RODRIGO NICOLETTI

**Estudo do Controle Ativo e Passivo de Vibrações em
Sistemas Rotativos e Estruturais**

Texto apresentado à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo como parte dos requisitos para a obtenção do título de Livre Docente na área de Dinâmica de Máquinas: Modelos e Análise de Respostas.

São Carlos
2013

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca – EESC/USP

N643e

Nicoletti, Rodrigo

Estudo do Controle Ativo e Passivo de Vibrações
em Sistemas Rotativos e Estruturais / Rodrigo
Nicoletti. São Carlos, 2013.

Tese (Livre Docência) - Departamento de
Engenharia Mecânica na Área de Dinâmica de
Máquinas: Modelos e Análise de Respostas -- Escola
de Engenharia de São Carlos da Universidade de São
Paulo, 2013.

1. dinâmica de rotores. 2. vibrações mecânicas.
3. controle de sistemas. 4. identificação
dinâmica. 5. mancais hidrodinâmicos.
6. otimização. I. Título.

Dedico este trabalho à minha esposa Cíntia, pelo amor e incentivo nos momentos difíceis, e a meus filhos Alexandre Yudi e Amanda Yumi, pelo amor incondicional.

*"Para enxergar claro, basta
mudar a direção do olhar."*

Antoine Saint-Exupéry
1900 - 1944
escritor francês

*"Surpreender-se, admirar-se, é
começar a entender."*

José Ortega y Gasset
1883 - 1955
filósofo espanhol

Image Courtesy of NASA

Resumo

NICOLETTI, Rodrigo, *Estudo do Controle Ativo e Passivo de Vibrações em Sistemas Rotativos e Estruturais*, São Carlos: Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2013. 161p. Texto Sistematizado (Livre-Docência)

Este trabalho procura sistematizar as contribuições na área de controle de vibrações em sistemas rotativos e estruturas, desenvolvidas no Laboratório de Dinâmica do Departamento de Engenharia Mecânica da EESC/USP no período de 2006 a 2013. O trabalho está dividido em quatro partes. A Parte I é composta pelas contribuições na área de Dinâmica de Sistemas Rotativos, contendo a modelagem matemática de rotores (método dos parâmetros concentrados, corpos rígidos e elementos finitos), a modelagem matemática de mancais (mancal aerostático poroso e estudo de variabilidade de parâmetros), o método numérico *meshless* (resolução da equação de Reynolds), a otimização de forma de eixos (colocação de frequências naturais), a otimização de forma de mancais hidrodinâmicos (aumento da margem de estabilidade), a medição de vibrações por fotogrametria com subamostragem (medição de órbita de eixos) e a identificação de trincas incipientes (método da entropia aproximada). A Parte II é composta pelas contribuições na área de Controle de Vibrações em Sistemas Rotativos, contendo o controle passivo de vibrações (absorvedor dinâmico rotativo), o regenerador por indução eletromagnética, o controle ativo de vibrações (mancal segmentado com atuadores eletromagnéticos) e o algoritmo de autoidentificação (determinação de ganhos ótimos sem a interferência humana). A Parte III é composta pelas contribuições na área de Atenuação de Vibrações Estruturais, contendo o método da sensibilidade inerente (posicionamento ótimo de amortecedores estruturais), a modelagem por elementos finitos de amortecedores estruturais, a otimização de espessura de chapas (colocação de frequências naturais) e a interpolação de resultados de malha grosseira em malha fina (viabilidade de estampagem).

Palavras Chave

Dinâmica de Rotores, Vibrações Mecânicas, Controle de Sistemas, Identificação Dinâmica, Mancais Hidrodinâmicos, Otimização

Abstract

NICOLETTI, Rodrigo, *Study on the Active and Passive Control of Vibration in Rotating and Structural Systems*, São Carlos: Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2013. 161p. Thesis (Habilitation)

This is a systematic compilation of the contributions in the area of vibration control in rotating systems and structures, developed in the Laboratory of Dynamics of the Department of Mechanical Engineering of EESC/USP in the period of 2006 to 2013. The work is divided into four parts. Part I is devoted to the contributions in the area of Dynamics of Rotating Systems, consisting of the mathematical modeling of rotors (lumped mass, rigid body and, finite elements), the mathematical modeling of lubricated bearings (porous aerostatic bearing and parameter variability analysis), the meshless numerical method (solution of the Reynolds equation), the shape optimization of shafts (collocation of natural frequencies), the shape optimization of hydrodynamic bearings (increase of stability margins), the vibration measurement via sub-sampled fotogrametry (measurement of shaft orbits) and, the identification of cracked shafts (approximate entropy method). Part II is devoted to the contributions in the area of Vibration Control of Rotating Systems, consisting of the passive control of vibration (rotating dynamic absorber), the dissipator by electromagnetic induction, the active control of vibration (tilting-pad bearing with electromagnetic actuators) and, the self-identification algorithm (optimum gain determination without human intervention). Part III is devoted to the contributions in the area of Structural Vibration Attenuation, consisting of the embedded sensitivity method (optimum collocation of deadeners), the finite element modeling of deadeners, the thickness optimization of plates (collocation of natural frequencies) and, the interpolation of coarse grid results into fine grids (stamping viability).

Keywords

Rotor Dynamics, Mechanical Vibration, System Control, Dynamic Identification, Hydrodynamic Bearings, Optimization

Sumário

Lista de Figuras	xi
Lista de Tabelas	xviii
Prefácio	xxi
1 Introdução	1
1.1 Considerações Sobre as Áreas Envolvidas	2
1.2 Conteúdo do Trabalho	6
I Contribuições na Área da Dinâmica de Sistemas Rotativos	9
2 Modelagem Matemática	11
2.1 Modelagem Matemática do Rotor	11
2.1.1 Modelagem por Parâmetros Concentrados	12
2.1.2 Modelagem por Dinâmica de Corpos Rígidos	17
2.1.3 Modelagem por Elementos Finitos	20
2.2 Modelagem Matemática de Mancais Lubrificados	23
2.3 Solução Numérica da Equação de Reynolds	27
3 Otimização	35
3.1 Otimização de Forma de Eixos	35
3.1.1 Sensibilidade das Matrizes do Modelo por Elementos Finitos	37
3.1.2 Resultados Numéricos	38
3.2 Otimização de Forma de Mancais Hidrodinâmicos	42

3.2.1	Resultados Numéricos	45
4	Identificação e Diagnose	51
4.1	Fotogrametria com Subamostragem	51
4.1.1	Medição de Vibração Estrutural	55
4.1.2	Medição da Órbita de Eixos	56
4.2	Deteção de Trincas em Eixos por Entropia Aproximada	61
4.2.1	Resultados Numéricos	65
II	Contribuições na Área de Controle de Vibrações em Sistemas Rotativos	69
5	Controle Passivo	71
5.1	Absorvedor Dinâmico de Anel Rotativo	71
5.2	Dissipador por Indução Eletromagnética	77
6	Controle Ativo	85
6.1	Mancal Hidrodinâmico Segmentado com Atuadores Eletromagnéticos	85
6.1.1	Modelagem Matemática do Sistema	88
6.1.2	Identificação Dinâmica do Sistema	90
6.1.3	Solução Construtiva para o Conjunto Sapata-Atuador	94
6.1.4	Comparação com Outros Mancais Ativos	97
6.2	Autoidentificação	98
6.2.1	Região de Ganhos Estáveis de Sistema Rotativo Tipo Laval	101
6.2.2	Algoritmo de Autoidentificação em Sistema Rotativo de Dois Discos	103
III	Contribuições na Área de Atenuação de Vibrações Estruturais	109
7	Método da Sensibilidade Inerente	111
7.1	Exemplo de Aplicação em Teto de Veículo	114
7.2	Efeito do Refinamento da Malha de Medição	118
7.3	Modelo de Placa com <i>Deadeners</i>	121

7.4	Conclusão	126
8	Otimização de Forma de Placas	129
8.1	Otimização da Espessura da Placa	129
8.2	Interpolação de Resultados em Malha Refinada	136
IV	Considerações Finais	139
9	Conclusão	141
9.1	Perspectivas Futuras	142

Lista de Figuras

1.1	Fundamentos para a atenuação vibratória em sistemas rotativos.	3
1.2	Modelo do compressor Dresser-Rand DATUM de cinco estágios.	3
1.3	Possibilidades de atuação em um sistema rotativo.	5
2.1	Esquema das vibrações laterais do BHA de uma coluna de perfuração [104]. . .	13
2.2	Modelo do BHA da coluna de perfuração por parâmetros concentrados [1]. . .	14
2.3	Deflexão radial do BHA com velocidade de rotação da coluna de 130 rpm [1]. .	15
2.4	Deflexão radial do BHA com movimento axial da coluna para diferentes velocidades de rotação: (a) 60 rpm, (b) 90 rpm, (c) 130 rpm, (d) 150 rpm [1].	16
2.5	Impulso adimensional entre o BHA e a parede do poço com movimento axial da coluna para diferentes velocidades de rotação: (a) 40 rpm, (b) 60 rpm, (c) 90 rpm, (d) 130 rpm, (e) 150 rpm [1].	16
2.6	Sistemas de coordenadas para a modelagem de uma máquina de lavar vertical [33, 34].	18
2.7	Comparação numérico-experimental das órbitas do cesto da máquina de lavar roupas vertical: – ponto A (num.), – ponto B (num.), ○ ponto A (exp.), □ ponto B (exp.) [34].	18
2.8	Sistemas de coordenadas para a modelagem de uma bancada de testes [132]. . .	19
2.9	Funções de resposta em frequência do sistema rotor-mancal da bancada de testes. Excitação na direção Y nas velocidades de rotação de 600 e 1100 rpm (numérico e experimental) [132].	20
2.10	Modelo em elementos finitos da bancada de testes com eixo flexível [176]. . . .	22
2.11	Comparação numérico-experimental da resposta ao desbalanço medida na posição do disco: – resposta em Y (num.), – – resposta em Z (num.), ○ resposta em Y (exp.), + resposta em Z (exp.) [176].	22
2.12	Mancal aerostático poroso.	25
2.13	Capacidade de carga adimensional em função dos parâmetros adimensionais Γ e Φ ($\bar{\epsilon} = 0,5$, $L/D = 1$) [136].	26

2.14	Histograma da capacidade de carga adimensional de um mancal aerostático poroso confeccionado com alumina + 40% sacarose [134].	28
2.15	guia hidrodinâmica linear de área retangular.	30
2.16	Malhas regulares e erro percentual na capacidade de carga em relação à solução analítica da equação de Reynolds: malhas quadrada e triangular regulares [131].	31
2.17	Malhas irregulares e erro percentual na capacidade de carga em relação à solução analítica da equação de Reynolds: malhas quadrada e triangular irregulares [131].	32
2.18	Erro percentual na capacidade de carga em relação à solução aproximada da equação de Reynolds: malhas quadrada e triangular irregulares em domínio trapezoidal [131].	32
2.19	Tempo computacional médio para resolver os sistemas de equações algébricos dos métodos MDF e MMBR [131].	33
3.1	Sistema rotativo a ser otimizado [130].	39
3.2	Diagrama de Campbell do sistema rotativo em estudo (condição original) [130].	40
3.3	Comportamento dinâmico do sistema rotativo otimizado considerando-se dois modos de vibrar [130].	40
3.4	Comportamento dinâmico do sistema rotativo otimizado considerando-se quatro modos de vibrar [130].	41
3.5	Mancal hidrodinâmico a ser otimizado (configuração original) [133].	43
3.6	Raio do mancal como função de θ_i : interpolação <i>spline</i> cúbica de pontos igualmente espaçados no mancal [133].	44
3.7	Limite de estabilidade de rotor rígido do mancal com geometrias otimizadas: comparação com mancais convencionais [133].	46
3.8	Geometria otimizada do mancal hidrodinâmico para maior limite de estabilidade de rotor rígido [133].	47
3.9	Rotor do tipo Laval e sistemas de coordenadas [133].	47
3.10	Máxima amplitude da resposta ao desbalanço do sistema rotor-mancal durante condição de <i>run-up</i> com mancais convencionais e otimizados [133].	48
3.11	Coefficientes de rigidez dos mancais otimizados em comparação aos coeficientes do mancal cilíndrico [133].	49
3.12	Coefficientes de amortecimento dos mancais otimizados em comparação aos coeficientes do mancal cilíndrico [133].	49
4.1	Modelos de calibração planos [60].	54
4.2	Métodos de subamostragem [60].	55

4.3	Montagem do aparato experimental para a medição da estrutura: (1) módulos de iluminação, (2) câmera fotográfica [60].	56
4.4	Comparação entre as medições fotogramétricas e as medições com vibrômetro a laser da estrutura (excitação senoidal) [60].	57
4.5	Comparação entre as medições fotogramétricas e as medições com vibrômetro a laser da estrutura sob excitação de onda quadrada de frequência 3,2 Hz [60]. .	58
4.6	Montagem do aparato experimental para a medição das vibrações do eixo: (1) módulos de iluminação, (2) câmera fotográfica [60].	59
4.7	Comparação entre as medições fotogramétricas e as medições com sensores de proximidade indutivos das órbitas do sistema rotativo [60].	60
4.8	Sistemas de coordenadas adotado no modelo do rotor com trinca [89].	63
4.9	Secção transversal do eixo com trinca e parâmetros geométricos [47].	64
4.10	Entropia aproximada do sinal de vibração do rotor com trinca para diferentes valores de m e f [164].	65
4.11	Entropia aproximada do sinal de vibração do rotor com trinca de diferentes tamanhos [164].	66
4.12	Entropia aproximada do sinal de vibração do rotor com trinca de diferentes tamanhos e diferentes níveis de desbalanço [164].	67
4.13	Entropia aproximada do sinal de vibração do rotor com diferente níveis de amortecimento interno ($a/D = 0,1$ e $\varepsilon/D = 0,1$) [164].	67
4.14	Entropia aproximada do sinal de vibração do rotor com diferente ângulos do desbalanço em relação à abertura da trinca ($a/D = 0,1$ e $\varepsilon/D = 0,1$) [164]. .	67
5.1	Absorvedor dinâmico de anel rotativo montado em uma máquina de lavar roupas vertical [34].	73
5.2	Colapso do absorvedor dinâmico rotativo montado a 105 mm do topo do cesto [34].	73
5.3	Comparação numérico-experimental das órbitas do cesto da máquina de lavar roupas com desbalanço de 250 g: – – ponto A (num.), – ponto B (num.), ○ ponto A (exp.), □ ponto B (exp.) [34].	74
5.4	Comparação numérico-experimental das órbitas do cesto da máquina de lavar roupas com desbalanço de 500 g: – – ponto A (num.), – ponto B (num.), ○ ponto A (exp.), □ ponto B (exp.) [34].	74
5.5	Sistemas de coordenadas adotados na modelagem matemática da máquina de lavar com absorvedor dinâmico rotativo [33].	76
5.6	Resposta ao desbalanço do sistema com absorvedor dinâmico: (a) amplitude, (b) fase, – – ponto A, – ponto B, – . – ponto CGa (absorvedor) [34].	77

5.7	Dispositivo dissipador de vibrações por indução eletromagnética montado na bancada de testes [12].	79
5.8	Diferentes configurações de conexão dos terminais dos enrolamentos [12]. . . .	80
5.9	Amplitude máxima da órbita do eixo em função da frequência de rotação: comparação entre as configurações testadas e o sistema em vazio [12].	81
5.10	Torque de acionamento do eixo em função da frequência de rotação: comparação entre as configurações testadas e o sistema em vazio [12].	82
5.11	Tensão elétrica induzida em função da frequência de rotação: comparação entre as configurações testadas e o sistema em vazio [12].	83
6.1	Mancal hidrodinâmico segmentado com atuadores eletromagnéticos [196]. . . .	87
6.2	Bancada de testes: (1) eixo, (2) mancal de rolamento autocompensador, (3) mancal hidrodinâmico segmentado com atuadores eletromagnéticos, (4) motor elétrico, (5) junta universal, (6) mesa inercial, (7) sensores de proximidade, (8) mancal de excitação, (9) sistema hidráulico, (10) sistema de refrigeração do óleo.	88
6.3	Aparato experimental para a medição da força dos atuadores eletromagnéticos: (1) atuador, (2) cilindro de aço, (3) célula de carga, (4) <i>drive</i> do atuador.	90
6.4	Comparação numérico-experimental da força eletromagnética dos atuadores em função da tensão elétrica de referência e da frequência.	91
6.5	Esquema de montagem dos sistemas de identificação e control do mancal segmentado com atuadores eletromagnéticos [196].	91
6.6	Resposta em frequência do sistema rotor-mancal controlado: excitação na direção horizontal e velocidade de rotação de 600 rpm (resultados numéricos e experimentais).	92
6.7	Resposta em frequência do sistema rotor-mancal controlado: excitação na direção horizontal e velocidade de rotação de 1100 rpm (resultados numéricos e experimentais).	92
6.8	Órbitas do eixo no interior do mancal nas condições passiva e ativa para diferentes velocidades de rotação sujeito ao desbalance (experimento) [120].	94
6.9	Solução construtiva alternativa para a sapata do mancal ativo.	95
6.10	Comparação numérico-experimental da força eletromagnética dos atuadores em função da tensão elétrica de referência e da frequência para a sapata com formato "E".	95
6.11	Resposta em frequência do sistema rotor-mancal nas condições ativa e passiva: excitação na direção horizontal nas velocidades de rotação de 600 e 1100 rpm (resultados numéricos).	96
6.12	Capacidade de atuação específica de diferentes tipos de mancal ativo.	98
6.13	Diagrama de blocos da planta com realimentação de controle.	100

6.14	Sistema rotativo do tipo Laval [31].	101
6.15	Funções de resposta em frequência do sistema rotativo em malha aberta [31]. .	102
6.16	Espaço de ganhos do controlador dividido em regiões de raízes invariantes [31].	102
6.17	Fluxograma do algoritmo de autoidentificação e controle do sistema rotativo [32].	103
6.18	Interface gráfica do algoritmo de autoidentificação [32].	104
6.19	Sistema rotativo com dois discos [32].	104
6.20	Funções de resposta em frequência do sistema rotativo em malha aberta [32]. .	105
6.21	Funções de resposta em frequência identificadas pelo algoritmo na velocidade de rotação de 280 rpm [32].	106
6.22	Ganhos do controlador testados pelo algoritmo na velocidade de rotação de 280 rpm [32].	106
6.23	Regiões de raízes invariantes do sistema rotativo em estudo e área de ganhos testada pelo algoritmo [32].	107
7.1	Modelo analítico de um sistema de dois graus de liberdade [156].	113
7.2	Malha de pontos de medição no teto do veículo [156].	115
7.3	Funções de resposta em frequência experimentais entre os pontos da malha de medição no teto do veículo [156].	115
7.4	Possibilidade de montagem dos <i>deadeners</i> no teto do veículo entre os pontos da malha de medição [156].	116
7.5	Funções de sensibilidade das FRFs H_{11} e H_{91} em relação ao amortecimento [156].	116
7.6	Regiões ótimas para o posicionamento dos <i>deadeners</i> no teto do veículo [156].	117
7.7	Funções de resposta em frequência experimentais entre os pontos da malha de medição no teto do veículo com <i>deadeners</i> montados nas posições ótimas [156].	117
7.8	Modelo em elementos finitos da placa metálica em estudo [94].	118
7.9	Sensibilidade inerente à rigidez torcional entre os pontos de medição do pico de ressonância associado ao primeiro modo de vibrar (11,5 Hz) [94].	119
7.10	Sensibilidade inerente à rigidez torcional entre os pontos de medição do pico de ressonância associado ao segundo modo de vibrar (45,9 Hz) [94].	119
7.11	Sensibilidade inerente à rigidez torcional entre os pontos de medição do pico de ressonância associado ao terceiro modo de vibrar (103,8 Hz) [94].	120
7.12	Sensibilidade inerente à rigidez torcional entre os pontos de medição do pico de ressonância associado ao quarto modo de vibrar (185,5 Hz) [94].	120
7.13	Sensibilidade inerente à rigidez torcional entre os pontos de medição do pico de ressonância associado ao quinto modo de vibrar (291,3 Hz) [94].	120

7.14	Conjunto de chapas com diferentes coberturas de <i>deadener</i> e montagem experimental para a medição das FRFs [35].	122
7.15	FRFs experimentais da chapa nos pontos de medição [35].	123
7.16	Comparação numérico-experimental para a chapa sem <i>deadener</i> [35].	124
7.17	Comparação numérico-experimental para as chapas com diferentes níveis de cobertura de <i>deadener</i> [35].	125
8.1	Placa com espessura variável considerada no trabalho numérico-experimental de Ercoli et al. [61].	130
8.2	Montagem da placa para a identificação experimental das características dinâmicas: (1) excitador, (2) célula de carga, (3) acelerômetro [69].	131
8.3	Modos de vibrar da placa lisa identificados experimentalmente [69].	132
8.4	Matriz de MAC entre os resultados numéricos e experimentais [69].	132
8.5	Distribuição de espessuras otimizada da placa em estudo [69].	134
8.6	Placa usinada com a distribuição otimizada de espessuras [69].	134
8.7	Matriz de MAC entre os resultados numéricos e experimentais da chapa com espessura otimizada [69].	135
8.8	Resultados da otimização da placa interpolados em uma malha de 48×60 elementos [69].	137

Lista de Tabelas

1.1	Fontes de excitação em sistemas rotativos e respectivas estratégias de solução [56].	5
2.1	Parâmetros estatísticos dos coeficientes de permeabilidade (experimental) [134].	27
2.2	Valores de parâmetros na simulação da guia hidrodinâmica linear de área retangular.	31
3.1	Raio dos segmentos de eixo obtidos na otimização (mm) [130].	41
3.2	Parâmetros adotados na otimização do mancal hidrodinâmico.	45
3.3	Condições de operação e parâmetros do sistema rotativo na simulação de <i>run-up</i> .	48
4.1	Parâmetros adotados na simulação numérica do rotor com trinca.	65
5.1	Valores de parâmetros na simulação da máquina de lavar roupas com absorvedor dinâmico rotativo.	76
6.1	Vantagens e desvantagens do uso de mancais hidrodinâmicos segmentados e mancais magnéticos.	86
6.2	Parâmetros do modelo matemático dos atuadores.	90
6.3	Parâmetros adotados na modelagem matemática do mancal hidrodinâmico segmentado com atuadores eletromagnéticos.	93
6.4	Parâmetros do modelo matemático dos atuadores com formato "E".	96
6.5	Parâmetros usados no cálculo da capacidade de atuação específica de diferente tipos de mancais ativos.	97
7.1	Parâmetros utilizados na correlação do modelo da chapa de aço sem <i>deadener</i> . .	124
7.2	Parâmetros utilizados na correlação do modelo da chapa com <i>deadener</i>	125
8.1	Frequências naturais da placa lisa identificadas experimentalmente.	131
8.2	Frequências naturais do modelo em elementos finitos da placa lisa.	132

8.3	Frequências naturais do modelo em elementos finitos da placa com espessura otimizada.	133
8.4	Frequências naturais da placa otimizada identificadas experimentalmente. . . .	135
8.5	Frequências naturais do modelo em elementos finitos da placa com distribuição de espessuras interpolada em malha de 48×60 elementos.	137

Prefácio

Este trabalho procura contextualizar as contribuições na área de controle de vibrações em sistemas rotativos e estruturas, feitas no período de 2006 a 2013. As investigações teóricas e experimentais aqui descritas foram obtidas em trabalhos de pesquisa desenvolvidos no Laboratório de Dinâmica do Departamento de Engenharia Mecânica da EESC/USP, e também em cooperações acadêmicas com o Laboratório de Máquinas Rotativas da Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP e com o Grupo de Dinâmica Estrutural da TU Darmstadt (Alemanha).

Eu gostaria de agradecer o Prof. Paulo Sérgio Varoto, chefe do Departamento de Engenharia Mecânica da EESC-USP, pelas palavras de incentivo no início de minha carreira na USP e pelo contínuo apoio e orientação nos momentos de dificuldade. Também não posso deixar de agradecer o Prof. Marcelo Areias Trindade, chefe do Laboratório de Dinâmica, pelo constante apoio para a realização das investigações cujos resultados estão descritos neste trabalho. Alguns destes resultados só foram possíveis após valiosas discussões técnicas com ambos professores.

Como se verá no trabalho, a área de controle e atenuação de vibrações em sistemas rotativos e estruturas exige uma multidisciplinaridade de conhecimentos, os quais só seriam possíveis de serem desenvolvidos através da ajuda de um grupo de pesquisa. Assim, gostaria de agradecer a contribuição de meus alunos de Iniciação Científica, Mestrado, e Doutorado, graduados ou não, pelo frutífero desenvolvimento dos conhecimentos necessários na área: Diogo R. Teixeira e Silva, Glauco Z. Costal, Rafael O. Campos, Denis L. Souza, Roberto Savaris, Thiago M. Butini, Marcos S. Kawamoto, Diego S. Prado, Raphael P. Spada, André L. Dutra, João D. F. Costa, Vanessa B. Perez, Leonardo B. Poiani, Lucas F. de Souza, Dalton A. Leite, Henrique B. Garcia, Danilo B. Reis, Eduardo B. R. M. Germano, Alexsander Cantalogo, Marcos T. Endo, Marcus V. V. Araujo, Diego L. Sampaio, Yuri C. Fontes, Cristiano E. Agostini, Henry P. Viveros e Ricardo L. A. Passalacqua. Gostaria de agradecer também a contribuição dos alunos visitantes Patrick Felscher, Felix Dornbusch, Nicklas Norrick e Jens Bauer, todos da TU Darmstadt (Alemanha).

O ambiente de trabalho também é um importante fator para o bom desenvolvimento de atividades acadêmicas. Em especial, gostaria de agradecer os colegas professores Adriano A. G. Gonçalves, Daniel Varela Magalhães, Gerhardt Ribatski, Glauco A. P. Caurin, Hélio A. Navarro, Leopoldo P. R. Oliveira, Luiz A. M. Gonçalves, Maíra M. Silva e Marcelo Becker pela amizade, companheirismo e excelente ambiente de trabalho. Agradeço também os demais colegas do Departamento de Engenharia Mecânica pelas divertidas conversas na área do café.

As contribuições reunidas neste trabalho envolvem as áreas de modelagem matemática, simulação numérica e validação experimental. Na minha opinião, estas três áreas formam o tripé que sustenta de maneira estável a criação de conhecimento. A falta de um destes "pés" torna a criação do conhecimento ainda sustentável, porém de maneira marginalmente estável. Sendo assim, gostaria de agradecer os técnicos do Laboratório de Dinâmica do Departamento de Engenharia Mecânica da EESC-USP, Leandro C. Pedrassolli, Jair Diego Antonietti, Sérgio

D. C. Ferreira e José Francisco de Moraes (Xina) pela amizade e ajuda na montagem e ajuste dos aparatos experimentais utilizados neste trabalho. Também devo a eles alguns dos resultados experimentais aqui apresentados que tornaram a minha pesquisa um pouco mais incondicionalmente estável.

Muitas vezes as tarefas burocráticas nos desviam dos verdadeiros objetivos acadêmicos. Assim, não posso deixar de agradecer a secretária do Laboratório de Dinâmica, Cristina M. M. P. Fonseca, pela amizade e imprescindível ajuda nas tarefas burocráticas, além do pessoal da Secretaria do Departamento de Engenharia Mecânica da EESC-USP, Cristina de C. Cavallieri, Carlos A. Maragno, Juliana P. Perandr, Joo Pedro Teixeira e Slvia I. Botelho. Tambm gostaria de agradecer o apoio da Secretaria de Ps-Graduao, nos nomes de Ana Paula B. Bardelotte e Iara Alice de Oliveira.

Como mencionado acima, alguns dos resultados reunidos neste trabalho foram frutos de cooperaes acadmicas com outras instituies de pesquisa. Assim, gostaria de agradecer os professores Ktia L. Cavalc e Hlio F. de Castro, ambos do Laboratrio de Mquinas Rotativas da Faculdade de Engenharia Mecnica da UNICAMP, o professor Richard Markert e o doutor Fadi Dohnal, ambos do Grupo de Dinmica Estrutural da TU Darmstadt, pela inestimvel hospitalidade e cooperao.

Finalmente, nenhum resultado seria possvel sem o apoio financeiro das agncias de fomento, pois fazer pesquisa custa caro e acelermetros no do em rvores. Assim, gostaria de agradecer a FAPESP, o CNPq, a CAPES e a Pr-Reitoria de Pesquisa da USP pelos indispensveis apoios financeiros.

So Carlos, 6 de agosto de 2013

Prof. Rodrigo Nicoletti

Capítulo 1

Introdução

Máquinas rotativas são importantes elementos na cadeia de produção, desde a prospecção e o fornecimento de matéria-prima (mineração, agricultura, geração de energia), passando pela indústria de transformação (química, alimentos, máquinas, equipamentos, veículos), chegando até o consumidor como produtos acabados (linha branca, eletrodomésticos, *drive* de computadores, leitores de DVD). Considerando-se a abrangência com que máquinas rotativas são utilizadas, pode-se inferir sua importância no sistema produtivo e as consequências econômicas de eventualidades, mal funcionamentos ou falhas. Por esta razão, o projeto de máquinas rotativas, principalmente aquelas de maior porte (turbinas e compressores), está sujeito a normas e requerimentos de forma a se garantir alta eficiência, baixo consumo energético, baixo peso e, acima de tudo, alta confiabilidade e longa vida de operação.

Apesar do projeto de sistemas rotativos estar sujeito a requerimentos e normas [11], seus componentes podem falhar sob as atuais exigências operacionais de altas velocidades de rotação e de sistemas cada vez mais leves (uma combinação que pode resultar em sérios problemas vibratórios). Como resultado, paradas não programadas para manutenção podem ocorrer, ou mesmo falhas catastróficas. Por exemplo, instabilidades dinâmicas de um compressor da Philips Petroleum Co. operando no Mar do Norte atrasaram a produção de gás natural por seis meses [55]; problemas no turbo compressor de alta pressão do motor principal do ônibus espacial atrasaram o desenvolvimento do projeto por cinco meses a um custo estimado de US\$ 500.000 ao dia [43]; os custos na troca de selos mecânicos desgastados pela vibração excessiva do rotor em apenas uma das turbinas de um avião da Swissair alcançaram valores equivalentes a 1% do custo total anual de combustível da empresa [18]; em 2008, uma falha no sistema de controle de velocidade de um gerador eólico na região de Halling, Dinamarca, causou a falha catastrófica do gerador, lançando destroços a uma distância de até 700 m do mesmo e causando a destruição de um equipamento de € 600.000 [122], além dos prejuízos causados pelo interrompimento da geração de eletricidade no parque eólico em que estava instalado.

Durante a operação de um rotor podem ocorrer três diferentes modos vibratórios: lateral, torcional e axial. Todos os três, com maior ou menor intensidade, podem ocorrer concomi-

tantemente. Entretanto, o modo vibratório lateral é o que preocupa mais pois, na maioria das vezes, está próximo dos primeiros modos de vibrar da máquina como um todo. Além disso, são as vibrações laterais que são transmitidas às partes não girantes da máquina, através dos mancais ou do fluido de trabalho. Com isto, as vibrações laterais do rotor podem se espalhar pela fundação da máquina, atingindo máquinas adjacentes, estruturas prediais e, eventualmente, o ambiente através de ondas acústicas [125].

Por estas razões, observa-se na literatura dos últimos 40 anos o desenvolvimento de dispositivos passivos e, mais especificamente nos últimos 20 anos, o desenvolvimento de dispositivos ativos dedicados à atenuação vibratória de sistemas rotativos e estruturas afins. Dentre os dispositivos **passivos**, podem-se citar os *squeeze-film dampers* [49, 147, 165, 185], os *seal-dampers* [192], os suportes viscoelásticos [19, 39, 54, 88], os absorvedores dinâmicos pendulares [79, 174], os absorvedores dinâmicos de esferas [8, 103], e os anéis hidrocompensadores [14, 169]. Dentre os dispositivos **semi-ativos** ou **ativos**, podem-se citar os *squeeze-film dampers* híbridos [58], os *squeeze-film dampers* ativos com fluido magnetorreológico [90, 121, 208], mancais com sistema ativo de câmaras hidráulicas [9, 166, 188], os mancais hidrodinâmicos com acumuladores de impedância variável [72], os mancais com atuadores piezoelétricos [5, 144], os mancais com atuadores piezohidráulicos [183], os mancais com lubrificação ativa [135, 167, 168], os mancais hidrostáticos ativos [22, 23, 146], os mancais ativos com fluido magnetorreológico [142], os amortecedores rotativos com fluido magnetorreológico [182, 193, 194], os mancais do tipo *foil* híbridos [75], os mancais de geometria ativa [98, 181], e os mancais magnéticos ativos [93, 173]. Em todos estes casos, o objetivo principal foi o controle das vibrações laterais do rotor.

1.1 Considerações Sobre as Áreas Envolvidas

O desenvolvimento de estratégias de atenuação ou controle das vibrações de sistemas rotativos, sejam estratégias passivas ou ativas, depende da integração de diferentes áreas do conhecimento. Neste caso, podem-se listar três principais áreas de conhecimento envolvidas: a Dinâmica de Rotação, a Dinâmica Estrutural e o Controle de Sistemas (Fig. 1.1).

Da **Dinâmica de Rotação** vem o conhecimento do sistema a ser controlado. O eixo em uma máquina tem a função de suportar diferentes elementos girantes de trabalho, como rodas, polias, volutas e palhetas. Este conjunto eixo + elementos girantes, chamado de rotor, possui parâmetros de inércia, de rigidez e de amortecimento que resultam nas características dinâmicas do sistema em rotação. Além disso, componentes acessórios do sistema, como mancais, selos e acoplamentos, agregam características dinâmicas adicionais ao sistema rotativo. O conhecimento preciso destas características é essencial para que se conheça o comportamento dinâmico do sistema e, conseqüentemente, desenvolvam-se estratégias apropriadas de controle ou atenuação das vibrações.

Figura 1.1: Fundamentos para a atenuação vibratória em sistemas rotativos.

Figura 1.2: Modelo do compressor Dresser-Rand DATUM de cinco estágios.

O comportamento dinâmico do sistema rotativo pode ser conhecido através da modelagem matemática e/ou da identificação experimental do sistema. Na modelagem matemática, faz-se uma análise do sistema real (Fig. 1.2(a)) em seus componentes principais (Fig. 1.2(b)) e, a partir destas informações, hipóteses são adotadas e um modelo matemático é criado (Fig. 1.2(c)), cujas equações procuram representar o comportamento do sistema real. A partir deste modelo

matemático, podem-se prever as velocidades críticas do sistema, as amplitudes de vibração devido a excitações externas (forçadas ou transientes), as amplitudes de vibração devido a excitações auto-excitadas (instabilidades), os limites de estabilidade e, especialmente, prever o comportamento do sistema a modificações de projeto [191].

A identificação experimental do sistema rotativo visa conhecer o seu comportamento dinâmico considerando-se toda a complexidade do sistema real [24, 138, 159]. Assim, pode-se utilizar a identificação experimental para determinar fenômenos dinâmicos característicos do sistema real e, também, para validar um modelo matemático adotado (validação das hipóteses simplificadoras). Uma consequência natural da identificação experimental de sistemas rotativos é a análise dos sinais medidos, que pode resultar em um diagnóstico do comportamento do sistema. Neste caso, técnicas de identificação e diagnose são adotadas para a detecção de falhas incipientes, a ponto de se poder prever a vida do sistema e o momento apropriado de parada para manutenção [27, 70].

Rotores nada mais são do que estruturas girantes. Assim, da **Dinâmica Estrutural** (Fig. 1.1) podem ser aproveitadas técnicas de modelagem e identificação/diagnose de forma a serem posteriormente aplicadas a sistemas rotativos, visando os mesmos objetivos da Dinâmica de Rotação (conhecer o comportamento dinâmico do sistema). Neste caso, porém, visualiza-se uma maior variedade de aplicações. Por exemplo, técnicas de otimização estrutural também podem ser estudadas e aplicadas a sistemas rotativos [13, 175]. Em todos estes casos, da modelagem à otimização, o intuito é compreender o comportamento dinâmico de estruturas, de forma a se poder aplicar este conhecimento na atenuação ou controle de vibrações em sistemas rotativos.

No caso específico do controle ativo das vibrações do sistema rotativo, deve-se aplicar conhecimentos de **Controle de Sistemas** (Fig. 1.1). Neste caso, toda a gama de ferramentas disponíveis na área, como o estudo de observabilidade e controlabilidade, o desenvolvimento de técnicas de controle (leis de controle) e a escolha da instrumentação necessária (integração de sistemas) [2, 140], pode ser aplicada visando o controle das vibrações do rotor.

Assim, unindo-se os conhecimentos nas áreas de Dinâmica de Rotação, Dinâmica Estrutural e Controle de Sistemas (Fig. 1.1), podem-se definir estratégias para o controle ou a atenuação da vibração de sistemas rotativos, neste caso, mais especificamente, das vibrações laterais. De maneira geral, a atenuação ou controle das vibrações de um sistema rotativo pode ser obtida através de quatro diferentes abordagens: a atuação direta no rotor, a atuação direta nos elementos girantes, a atuação através dos mancais e a atuação através da carcaça dos mancais (Fig. 1.3).

A *atuação direta no rotor* envolve o desenvolvimento de soluções que são montadas diretamente no rotor, como os absorvedores dinâmicos ou os sistemas ativos montados fora dos mancais. Pode-se incluir também nesta abordagem a otimização de forma do rotor, visando a colocação de frequências naturais em faixas de frequência desejadas ou a obtenção de modos

Figura 1.3: Possibilidades de atuação em um sistema rotativo.

Tabela 1.1: Fontes de excitação em sistemas rotativos e respectivas estratégias de solução [56].

tipos de excitação	(A) vibração forçada		(B) vibração auto-excitada	
	desbalanço desalinhamento deformação do eixo forças externas		oil-whirl / oil-whip instabilidade paramétrica stick-slip / chatter	
estratégias de solução	(A1)	posicionamento da velocidade crítica fora da faixa de operação	(B1)	aumento das frequências naturais do sistema
	(A2)	aumento do amortecimento para reduzir picos de ressonância	(B2)	aumento do amortecimento para cancelar as forças de instabilização na faixa de operação
	(A3)	minimização da excitação através de balanceamento	(B3)	diminuição das forças instabilizantes ou eliminação do mecanismo de instabilidade
	(A4)	isolamento do sistema em relação ao ambiente		

de vibrar específicos. A *atuação direta nos elementos girantes* envolve o desenvolvimento de soluções onde a atuação é feita para o controle das vibrações dos elementos girantes, como volutas e palhetas, e consequente redução das vibrações do rotor. Neste caso, além dos dispositivos de atuação ativos e passivos, podem-se incluir também as técnicas de otimização de forma visando o posicionamento de frequências naturais em faixas de frequência desejadas. A *atuação através dos mancais* envolve o projeto e desenvolvimento de mancais ativos ou dispositivos de dissipação passiva nos mancais. Neste caso, os mecanismos de atenuação vibratória são posicionados na interface entre o rotor e o seu ponto de apoio no solo. Finalmente, a *atuação através da carcaça dos mancais* envolve o projeto e desenvolvimento de dispositivos de atuação ou dissipação vibratória que são montados no exterior dos mancais, na interface entre a carcaça dos mancais e o ponto de apoio no solo. Neste caso, a carcaça do mancal possui grau de liberdade para se deslocar no espaço, de forma a alterar as características dinâmicas dos mancais e, consequentemente, modificar o comportamento dinâmico do rotor visando a redução das vibrações.

