., *Second report on friction experiments*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, pp. 58-70, 1885.
- TUCKMANTEL, F. W. S., *Integração de Sistemas Rotor-Mancais Hidrodinâmicos-Estruturas de Suporte para Resolução Numérica*. Dissertação de Mestrado, 159p. – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, 2010.
- VANCE, J. M., *Rotordynamics of Turbomachinery*. John Wiley & Sons, England, 388 p., 1988.
- WU, T.; MAO, J.; DONG, G.; XU, H., XIE, Y., *Journal bearing wear monitoring Via on-line Visual Ferrograph*. Adv. Mater. Res., Vol. 44, pp. 189-194, 2008.
- 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, pp. 827-843, 2005.
- ZORZI, E. S.; NELSON, H. D., *Finite element simulation of rotor-bearing systems with internal damping*. ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 99, n. 1, pp. 71-76, 1977.

ZORZI, E. S.; NELSON, H. D., *The dynamics of rotor-bearing systems with axial torque – A finite element approach*. ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 102, pp. 158-161, 1980.

APÊNDICE A – MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS

O método de volumes finitos é, por muitas vezes, confundido com o método das diferenças finitas, pelo fato de que, em vários casos, as equações discretizadas obtidas por ambos os métodos são iguais. Entretanto, os dois métodos têm bases de formulação muito diferentes. Enquanto o método de diferenças finitas tem uma dedução puramente matemática, a partir das aproximações de derivadas usando séries de Taylor, a formulação do método de volumes finitos tem base física.

A maioria dos modelos matemáticos, utilizados em problemas de engenharia, baseia-se nos princípios de conservação, que representam uma dada lei física de preservação da integridade de uma dada grandeza, ao longo de um processo. Quando um princípio de conservação é expresso de forma matemática, para uma região infinitesimal de um dado meio, obtém-se uma equação diferencial, que é a chamada equação de conservação da grandeza envolvida. Por exemplo, quando se expressa matematicamente a conservação de massa no escoamento de um fluido, a equação da continuidade é obtida, que, em geometria cartesiana, é representada pela seguinte equação diferencial parcial:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (\text{A.1})$$

Onde ρ é a massa específica do fluido, t é o tempo, $(x, y$ e $z)$ são as três coordenadas cartesianas e $(u, v$ e $w)$ são as três componentes do vetor velocidade, correspondentes às direções x, y e z , respectivamente. Outro exemplo pode ser dado pela equação de conservação de Navier-Stokes, da qual se obtém a equação da lubrificação de Reynolds.

Em geral, as equações de conservação apresentam termos que representam o acúmulo, o transporte convectivo, o transporte difusivo e a geração de uma dada grandeza. Por esta similaridade, as equações de conservação podem ser escritas na seguinte forma geral:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v\phi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w\phi) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial z}\right) + S \quad (\text{A.2})$$

Onde ϕ é a grandeza conservada, Γ é a difusividade desta grandeza e S é o termo de geração. Note que esta equação generalizada é válida também para outros sistemas de coordenadas além do cartesiano, bastando para isto interpretar as variáveis (x, y, z) como sendo as coordenadas do outro sistema, e considerando S como sendo a soma do termo de geração com todos os outros termos existentes na equação de conservação original, que não se enquadram nem na forma de termos de transporte e nem na de termo de acúmulo. Por isso, o termo S é, por vezes, chamado de "lixreira" da equação de conservação, na forma dada pela Equação (A.2).

Esta forma para a equação de conservação é chamada de forma conservativa ou forma divergente, na qual os termos relativos aos fluxos convectivos, $\rho u\phi$, $\rho v\phi$ e $\rho w\phi$, aparecem dentro das derivadas em relação às coordenadas espaciais, x , y e z . Qualquer outra forma é dita não-conservativa. A forma conservativa é a forma da equação obtida diretamente da forma integral da lei de conservação. Por exemplo, considere a equação da continuidade, cuja forma integral, válida para um volume finito fixo no espaço, é dada por:

$$\frac{d}{dt} \left[\int_V \rho dV \right] + \oint_A \rho \mathbf{v} \cdot \hat{\mathbf{n}} dA = 0 \quad (\text{A.3})$$

Onde \mathbf{v} é o vetor velocidade de componentes $(u, v$ e $w)$, V é o volume finito no qual a conservação de massa está sendo aplicada, A é a superfície deste volume, $\hat{\mathbf{n}}$ é o vetor unitário normal externo à superfície A , e o ponto entre o vetor velocidade e o vetor normal à superfície indica o produto escalar. De fato, esta equação diz, simplesmente, que a variação da massa contida no volume é causada pela taxa líquida de massa que é transferida através da superfície do corpo.

