



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA



ANÁLISE EXPERIMENTAL DO COMPORTAMENTO
DINÂMICO DE MANCAIS RADIAIS HIDRODINÂMICOS
DE GEOMETRIA FIXA

LUIZ HENRIQUE JORGE MACHADO

Belo Horizonte, 24 de março de 2006

Luiz Henrique Jorge Machado

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DO COMPORTAMENTO
DINÂMICO DE MANCAIS RADIAIS HIDRODINÂMICOS
DE GEOMETRIA FIXA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Projeto Mecânico

Orientador: Prof. Marco Túlio Corrêa de Faria, Dr.

Universidade Federal de Minas Gerais

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2006



Universidade Federal de Minas Gerais

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Av. Antônio Carlos, 6627 – Pampulha – 31.270-901 – Belo Horizonte – MG

Tel.: +55 31 3499-5145 – Fax.: +55 31 3443-3783

www.demec.ufmg.br – E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br



ANÁLISE EXPERIMENTAL DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE MANCAIS RADIAIS HIDRODINÂMICOS DE GEOMETRIA FIXA

LUIZ HENRIQUE JORGE MACHADO

Dissertação defendida e aprovada em 24 de março de 2006, pela Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Projeto Mecânico**".

**Prof. Marco Túlio Corrêa de Faria, Dr. – Universidade Federal de Minas Gerais –
Orientador**

**Prof. Carlos Barreira Martinez, Dr. – Universidade Federal de Minas Gerais –
Examinador**

**Prof. Jánes Landre Júnior, Dr. – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais
– Examinador**

**Prof. Renato de Oliveira Rocha, Dr. - Centro de Pesquisas de Energia Elétrica –
Examinador**

À minha mãe, Celina

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Marco Túlio Corrêa de Faria, por sua orientação e conselhos profissionais, apoio constante e paciência durante mais de três anos de trabalhos durante a graduação e o mestrado, além de sua inestimável ajuda durante todas as etapas deste projeto.

Ao Professor Carlos Barreira Martinez, por seu constante auxílio ao Grupo de Dinâmica de Rotores (GDR) de todas as formas possíveis, cedendo o espaço físico e toda a infra-estrutura do Centro de Pesquisas Hidráulicas e Recursos Hídricos (CPH) para nossa instalação, assim como a confiança em nosso trabalho.

Aos colegas e amigos do GDR: Luiz Felipe Silva, por sua ajuda e apoio durante a instalação da instrumentação utilizada e na obtenção de dados; Maurício Figueiredo, por seu auxílio nas etapas finais do trabalho de processamento dos dados obtidos; Olair Paulino e Fernando Oliveira pelo apoio em diversas etapas deste trabalho.

Ao Engenheiro Fernando Correia, diretor da Zollern BHW Brasil, por ter compartilhado sua experiência e conhecimento sobre mancais hidrodinâmicos.

Ao Professor Meinhard Sesselmann, por sua contribuição durante as disciplinas de metrologia e mecânica de precisão, pela confiança em meu trabalho na Alemanha, e pela assistência de infra-estrutura e conhecimento durante as etapas de análise metrológica.

Ao Professor Leonardo Torres, por seu auxílio na aquisição e processamento dos dados obtidos pelos sensores de deslocamento.

Ao Engenheiro Hélio Gonçalves, diretor da Motoliga Construções Mecânicas Ltda., por seu patrocínio na fabricação em alta precisão dos mancais hidrodinâmicos, e ao técnico-chefe Geraldo Costa, pelo seu empenho e interesse na otimização da fabricação dos mesmos.

Ao Engenheiro Bendt Lasse Hansen, diretor da Vitek Consultoria Ltda., por seu apoio a este trabalho ao permitir a utilização dos sensores de deslocamento pertencentes à empresa.

À minha irmã, Carla, por seus conselhos acadêmicos importantes durante toda minha vida. Ao meu cunhado Eduardo, e aos meus sobrinhos Marcelo e Teresa, fonte de extrema felicidade durante este trabalho.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo suporte financeiro fundamental durante minha pós-graduação.