De acordo com [56], as principais fontes de excitação em sistemas rotativos e respectivas

estratégias de solução são as apresentadas na Tabela 1.1. Comparando-se as estratégias de solução de [56] com as quatro possibilidades de atuação no sistema rotativo (Fig. 1.3), pode-se estabelecer que:

- a atuação direta no rotor oferece soluções do tipo A1, A3 e B1
- a atuação direta nos elementos girantes oferece soluções do tipo A1, A3, B1 e B3
- a atuação através dos mancais oferece soluções do tipo A2, A3, A4 e B2
- a atuação através da carcaça dos mancais oferece soluções do tipo A2, A4 e B2

No presente trabalho, dentre as contribuições na área de Dinâmica de Rotação, Controle de Sistemas e Dinâmica Estrutural, são apresentadas contribuições em duas das quatro abordagens possíveis de atuação no rotor: a atuação direta no rotor e a atuação através dos mancais.

1.2 Conteúdo do Trabalho

Este trabalho está dividido em quatro partes. A **Parte I** é composta pelas contribuições na área de Dinâmica de Sistemas Rotativos. Assim, no Capítulo 2 são apresentadas as contribuições na área de modelagem matemática de sistemas rotativos e mancais. No caso da modelagem matemática de sistemas rotativos, apresentam-se exemplos de três metodologias diferentes: parâmetros concentrados, corpos rígidos e elementos finitos. Na modelagem matemática de mancais, foca-se da modelagem de mancais lubrificados e apresenta-se como exemplo uma equação de Reynolds modificada e o estudo de variabilidade de parâmetros a partir do modelo proposto. Finalmente, apresenta-se um estudo do uso de um método *meshless* para resolver numericamente a equação de Reynolds em comparação ao método mais difundido na literatura (Diferenças Finitas).

No Capítulo 3 são apresentados estudos da otimização de forma de eixos e de mancais hidrodinâmicos, com o intuito de se alterar as características dinâmicas do sistema para condições desejadas. No caso da otimização de eixos, o objetivo da otimização é a colocação das frequências naturais em faixas desejadas, enquanto na otimização de mancais, o objetivo é aumentar a faixa de operação estável do sistema rotor-mancal.

No Capítulo 4 são apresentadas técnicas de identificação e diagnose aplicadas em sistemas rotativos. Inicialmente, apresenta-se a medição de órbitas de eixos através de imagens fotográficas obtidas com subamostragem (fotogrametria). Em seguida, apresenta-se uma metodologia de detecção de trincas em eixos através de um algoritmo de análise de entropia aproximada capaz de identificar trincas em estágios incipientes.

A **Parte II** é composta pelas contribuições na área de Controle de Vibrações em Sistemas Rotativos. Assim, no Capítulo 5 são apresentadas contribuições no desenvolvimento de dispositivos de controle vibratório passivos (sem realimentação de controle). Primeiramente, é apresentado o absorvedor dinâmico rotativo. Em seguida, apresenta-se o regenerador por indução eletromagnética. Em ambos os casos, são discutidos os efeitos benéficos dos dispositivos passivos na atenuação vibratória dos movimentos laterais de eixos.

No Capítulo 6 são apresentadas as contribuições no desenvolvimento de um dispositivo de controle vibratório ativo (com realimentação de controle). Neste caso, apresenta-se o conceito do mancal hidrodinâmico segmentado com atuadores eletromagnéticos e seus efeitos na alteração da dinâmica do sistema rotor-mancal no domínio do tempo e da frequência. Em seguida, apresenta-se o conceito da autoidentificação, onde o mancal ativo é capaz de identificar as características dinâmicas do sistema rotor-mancal e escolher os ganhos de um controlador PD de maneira independente (sem a interferência humana).

A **Parte III** é composta pelas contribuições na área de Atenuação de Vibrações Estruturais. Assim, no Capítulo 7 é apresentado o método da sensibilidade inerente, o qual permite a determinação da posição ótima de *deadeners* em chapas metálicas a partir de funções de resposta em frequência da estrutura na condição original (sem qualquer alteração). Também é apresentada uma análise da relação entre a sensibilidade inerente e a forma dos modos de vibrar nas frequências de estudo. Finalmente, propõe-se um modelo simplificado em elementos finitos para chapas metálicas com *deadeners*, o qual pode ser utilizado para a otimização da área de *deadeners* a ser utilizada.

No Capítulo 8 apresenta-se um estudo numérico-experimental da otimização de espessura de chapas. Neste caso, o objetivo da otimização é a colocação das frequências naturais da estrutura em faixas desejadas. Dentre os resultados, pode-se ressaltar que a interpolação cúbica da distribuição de espessuras na chapa leva a resultados bastante próximos dos resultados iniciais (distribuição escalonada de espessuras), o que viabiliza a estampagem das chapas com espessuras variáveis.

Finalmente, a **Parte IV** é composta pelo capítulo de considerações finais (Capítulo 9), o qual aborda as contribuições descritas nos capítulos anteriores e perspectivas futuras de desdobramentos dos resultados obtidos até o momento.

Parte I

Contribuições na Área da Dinâmica de Sistemas Rotativos

Capítulo 2

Modelagem Matemática

Neste capítulo, são apresentadas contribuições na área de modelagem matemática de sistemas rotativos e mancais. Inicialmente, discute-se a modelagem do rotor e, em seguida, a modelagem de mancais lubrificados. Ao final do capítulo, apresentam-se formas de se resolver numericamente a equação de Reynolds, a qual representa o comportamento do fluido em mancais lubrificados.

2.1 Modelagem Matemática do Rotor

Conforme mencionado anteriormente, o eixo em uma máquina tem a função de suportar diferentes elementos girantes de trabalho, como rodas, polias, volutas e palhetas. Este conjunto eixo + elementos girantes, chamado de rotor, possui parâmetros de inércia, de rigidez e de amortecimento que resultam nas características dinâmicas do sistema em rotação. Assim, dependendo das hipóteses simplificadoras adotadas na modelagem matemática do rotor, diferentes fenômenos dinâmicos poderão ser observados. Considerando-se as possíveis hipóteses simplificadoras, pode-se efetuar a modelagem do rotor através de quatro diferentes métodos:

- i) Parâmetros Concentrados:** onde a inércia do rotor é concentrada em determinados pontos e a interação entre estes diferentes pontos é feita através de elementos de rigidez e de amortecimento (lineares ou não). A resposta dinâmica do sistema é obtida nestes pontos apenas;
- ii) Corpos Rígidos:** onde o rotor inteiro é considerado rígido e seus movimentos são oriundos da combinação de três translações e três rotações no espaço. A resposta dinâmica do rotor inteiro pode ser obtida a partir do conhecimento destas translações e rotações;
- iii) Sistema Contínuo:** onde o rotor inteiro é considerado como um corpo flexível contínuo, cujas equações de movimento advêm da Mecânica do Contínuo e da Resistência dos Materiais. A resposta dinâmica do rotor inteiro pode ser obtida a partir do conhecimento das condições de contorno do rotor;

iv) Elementos Finitos: onde o rotor inteiro é considerado como um corpo flexível discreto e as equações de movimento de cada trecho do rotor advêm da Mecânica do Contínuo e da Resistência dos Materiais. A resposta dinâmica do rotor em cada trecho pode ser obtida a partir do conhecimento das condições de contorno do rotor, isto é, do conhecimento de deslocamentos lineares e angulares nas extremidades de cada trecho do rotor discretizado.

Os métodos acima estão listados em função da complexidade do sistema a ser modelado matematicamente ou, por outro ponto de vista, em função da complexidade da resposta dinâmica que se deseja observar. Assim, sistemas rotativos mais simples são geralmente modelados, ou respostas dinâmicas mais simples são geralmente obtidas, por parâmetros concentrados ou pela dinâmica de corpos rígidos. Sistemas mais complexos são geralmente modelados, ou respostas dinâmicas mais complexas são geralmente obtidas, pelo Método dos Elementos Finitos. A modelagem considerando-se sistema contínuo é a menos usual na literatura devido à dificuldade de se conseguir modelar um rotor através de uma equação constitutiva única que leve em consideração toda a complexidade de elementos girantes ali montados. Isto é apenas possível quando o sistema rotativo é simples. Além disso, a complexidade desejada na resposta dinâmica do sistema a partir da modelagem de sistema contínuo pode ser mais facilmente obtida através do Método dos Elementos Finitos.

2.1.1 Modelagem por Parâmetros Concentrados

Um exemplo da modelagem de um sistema rotativo por parâmetros concentrados é apresentado por [1]. Neste caso, a dinâmica de um sistema bastante complexo (coluna de perfuração de poço de petróleo em operação de *backreaming*) é analisada a partir de um modelo simplificado por parâmetros concentrados.

Após o término da fase de perfuração de um poço de petróleo, ou seja, atingida sua profundidade final prevista, é preciso retirar a coluna até a superfície. Pode-se retirar a coluna de perfuração do fundo do poço de duas maneiras: a seco, isto é, sem rotação e sem circulação de fluido pela broca, ou utilizando a operação de *backreaming*, isto é, girando a coluna de perfuração e circulando fluido pela broca. A retirada a seco e sem rotação é mais rápida, porém resulta na fricção entre a coluna de perfuração e a parede do poço, o que, muitas vezes, inviabiliza a operação de retirada. Por outro lado, as condições ótimas de operação de *backreaming* constituem-se em um assunto controverso na indústria do petróleo, pois em alguns casos pode representar uma melhoria nas condições de retirada da coluna de perfuração, mas em outros, pode ocasionar severas perdas devido às altas vibrações laterais observadas durante a operação [204]. Os impactos da coluna de perfuração na parede do poço podem acarretar o desprendimento de partes da parede do poço, resultando em um aumento da pressão de bombeamento do fluido, ou mesmo no desmoronamento do poço e consequente aprisionamento da coluna de perfuração [82].

Figura 2.1: Esquema das vibrações laterais do BHA de uma coluna de perfuração [104].

O estudo das vibrações laterais no conjunto de fundo da coluna de perfuração, conhecido como BHA (*Bottom Hole Assembly*), é importante pois ali se encontram os equipamentos mais complexos e de maior custo da coluna (Fig. 2.1). De forma a se modelar matematicamente este trecho da coluna de perfuração em condição de *backreaming*, considera-se um modelo por parâmetros concentrados, onde a inércia é concentrada no centro do BHA entre dois estabilizadores (Fig. 2.2). A interação entre o centro do BHA e os estabilizadores é considerada através da rigidez equivalente da coluna neste trecho. Também é considerada a rigidez equivalente da coluna entre o estabilizador superior e a plataforma. Assim, o modelo matemático possui dois graus de liberdade na direção de movimento lateral do BHA, representando a flexão do BHA nas direções x_1 e x_2 , um grau de liberdade para o efeito torcional da coluna de perfuração e um grau de liberdade para o movimento longitudinal da coluna, representando o movimento de subida (retirada) da broca do fundo do poço.

O modelo matemático também considera:

- o impacto dos estabilizadores contra a parede do poço através de uma força de restituição elástica atuante nos estabilizadores;
- o impacto do BHA contra a parede do poço através de uma força de restituição elástica e modelo de atrito de Coulomb;
- o atrito na movimentação longitudinal da coluna (retirada) através de modelo de atrito de Coulomb;
- o amortecimento causado pelo fluido escoando entre o BHA e a parede do poço através de uma força de arrasto proporcional à velocidade de rotação ao quadrado e o conceito de massa adicional de fluido [197].

Figura 2.2: Modelo do BHA da coluna de perfuração por parâmetros concentrados [1].

Como hipóteses simplificadoras, tem-se:

- as forças hidrodinâmicas entre o BHA e a parede do poço não são consideradas;
- a seção transversal do poço é perfeitamente circular;
- o primeiro modo de vibrar do BHA é predominante nas velocidades de rotação adotadas;
- os estabilizadores entram em contato com a parede do poço simultaneamente;
- o peso próprio da coluna não é considerado (flexibilidade axial desprezada).

Como resultado tem-se um sistema de quatro equações diferenciais não lineares de segunda ordem com coeficientes variantes no tempo, da forma:

$$\begin{cases} a(t) \ddot{y}_1 + b(t) \dot{y}_1 = f_1(y_1, y_2, \phi, \dot{\phi}, \ddot{\phi}, \Omega) \\ a(t) \ddot{y}_2 + b(t) \dot{y}_2 = f_2(y_1, y_2, \phi, \dot{\phi}, \ddot{\phi}, \Omega) \\ \ddot{\phi} + c(t) \dot{\phi} = f_3(\dot{y}_1, \dot{y}_2, \phi, \Omega) \\ m_{eq} \ddot{y}_3 + d_{eq} \dot{y}_3 + k_{eq} y_3 = f_4(y_1, y_2, \phi, \dot{\phi}, \Omega) \end{cases} \quad (2.1)$$

onde y_1 e y_2 são as coordenadas do centro geométrico do BHA, ϕ é a posição angular do BHA (movimento torcional) e y_3 é o deslocamento longitudinal da coluna.

A Fig. 2.3 apresenta resultados de simulação numérica do modelo matemático desenvolvido para a coluna de perfuração em condições de movimento axial nulo e não nulo, com velocidade de rotação de 130 rpm. Neste caso, deflexões radiais nulas do BHA significam que o mesmo se encontra no centro geométrico do poço, enquanto deflexões radiais unitárias significam contato do BHA com a parede do poço. Como se pode observar, o comportamento do centro geométrico do BHA é bastante distinto entre os dois casos. No caso de movimentação axial nula, o BHA entra em contato rapidamente com a parede do poço. Quando há movimento axial, o BHA leva mais tempo para entrar em contato com a parede do poço, apresentando um comportamento aparentemente caótico. Fica claro, portanto, que é possível observar efeitos dinâmicos causados pela movimentação axial da coluna com o modelo proposto.

Figura 2.3: Deflexão radial do BHA com velocidade de rotação da coluna de 130 rpm [1].

Variando-se a velocidade de rotação da coluna, obtêm-se os resultados apresentados na Fig. 2.4. Como se pode observar, a velocidade de rotação da coluna também afeta o comportamento dinâmico do BHA, de forma que este comportamento não se repete em nenhum dos casos analisados. Para que se possa comparar os casos analisados em termos de forças de contato com a parede do poço, calcula-se o impulso adimensional:

$$I = \int_{\tau} F_c d\tau \quad (2.2)$$

que é resultado da integral no tempo da força de contato (adimensional). Os resultados são apresentados na Fig. 2.5, em função da velocidade de rotação e da velocidade de subida da coluna.

Como é de se esperar, quanto maior a velocidade de rotação da coluna, maiores são os impactos do BHA com a parede do poço, dado que a força de desbalanceamento é proporcional ao

Figura 2.4: Deflexão radial do BHA com movimento axial da coluna para diferentes velocidades de rotação: (a) 60 rpm, (b) 90 rpm, (c) 130 rpm, (d) 150 rpm [1].

Figura 2.5: Impulso adimensional entre o BHA e a parede do poço com movimento axial da coluna para diferentes velocidades de rotação: (a) 40 rpm, (b) 60 rpm, (c) 90 rpm, (d) 130 rpm, (e) 150 rpm [1].

quadrado da velocidade de rotação. Entretanto, na velocidade de rotação de 130 rpm, tem-se um valor de impulso adimensional inferior ao esperado. Além disso, quanto menor é a velocidade de retirada da coluna, menor é o valor do impulso adimensional na velocidade de rotação de 130 rpm (algo que não ocorre nas demais velocidades de rotação analisadas, onde a velocidade de retirada da coluna pouco afeta a resposta dinâmica). Isto mostra que, em determinadas condições de operação da coluna em *backreaming* é possível reduzir o nível de impacto do BHA com as paredes do poço, uma informação bastante útil nas operações em campo. O problema, nestas condições, é o movimento aparentemente caótico que a coluna apresenta, pois, mesmo sem tocar as paredes do poço, o BHA apresenta deflexões cíclicas bastante acentuadas.

O modelo relativamente simples da coluna de perfuração, baseado em parâmetros concentrados, permitiu observar os efeitos dinâmicos resultantes da movimentação axial da coluna. Este modelo, entretanto, requer a adoção de alguns parâmetros cujos reais valores são incertos. Assim, a validação experimental deste modelo permitirá avaliar a qualidade do mesmo na predição da resposta dinâmica da coluna de perfuração em operação de *backreaming*.

2.1.2 Modelagem por Dinâmica de Corpos Rígidos

A modelagem matemática de um sistema rotativo pela Dinâmica de Corpos Rígidos implica que o rotor deve ser rígido na faixa de frequências de estudo (primeiras frequências naturais acima da máxima frequência de estudo). Nesta condição, sistemas de coordenadas auxiliares são adotados para representar os movimentos de corpo rígido do rotor, o qual é representado por suas características de inércia em relação aos eixos de coordenadas adotados.

Por exemplo, uma máquina de lavar roupas vertical pode ser modelada considerando-se o cesto da máquina como um corpo rígido que pode sofrer duas translações e três rotações no espaço (Fig. 2.6). Neste caso, o movimento de translação vertical é desprezado e se considera a elasticidade da suspensão na parte inferior do cesto (ponto A) através de elementos de mola e de amortecimento. O rotor (cesto) está sujeito ao peso próprio e a forças de desbalanceamento, aplicadas no ponto CG. Desta forma, chega-se a um sistema de quatro equações diferenciais não lineares de segunda ordem [33], da forma:

$$\mathbf{A}(\beta, \gamma)\ddot{\mathbf{s}} = \mathbf{f}(\mathbf{s}, \dot{\mathbf{s}}, \dot{\phi}) \quad (2.3)$$

onde $\mathbf{s}$ é o vetor de deslocamentos, composto pelos deslocamentos do ponto A (x_A, y_A) e pelas rotações β e γ , e $\dot{\phi}$ é a velocidade de rotação do cesto.

A Fig. 2.7 apresenta uma comparação numérico-experimental das órbitas do cesto da máquina de lavar roupas para duas condições de desbalanceamento: 250 e 500 g. Como se pode observar, o modelo matemático é capaz de prever com razoável precisão as órbitas do

(a) sistema físico

(b) sistemas de coordenadas

Figura 2.6: Sistemas de coordenadas para a modelagem de uma máquina de lavar vertical [33, 34].

(a) desbalanço de 250 g

(b) desbalanço de 500 g

Figura 2.7: Comparação numérico-experimental das órbitas do cesto da máquina de lavar roupas vertical: — ponto A (num.), — ponto B (num.), ○ ponto A (exp.), □ ponto B (exp.) [34].

sistema, dada a boa correlação com os dados experimentais. Em ambos os casos testados, a órbita do plano inferior do cesto é menor do que a órbita do plano superior do cesto, o que indica um movimento cônico inverso do cesto. As pequenas discrepâncias observadas entre os resultados numéricos e os resultados experimentais se devem a uma provável ortotropia na rigidez da suspensão, ou seja, é provável que a rigidez na direção Y seja diferente da rigidez na direção Z (algo não previsto no modelo adotado).

Estes resultados representam observações da resposta dinâmica do sistema no domínio do tempo. É possível também observar a resposta do sistema no domínio da frequência calculados

(a) sistema físico

(b) sistemas de coordenadas

Figura 2.8: Sistemas de coordenadas para a modelagem de uma bancada de testes [132].

a partir de dados de resposta obtidos no domínio do tempo. Por exemplo, a bancada de testes mostrada na Fig. 2.8(a) pode ser modelada pela Dinâmica de Corpos Rígidos considerando-se pequenos deslocamentos angulares (β, γ) do eixo em torno de um ponto de pivoteamento (ponto R representando o mancal de rolamentos autocompensador montado próximo ao motor) – Fig. 2.8(b). O rotor está sujeito ao peso próprio, aplicado no ponto O, a forças hidrodinâmicas aplicadas no ponto H (mancal hidrodinâmico) e a forças de excitação externas aplicadas no ponto E (identificação dinâmica). Desta forma, chega-se a um sistema de duas equações diferenciais linearizadas de segunda ordem para o rotor [132]. Como estas equações dependem das forças hidrodinâmicas atuantes no mancal hidrodinâmico, tem-se também equações diferenciais não lineares de segunda ordem adicionais:

$$\begin{cases} \ddot{\mathbf{s}} = \mathbf{f}_r(\mathbf{s}, \dot{\mathbf{s}}, \dot{\phi}, F_E, F_H) \\ \ddot{\boldsymbol{\alpha}} = \mathbf{f}_\alpha(\mathbf{s}, \dot{\phi}, F_H) \\ F_H = F_H(\mathbf{s}, \dot{\phi}, \text{parâmetros geométricos, parâmetros do fluido}) \end{cases} \quad (2.4)$$

onde $\mathbf{s}$ é o vetor de deslocamentos angulares do rotor (β, γ) , $\boldsymbol{\alpha}$ é o vetor de deslocamentos angulares das sapatas do mancal hidrodinâmico, e $\dot{\phi}$ é a velocidade de rotação do rotor.

Estas equações diferenciais não lineares são integradas no tempo considerando-se forças de excitação harmônicas do tipo *chirp* atuantes no rotor. A função de resposta em frequência do sistema é obtida através do estimador H_1 [115], com janelamento Hanning e *overlap* de 2/3 dos pontos da janela de aquisição. Os resultados no domínio do tempo são apresentados na Fig. 2.9.

Observa-se na Fig. 2.9 uma boa correlação numérico-experimental utilizando-se o modelo matemático proposto, para ambas as velocidade de rotação testadas. A ressonância do

Figura 2.9: Funções de resposta em frequência do sistema rotor-mancal da bancada de testes. Excitação na direção Y nas velocidades de rotação de 600 e 1100 rpm (numérico e experimental) [132].

sistema rotor-mancal está próxima de 31 Hz na velocidade de rotação de 600 rpm e 37 Hz na velocidade de rotação de 1100 rpm (direção Y). O sistema apresenta menor nível de amortecimento na velocidade de 1100 rpm em comparação aos resultados obtidos na velocidade de 600 rpm (pico mais pronunciado da resposta em 1100 rpm). A resposta na direção Z indica um pequeno acoplamento entre as direções ortogonais. Todos estes resultados são coerentes com o que se poderia esperar de um rotor suportado por mancal hidrodinâmica segmentado. O aumento na velocidade de rotação nestes sistemas leva a um aumento da rigidez equivalente no mancal, com respectiva redução do nível de amortecimento [178]. Além disso, mancais hidrodinâmicos segmentados são reconhecidos pelo baixo acoplamento entre as direções ortogonais [111]. O mancal hidrodinâmico segmentado da bancada de testes tem configuração de carregamento entre-sapatas, o que significa que as sapatas são carregadas simetricamente pelo peso do rotor, o que leva a resultados dinâmicos similares entre as duas direções ortogonais. Por esta razão, resultados de excitação na direção Z não são apresentados por serem semelhantes àqueles da Fig. 2.9.

Como se observa nos exemplos apresentados, a modelagem do sistema rotativo através da Dinâmica de Corpos Rígidos pode resultar em respostas dinâmicas bastante próximas da realidade. Para isto, é fundamental que o rotor não apresente modos e frequências naturais dentro da faixa de frequências de estudo.

2.1.3 Modelagem por Elementos Finitos

Como mencionado anteriormente, o Método dos Elementos Finitos leva em consideração a flexibilidade do rotor e é o método mais indicado quando o rotor tem frequências naturais e modos de vibrar dentro da faixa de frequências de estudo. Por esta razão, trata-se do método

mais difundido na indústria para a modelagem de sistemas rotativos, pois permite obter mais informações a respeito do sistema. Neste método, o eixo é dividido em elementos de eixo representados por equações diferenciais lineares, geralmente matriciais em sistemas 2D e 3D. A superposição das matrizes de inércia, de rigidez e giroscópica de cada elemento de eixo que compõe o modelo do eixo real resulta no modelo global do eixo flexível.

Na literatura é possível encontrar diferentes formulações para os elementos de eixo, porém podem-se citar as formulações clássicas de Nelson e McVaugh [128] e Nelson [127]. Em [128], propõe-se a formulação de elementos de eixo a partir do modelo de viga de Euler-Bernoulli. Este modelo é mais indicado para representar eixos esbeltos, com relação comprimento-diâmetro maior do que 10, já que tensões cisalhantes na secção transversal do eixo não são consideradas. No caso do modelo proposto em [127], a formulação é baseada no modelo de viga de Timoshenko, o qual considera as tensões cisalhantes no material. Assim, este modelo é indicado para representar eixos com relação comprimento-diâmetro mais baixos. Este modelo também é indicado para representar rotores assimétricos, de secção transversal oval [102]. Quanto aos elementos girantes montados no eixo, estes são modelados como elementos rígidos (discos), representados por matrizes de inércia e giroscópica agregadas ao modelo global do eixo. Esta hipótese é satisfatória, desde que os elementos girantes não tenham frequências naturais e modos de vibrar localizados dentro da faixa de frequências de estudo.

Como exemplo de aplicação, tem-se a identificação numérico-experimental do sistema rotativo com eixo flexível mostrado na Fig. 2.10. Trata-se de um eixo de 12 mm de diâmetro e 600 mm de comprimento entre apoios (mancais), com um disco de 2,3 kg montado em uma posição equidistante dos apoios, cujo desbalanço é conhecido. O modelo em elementos finitos deste rotor é baseado no modelo de viga de Euler-Bernoulli e tem sete elementos de eixo com um disco rígido no nó 4 (nó equidistante dos apoios). Matrizes de rigidez e amortecimento são introduzidas no modelo para representar o comportamento dos mancais. Também se adiciona ao modelo a rigidez do acoplamento com o motor elétrico e uma força de desbalanço aplicada no nó 4. Desta forma, chega-se a um sistema de 32 equações diferenciais linearizadas de segunda ordem (quatro graus de liberdade por nó), da forma:

$$\mathbf{M}_e \ddot{\mathbf{s}} + [\mathbf{D}_m(\Omega) + \Omega (\mathbf{G}_e + \mathbf{G}_d)] \dot{\mathbf{s}} + [\mathbf{K}_e + \mathbf{K}_m(\Omega)] \mathbf{s} = \mathbf{f}_e \quad (2.5)$$

onde $\mathbf{M}_e$ é a matriz global de inércia do eixo, $\mathbf{D}_m(\Omega)$ é a matriz de amortecimento dos mancais, $\mathbf{G}_e$ e $\mathbf{G}_d$ são as matrizes giroscópicas global do eixo e do disco, $\mathbf{K}_e$ é a matriz global de rigidez do eixo, $\mathbf{K}_m(\Omega)$ é a matriz de rigidez dos mancais, e $\mathbf{s}$ é o vetor de graus de liberdade do modelo (deslocamentos lineares e angulares em cada nó do modelo).

Integrando-se esta equação diferencial no tempo para diferentes velocidades de rotação, identificam-se as amplitudes de vibração do disco sujeito ao desbalanço (resposta ao desbalanço – Fig. 2.11). Como se pode observar, há uma boa correlação numérico-experimental com o

(a) sistema real

(b) modelo

Figura 2.10: Modelo em elementos finitos da bancada de testes com eixo flexível [176].

Figura 2.11: Comparação numérico-experimental da resposta ao desbalanceo medida na posição do disco: – resposta em Y (num.), – – resposta em Z (num.), ○ resposta em Y (exp.), + resposta em Z (exp.) [176].

modelo em elementos finitos adotado. Por se tratar de um rotor do tipo Laval, tem-se um modo de vibrar preponderante em primeira flexão do eixo, cuja velocidade crítica é aproximadamente 22 Hz, sem efeitos giroscópicos evidentes (separação do pico de ressonância). Neste caso, a hipótese de tensão cisalhante desprezível na secção transversal do eixo é válida e o modelo em elementos finitos representa bem o comportamento do sistema.

Em relação aos outros métodos (Parâmetros Concentrados e Dinâmica de Corpos Rígidos),

o Método dos Elementos Finitos tem a desvantagem de resultar em um número elevado de equações diferenciais, dado que o modelo para eixos prevê quatro graus de liberdade por nó. Consequentemente, o número de autovalores do sistema é também elevado. Considerando-se que, na maioria das análises, os dez primeiros modos de vibrar são os mais significativos, percebe-se que a integração do sistema de equações pode ser pouco eficiente, já que a maioria do tempo computacional gasto no processo é para o cálculo de modos pouco expressivos na resposta do sistema. Por esta razão, métodos de redução de modelos podem ser utilizados nestes casos, de forma a se aumentar a velocidade de processamento na integração das equações de movimento.

2.2 Modelagem Matemática de Mancais Lubrificados

Os mancais são importantes elementos de uma máquina rotativa pois são os elementos de interface entre o rotor (parte girante) e a carcaça (parte estática). Por serem elementos de vínculo do sistema rotativo com o solo, os mancais têm forte influência nas características dinâmicas do mesmo. Dentre os tipos de mancais, podem-se citar:

Mancais Secos: mancais deslizantes, usualmente cilíndricos, operando em regime de atrito seco entre a parte girante e a carcaça;

Mancais de Rolamento: mancais onde são montados elementos rolantes entre a parte girante e a carcaça. Estes mancais são normalmente lubrificados para aumentar a sua vida útil;

Mancais Lubrificados: mancais deslizantes operando em regime de lubrificação hidrodinâmica (ou aerodinâmica), onde há suprimento de fluido na folga entre a parte girante e a carcaça;

Mancais Pressurizados: mancais deslizantes lubrificados, onde o fluido de trabalho é pressurizado na folga entre a parte girante e a carcaça, aumentando a capacidade de carga e lubrificação do mancal.

Dentre os tipos de mancais existentes, os mancais lubrificados são utilizados para os mais variados fins, desde pequenos motores até turbogeradores de grande porte. Estes mancais funcionam pelo equilíbrio entre as forças de carregamento, que são transferidas ao mancal pela parte girante, e as forças hidrodinâmicas, que surgem devido à formação de uma distribuição de pressões no fluido lubrificante. A formação de uma distribuição de pressões no lubrificante trata-se de um fenômeno bastante conhecido na área de Mecânica dos Fluidos, e ocorre sempre que se tem a presença de um fluido viscoso na interface entre dois corpos com movimento relativo entre si [74, 148].

A base teórica da lubrificação hidrodinâmica foi descrita por Osborne Reynolds (1842-1912) que formulou a equação diferencial básica do fenômeno hidrodinâmico, a qual recebe

seu nome. A equação de Reynolds é obtida simplificando-se as equações de Navier-Stokes ao adotar as seguintes hipóteses simplificadoras para o escoamento do fluido no interior do mancal:

- a folga radial entre a parte girante e a carcaça é pequena o suficiente para que o gradiente de pressões na espessura da folga seja desprezível;
- o raio de curvatura do mancal é grande quando comparado com o tamanho da folga radial;
- os termos de inércia e de força de corpo são pequenos quando comparados com os termos de pressão e de viscosidade;
- o perfil de velocidades do fluido varia apenas na espessura da folga radial;
- o fluido é newtoniano.

Com isto, as equações de Navier-Stokes ficam suficientemente simples para serem resolvidas analiticamente, permitindo obter expressões analíticas para os perfis de velocidade do fluido na folga radial do mancal. Inserindo-se estas expressões na equação da Continuidade, e integrando-a no intervalo $[0, h]$ (folga radial), chega-se à equação de Reynolds, da forma:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right)}_{\text{Poiseuille}} = \underbrace{6U \frac{\partial(\rho h)}{\partial y}}_{\text{Couette}} + \underbrace{12 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t}}_{\text{esmagamento}} \quad (2.6)$$

onde p é a pressão hidrodinâmica (ou aerodinâmica), ρ é a densidade do fluido, h é a folga radial, μ é a viscosidade dinâmica do fluido, U é a velocidade superficial da parte girante, e (x, y) são as coordenadas no plano da superfície de deslizamento (carcaça).

A equação de Reynolds representa um balanço da vazão mássica do fluido por unidade de área em um volume de controle definido na folga radial do mancal lubrificado. Os termos do lado esquerdo da equação são chamados de termos de Poiseuille e descrevem a vazão do fluido devido aos gradientes de pressão na folga radial; o primeiro termo do lado direito da equação é chamado de termo de Couette e descreve a vazão do fluido devido ao movimento relativo das superfícies deslizantes; o segundo termo do lado direito da equação descreve a vazão do fluido devido ao esmagamento do lubrificante [74].

Esta equação pode ser utilizada para representar o comportamento do fluido lubrificante em diversos tipos de mancal lubrificado: cilíndrico, segmentado, lobulado. Entretanto, em algumas aplicações específicas, a equação de Reynolds não representa bem o problema e precisa ser modificada. É o caso dos mancais aerostáticos porosos [136].

O mecanismo principal de sustentação do eixo em mancais aerostáticos porosos é o ar pressurizado que atravessa a matriz porosa que compõe a carcaça do mancal (Fig. 2.12). Assim,

Figura 2.12: Mancal aerostático poroso.

a vazão do fluido lubrificante, que neste caso é o ar, não depende apenas dos escoamentos de Poiseuille, de Couette ou de esmagamento, mas também da entrada de ar pressurizado através da superfície de deslizamento do mancal. Considerando-se esta vazão de entrada através da superfície de deslizamento, a equação de Reynolds toma a forma:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right)}_{\text{Poiseuille}} = \underbrace{6U \frac{\partial(\rho h)}{\partial y}}_{\text{Couette}} + \underbrace{12 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t}}_{\text{esmagamento}} - \underbrace{12\rho V_{inj}}_{\text{injeção de fluido}} \quad (2.7)$$

onde V_{inj} é a velocidade do fluido ao atravessar a matriz porosa do mancal.

A velocidade do fluido ao atravessar a matriz porosa depende da hipótese adotada para a relação pressão-vazão dentro da matriz porosa. Se a hipótese é linear, tem-se a equação de Darcy, a qual considera apenas os efeitos viscosos no escoamento:

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{\mu}{k_1} V \quad (2.8)$$

Se a hipótese é quadrática, tem-se a equação de Forchheimer, a qual considera os efeitos de inércia no escoamento além dos efeitos viscosos [45]:

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{\mu}{k_1} V + \frac{\rho}{k_2} V^2 \quad (2.9)$$

onde k_1 é o coeficiente de permeabilidade viscoso do meio e k_2 é o coeficiente de permeabilidade inercial do meio.

Tomando-se a equação de Forchheimer e considerando-se que o fluido (ar) é um gás perfeito, em condições isotérmicas, e que a densidade do fluido na matriz porosa pode ser

representada por uma densidade média entre o lado externo e o lado interno da matriz porosa, a equação de Reynolds toma a forma de uma equação de Reynolds modificada [136], que na forma adimensional é dada por:

$$\left(\frac{2L_t}{L}\right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\bar{p} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \right) = \Lambda \frac{\partial(\bar{p} \bar{h})}{\partial \bar{y}} + \Psi \frac{\partial(\bar{p} \bar{h})}{\partial \tau} + \Gamma \frac{\bar{p}}{\bar{p} + 1} \left(\Phi - \sqrt{\Phi^2 + 2\Phi(1 - \bar{p}^2)} \right) \quad (2.10)$$

onde o parâmetro adimensional Γ está relacionado com as características geométricas do meio poroso do mancal, enquanto o parâmetro adimensional Φ está relacionado com as características de permeabilidade do meio poroso do mancal.

Variando-se os valores de Γ e Φ , e calculando-se a capacidade de carga do mancal aerostático poroso através da equação de Reynolds modificada, obtiveram-se os resultados apresentados na Fig. 2.13 para $\Lambda = 0,32$, excentricidade de 0,5 e razão $L/D = 1$. Como se pode observar, para $\Phi > 100$ existe uma região ótima de capacidade de carga em $\Gamma \approx 55$, independentemente do valor de Φ . Esta região representa uma condição de escoamento linear no meio poroso, onde os efeitos de inércia do fluido atravessando a matriz porosa são pequenos. Para $\Phi < 100$, estes efeitos de inércia passam a ser importantes e o ponto de ótima capacidade de carga muda para valores cada vez maiores de Γ . Resultados semelhantes são também encontrados para excentricidades do rotor de 0,2 e 0,8, e relações L/D (comprimento/diâmetro) do mancal de 0,25 e 0,5. Neste casos, o valor de Γ para ótima capacidade de carga do mancal diminui quanto menor for a excentricidade ou a relação L/D [136].

Figura 2.13: Capacidade de carga adimensional em função dos parâmetros adimensionais Γ e Φ ($\bar{e} = 0,5$, $L/D = 1$) [136].

Estes resultados são bastante úteis no projeto de mancais aerostáticos porosos pois permitem projetar o mancal visando ótima capacidade de carga, onde o valor de Γ define a geometria

do mancal e o valor de Φ define a permeabilidade da matriz porosa. Entretanto, obter na prática um valor de permeabilidade desejado para uma matriz porosa é uma tarefa difícil. Devido ao processo de manufatura da matriz porosa, a permeabilidade obtida varia de acordo com uma distribuição ao redor de um valor médio. Por exemplo, a confecção de matrizes porosas a partir de alumina com adição de sacarose resulta na variabilidade listada na Tabela 2.1.

Tabela 2.1: Parâmetros estatísticos dos coeficientes de permeabilidade (experimental) [134].

	aditivo	permeabilidade viscosa $k_1 \times 10^{-12} \text{ (m}^2\text{)}$	permeabilidade inercial $k_2 \times 10^{-6} \text{ (m)}$
valor médio	40% sacarose	1,4150	0,5213
	50% sacarose	6,3375	12,950
desvio padrão	40% sacarose	0,2087	0,0413
	50% sacarose	0,3903	0,9110

Desta forma, fez-se uma análise de sensibilidade da capacidade de carga nominal, prevista pela equação de Reynolds modificada, em função da variabilidade dos parâmetros de permeabilidade da matriz porosa (obtidos experimentalmente). Para tanto, aplicou-se o método de Monte Carlo com 3000 amostras em três regiões distintas da curva de capacidade de carga (Fig. 2.13): região linear ($\Gamma = 55, \Phi = 100$), região de transição ($\Gamma = 60, \Phi = 4$) e região não linear ($\Gamma = 400, \Phi = 0,01$). Os resultados são apresentados na Fig. 2.14.

Como se pode observar na Fig. 2.14, a variabilidade dos parâmetros de permeabilidade causam uma dispersão da capacidade de carga do mancal em torno do valor nominal. Nos casos das regiões linear e de transição, observa-se uma maior dispersão em valores de capacidade de carga menores do que o valor nominal (distribuição do tipo Weibull). No caso da região não-linear, a dispersão é simétrica em relação ao valor nominal e mais estreita. De qualquer forma, qualquer que seja a região analisada, a dispersão em relação ao valor nominal esperado ficou em $\pm 2\%$. Isto significa que, mesmo com a variabilidade dos parâmetros de permeabilidade causada pelo processo de fabricação do meio poroso, é possível projetar o mancal para um determinado valor de capacidade de carga dentro de uma variação de 2%.

2.3 Solução Numérica da Equação de Reynolds

A simulação numérica de mancais lubrificados é um procedimento já estabelecido tanto na indústria quanto na academia, o que permite o projeto destes elementos de máquina nas mais diversas aplicações. Nestas simulações, deve-se resolver a equação de Reynolds para se determinar as características do mancal, como distribuições de pressão, capacidade de carga, torque de acionamento, rigidez e amortecimento equivalentes. Também podem ser feitas análises de efeitos térmicos e de deformação elástica da carcaça ao introduzir equações constitutivas adicionais ao problema. Em todas estas simulações há algo em comum: a necessidade de se resolver equações diferenciais parciais.

Figura 2.14: Histograma da capacidade de carga adimensional de um mancal aerostático poroso confeccionado com alumina + 40% sacarose [134].