Utilizando o teorema integral de Gauss (ou da divergência), a Equação (A.3) pode ser escrita na forma:

$$\int_V \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + \Delta \cdot (\rho \mathbf{v}) \right) dV = 0 \quad (\text{A.4})$$

Onde $\Delta \cdot (\rho \mathbf{v})$ é o divergente do fluxo mássico que, em geometria cartesiana, é expresso por:

$$\Delta \cdot (\rho \mathbf{v}) = \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) \quad (\text{A.5})$$

A Equação (A.5) é válida para qualquer volume V , de forma que o integrando deve ser nulo, o que origina a equação diferencial parcial na forma conservativa, dada pela primeira equação.

A aproximação discreta de uma equação de conservação pelo método dos volumes finitos tem por objetivo dividir o domínio de cálculo em um certo número de subdomínios, nos quais a lei física de conservação seja feita válida, dentro de um certo grau de aproximação. Esta aproximação pode ser obtida de duas formas. A primeira forma é a utilização do balanço da propriedade conservada para cada um dos subdomínios. O segundo modo é a integração da equação de conservação, na forma conservativa, no volume do subdomínio. Evidentemente, ambos os métodos levam ao mesmo resultado, pois a equação de conservação se originou através de um balanço da propriedade em um volume finito, como mostrado na equação da continuidade, para a conservação de massa.

Considere, por exemplo, a equação da continuidade em duas dimensões espaciais, usando a geometria cartesiana. A Figura A.1 mostra um subdomínio do domínio bidimensional da equação e onde está representada a nomenclatura de determinados pontos dentro ou na superfície deste subdomínio ou volume finito, bem como os fluxos mássicos que atravessam cada face no

intervalo de tempo Δt .

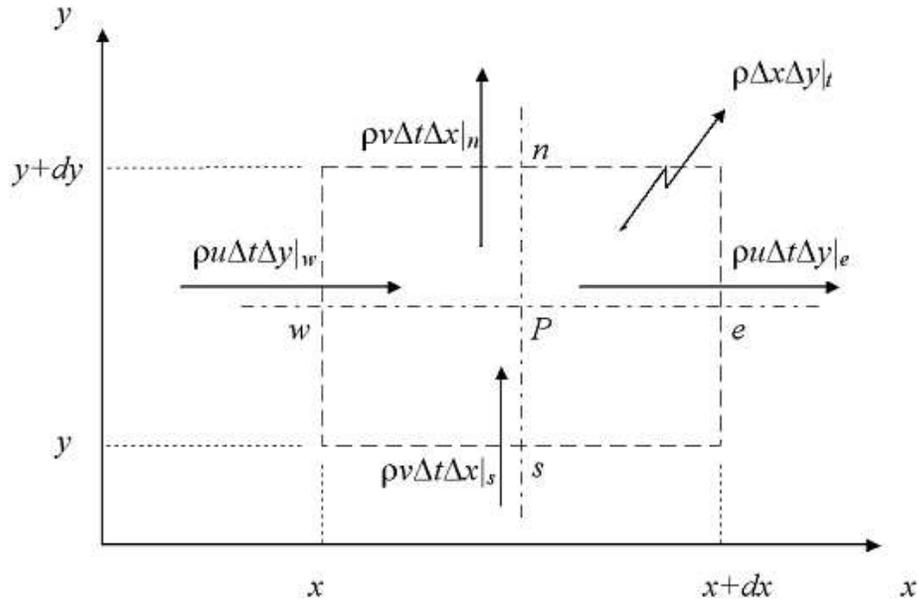


Figura A.1: Subdomínio do domínio bidimensional.