SUMÁRIO

| | Página |
|---|--------|
| NOMENCLATURA | iv |
| LISTA DE FIGURAS | vi |
| LISTA DE TABELAS | xi |
| RESUMO | xiv |
| ABSTRACT | xv |
| KURZFASSUNG | xvi |
| 1. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E ESCOPO DO TRABALHO | 1 |
| 1.1. Rotores e Mancais | 2 |
| 1.1.1. Equação governante para a lubrificação hidrodinâmica | 5 |
| 1.1.2. Mancais hidrodinâmicos | 8 |
| 1.2. Tipos de Mancais Hidrodinâmicos | 9 |
| 1.2.1. Mancais Hidrodinâmicos de Geometria Fixa sem pré-carga | 10 |
| 1.2.2. Mancais Hidrodinâmicos de Geometria Fixa com pré-carga | 11 |
| 1.2.3. Mancais Hidrodinâmicos de Geometria Fixa com ressaltos | 13 |
| 1.2.4. Mancais Hidrodinâmicos de Geometria Variável | 14 |
| 1.2.5. Análise de mancais hidrodinâmicos não cilíndricos | 15 |
| 1.2.5.1. Mancais de três lóbulos | 18 |
| 1.2.5.2. Mancais de quatro lóbulos | 19 |
| 1.2.5.3. Mancais elípticos (ou Mancais “limão”) | 19 |
| 1.2.5.4. Mancais de 2 lóbulos desalinhados (Mancais “offset”) | 21 |
| 1.2.6. Principais estudos comparativos realizados em mancais hidrodinâmicos | 22 |
| 1.3. Bancada para ensaios de mancais e de rotores | 26 |
| 1.4. Escopo | 28 |
| 2. APARATO EXPERIMENTAL E METODOLOGIA | 30 |
| 2.1. Descrição da Bancada de Ensaios de Rotores e de Mancais | 30 |
| 2.2. Monitoramento e Instrumentação | 32 |
| 3.2.1. Bancada com acelerômetro e analisador de frequência | 32 |
| 3.2.2. Bancada com sensores de deslocamento e sistema de aquisição de dados | 35 |
| 2.3. Seleção e Fabricação dos Mancais Hidrodinâmicos | 39 |
| 2.3.1. Material dos Mancais | 39 |

| | |
|---|-----|
| 2.3.2. Fabricação dos Mancais | 39 |
| 2.3.2.1. Usinagem preliminar | 39 |
| 2.3.2.2. Usinagem de acabamento com precisão | 40 |
| 2.3.3. Tipos de mancais selecionados | 42 |
| 2.3.4. Parâmetros de projeto | 44 |
| 2.4. Configuração de rotores | 45 |
| 2.4.1. Sistemas de suporte com mancais hidrodinâmicos | 47 |
| 2.5. Condições de velocidade dos testes de vibração | 48 |
| 3. RESULTADOS E ANÁLISE | 49 |
| 3.1. Espectros de Frequência em Velocidade Constante | 49 |
| 3.1.1. Rotor sem disco | 50 |
| 3.1.2. Rotor com 1 disco balanceado | 55 |
| 3.1.3. Rotor com 1 disco desbalanceado | 59 |
| 3.1.4. Rotor com 2 discos balanceados | 63 |
| 3.1.5. Rotor com 2 discos desbalanceados | 69 |
| 3.2. Diagramas em Cascata | 74 |
| 3.2.1. Rotor sem disco | 75 |
| 3.2.2. Rotor com 1 disco balanceado | 77 |
| 3.2.3. Rotor com 1 disco desbalanceado | 79 |
| 3.2.4. Rotor com 2 discos balanceados | 81 |
| 3.2.5. Rotor com 2 discos desbalanceados | 83 |
| 3.3. Respostas Síncronas ao Desbalanceamento | 85 |
| 3.3.1. Rotor sem disco | 85 |
| 3.3.2. Rotor com 1 disco balanceado | 87 |
| 3.3.3. Rotor com 1 disco desbalanceado | 88 |
| 3.3.4. Rotor com 2 discos balanceados | 89 |
| 3.3.5. Rotor com 2 discos desbalanceados | 90 |
| 3.4. Órbitas do Rotor | 92 |
| 3.4.1. Rotor sem disco | 95 |
| 3.4.2. Rotor com 1 disco balanceado | 97 |
| 3.4.3. Rotor com 1 disco desbalanceado | 99 |
| 3.4.4. Rotor com 2 discos balanceados | 101 |
| 3.4.5. Rotor com 2 discos desbalanceados | 103 |