Existem diferentes métodos para a solução de equações diferenciais parciais, como por exemplo o Método das Diferenças Finitas, o Método dos Volumes Finitos, o Método dos Elementos Finitos e o Método dos Elementos de Contorno. Especificamente no caso da equação de Reynolds, o método mais difundido é o Método das Diferenças Finitas devido à sua simplicidade e facilidade de implementação. O Método das Diferenças Finitas baseia-se na substituição das derivadas parciais por truncamentos da série de Taylor e, por esta razão, o domínio da equação de Reynolds deve ser dividido em uma malha regular de pontos onde a solução da equação é calculada. De fato, a adoção de malhas de pontos é uma característica comum de diversos métodos numéricos (Volumes Finitos e Elementos Finitos).

Por exemplo, no Método das Diferenças Finitas, para um ponto (i, j) da malha no domínio de solução da equação, a primeira e a segunda derivadas da solução podem ser aproximadas por:

$$\left. \frac{\partial f}{\partial s} \right|_{jk} \approx \frac{f_{j+1,k} - f_{j-1,k}}{2\delta s} + O(\delta s)^2 \quad (2.11)$$

$$\left. \frac{\partial^2 f}{\partial s^2} \right|_{jk} \approx \frac{f_{j+1,k} - 2f_{j,k} + f_{j-1,k}}{(\delta s)^2} + O(\delta s)^2 \quad (2.12)$$

onde o erro da aproximação é da ordem do quadrado da discretização espacial do domínio (distância entre os pontos da malha na direção da derivada). Estas expressões são chamadas de aproximações por diferenças centrais da função [177].

Aplicando-se estas aproximações na equação de Reynolds, considerando-se como domínio de solução a superfície de deslizamento do mancal onde há fluido lubrificante, transforma-se a

equação diferencial parcial em um sistema de $(J - 2) \times (K - 2)$ equações lineares algébricas, da forma:

$$\mathbf{A} \mathbf{p} = \mathbf{b} \quad (2.13)$$

onde $\mathbf{A}$ é uma matriz penta-diagonal, $\mathbf{p}$ é o vetor com os valores de pressão hidrodinâmica nos pontos da malha adotada no domínio de solução, J e K são os números de pontos da malha em cada uma das direções do domínio. Assim, a distribuição de pressões na folga radial do mancal é obtida resolvendo-se o sistema de equações lineares da eq.(2.13). Considerando-se a esparsidade da matriz $\mathbf{A}$, cujas linhas podem ter no máximo cinco elementos não nulos, métodos de solução para sistemas esparsos são recomendados de modo a se economizar tempo computacional.

Em contrapartida aos métodos numéricos estruturados, que requerem uma malha de discretização no domínio de solução da equação, surgiu no final da década de 1970 a ideia de métodos *meshless* (sem malha). Desde então, uma variedade de métodos vem sendo estudada e desenvolvida [21]. Dentre estes métodos numéricos, o método por funções de base radial representa aquele de maior simplicidade na implementação computacional. As funções de base radial não possuem uma direção preferencial no domínio de solução, dependendo apenas de normas no espaço. Além disso, observou-se que certas classes de funções radiais, como as multiquádricas and as gaussianas, exibem propriedades de convergência superiores às demais, sendo, portanto, bastante eficientes na solução de equações diferenciais parciais [105].

As primeiras aplicações das funções de base radial na solução de equações diferenciais foram apresentadas em 1990 por Kansa [91], quando funções multiquádricas foram usadas em um problema de dinâmica de fluidos. Desde então, diversos trabalhos propuseram melhorias no método. As funções de base radiais têm convergência exponencial [114], mas a estabilidade e a precisão da solução são fortemente dependentes do parâmetro c da função de base. Em geral, altos valores de c levam a resultados mais precisos mas também levam ao mal condicionamento das matrizes [170]. Por esta razão, o valor ótimo do parâmetro c é bastante controverso na literatura.

O método *meshless* com funções de base radiais consiste em representar a solução da equação diferencial parcial em uma soma ponderada de funções interpolantes, da forma:

$$f_i = \sum_{j=1}^N \lambda_j \varphi_{ij} \quad (2.14)$$

onde N é o número total de pontos distribuídos no domínio da solução, não necessariamente na forma de malha de pontos.

A função de interpolação φ pode assumir vários formatos mas, no caso de funções de base radiais multiquádricas, têm a forma [106]:

$$\varphi_{ij} = \sqrt{(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2 + c^2} \quad (2.15)$$

onde (x_i, y_i) são as coordenadas do ponto onde a solução é calculada, (x_j, y_j) são as coordenadas de qualquer outro ponto no domínio ou no contorno, e c é um parâmetro de valor arbitrário.

Aplicando-se a Eq.(2.14) na equação de Reynolds, chega-se a N_d equações algébricas para os pontos no interior do domínio de solução. No contorno do domínio de solução, as condições são conhecidas. Assim, aplicando-se a Eq.(2.14) no contorno, tem-se mais $N - N_d$ equações algébricas. O sistema de equações lineares algébrico resultante tem a forma:

$$C\lambda = d \quad (2.16)$$

cuja solução resulta no vetor de fatores de ponderação λ . Os valores de pressão hidrodinâmica na folga radial do mancal podem ser obtidos retornando à Eq.(2.14). É importante notar que a matriz C não é esparsa como no Método das Diferenças Finitas, mas sim uma matriz cheia. Portanto, um número excessivo de pontos no domínio e no contorno pode resultar em alto tempo computacional para resolver o sistema de equações.

Em oposição ao Método das Diferenças Finitas, que requer a adoção de uma malha cartesiana de pontos para funcionar, o método por funções de base radiais é mais flexível e pode ser aplicado a geometrias não necessariamente regulares. A questão que fica é: quão bom é o método por funções de base radiais para resolver a equação de Reynolds em mancais lubrificados com diferentes geometrias?

Para tanto, resolveu-se numericamente a equação de Reynolds aplicada ao caso de uma guia hidrodinâmica linear de área retangular (Fig. 2.15), cuja solução analítica para a capacidade de carga é dada em [46].

Figura 2.15: guia hidrodinâmica linear de área retangular.

Inicialmente, o domínio foi dividido em malhas regulares de diferentes tamanhos, variando de malhas grossas de 77 nós até malhas finas de 5060 nós, conforme ilustrado nas

Tabela 2.2: Valores de parâmetros na simulação da guia hidrodinâmica linear de área retangular.

parâmetro	valor	unidade
folga radial nominal (h_0)	150	μm
razão de folga radial ($r = h_f/h_0$)	1,5 / 3,0	
relação largura-comprimento (B/L)	2,5	
viscosidade dinâmica do fluido (μ)	0,043	Pa s
velocidade da guia (U)	2,5	m/s

Figura 2.16: Malhas regulares e erro percentual na capacidade de carga em relação à solução analítica da equação de Reynolds: malhas quadrada e triangular regulares [131].

Figs.2.16(a) e 2.16(b). Considerando-se os valores de parâmetros listados na Tabela 2.2, resolveu-se a equação de Reynolds utilizando o Método das Diferenças Finitas e o método *meshless* com funções de base radiais multiquádricas, adotando-se um valor de c três vezes maior do que a distância média entre os pontos no domínio. Os resultados são apresentados na Fig.2.16(c). Como se poderia esperar, em todos os casos, a solução numérica converge para a solução analítica quanto maior é o número de pontos utilizados na malha. Entretanto, a solução obtida com o Método das Diferenças Finitas (MDF) converge mais rapidamente do que a solução obtida com o método por funções de base radiais multiquádricas (MMBR). Isto mostra que o Método das Diferenças Finitas é o mais indicado quando se tem geometria retangular do domínio em mancais lubrificados.

Entretanto, mesmo em geometrias retangulares, o Método das Diferenças Finitas pode apresentar problemas se a malha adotada não for regular, como ilustrado na Fig. 2.17. Observa-se que, quando a malha adotada não é regular, o Método das Diferenças Finitas (MDF) deteriora a sua solução e apresenta maior erro no cálculo da capacidade de carga da guia em relação ao método *meshless* com funções de base radiais (MMBR). Na verdade, o método *meshless* em estudo mostra-se insensível à organização da malha de pontos, apresentando resultados até melhores quando os pontos são distribuídos aleatoriamente no domínio de solução da equação.

Figura 2.17: Malhas irregulares e erro percentual na capacidade de carga em relação à solução analítica da equação de Reynolds: malhas quadrada e triangular irregulares [131].

Figura 2.18: Erro percentual na capacidade de carga em relação à solução aproximada da equação de Reynolds: malhas quadrada e triangular irregulares em domínio trapezoidal [131].

Assim, o Método das Diferenças Finitas é o mais indicado para geometrias retangulares desde que a malha seja regular (espaçamento regular entres os pontos da malha). Caso contrário, o método *meshless* é o mais indicado.

Tomando-se agora um domínio de geometria trapezoidal, com malhas retangulares e triangulares, obtêm-se os resultados da Fig. 2.18. Neste caso, não há solução analítica para o problema e tomou-se como referência a solução obtida com o Método das Diferenças Finitas utilizando uma malha extremamente refinada de 120.701 pontos. Observa-se que, novamente o método *meshless* (MMBR) apresenta convergência para a solução com menor número de pontos da malha do que o Método das Diferenças Finitas (MDF). Além disso, a malha com

Figura 2.19: Tempo computacional médio para resolver os sistemas de equações algébricas dos métodos MDF e MMBR [131].

triângulos irregulares mostrou-se mais eficiente do que a malha de quadrados. Isto mostra que, em domínios irregulares, o método mais indicado para a solução da equação de Reynolds é o método *meshless* com malhas irregulares.

Conforme mencionado anteriormente, a solução numérica da equação de Reynolds, seja pelo Método das Diferenças Finitas, seja pelo método *meshless*, requer a solução de um sistema de equações algébricas linear. Isto significa que uma matriz quadrada precisa ser invertida para se resolver o problema (matriz esparsa para o MDF e matriz cheia para o MMBR). O tempo médio para se resolver estes problemas, isto é, inverter as matrizes **A** ou **C** e multiplicá-las por **b** ou **d**, em ambos os métodos é apresentado na Fig. 2.19. Os resultados foram obtidos em um computador com processador Intel Celeron M, com 1.86 GHz e 896 MB de memória RAM, sistema operacional Windows XP v.2002 e MATLAB v.7.4.0.287 (R2007a). O aplicativo MATLAB adota o método de eliminação de Gauss com pivoteamento parcial para resolver o problema de inversão de matrizes cheias. Para resolver problemas de inversão de matrizes esparsas, o aplicativo MATLAB adota uma fatorização de Cholesky esparsa supernodal [41].

Como se pode observar na Fig. 2.19, se o número de pontos utilizado é menor do que 100 (malha grossa), é mais rápido resolver o problema pelo método *meshless* do que pelo Método de Diferenças Finitas. Entretanto, acima de 100 pontos na malha, a diferença entre os dois métodos cresce rapidamente. Embora o valor absoluto do tempo computacional seja pequeno (e até menor em computadores mais rápidos), isto pode se tornar um problema em simulações no tempo de sistemas rotativos, pois a equação de Reynolds nestes casos é resolvida a cada passo de tempo, geralmente mais de uma vez por iteração. Entretanto, observando-se os resultados de erro percentual anteriores, observa-se que o método *meshless* apresenta precisão aceitável (menor de que 5%) com um número de pontos bastante baixo, o que viabiliza a sua utilização em termos de tempo computacional.

Capítulo 3

Otimização

De posse de um modelo matemático confiável, podem-se simular modificações no sistema de modo a se verificar seus efeitos visando a melhoria do mesmo. Neste capítulo, são apresentadas contribuições na área de otimização de sistemas rotativos, visando a melhoria do sistema na direção de objetivos relacionados às características dinâmicas, a partir do modelo matemático adotado.

3.1 Otimização de Forma de Eixos

As características dinâmicas de um sistema rotativo dependem de diversos fatores. Dentre estes fatores estão a geometria do rotor e a rigidez e o amortecimento equivalentes dos mancais. Definindo-se estes parâmetros durante o projeto da máquina rotativa, o projetista estabelece praticamente as características dinâmicas finais do sistema. Assim, é importante conhecer a sensibilidade do sistema a estes parâmetros de modo a se escolher os mais apropriados para uma determinada aplicação. Este conhecimento permite ao projetista identificar valores críticos e escolher soluções ótimas, ou de compromisso, de forma que a máquina rotativa apresente comportamento dinâmico dentro dos requisitos de projeto. A solução ótima de projeto pode ser obtida de diversas formas mas, em muitos casos, não é uma tarefa trivial.

A análise de sensibilidade de sistemas rotativos pode ser feita baseando-se em experiência empírica ou em modelos matemáticos ajustados. O primeiro caso é somente viável se existe uma quantidade de informação abundante da máquina, geralmente quando a máquina sofre reprojeção (pequenas modificações). No segundo caso, o projetista precisa se basear em um modelo matemático, o qual deve ser preciso o suficiente para representar o comportamento do sistema antes e depois das modificações. Na literatura, é possível encontrar diversos estudos relacionados à análise de sensibilidade de sistemas rotativos, porém, na maioria dos casos, os parâmetros de projeto são voltados para a característica dos mancais. Um dos primeiros trabalhos voltados para a análise de sensibilidade de sistemas rotativos a propriedades geométricas do rotor é o trabalho de Lund [112]. Neste trabalho, o autor estima a mudança percentual das velocidades

críticas do sistema a mudanças percentuais na geometria do rotor, através de um modelo do rotor por parâmetros concentrados. Na mesma direção, pode-se utilizar o método dos elementos finitos na modelagem do sistema [153]. Em ambos os casos, efetua-se uma análise de sensibilidade do sistema e estudam-se os efeitos das mudanças geométricas do rotor nas velocidades críticas do sistema. Entretanto, estas informações não são utilizadas para a otimização do sistema a objetivos desejados.

Neste sentido, desenvolveu-se um procedimento de otimização de forma do rotor, mais especificamente de eixos, para que o sistema rotativo apresente características dinâmicas desejadas [130]. O sistema rotativo é modelado matematicamente através do método dos Elementos Finitos, considerando-se a teoria de Euler-Bernoulli [128]. Assim, as equações de movimento do sistema tomam a forma:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} + (\mathbf{D} - \Omega \mathbf{G}) \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \mathbf{q} = \mathbf{0} \quad (3.1)$$

onde $\mathbf{M}$ é a matriz de inércia global, $\mathbf{D}$ é a matriz de amortecimento global, $\mathbf{G}$ é a matriz giroscópica global e $\mathbf{K}$ é a matriz de rigidez global do modelo do rotor. Esta equação, na formulação de espaço de estado, tem a forma:

$$\mathbf{A} \dot{\mathbf{s}} + \mathbf{B} \mathbf{s} = \mathbf{0} \quad (3.2)$$

Adotando-se uma solução harmônica para esta equação, chega-se aos problemas de autovalor do sistema:

$$\begin{aligned} (\lambda_i \mathbf{A} + \mathbf{B}) \Phi_i &= \mathbf{0} \\ (\lambda_i \mathbf{A}^T + \mathbf{B}^T) \Psi_i &= \mathbf{0} \end{aligned} \quad (3.3)$$

onde Φ_i e Ψ_i são os autovetores do sistema à direita e à esquerda, respectivamente. Estes autovetores satisfazem as seguintes relações de ortogonalidade:

$$\begin{aligned} \Psi_j^T \mathbf{A} \Phi_i &= R_i \delta_{ij} \\ \Psi_j^T \mathbf{B} \Phi_i &= -\lambda_i R_i \delta_{ij} \end{aligned} \quad (3.4)$$

onde R_i é um fator de proporcionalidade e δ_{ij} é o delta de Kronecker.

Pré-multiplicando-se o problema de autovalor pelo autovetor à esquerda Ψ_i^T e derivando-se a expressão em relação a um parâmetro p , chega-se a uma expressão para a derivada do autovalor em relação a p utilizando-se as relações de ortogonalidade, da forma [138]:

$$\frac{\partial \lambda_i}{\partial p} = -\frac{1}{R_i} \Psi_i^T \left(\lambda_i \frac{\partial A}{\partial p} + \frac{\partial B}{\partial p} \right) \Phi_i \quad (3.5)$$

Como se pode observar, a derivada do i -ésimo autovalor em relação ao parâmetro p é função da derivada das matrizes $\mathbf{A}$ e $\mathbf{B}$ em relação ao parâmetro p . Aproveitando-se das propriedades destas matrizes, pode-se desenvolver um procedimento eficiente do cálculo de $\partial \lambda_i / \partial p$ para se resolver o problema inverso.

3.1.1 Sensibilidade das Matrizes do Modelo por Elementos Finitos

Para se otimizar as frequências naturais do eixo do sistema rotativo, os parâmetros de projeto adotados serão os raios de cada trecho do eixo. Assim, expandindo-se a expressão (3.5):

$$\frac{\partial \lambda_i}{\partial r_j} = -\frac{1}{R_i} \Psi_i^T \left(\lambda_i \left[\begin{array}{cc} \mathbf{0} & \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial r_j} \\ \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial r_j} & \frac{\partial \mathbf{D}}{\partial r_j} - \Omega \frac{\partial \mathbf{G}}{\partial r_j} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{cc} -\frac{\partial \mathbf{M}}{\partial r_j} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \frac{\partial \mathbf{K}}{\partial r_j} \end{array} \right] \right) \Phi_i \quad (3.6)$$

Considerando-se que o eixo é modelado por n_e elementos e que cada elemento pode ter um raio diferente (eixo cilíndrico), a diferenciação das matrizes globais em relação ao j -ésimo raio é dada por:

$$\frac{\partial \mathbf{M}}{\partial r_j} = \left[\begin{array}{c|c|c} \begin{matrix} 4j-3 \\ \mathbf{0} \end{matrix} & \begin{matrix} \mathbf{0} \end{matrix} & \begin{matrix} 4j+4 \\ \mathbf{0} \end{matrix} \\ \hline \begin{matrix} \mathbf{0} \end{matrix} & \begin{matrix} \frac{2}{r_j} \mathbf{M}_{ej}^T + \frac{4}{r_j} \mathbf{M}_{ej}^R \end{matrix} & \begin{matrix} \mathbf{0} \end{matrix} \\ \hline \begin{matrix} \mathbf{0} \end{matrix} & \begin{matrix} \mathbf{0} \end{matrix} & \begin{matrix} \mathbf{0} \end{matrix} \end{array} \right] \begin{matrix} 4j-3 \\ 4j+4 \end{matrix} \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial \mathbf{M}}{\partial r_j} = \left[\begin{array}{c|c|c} \begin{matrix} 4j-3 \\ \mathbf{0} \end{matrix} & \begin{matrix} \mathbf{0} \end{matrix} & \begin{matrix} 4j+4 \\ \mathbf{0} \end{matrix} \\ \hline \begin{matrix} \mathbf{0} \end{matrix} & \begin{matrix} \frac{2}{r_j} \mathbf{M}_{ej}^T + \frac{4}{r_j} \mathbf{M}_{ej}^R \end{matrix} & \begin{matrix} \mathbf{0} \end{matrix} \\ \hline \begin{matrix} \mathbf{0} \end{matrix} & \begin{matrix} \mathbf{0} \end{matrix} & \begin{matrix} \mathbf{0} \end{matrix} \end{array} \right] \begin{matrix} 4j-3 \\ 4j+4 \end{matrix} \quad (3.8)$$

$$\frac{\partial \mathbf{D}}{\partial r_j} = \mathbf{0} \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial \mathbf{K}}{\partial r_j} = \left[\begin{array}{c|c|c} 4j-3 & 4j+4 & \\ \hline \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \hline \mathbf{0} & \frac{4}{r_j} \mathbf{K}_{ej} & \mathbf{0} \\ \hline \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{array} \right] \begin{matrix} 4j-3 \\ 4j+4 \end{matrix} \quad (3.10)$$

onde $\mathbf{M}_{ej}^R$ e $\mathbf{M}_{ej}^T$ são as matrizes de inércia de rotação e de translação, respectivamente, do j -ésimo elemento de eixo e $\mathbf{K}_{ej}$ é a matriz de rigidez do j -ésimo elemento de eixo. Nesta modelagem matemática, a matriz de amortecimento global depende apenas do amortecimento nos mancais, sendo, portanto, independente do parâmetro r_j .

Assim, devido à característica das matrizes globais do modelo por Elementos Finitos, as derivadas em relação ao j -ésimo raio do eixo possuem elementos não nulos apenas nas linhas e colunas correspondentes ao graus de liberdade do j -ésimo elemento de eixo. Além disso, os elementos não nulos são proporcionais às matrizes do j -ésimo elemento de eixo. Portanto, tem-se uma simplificação, da forma:

$$\frac{\partial \lambda_i}{\partial r_j} = -\frac{1}{R_i} \hat{\Psi}_i^T \left(\lambda_i \left[\begin{array}{cc} \mathbf{0} & \frac{2}{r_j} \mathbf{M}_{ej}^T + \frac{4}{r_j} \mathbf{M}_{ej}^R \\ \frac{2}{r_j} \mathbf{M}_{ej}^T + \frac{4}{r_j} \mathbf{M}_{ej}^R & -\Omega \frac{4}{r_j} \mathbf{G}_{ej} \end{array} \right] + \right. \quad (3.11)$$

$$\left. \left[\begin{array}{cc} -\frac{2}{r_j} \mathbf{M}_{ej}^T - \frac{4}{r_j} \mathbf{M}_{ej}^R & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \frac{4}{r_j} \mathbf{K}_{ej} \end{array} \right] \right) \hat{\Phi}_i$$

onde $\hat{\Psi}_i$ contem as linhas $4j-3$ a $4j+4$ e $8j-3$ a $8j+4$ do i -ésimo autovetor à esquerda, e $\hat{\Phi}_i$ contem as linhas $4j-3$ a $4j+4$ e $8j-3$ a $8j+4$ do i -ésimo autovetor à direita.

3.1.2 Resultados Numéricos

A otimização de forma do eixo para se obter autovalores do sistema desejados é feita utilizando-se o método de Newton-Raphson [162]. Se o modelo tem n_e elementos de eixo e se consideram m autovalores, a equação de interação do algoritmo é dada por:

$$\mathbf{r}_{n_e \times 1}^{n+1} = \mathbf{r}_{n_e \times 1}^n + (\mathbf{J}^n)^{-1}_{n_e \times m} (\mathbf{\Lambda}^R - \mathbf{\Lambda}^n)_{m \times 1} \quad (3.12)$$

onde $\mathbf{r}$ é o vetor solução com os raios do eixo, $\mathbf{\Lambda}$ é o vetor de autovalores, $\mathbf{\Lambda}^R$ é o vetor de autovalores desejados e $\mathbf{J}$ é a matriz jacobiana, cujos elementos são dados por $\partial \lambda_i / \partial r_j$. O

procedimento iterativo é parado quando a norma $|\Lambda^R - \Lambda^n|$ apresenta valor dentro de uma determinada tolerância. No caso de $n_e \neq m$, deve-se efetuar o cálculo da pseudo-inversa da matriz jacobiana. A experiência mostra que o algoritmo tem boa convergência quando $n_e \geq m$. No caso de $n_e < m$, onde se tem um número de autovalores desejado maior do que o número de elementos de eixo no modelo, sugere-se aumentar o número de elementos de eixo no modelo para se garantir a convergência do algoritmo.

Como exemplo, toma-se um rotor composto por três discos, considerados rígidos, suportado por mancais de rolamento autocompensadores em suas extremidades, conforme ilustrado na Fig. 3.1(a). A faixa de frequências de operação deste rotor é de 60 a 70 Hz (3600 a 4200 rpm).

Figura 3.1: Sistema rotativo a ser otimizado [130].

Este sistema pode ser modelado por elementos finitos por oito elementos de eixo (nove nós) com os discos posicionados nos nós 4 a 6 e os mancais posicionados nos nós 2 e 8. Considera-se que os mancais apresentam coeficiente de rigidez equivalente de 10^8 N/m e de amortecimento equivalente de 10 N/m/s nas duas direções ortogonais, e que não há acoplamento entre as direções.

O diagrama de Campbell do sistema é apresentado na Fig. 3.2. Como se pode observar, as duas primeiras velocidades críticas, relativas ao primeiro modo de flexão do eixo, estão em 35,9 Hz (2154 rpm) e 37,5 Hz (2250 rpm). A terceira velocidade crítica, relativa ao segundo modo de flexão do eixo, está dentro da faixa de operação do sistema, em 66,7 Hz (4002 rpm), representando, portanto, uma condição não desejada de operação.

O procedimento de otimização desenvolvido é aplicado de forma a se encontrar a geometria do rotor (raio dos segmentos de eixo) que movem a terceira velocidade crítica para além da faixa de operação do sistema. Além disso, é interessante manter as duas primeiras velocidades críticas onde estão porque estão afastadas da faixa de operação. Isto é feito mantendo-se as frequências associadas ao primeiro modo de vibrar do eixo e modificando-se as frequências associadas ao segundo modo de vibrar do eixo, na condição de velocidade de rotação nula ($\Omega = 0$).

Figura 3.2: Diagrama de Campbell do sistema rotativo em estudo (condição original) [130].

(a) diagrama de Campbell

(b) função de resposta em frequência ($\Omega = 0$)

Figura 3.3: Comportamento dinâmico do sistema rotativo otimizado considerando-se dois modos de vibrar [130].

Na condição de velocidade de nula, a frequência natural associada ao primeiro modo do eixo é 36,4 Hz e a frequência natural associada ao segundo modo do eixo é 90,2 Hz (Fig. 3.2). Arbitrando-se a frequência natural associada ao segundo modo em 120 Hz, o vetor de autovalores desejados tem quatro autovalores enquanto o modelo tem oito elementos ($n_e > m$). Esta condição garante a convergência do procedimento de otimização e os resultados são apresentados na Tabela 3.1.

O diagrama de Campbell do sistema com o eixo de geometria otimizada é apresentado na Fig. 3.3(a). Como se pode observar, o sistema apresenta as duas primeiras velocidades críticas em 33,8 Hz (2028 rpm) e 40,5 Hz (2430 rpm), portanto não apresentando alterações significativas em relação à condição original. Já a terceira velocidade crítica foi movida para além da faixa

Tabela 3.1: Raio dos segmentos de eixo obtidos na otimização (mm) [130].

condição	r_1	r_2	r_3	r_4	r_5	r_6	r_7	r_8	geometria
original	5,0	5,0	10,0	15,0	15,0	10,0	5,0	5,0	
2 modos	5,9	5,9	12,8	12,8	12,8	12,8	5,9	5,9	
4 modos	6,3	6,3	14,0	14,5	12,2	10,6	6,2	6,2

(a) diagrama de Campbell

(b) função de resposta em frequência ($\Omega = 0$)

Figura 3.4: Comportamento dinâmico do sistema rotativo otimizado considerando-se quatro modos de vibrar [130].

de operação do sistema, em 87,6 Hz (5256 rpm). A função de resposta em frequência do sistema em rotação nula (Fig. 3.3(b)) mostra que as duas primeiras frequências naturais, associadas ao primeiro modo de flexão, não foram modificadas, enquanto as frequências naturais associadas ao segundo modo de vibrar foi movida para a frequência de 120 Hz. As demais frequências naturais do sistema também foram afetadas pelo procedimento de otimização (Fig. 3.3(b)). Entretanto, como apenas as quatro primeiras frequências naturais foram consideradas, nada se pode afirmar sobre o que ocorre com as demais frequências naturais do sistema.

Considerando-se, agora, os quatro primeiros modos de vibrar no procedimento de otimização (oito autovalores), sendo que as frequências naturais associadas ao primeiro, terceiro e quarto modo de vibrar são mantidas e a frequência natural associada ao segundo modo de vibrar é modificada para 120 Hz, obtêm-se os resultados apresentados na Tabela 3.1. O diagrama de Campbell do sistema com o eixo otimizado considerando oito autovalores é mostrado na Fig. 3.4(a). Como se pode observar, as duas primeiras velocidades críticas do sistema são 33,8 Hz (2028 rpm) e 39,7 Hz (2382 Hz), novamente não representando uma mudança significativa em relação à condição original. A terceira velocidade crítica foi movida para 87,3 Hz (5238 Hz), portanto além da faixa de operação, como desejado. A função de resposta em frequência do sis-

tema em rotação nula (Fig. 3.4(b)) mostra que as frequências naturais associadas ao primeiro, terceiro e quarto modos de vibrar foram minimamente afetadas pela otimização e a frequência natural associada ao segundo modo de vibrar foi movida para a frequência de 120 Hz. Novamente, nada pode ser afirmado sobre o que ocorre com as frequências naturais não consideradas no procedimento de otimização.

Assim, utilizando-se o procedimento de otimização, podem-se obter soluções aceitáveis para a geometria do eixo em estágios iniciais de projeto. Este procedimento também pode ser usado no ajuste do modelo a dados experimentais (*model updating*). Neste caso, definem-se os dados experimentais como as frequências naturais desejadas e obtém-se o formato da geometria do eixo a ser adotado no modelo ajustado.

3.2 Otimização de Forma de Mancais Hidrodinâmicos

Mancais hidrodinâmicos são amplamente utilizados devido à sua alta capacidade de carga e simplicidade de manufatura (formato cilíndrico). Porém, sabe-se que mancais hidrodinâmicos podem causar a instabilidade do sistema rotativo em certas condições de operação (*oil whirl* e *oil whip*) [124]. Para resolver este problema, diferentes configurações geométricas do mancal hidrodinâmico foram estudadas na literatura, desde o simples mancal lobulado (que amplia o limite de estabilidade mas ainda apresenta restrições) até o sofisticado mancal segmentado (que resolve o problema de instabilidade mas é significativamente mais complexo e caro). Com o advento das máquinas de usinagem de alta precisão, tornou-se possível a manufatura da superfície deslizante do mancal com diferentes formas, permitindo obter facilmente geometrias além da cilíndrica. Assim, novas possibilidades se abrem no projeto de mancais hidrodinâmicos e a determinação da melhor geometria a ser adotada pode ser feita através de processos de otimização.

Um dos primeiros trabalhos visando a otimização geométrica de mancais hidrodinâmicos apresenta a solução otimizada de uma guia linear que resultou em uma capacidade de carga 85% maior do que a solução original [160]. Mais tarde, procurou-se otimizar a rigidez estática dos mancais [67, 158]. Recentemente, algoritmos de otimização multiobjetivo vêm sendo utilizados para encontrar as condições de operação ótimas de mancais lubrificados [78, 137, 179]. Entretanto, em todos os casos, a geometria do mancal é basicamente cilíndrica. Apesar dos avanços na otimização de mancais lubrificados, poucos trabalhos na literatura focam em procedimentos de otimização para a melhoria das características dinâmicas do sistema rotor-mancal.

Neste sentido, estudou-se a otimização de forma de mancais hidrodinâmicos visando o aprimoramento das características dinâmicas do sistema rotor-mancal [133]. Para tanto, considerou-se como configuração original o mancal hidrodinâmico cilíndrico ilustrado na Fig. 3.5. Dada a posição do eixo no interior do mancal, a velocidade de rotação, a viscosidade dinâmica do lubrificante e a geometria do mancal, calcula-se a distribuição de pressões hidrodinâmicas na

Figura 3.5: Mancal hidrodinâmico a ser otimizado (configuração original) [133].

folga radial do mancal através da equação de Reynolds para cada lóbulo. Neste caso, adota-se o Método das Diferenças Finitas para se resolver a equação de Reynolds em cada lóbulo do mancal, considerando-se pressão ambiente como condição de contorno.

A folga radial nos lóbulos do mancal é função da geometria do mancal e da posição do eixo:

$$\begin{cases} h_1 = R_{b1} - R + x_S \sin \theta_1 - y_S \cos \theta_1 \\ h_2 = R_{b2} - R - x_S \sin \theta_2 + y_S \cos \theta_2 \end{cases} \quad (3.13)$$

onde R é o raio do eixo e (x_S, y_S) são as coordenadas do centro do eixo. O raio do mancal no i -ésimo lóbulo (R_{bi}) pode ser decomposto em um valor nominal R_b e uma variação ΔR_{bi} :

$$R_{bi} = R_b + \Delta R_{bi} \quad (3.14)$$

Assim, o mancal com geometria otimizada terá um raio não constante ao longo da superfície de deslizamento. Na verdade, o raio do mancal será uma função de θ_i . De forma a se construir a geometria da superfície de deslizamento do mancal, consideram-se pontos de controle igualmente distribuídos em toda a volta do mancal. O raio do mancal nestes pontos (r_k) são considerados como variáveis de projeto no procedimento de otimização, podendo assumir valores entre $R_{b_{min}}$ e $R_{b_{max}}$. A geometria final da superfície de deslizamento do mancal é obtida através de uma interpolação *spline* cúbica nos pontos de controle [48], com a ajuda do aplicativo MATLAB (Fig. 3.6), de forma que a derivada da curva de interpolação nas extremidades (r_1 e r_n) seja nula ($dR_{bi}/d\theta_i = 0$).

Figura 3.6: Raio do mancal como função de θ_i : interpolação *spline* cúbica de pontos igualmente espaçados no mancal [133].

Neste caso, o problema de otimização pode ser escrito como:

$$\min \mathcal{F} = -\bar{\omega}_S^2(r_k) \quad (3.15)$$

sujeito a:

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{b1} - R_{b_{min}} \geq 0 \\ R_{b2} - R_{b_{min}} \geq 0 \\ R_{b_{max}} - R_{b1} \geq 0 \\ R_{b_{max}} - R_{b2} \geq 0 \end{array} \right. \quad (3.16)$$

onde a função objetivo é dada pelo valor negativo do limite de estabilidade de rotor rígido $\bar{\omega}_S^2$ [113]. Este limite de estabilidade é obtido aplicando-se o critério de estabilidade de Routh-Hurwitz no polinômio característico de um rotor rígido suportado por mancais hidrodinâmicos, cujas características são definidas por coeficientes de rigidez e de amortecimento equivalentes. Portanto, tem-se:

$$\bar{\omega}_S^2 = \frac{(k_c - k_{xx})(k_c - k_{yy}) - k_{xy}k_{yx}}{d_{xx}d_{yy} - d_{xy}d_{yx}} \quad (3.17)$$

onde:

$$k_c = \frac{k_{xx}d_{yy} + k_{yy}d_{xx} - k_{xy}d_{yx} - k_{yx}d_{xy}}{d_{xx} + d_{yy}} \quad (3.18)$$

Apesar do parâmetro $\bar{\omega}_S^2$ não representar o verdadeiro nível de estabilidade de um sistema rotativo real, seu valor serve de referência para se estimar a estabilidade do sistema. Em geral, quanto maior é o valor de $\bar{\omega}_S^2$, maior é o limite de estabilidade do do sistema rotor-mancal.

Desta forma, a função objetivo do procedimento de otimização é função de coeficientes dinâmicos equivalentes do mancal hidrodinâmico. Os coeficientes dinâmicos equivalentes podem ser calculados pelo método da perturbação [6], a partir das forças hidrodinâmicas resultantes na folga radial. Por sua vez, as forças hidrodinâmicas são calculadas a partir da integração da pressão hidrodinâmica na superfície do mancal, a qual é obtida resolvendo-se a equação de Reynolds em cada lóbulo do mancal.

Trata-se de um problema de otimização não linear multivariável restringido, o qual é resolvido através do aplicativo MATLAB aplicando-se o Método de Programação Quadrática Sequencial (SQP). Neste caso, é importante ressaltar que o método pode resultar em mínimos locais apenas.

3.2.1 Resultados Numéricos

O problema de otimização é resolvido para uma dada condição de operação do mancal (número de Sommerfeld). Em todas as análises, adota-se como geometria inicial a geometria cilíndrica para o mancal. As variáveis de projeto podem variar $\pm 20\%$ da folga radial nominal, o que resulta em $R_{b_{min}} = 25,04$ mm e $R_{b_{max}} = 25,06$ mm. Os parâmetros adotados são listados na Tabela 3.2.

Tabela 3.2: Parâmetros adotados na otimização do mancal hidrodinâmico.

parâmetro	valor	unidade
raio do eixo (R)	25,0	mm
raio do mancal nominal (R_b)	25,05	mm
folga nominal (c)	50,0	μm
largura do mancal (L_b)	50,0	mm
viscosidade dinâmica do lubrificante (μ)	0,013	N.s/m ²
número de Sommerfeld (S)	0,016 - 5,0	
tolerância da função objetivo	10^{-2}	rad ² /s ²
tolerância das variáveis de projeto	10^{-6}	mm
máximo número de iterações	400	
máximo número de chamadas da função	$100 \times \#$ variáveis	

A Fig. 3.7 apresenta os valores do limite de estabilidade de rotor rígido calculados para três soluções com geometria otimizada (10 pontos / $S = 1$, 14 pontos / $S = 2$ e 24 pontos / $S = 1$) em comparação com valores calculados para mancais convencionais (cilíndrico, lobulado com pré-carga de 0,5 e lobulado com pré-carga de 0,67), em função do número de Sommerfeld¹. Os

¹O número de Sommerfeld é um parâmetro adimensional que define as características de mancais lubrificados

Figura 3.7: Limite de estabilidade de rotor rígido do mancal com geometrias otimizadas: comparação com mancais convencionais [133].

coeficientes dinâmicos dos mancais convencionais são apresentados em [178]. Como se pode observar, o mancal cilíndrico apresenta um limite de estabilidade incondicional para número de Sommerfeld $\approx 0,13$. Ao montar o mancal com pré-carga², tem-se um aumento do limite de estabilidade incondicional. Em geral, quanto maior é a pré-carga, maior será o limite de estabilidade resultante. Nos casos estudados, tem-se um limite de estabilidade incondicional em $S \approx 0,16$ para o mancal com pré-carga de 0,5 e um limite de estabilidade incondicional em $S \approx 0,2$ para o mancal com pré-carga de 0,67.

Analisando-se os resultados obtidos com as geometrias otimizadas, observa-se um significativo aumento no limite de estabilidade resultante. Para o caso de 10 pontos de controle em todo o mancal, cuja solução ótima é calculada para número de Sommerfeld constante igual a 1, o limite de estabilidade está em $S \approx 1,1$ (um aumento de 746% em relação ao limite apresentado pelo mancal cilíndrico). No caso de 24 pontos de controle em todo o mancal, cuja solução ótima é calculada para número de Sommerfeld constante igual a 1, o limite de estabilidade está em $S \approx 1,3$ (um aumento de 900% em relação ao limite apresentado pelo mancal cilíndrico). No caso de 14 pontos de controle em todo o mancal, cuja solução ótima é calculada para número de Sommerfeld constante igual a 2, o limite de estabilidade está em $S \approx 3,0$ (um aumento de 2207% em relação ao limite apresentado pelo mancal cilíndrico).

É importante notar que a geometria otimizada do mancal é obtida variando-se o raio nominal em apenas $\pm 20\%$, enquanto nos mancais com pré-carga esta variação é de -50% (pré-carga de 0,5) e de -67% (pré-carga de 0,67). Assim, obtiveram-se melhores resultados em relação à estabilidade do mancal com muito menos variação no raio nominal do mancal, através do procedimento de otimização, em comparação aos mancais lobulados convencionais. A geometria

($S = \mu N L D R^2 / W c^2$). Geralmente, mancais diferentes com mesmo número de Sommerfeld tendem a apresentar mesmo comportamento estático e dinâmico.

²A pré-carga em mancais lubrificados é feita ao se diminuir a folga radial nominal sem alterar o raio da superfície de deslizamento, tornando o mancal ovalizado. O valor da pré-carga é dado por $m_p = 1 - c / (R_b - R)$.

Figura 3.8: Geometria otimizada do mancal hidrodinâmico para maior limite de estabilidade de rotor rígido [133].

Figura 3.9: Rotor do tipo Laval e sistemas de coordenadas [133].

otimizada dos mancais, cujos resultados são apresentados na Fig. 3.7, pode ser vista na Fig. 3.8.