Assim a variação da massa dentro deste volume, no intervalo Δt , é dada pelo balanço:

$$(\rho \Delta x \Delta y)_{t+\Delta t} - (\rho \Delta x \Delta y)_t = (\rho u \Delta t \Delta y)_w - (\rho u \Delta t \Delta y)_e + (\rho v \Delta t \Delta x)_s - (\rho v \Delta t \Delta x)_n \quad (\text{A.6})$$

Dividindo a Equação (A.6) $\Delta t \Delta x \Delta y$, tem-se:

$$\frac{\rho_{t+\Delta t} - \rho_t}{\Delta t} + \frac{(\rho u)_e - (\rho u)_w}{\Delta x} + \frac{(\rho v)_n - (\rho v)_s}{\Delta y} = 0 \quad (\text{A.7})$$

A Equação (A.7) é a equação discretizada para o volume finito em questão.

A Equação (A.7) também pode ser obtida através da integração da equação da continuidade (colocada na forma da Equação (A.1)), sem o termo em ρw , utilizando o seguinte operador integral:

$$\int_t^{t+\Delta t} dt \int_w^e dx \int_s^n .dy \quad (\text{A.8})$$

Assim, a aproximação discreta é obtida pelos dois procedimentos. Usualmente, é mais fácil obter a equação aproximada através da integração da equação de conservação na forma divergente, já que muitas grandezas têm balanços bem complexos. Note que a equação discretizada ainda é uma expressão exata para a conservação de massa no volume em questão, pois a forma de cálculo dos fluxos médios através das faces e das densidades médias no volume ainda não foi especificada. A aproximação destas grandezas, utilizando seus valores em pontos discretos da malha e em um dado instante de tempo, é que introduz o erro da aproximação numérica.

A Figura A.2 mostra a estrutura básica de uma malha bidimensional de volumes finitos. Usualmente, os valores das variáveis dependentes são armazenados nos centros dos volumes (P, W, E, S, N) ou nos centros de determinadas faces (w, e, s, n). Os valores necessários destas variáveis em outras posições são obtidos por processos convenientes de interpolação. Em um mesmo problema, algumas das variáveis dependentes podem ser armazenadas nos centros dos volumes, enquanto que outras ficam armazenadas em pontos sobre as faces. Assim, o método de volumes finitos pode utilizar várias malhas para um mesmo problema (malhas entrelaçadas).

Do que foi exposto acima, ficam bem claras as diferenças entre o método das diferenças finitas e o método dos volumes finitos. O primeiro se baseia na aplicação da equação diferencial em pontos discretos de uma malha e na utilização de aproximações das derivadas utilizando séries de Taylor. O segundo aplica a equação diferencial de conservação a subdomínios de uma determinada malha através da sua integração em cada volume. De fato, os termos de transporte convectivo são os responsáveis pelas maiores dificuldades numéricas na solução de equações diferenciais parciais, onde funções de interpolação devem ser aplicadas.