Como mencionado anteriormente, o parâmetro $\bar{\omega}_S^2$ não representa o nível de estabilidade de um sistema rotativo real, mas sim um valor de referência. Desta forma, a estabilidade do sistema deve ser verificada através de um modelo completo. Tomando-se um sistema rotativo do tipo Laval (Fig. 3.9), onde um disco de massa m e excentricidade e é posicionado equidistantemente dos mancais, tem-se equações de movimento linearizadas da forma:

$$\begin{cases} m \ddot{x}_R + 2k(x_R - x_B) = me\dot{\phi}^2 \cos \phi \\ m \ddot{y}_R + 2k(y_R - y_B) = me\dot{\phi}^2 \sin \phi \\ d_{xx}\dot{x}_B + d_{xy}\dot{y}_B + k_{xx}x_B + k_{xy}y_B + k(x_B - x_R) = 0 \\ d_{yx}\dot{x}_B + d_{yy}\dot{y}_B + k_{yx}x_B + k_{yy}y_B + k(y_B - y_R) = 0 \end{cases} \quad (3.19)$$

onde k representa a rigidez do eixo e k_{ij} d_{ij} representam a rigidez e o amortecimento equivalentes nos mancais, respectivamente.

Figura 3.10: Máxima amplitude da resposta ao desbalanço do sistema rotor-mancal durante condição de *run-up* com mancais convencionais e otimizados [133].

Tabela 3.3: Condições de operação e parâmetros do sistema rotativo na simulação de *run-up*.

parâmetro	valor	unidade
massa do rotor (m)	150.0	kg
rigidez do eixo (k)	3.10^6	N/m
desbalanço (me)	10^{-5}	kg.m
aceleração angular ($\ddot{\phi}$)	4π	rad/s ²

Estas equações de movimento são integradas no tempo em uma condição de operação em *run-up*, isto é, aumentando-se a velocidade de rotação gradativamente, com aceleração constante. As condições adotadas nas simulações são listadas na Tabela 3.3. A Fig. 3.10 apresenta a máxima amplitude vibratória do sistema rotativo (divida pelo valor da folga nominal) em função da velocidade de rotação para os casos do rotor suportado por mancais convencionais e por mancais otimizados.

Como se pode observar, o rotor suportado pelo mancal cilíndrico torna-se instável a uma velocidade de ~ 4200 rpm (velocidade de rotação além da ressonância do sistema). Com o mancal lobulado de pré-carga 0,5, a instabilidade ocorre na rotação de ~ 5300 rpm, enquanto para o mancal lobulado de pré-carga 0,67, a instabilidade ocorre na rotação de ~ 7000 rpm. Como esperado, os mancais com pré-carga apresentaram maior estabilidade do que o mancal cilíndrico. Adotando-se os mancais com geometria otimizada, os limites de estabilidade passaram para ~ 22000 rpm (10 pontos / $S = 1$), ~ 23000 rpm (24 pontos / $S = 1$) e ~ 36000 rpm (14 pontos / $S = 2$). Assim, a simulação do sistema rotativo corroborou os resultados obtidos na análise do limite de estabilidade de rotor rígido.

A razão para a maior estabilidade dos mancais otimizados pode ser entendida analisando-se os coeficientes dinâmicos equivalentes destes mancais. Em relação aos coeficientes diretos de rigidez (Fig. 3.11(a)), ambos mancais otimizados apresentaram maior rigidez em relação ao mancal cilíndrico, principalmente na direção de carregamento do mancal (direção Y). Em

(a) coeficientes diretos

(b) coeficientes cruzados

Figura 3.11: Coeficientes de rigidez dos mancais otimizados em comparação aos coeficientes do mancal cilíndrico [133].

(a) coeficientes diretos

(b) coeficientes cruzados

Figura 3.12: Coeficientes de amortecimento dos mancais otimizados em comparação aos coeficientes do mancal cilíndrico [133].

relação aos termos cruzados (Fig. 3.11(b)), algo interessante ocorre: nos mancais otimizados, a rigidez cruzada K_{yx} muda seu sinal em números de Sommerfeld maiores do que aquele apresentado pelo mancal cilíndrico. Considerando-se que a estabilidade do sistema rotor-mancal é fortemente afetada pelos coeficiente cruzados que invertem sinal, as soluções otimizadas apresentaram melhores resultados porque a taxa de variação de K_{yx} é menor do que aquela dos mancais convencionais.

Em termos de amortecimento (Fig. 3.12), os mancais otimizados apresentaram maiores coeficientes de amortecimento direto em relação ao mancal cilíndrico na direção de carregamento (direção Y). Por outro lado, os coeficientes cruzados não são afetados significativamente

na solução de 10 pontos de controle. Na solução com 14 pontos de controle, o coeficiente D_{xy} apresenta uma inversão de sinal, porém este fato não afeta negativamente o nível de estabilidade do sistema.

Assim, foi possível determinar novas geometrias para o mancal hidrodinâmico de forma a se ampliar o limite de estabilidade do sistema rotativo através de um procedimento de otimização. Nas análises, o número de pontos de controle, que dão forma à superfície de deslizamento, afeta os resultados obtidos e melhores resultados são obtidos com 8 pontos ou mais ao longo do mancal [133]. Entretanto, não se pode estabelecer que um maior número de pontos resultará em maior estabilidade do sistema. É provável que as limitações do algoritmo de otimização adotado, o qual pode resultar em apenas mínimos locais, não tenha permitido estabelecer esta relação.

Capítulo 4

Identificação e Diagnose

A observação de fenômenos dinâmicos em sistemas reais requer a adoção de procedimentos experimentais de medição. A partir dos dados medidos, pode-se extrair informações sobre o comportamento do sistema e inferir a sua condição estrutural. Neste capítulo, apresenta-se uma estratégia experimental de medição *full field* de órbitas de eixos através da fotogrametria e do método da subamostragem. Em seguida, apresenta-se uma técnica de diagnose de trincas em eixos baseada no cálculo da entropia aproximada.

4.1 Fotogrametria com Subamostragem

As diversas metodologias utilizadas para a medição de vibrações em estruturas podem ser divididas em metodologias de contato, como o caso dos acelerômetros, extensômetros e LVDTs (*linear variable differential transformers*), e as metodologias sem contato, como os vibrômetros a laser e os sensores de proximidade. Os métodos de contato requerem que o transdutor esteja acoplado ao sistema a ser medido, gerando inconvenientes como a adição de massa ao sistema e, muitas vezes, a dificuldade de instalação em locais de difícil acesso. Já os métodos que não requerem que o transdutor tenha qualquer tipo de contato físico com o sistema a ser medido podem se tornar proibitivamente caros, como no caso dos vibrômetros a laser. Nas duas metodologias as medições são geralmente realizadas em um ponto específico, o que exige a utilização de inúmeros sensores para se ter uma maior quantidade de amostras do sistema, aumentando significativamente o tempo de montagem e de execução das medições. No caso dos vibrômetros a laser, há a possibilidade de se fazer uma varredura de medições em diferentes pontos da estruturas utilizando um mesmo sensor [97].

O crescente avanço tecnológico contribuiu para o surgimento de novas técnicas de medição que permitem a medição multi ponto (*full field*) da estrutura, isto é, a medição de diversos pontos da estrutura com um mesmo transdutor. Dentre estas técnicas, podem-se citar a videogrametria e a fotogrametria, que consistem na determinação de informações geométricas ou métricas de imagens capturadas através de câmeras de vídeo ou fotográficas [109]. Entre-

tanto, para a medição de deslocamentos dinâmicos de pequena amplitude, menores que 1 mm, e frequências superiores a 15hz, é necessário o uso de equipamentos com alta resolução da imagem e taxa de amostragem superior a 30 quadros por segundo (qps). Por exemplo, medições de vibração em uma viga engastada-livre foram feitas por meio de uma câmera que possuía taxa de amostragem de até 600 qps e resolução máxima de 640 x 240 pixels [145]. Contudo, devido à baixa resolução do equipamento, as medições foram realizadas para amplitudes de vibração superiores a 40 mm.

As análises e os processamentos das imagens capturadas por câmeras digitais, foram inicialmente utilizadas em conjunto com sistemas de medição a laser. Neste caso, podem-se citar os métodos ESPI *electronic speckle pattern interferometry* e o DSPI *digital speckle pattern interferometry*, que são técnicas bem estabelecidas para medições de pequenas deformações, análise de vibrações e ensaios não destrutivos [28, 154]. Por exemplo, a medição de vibrações em sistemas rotativos empregando a técnica ESPI permitiu obter resultados qualitativos das vibrações transversais de uma pá de ventilador [110], enquanto o emprego da técnica DSPI permitiu visualizar os modos de vibração de placas com reduzido tempo de processamento das imagens [99, 118]. Estes métodos de medição possuem como característica comum a realização de medições multi pontos por não contato. A elevada precisão resultante nas medições é obtida com câmeras de alta velocidade e elevada taxa de amostragem, sendo necessário em alguns casos a sincronização precisa entre a câmera e o laser.

Assim, as câmeras que possuem alta resolução e elevada taxa de amostragem permitem realizar medições de vibração com alta precisão. No entanto, este tipo de câmera possui um preço relativamente alto, além de requerer uma calibração de fábrica, não podendo ser posteriormente alterada [38]. Assim, a utilização de câmeras digitais comuns vem sendo comumente empregada na fotogrametria, devido ao seu baixo custo e à possibilidade de calibração em diversos tipos de ambiente. A facilidade na obtenção, utilização e significativa redução nos preços, das câmeras digitais comerciais contribuíram para o surgimento de novos trabalhos envolvendo análise de imagens. Por exemplo, um dos primeiros trabalhos neste sentido adotou câmeras de vídeo convencionais em conjunto com técnicas de visão computacional para analisar as características dinâmicas de pontes [141]. Outros estudos abordaram a medição de vibrações em membranas e placas, no espaço tridimensional, através da perfeita sincronização entre a iluminação estroboscópica e a câmera digital [163, 205].

Câmeras digitais comerciais devem ser rigorosamente calibradas, para que os efeitos das distorções da lente e os erros de posicionamento causados pela sua rotação e translação sejam minimizados. Com o intuito de flexibilizar a utilização destas câmeras, muitos algoritmos foram desenvolvidos para a sua calibração, sendo que as técnicas mais clássicas utilizam alvos quadriculados no plano bidimensional [206] e tridimensional [62]. Entretanto, devido às limitações dessas câmeras, como baixa resolução e taxa de amostragem fixa em 30 qps, as vibrações medidas utilizando estes sistemas geralmente não ultrapassam frequências de 5 Hz [38, 37].

Assim, desenvolveu-se uma metodologia de utilização de um equipamento de baixo custo, capaz de realizar medições multi-pontos de não contato, em sistemas mecânicos e estruturais, com o auxílio de apenas um sensor (câmera fotográfica digital convencional), que possui frequência de amostragem limitada a 3 fotos por segundo. Devido a este fato, o sinal medido é reconstruído através do método da subamostragem e a vibração é medida em frequências acima de 5 Hz. A metodologia de medição adotada envolve a seguintes etapas:

1. calibração do sistema de aquisição das imagens (câmera fotográfica digital comercial);
2. captura de uma sequência de imagens do sistema em vibração;
3. cálculo da posição no espaço de um ponto de interesse do sistema em cada imagem amostrada;
4. reconstrução do sinal de vibração do ponto de interesse através da técnica de subamostragem.

A calibração do sistema de aquisição das imagens envolve a determinação de parâmetros para se encontrar a relação entre as coordenadas de um ponto na imagem e as coordenadas deste ponto no espaço. De acordo com [206], o vetor de posição de um ponto na imagem $\mathbf{m} = \{u \ v \ t\}^T$ (em pixels) e o vetor de posição do mesmo ponto no espaço $\mathbf{M} = \{X \ Y \ Z \ t\}^T$ (em milímetros), em uma determinada imagem t , estão relacionados por:

$$\lambda \mathbf{m} = \mathbf{K} \mathbf{R}_t \mathbf{M} \quad (4.1)$$

onde λ é um fator de escala, $\mathbf{R}_t$ representa a matriz de transformação do sistema de coordenadas físico para o sistema de coordenadas da imagem (parâmetros extrínsecos) e $\mathbf{K}$ é a matriz de parâmetros intrínsecos da câmera, como distância focal e deformação da imagem. Além disso, câmeras comerciais também apresentam distorções radiais da lente que precisam ser compensadas. As distorções radiais da lente são representadas pelos coeficientes k_1 e k_2 [206].

Para encontrar todos os parâmetros de calibração, é necessário a amostragem de n imagens de um modelo de calibração plano, em diferentes orientações, mantendo-se a distância focal sempre fixa. O modelo de calibração deve conter m pontos em posições conhecidas (Fig. 4.1). Após a aquisição das diversas imagens, os parâmetros são estimados pelo critério da máxima verossimilhança, minimizando a seguinte função:

$$f_1 = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \|m_{ij} - \hat{m}(A, R_i, t_i, M_j, k_1, k_2)\|^2 \quad (4.2)$$

(a) modelo com 42 quadrados de 5 mm

(b) modelo com 108 quadrados de 5 mm

Figura 4.1: Modelos de calibração planos [60].

onde $\hat{m}(A, R_i, t_i, M_j, k_1, k_2)$ é a estimativa das coordenadas do j -ésimo ponto na i -ésima imagem e m_{ij} representa as coordenadas deste mesmo ponto na imagem. Devido ao fato da minimização da função (4.2) ser não linear, a solução é obtida através do algoritmo de Levenberg-Marquardt [198].

As imagens são capturadas por uma câmera fotográfica Nikon D3100, com velocidade do obturador de $1/4000$ s e tamanho de imagem de 14,2 Mp. A câmera é microcontrolada externamente de modo a acionar o obturador em uma frequência pré-determinada. Devido à necessidade de uma elevada luminosidade nos pontos de interesse da estrutura, cinco módulos de iluminação foram utilizados nos experimentos, sendo que cada módulo é composto por um LED de fluxo luminoso de 170 lm e temperatura de cor de 6500 K.

A equação de conversão das coordenadas do ponto de interesse em pixels para milímetros utiliza as informações obtidas na calibração da câmera, isto é, os seus parâmetros intrínsecos dado pela matriz $\mathbf{K}$ e os parâmetros extrínsecos, representados pela rotação e translação da câmera (matriz $\mathbf{R}_t$). Assim, adota-se a equação (4.1) e calculam-se as coordenadas reais de um determinado ponto de interesse da imagem para cada imagem amostrada, obtendo-se uma série de coordenadas do ponto de interesse no espaço.

A partir da série de coordenadas do ponto de interesse, pode-se reconstruir o sinal com a escala de tempo correta, através da técnica de subamostragem, e identificar o comportamento vibratório do ponto de interesse. A técnica de subamostragem exige a hipótese de vibração periódica e de frequência conhecida. Pode-se classificar a técnica da subamostragem como coerente (Fig. 4.2(a)), quando as amostras para a reconstrução do sinal são realizadas sequencialmente em diferentes períodos [63], e incoerente (Fig. 4.2(b)), quando o processo de amostragem ocorre de forma aleatória, necessitando de um algoritmo para o processamento e reconstrução

Figura 4.2: Métodos de subamostragem [60].

do sinal original [44]. Neste caso, adotou-se a subamostragem coerente, onde o número de pontos de um período reconstruído é dado por [53]:

$$\frac{n}{k} = \frac{T_v}{T_s} = \frac{\omega_s}{\omega_v} \quad (4.3)$$

onde n é o número de pontos do sinal reconstruído, k é o número de períodos de vibração necessários para reconstruir um período do sinal, T_s é o período de amostragem, T_v é o período de vibração, ω_s é a frequência de amostragem e ω_v é a frequência de vibração (ou frequência de periodicidade do sinal).

4.1.1 Medição de Vibração Estrutural

A fim de testar o método de medição em sistemas estruturais, realizam-se experimentos em uma viga de aço, com dimensões de $630 \times 30 \times 0,8$ mm em condição engastada-livre. Esta viga possui três massas concentradas, de 91 g cada, e cinco miras de referência (pontos de interesse) são fixadas ao longo da estrutura, sendo que três miras encontram-se sobre as massas e as outras duas entre elas (Fig. 4.3).

A localização da câmera fotográfica e do sistema de iluminação também é mostrado na Fig. 4.3. Nota-se, que cada módulo de iluminação concentra o seu feixe luminoso em apenas uma mira de referência, e visando o melhor enquadramento do sistema estrutural na imagem, posiciona-se a câmera verticalmente. Um excitador eletrodinâmico é acoplado à primeira massa da estrutura, cujo sinal de excitação é gerado por um gerador de sinais analógico. Utiliza-se também nas medições um vibrômetro a laser para medir o comportamento da estrutura, de forma a se poder comparar os resultados obtidos pela metodologia em estudo e com medições obtidas a partir de um sistema comercial.

A Fig. 4.4 apresenta os resultados obtidos para os pontos de medição 2 e 4 quando a estrutura é excitada por sinal senoidal de frequência fixa. Como se pode observar, uma boa

Figura 4.3: Montagem do aparato experimental para a medição da estrutura: (1) módulos de iluminação, (2) câmera fotográfica [60].

correlação é observada quando a amplitude de vibração é maior do que 0,5 mm (Figs. 4.4(a), 4.4(b) e 4.4(e)). Quando a amplitude de vibração é menor do que 0,5 mm, a medição fotogramétrica passa a apresentar discrepâncias nos picos e vales da onda, superestimando os resultados (Figs. 4.4(c) e 4.4(f)). Quando a amplitude de vibração é menor do que 0,1 mm, a medição fotogramétrica não apresenta bons resultados (Fig. 4.4(d) – nó modal). Do ponto de vista da reconstrução do sinal, observa-se a viabilidade do uso da técnica de subamostragem, mesmo em frequências do sinal bastante acima da máxima frequência de aquisição da máquina fotográfica, que é de 3 fotos por segundo.

A metodologia também foi testada com a estrutura sendo excitada por sinal de onda quadrada de frequência 3,2 Hz (Fig. 4.5). Como se pode observar, os resultados foram bastante coerentes com aqueles medidos pelo vibrômetro a laser. Porém, observa-se novamente a dificuldade do método fotogramétrico em acompanhar variações de amplitude inferiores a 0,5 mm.

Este maior erro nas medições para amplitudes de vibração inferiores a 0,5 mm se deve à resolução das imagens amostradas nos testes experimentais, da ordem de 0,1 mm/pixel. Para melhorar os resultados, imagens com maior número de pixels devem ser obtidas, o que não foi possível ser feito com o equipamento disponível (máxima resolução das imagens de 14,2 Mp).

4.1.2 Medição da Órbita de Eixos

O método proposto foi utilizado na medição das vibrações laterais de um sistema rotativo. O sistema testado é composto por um eixo de aço, de 20 mm de diâmetro e 1020 mm de

(a) $f_e = 2,0$ Hz (ponto 2)

(b) $f_e = 2,0$ Hz (ponto 4)

(c) $f_e = 6,1$ Hz (ponto 2)

(d) $f_e = 6,1$ Hz (ponto 4)

(e) $f_e = 14,2$ Hz (ponto 2)

(f) $f_e = 14,2$ Hz (ponto 4)

Figura 4.4: Comparação entre as medições fotogramétricas e as medições com vibrômetro a laser da estrutura (excitação senoidal) [60].

(a) ponto 1

(b) ponto 2

(c) ponto 3

(d) ponto 4

(e) ponto 5

Figura 4.5: Comparação entre as medições fotogramétricas e as medições com vibrômetro a laser da estrutura sob excitação de onda quadrada de frequência 3,2 Hz [60].

Figura 4.6: Montagem do aparato experimental para a medição das vibrações do eixo: (1) módulos de iluminação, (2) câmera fotográfica [60].

comprimento, suportado por mancais de rolamento autocompensadores, sendo acionado por um motor elétrico cuja velocidade de rotação é controlada por um inversor de frequências. Na seção média do eixo são montados seis discos rígidos de aço, com massa de 3 kg cada.

Os módulos de iluminação e a câmera fotográfica foram posicionados conforme ilustrado na figura 4.6. De forma a se ter máxima intensidade luminosa na mira de referência (posicionada próxima ao centro de rotação dos discos), direcionam-se os cinco módulos de iluminação para um único ponto. Os resultados experimentais obtidos pelo método proposto foram comparados com dois sensores de proximidade indutivos, montados a 90° entre si, os quais medem o deslocamento do eixo nas direções vertical e horizontal.

Os resultados obtidos são apresentados na Fig. 4.7. Como se pode observar, os resultados obtidos são coerentes com aqueles medidos pelos sensores de proximidade. Devido ao fato da máquina fotográfica estar focada no centro de rotação dos discos, as imagens obtidas neste caso apresentaram uma resolução maior do que aquela obtida nos testes estruturais, com valor de 0,0217 mm/pixel. Com isto, foi possível medir amplitudes de vibração de até 0,15 mm com precisão aceitável (Fig. 4.7(b)) e, mesmo com amplitudes inferiores, os resultados são próximos dos medidos com os sensores de proximidade (Fig. 4.7(a)). Conforme a velocidade de rotação do sistema aumenta, as amplitudes das órbitas aumentam, o que leva o sistema a apresentar medições ainda mais precisas. Nas velocidades acima de 900 rpm, onde se aproxima a frequência de ressonância do sistema, os resultados obtidos coincidem com aqueles medidos através dos sensores de proximidade, mesmo para uma amplitude máxima de vibração de 0,6 mm.

Como se pode observar, os resultados mostram a viabilidade de se medir vibrações em sistemas rotativos através de fotogrametria com subamostragem.

(a) 300 rpm

(b) 600 rpm

(c) 840 rpm

(d) 960 rpm

(e) 990 rpm

Figura 4.7: Comparação entre as medições fotogramétricas e as medições com sensores de proximidade indutivos das órbitas do sistema rotativo [60].

4.2 Detecção de Trincas em Eixos por Entropia Aproximada

A possibilidade de falhas catastróficas em sistemas rotativos devido à propagação de trincas no rotor fez com que a indústria e a academia se interessassem cada vez mais no estudo da dinâmica de rotores com trincas. Estes estudos visavam conhecer o comportamento dinâmico do sistema na presença de trincas incipientes e, a partir desse conhecimento, estabelecer estratégias de identificação prévia da presença das mesmas.

A presença de uma trinca introduz uma flexibilidade adicional ao eixo, reduzindo a rigidez global do sistema [51]. Neste sentido, diversos autores se dedicaram a entender o comportamento do mecanismo de abertura e fechamento da trinca quando o eixo gira, comumente chamado de "respiração" da trinca [47, 68, 89, 117]. Observou-se que modelos de trinca baseados na Mecânica da Fratura apresentaram resultados bastante coerentes com dados experimentais em termos de rigidez e de percentual de abertura da trinca [207].

Do ponto de vista da dinâmica do rotor sujeito à presença da trinca, a redução da rigidez do eixo faz com que a velocidade crítica do sistema também se reduza, porém este efeito é muito sutil e de difícil identificação. Neste caso, é mais fácil observar em dados experimentais de vibração lateral do eixo a presença de componentes em frequências subarmônicas da velocidade crítica [4, 47, 207]. A presença destas componentes subarmônicas nos sinais de medição depende da profundidade da trinca e de características do sistema, como a condição de carregamento.

Apesar dos avanços na modelagem e identificação de rotores com trincas transversais, o diagnóstico de trincas em fases iniciais é ainda alvo de investigação dada a dificuldade das técnicas existentes em prever com segurança a existência de trincas incipientes. Por esta razão, investiga-se o uso da entropia aproximada na diagnose de trincas em sistemas rotativos.

A entropia aproximada é um índice estatístico usado para quantificar a irregularidade de uma série de dados no domínio do tempo, o que pode ser útil na diferenciação entre duas séries de dados distintas, permitindo identificar respostas anômalas do sistema [149]. Este índice vem sendo bastante aplicado na Medicina para a caracterização de sinais em exames do sistema respiratório, exames cardiológicos e neurológicos. Na Engenharia, este índice é mais utilizado na área de Telecomunicações, porém podem-se encontrar aplicações no monitoramento e detecção de falhas em mancais de rolamento [201], monitoramento de variações de tensão elétrica em linhas de transmissão [66] e determinação de condições de PIO (*Pilot Induced Oscillations*) em voos de teste [36].

O algoritmo para o cálculo da entropia aproximada procura padrões de correspondência dentro da série de dados e estabelece a chance de um trecho da série manter a correspondência com outro trecho qualquer da mesma série [150]. Assim, uma amostra de m pontos da série é considerada correspondente a outra amostra de m pontos da mesma série se a máxima distância entre as amostras (definida por uma norma) estiver dentro de uma tolerância r . Este procedi-

mento é repetido para amostras de tamanho $m + 1$ e a probabilidade condicional para que esta nova amostra continue correspondente com as demais é calculada.

De maneira mais explícita, a entropia aproximada pode ser calculada de acordo com o algoritmo a seguir [164]. Dada uma série temporal $x(n)$ de N pontos:

1. Defina vetores de tamanho m , da forma:

$$X(i) = [x(i), x(i-1), \dots, x(i+m-1)] \quad , i = 1 \text{ a } (N - m + 1) \quad (4.4)$$

2. Defina a máxima diferença absoluta entre dois elementos de cada vetor:

$$d(X(i), X(j)) = \max_{k=0 \text{ a } (m-1)} |X(i+k) - X(j+k)| \quad (4.5)$$

3. Compare todos os vetores $X(i)$ de tamanho m com todos os outros vetores $X(j)$ de tamanho m e seja N_i^m um vetor composto pelo número de vezes em que $d(X(i), X(j)) \leq r$. O valor de r é normalmente calculado como uma fração f do desvio padrão da série inteira:

$$r = f \sigma(x(n)) \quad (4.6)$$

4. Calcule a razão entre N_i^m e o número total de vetores:

$$C_i^m = \frac{N_i^m}{N - m + 1} \quad (4.7)$$

5. Defina o parâmetro $\emptyset^m$ como:

$$\emptyset^m = \frac{1}{N - m + 1} \sum_{i=1}^{N-m+1} \ln C_i^m \quad (4.8)$$

6. Aumente a dimensão dos vetores para $m + 1$ e repita os passos 1 a 5 para obter $\emptyset^{m+1}$;

7. Calcule a entropia aproximada pela expressão:

$$EA(m) = \lim_{N \rightarrow \infty} |\emptyset^m - \emptyset^{m+1}| \quad (4.9)$$

Em aplicações práticas, onde a série de dados é finita, o valor da entropia aproximada pode ser aproximado por:

$$EA(m) \approx |\mathcal{O}^m - \mathcal{O}^{m+1}| \quad (4.10)$$

Para se investigar a eficiência deste algoritmo de cálculo da entropia aproximada na identificação de trincas em eixos, utiliza-se o modelo de um rotor do tipo Laval semelhante ao ilustrado na Fig. 3.9. Este rotor é composto por um eixo flexível montado sobre mancais rígidos e um disco montado equidistantemente dos mancais, onde a massa do sistema é concentrada com excentricidade ε . Nesta posição também se encontra uma trinca de profundidade a , conforme ilustrado na Fig. 4.8. Um sistema de coordenadas móvel é adotado, solidário ao eixo, onde a direção ξ representa a direção de abertura da trinca e a direção η representa a direção lateral da trinca. O ângulo entre a posição do CG (excentricidade) e a direção de abertura da trinca é β .

Figura 4.8: Sistemas de coordenadas adotado no modelo do rotor com trinca [89].

As equações de movimento deste sistema são dadas por:

$$\begin{cases} M(\ddot{\xi} - 2\dot{\theta}\dot{\eta} - \dot{\theta}^2\xi) - c(\dot{\xi} - \dot{\theta}\eta) + k_{\xi}\xi + k_{\xi\eta}\eta = \\ \quad M\varepsilon\dot{\theta}^2\cos\beta - Mg\cos\theta + M\varepsilon\ddot{\theta}\sin\beta \\ M(\ddot{\eta} - 2\dot{\theta}\dot{\xi} - \dot{\theta}^2\eta) - c(\dot{\eta} - \dot{\theta}\xi) + k_{\eta}\eta + k_{\eta\xi}\xi = \\ \quad M\varepsilon\dot{\theta}^2\sin\beta - Mg\sin\theta + M\varepsilon\ddot{\theta}\cos\beta \end{cases} \quad (4.11)$$

onde M e c são a massa e o coeficiente de amortecimento do rotor e k_{ij} são os coeficientes de rigidez equivalente do eixo com a trinca.

Os coeficientes de rigidez equivalente do eixo com a trinca dependem da flexibilidade do eixo em cada direção, da forma:

$$\begin{aligned}
k_{\xi} &= \frac{\nu_{\eta}}{\nu_{\xi}\nu_{\eta} - \nu_{\xi\eta}^2} \\
k_{\eta} &= \frac{\nu_{\xi}}{\nu_{\eta}\nu_{\xi} - \nu_{\eta\xi}^2} \\
k_{\xi\eta} &= k_{\eta\xi} = -\frac{\nu_{\eta\xi}}{\nu_{\xi}\nu_{\eta} - \nu_{\xi\eta}^2}
\end{aligned} \tag{4.12}$$

Estas flexibilidades são calculadas a cada instante de tempo em função da abertura da trinca e de propriedades do material do eixo:

$$\begin{aligned}
\nu_{\xi} &= \frac{L^3}{48EI} + \int \int \frac{128L^2\alpha'^2\alpha}{E\pi D^8} F(\alpha/\alpha')^2 d\alpha dw \\
\nu_{\eta} &= \frac{L^3}{48EI} + \int \int \frac{512L^2w^2\alpha}{E\pi D^8} F'(\alpha/\alpha')^2 d\alpha dw \\
\nu_{\xi\eta} &= \nu_{\eta\xi} = \int \int \frac{256L^2\alpha'w}{E\pi D^8} F(\alpha/\alpha')F'(\alpha/\alpha') d\alpha dw
\end{aligned} \tag{4.13}$$

onde L e D são o comprimento e o diâmetro do eixo, E e I são o módulo de elasticidade do material e o momento de inércia de área da secção transversal do eixo sem trinca, e $d\alpha dw$ representa a área infinitesimal da trinca aberta (Fig. 4.9). As funções $F(\alpha/\alpha')$ e $F'(\alpha/\alpha')$ são funções oriundas da teoria de Mecânica da Fratura, as quais consideram a intensidade da tensão na trinca em função do modo de abertura da mesma (mais detalhes em [47, 164]).

Figura 4.9: Secção transversal do eixo com trinca e parâmetros geométricos [47].

4.2.1 Resultados Numéricos

O valor da entropia aproximada é bastante sensível aos parâmetros intrínsecos do algoritmo, como m e r , e também a parâmetros como a taxa de amostragem dos sinais. Por exemplo, Chen et al. [40] demonstraram que a escolha errada de certos parâmetros pode levar à conclusão de que um sinal *chirp* é mais irregular do que um sinal de ruído. Assim, investigou-se o efeito dos parâmetros m (tamanho dos vetores de comparação) e f (fração do desvio padrão que define o valor da tolerância r) no valor da entropia aproximada resultante de um único sinal de vibração. Para tanto, considerando-se os parâmetros listados na Tabela 4.1, o rotor foi acelerado entre as velocidade de rotação de 200 e 210 rad/s e se amostrou o sinal de vibração lateral do eixo. Os resultados do cálculo da entropia aproximada são apresentados na Fig. 4.10.

Tabela 4.1: Parâmetros adotados na simulação numérica do rotor com trinca.

parâmetro	valor	unidade
massa do rotor (M)	1,805	kg
comprimento do eixo (L)	220	mm
diâmetro do eixo (D)	10	mm
módulo de elasticidade (E)	210	GPa
tamanho da trinca (a/D)	0,1	
excentricidade (ε/D)	0,1	
fator de amortecimento ($c/2\sqrt{k_0 M}$)	0,01	
aceleração angular ($\ddot{\theta}$)	100	rad/s ²

Figura 4.10: Entropia aproximada do sinal de vibração do rotor com trinca para diferentes valores de m e f [164].

Como se pode observar, a adoção de uma tolerância muito apertada ($f < 0,4$) faz com que o valor da entropia aproximada do sinal apresente grande variação dependendo do tamanho m dos vetores de comparação. Por outro lado, para valores de $f > 0,5$, o valor da entropia aproximada é praticamente o mesmo independentemente do tamanho dos vetores de comparação. Portanto, considera-se que um valor de $f = 0,5$ represente uma boa relação de compromisso, de forma que se tenha uma tolerância mínima com mínima dependência do tamanho dos vetores

de comparação adotados. De forma a se trabalhar com um número mínimo de pontos, adota-se $m = 1000$ nas análises seguintes.

A Fig. 4.11 apresenta os valores da entropia aproximada para diferentes tamanhos de trinca no rotor sujeito a um nível de desbalanceo constante ($\varepsilon/D = 0,1$), quando o rotor é acelerado de 0 a 600 rad/s² em 6 s. Como se pode observar, a presença da trinca no eixo faz com que a curva de entropia aproximada ao longo do tempo apresente picos nas frequências equivalentes às harmônicas de 1/3 e de 1/2 da velocidade crítica do eixo, o que é coerente com os resultados da literatura sobre a dinâmica de eixos com trincas [4, 47, 89]. Neste caso, quanto maior é o tamanho da trinca, maior é o valor da entropia aproximada nos picos das frequências subarmônicas de rotação. Fica claro, portanto, a viabilidade de aplicação do cálculo da entropia aproximada na detecção de trincas em eixos, sendo possível identificar trincas com até 5% do diâmetro do eixo (Fig. 4.11).

Figura 4.11: Entropia aproximada do sinal de vibração do rotor com trinca de diferentes tamanhos [164].

Combinando-se os efeitos de tamanho de trinca e nível de desbalanceo, obtêm-se os resultados mostrados na Fig. 4.12. Quando não há trinca, o valor da entropia aproximada permanece o mesmo independentemente do nível de desbalanceo do sistema. Quando a trinca tem tamanho de 10% do diâmetro do eixo, o aumento do nível de desbalanceo acentua os picos na curva da entropia aproximada. Porém, quando se tem uma trinca já bastante desenvolvida, com 30% do diâmetro do eixo, os picos na curva de entropia aproximada são pronunciados o suficiente e pouco afetados pelo nível de desbalanceo do sistema.

O fator de amortecimento do eixo afeta significativamente os resultados, como apresentado na Fig. 4.13, para o caso de $a/D = 0,1$ e $\varepsilon/D = 0,1$. Como se pode observar, o aumento do nível de amortecimento interno do eixo reduz os picos de entropia aproximada nas frequências subarmônicas, o que pode dificultar a identificação da presença da trinca. Isto é coerente, dado que o amortecimento tende a atenuar os efeitos vibratórios causados pela variação de rigidez no eixo devido à trinca, diminuindo, portanto, o nível de informação do sinal analisado.

Finalmente, o efeito do ângulo entre o desbalanceo e a direção de abertura da trinca (β)

Figura 4.12: Entropia aproximada do sinal de vibração do rotor com trinca de diferentes tamanhos e diferentes níveis de desbalanceo [164].

Figura 4.13: Entropia aproximada do sinal de vibração do rotor com diferente níveis de amortecimento interno ($a/D = 0,1$ e $\varepsilon/D = 0,1$) [164].

Figura 4.14: Entropia aproximada do sinal de vibração do rotor com diferente ângulos do desbalanceo em relação à abertura da trinca ($a/D = 0,1$ e $\varepsilon/D = 0,1$) [164].

é analisado (Fig. 4.14). Como se pode observar, a posição do desbalanceamento em relação à trinca, que intuitivamente teria uma direção favorável para a abertura da mesma, não causa efeitos significativos no valor da entropia aproximada. De fato, o cálculo da entropia aproximada apresenta resultados bastante próximos independentemente do ângulo entre o desbalanceamento e a direção de abertura da trinca.

Análises adicionais mostram que a técnica também é bastante robusta à presença de ruído no sinal analisado, o que permite a sua aplicação sem a necessidade de pré-processamento [164]. Trata-se de uma metodologia que requer a medição das vibrações do rotor em apenas uma direção (vertical) e que pode ser usada em sistemas automáticos de detecção de falhas.

Parte II

Contribuições na Área de Controle de Vibrações em Sistemas Rotativos

Capítulo 5

Controle Passivo

Neste capítulo, são apresentadas contribuições no projeto e desenvolvimento de dispositivos de controle passivo das vibrações laterais de sistemas rotativos. Por controle passivo entende-se aquele que não necessita de um sistema de sensoriamento e de realimentação para que a atenuação dos movimentos vibratórios ocorra. Inicialmente, apresenta-se o conceito do absorvedor dinâmico rotativo. Em seguida, apresenta-se o conceito do regenerador por indução eletromagnética.

5.1 Absorvedor Dinâmico de Anel Rotativo

O controle passivo das vibrações laterais de máquinas rotativas representa uma alternativa mais barata em relação às soluções de controle ativo. Neste sentido, uma abordagem mais básica do problema seria o projeto de mancais e suportes com reserva de amortecimento ótimo [17, 86]. Se os mancais ou suportes não são capazes de apresentar o nível de amortecimento desejado para o sistema, pode-se partir para a adoção de dispositivos complementares, como os *squeeze film dampers* [165] ou os *seal dampers* [192], os quais aumentam a reserva de amortecimento dos mancais de modo passivo.

Os exemplos listados acima representam soluções de amplo espectro em frequência, pois procuram reduzir a vibração do rotor qualquer que seja a frequência de excitação. Entretanto, muitas máquinas rotativas operam em faixas de frequência bem definidas e estreitas e, nestes casos, técnicas de atenuação modal podem ser aplicadas. As técnicas de atenuação modal se referem ao projeto da máquina, ou de dispositivos a serem montados na máquina, de forma a se reduzir ao mínimo a resposta forçada do sistema em faixas de frequência específicas [119, 152]. Mais especificamente, a técnica procura posicionar antirressonâncias nos modos de vibração do rotor em faixas de frequências desejadas, reduzindo-se assim a resposta do sistema nesta faixa. Um exemplo de dispositivo deste tipo é o absorvedor dinâmico.

Dentre os absorvedores dinâmicos montados em sistemas rotativos, podem-se listar os

absorvedores pendulares [79, 174] e de esferas [8, 103], destinados a controlar vibrações torcionais em eixos, e os absorvedores hidráulicos [14, 169] e de anel fixo [42], destinados a controlar vibrações laterais de eixos. Devido à simplicidade e baixo custo, os absorvedores hidráulicos, também chamados de balanceadores Leblanc, são comumente usados em máquinas de lavar roupas verticais para reduzir as vibrações laterais durante o processo de centrifugação. Porém, devido ao princípio de funcionamento destes absorvedores, a vibração pode ser apenas parcialmente reduzida.

Neste contexto, estuda-se a aplicação e o efeito de um absorvedor dinâmico de anel rotativo nas vibrações laterais de uma máquina rotativa. Neste caso, um absorvedor dinâmico de geometria simples foi montado no cesto de uma máquina de lavar roupas vertical visando a redução das amplitudes de vibração no processo de centrifugação. As forças de desbalanceamento no processo de centrifugação são originadas pela combinação da alta velocidade de rotação com a distribuição desigual, e imprevisível, da massa de roupa no interior do cesto da máquina. Considerando-se que a eficiência do absorvedor dinâmico não depende da amplitude das forças de excitação (desbalanceamento), mas sim da frequência de excitação, a redução de amplitude vibratória pode ocorrer qualquer que seja a condição de desbalanceamento da máquina.

A máquina de lavar roupas vertical adotada é composta por um tanque, suportado por quatro barras de suspensão, dentro do qual se encontra o cesto giratório (Fig. 5.1(a)). Abaixo do tanque se encontra o motor elétrico que aciona o cesto. O conjunto tanque-motor-cesto é livre para transladar e rotacionar em torno dos pontos de fixação da suspensão (parte inferior do tanque), não havendo, portanto, qualquer restrição na parte superior do tanque. O absorvedor dinâmico rotativo em estudo é composto por um anel montado na parte superior do cesto de modo a girar com a mesma velocidade de rotação do cesto (Fig. 5.1(b)). Trata-se de um anel de aço de massa ~ 5 kg conectado ao cesto através de oito elementos elásticos (barras cilíndricas de aço) de 2,5 mm de diâmetro. O ajuste da frequência natural do absorvedor dinâmico rotativo pode ser feito alterando-se a posição vertical do anel, o que modifica o comprimento dos elementos elásticos e, conseqüentemente, sua rigidez equivalente.

Durante o processo de centrifugação da máquina de lavar adotada, o cesto gira a uma frequência de ~ 13 Hz. Assim, a frequência natural do absorvedor deve ser ajustada para 13 Hz de modo que o mesmo opere eficientemente. Isto representa uma rigidez equivalente de 4169,9 N/m para cada um dos oito elementos elásticos do sistema. Considerando-se que a rigidez equivalente de uma viga de Euler-Bernoulli, engastada-engastada com translação em uma extremidade, é dada por [76]:

$$k_{eq} = \frac{12EI}{l^3} \quad (5.1)$$

onde E é o módulo de elasticidade do material da viga, I é o momento de inércia de área da seção transversal da viga e l é o comprimento da viga, o comprimento teórico necessário para os

(a) máquina de lavar vertical [83]

(b) absorvedor dinâmico rotativo

Figura 5.1: Absorvedor dinâmico de anel rotativo montado em uma máquina de lavar roupas vertical [34].

Figura 5.2: Colapso do absorvedor dinâmico rotativo montado a 105 mm do topo do cesto [34].

elementos elásticos do sistema é de 105 mm (distância entre o topo do cesto e a parte inferior do anel). Testando-se a máquina de lavar com o absorvedor montado a 105 mm do cesto e com um desbalanceamento de 250 g montado na parede interna do cesto, distante 230 mm do centro de rotação, observou-se a efetiva transferência de energia vibratória do cesto para o anel do absorvedor a ponto de se atingir o limite de escoamento do material dos elementos elásticos (Fig. 5.2). Neste caso, o amortecimento estrutural do sistema não foi suficiente para dissipar a energia vibratória do anel, levando o sistema a apresentar grandes amplitudes de vibração e, como resultado, o colapso da estrutura do absorvedor antes mesmo de se atingir o regime estacionário de rotação.

Por esta razão, testou-se o sistema com o absorvedor montado a 95 mm do cesto, o que representa uma condição quasi-ajustada da frequência natural do absorvedor dinâmico em relação

(a) sem absorvedor

(b) com absorvedor

Figura 5.3: Comparação numérico-experimental das órbitas do cesto da máquina de lavar roupas com desbalanço de 250 g: -- ponto A (num.), — ponto B (num.), ○ ponto A (exp.), □ ponto B (exp.) [34].

(a) sem absorvedor

(b) com absorvedor

Figura 5.4: Comparação numérico-experimental das órbitas do cesto da máquina de lavar roupas com desbalanço de 500 g: -- ponto A (num.), — ponto B (num.), ○ ponto A (exp.), □ ponto B (exp.) [34].

à frequência de rotação do cesto. Neste caso, a frequência natural teórica do absorvedor ficou em 15,1 Hz. Os resultados obtidos são mostrados na Fig. 5.3, para o desbalanço de 250 g, e na Fig. 5.4, para o desbalanço de 500 g.

Observa-se nas Figs. 5.3 e 5.4 uma significativa redução da amplitude das órbitas do cesto com o uso do absorvedor dinâmico rotativo em relação aos resultados obtidos sem o absorvedor, especialmente no plano superior do cesto (ponto B). No plano superior do cesto (ponto B),

com desbalanço de 250 g houve uma redução de 69% na amplitude da órbita, enquanto com desbalanço de 500 g houve uma redução de 57% na amplitude da órbita. No plano inferior do cesto (ponto A), observa-se uma redução de 22% na amplitude da órbita com desbalanço de 250 g e uma redução de 13% na amplitude da órbita com desbalanço de 500 g. Além disso, com o uso do absorvedor, as órbitas do plano inferior do cesto apresentam amplitudes maiores do que as órbitas do plano superior do cesto. Isto mostra uma mudança no modo de vibração do cesto. No caso do sistema sem absorvedor, o sistema apresenta um modo de vibrar cônico invertido enquanto no caso do sistema com absorvedor, o sistema apresenta um modo de vibrar cônico em pé.

O modelo matemático adotado para representar a dinâmica do cesto com o absorvedor dinâmico rotativo considera o cesto da máquina como um corpo rígido que pode sofrer duas translações e três rotações no espaço (Fig. 5.5). Neste caso, o movimento de translação vertical é desprezado e se considera a elasticidade da suspensão na parte inferior do cesto (ponto A) através de elementos de mola e de amortecimento. O rotor (cesto) está sujeito ao peso próprio e a forças de desbalanço, aplicadas no ponto CG. O anel do absorvedor é representado por sua inércia, sujeita ao peso próprio, e pode apresentar translações em relação ao ponto B do cesto, onde se considera a elasticidade local do absorvedor. Desta forma, chega-se a um sistema de seis equações diferenciais não lineares de segunda ordem [33], da forma:

$$\mathbf{B}(\beta, \gamma, x_a, y_a) \ddot{\mathbf{s}} = \mathbf{f}(\mathbf{s}, \dot{\mathbf{s}}, \dot{\phi}) \quad (5.2)$$

onde $\mathbf{s}$ é o vetor de deslocamentos, composto pelos deslocamentos do ponto A (x_A, y_A), deslocamentos relativos do anel (x_a, y_a) e pelas rotações β e γ , e $\dot{\phi}$ é a velocidade de rotação do cesto.

Observa-se nas Figs. 5.3 e 5.4 uma discrepância entre os resultados numéricos e experimentais (os dados utilizados nas simulações são apresentados na Tabela 5.1). As órbitas obtidas numericamente nos planos inferior e superior do cesto apresentam amplitudes bastante próximas, evidenciando um modo de vibrar cilíndrico, algo diferente do observado experimentalmente (cônico em pé). Isto pode ser explicado ao se analisar a resposta ao desbalanço do sistema (Fig. 5.6), obtida numericamente. Como se pode observar, o modo de vibrar cilíndrico (resposta igual nos planos inferior e superior do cesto) ocorre em uma razão de frequências ao redor de 0,81, o que é o caso do absorvedor montado a 95 mm do cesto ($\omega_a = 15,1 \text{ Hz} \Rightarrow \dot{\phi}/\omega_a = 0,86$). Porém, considerando-se que nos resultados experimentais as órbitas no plano superior são menores do que no plano inferior do cesto, pode-se inferir que a frequência natural real do absorvedor está entre 15,1 e 13 Hz (razões de frequência entre 0,86 e 1,0). De fato, o engaste dos elementos elásticos na parte superior do cesto não é perfeito, o que resultaria em menor rigidez do sistema (menor frequência natural do absorvedor).

Analisando-se os resultados da Fig. 5.6, em tese, um absorvedor perfeitamente ajustado

Figura 5.5: Sistemas de coordenadas adotados na modelagem matemática da máquina de lavar com absorvedor dinâmico rotativo [33].

Tabela 5.1: Valores de parâmetros na simulação da máquina de lavar roupas com absorvedor dinâmico rotativo.

parâmetro	valor	unidade
massa do conjunto tanque-motor-cesto	30	kg
momento de inércia polar do conjunto	0,632	kg.m ²
momento de inércia lateral do conjunto	3,658	kg.m ²
posição do ponto B em relação ao ponto A	460	mm
rigidez linear da suspensão	2100	N/m
rigidez torcional da suspensão	100	N.m/rad
amortecimento linear da suspensão	60	N.s/m
amortecimento torcional da suspensão	10	N.m.s/rad
massa de desbalanço	250 / 500	g
posição do desbalanço em relação ao ponto A	150	mm
excentricidade do desbalanço	230	mm
frequência de rotação do cesto	13	Hz

$(\dot{\phi}/\omega_a = 1,0)$ resultaria em amplitudes de vibração bastante pequenas na parte superior do cesto (antirressonância local), porém não tão pequenas na parte inferior do cesto. A antirressonância da parte inferior do cesto ocorre em $\dot{\phi}/\omega_a = 1,12$, quando a órbita do plano superior volta a apresentar grandes amplitudes. De modo a se projetar o sistema de maneira a se ter mínima amplitude nos dois planos de vibração do cesto, pode-se adotar uma solução de compromisso de forma que a razão de frequências do sistema fique entre 1,0 e 1,12 ($11,6 < \omega_a < 13$ Hz). Entretanto, nesta faixa de frequências, as partes inferior e superior do cesto estarão em oposição de fase (Fig. 5.6(b)), representando um modo de vibrar diferente dos anteriores, de formato bi-cônico, porém com mínima amplitude.

Próximo às antirressonâncias do sistema, a resposta ao desbalanço do anel do absorve-

Figura 5.6: Resposta ao desbalanço do sistema com absorvedor dinâmico: (a) amplitude, (b) fase, -- ponto A, — ponto B, - . - ponto CGa (absorvedor) [34].

do dinâmico (ponto CGa) cresce com o aumento da razão de frequências. Isto significa que, quanto maior é a razão de frequências, maior é a órbita apresentada pelo anel do absorvedor e, consequentemente, maiores são as tensões que os elementos elásticos sofrem. Dependendo da frequência natural adotada para o absorvedor, deve-se assegurar que as tensões nos elementos elásticos não ultrapassem o limite de escoamento do material adotado, como relatado anteriormente. Isto pode ser feito mudando-se a geometria dos elementos elásticos ou introduzindo amortecimento no absorvedor através de elementos viscoelásticos [151]. Na realidade, elementos viscoelásticos podem ser usados para introduzir tanto rigidez quanto amortecimento no sistema, substituindo os elementos puramente elásticos adotados nesta análise.

5.2 Dissipador por Indução Eletromagnética

Uma forma de se dissipar a energia vibratória lateral do eixo é através da conversão desta energia em outra forma de energia, geralmente elétrica, conhecida como regeneração, coleta ou colheita de energia (*energy harvesting*). Os sistemas de colheita de energia atualmente existentes podem ser divididos em três técnicas principais, voltadas para geração de energia elétrica: piezelétrica, eletrostática e eletromagnética [20, 59, 161].

A técnica piezelétrica consiste na utilização de materiais piezelétricos, ou seja, materiais que possuem a característica de gerar corrente elétrica quando deformados [52, 157, 200]. Já a técnica eletrostática é realizada por meio de condutores separados por um dielétrico, de maneira similar a um capacitor, na qual o movimento entre as placas altera a energia armazenada, possibilitando a criação de mecanismos geradores de energia [161]. Por fim, a técnica eletromagnética é uma das técnicas mais antigas e bem conhecidas, sendo composta por uma

fonte de campo magnético como, por exemplo, um ímã permanente, e um enrolamento, por exemplo, uma bobina. Quando há movimento relativo entre a fonte de campo magnético e o enrolamento, é criada uma variação do fluxo magnético pelo tempo, ocasionando assim uma tensão induzida e, conseqüentemente, produzindo corrente elétrica no enrolamento. Independentemente da técnica escolhida, vários trabalhos na literatura procuram identificar a melhor construção do dispositivo de forma a atingir a maior eficiência na captação e conversão de energia, para as maiores faixas possíveis de frequências e amplitudes de vibração [157, 209]. Estas pesquisas são direcionadas para sistemas microeletromecânicos (MEMs), destacando-se o uso destes MEMs como fonte de alimentação para microcontroladores e sistemas sem fio.

Além da dissipação vibratória, a energia elétrica resultante pode ser utilizada para diversos fins, incluindo, porém não se limitando a: sensoramento da própria vibração do sistema [180], alimentação de microcontroladores [10], sistemas de telemetria [71] e circuitos de dissipação [187]. Sistemas de conversão energética podem também ser usados em substituição das baterias convencionais, o que possui diversas conseqüências, como a diminuição do impacto ambiental devido ao descarte das baterias [20], vida útil potencialmente infinita [161] e viabilização da instalação de equipamentos em locais de difícil acesso e manutenção.

Técnicas para a dissipação de energia de sistemas rotativos podem ser encontradas em patentes. A patente Sul-Coreana KR 100978298 B1 [81], descreve um gerador elétrico montado nas juntas da suspensão de um veículo, que transforma energia mecânica de rotação em energia elétrica através de indução eletromagnética. Esta conversão de energia atenua os movimentos de rotação da suspensão e resulta em energia elétrica disponível para o veículo. Outro exemplo deste tipo de técnica é o pedido de patente Chinês CN 101929520 A [199], que descreve um motor hidráulico que aciona um gerador elétrico para a conversão de energia e para a atenuação dos movimentos de um pistão hidráulico. Apesar da aplicação em sistemas rotativos, estes exemplos visam a redução de vibrações rotacionais de um eixo que não transmite potência. Deste modo, toda a potência oriunda das vibrações rotacionais pode ser transformada em energia elétrica e, caso não exista vibração, não há potência a ser convertida no eixo.

Entretanto, os sistemas apresentados na patente Sul-Coreana e no pedido de patente Chinês não seriam adequados caso o eixo transmitisse potência, pois transformariam potência útil de rotação em energia elétrica, diminuindo a eficiência da máquina, com o agravante das vibrações laterais não serem afetadas. Deste modo, desenvolveu-se um sistema de dissipação de energia vibratória baseado em conversão eletromagnética, em que as vibrações laterais apresentadas pelo eixo são dissipadas ao mesmo tempo em que se consegue aproveitar a energia antes desperdiçada, sem acarretar em um torque resistivo no eixo de transmissão de potência durante a conversão de energia [190].

O dispositivo é composto por um conjunto de quatro ímãs permanentes NdFeB (neodímio-ferro-boro), anelares e com polarização axial, montados em um eixo de aço de 20 mm de diâmetro suportado por mancais de rolamento autocompensadores (Fig. 5.7(a)). Um conjunto

(a) sem enrolamentos

(b) com enrolamentos

(c) bancada de testes

Figura 5.7: Dispositivo dissipador de vibrações por indução eletromagnética montado na bancada de testes [12].

de oito enrolamentos de fio de cobre esmaltado AWG 30, com 400 espiras cada, é montado a uma distância de 2 mm dos ímãs em uma estrutura fixa externa ao eixo (Fig. 5.7(b)). O eixo é acionado por um motor elétrico, cuja velocidade de rotação é controlada por um inversor de frequências. O torque transmitido ao eixo é medido por um transdutor de torque montado entre o motor elétrico e o eixo. Discos de aço, de 3 kg cada, são montados no eixo de forma a se compor o sistema rotativo. A deflexão do eixo devido ao desbalanceo é medida através de sensores de proximidade indutivos montados nas direções ortogonais (horizontal e vertical) próximo aos discos (Fig. 5.7(c)).

A solução construtiva adotada para o dispositivo (ímãs polarizados axialmente e enrolamentos paralelos ao eixo) faz com que os vetores do campo magnético e da normal à área do

enrolamento sejam vetores paralelos. Com isto, teoricamente, não há geração de torque [139]. Quando o eixo gira em torno de um ponto (sem vibração lateral), o campo magnético permanece constante para o enrolamento e, conseqüentemente, não há indução eletromagnética no enrolamento. Assim, também não haverá força. Porém, quando o eixo apresenta movimento lateral, o campo magnético varia em relação ao enrolamento (ímã se aproxima e se afasta do enrolamento). Logo, a variação temporal do campo magnético induzirá corrente no enrolamento. Pelo princípio da conservação de energia, como não há torque, deverá haver uma força entre o enrolamento e os ímãs. Segundo a Lei de Lenz, esta força é contrária ao movimento.

Foram realizados testes em três configurações distintas. A primeira configuração consiste em conectar os enrolamentos em série (Fig. 5.8(a)); a segunda configuração consiste em conectar os enrolamentos em paralelo em paralelo (Fig. 5.8(b)); e a terceira configuração consistem em manter os enrolamentos independentes (Fig. 5.8(c)).

Figura 5.8: Diferentes configurações de conexão dos terminais dos enrolamentos [12].

O comportamento do sistema rotativo com o dispositivo foi medido em diferentes velocidades de rotação do eixo. Os resultados obtidos de máxima amplitude da órbita são apresentados na Fig. 5.9 em comparação aos resultados obtidos do sistema em vazio (sem o dispositivo). Como se pode observar, existe um máximo da amplitude da órbita na frequência de 17,3 Hz, sendo esta, portanto, a frequência de ressonância do sistema (ou velocidade crítica). Observa-se também que a amplitude do pico de ressonância diminui com a adoção do dispositivo de dissipação eletromagnético. O uso do dispositivo de dissipação resultou em uma redução da amplitude do pico de ressonância de 2,5% para o caso de enrolamentos em série (Fig. 5.9(a)), de 1,8% para o caso de enrolamentos em paralelo (Fig. 5.9(a)) e de 6,8% para o caso de enrolamentos independentes.

(a) enrolamentos em série

(b) enrolamentos em paralelo

(c) enrolements independentes

Figura 5.9: Amplitude máxima da órbita do eixo em função da frequência de rotação: comparação entre as configurações testadas e o sistema em vazio [12].

Assim, analisando-se os resultados experimentais obtidos, o dispositivo com a configuração de enrolamentos independentes foi a que apresentou os melhores resultados em termos de dissipação da energia vibratória do eixo. Esta dissipação ocorreu preponderantemente na faixa de frequência correspondente à velocidade crítica do sistema, ou seja, regiões onde o eixo apresenta maior amplitude de vibração. Embora a redução da amplitude do pico de vibração obtida tenha sido pequena (6,8%), os resultados validam o conceito do dissipador.

Outro requisito do trabalho era que o sistema apresentasse um torque de acionamento nulo ou muito baixo. A princípio, foi medido o torque de acionamento do sistema em vazio, o qual apresentou um valor médio de 0,077 Nm (Fig. 5.10). Os ensaios com as três configurações do dispositivo resultaram em valores de torque inferiores a 0,2 Nm, representando um aumento

Figura 5.10: Torque de acionamento do eixo em função da frequência de rotação: comparação entre as configurações testadas e o sistema em vazio [12].

do torque menor do que 0,123 Nm em relação ao sistema em vazio. A configuração com enrolamentos independentes apresentou valores de torque muito próximos daqueles obtidos com o sistema em vazio, atendendo, portanto, de maneira satisfatória este requisito de projeto. O dispositivo com configuração de enrolamentos em série apresentou um valor de torque médio de 0,137 Nm (aumento de 0,06 Nm em relação ao sistema em vazio), com o torque aumentando com a velocidade de rotação. O dispositivo com configuração de enrolamentos em paralelo apresentou uma curva de torque com acentuada variação positiva em relação à velocidade de rotação, sendo estes os resultados obtidos com os maiores valores de torque de acionamento dentre os casos testados.

Um torque de acionamento adicional já era esperado devido à possível não homogeneidade do campo magnético dos ímãs permanentes, à não homogeneidade dos enrolamentos e aos efeitos de borda. Mesmo assim, os resultados obtidos com a configuração de enrolamentos independentes mostram que o aumento no torque de acionamento não é significativo, reiterando ser esta a melhor escolha dentre os casos estudados.

Os resultados obtidos de tensão elétrica induzida nos enrolamentos são apresentados na Fig. 5.11. Como se pode observar, os testes do dispositivo apresentaram um resultado de tensão elétrica induzida crescente com a frequência. O dispositivo com enrolamentos em série apresentou os maiores resultados de tensão elétrica induzida (máximo de aproximadamente 90 mV_{AC}), o que já era esperado dado o tipo de configuração adotado. O dispositivo com configuração de enrolamentos em paralelo apresentou resultados de tensão elétrica induzida de menor valor em relação à configuração em série, porém apresentando uma taxa de variação maior com a velocidade de rotação. Já o dispositivo com a configuração de enrolamentos independentes apresentou os menores valores de tensão elétrica induzida, atingindo um máximo de 55 mV_{AC} na máxima frequência de rotação adotada para o sistema rotativo. Entretanto, é importante lembrar que a medição da configuração com enrolamentos independentes foi feita em apenas um

Figura 5.11: Tensão elétrica induzida em função da frequência de rotação: comparação entre as configurações testadas e o sistema em vazio [12].

dos enrolamentos e que o sistema é composto por oito enrolamentos induzindo, teoricamente, igual tensão elétrica.

Assim, os resultados experimentais mostram a viabilidade do conceito de dissipação vibratória dos movimentos laterais do eixo através do dispositivo de dissipação estudado, com mínimo acréscimo de torque de acionamento. Embora os resultados obtidos de dissipação vibratória tenham sido pequenos (redução de 6,8% na amplitude do pico de ressonância), é possível intuir efeitos mais significativos com o uso de um maior número de ímãs permanentes e/ou ímãs permanentes com campo magnético mais forte.

Capítulo 6

Controle Ativo

Neste capítulo, são apresentadas contribuições no projeto e desenvolvimento de dispositivos de controle ativo das vibrações laterais de sistemas rotativos. Por controle ativo entende-se aquele que necessita de um sistema de sensoriamento e de realimentação para que a atenuação dos movimentos vibratórios ocorra. Inicialmente, apresenta-se o conceito do mancal hidrodinâmico segmentado com atuadores eletromagnéticos. Em seguida, apresenta-se o conceito da autoidentificação, um procedimento de identificação e determinação dos ganhos do controlador sem a interferência humana.

6.1 Mancal Hidrodinâmico Segmentado com Atuadores Eletromagnéticos

O mancal é um dos principais elementos de máquinas rotativas, e são projetados para que a máquina apresente características dinâmicas que a permitam operar em uma determinada faixa de operação. Entretanto, uma vez definidas, estas faixas de operação não podem ser alteradas. Isto significa que em uma situação imprevista de mudança das condições de operação, de demanda, ou mesmo falha, as características dinâmicas da máquina podem se alterar, de forma que estas novas características podem não ser apropriadas para a nova condição de operação imposta à máquina.

Uma das propriedades de mancais hidrodinâmicos segmentados é o desacoplamento entre as duas direções ortogonais. Este desacoplamento permite que os movimentos vertical e horizontal do rotor, em um dado sistema de referência, sejam independentes, o que não ocorre com outros tipos de mancal hidrodinâmico. Por este fato, acreditava-se que mancais segmentados eram incondicionalmente estáveis. Porém, estudos sobre instabilidades e vibrações auto-excitadas sub-síncronas em mancais segmentados surgiram a partir do final da década de 80, confrontando esta afirmação [64, 108]. Estas análises são praticamente unânimes ao se afirmar que há grande probabilidade do sistema apresentar instabilidade quando se têm grandes folgas

Tabela 6.1: Vantagens e desvantagens do uso de mancais hidrodinâmicos segmentados e mancais magnéticos.

	vantagens	desvantagens
mancal segmentado	<ul style="list-style-type: none"> • alta capacidade de carga • desacoplamento entre direções ortogonais • facilidade de montagem 	<ul style="list-style-type: none"> • sistema periférico volumoso (suprimento de óleo) • baixa limpeza • possível instabilidade dinâmica
mancal magnético	<ul style="list-style-type: none"> • facilidade de alteração das características dinâmicas • contato nulo com o rotor • alta limpeza • ampla faixa de operação (altas frequências de rotação) 	<ul style="list-style-type: none"> • baixa capacidade de carga • complexidade construtiva proporcional ao tamanho • necessidade de sistema de proteção em caso de falha ou excesso de carga

radiais e pequenos carregamentos estáticos sobre o rotor.

O fato dos sistemas rotativos poderem apresentar instabilidades em certas condições de operação fez com que se pensasse em uma forma de garantir o aumento das reservas de amortecimento e, conseqüentemente, da faixa de estabilidade destes sistemas. Uma proposta para atingir este objetivo foi a utilização de sistemas de controle nos mancais. Mancais ativos permitem alterar as características dinâmicas do mancal e, conseqüentemente, da máquina de maneira que estas características sejam adequadas às condições de operação impostas (eliminação de paradas súbitas da produção e aumento da disponibilidade).

As primeiras ideias de se controlarem ativamente vibrações em sistemas rotativos surgiram através do uso de mancais magnéticos. Os mancais magnéticos possuem a vantagem de atuarem sem contato, em uma ampla faixa de frequências e são considerados sistemas "limpos", já que não há a necessidade de se ter qualquer tipo de fluido (a não ser ar) na interface entre o rotor e o mancal [173]. Entretanto, mancais magnéticos tornam-se proibitivamente caros quando aplicados em sistemas rotativos de grande porte. Nestes sistemas, as forças envolvidas são elevadas e o sistema magnético fica complexo e pouco compacto. Além disso, sistemas de proteção, como mancais auxiliares, devem ser inseridos na máquina para o caso de falha do sistema elétrico ou excesso de carga sobre o mancal magnético [85, 93]. Assim, mancais magnéticos (isoladamente) não são os mais indicados para a aplicação em máquinas de grande porte, apesar dos avanços recentes de desenvolvimento [173]. As vantagens e desvantagens do uso de mancais hidrodinâmicos segmentados e mancais magnéticos estão listadas na Tabela 6.1.

Neste contexto, surge o conceito do mancal hidrodinâmico segmentado ativo com atuado-

res eletromagnéticos, o qual visa aproveitar as vantagens dos mancais segmentado e magnético para a alteração das características dinâmicas e a atenuação e controle das vibrações no sistema rotativo [189]. A ideia consiste em aproveitar a capacidade de carga e a estabilidade do mancal hidrodinâmico segmentado para o suporte do rotor, ficando a atuação a cargo de atuadores eletromagnéticos instalados nas sapatas do mancal. Como visto na Tabela 6.1, mancais magnéticos possuem baixa capacidade de carga, ao contrário dos mancais segmentados. Como consequência, os mancais magnéticos devem ser extremamente robustos (grandes, e consequentemente complexos e caros) para apresentarem uma capacidade de carga similar à dos mancais segmentados para uma mesma aplicação, e ainda atuarem como mancais ativos. Utilizando-se o mancal segmentado como mecanismo de sustentação do rotor, pode-se reduzir o tamanho do mancal magnético, pois este passa a ser um mecanismo apenas de atuação, e não mais de sustentação. Com isto, não há mais a necessidade de um sistema de segurança caso o atuador eletromagnético venha a falhar, pois o mancal segmentado é o elemento de sustentação do rotor. De forma a se ter um sistema compacto, inserem-se os eletromagnetos nas sapatas móveis do mancal segmentado.

O mancal hidrodinâmico segmentado com atuadores eletromagnéticos foi originariamente idealizado com quatro sapatas móveis montadas em uma configuração de carregamento entre sapatas (Fig. 6.1(a)). As sapatas são compostas por caixas de aço carbono dentro das quais se inserem os enrolamentos dos atuadores eletromagnéticos (Fig. 6.1(b)), e uma tampa de latão fecha o conjunto formando a superfície de deslizamento do mancal. Os atuadores eletromagnéticos adotados inicialmente no desenvolvimento do mancal são atuadores comerciais, cuja máxima força é de 910 N quando em contato com a superfície de um objeto plano de aço de baixo carbono. Óleo pressurizado é suprido ao mancal de modo preencher a cavidade interna do mesmo e garantir as condições de sustentação hidrodinâmica (formação de filme de óleo na folga radial do mancal).

(a) mancal segmentado

(b) sapata com atuador

Figura 6.1: Mancal hidrodinâmico segmentado com atuadores eletromagnéticos [196].

Figura 6.2: Bancada de testes: (1) eixo, (2) mancal de rolamento autocompensador, (3) mancal hidrodinâmico segmentado com atuadores eletromagnéticos, (4) motor elétrico, (5) junta universal, (6) mesa inercial, (7) sensores de proximidade, (8) mancal de excitação, (9) sistema hidráulico, (10) sistema de refrigeração do óleo.

A bancada de testes, mostrada na Fig. 6.2, é composta por um eixo (1) de aço de 80 mm de diâmetro suportado em uma extremidade por mancal de rolamento autocompensador (2) e na outra extremidade pelo mancal hidrodinâmico segmentado em estudo (3). O eixo é acionado por um motor elétrico (4) através de uma junta universal (5) e a velocidade de rotação é controlada por um inversor de frequências. Sensores de proximidade (7) são montados na carcaça do mancal, nas direções ortogonais, e são responsáveis por medir os deslocamentos laterais do eixo. Um mancal de rolamento auxiliar (8) é montado na ponta do eixo de forma a se poder conectar um *shaker* nas identificações dinâmicas do sistema. A unidade hidráulica (9) supre óleo ao mancal ativo, cuja temperatura é controlada através de um sistema de refrigeração (10) e sensor de temperatura no mancal.

6.1.1 Modelagem Matemática do Sistema

Conforme descrito na Seção 2.1.2, a bancada de testes pode ser modelada pela Dinâmica de Corpos Rígidos considerando-se pequenos deslocamentos angulares (β, γ) do eixo em torno de um ponto de pivoteamento (ponto R representando o mancal de rolamentos autocompensador montado próximo ao motor) – Fig. 2.8(b). O rotor está sujeito ao peso próprio, aplicado no ponto O, a forças hidrodinâmicas aplicadas no ponto H (mancal hidrodinâmico) e a forças de excitação externas aplicadas no ponto E (identificação dinâmica). Desta forma, chega-se a um

sistema de duas equações diferenciais linearizadas de segunda ordem para o rotor [132]. Como estas equações dependem das forças hidrodinâmicas atuantes no mancal hidrodinâmico, tem-se também equações diferenciais não lineares de segunda ordem adicionais:

$$\begin{cases} \ddot{\mathbf{s}} = \mathbf{f}_r(\mathbf{s}, \dot{\mathbf{s}}, \dot{\phi}, F_E, F_H, F_a) \\ \ddot{\boldsymbol{\alpha}} = \mathbf{f}_\alpha(\mathbf{s}, \dot{\phi}, F_H, F_a) \\ F_H = F_H(\mathbf{s}, \dot{\phi}, \text{parâmetros geométricos, parâmetros do fluido}) \\ F_a = F_a(\mathbf{s}, G_p, G_d, \text{parâmetros atuadores}) \end{cases} \quad (6.1)$$

onde $\mathbf{s}$ é o vetor de deslocamentos angulares do rotor (β, γ) , $\boldsymbol{\alpha}$ é o vetor de deslocamentos angulares das sapatas do mancal hidrodinâmico, e $\dot{\phi}$ é a velocidade de rotação do rotor. As forças hidrodinâmicas F_H são calculadas a cada instante de tempo resolvendo-se a equação de Reynolds (Eq.(2.6)) nas quatro sapatas do mancal.

A força eletromagnética resultante dos atuadores (F_a) é modelada como uma função da corrente elétrica que passa pelo enrolamento e da distância do atuador ao eixo [173]:

$$F_a = K \frac{\xi^2}{d^2} \quad (6.2)$$

onde ξ é a corrente elétrica, d é a distância entre o atuador e o eixo e K é uma constante de proporcionalidade (ganho do atuador). Esta expressão para a força eletromagnética é obtida após uma simplificação da lei de Biot-Savart aplicada a um solenoide em um circuito magnético com entreferro de distância d [80].

A corrente elétrica no enrolamento do atuador é considerada uma função da tensão elétrica aplicada no enrolamento, da forma:

$$\xi = \left(\frac{j\omega a_1 + a_0}{j\omega b_1 + b_0} \right) v \quad (6.3)$$

onde v é a tensão elétrica aplicada ao enrolamento. Assim, esta expressão representa o modelo elétrico do atuador eletromagnético, onde b_0 representa a resistência elétrica do enrolamento, a_0 representa a indutância elétrica do enrolamento e os termos a_1 e b_1 são referente a não linearidades do sistema.

Inserindo-se a Eq.(6.3) na Eq.(6.2), chega-se o modelo matemático do atuador eletromagnético relacionando a força de atuação com a tensão elétrica aplicada no enrolamento:

$$F_a = \left(\frac{j\omega \bar{a}_1 + \bar{a}_0}{j\omega b_1 + b_0} \right)^2 \frac{v^2}{d^2} \quad (6.4)$$

Figura 6.3: Aparato experimental para a medição da força dos atuadores eletromagnéticos: (1) atuador, (2) cilindro de aço, (3) célula de carga, (4) *drive* do atuador.

Tabela 6.2: Parâmetros do modelo matemático dos atuadores.

$\bar{a}_1 = -7.2015 \times 10^{-6} v^3 + 1.5102 \times 10^{-4} v^2 - 1.1294 \times 10^{-3} v + 3.4599 \times 10^{-3}$
$\bar{a}_0 = 1.8071 \times 10^{-4} v^2 - 2.9092 \times 10^{-3} v + 2.5321 \times 10^{-2}$
$b_1 = 2.7544 \times 10^{-2} v^2 - 4.7705 \times 10^{-1} v + 3.1390$
$b_0 = 22.0$

onde $\bar{a}_i = \sqrt{K} a_i$.

A capacidade de atuação dos atuadores foi identificada experimentalmente em termos da tensão aplicada no enrolamento e da frequência. Os atuadores foram montados em uma estrutura rígida (Fig. 6.3) e um cilindro de mesmo material e diâmetro do eixo foi montado a 0,5 mm dos atuadores sobre uma célula de carga, responsável pela medição da força resultante. O *drive* dos atuadores amplifica o sinal de referência de baixa potência (0 a 10 V) para o sinal de alta potência (0 a 24 V) a ser aplicado no enrolamento.

Adotando-se os parâmetros listados na Tabela 6.2, obtiveram-se os resultados mostrados na Fig. 6.4. Observa-se boa correlação entre o modelo e o experimento em relação à força eletromagnética resultante. Por outro lado, há alguma discordância nos resultados da fase, especialmente nos casos de tensão elétrica de referência de 5,7 e 7,7 V acima de 20 Hz. De qualquer forma, o erro permaneceu abaixo de 3 graus em todos os casos.

6.1.2 Identificação Dinâmica do Sistema

A identificação dinâmica do sistema é feita montando-se um *shaker* no mancal de excitação do eixo (Fig. 6.2(8)). Uma célula de carga é montada entre o *shaker* e o mancal de excitação para medir a força de excitação (entrada), enquanto os deslocamentos laterais do eixo (resposta) são medidos pelos sensores de proximidade montados nas direções ortogonais do mancal. O sistema é excitado nas direções horizontal e vertical, independentemente, através de um sinal

Figura 6.4: Comparação numérico-experimental da força eletromagnética dos atuadores em função da tensão elétrica de referência e da frequência.

Figura 6.5: Esquema de montagem dos sistemas de identificação e control do mancal segmentado com atuadores eletromagnéticos [196].

tipo *chirp* de período de 4 s, varrendo as frequências de 15 a 70 Hz e sendo repetido durante 40 s. O mancal opera com suprimento de óleo e a velocidade de rotação do eixo é definida pelo inversor de frequências e verificada por um tacômetro. Após a estabilização da temperatura do óleo em $\sim 40^\circ\text{C}$, o procedimento de identificação é iniciado.

A estratégia de controle adotada é baseada em um controlador PD (proporcional-derivativo) dada a sua simplicidade e fácil implementação. No esquema mostrado na Fig. 6.5, o sinal de controle e o sinal de excitação *chirp* são enviados pelo sistema de aquisição a uma taxa de 1 kHz. O sinal de controle é enviado para o *drive* dos atuadores eletromagnéticos enquanto o sinal de excitação é enviado para o amplificador do *shaker*. Os movimentos laterais do eixo são medidos pelos sensores de proximidade e processados pelo sistema de aquisição, gerando novos

Figura 6.6: Resposta em frequência do sistema rotor-mancal controlado: excitação na direção horizontal e velocidade de rotação de 600 rpm (resultados numéricos e experimentais).

Figura 6.7: Resposta em frequência do sistema rotor-mancal controlado: excitação na direção horizontal e velocidade de rotação de 1100 rpm (resultados numéricos e experimentais).

sinais de controle. Ambos processamentos de controle e de identificação são implementados em ambiente MATLAB Simulink através do *toolbox* Real Time Workshop (RTW) para operação em tempo real.

Adotando-se um ganho de 80 V/m/s para o ganho derivativo e 10000 V/m para o ganho proporcional, obtiveram-se os resultados mostrados nas Figs. 6.6 e 6.7, onde se adotaram os valores de parâmetros listados na Tabela 6.3 para o modelo matemático. Como se pode observar, houve uma redução de 11% na amplitude do pico de ressonância na velocidade de rotação de 600 rpm e uma redução de 18% na amplitude do pico de ressonância na velocidade de rotação de

Tabela 6.3: Parâmetros adotados na modelagem matemática do mancal hidrodinâmico segmentado com atuadores eletromagnéticos.

parâmetro	valor	unidade
posição do CG (ponto O)	395,2	mm
posição do mancal (ponto H)	659	mm
posição dos sensores (ponto M)	743	mm
posição da excitação (ponto E)	878	mm
raio do eixo	40	mm
massa do eixo	36,11	kg
momento de inércia polar do eixo	0,027	kg.m ²
momento de inércia lateral do eixo	8,194	kg.m ²
raio da sapata	42±1	mm
largura da sapata	95	mm
folga radial nominal	220±20	μm
viscosidade dinâmica do óleo a 40°C	0,0327	Pa.s

1100 rpm. Assim, fica evidente a viabilidade de se controlar as vibrações laterais do eixo através do mancal ativo em estudo. Os resultados experimentais na direção perpendicular à excitação (direção vertical) não foram significativamente afetados pelo sistema de atuação. A resposta nesta direção permaneceu com baixa amplitude evidenciando que o sistema rotor-mancal tem pouco acoplamento entre as direções ortogonais quando operando em malha fechada. O sistema de controle não alterou uma das principais características de mancais segmentados que é o desacoplamento entre as direções ortogonais [178].

Considerando-se os resultados obtidos com o modelo matemático, observa-se boa correlação com os resultados experimentais, especialmente no caso da velocidade de rotação de 600 rpm. Uma maior discrepância é observada na velocidade de 1100 rpm onde, aparentemente, o modelo matemático superestimou o nível de amortecimento do sistema. O pico de ressonância previsto pelo modelo matemático é menos pronunciado do que aquele observado experimentalmente.

Devido à configuração de carregamento entre sapatas do mancal, as sapatas são carregadas de maneira simétrica e a dinâmica do sistema rotor-mancal é praticamente a mesma nas duas direções ortogonais (horizontal e vertical). Por esta razão, resultados com excitação na direção vertical não são apresentados.

Do ponto de vista de controle, é possível se obter reduções adicionais da amplitude de vibração do eixo se maiores valores de ganhos do controlador forem adotados. Entretanto, no caso em estudo, as portas do sistema de aquisição rapidamente ficavam saturadas em ± 10 V caso ganhos maiores fossem adotados. Como solução, o sinal de excitação poderia vir de uma fonte separada do sistema de aquisição, o que reduziria o nível do sinal de saída do sistema de aquisição e ganhos maiores poderiam ser adotados. Alternativamente, poder-se-ia modificar o sistema de atuação de forma a se ter maiores forças eletromagnéticas para os mesmos ganhos de controle.

Figura 6.8: Órbitas do eixo no interior do mancal nas condições passiva e ativa para diferentes velocidades de rotação sujeito ao desbalance (experimento) [120].

De fato, uma análise do comportamento do sistema no domínio do tempo (Fig. 6.8) mostra que o sistema perde sua capacidade de atuação de maneira acentuada com o aumento da frequência de trabalho [120]. De certa forma, este comportamento é o esperado em sistemas eletromagnéticos (vide Fig. 6.4), porém, para o tipo de aplicação em estudo, melhorias devem ser feitas para que maiores forças de atuação sejam atingidas. Por esta razão, uma solução construtiva nova foi proposta para o sistema.