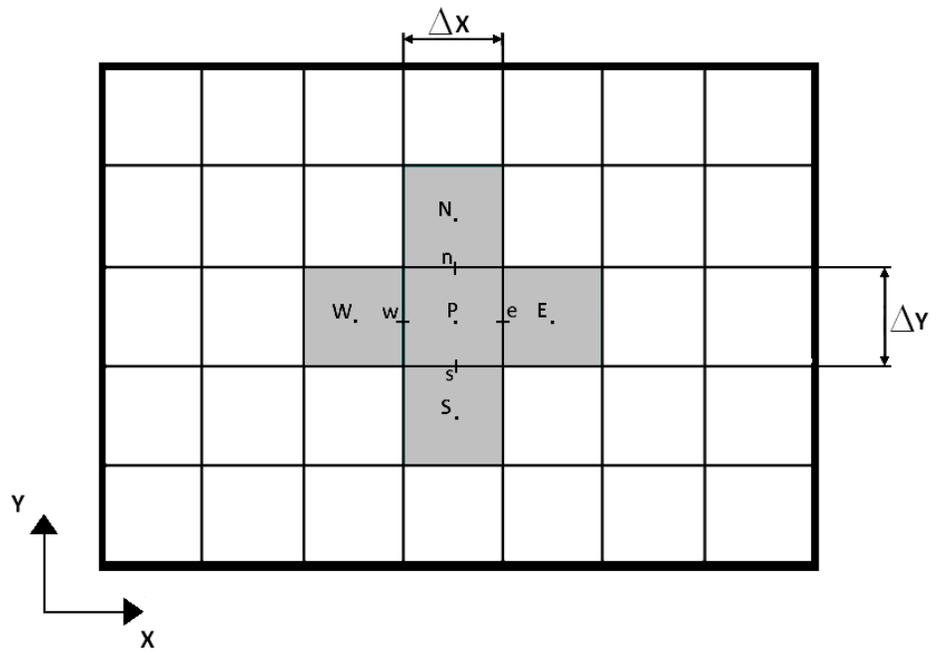


Figura A.2: Estrutura básica de uma malha bidimensional de volumes finitos.

APÊNDICE B – IDENTIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS DO DESGASTE COM DIFERENTES VELOCIDADES DE ROTAÇÃO

Neste apêndice são apresentados os resultados obtidos para a identificação dos parâmetros do desgaste centralizando as velocidades de rotação utilizadas em torno da frequência de 51.5Hz, ou seja, primeira frequência natural do sistema. Sendo assim, para os Casos 1, 3, 4 e 5 foram utilizadas as frequências de rotação de 50.5, 51.5 e 52.5 Hz para a convergência do processo de busca. O Caso 2 não foi utilizado, pois a resposta experimental mostrou um comportamento atípico, indicando alguma falha durante a aquisição dos dados. A Tabela B.1 mostra os resultados para os testes em que foram utilizadas essas novas velocidades, enquanto as Figuras B.1 a B.4 apresentam as reconstituições das repostas direcionais obtidas com os novos valores encontrados pelo método de busca.

Tabela B.1: Comparação dos resultados obtidos com as diferentes velocidades de rotação.

		Caso 1	Caso 3	Caso 4	Caso 5
	$d_{0_{\text{real}}}$	48,26 μm	20,52 μm	44,08 μm	44,08 μm
	γ_{real}	17°	21°	-12°	12°
Velocidades Usadas: 48, 51.5 e 55 Hz	$d_{0_{\text{enc}}}$	47,31 μm	22,32 μm	41,58 μm	41,67 μm
	γ_{enc}	19,84°	23,97°	-12,98°	14,51°
	F_{min}	1,255x10 ⁻²	9,311 x10 ⁻³	2,6912x10 ⁻²	1,383x10 ⁻²
Velocidades Usadas: 50.5, 51.5 e 52.5 Hz	$d_{0_{\text{enc}}}$	47,48 μm	22,29 μm	41,98 μm	42,84 μm
	γ_{enc}	19,14°	24,03°	-13,03°	14,22°
	F_{min}	1,021x10 ⁻²	9,302 x10 ⁻³	1,081x10 ⁻²	9,831x10 ⁻³

onde:

$d_{0_{\text{real}}}$ é a profundidade máxima do desgaste real imposto no mancal;

γ_{real} é a posição angular do desgaste real imposto no mancal;

$d_{0_{\text{enc}}}$ é a profundidade máxima do desgaste encontrada pelo modelo;

γ_{enc} é a posição angular do desgaste encontrada pelo modelo;

F_{min} é o valor da função objetivo.

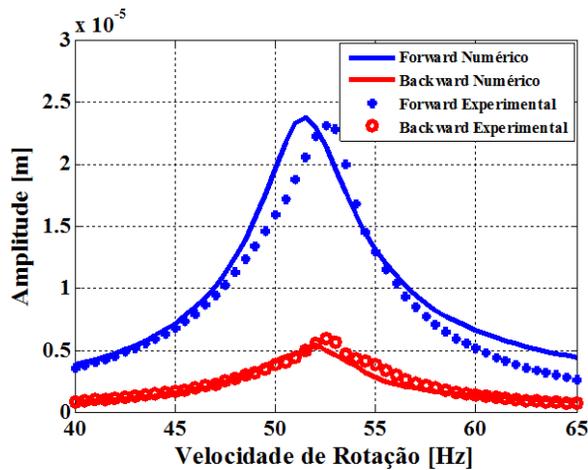


Figura B.1: Reconstituição da resposta direcional do sistema para o Caso 1 com as novas velocidades de rotação.