6.1.3 Solução Construtiva para o Conjunto Sapata-Atuador

Uma solução construtiva alternativa ao conjunto sapata-atuador é mostrada na Fig. 6.9. A sapata com formato "E" desenvolve maiores forças eletromagnéticas no rotor devido ao melhor fluxo magnético entre a sapata e o rotor (Fig. 6.9(c)). Neste caso, a sapata é composta por

Figura 6.9: Solução construtiva alternativa para a sapata do mancal ativo.

Figura 6.10: Comparação numérico-experimental da força eletromagnética dos atuadores em função da tensão elétrica de referência e da frequência para a sapata com formato "E".

uma única peça de aço de baixo carbono, onde o enrolamento é montado, e a parte superior da sapata compõe a superfície de deslizamento do mancal hidrodinâmico. Neste caso, as sapatas são montadas em configuração homopolar, isto é, com a mesma polarização dos atuadores independentemente da rotação do eixo [173].

A capacidade de atuação deste novo conjunto sapata-atuador foi identificada experimentalmente de maneira similar à configuração original (Fig. 6.3). Os resultados experimentais, e correspondente comparação com resultados numéricos adotando os parâmetros da Tabela 6.4, são apresentados na Fig. 6.10. Observa-se uma boa correlação numérico-experimental, tanto para a amplitude da força eletromagnética quanto para a fase. Além disso, esta nova configuração do atuador resultou em maiores forças eletromagnéticas em comparação à solução original (Fig. 6.4). Por exemplo, em frequências abaixo de 20 Hz, a força eletromagnética resultante é quatro vezes maior do que a apresentada pela configuração original. Entretanto, os valores de

Figura 6.11: Resposta em frequência do sistema rotor-mancal nas condições ativa e passiva: excitação na direção horizontal nas velocidades de rotação de 600 e 1100 rpm (resultados numéricos).

Tabela 6.4: Parâmetros do modelo matemático dos atuadores com formato "E".

$\bar{a}_1 = -2.3147 \times 10^{-7} v^3 + 4.4809 \times 10^{-6} v^2 - 3.2938 \times 10^{-5} v + 1.3647 \times 10^{-4}$
$\bar{a}_0 = 5.3 \times 10^{-3}$
$b_1 = -2.9418 \times 10^{-3} v + 0.10691$
$b_0 = 2.6$

fase são bastante superiores aos apresentados pela outra configuração, o que significa um maior atraso na resposta do atuador para uma dada entrada de sinal de referência.

Adotando-se o modelo matemático desenvolvido para o sistema rotor-mancal considerando-se a configuração do atuador em formato "E" com os mesmos valores de ganhos do controlador PD (80 V/m/s para o ganho derivativo e 10000 V/m para o ganho proporcional), obtêm-se os resultados apresentados na Fig. 6.11. Como se pode observar o pico de ressonância é significativamente reduzido com a nova capacidade de atuação do sistema e, novamente, a resposta na direção ortogonal não é afetada pelo sistema de controle (desacoplamento entre direções ortogonais permanece).

Apesar de serem resultados numéricos apenas, as curvas de resposta em frequência do caso passivo (sem controle) apresentam uma boa correlação com dados experimentais (vide Fig. 2.9), representando, portanto, uma boa estimativa do comportamento do sistema na condição passiva. Além disso, o modelo matemático dos atuadores considera os parâmetros ajustados experimentalmente (Fig. 6.10). Desta forma, estes resultados numéricos são promissores e refletem a possibilidade de se aprimorar a capacidade de atuação do mancal hidrodinâmico com atuadores eletromagnéticos ao se adotar a configuração de sapatas em formato "E".

6.1.4 Comparação com Outros Mancais Ativos

O desempenho do mancal ativo em estudo é comparado com outros mancais ativos apresentadas na literatura. Para tanto, adota-se como parâmetro de comparação a capacidade de atuação específica (CAE):

$$CAE = \frac{\text{máxima força de controle reportada}}{\text{área projetada do mancal}} \quad (6.5)$$

Os resultados são apresentados na Tabela 6.5 e Fig. 6.12, onde se considerou a máxima força reportada pelos autores. Os valores de máxima força de atuação do mancal ativo em estudo (com atuadores eletromagnéticos) foram corrigidos para a distância de 0,22 mm, que é o valor nominal da folga radial do mancal. Neste caso, a máxima força eletromagnética de 40 N (média, Fig. 6.4), medida a uma distância de 0,5 mm do eixo, foi multiplicada por $(0,5/0,22)^2$ de forma a se considerar o aumento quadrático da força devido à diminuição da distância ao eixo. Analogamente, a máxima força de 100 N (média, Fig. 6.10) foi multiplicada por $(0,5/0,22)^2$.

Tabela 6.5: Parâmetros usados no cálculo da capacidade de atuação específica de diferente tipos de mancais ativos.

mancal ativo	largura do mancal (cm)	raio do mancal (cm)	máxima força (N)	capacidade de atuação específica (N/cm ²)
lubrificação ativa (1a. geração) [135]	4,0	5,0	12,0	0,6
<i>squeeze film damper</i> híbrido [57, 58]	0,75	6,5	8,0	1,4
mancal em estudo (original)	9,5	8,0	210,0*	2,7
mancal em estudo (formato "E")	9,7	8,0	516,0*	6,7
lubrificação ativa (2a. geração) [195]	10,0	10,0	800,0	8,0
câmaras hidráulicas [167]	5,2	4,9	925,0	36,3
mancal magnético [173]	—	—	—	até 40,0**

* valores corrigidos para $d = 0.22$ mm (folga radial nominal do mancal).

** considerando forças de sustentação + forças de controle.

Como se pode observar, o mancal hidrodinâmico segmentado com atuadores eletromagnéticos (mancal em estudo) é competitivo em relação a outros mancais ativos encontrados na literatura. O valor da CAE do mancal em estudo na configuração de atuadores original está acima do valor apresentado pelo *squeeze film damper* híbrido [57, 58] e pelo mancal com lubrificação ativa de primeira geração [135]. O mancal em estudo com a sapata em formato "E" apresenta uma CAE de valor pouco menor do que aquela do mancal com lubrificação ativa de segunda geração [195]. A CAE do mancal com câmaras hidráulicas [167] é muito maior do que a dos demais mancais ativos em análise, porém os mancais com câmaras hidráulicas possuem grandes limitações estruturais em termos de integridade e durabilidade dos componentes.

A CAE dos mancais magnéticos está apresentada na Tabela 6.5 apenas como um valor de referência, porque não pode ser comparada diretamente com os valores de CAE dos de-

Figura 6.12: Capacidade de atuação específica de diferentes tipos de mancal ativo.

mais mancais. Os mancais magnéticos apresentam um mesmo princípio de funcionamento na sustentação do rotor e no seu controle (forças eletromagnéticas). Por esta razão, o valor da CAE destes mancais é alto já que considera tanto as forças de sustentação quanto as forças de controle. Este não é o caso dos demais mancais ativos analisados, cujos valores de CAE levam em consideração apenas as forças de controle.

6.2 Autoidentificação

De acordo com [172], uma máquina inteligente é capaz de reconhecer sua condição operacional e tomar ações, de maneira autônoma e independente, na direção da condição ótima. Neste contexto, surge o conceito de controle autônomo que pode ser definido como aquele capaz de se adaptar e aprender com a planta, e garantir um comportamento dinâmico desejado para a planta sob qualquer perturbação e/ou mudança de suas características [155]. As estratégias de controle autônomo podem ser baseadas em modelos matemáticos ou em leis de adaptação empíricas [184]. Entretanto, modelos matemáticos podem não ser precisos o suficiente e leis de adaptação empíricas nem sempre podem encontrar os ganhos ótimos do controlador. Assim, uma estratégia alternativa possível é o uso da resposta em frequência da planta *in situ*, o que resolveria a questão da precisão do modelo e permitiria encontrar ganhos ótimos para a planta em questão.

Um dos primeiros trabalhos voltados ao projeto de controladores a partir da resposta em frequência da planta aborda controladores lineares [95]. Neste caso, o controlador linear é similar a um compensador de avanço/atraso [30] e os ganhos ótimos de realimentação são obtidos a partir da resposta em frequência do sistema em malha aberta. A teoria para o projeto de controladores PID foi apresentada posteriormente [96, 107] e, conhecendo-se os ganhos que estabilizam o sistema em malha fechada, pode-se encontrar os ganhos ótimos em relação a

critérios de desempenho, atingindo-se assim estabilidade e robustez em malha fechada.

Os casos citados acima adotam a técnica de decomposição-D para encontrar as regiões de ganhos estáveis do controlador. A ideia básica da decomposição-D consiste em dividir o espaço de ganhos do controlador em regiões de raízes invariantes da planta (regiões com um número fixo de raízes estáveis e instáveis) [73]. Esta divisão é obtida calculando-se as fronteiras que mapeiam o eixo imaginário do domínio complexo em curvas no domínio do espaço de ganhos do controlador. Considerando-se que as regiões delimitadas pelas curvas são regiões de raízes invariantes, se uma região tem um conjunto de ganhos estáveis, qualquer conjunto de ganhos na mesma região levará o sistema à estabilidade em malha fechada.

Considere $\pi(j\omega, \lambda)$ o polinômio característico de um sistema em malha fechada de ordem n no domínio da frequência e com coeficientes reais $\alpha_k(\lambda)$, onde $\lambda \in \mathbb{R}^m$ é um parâmetro não conhecido (p.ex. ganhos do controlador) e $\omega \in [0, +\infty)$. Na decomposição-D, o espaço formado pelos ganhos do controlador pode ser dividido em regiões denominadas por $D(m, n - m)$ que correspondem a regiões com m raízes estáveis e $n - m$ raízes instáveis. A fronteira de cada região é definida por [73]:

$$\pi(\omega = 0, \lambda) = 0 \quad (6.6)$$

$$\pi(j\omega, \lambda) = 0 \quad (6.7)$$

$$\alpha_n(\lambda) = 0 \quad (6.8)$$

A equação (6.6) é conhecida como fronteira de raízes reais e permite encontrar os valores de λ que tornam as raízes da planta reais na origem. A equação (6.7) é conhecida como fronteira de raízes complexas e permite encontrar os valores de λ que tornam as raízes da planta complexas no eixo imaginário. A equação (6.8) é conhecida como fronteira de raízes no infinito e permite encontrar os valores de λ que levam as raízes da planta para o infinito. Esta última equação mapeia o outro caminho que as raízes podem perfazer para cruzar o eixo imaginário, o que representa uma redução na ordem do polinômio característico. As três expressões acima permitem decompor o espaço de ganhos do controlador em regiões com número invariante de raízes estáveis e instáveis. Entretanto, é importante frisar que não há garantia da existência de regiões $D(n, 0)$, isto é, regiões com apenas ganhos estáveis.

Considere o diagrama de blocos mostrado na Fig. 6.13, onde uma planta linear invariante no tempo é controlada por um controlador do tipo proporcional-derivativo (PD). A resposta em frequência da planta (malha aberta) e do controlador são dados por, respectivamente:

Figura 6.13: Diagrama de blocos da planta com realimentação de controle.

$$\begin{aligned}
 P(j\omega) &= P_r(\omega) + jP_i(\omega) \\
 C(j\omega) &= j\omega G_D + G_P
 \end{aligned}
 \tag{6.9}$$

onde G_D e G_P são os ganhos derivativo e proporcional, respectivamente, e os subscritos r e i se referem às partes real e imaginária da função, respectivamente.

O polinômio característico deste sistema em malha fechada é dado por:

$$\pi(j\omega) = 1 + C(j\omega)P(j\omega) \Rightarrow \begin{cases} \pi_r(\omega) = 1 + G_P P_r(\omega) - \omega G_D P_i(\omega) \\ \pi_i(\omega) = G_P P_i(\omega) + \omega G_D P_r(\omega) \end{cases}
 \tag{6.10}$$

Assim, aplicando-se as expressões da técnica de decomposição-D dadas pelas equações (6.6) a (6.8) ao sistema, tem-se [31]:

$$G_P = -\frac{1}{P(0)} \quad (\text{fronteira de raízes reais})
 \tag{6.11}$$

$$G_D = -\frac{1}{P(\infty)} \quad (\text{fronteira de raízes no infinito})
 \tag{6.12}$$

$$\begin{cases} G_P = -\frac{P_r(\omega)}{\omega |P(j\omega)|^2} \\ G_D = \frac{P_i(\omega)}{\omega |P(j\omega)|^2} \end{cases} \quad (\text{fronteira de raízes complexas})
 \tag{6.13}$$

Assim, dada a função de resposta em frequência do sistema a ser controlado $P(j\omega)$ (malha aberta), o espaço de ganhos do controlador PD ($G_D \times G_P$) pode ser dividido em regiões de raízes

invariantes através das expressões (6.11) a (6.13). Para se determinar quais regiões possuem apenas raízes estáveis, faz-se necessário uma análise de estabilidade de cada região.

Conforme já mencionado anteriormente, sensores e atuadores vêm sendo incorporados em máquinas rotativas com o objetivo de aumentar a sua eficiência e atenuar/controlar os seus níveis de vibração, especialmente a vibração do rotor. Assim, os atuadores podem ser usados também como excitadores de forma a se identificar a resposta em frequência do sistema em malha aberta *in situ*. Neste caso, a resposta seria composta por informações oriundas não só do sistema rotativo ($R(j\omega)$ – Fig. 6.13), mas também do sistema de atuação ($A(j\omega)$ – Fig. 6.13) e do sistema de sensoriamento ($U(j\omega)$ – Fig. 6.13). Desta forma, a resposta conteria as características dinâmicas globais do sistema em malha aberta e isto poderia ser usado para encontrar os ganhos ótimos para o sistema em malha fechada.

6.2.1 Região de Ganhos Estáveis de Sistema Rotativo Tipo Laval

De forma a ilustrar a decomposição do espaço de ganhos do controlador em regiões de raízes invariantes, a metodologia foi implementada experimentalmente em um sistema rotativo do tipo rotor de Laval (Fig. 6.14). A bancada de testes é composta por um eixo de aço de 20 mm de diâmetro, suportado por mancais de rolamento autocompensadores, onde um disco de aço de ~ 3 kg é montado equidistantemente dos mancais. O eixo é acionado por um motor elétrico, cuja velocidade de rotação é controlada por um inversor de frequências. Atuadores eletromagnéticos são montados próximo ao disco, atuando na direção horizontal (perpendicularmente à vista mostrada na Fig. 6.14). O deslocamento lateral do rotor é medido por sensores de proximidade indutivos montados próximo ao disco nas direções horizontal e vertical.

Figura 6.14: Sistema rotativo do tipo Laval [31].

A resposta em frequência do sistema em malha aberta é obtida enviando-se um sinal do tipo *chirp* ao *drive* dos atuadores eletromagnéticos (em V) e medindo-se a resposta do rotor através dos sensores de proximidade (em mm). O sinal de excitação adotado varria a faixa

Figura 6.15: Funções de resposta em frequência do sistema rotativo em malha aberta [31].

Figura 6.16: Espaço de ganhos do controlador dividido em regiões de raízes invariantes [31].

de frequências de 1 a 40 Hz em 5 s com amplitude de 2 V, e se adotou o mesmo sistema de aquisição e processamento mostrado na Fig. 6.5. A Fig. 6.15 apresenta as funções de resposta em frequências do sistema obtidas experimentalmente para diferentes velocidades de rotação (diagrama de cascata de estimadores H_1 [115]). Pode-se observar claramente a frequência de ressonância do sistema em aproximadamente 22 Hz e a componente síncrona $1 \times \Omega$ da velocidade de rotação.

Aplicando-se as expressões (6.11) e (6.13), o espaço de ganhos do controlador PD é dividido conforme mostrado na Fig. 6.16 para três diferentes velocidades de rotação. A fronteira de raízes no infinito, neste caso, não é aplicada pois não se tem a informação da resposta quando $\omega \rightarrow \infty$. Como se pode observar, a fronteira de raízes reais (FRR) é representada por uma linha horizontal (ganho proporcional constante), enquanto a fronteira de raízes complexas (FRC) é representada por uma curva no espaço $G_P \times G_D$. Além disso, quando a velocidade de rotação do rotor não é nula, as regiões são movidas na direção de menores valores de ganho proporcional (região move para "baixo").

Para se determinar quais regiões contêm ganhos estáveis em malha fechada, escolhem-se aleatoriamente conjuntos de ganhos nas cinco regiões encontradas (pontos A–E na Fig. 6.16) e testa-se a estabilidade do sistema. Através do critério de estabilidade de Nyquist, é possível provar que a região de ganhos A leva à instabilidade; a região de ganhos B é somente estável em velocidade de rotação nula; a região de ganhos C leva o sistema à estabilidade; a região de ganhos D é somente estável com velocidade de rotação não nula; e a região de ganhos E leva o sistema à instabilidade. Assim, a região de ganhos estáveis do sistema em malha fechada é aquela contida entre as curvas FRR e FRC. No caso da região de ganhos C, a estabilidade é obtida independentemente da velocidade de rotação adotada.

6.2.2 Algoritmo de Autoidentificação em Sistema Rotativo de Dois Discos

A ideia do algoritmo de autoidentificação é empregar o sistema de atuação na identificação da dinâmica do sistema rotativo e, a partir desta informação, encontrar os ganhos do controlador de maneira autônoma. O fluxograma do algoritmo é mostrado na Fig. 6.17. Inicialmente, o controlador está desligado (ganhos nulos) e uma sub-rotina inicia o procedimento de identificação, o qual consiste em medir a função de resposta em frequência (FRF) do sistema em condição de malha aberta. Em seguida, usa-se a técnica de decomposição-D para encontrar a região de ganhos estáveis baseando-se na FRF medida anteriormente. Dentro da região de ganhos estáveis, o algoritmo procura os ganhos ótimos seguindo um determinado critério de desempenho (p.ex. minimização do pico de ressonância, minimização da potência de controle, minimização da vibração média ao longo do rotor, etc). Finalmente, o controlador é ligado com os ganhos ótimos encontrados. Todo este procedimento é executado pelo algoritmo e sistema de controle de maneira autônoma, sem a intervenção humana.

Figura 6.17: Fluxograma do algoritmo de autoidentificação e controle do sistema rotativo [32].

O algoritmo foi implementado e uma interface com o usuário foi desenvolvida em ambiente MATLAB, através das ferramentas GUI (*Graphical User Interface*) – Fig. 6.18. Selecionando o botão "Iniciar" (*Start*), o programa inicia o algoritmo e os resultados são apresentados na área gráfica disponível. Quando o algoritmo termina, todos os resultados podem ser analisados selecionando os botões do menu ao lado direito do aplicativo. Neste caso, é possível recuperar as FRFs em malha aberta e malha fechada; as regiões de ganhos estáveis no espaço $G_P \times G_D$; as curvas de nível do critério de desempenho adotado no interior da região de ganhos estáveis; e a sequência de ganhos testados pelo algoritmo até encontrar os ganhos ótimos.

O algoritmo foi aplicado experimentalmente no sistema rotativo de dois discos mostrado na Fig. 6.19. Esta bancada de testes é composta por um eixo de aço, de 20 mm de diâmetro,

Figura 6.18: Interface gráfica do algoritmo de autoidentificação [32].

Figura 6.19: Sistema rotativo com dois discos [32].

suportado por mancais de rolamento autocompensadores e dois discos de ~ 3 kg cada montados a $1/6$ da distância entre mancais. Desta forma, efeitos giroscópicos são esperados, ao contrário do sistema tipo Laval estudado anteriormente. O rotor é acionado por um motor elétrico, cuja velocidade de rotação é controlada por um inversor de frequências. Atuadores eletromagnéticos são montados próximos ao disco #1, atuando na direção horizontal (perpendicularmente à vista apresentada na Fig. 6.19). A resposta do rotor é medida por sensores de proximidade montados próximos aos dois discos, nas direções horizontal e vertical, mas apenas as medições na direção horizontal dos sensores próximos ao disco #1 são usados para realimentação de controle.

As funções de resposta em frequência deste sistema rotativo são apresentadas na Fig. 6.20. Neste caso, como as FRFs foram obtidas *in situ*, toda a dinâmica do sistema é considerada: sistema de atuação (*drive* e atuadores) + sistema rotativo + sistema de sensoriamento. A frequência natural do rotor associada ao primeiro modo de flexão é ~ 26 Hz, enquanto a segunda frequência

Figura 6.20: Funções de resposta em frequência do sistema rotativo em malha aberta [32].

natural, associada ao segundo modo de flexão do rotor, está acima da faixa de frequências de estudo (acima de 70 Hz). O efeito giroscópico é observado na separação da frequência de ressonância em dois picos, sendo que este efeito é mais pronunciado com o aumento a velocidade de rotação. Também se pode observar a componente síncrona $1 \times \Omega$ causada pelo desbalanço.

Aplicando-se o algoritmo de autoidentificação e controle na velocidade de rotação sub-crítica de 280 rpm, obtêm-se os resultados apresentados na Fig. 6.21 relativos a deslocamentos laterais do rotor na direção horizontal do disco #1. Como se pode observar, a amplitude do pico de ressonância do sistema em malha aberta (linha preta) é de -24,85 dB (0,057 mm/V¹) na frequência de ~ 26 Hz. Com a implementação automática do controlador PD (linha cinza escuro), a amplitude do pico de ressonância reduziu 27% para o valor de -27,61 dB (0,042 mm/V) e moveu o pico de ressonância para a frequência de ~ 27 Hz. A implementação do controlador P (ganhos proporcionais apenas – linha cinza claro) resultou em uma redução da amplitude do pico de ressonância de 54% para o valor de -31,57 dB (0,026 mm/V), sem mover o pico de ressonância.

Os ganhos testados automaticamente pelo algoritmo são apresentados na Fig. 6.22, conjuntamente com as curvas de nível do critério de desempenho adotado (amplitude do pico de ressonância em malha fechada² M_r). Nesta figura, os números indicam a sequência de ganhos testados pelo algoritmo de forma a minimizar a amplitude resultante do pico de ressonância. Isto é feito até que se detecte a saturação das portas de saída do sistema de aquisição em ± 10 V. Para os ganhos do controlador PD, adotou-se um incremento de 0,025 V.s/mm para G_D e de 0,5 V/mm para G_P . Como se pode observar, o algoritmo testou valores de ganhos até a quinta iteração, quando os ganhos resultaram na saturação das portas de saída do sistema de aquisição. Como o ponto intermediário entre a quarta e a quinta iteração (ponto 6) também saturava o sistema, os ganhos adotados foram aqueles testados na quarta iteração (ponto 7). No caso do

¹dB = $20 \log_{10}(\text{mm/V})$.

² $M_r = \max |H(j\omega)|$ para $\omega_{min} \leq \omega \leq \omega_{max}$, onde $H(j\omega) = P(j\omega)/[1 + (G_P + j\omega G_D)P(j\omega)]$.

Figura 6.21: Funções de resposta em frequência identificadas pelo algoritmo na velocidade de rotação de 280 rpm [32].

Figura 6.22: Ganhos do controlador testados pelo algoritmo na velocidade de rotação de 280 rpm [32].

controlador P, adotou-se um incremento de 2,0 V/mm para o ganho proporcional. O algoritmo testou ganhos até a quarta iteração, quando houve saturação das portas de saída do sistema de aquisição. O ganho adotado foi aquele no ponto intermediário entre a terceira e a quarta iterações (ponto 5).

Comparando-se os resultados apresentados na Fig. 6.21, o melhor desempenho do controlador P em relação ao controlador PD é explicado pelo fato do algoritmo ter "caminhado mais longe" na direção da minimização de M_r dentro do espaço de ganhos. Isto ocorreu devido ao controlador PD necessitar da informação de velocidade lateral do rotor. Como a informação de velocidade é obtida derivando-se no tempo o sinal de deslocamento, introduz-se ruído no sinal de controle, o que satura as portas de saída do sistema de aquisição com maior facilidade. Uma melhor relação sinal-ruído do sinal de velocidade permitiria adotar ganhos além daqueles

Figura 6.23: Regiões de raízes invariantes do sistema rotativo em estudo e área de ganhos testada pelo algoritmo [32].

testados pelo algoritmo, o que certamente melhoraria o desempenho do controlador PD.

As regiões de raízes invariantes do sistema rotativo é mostrada na Fig. 6.23. Como se pode observar, duas curvas delimitam três áreas no espaço de ganhos. Como o sistema rotativo em estudo é estável com ganhos nulos, a região que contem a origem é uma região de ganhos estáveis. A área sombreada na figura mostra a região de ganhos testada pelo algoritmo, a qual permaneceu dentro dos limites da região de ganhos estáveis. Em tese, ganhos dentro de toda a região observada na figura poderiam ser adotados, porém a saturação das portas de saída do sistema de aquisição representou uma limitação importante na implementação dos ganhos do controlador.

O algoritmo também foi testado na velocidade de rotação super-crítica de 2080 rpm, obtendo-se resultados bastante similares aos obtidos na velocidade de rotação de 280 rpm [32]. Em relação à resposta vibratória do sistema na direção vertical, dado que o controle foi feito apenas na direção horizontal, os resultados também mostram que não houve alterações significativas nos picos de ressonância, o que mostra que o controlador não afetou negativamente o comportamento do sistema perpendicularmente à direção de atuação [29]. Assim, o algoritmo de autoidentificação e controle foi capaz de identificar a dinâmica do sistema rotativo e implementar os ganhos ótimos de controle com sucesso, de maneira autônoma e sem a interferência humana.

Parte III

Contribuições na Área de Atenuação de Vibrações Estruturais

Capítulo 7

Método da Sensibilidade Inerente

Problemas vibro-acústicos podem ocorrer em qualquer estrutura considerada flexível dentro da faixa de frequências de estudo. As soluções para estes problemas, bastante estudadas na literatura, envolvem basicamente as seguintes técnicas:

- isolamento (redução da transmissibilidade em determinados pontos de interface);
- absorção (introdução de amortecimento e elementos de dissipação de energia);
- separação modal (posicionamento de frequências naturais fora da faixa das frequências de excitação);
- controle ativo (cancelamento/atenuação de ondas vibratórias).

A decisão sobre qual técnica adotar depende de requisitos de projeto como custo-benefício, disponibilidade de espaço (*packaging*), viabilidade de montagem e adição de massa (peso final). Qualquer que seja a técnica adotada, o uso da técnica é usualmente feito durante o processo de projeto da estrutura. Porém, se a estrutura não está sendo projetada do zero, isto é, se a estrutura em estudo é baseada em uma estrutura já existente (projeto *carry over*), devem-se adotar estratégias de modificação local da estrutura.

Na literatura, podem-se encontrar diversos exemplos de técnicas de modificação local da estrutura visando a melhoria das características dinâmicas mesma. Por exemplo, lâminas de plástico reforçado com fibras pode ser usado para alterar a rigidez e o amortecimento do sistema [126], que também podem ser usadas em estruturas do tipo *sandwich* para reduzir a resposta acústica do sistema [65]. Materiais inteligentes também fazem parte da gama de materiais utilizados para modificar a dinâmica da estrutura [116, 171], podendo ser usados como elementos passivos ou ativos de dissipação da energia vibratória nas mais variadas formas.

Na indústria automobilística, raramente se projeta um veículo a partir do zero e projetos *carry over* são a regra. Assim, fez-se necessário o uso de estratégias de modificação local de

estruturas já existentes. A maneira mais comum de se modificar localmente as características dinâmicas da estrutura é através do uso de materiais betuminosos, chamados de *deadeners*, os quais introduzem alguma rigidez mas principalmente massa e amortecimento em chapas metálicas. O problema é saber onde colocar este material de forma a se ter o comportamento esperado da estrutura, o que é geralmente feito por tentativa-e-erro. Como este material adiciona massa à estrutura, é importante minimizar a área de aplicação do material sem comprometer o desempenho dinâmico esperado (relação de compromisso).

Uma tentativa de se encontrar a localização ótima dos *deadeners* em estrutura veiculares foi feita em [26]. Neste trabalho, um modelo do veículo foi construído baseado em dados experimentais de funções de transferência acústica entre *hardpoints* da estrutura e o ouvido do condutor. Assim, introduzindo-se as características dinâmicas dos *deadeners* de forma virtual no modelo, foi possível encontrar funções de sensibilidade, utilizadas posteriormente para encontrar as posições ótimas para os *deadeners*. A vantagem deste método é que ele baseado em dados experimentais do veículo como um todo. Entretanto, o método requer um elaborado procedimento experimental para montar o modelo do veículo.

A alternativa para este método é o Método da Sensibilidade Inerente. O Método da Sensibilidade Inerente também é um método baseado em dados experimentais, porém as funções de sensibilidade são encontradas sem a necessidade de se montar um modelo da estrutura. As funções de sensibilidade são obtidas diretamente a partir de funções de resposta em frequência da estrutura em sua condição original (sem modificações) [203]. Desta forma, a posição ótima dos *deadeners* é encontrada mais facilmente. Este método pode também ser usado para caracterizar danos e detectar falhas estruturais [87, 202].

A hipótese fundamental do Método da Sensibilidade Inerente é a definição de pontos na estrutura entre os quais podem-se definir características de rigidez e de amortecimento, de maneira semelhante a um modelo por parâmetros concentrados. Assim, é possível medir a resposta harmônica nos pontos da estrutura a uma excitação harmônica e determinar a matriz dinâmica do sistema, a qual, para o exemplo mostrado na Fig. 7.1, é dada por:

$$\mathbf{H}(\omega) = \begin{bmatrix} H_{11}(\omega) & H_{12}(\omega) \\ H_{21}(\omega) & H_{22}(\omega) \end{bmatrix} \quad (7.1)$$

onde

$$H_{11}(\omega) = \frac{1}{\Delta(\omega)}(-\omega^2 m_2 + i\omega c_2 + k_2) \quad (7.2)$$

$$H_{12}(\omega) = H_{21}(\omega) = \frac{1}{\Delta(\omega)}(-i\omega c_2 - k_2) \quad (7.3)$$

Figura 7.1: Modelo analítico de um sistema de dois graus de liberdade [156].

$$H_{22}(\omega) = \frac{1}{\Delta(\omega)} [-\omega^2 m_1 + i\omega (c_1 + c_2) + k_1 + k_2] \quad (7.4)$$

$$\Delta(\omega) = [-\omega^2 m_1 + i\omega (c_1 + c_2) + k_1 + k_2](-\omega^2 m_2 + i\omega c_2 + k_2) - (i\omega c_2 + k_2)^2 \quad (7.5)$$

Derivando-se estas funções em relação ao parâmetro k_1 , por exemplo, tem-se:

$$\frac{\partial H_{11}(\omega)}{\partial k_1} = \frac{-(-\omega^2 m_2 + i\omega c_2 + k_2)^2}{\Delta^2(\omega)} = -H_{11}^2(\omega) \quad (7.6)$$

$$\frac{\partial H_{12}(\omega)}{\partial k_1} = \frac{-(-\omega^2 m_2 + i\omega c_2 + k_2)(-i\omega c_2 - k_2)}{\Delta^2(\omega)} = -H_{11}(\omega)H_{12}(\omega) \quad (7.7)$$

$$\frac{\partial H_{22}(\omega)}{\partial k_1} = \frac{-(-i\omega c_2 - k_2)^2}{\Delta^2(\omega)} = -H_{12}^2(\omega) \quad (7.8)$$

Como se pode observar nas equações (7.6) a (7.8), a sensibilidade das funções de resposta em frequência a um dos parâmetros do sistema (rigidez k_1) depende apenas das funções de resposta em frequência em si. Portanto, sabendo-se estas funções de resposta em frequência do sistema, podem-se estimar as funções de sensibilidade. A mesma análise pode ser aplicada para os demais parâmetros do sistema (m_1 , m_2 , c_1 , c_2 e k_2).

Considerando-se estes resultados, Yang et al. [203] propuseram expressões gerais para as funções de sensibilidade, aplicáveis para sistemas com N graus de liberdade, da forma:

$$\frac{\partial H_{jk}(\omega)}{\partial k_{mn}} = -[H_{jm}(\omega) - H_{jn}(\omega)][H_{km}(\omega) - H_{kn}(\omega)] \quad (7.9)$$

$$\frac{\partial H_{jk}(\omega)}{\partial c_{mn}} = i\omega \frac{\partial H_{jk}(\omega)}{\partial k_{mn}} \quad (7.10)$$

$$\frac{\partial H_{jk}(\omega)}{\partial m_{m0}} = (i\omega)^2 \frac{\partial H_{jk}(\omega)}{\partial k_{m0}} \quad (7.11)$$

onde $H_{j0} \equiv 0$ por definição. Estas são as Funções de Sensibilidade Inerente do sistema, que podem ser usadas para identificar as regiões mais sensíveis a mudanças de parâmetros.

O procedimento para encontrar a regiões ótimas a mudanças na estrutura pode ser definido através dos seguintes passos [156]:

1. discretizar a estrutura e criar uma malha de pontos de medição;
2. medir as funções de resposta em frequência (FRFs) entre os pontos da malha de medição;
3. determinar as FRFs que apresentam maiores picos de ressonância na faixa de frequências de estudo;
4. calcular as funções de sensibilidade para as FRFs escolhidas em função do parâmetro de interesse (massa, amortecimento ou rigidez);
5. analisar as funções de sensibilidade e determinar aquelas que apresentam maiores valores na faixa de frequências de estudo (isto definirá a região ótima de modificação).

Neste procedimento, faz-se apenas necessário obter as FRFs do sistema em sua condição original, sem qualquer modificação prévia.

7.1 Exemplo de Aplicação em Teto de Veículo

O procedimento descrito acima foi aplicado para encontrar a localização ótima para a fixação de *deadeners* em um teto de veículo de passageiros. Inicialmente, definiu-se uma malha de nove pontos de medição, conforme ilustrado na Fig. 7.2(a). Esta configuração de malha de pontos foi escolhida de forma a se cobrir de maneira o mais uniforme possível a área do teto do veículo, evitando pontos coincidentes com os reforços estruturais (Fig. 7.2(b)).

A escolha do número de pontos na malha de medição depende de uma relação de compromisso entre refinamento da área e número de FRFs a serem medidas. Uma malha mais fina permitiria considerar mais áreas locais na análise, porém o número de FRFs a serem medidas

(a) malha de pontos de medição

(b) montagem dos acelerômetros

Figura 7.2: Malha de pontos de medição no teto do veículo [156].

(a) todas as FRFs

(b) FRFs mais importantes entre 70 e 80 Hz

Figura 7.3: Funções de resposta em frequência experimentais entre os pontos da malha de medição no teto do veículo [156].

crece com o quadrado do número de pontos da malha. Neste exemplo, os nove pontos da malha de medição resultam na medição de 81 FRFs.

O resultado da medição das FRFs entre os pontos da malha de medição é mostrado na Fig. 7.3(a). Como se pode observar, há um pico de ressonância predominante na faixa de 70 a 80 Hz, que é a faixa de frequências associada ao primeiro modo de vibrar da cavidade interna do veículo (conhecida como faixa de *boom* da cavidade). Assim, a montagem de *deadeners* no teto do veículo permitiria reduzir este pico de ressonância do teto na faixa de *boom*, evitando-se assim problemas de acoplamento vibro-acústico entre o teto e a cavidade do veículo. Desta

Figura 7.4: Possibilidade de montagem dos *deadeners* no teto do veículo entre os pontos da malha de medição [156].

Figura 7.5: Funções de sensibilidade das FRFs H_{11} e H_{91} em relação ao amortecimento [156].

forma, a faixa de frequências a ser analisada é de 70 a 80 Hz. Analisando-se esta faixa de frequências com mais atenção, observa-se que as FRFs com maior amplitude são as apresentadas na Fig. 7.3(b). Assim, estas são as FRFs a serem utilizadas na análise de sensibilidade inerente.

Considerando-se que a aplicação de *deadeners* em placas metálicas resulta, preponderantemente, em mudança de amortecimento local, utiliza-se a equação (7.10) para o cálculo das funções de sensibilidade nas 20 possibilidades de montagem dos *deadeners* no teto do veículo (Fig. 7.4). Como resultado, as FRFs H_{11} , H_{33} , H_{71} , H_{93} , H_{77} e H_{99} apresentaram maior sensibilidade ao amortecimento nas regiões entre os pontos 1–2 e entre os pontos 2–3, enquanto as FRFs H_{91} , H_{13} , H_{73} e H_{79} apresentaram maior sensibilidade ao amortecimento nas regiões entre os pontos 1–4 e entre os pontos 3–6 (Fig. 7.5). Assim, pode-se visualizar as regiões do teto do veículo onde a alteração do amortecimento local terá maior efeito nas FRFs, na faixa de frequências de estudo (Fig. 7.6).

Figura 7.6: Regiões ótimas para o posicionamento dos *deadeners* no teto do veículo [156].

Figura 7.7: Funções de resposta em frequência experimentais entre os pontos da malha de medição no teto do veículo com *deadeners* montados nas posições ótimas [156].

Após montar os *deadeners* no teto do veículo nas posições ótimas, mediram-se as FRFs do sistema modificado, cujos resultados são apresentados na Fig. 7.7. Observa-se uma significativa redução no pico de ressonância dentro da faixa de frequências de estudo (faixa de *boom*) em comparação aos resultados da estrutura não modificada. Entretanto, nota-se também que FRFs não consideradas na análise (H_{22} e H_{88}) apresentaram um aumento de amplitude na faixa de frequências de estudo, o que mostra que não se pode prever por este método o comportamento das FRFs excluídas da análise. Além disso, como as funções de sensibilidade são analisadas em termos de amplitude (valor absoluto), não é possível prever se as mudanças serão positivas ou negativas.

Observa-se na Fig. 7.7(a) que houve atenuação também dos picos de ressonância fora da faixa de frequências de interesse. Isto pode ser explicado pelo fato destes picos de ressonância também serem sensíveis às modificações de amortecimento nas regiões entre os pontos 1–4,

1–2, 2–3 e 3–6. Assim, não é possível isolar o efeito das mudanças nas FRFs fora da faixa de frequências de interesse. Em outras palavras, a solução local pode não ser um ótimo global na faixa de frequências de medição. Desta forma, não se pode garantir pelo método que uma modificação local da estrutura irá beneficiar as FRFs em faixas de frequência além daquelas consideradas na análise.

7.2 Efeito do Refinamento da Malha de Medição

A configuração final dos *deadeners* obtida no exemplo do teto do veículo pode ser considerada ótima para a malha de pontos de medição adotada. Entretanto, não se pode afirmar que se trata de um ótimo global. De fato, uma malha de pontos de medição diferente poderia resultar em uma configuração diferente dos *deadeners* no teto do veículo, que resultaria em uma maior redução da amplitude dos picos de ressonância ou em resultados similares com uma área de *deadeners* menor. Por esta razão, investigou-se a relação entre as funções de sensibilidade inerente e o nível do refinamento da malha de pontos de medição e modos de vibrar associados da estrutura [94].

Para tanto, uma placa esbelta de metal, de 40×320 mm com espessura de 0,5 mm, foi modelada em elementos finitos através do aplicativo MSC Nastran v.2005, com uma malha de 4×32 elementos de placa de Mindlin (Fig. 7.8). O material é considerado isotrópico e as propriedades adotadas são do aço. Todos os nós da malha localizados no eixo Y são restringidos em XZ e o nó central é também restringido em Y. Os nós da malha na extremidade oposta do modelo são restringidos em Z, com o nó central restringido também em Y. A razão para se adotar esta geometria de placa é para que se obtenham modos de vibrar preponderantemente de flexão associados às primeiras frequências naturais, evitando-se assim modos de torção e de placa por simplicidade.

Figura 7.8: Modelo em elementos finitos da placa metálica em estudo [94].