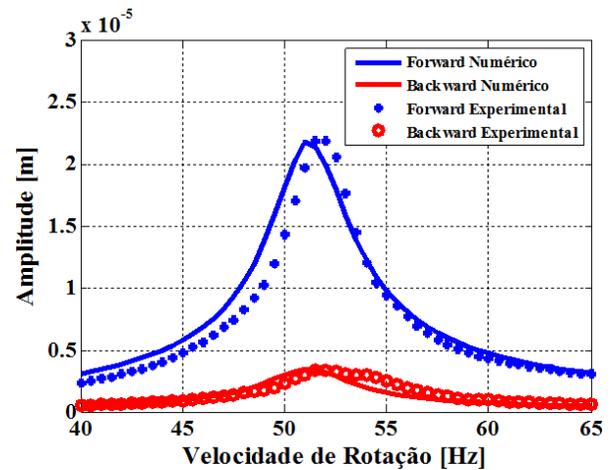


Figura B.2: Reconstituição da resposta direcional do sistema para o Caso 3 com as novas velocidades de rotação.

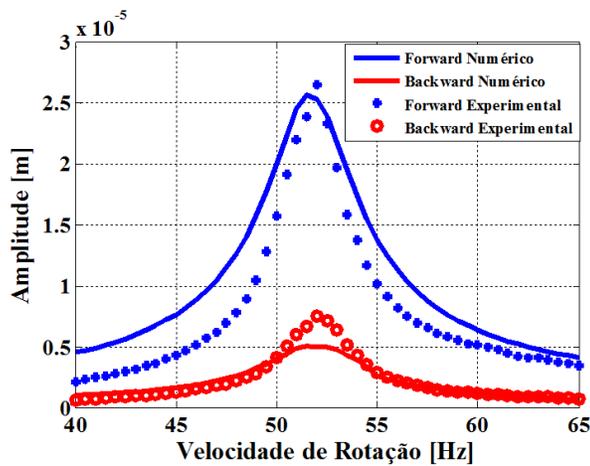


Figura B.3: Reconstituição da resposta direcional do sistema para o Caso 4 com as novas velocidades de rotação.

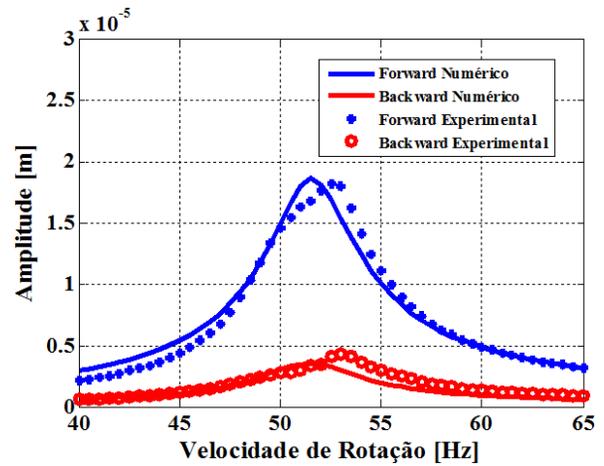


Figura B.4: Reconstituição da resposta direcional do sistema para o Caso 5 com as novas velocidades de rotação.

Conforme mostra a Tabela B.1, os valores encontrados pelo método de busca, utilizando velocidades de rotação mais próximas à ressonância, assim como no caso apresentado na Tabela 7.2 do Capítulo 7, foram melhores do ponto de vista da função objetiva e da reconstituição da FRD, conforme indica a comparação das Figuras B.1 a B.4 com as Figuras 7.1 a 7.5, indicando que os resultados obtidos com o método de busca foram melhorados escolhendo velocidades de rotação mais próximas da velocidade crítica do rotor.