Quando uma estrutura sofre flexão, um eventual *deadener* montado sobre a estrutura sofre um esticamento. Este esticamento do *deadener* se reflete na estrutura como uma rigidez torcional adicional. Assim, além de amortecimento e massa, o *deadener* também introduz rigidez torcional à estrutura. Considerando-se as funções de sensibilidade inerente apresentadas

anteriormente para rigidez linear (Eq.(7.9)), pode-se propor uma expressão para a sensibilidade inerente de rigidez torcional [94], da forma:

$$\frac{\partial H_{jk}(\omega)}{\partial k_{t_{mn}}} = -[\Theta_{jm}(\omega) - \Theta_{jn}(\omega)][\Theta_{km}(\omega) - \Theta_{kn}(\omega)] \quad (7.12)$$

onde, neste caso, a função de resposta angular entre um ponto de medição e um ponto fixo não é nula ($\Theta_{j0} \neq 0$) e deve ser considerada. Apesar de ser difícil de se obter experimentalmente, a função de resposta angular da estrutura é facilmente obtida em modelos por elementos finitos.

Assim, pode-se aplicar o Método da Sensibilidade Inerente e determinar as regiões da placa de maior sensibilidade à presença de *deadener* (adição de rigidez torcional). Para tanto, os nós centrais da malha ao longo da placa são utilizados como "pontos de medição", e três diferentes malhas de medição são utilizadas: grosseira (4 pontos de medição), média (7 pontos de medição) e refinada (17 pontos de medição). A análise de sensibilidade é feita nas primeiras cinco frequências naturais da placa.

Aplicando-se o Método da Sensibilidade Inerente ao caso em estudo, onde se analisa a sensibilidade do sistema à rigidez torcional, obtiveram-se os resultados apresentados nas Figs. 7.9 a 7.13.

Figura 7.9: Sensibilidade inerente à rigidez torcional entre os pontos de medição do pico de ressonância associado ao primeiro modo de vibrar (11,5 Hz) [94].

Figura 7.10: Sensibilidade inerente à rigidez torcional entre os pontos de medição do pico de ressonância associado ao segundo modo de vibrar (45,9 Hz) [94].

Figura 7.11: Sensibilidade inerente à rigidez torcional entre os pontos de medição do pico de ressonância associado ao terceiro modo de vibrar (103,8 Hz) [94].

Figura 7.12: Sensibilidade inerente à rigidez torcional entre os pontos de medição do pico de ressonância associado ao quarto modo de vibrar (185,5 Hz) [94].

Figura 7.13: Sensibilidade inerente à rigidez torcional entre os pontos de medição do pico de ressonância associado ao quinto modo de vibrar (291,3 Hz) [94].

Como se pode observar, ao adotar malhas de pontos de medição cada vez mais refinadas, as áreas de máxima sensibilidade à rigidez torcional da placa ficam cada vez mais nítidas nas regiões dos anti-nós dos modos de vibrar (regiões de maior deslocamento *out-of-plane*). Com a malha grosseira, esta tendência só é possível de ser observada no primeiro modo de vibrar (Fig. 7.9(a)); com a malha média, esta tendência só é possível de ser observada nos primeiros dois modos de vibrar (Figs. 7.9(b) e 7.10(b)); e com a malha refinada, esta tendência é possível de ser observada nos cinco modos de vibrar analisados (Fig. 7.9(c) a 7.13(c)). Portanto, gradientes de sensibilidade claros somente podem ser observados ao se adotar distâncias entre os pontos de medição pequenos o bastante para representar o modo de vibrar associado à frequência em análise. De maneira geral, pode-se estabelecer a necessidade de se ter dois pontos de medição

entre dois nós consecutivos do modo de vibrar.

Portanto, há uma forte relação entre o refinamento da malha de pontos de medição e as regiões de máxima sensibilidade inerente na estrutura. Quando malhas de pontos de medição mais refinadas são adotadas, as regiões ótimas para o posicionamento de *deadeners* ficam claramente dependentes do modo de vibrar associado à faixa de frequências em estudo. Entretanto, como já comentado anteriormente, malhas refinadas de pontos de medição podem resultar em um número proibitivo de medições das FRFs na estrutura. Neste caso, o resultado de se adotar uma malha não refinada de pontos de medição (malha que não representa bem o modo de vibrar em estudo) é o cálculo de valores de sensibilidade globais, que incluem efeitos de diferentes regiões do modo de vibrar (mais de um nó ou anti-nó do modo de vibrar). Este é o caso da maior parte das aplicações experimentais, pois nem sempre se está interessado em frequências naturais baixas (associadas a modos de vibrar de poucos nós e anti-nós) e o número de medições das FRFs entre os pontos de medição cresce com o quadrado do número de pontos de medição.

Apesar dos resultados apresentados aqui serem de modos normais da placa, pode-se extrapolar a aplicação do Método da Sensibilidade Inerente e as suas conclusões para modos de vibrar operacionais associados a frequências de interesse, sem perda de generalidade.

7.3 Modelo de Placa com *Deadeners*

Até agora, nota-se a viabilidade do Método da Sensibilidade Inerente em determinar as regiões onde os *deadeners* devem ser montados para atenuar picos de vibração em determinadas faixas de frequência de interesse. Entretanto, a técnica não permite prever quanto da vibração será atenuada nem a quantidade (área) de *deadener* deve ser utilizada para um determinado resultado. Considerando-se que o Método dos Elementos Finitos é algo bastante difundido na indústria automobilística, a possibilidade de se modelar numericamente os *deadeners*, de forma confiável, abre a possibilidade de definição de suas localizações e de otimização de sua distribuição na estrutura do veículo no âmbito da filosofia de prototipagem zero, com consequente redução de custos no processo de desenvolvimento.

O primeiro passo para a investigação dos efeitos dos *deadeners* nas características dinâmicas da estrutura é a medição das FRFs (Funções de Resposta em Frequência) do sistema, obtidas experimentalmente. Para este estudo, foram utilizadas chapas de mesmo material das utilizadas na carroceria de veículos leves de passageiros, com dimensões $400 \times 40 \times 0,91$ mm. Estas dimensões foram escolhidas para que modos de vibrar de flexão fossem preponderantes nas medições. Na medição das FRFs das chapas foram escolhidos cinco pontos distribuídos na chapa conforme ilustra a Fig. 7.14(a). A quantidade de pontos foi escolhida para facilitar os cálculos e o entendimento do método aplicado, e o posicionamento foi feito de forma a abranger da melhor forma toda a região da chapa, isso para facilitar o método de elementos finitos que será utilizado na correlação do modelo. Além disso, foi disposta na chapa uma esfera, de

(a) chapa instrumentada

(b) chapas testadas

Figura 7.14: Conjunto de chapas com diferentes coberturas de *deadener* e montagem experimental para a medição das FRFs [35].

peso desprezível, para melhor concentração do impacto do equipamento de excitação (martelo de impacto). Após a limpeza das chapas, as mesmas foram enviadas para o laboratório onde foram suspensas por elásticos em suas extremidades, aproximando-se o máximo possível de uma condição livre-livre. Nos cinco pontos de medição nas chapas foram instalados acelerômetros piezoelétricos uniaxiais, com a massa de 5 gramas. A excitação é feita através de um martelo de impacto e, para cada ponto escolhido na chapa, foram feitas dez aquisições onde o resultado final é dado pela média entre as dez excitações.

A identificação experimental das FRFs foi feita em uma série de chapas mostradas na Fig. 7.14(b), sendo que a chapa 1 não é coberta por *deadener* (chapa original); chapa 2 com 10% de sua área coberta pelo *deadener*; chapa 3 com 25% de sua área coberta pelo *deadener*; chapa 4 com 50% de sua área coberta pelo *deadener*; chapa 5 com 75% de sua área coberta pelo *deadener*; chapa 6 com 100% de sua área coberta pelo *deadener*.

A Fig. 7.15 mostra as FRFs obtidas nas chapas 1 (sem *deadener*) e 6 (100% coberta pelo *deadener*), referentes a todos os pontos de medição mostrados na Fig. 7.14(a). Como se pode observar, a chapa apresenta quatro frequências naturais na faixa de 0 a 300 Hz. Observa-se também que, naturalmente, quanto maior a área abrangida pelo *deadener*, maior o efeito de amortecimento nos picos de ressonância da chapa metálica.

O modelo da chapa foi feito no aplicativo MSC Nastran contendo 2760 elementos com a propriedade de placa de Mindlin, mantendo-se as mesmas dimensões da chapa física (condições dos testes experimentais livre-livre) e também sendo excitada na mesma posição dos testes experimentais. A resposta do modelo matemático é também obtida nas mesmas posições dos acelerômetros no sistema físico. Os valores dos parâmetros utilizados para o modelamento da chapa de aço sem *deadener* são apresentados na Tabela 7.1. Este valores foram obtidos após a correlação entre os resultados do modelo em elementos finitos e os dados experimentais. A

(a) chapa sem *deadener*

(b) chapas com 100% de *deadener*

Figura 7.15: FRFs experimentais da chapa nos pontos de medição [35].

Fig. 7.16 mostra uma comparação dos resultados obtidos numericamente (modelo ajustado) com os resultados obtidos experimentais para os ponto de medição 5. Como se pode observar, há boa correlação entre os resultados do modelo e os resultados experimentais para frequências abaixo de 200 Hz.

Utilizando as mesmas condições de contorno do modelo matemático para a chapa sem *deadener*, as simulações foram repetidas adicionando amortecimento no modelo de acordo com

Figura 7.16: Comparação numérico-experimental para a chapa sem *deadener* [35].

Tabela 7.1: Parâmetros utilizados na correlação do modelo da chapa de aço sem *deadener*.

parâmetro	valor	unidade
Densidade do material	7829,7	kg/m ³
Módulo de elasticidade do material	207,0	GPa
Coefficiente de Poisson	0,3	
Fator de amortecimento estrutural	0,03	
Espessura da chapa	0,91	mm
Massa concentrada nas posições dos acelerômetros	7,5	g

a quantidade de *deadener* de cada chapa. A melhor alternativa para o modelamento matemático do *deadener* foi utilizando a propriedade PCOMP do algoritmo MSC Nastran. Esta propriedade permite trabalhar com materiais compostos, podendo-se considerar várias camadas de acordo com a condição de contorno utilizada. No nosso caso, as regiões de cobertura dos *deadeners* são compostas por duas camadas, onde a primeira camada é dada pela própria chapa de aço e a segunda camada é dada pelo *deadener*. Neste estudo, o ajuste do parâmetro de amortecimento PCOMP do modelo do *deadener* foi feito por tentativa-e-erro, onde as melhores condições de operação para o material do *deadener* foram as apresentadas na Tabela 7.2.

Os resultados obtidos para o ponto de medição 5 de cada chapa estudada são apresentados na Fig. 7.17. De maneira geral, os resultados podem ser considerados satisfatórios na faixa de frequências até 200 Hz. O modelo em elementos finitos com as propriedades da Tabela 7.2 apresentou resultados bastante próximos dos experimentais para todas as chapas estudadas, com diferentes coberturas *deadener*. Os melhores resultados foram obtidos nas chapas com maior área de cobertura (75% e 100%) e também nos pontos de medição 4 e 5 (pontos mais distantes do ponto de aplicação da excitação).

Analisando-se a Tabela 7.2, observa-se que a correlação numérico-experimental exigiu

Tabela 7.2: Parâmetros utilizados na correlação do modelo da chapa com deadener.

parâmetro	valor	unidade
Densidade do material (deadener)	2343,7	kg/m ³
Módulo de elasticidade (deadener)	700,0	MPa
Coefficiente de Poisson (deadener)	0,3	
Fator de amortecimento estrutural (aço + deadener)	0,11	
Espessura (deadener)	2,0	mm

Figura 7.17: Comparação numérico-experimental para as chapas com diferentes níveis de cobertura de *deadener* [35].

a adoção de propriedades de massa, rigidez e amortecimento para o *deadener* de forma a se poder chegar nos resultados apresentados. A densidade do material do *deadener* foi ajustada de acordo com a medição da massa das chapas sem *deadener* e com 100% de *deadener* (114 g e 189 g, respectivamente). Como o *deadener* cobria toda a extensão da chapa, com uma espessura de aproximadamente 2 mm, chegou-se ao valor de densidade de 2343,7 kg/m³.

O módulo de elasticidade do material do *deadener* foi um dos parâmetros a serem ajustados por tentativa-e-erro, chegando-se ao valor de 700 MPa. Isto representa 0,3% do módulo de elasticidade do aço. O outro parâmetro ajustado por tentativa-e-erro foi o nível de amortecimento do conjunto aço + *deadener*. Neste caso, os melhores resultados foram obtidos para um fator de amortecimento de 0,11, mantendo-se o fator de amortecimento de 0,03 nas áreas sem *deadener*.

Assim, os resultados apresentados na Fig. 7.17 mostram que um mesmo modelo em elementos finitos, utilizando a propriedade PCOMP do aplicativo MSC Nastran, com os valores de parâmetros da Tabela 7.2, é capaz de representar satisfatoriamente o comportamento dinâmico de chapas com diferentes níveis de aplicação de *deadener* (0% a 100%). O modelo proposto teve boa correlação com dados experimentais de resposta em frequência, obtidos em bancada de testes. Portanto, o modelo proposto pode ser inserido nos modelos completos do veículo para análise virtual de NVH, permitindo a otimização de distribuição, do formato e da massa do *deadener* através desta aplicação, e assim permitir a rápida avaliação de diferentes propostas.

7.4 Conclusão

Em resumo, o Método da Sensibilidade Inerente permite encontrar as regiões ótimas (dentro da malha de pontos de medição adotada) para a modificação local da estrutura, visando a melhoria das características dinâmicas da mesma. A grande vantagem deste método é que ele se baseia apenas nas funções de resposta em frequência da estrutura em sua condição original (sem modificações). Porém, o método não indica o quanto a estrutura deve ser modificada para se atingir um determinado nível de atenuação vibratória. Por exemplo, não é possível prever a quantidade necessária de cobertura de *deadeners* para se obter um determinado resultado, mas apenas a sua localização na estrutura.

Como alternativa, um modelo em elementos finitos da estrutura com *deadeners* pode ser usado para otimizar a área de cobertura, reduzindo-se, assim, custo e peso adicionado ao veículo. Na verdade, o Método da Sensibilidade Inerente pode ser totalmente utilizado de forma numérica em um modelo ajustado do veículo, o que também reduziria custos de projeto já que não haveria a necessidade de se fazer testes experimentais. Entretanto, caso não se tenha à disposição um modelo ajustado do veículo, o método pode ser utilizado experimentalmente para encontrar as regiões de modificação na estrutura e, posteriormente, ajustar a quantidade de *deadeners* na estrutura com testes adicionais. Embora estes testes adicionais representem ainda

uma metodologia de tentativa-e-erro, já se estaria mais próximo da solução ótima do que sem a aplicação do método.

Capítulo 8

Otimização de Forma de Placas

Placas metálicas são amplamente utilizadas na indústria para a confecção da estrutura de máquinas. Em muitos casos, existem restrições dinâmicas e de peso na confecção destes painéis estruturais que devem ser levadas em conta durante o projeto da máquina. De modo a se lidar com as restrições dinâmicas de projeto (faixas de frequência de operação e limites de resposta dinâmica) foram desenvolvidos, com sucesso, diferentes mecanismos de amortecimento, como por exemplo os *deadeners*, os absorvedores dinâmicos e os atuadores piezoelétricos (*piezo patches*). Entretanto, uma desvantagem destes mecanismos de amortecimento é a adição de massa na estrutura. Por esta razão, existe a motivação para o estudo das formas das placas que compõem a estrutura com o objetivo de projetar a estrutura com características dinâmicas desejadas (frequências naturais, modos de vibrar, funções de resposta em frequência específicas).

8.1 Otimização da Espessura da Placa

Os primeiros estudos sobre placas com espessura variável focavam apenas no cálculo das frequências naturais e modos de vibrar resultantes. Inicialmente, considerou-se a variação discreta da espessura na placa (*stepped thickness variation*), onde a placa era dividida em duas áreas com espessuras diferentes [84]. Posteriormente, placas com variação linear da espessura ao longo de seu comprimento começaram a ser investigadas [3, 25], a ponto de se chegar a um método de cálculo dos limites das frequências naturais de placas com espessura descritas por uma função contínua qualquer [100].

A otimização da forma da placa, com o objetivo de obter frequências naturais desejados, começou a ser estudada a partir da década de 1990. Um método para a otimização da espessura de placas em estruturas com geometria de revolução, apresentado em [143], adotou curvas *spline* cúbicas para representar a espessura da placa ao longo do seu comprimento. Neste trabalho, discute-se o uso de diferentes variáveis de projeto na otimização de estruturas cônicas, cilíndricas e em formato de sino. Posteriormente, o caso de estruturas prismáticas foi abordado pelos mesmo autores [77].

A otimização da espessura de placas sujeitas a restrições dinâmicas não se limita ao posicionamento das frequências naturais. Por exemplo, pode-se desenvolver a análise visando modos de vibrar desejados para a estrutura [101]. Considerando-se que os modos de vibrar definem a posição local da estrutura quando sujeita a excitações harmônicas, os resultados apresentados em [101] permite uma ampla gama de aplicações em sistema microeletromecânicos.

As investigações mais recentes de otimização de forma de placas visando características dinâmicas desejadas são relativas a placas laminadas (compósitos). Primeiramente, considerou-se a orientação das fibras do compósito como variáveis de projeto [50, 186]. Depois, outros parâmetros passaram a ser investigados, como o número de camadas e a composição da cada camada [16, 92].

Considerando-se a informação disponível na literatura, observa-se que muito tem sido feito na direção da otimização de placas visando características dinâmicas desejadas, porém apenas no campo teórico-numérico. São raros os trabalhos de validação experimental das técnicas desenvolvidas, sendo o trabalho de Ercoli et al. [61] um destes poucos trabalhos. Neste caso, a placa foi dividida em duas áreas retangulares de espessura constante (Fig. 8.1) e a comparação numérico experimental resultou em um erro de $\sim 10\%$ entre a frequências fundamental desejada e a obtida. As questões que surgem são: pode-se esperar o mesmo nível de erro em distribuições de espessura da placa mais complexas? Qual seria o resultado se mais frequências naturais fossem envolvidas?

Figura 8.1: Placa com espessura variável considerada no trabalho numérico-experimental de Ercoli et al. [61].

De forma a se avaliar experimentalmente a otimização da espessura de placas visando frequências naturais desejadas, tomou-se o caso de uma placa retangular de alumínio, de dimensões 150×185 mm e espessura nominal de 2 mm, em condição de contorno engastada-

Figura 8.2: Montagem da placa para a identificação experimental das características dinâmicas: (1) excitador, (2) célula de carga, (3) acelerômetro [69].

Tabela 8.1: Frequências naturais da placa lisa identificadas experimentalmente.

frequência natural	1	2	3
valor médio (Hz)	50,76	135,52	277,48
desvio padrão	0,436	1,558	2,387
intervalo de confiança de 96% (Hz)	$50,8 \pm 0,9$	136 ± 3	278 ± 5

livre-livre-livre (Fig. 8.2). Neste caso, para identificar a resposta dinâmica da placa lisa (sem otimização de espessura), adotou-se uma malha de 25 pontos de medição ao longo da placa. Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 8.1, onde apenas três frequências naturais foram identificadas na faixa de frequências analisada, até 350 Hz. A variação observada nos valores das frequências naturais se deve à variação dos picos de ressonância da placa, detectada nas FRFs medidas em cada um dos 25 pontos de medição. Esta variação dos picos de ressonância ocorre devido à presença do acelerômetro de 2,4 g, que durante as medições muda de posição, alterando de forma sutil a distribuição de massa da placa. De qualquer forma, observa-se na Tabela 8.1 que a incerteza introduzida pela massa do acelerômetro ficou dentro 2% do valor médio para um intervalo de confiança de 96% (intervalo 2σ). Os modos de vibrar associados a estas três primeiras frequências naturais da placa testada (primeiro modos de flexão, primeiro modo de torção e segundo modo de flexão, respectivamente) foram obtidos pelo Método de Ewins-Gleeson [115] e são mostrados na Fig. 8.3.

Para otimizar a espessura da placa em estudo, modelou-se a placa em elementos finitos através do aplicativo MSC Nastran v.2005. O modelo foi construído com uma malha de 4×5 elementos de placa de Mindlin com 2 mm de espessura e as propriedades do material foram consideradas isotrópicas, com módulo de elasticidade de $7,1 \times 10^{10}$ N/m², coeficiente de Poisson de 0,33 e densidade de 2674 kg/m³. Os nós da malha de elementos finitos na região do engaste foram restringidos em todos os seus graus de liberdade.

Figura 8.3: Modos de vibrar da placa lisa identificados experimentalmente [69].

Figura 8.4: Matriz de MAC entre os resultados numéricos e experimentais [69].

Calculando-se numericamente o valor das frequências naturais e modos de vibrar do modelo construído para representar a placa em estudo, obtiveram-se os resultados da Tabela 8.2. Como se pode observar, o erro entre os resultados numéricos e experimentais foi menor do que 5% nas três frequências naturais analisadas. Os modos de vibrar obtidos numericamente também são coerentes em relação aos experimentais dada a forte preponderância da diagonal principal da matriz de MAC (Fig. 8.4) [7].

Tabela 8.2: Frequências naturais do modelo em elementos finitos da placa lisa.

	1	2	3
frequência natural (Hz)	49,3	134,7	291,9
erro em relação ao experimento (%)	2,9	0,6	5,0

O problema de otimização da espessura da placa visando frequências naturais desejadas pode ser escrito da forma:

$$\min f = \left(1 - \frac{\omega_{n1}}{\Phi_1}\right)^2 + \left(1 - \frac{\omega_{n2}}{\Phi_2}\right)^2 + \left(1 - \frac{\omega_{n3}}{\Phi_3}\right)^2 \quad (8.1)$$

Sujeito a:

$$t_i \leq 5,0 \text{ mm} \quad (8.2)$$

$$t_i \geq 1,5 \text{ mm} \quad (8.3)$$

onde ω_{nj} é a j-ésima frequência natural da placa (numérico), Φ_j é a j-ésima frequência natural desejada da placa e t_i é a espessura do i-ésimo elemento finito do modelo da placa (variável de projeto).

Esta problema de otimização é convexo, não linear e uniobjetivo. Para resolver este problema adota-se o aplicativo MSC Nastran, o qual se baseia no *Modified Method of Feasible Directions* que é adequado para problemas não lineares [123]. Como mencionado anteriormente, a placa tem espessura nominal de 2 mm e este valor é usado como condição inicial no algoritmo de otimização. Um número máximo de 15 iterações é adotado como critério de parada, assim como a diferença da função objetivo entre duas iterações (valor *default* de 10^{-20}).

As três primeiras frequências naturais da placa em estudo, identificadas experimentalmente, são 50,8, 136 e 278 Hz. Considere que a segunda frequência natural da placa não seja adequada e se deseja mudá-la para o valor de 100 Hz sem alterar as demais frequências naturais. Assim, as frequências naturais desejadas no problema de otimização são 50,8, 100 e 278 Hz¹. Adotando-se o modelo em elementos finitos da placa e resolvendo-se o problema de otimização através do uso do aplicativo MSC Nastran, obtiveram-se os resultados apresentados na Tabela 8.3 e Fig. 8.5. Os resultados apresentados na Fig. 8.5 referem-se a uma espessura igualmente distribuída em torno da linha neutra da placa (metade acima e metade abaixo da linha neutra).

Tabela 8.3: Frequências naturais do modelo em elementos finitos da placa com espessura otimizada.

	1	2	3
frequência natural (Hz)	48,7	101,6	274,3
erro em relação ao desejado (%)	4,1	1,6	1,3

¹As frequências naturais desejadas Φ_j podem ser consideradas como restrições de igualdade no problema de otimização. Entretanto, estas restrições foram incluídas na função objetivo (8.1), o que facilita a convergência do algoritmo.

Figura 8.5: Distribuição de espessuras otimizada da placa em estudo [69].

Figura 8.6: Placa usinada com a distribuição otimizada de espessuras [69].

As frequências naturais da placa otimizada (numérico) são bastante próximas dos valores desejados (Tabela 8.3)². Analisando-se a solução encontrada (Fig. 8.5), percebe-se que a massa da placa foi concentrada nas extremidades livres (cantos superiores da figura) e na região central do engaste (parte de baixo da figura). Esta solução faz sentido, considerando-se que o objetivo era reduzir a frequência natural associada ao primeiro modo de vibrar de torção sem afetar as demais frequências naturais. A massa concentrada nos cantos livres da placa reduz a frequência natural de torção, e a massa concentrada na região do engaste compensa a concentração de massa na extremidade livre e aumenta a rigidez local de forma a não alterar as frequências e os modos de flexão.

Para se verificar experimentalmente os resultados obtidos pelo procedimento de otimização, usinou-se a chapa de acordo com as distribuição de espessuras ótima (Fig. 8.6) e se efetuou a identificação experimental das frequências naturais e modos de vibrar (de maneira similar à adotada para a chapa lisa). Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 8.4.

Comparando-se os resultados experimentais com aqueles previstos pela simulação numérica

²O tempo computacional para obter esta solução foi de menos de 5 minutos em um microcomputador com processador Pentium 4 de 3,2 GHz e 2,5 Gb de memória RAM.

Tabela 8.4: Frequências naturais da placa otimizada identificadas experimentalmente.

frequência natural	1	2	3
valor médio (Hz)	48,75	102,40	275,96
desvio padrão	0,577	1,581	2,300
intervalo de confiança de 96% (Hz)	$49,8 \pm 1,2$	102 ± 3	276 ± 5
valor previsto na Tab. 8.3 (Hz)	48,7	101,6	274,3
erro (%)	2,2	0,4	0,6
frequências desejadas (Hz)	50,8	100	278
erro (%)	1,9	2,0	0,7

(Tabela 8.3), observa-se uma boa correlação, sendo que o maior erro é encontrado na primeira frequência natural em 2,2%. Comparando-se os resultados experimentais com aqueles desejados, novamente se observa uma boa correlação, com erros inferiores a 2% nas três frequências naturais obtidas. Os modos de vibrar associados às frequências naturais identificadas experimentalmente não se modificaram em relação à condição de placa lisa, sendo semelhantes aos apresentados na Fig. 8.3, e a matriz de MAC entre resultados numéricos e experimentais na condição otimizada apresenta forte preponderância da diagonal principal (Fig. 8.7). Isto indica a similaridade obtida nos modos de vibrar entre a previsão numérica e a validação experimental.

Figura 8.7: Matriz de MAC entre os resultados numéricos e experimentais da chapa com espessura otimizada [69].

Assim, considerando-se as questões levantadas no início desta Seção, pode-se afirmar:

- Sim, é possível esperar bons resultados experimentais das soluções de problemas de otimização da espessura de placas visando frequências naturais desejadas, mesmo quando se tem uma distribuição de espessuras ao longo da placa (número variado de variáveis de projeto);
- A otimização de espessura da chapa considerando diferentes frequências naturais resultou em boa correlação numérico-experimental. No caso analisado, o erro entre a frequência desejada e a obtida experimentalmente ficou abaixo de 2%.

No presente caso, o número de elementos finitos adotado no modelo foi pequeno por conta das dificuldades de usinagem da placa de alumínio usada na verificação experimental. Entretanto, do ponto de vista numérico, mais elementos no modelo podem ajudar o algoritmo de otimização a encontrar soluções ainda melhores para o problema. A desvantagem é que malhas muito finas do modelo em elementos finitos resultam em um número elevado de variáveis de projeto, o que inevitavelmente aumenta significativamente o tempo computacional. Um número elevado de variáveis de projeto pode resultar também em instabilidade numérica do algoritmo de otimização. Por exemplo, a experiência mostra que o procedimento de otimização adotado não converge para uma solução com malhas de 48×60 elementos.

8.2 Interpolação de Resultados em Malha Refinada

Uma das maiores dificuldades no processo de validação experimental foi uma dificuldade prática: usinar a placa com espessura otimizada. A usinagem da placa com variação de espessura local mostrou-se ser uma operação demorada, mesmo para o número de elementos relativamente pequeno a serem usinados na placa (malha 4×5). As principais razões para o alto tempo de usinagem da placa foram a esbeltez da placa, o que levou à usinagem de um suporte para que a placa não se deformasse durante a usinagem, e o fato da necessidade de se usinar ambos os lados da placa.

Do ponto de vista de aplicação industrial, uma solução de manufatura mais rápida é a estampagem da placa com as espessuras desejadas. Entretanto, a solução otimizada encontrada para a placa não é a ideal em processos de estampagem pois apresenta muitos cantos vivos. Assim, a distribuição de espessuras na chapa deve resultar em uma superfície mais suave de forma a se ter sucesso no processo de estampagem. Esta superfície mais suave poderia ser obtida refinando-se a malha no modelo em elementos finitos da placa utilizado no procedimento de otimização. Porém, como já mencionado anteriormente, malhas finas podem resultar em alto tempo computacional e/ou instabilidade numérica do algoritmo. A solução para este problema está na interpolação dos resultados obtidos em malha grosseira (resultados computacionalmente baratos e de boa correlação numérico-experimental) em uma malha refinada de pontos para formar a superfície suave da placa.

A interpolação dos resultados otimizados é feita com a ajuda do comando `interp2` do aplicativo MATLAB. Esta interpolação é baseada na triangulação de Delaunay usando o algoritmo Quickhull [15]. Neste caso, pode-se adotar uma interpolação linear ou uma interpolação cúbica, cujos resultados são apresentados na Fig. 8.8.

Os resultados apresentados na Fig. 8.8 representam a interpolação da distribuição de espessuras otimizada (Fig. 8.5) em uma malha de 48×60 elementos. Como se vê, a diferença entre as interpolações linear e cúbica é bastante sutil. Utilizando-se estas distribuições de espessura mais suaves em um modelo da placa com malha de 48×60 elementos finitos, e calculando-se

Figura 8.8: Resultados da otimização da placa interpolados em uma malha de 48×60 elementos [69].

Tabela 8.5: Frequências naturais do modelo em elementos finitos da placa com distribuição de espessuras interpolada em malha de 48×60 elementos.

frequência natural	1	2	3
desejado (Hz)	50,8	100	278
interpolação linear (Hz)	46,6	100,9	289,0
erro em relação ao desejado (%)	8,3	0,9	3,9
interpolação cúbica (Hz)	46,8	96,5	290,3
erro em relação ao desejado (%)	7,9	3,5	4,4

as frequências naturais resultantes, obtêm-se os resultados apresentados na Tabela 8.5.

Os resultados mostram que a utilização da distribuição de espessuras de malha grossa interpolada em malha fina apresenta erros inferiores a 10% nas frequências naturais desejadas. Se este nível de erro é tolerável, a interpolação dos resultados oriundos da otimização em malhas refinadas é viável e se pode utilizar a geometria resultante no processo de estampagem para confeccionar as chapas. Não se observa diferenças significativas entre os erros apresentados pela interpolação linear e aqueles apresentados pela interpolação cúbica. Assim, a interpolação cúbica é a mais indicada por resultar em uma geometria mais favorável para o processo de estampagem (geometria mais suave).

Parte IV

Considerações Finais

Capítulo 9

Conclusão

Conforme já mencionado anteriormente, este trabalho procura contextualizar as contribuições do autor na área de controle de vibrações em sistemas rotativos e estruturas, feitas no período de 2006 a 2013, dentro do Laboratório de Dinâmica do Departamento de Engenharia Mecânica da EESC/USP. Considerando-se o conteúdo apresentado, pode-se estabelecer uma sequência de análise do problema nas etapas de modelagem matemática, identificação, diagnóstico, controle passivo e controle ativo. Assim, tem-se:

Modelagem Matemática: as diferentes abordagens adotadas para a modelagem matemática do sistema rotativo (ou estrutural) permitem prever o comportamento dinâmico do sistema com precisão aceitável, tanto no domínio do tempo quanto no domínio da frequência. Com isto, é possível investigar os efeitos de modificações no sistema e, também, analisar as consequências da variabilidade de parâmetros, antes mesmo da construção de protótipos e da validação experimental.

Identificação: uma vez construído o protótipo, técnicas experimentais devem ser adotadas para medir o comportamento do sistema em operação. Neste caso, é possível adotar técnicas de medição multi-ponto (*full field*) de forma a identificar o comportamento dinâmico de sistemas rotativos (ou estruturais) com a utilização de um único sensor. Estas técnicas são precisas o suficiente para medir as vibrações do sistema e, a partir destes dados, analisar o sistema e obter informações a seu respeito (por exemplo, a Análise Modal Operacional de estruturas [60]).

Diagnóstico: de posse dos sinais de vibração de pontos do sistema rotativo (ou estrutural), faz-se a análise da informação ali contida. Por exemplo, pode-se investigar a presença de trincas incipientes em eixos através do processamento dos sinais de vibração, de forma a se prever a integridade do sistema e planejar a manutenção da máquina.

Controle Passivo: no caso do diagnóstico ser relacionado a problemas vibratórios do sistema, pode-se recorrer a técnicas de controle passivo das vibrações. Neste caso, as técnicas podem ser aplicadas durante a fase de projeto (técnicas preventivas) ou em condições de

pós-projeto (técnicas corretivas). Dentre as técnicas preventivas, tem-se a colocação de frequências naturais e o aumento do limite de estabilidade do sistema, ambos envolvendo a otimização de forma de componentes do sistema rotativo (ou estrutural). As técnicas corretivas envolvem a montagem de dispositivos de dissipação no sistema, permitindo aumentar o nível de amortecimento do mesmo (técnicas de amplo espectro) ou posicionar antiressonâncias na região de operação do sistema (técnicas de pequeno espectro). Em todos os casos, observa-se a eficiente modificação das características dinâmicas do sistema, de forma a diminuir o nível de vibração apresentado pelo mesmo.

Controle Ativo: o controle ativo do sistema também pode ser classificado como uma técnica preventiva, já que o projeto do sistema de sensoriamento, realimentação e atuação é feito na fase de projeto do sistema rotativo (ou estrutural). Trata-se de uma maneira eficiente de modificar as características dinâmicas do sistema, visando a atenuação vibratória, e de fácil adaptação a alterações ambientais ou operacionais. A autoidentificação, por exemplo, permite que o sistema seja autônomo para identificar momentaneamente a dinâmica do sistema a ser controlado e escolher os melhores ganhos para o controlador nas condições de operação identificadas. As vantagens do controle ativo, entretanto, são obtidas através de uma maior complexidade do sistema e maior custo de implementação.

9.1 Perspectivas Futuras

Dentre as possibilidades de avanço na investigação dos temas abordados neste trabalho, podem-se listar:

- efetuar testes experimentais em laboratório para a validação do modelo matemático da coluna de perfuração de poços de petróleo em condições de *backreaming*. Para tanto, uma bancada de testes foi construída no Laboratório de Dinâmica da EESC/USP¹ e os primeiros resultados experimentais já estão sendo colhidos. A partir do modelo matemático correlacionado com dados experimentais será possível investigar as condições de operação que minimizam as vibrações laterais do sistema e os efeitos da variabilidade de parâmetros²;
- estudar o comportamento de sistemas rotativos com absorvedores dinâmicos com elementos viscoelásticos. Para tanto, o modelo matemático do elemento viscoelástico deve ser inserido no modelo matemático do sistema rotativo e do absorvedor dinâmico³. É esperada a atenuação das vibrações laterais, porém com introdução de maior amortecimento no sistema;

¹Projeto de Pesquisa Regular FAPESP 2012/13019-9, "Estudo da Dinâmica de Colunas de Perfuração de Poços de Petróleo em Operações de Backreaming", set/2012 a ago/2014.

²Cristiano Eduardo Agostini, aluno de Doutorado, prazo para defesa em ago/2015.

³Yuri Corrêa Fontes, aluno de Mestrado, prazo para defesa em jan/2015.

- estudar o efeito da força eletromagnética na dinâmica das sapatas do mancal ativo. A força eletromagnética exercida pelas sapatas, por reação, também atua nas sapatas modificando suas posições angulares, o que pode alterar as condições de operação do mancal hidrodinâmico segmentado. As consequências deste acoplamento dinâmico no mancal ativo ainda não é conhecida⁴;
- implementar o algoritmo de autoidentificação no mancal ativo e investigar sua eficiência em um sistema rotativo com movimentos em duas dimensões. Neste caso, a atuação é feita em duas direções ortogonais e o sistema de autoidentificação deverá ser capaz de encontrar uma matriz de ganhos para o controlador⁴;
- estudar o uso de diferentes estratégias de controle no mancal ativo, em especial técnicas baseadas na minimização de energia do sistema de controle. Com isto, procurar-se-á maximizar o efeito do controlador com o mínimo gasto de energia, algo de extrema importância econômica em aplicações práticas^{5,6};
- estudar a viabilidade de controle de palhetas rotativas pela atuação através dos mancais. O controle de vibrações de palhetas girantes geralmente é feito de maneira intrusiva no sistema, com atuação direta nas palhetas. Assim, este estudo é de grande utilidade para o controle das vibrações de sistemas flexíveis girantes pois, em caso de sucesso, permitirá atuar através do mancais, sem alterar ou interferir na geometria das palhetas⁷;
- estudar o efeito do padrão de dobras em chapas visando frequências naturais e modos de vibrar desejados. É de conhecimento que pequenas dobras em chapas metálicas, menores do que 5°, causam significativas modificações nas características dinâmicas da estrutura, um fenômeno chamado de hipersensibilidade. A investigação da melhor disposição das dobras na chapa permitirá obter chapas com características dinâmicas desejadas para uma determinada aplicação⁸;
- investigar a solução numérica estocástica da equação de Reynolds. Como já mencionado no texto, a equação de Reynolds é normalmente resolvida numericamente com valores nominais. Esta investigação visa desenvolver um método numérico capaz de prever a solução da equação de Reynolds considerando a variabilidade de parâmetros de operação, sem a necessidade de se adotar métodos exaustivos como o método de Monte Carlo;
- investigar experimentalmente as formas otimizadas de mancais visando aumento do limite de estabilidade. Os estudos de otimização de forma de mancais hidrodinâmicos apresentados neste trabalho mostram a possibilidade de se aumentar significativamente o

⁴Bolsa de Produtividade em Pesquisa CNPq 300667/2012-4, "Aplicação de Mancais Ativos Híbridos para a Identificação e Controle de Sistemas Rotativos", mar/2013 a fev/2016.

⁵Henry Pizarro Viveros, aluno de Doutorado bolsista CNPq PEC-PG, prazo para defesa em set/2017

⁶Raphael Pereira Spada, aluno de Mestrado bolsista CAPES, prazo para defesa em ago/2015.

⁷Ricardo Luiz Antonioli Passalacqua, aluno de Doutorado, prazo para defesa em ago/2017.

⁸Guilherme Augusto Lopes da Silva, aluno de Mestrado, prazo para defesa em ago/2015.

limite de estabilidade do sistema rotativo. A comprovação experimental complementar­á estes estudos e poderá validar os resultados;

- aplicação da técnica baseada em entropia aproximada, descrita neste trabalho, em dados reais de eixos com trincas. Com isto, a eficiência do método na detecção de trincas incipientes poderá ser comprovada.

Referências Bibliográficas

- [1] AGOSTINI, C. E. *Modelagem da dinâmica e análise de vibrações de colunas de perfuração de poços de petróleo em operações de backreaming*. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2013. Tese de Qualificação de Doutorado.
- [2] AGUIRRE, L. A., BRUCIAPAGLIA, A. H., MIYAGI, P. E., PIQUEIRA, J. R. C. *Enciclopédia de automática: controle e automação*. Edgard Blücher, São Paulo, 2007.
- [3] AKIYAMA, K., KURODA, M. Fundamental frequencies of rectangular plates with linearly varying thickness. *Journal of Sound and Vibration* 205, 3 (1997), 380–384.
- [4] AL-SHUDEIFAT, M. A., BUTCHER, E. A. New breathing functions for the transverse breathing crack of the cracked rotor system: approach for critical and subcritical harmonic analysis. *Journal of Sound and Vibration* 330, 3 (2011), 526–544.
- [5] ALIZADEH, A., EHMANN, C., SCHÖNHOF, U., NORDMANN, R. Active bearing of rotors utilizing robust controlled piezo actuators. ASME 2003DESIGN ENGINEERING TECHNICAL CONFERENCE AND COMPUTERS AND INFORMATION ENGINEERING CONFERENCE, ASME, p. 48850. 2003.
- [6] ALLAIRE, P. E., PARSELL, J. A., BARRET, L. E. A perturbation method for the dynamic coefficients of tilting-pad journal bearings. *Wear* 72 (1981), 29–44.
- [7] ALLEMANG, R. J. The modal assurance criterion – twenty years of use and abuse. *Sound and Vibration* 8 (2003), 14–21.
- [8] ALSUWAIYAN, A. S., SHAW, S. W. Performance and dynamics stability of general-path centrifugal pendulum vibration absorbers. *Journal of Sound and Vibration* 252 (2002), 791–815.
- [9] ALTHAUS, J. *Eine aktive hydraulische Lagerung für Rotorsysteme*. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1991. Fortschritt-Berichte VDI, série 11, n.154.
- [10] AMIRTHARAJAH, R., CHANDRAKASAN, A. P. Self-powered signal processing using vibration-based power generator. *IEEE Journal of Solid-State Circuits* 33, 5 (1998), 687–695.

- [11] API. *617 - Centrifugal compressors for petroleum, chemical, and gas service industries*, 6 ed. American Petroleum Institute, Washington, 1995.
- [12] ARAUJO, M. V. V. *Dispositivo eletromagnético dissipador de vibrações para máquinas rotativas*. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2013. Dissertação, Mestrado em Engenharia Mecânica.
- [13] ARORA, J. S. *Introduction to optimum design*. McGraw-Hill, New York, 1989.
- [14] BAE, S., LEE, J. M., KANG, Y. J., KANG, J. S., YUN, J. R. Dynamic analysis of an automatic washing machine with hydraulic balancer. *Journal of Sound and Vibration* 257 (2002), 3–18.
- [15] BARBER, C. B., DOBKIN, D. P., HUHDANPAA, H. T. The quickhull algorithm for convex hulls. *ACM Transactions on Mathematical Software* 22 (1996), 469–483.
- [16] BARGH, H. G., SADR, M. H. Optimal design by elitist-genetic algorithm for maximum fundamental frequency of fiber metal laminated plates. *Key Engineering Materials* 471–472 (2011), 331–336.
- [17] BARRETT, L. E., GUNTER, E. J., ALLAIRE, P. E. Optimum bearing and support damping for unbalance response and stability of rotating machinery. *Journal of Engineering for Power* 100, 1 (1978), 89–94.
- [18] BARTHA, A. R. *Dry friction backward whirl of rotors*. Swiss Federal Institute of Technology, Zurich, 2000. Tese, Doutorado em Ciências Técnicas.
- [19] BAVASTRI, C. A., FERREIRA, E. M. S., ESPINDOLA, J. J., LOPES, E. M. O. Modeling of dynamic rotors with flexible bearings due to the use of viscoelastic materials. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* 30, 1 (2008), 22–29.
- [20] BEEBY, S. P., TUDOR, M. J., WHITE, N. M. Energy harvesting vibration sources for microsystems applications. *Measurement Science and Technology* 17 (2006), 175–195.
- [21] BELYTSCHKO, T., KRONGAUZ, Y., ORGAN, D., FLEMING, M., KRYSL, P. Meshless methods: an overview and recent developments. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 139 (1996), 3–47.
- [22] BENTLY, D. E., ELDRIDGE, T., JENSEN, J., MOL, P. Externally pressurized bearings allow rotor dynamic optimization. *VDI-Berichte* 1640 (2001), 49–61.
- [23] BENTLY, D. E., GRANT, J. W., HANIFAN, P. C. Active controlled hydrostatic bearings for a new generation of machines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* (2000), 1–9. pre-print 2000-GT-354.

- [24] BENTLY, D. E., MUSZYNSKA, A. Modal testing and parameter identification of rotating shaft/fluid lubricated bearing system. 4TH. INT. MODAL ANALYSIS CONFERENCE, Union College, pp. 1393–1402. 1986.
- [25] BHAT, R. B., LAURA, P. A. A., GUTIERREZ, R. G., CORTINEZ, V. H., SANZI, H. C. Numerical experiments on the determination of natural frequencies of transverse vibrations of rectangular plates of non-uniform thickness. *Journal of Sound and Vibration* 138, 2 (1990), 205–219.
- [26] BIENERT, J. Optimization of damping layers in car bodies. 2002 INT. CONF. ON NOISE AND VIBRATION ENGINEERING, Katholiek Universiteit Leuven, pp. 2005–2010. 2002.
- [27] BLOCH, H. P., GEITNER, F. K. *Machinery failure analysis and troubleshooting*. Gulf Publishing Co., New York, 1994.
- [28] BUCKBERRY, C., REEVES, M., MOORE, A. J., HAND, D. P., BARTON, J. S., JONES, J. D. C. The application of high-speed tv-holography to time-resolved vibration measurements. *Optics and Lasers in Engineering* 32 (2000), 387–394.
- [29] BUTTINI, T. M. *Algoritmo de autoidentificação para o controle autônomo de vibrações em sistemas rotativos*. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2011. Dissertação, Mestrado em Engenharia Mecânica.
- [30] BUTTINI, T. M., NICOLETTI, R. Direct synthesis from frequency response measurements applied to the controller design of a servo positioning system. 20TH INT. CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, ABCM, pp. 1–7. 2009.
- [31] BUTTINI, T. M., NICOLETTI, R. Pd controller synthesis from open-loop response measurements of rotating system. *IET Control Theory and Applications* 6, 14 (2012), 2209–2215.
- [32] BUTTINI, T. M., NICOLETTI, R. Self-identification algorithm for the autonomous control of lateral vibration in flexible rotors. *International Journal of Rotating Machinery*, 873645 (2012), 1–13.
- [33] CAMPOS, R. O., NICOLETTI, R. Application of rotating dynamic absorber in a vertical washing machine. XIII INT. SYMPOSIUM ON DYNAMIC PROBLEMS IN ENGINEERING, DINAME, pp. 1–10. 2009.
- [34] CAMPOS, R. O., NICOLETTI, R. Vibration reduction in vertical axis washing machine using a rotating dynamic absorber. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* (aceito para publicação) (2013).

- [35] CANTALOGO, A., NICOLETTI, R. Modelagem de "deadeners" usando elementos finitos e correlação experimental. VII CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, ABCM, pp. 1–8. 2012.
- [36] CELERE, A. L. *Método de avaliação do ganho empregado pelo piloto em ensaios de PIO*. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2008. Tese, Doutorado em Engenharia Mecânica.
- [37] CHANG, C., XIA, O. Three-dimensional structural translation and rotation measurement using monocular videogrammetry. *Journal of Engineering Mechanics* 136, 7 (2010), 840–848.
- [38] CHANG, C. C., JI, Y. F. Flexible videogrammetric technique for three-dimensional structural vibration measurement. *Journal of Engineering Mechanics* 133, 6 (2007), 656–664.
- [39] CHEN, C., DAI, L. Bifurcation and chaotic response of cracked rotor system with viscoelastic supports. *Nonlinear Dynamics* 50, 3 (2007), 483–509.
- [40] CHEN, X., SOLOMON, I. C., CHON, K. H. Comparison of the use of approximate entropy and sample entropy: application to neural respiratory signal. ENGINEERING IN MEDICINE AND BIOLOGY 27TH ANNUAL CONFERENCE, IEEE, pp. 1–8. 2005.
- [41] CHEN, Y., DAVIS, T. A., HAGER, W. W., RAJAMANICKAM, S. Algorithm 887: Cholmod, supernodal sparse cholesky factorization and update/dwondate. *ACM Transactions on Mathematical Software* 35, 3 (2008), 22:1–14.
- [42] CHENG, C. C., WU, F. T., HSU, K. S., HO, K. L. Design and analysis of auto-balancer of an optical disk drive using speed-dependent vibration absorbers. *Journal of Sound and Vibration* 311 (2008), 200–211.
- [43] CHILDS, D. W. The space shuttle main engine high-pressure fuel turbopump rotordynamic instability problem. *Journal of Engineering for Power* 100, 1 (1978), 48–57.
- [44] CHOI, H., GOMES, A. V., CHATTERJEE, A. Signal acquisition for high-speed periodic signals using incoherent sub-sampling and back-end signal reconstruction algorithms. *IEEE Transactions on Very Large Scale Integration (VLSI) Systems* 19, 7 (2011), 1125–1135.
- [45] CIESLICKI, K. Investigations of the effect of inertia on flow of air through porous bearing sleeves. *Wear* 172 (1994), 73–78.
- [46] CURZON, A. E. A set of solutions of reynolds equation for finite slider bearings. *Tribology International* 24, 4 (1991), 207–212.

- [47] DARPE, A. K., GUPTA, K., CHAWLA, A. Transient response and breathing behaviour of a cracked jeffcott rotor. *Journal of Sound and Vibration* 272, 1–2 (2004), 207–243.
- [48] DE BOOR, C. *A practical guide to splines*. Springer Verlag, New York, 1978.
- [49] DEFAYE, C., ARGHIR, M., BONNEAU, O. Experimental study of the radial and tangential forces in a whirling squeeze film damper. *Tribology Transactions* 49 (2006), 271–278.
- [50] DIACONU, C. G., SATO, M., SEKINE, H. Layup optimization of symmetrically laminated thick plates for fundamental frequencies using lamination parameters. *Structural and Multidisciplinary Optimization* 24 (2002), 302–311.
- [51] DIMAROGONAS, A. D. Vibration of cracked structures: a state of the art review. *Engineering Fracture Mechanics* 55, 5 (1996), 831–857.
- [52] DUTOIT, N. E., WARDLE, B. L. Experimental verification of models for microfabricated piezoelectric vibration energy harvesters. *AIAA Journal* 45, 5 (2007), 1126–1137.
- [53] DUTRA, A. L., ENDO, M. T., NICOLETTI, R. Measurement of structural vibration through video images. 21ST INT. CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, ABCM, pp. 1–7. 2011.
- [54] DUTT, J. K., NAKRA, B. C. Vibration response reduction of a rotor shaft system using viscoelastic polymeric supports. *Journal of Vibration and Acoustics* 115, 2 (1993), 221–223.
- [55] EHRICH, F., CHILDS, D. Self-excited vibration in high-performance turbomachinery. *Mechanical Engineering* (maio 1984), 66–79.
- [56] EHRICH, F. F. *Handbook of rotordynamics*. Krieger Publishing Co., Malabar, 2004.
- [57] EL-SHAFEI, A., EL-HAKIM, M. Experimental investigation of adaptive control applied to hsfid supported rotors. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 122, 4 (2000), 685–692.
- [58] EL-SHAFEI, A., HATHOUT, J. P. Modeling and control of hsfids for active control of rotor-bearing systems. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 117 (1995), 757–766.
- [59] ELVIN, N. G., ELVIN, A. A. An experimentally validated electromagnetic energy harvester. *Journal of Sound and Vibration* 330 (2011), 2314–2324.
- [60] ENDO, M. T. *Medição de vibrações estruturais e de sistemas rotativos utilizando imagens fotográficas subamostradas*. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2013. Dissertação, Mestrado em Engenharia Mecânica.

- [61] ERCOLI, L., LAURA, P. A. A., GIL, R., CARNIER, R., SANZI, H. C. Fundamental frequency of vibration of rectangular plates of discontinuously varying thickness with a free edge: analytical and experimental results. *Journal of Sound and Vibration* 141, 2 (1990), 221–229.
- [62] FAUGERAS, O. D., TOSCANI, G. The calibration problem for stereo. INT. CONF. ON COMPUTER VISION AND PATTERN RECOGNITION, IEEE, pp. 15–20. 1986.
- [63] FINK, R., YEARY, M., BURNS, M., GUIDRY, D. A. Dsp-based technique for high-speed a/d conversion to generate coherently sampled sequences. *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement* 52, 3 (2003), 950–958.
- [64] FLACK, R. D., ZUCK, C. J. Experiments on the stability of two flexible rotors in tilting pad bearings. *STLE Tribology Transactions* 31, 2 (1988), 251–257.
- [65] FRANCO, F., CUNAFRE, K. A., RUZZENE, M. Structural-acoustic optimization of sandwich panels. 20TH BIENNIAL CONF. ON MECHANICAL VIBRATION AND NOISE, ASME, pp. 2391–2400. 2005.
- [66] FU, L., HE, Z. Y., MAI, R. K., BO, Z. Q. Approximate entropy and its application to fault detection and identification in power swing. POWER AND ENERGY SOCIETY GENERAL MEETING, IEEE, pp. 1–8. 2009.
- [67] GAD, A. M., NEMAT-ALLA, N. M., KHALI, A. A., NASR, A. M. On the optimum groove geometry for herringbone grooved journal bearings. *Journal of Tribology* 128 (2006), 585–593.
- [68] GASCH, R. A survey of the dynamic behaviour of a simple rotating shaft with a transverse crack. *Journal of Sound and Vibration* 160, 2 (1993), 313–332.
- [69] GERMANO, E. B. M. R., NICOLETTI, R. Thickness optimization of cantilever plate for desired eigenfrequencies: experimental validation. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering (aceito para publicação)* (2013).
- [70] GIRDHAR, P., SCHEFFER, C. *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. Newnes, Oxford, 2004.
- [71] GLYNNE-JONES, P., WHITE, N. M. Self-powered systems: a review of energy sources. *Sensor Review* 21, 2 (2001), 91–97.
- [72] GOODWIN, M. J., BORROOMAND, T., HOOKE, C. J. Variable impedance hydrodynamic journal bearings for controlling flexible rotor vibrations. 12TH BIENNIAL ASME CONF. ON VIBRATION AND NOISE, ASME, pp. 261–267. 1989.
- [73] GRYAZINA, E. N., POLYAK, B. T. Stability region in the parameter space: D-decomposition revisited. *Automatica* 42 (2006), 13–26.

- [74] HAMROCK, B. J., SCHMID, S. R., JACOBSON, B. O. *Fundamentals of fluid film lubrication*. McGraw-Hill Co., New York, 2004.
- [75] HESHMAT, H., MING-CHEN, H., WALTON, J. F. On the performance of hybrid foil-magnetic bearings. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 122, 1 (2000), 73–81.
- [76] HIBBELER, R. C. *Resistence of materials*, 2 ed. Prentice Hall, New Jersey, 1994.
- [77] HINTON, E., ÖZAKÇA, M., RAO, N. V. R. Free vibration analysis and shape optimization of variable thickness plates, prismatic folded plates and curved shells, part 2: shape optimization. *Journal of Sound and Vibration* 181, 4 (1995), 567–581.
- [78] HIRANI, H., SUH, N. P. Journal bearing design using multiobjective genetic algorithm and axiomatic design approaches. *Tribology International* 38 (2005), 481–491.
- [79] HORVATH, R., FLOWERS, G. T., FAUSZ, J. Passive balancing of rotor systems using pendulum balancers. *Journal of Vibration and Acoustics* 130 (2008), 0410111–0410111.
- [80] HYAT, W., BUCK, J. A. *Eletromagnetismo*, 6 ed. LTC Editora, Rio de Janeiro, 2003.
- [81] HYUNDAI. *Regenerative system having rotatory regenerative actuator for vehicle*. J. W. Kim, KR 100978298(B1), 26 ago. 2010, Seul, 2010.
- [82] IBRAHIM, A. A., MUSA, T. A., FADOUL, A. M. Consequences and relevance of drills-tring vibration on wellbore stability. *Journal of Applied Sciences* 14, 1 (2004), 106–109.
- [83] IORIATTI, A. S. *Estudo da dinâmica de lavadora de eixo vertical utilizando sistemas de multicorpos*. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2007. Dissertação, Mestrado em Engenharia Mecânica.
- [84] IRIE, T., YAMADA, G., IKARI, H. Natural frequencies of stepped thickness rectangular plates. *International Journal of Mechanical Sciences* 22 (1980), 767–777.
- [85] ISHIDA, Y., INOUE, T. Vibration characteristics of a rotor system in contact with a backup bearing: cases with various failure patterns of the active magnetic bearing. *Journal of Vibration and Control* 14, 4 (2008), 571–589.
- [86] JOHNSON, C. D. Design of passive damping systems. *Transactions of ASME - Special 50th Anniversary Design Issue* 117 (1995), 171–176.
- [87] JOHNSON, T. J., YANG, C., ADAMS, D. E., CIRAY, S. Embedded sensitivity functions for characterizing structural damage. *Smart Materials and Structures* 14 (2005), 155–169.

- [88] JORKAMA, M., VON HERTZEN, R. Optimal dynamic absorber for a rotating rayleigh beam. *Journal of Sound and Vibration* 217, 4 (1998), 653–664.
- [89] JUN, O. S., EUN, H. J., EARMME, Y. Y., LEE, C. W. Modeling and vibration analysis of a simple rotor with a breathing crack. *Journal of Sound and Vibration* 155, 2 (1992), 273–290.
- [90] JUNG, C. S., CHOI, S. B. Analysis of a short squeeze film damper operating with electrorheological fluids. *STLE Tribology Transactions* 38, 4 (1995), 857–862.
- [91] KANSA, E. J. Multiquadrics – a scatteres data approximation scheme with application to computational fluid-dynamics. *Computers and Mathematics with Applications* 19, 8–9 (1990), 127–161.
- [92] KARAKAYA, S., SOYKASAP, O. Natural frequency and buckling optimization of laminated hybrid composite plates using genetic algorithm and simulated annealing. *Structural and Multidisciplinary Optimization* 43 (2011), 61–72.
- [93] KASARDA, M. E. F. Overview of active magnetic bearing technology and applications. *The Shock and Vibration Digest* 32, 2 (2000), 91–99.
- [94] KAWAMOTO, M. S., NICOLETTI, R. A study on the relationship of embedded sensitivity with measuring grid and mode shapes. *Journal of Vibration and Acoustics* 133, 2 (2011), 0245031–0245035.
- [95] KEEL, L. H., BHATTACHARYYA, S. P. Direct synthesis of first order controllers from frequency response measurements. 2005 AMERICAN CONTROL CONFERENCE, ACC, pp. 1192–1196. 2005.
- [96] KEEL, L. H., BHATTACHARYYA, S. P. Controller synthesis free of analytical models: three term controllers. *IEEE Transactions on Automatic Control* 53 (2008), 1353–1359.
- [97] KHAN, A., STANBRIDGE, A., EWINS, D. Detecting damage in vibrating structures with a scanning ldv. *Optics and Lasers in Engineering* 32, 6 (2000), 583–592.
- [98] KRODKIEWSKI, J. M., SUN, L. Modelling of multi-bearing rotor system incorporating an active journal bearing. *Journal of Sound and Vibration* 210 (1998), 215–229.
- [99] KUMAR, R., SHAKHER, C. Application of digital speckle pattern interferometry and wavelet transform in measurement of transverse vibrations in square plate. *Optics and Lasers in Engineering* 42, 5 (2004), 585–602.
- [100] KUTTLER, J. R., SIGILLITO, V. G. Vibrational frequencies of clamped plates of variable thickness. *Journal of Sound and Vibration* 86, 2 (1983), 181–189.

- [101] LAI, E., ANANTHASURESH, G. K. On the design of bars and beams for desired mode shapes. *Journal of Sound and Vibration* 254, 2 (2002), 393–406.
- [102] LEE, A.-C., KANG, Y., TSAI, K.-L., HSIAO, K.-M. Transient analysis of an asymmetric rotor-bearing system during acceleration. *Journal of Engineering for Industry* 114 (1992), 465–475.
- [103] LEE, C. T., SHAW, S. W., COPPOLA, V. T. Subharmonic vibration absorber for rotating machinery. *Journal of Vibration and Acoustics* 119 (1997), 590–595.
- [104] LEINE, R. I., VAN CAMPEN, D. H., KEULTJES, W. J. G. Stick-slip whirl interaction in drillstring dynamics. *Journal of Vibration and Acoustics* 124, 2 (2002), 209–220.
- [105] LI, J., CHENG, A. H. D., CHEN, C. S. A comparison of efficiency and error convergence of multiquadric collocation method and finite element method. *Engineering Analysis with Boundary Conditions* 27 (2003), 251–257.
- [106] LI, J., HON, Y. C., CHEN, C. S. Numerical comparisons of two meshless methods using radial basis functions. *Engineering Analysis with Boundary Elements* 26 (2002), 205–225.
- [107] LI, Y., SHENG, A., WANG, Y. Synthesis of pid-type controllers without parametric models: a graphical approach. *Energy Conversion and Management* 49 (2008), 2392–2402.
- [108] LIE, Y., YOU-BAI, X., JUN, Z., DAMOU, Q. Experiments on the destabilizing factors in tilting pad bearings. *Tribology International* 22, 5 (1989), 329–334.
- [109] LIU, T., BURNER, A. W., JONES, T. W., BARROWS, D. A. Photogrammetric techniques for aerospace applications. *Progress in Aerospace Sciences* 54 (2012), 1–58.
- [110] LÓPEZ, C. P., SANTOYO, F. M., VERA, R. R., FUNES-GALLANZI, M. Separation of vibration fringe data from rotating object fringes using pulsed espi. *Optics and Lasers in Engineering* 38, 3–4 (2002), 145–152.
- [111] LUND, J. W. Spring and damping for the tilting-pad journal bearings. *ASLE Transactions* 7, 4 (1964), 342–352.
- [112] LUND, J. W. Sensitivity on the critical speeds of a rotor to changes in the design. *Journal of Mechanical Design* 102, 1 (1980), 115–121.
- [113] LUND, J. W. Review of the concept of dynamic coefficients for fluid film journal bearings. *Journal of Tribology* 109, 1 (1987), 37–41.
- [114] MADYCH, W. R. Miscellaneous error bounds for multiquadric and related interpolators. *Computers and Mathematics with Applications* 24, 12 (1992), 121–138.

- [115] MAIA, N. M. M., SILVA, J. M. M. *Theoretical and experimental modal analysis*. Research Studies Press Ltd., Taunton, 1997.
- [116] MANZ, H., BREITBACH, E. Application of smart materials in automotive structures. *Proceedings of SPIE 4332* (2001), 197–204.
- [117] MAYES, I. W., DAVIES, W. G. R. Analysis of the response of a multi-rotor-bearing containing a transverse crack in a rotor. *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design* 106, 1 (1984), 139–145.
- [118] MIRZA, S., SINGH, P., KUMAR, R., VYAS, A. L., SHAKHER, C. Measurement of transverse vibrations/visualization of mode shapes in square plate by using digital speckle pattern interferometry and wavelet transform. *Optics and Lasers in Engineering* 44, 1 (2006), 41–55.
- [119] MIU, D. K. Physical interpretation of transfer function zeros for simple control systems with mechanical flexibilities. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 113 (1991), 419–424.
- [120] MORAES, D. C., NICOLETTI, R. Hydrodynamic bearing with electromagnetic actuators: rotor vibration control and limitations. vol. 1, INT. CONF. ON NOISE AND VIBRATION ENGINEERING, K.U.Leuven, pp. 1–7. 2010.
- [121] MORISHITA, S., MITSUI, J. Controllable squeeze film damper: an application of electro-rheological fluid. *Rotating Machinery and Vehicle Dynamics* 35, 2 (1991), 257–262.
- [122] MORTHORST, P. E. *Wind energy: the facts - Volume 2: costs and prices*. The European Wind Energy Association, Bruxelles, 2004.
- [123] MSC. *MSC.Nastran 2010 – Design sensitivity and optimization user's guide*. MSC Software Corporation, Santa Ana, 2010.
- [124] MUSZYNSKA, A. Stability of whirl and whip in rotor/bearing systems. *Journal of Sound and Vibration* 127, 1 (1988), 49–64.
- [125] MUSZYNSKA, A. *Rotordynamics*. CRC Press, Boca Raton, 2005.
- [126] NAKANISHI, M., KOBAYASHI, Y., YAMADA, G. Simultaneous optimal design of stiffness and damping of a flexible structure reinforced by frp sheets. *Japan Society of Mechanical Engineers* 45, 1 (2002), 99–106.
- [127] NELSON, H. D. A finite rotating shaft element using timoshenko beam theory. *Journal of Mechanical Design* 102, 4 (1980), 793–803.

- [128] NELSON, H. D., MCVAUGH, J. M. The dynamics of rotor-bearing systems using finite element. *Journal of Engineering for Industry* 98, 2 (1976), 593–600.
- [129] NICOLETTI, R. *Mancais segmentados com lubrificação ativa – Teoria, experimento e aplicação*. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2003. Tese, Doutorado em Engenharia Mecânica.
- [130] NICOLETTI, R. Shape optimization of shafts for desired eigenfrequencies in rotating systems. 19TH INT. CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, ABCM, pp. 1–8. 2007.
- [131] NICOLETTI, R. Comparison between a meshless method and the finite difference method for solving the reynolds equation in finite bearings. *Journal of Tribology (aceito para publicação)* (2013).
- [132] NICOLETTI, R. *Controle ativo das vibrações laterais de rotores através de mancais híbridos*. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2013. Relatório Científico, PQ2 CNPq 302748/2009-1.
- [133] NICOLETTI, R. Optimization of journal bearing profile for higher dynamic stability limits. *Journal of Tribology* 135, 1 (2013), 0117021–01170213.
- [134] NICOLETTI, R., PURQUERIO, B. M., SILVEIRA, Z. C. The effect of permeability distribution in the numerical analysis of aerostatic ceramic porous bearings. *Lubrication Science* 25 (2013), 185–194.
- [135] NICOLETTI, R., SANTOS, I. F. Frequency response analysis of an actively lubricated rotor/tilting-pad bearing system. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 127 (2005), 638–645.
- [136] NICOLETTI, R., SILVEIRA, Z. C., PURQUERIO, B. M. Modified reynolds equation for aerostatic porous radial bearings with quadratic forchheimer pressure-flow assumption. *Journal of Tribology* 130, 3 (2008), 031701–1–031701–12.
- [137] NIKOLAKOPOULOS, P. G., PAPADOPOULOS, C. I., KAIKTSIS, L. Elastohydrodynamic analysis and pareto optimization of intact, worn and misaligned journal bearings. *Meccanica* 46 (2011), 577–588.
- [138] NORDMANN, R. Modal parameter identification and sensitivity analysis in rotating machinery. INT. CONF. "ROTORDYNAMIC PROBLEMS IN POWER PLANT", IF-ToMM, pp. 95–102. 1982.
- [139] NUSSENZVEIG, H. M. *Curso de física 3 - eletromagnetismo*. Ed. Edgard Blücher, Rio de Janeiro, 2007.

- [140] OGATA, K. *Engenharia de controle moderno*, 4 ed. Pearson / Prentice-Hall, São Paulo, 2003.
- [141] OLASZEK, P. Investigation of the dynamic characteristic of bridge structures using a computer vision method. *Measurement* 25, 3 (1999), 227–236.
- [142] OSMAN, T. A., NADA, G. S., SAFAR, Z. S. Static and dynamic properties of magnetized journal bearings lubricated with ferrofluid. *Tribology International* 34, 6 (2001), 369–380.
- [143] ÖZAKÇA, M., HINTON, E. Free vibration analysis and optimization of axisymmetric plates and shells – ii. shape optimisation. *Computers and Structures* 52, 6 (1994), 1199–1211.
- [144] PALAZZOLO, A. B., JAGANNATHAN, S., KASCAK, A. F., MONTAGUE, G. T., KIRALY, L. J. Hybrid active vibration control of rotor bearing systems using piezoelectric actuators. *Journal of Vibration and Acoustics* 115, 1 (1993), 111–119.
- [145] PATSIAS, S., STASZEWSKI, W. J. Damage detection using optical measurement and wavelets. *Structure Health Monitoring* 1, 1 (2002), 7–22.
- [146] PELTIER, R. Externally pressurized bearings may solve vibration problems. *Power* 147, 1 (2003), 47–51.
- [147] PIETRA, L. D., ANDILETTA, G. The squeeze film damper over four decades of investigations. part i: Characteristics and operating features. *Shock and Vibration Digest* 34, 1 (2002), 3–27.
- [148] PINKUS, O. The reynolds centennial: A brief history of the theory of hydrodynamic lubrication. *Journal of Tribology* 109, 1 (1987), 2–20.
- [149] PINKUS, S. M. Approximate entropy as a measure of system complexity. *Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America* 88 (1991), 2297–2301.
- [150] PINKUS, S. M., GOLDBERGER, A. L. Physiological time-series analysis: what does regularity quantify? *The American Journal of Physiology* 266 (1994), 1643–1656.
- [151] POIANI, L. B. *Modelagem e otimização de absorvedores dinâmicos rotativos com elementos viscoelásticos*. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2012. Relatório Científico, IC FAPESP 2011/07576-0.
- [152] RADE, D. A., SILVA, L. A. On the usefulness of antiresonances in structural dynamics. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* 31 (1999), 82–90.

- [153] RAJAN, M., NELSON, H. D., CHEN, W. J. Parameter sensitivity in the dynamics of rotor-bearing system. *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design* 108, 2 (1986), 197–206.
- [154] RASTOGI, P. K. *Digital speckle pattern interferometry and related techniques*. John Wiley & Sons, 2001.
- [155] REHTANZ, C. C. *Autonomous systems and intelligent agents in power system control and operation*. Springer Verlag, 2003.
- [156] REIS, D. B., NICOLETTI, R. Positioning of deadeners for vibration reduction in vehicle roof using embedded sensitivity. *Journal of Vibration and Acoustics* 132, 2 (2010), 0210071–0210078.
- [157] RENNO, J. M., DAQAQ, M. F., INMAN, D. J. On the optimal energy harvesting from a vibration source. *Journal of Sound and Vibration* 320 (2009), 386–405.
- [158] ROBERT, M. P. Optimization of self-acting gas bearings for maximum static stiffness. *Journal of Applied Mechanics* 57 (1990), 758–761.
- [159] ROGERS, P. J., EWINS, D. J. Modal testing of an operating rotor system using a structural dynamics approach. 7TH. INT. MODAL ANALYSIS CONFERENCE, Union College, pp. 466–473. 1989.
- [160] ROHDE, S. M., MCALLISTER, G. T. On the optimization of fluid film bearings. *Proceedings of the Royal Society of London A* 351 (1976), 481–497.
- [161] ROUNDY, S., WRIGHT, P. K., RABAEY, J. A. A study of low level vibrations as a power source for wireless sensor nodes. *Computer Communications* 26 (2003), 1131–1144.
- [162] RUGGIERO, M. A. G., LOPES, V. L. R. *Cálculo Numérico – Aspectos Teóricos e Computacionais*. Makron Books, Rio de Janeiro, 1988.
- [163] RYALL, T. G., FRASER, C. S. Determination of structural modes of vibration using digital photogrammetry. *Journal of Aircraft* 39, 1 (2002), 114–119.
- [164] SAMPAIO, D. L., NICOLETTI, R. Approximated entropy algorithm applied to the characterization of the vibration of cracked shafts. 22ND INTERNATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, ABCM, pp. 1–10. 2013.
- [165] SANANDRES, L., LUBELL, D. Imbalance response of a test rotor supported on squeeze film dampers. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 120, 2 (1998), 397–404.
- [166] SANTOS, I. F. *Aktive Kippsegmentlagerung – Theorie und Experiment*. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1993. Fortschritt-Berichte VDI, série 11, n.189.

- [167] SANTOS, I. F. Design and evaluation of two types of active tilting pad journal bearing. IUTAM SYMPOSIUM ON ACTIVE CONTROL OF VIBRATION, IUTAM, pp. 79–87. 1994.
- [168] SANTOS, I. F., SCALABRIN, A. Control system design for active lubrication with theoretical and experimental examples. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 125, 1 (2003), 75–80.
- [169] SATO, Y. Dynamic absorber using a hollow rotor partially filled with liquid. *JSME International Journal - Series C* 33 (1990), 446–452.
- [170] SCHABACK, R. Error estimates and condition numbers for radial basis function interpolation. *Advances in Computational Mathematics* 3 (1995), 251–264.
- [171] SCHWARTZ, M. *Smart materials*. CRC Press, Boca Raton, 2008.
- [172] SCHWEITZER, G. Magnetic bearings as a component of smart rotating machinery. 5TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROTORDYNAMICS, IFToMM, pp. 3–15. 1998.
- [173] SCHWEITZER, G., MASLEN, E. H. *Magnetic bearings*. Springer Verlag, Heidelberg, 2009.
- [174] SHAW, S. W., SCHMITZ, P. M., HADDOW, A. G. Tautochronic vibration absorbers for rotating systems. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics* 1 (2006), 283–293.
- [175] SILVEIRA, Z. C., CAVALCA, K. L. Statistical analysis and optimization of design of parameters in components of rotating machinery. 8TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON VIBRATIONS IN ROTATING MACHINERY, IMechE, pp. 615–626. 2004.
- [176] SIQUEIRA, A. A. G., NICOLETTI, R., NORRICK, N., CAVALCA, K. L., CASTRO, H. F., BAUER, J., DOHNAL, F. Linear parameter varying control design for rotating systems supported by journal bearings. *Journal of Sound and Vibration* 331, 10 (2012), 2220–2232.
- [177] SMITH, G. D. *Numerical solution of partial differential equations*. Oxford University Press, New York, 1985.
- [178] SOMEYA, T. *Journal-bearing databook*. Springer-Verlag, Berlin, 1989.
- [179] SONG, J.-D., YANG, B.-S., CHOI, B.-G., KIM, H.-J. Optimum design of short journal bearings by enhanced artificial life optimization algorithm. *Tribology International* 38 (2005), 403–412.
- [180] STEPHEN, N. G. On energy harvesting from ambient vibration. *Journal of Sound and Vibration* 293 (2005), 409–425.

- [181] SUN, L., KRODKIEWSKI, J. M. Experimental investigation of dynamic properties of an active journal bearing. *Journal of Sound and Vibration* 230, 5 (2000), 1103–1117.
- [182] SUN, Y., THOMAS, M. Control of torsional rotor vibrations using an electrorheological fluid dynamic absorber. *Journal of Vibration and Control* 17, 8 (2012), 1253–1264.
- [183] TANG, P., PALAZZOLO, A., KASCAK, A., MONTAGUE, G., LI, W. Combined piezoelectric-hydraulic actuator based active vibration control for rotordynamic system. *Journal of Vibration and Acoustics* 117 (1995), 285–293.
- [184] TAO, G. *Adaptive control design and analysis*. John Wiley & Sons, 2003.
- [185] THOMSEN, K. K., ANDERSEN, H. Experimental investigation of a simple squeeze film damper. *Journal of Engineering for Industry* 96, 2 (1974), 427–430.
- [186] TOPAL, U. Frequency optimization of laminated general quadrilateral and trapezoidal thin plates. *Materials and Design* 30 (2009), 3643–3652.
- [187] TRINDADE, M. A. Experimental analysis of active-passive vibration control using viscoelastic materials and extension and shear piezoelectric actuators. *Journal of Vibration and Control* 17 (2011), 917–929.
- [188] ULBRICH, H., ALTHAUS, J. Actuator design for rotor control. 12TH BIENNIAL ASME CONF. ON VIBRATION AND NOISE, American Society of Mechanical Engineering, pp. 12–22. 1989.
- [189] USP. *Mancal hidrodinâmico ativo com sapatas móveis magnéticas*. Rodrigo Nicoletti, BR n. PI 0.700.697-7, 16 fev 2007, São Paulo, 2007. Revista da Propriedade Industrial, n.1969, 30 set. 2008.
- [190] USP. *Dispositivo Eletromagnético Dissipador de Vibrações para Sistemas Rotativos*. Rodrigo Nicoletti, Marcus Vinícius Vitoratti de Araujo, BR 10.2013.018837-9, 23 jul 2013, São Paulo, 2013.
- [191] VANCE, J. M. *Rotordynamics of turbomachinery*. John Wiley & Sons, New York, 1988.
- [192] VANCE, J. M., LI, J. Test results of a new damper seal for vibration reduction in turbomachinery. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 118, 4 (1996), 843–846.
- [193] VANCE, J. M., YING, D. Experimental measurements of actively controlled bearing damping with an electrorheological fluid. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 122, 2 (2000), 337–344.
- [194] VANCE, J. M., YING, D., NIKOLAISEN, J. L. Actively controlled bearing dampers for aircraft engine applications. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 122, 3 (2000), 466–476.

- [195] VARELA, A. C., NIELSEN, B. B., SANTOS, I. F. Steady state characteristics of a tilting pad journal bearing with controllable lubrication: comparison between theoretical and experimental results. *Tribology International* 58 (2013), 85–97.
- [196] VIVEROS, H. P., BUTTINI, T. M., NICOLETTI, R. Frequency response attenuation of rotating system using hydrodynamic bearing with electromagnetic actuators. 21ST INT. CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, ABCM, pp. 1–7. 2011.
- [197] WAMBSGANSS, M. W., CHEN, S. S., JENDRZEJCZYK, J. A. *Added mass and damping of vibrating rod in confined viscous fluid*. Argonne National Laboratory, Argonne, 1974.
- [198] WATSON, G. A. *Numerical analysis*. Springer Verlag, 1977.
- [199] WUT. *Electrohydraulic energy regenerative vibration absorber*. X. Guo, L. Xu, B. Yang, C. Zhang, J. Liu, L. Yuan, CN 101929520 (A), 29 dez. 2010, Pequim, 2010.
- [200] XING, X., YANG, G. M., LIU, M., LOU, J., OBI, O., SUN, N. X. High power density vibration energy harvester with high permeability magnetic material. *Journal of Applied Physics* 109, 7 (2011), 1–3.
- [201] YAN, R., GAO, R. X. Approximate entropy as a diagnostic tool for machine health monitoring. *Mechanical Systems and Signal Processing* 27 (2006), 824–839.
- [202] YANG, C., ADAMS, D. E., DERRISO, M., GORDON, G. Structural damage identification in a mechanically attached metallic panel using embedded sensitivity functions. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 19 (2008), 475–485.
- [203] YANG, C., ADAMS, D. E., YOO, S. W. Diagnosing vibration problems with embedded sensitivity functions. *Journal of Sound and Vibration* 37 (2003), 12–17.
- [204] YARIM, G., RITCHIE, G. M., MAY, R. B. A guide to successful backreaming: real-time case histories. *Journal of the Society of Petroleum Engineers* 25, 1 (2010), 27–38.
- [205] YOSHIDA, J., ABE, M., KUMANO, S., FUJINO, Y. Construction of a measurement system for the dynamic behaviors of membrane by using image processing. 1ST INT. CONF. ON TEXTILE COMPOSITES AND INFLATABLE STRUCTURES, ECCOMAS, pp. 1–10. 2003.
- [206] ZHANG, Z. A flexible new technique for camera calibration. *IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence* 22 (2000), 1330–1334.
- [207] ZHOU, T., SUN, Z., XU, J., WEIHUA, H. Experimental analysis of cracked rotor. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 127 (2005), 313–320.
- [208] ZHU, C., ROBB, D. A., EWINS, D. J. A magento-rheological fluid squeeze film damper for rotor vibration and control. 9TH ANNUAL INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON SMART STRUCTURES AND MATERIALS, SPIE, pp. 516–522. 2002.

- [209] ZHU, D., TUDOR, M. J., BEEBY, S. P. Strategies for increasing the operating frequency range of vibration energy harvesters: a review. *Measurement Science and Technology* 21, 2 (2010), 1–29.