| | |
|---|-----|
| 3.5. Análise da Resposta Síncrona ao Desbalanceamento | 105 |
| 3.5.1. Rotor sem disco | 106 |
| 3.5.2. Rotor com 1 disco balanceado | 107 |
| 3.5.3. Rotor com 1 disco desbalanceado | 107 |
| 3.5.4. Rotor com 2 discos balanceados | 108 |
| 3.5.5. Rotor com 2 discos desbalanceados | 109 |
| 3.5.6. Análise Final | 110 |
| 3.6. Comentários acerca das Características Operacionais | 113 |
| 4. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES | 116 |
| 5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 119 |
| APÊNDICE A. ANÁLISE METROLÓGICA DOS MANCAIS | 127 |
| A.1. Aparato Experimental para a Análise Experimental | 127 |
| A.1.1. Análise Metrológica pré-utilização | 129 |
| APÊNDICE B. CICLOS REALIZADOS POR CADA MANCAL | 139 |
| B.1. Estimativa dos ciclos no gráfico de Espectro de Frequência | 139 |
| B.2. Estimativa do tempo total | 141 |
| B.3. Tempo total de medição na obtenção dos Espectros de Frequência | 142 |
| B.4. Tempo total de medição na obtenção dos Gráficos em Cascata | 144 |
| APÊNDICE C. ANÁLISE DIMENSIONAL DOS MANCAIS PÓS-UTILIZAÇÃO | 146 |
| C.1. Resultados obtidos na análise dos mancais pós-utilização | 146 |
| C.2. Avaliação da Variação Geométrica por Desgaste | 153 |

NOMENCLATURA

Letras Latinas

| | | |
|------------|--|--------------|
| c | Folga radial do mancal | [mm] |
| c_b | Folga radial de cada lóbulo | [mm] |
| D | Diâmetro do mancal | [mm] |
| e | Excentricidade | [mm] |
| h | Espessura do filme lubrificante | [m] |
| $k_{95\%}$ | Fator de abrangência para confiança de 95% | adimensional |
| L | Comprimento da parte efetiva do mancal | [mm] |
| m | Fator de Pré-carga | adimensional |
| m_n | Média das dimensões realizadas nos mancais | [mm] |
| n | Número de medidas realizadas | adimensional |
| P | Pressão do filme fluido | [Pa] |
| r | Raio do mancal | [mm] |
| s | Desvio padrão experimental da variável aleatória | [mm] |
| S | Número de Sommerfled | adimensional |
| t | Coordenada de tempo | [s] |
| u | Incerteza padrão associada | [mm] |
| u_c | Incerteza padrão combinada | [mm] |
| U | Velocidade tangencial do eixo - na direção do eixo x | [m/s] |
| $U_{95\%}$ | Incerteza expandida para confiança de 95% | [mm] |
| V | Velocidade do eixo na direção do eixo z | [m/s] |
| x | Eixo de coordenada na direção da velocidade do eixo | [m] |
| W | Carga no mancal | [N] |
| z | Eixo de coordenada na direção longitudinal do mancal | [m] |

Letras Gregas

| | | |
|---------------|---|----------------------|
| α | Fator <i>offset</i> | adimensional |
| ε | Relação de excentricidade | adimensional |
| μ | Viscosidade absoluta do lubrificante | [Pa·s] |
| η | Parâmetro do mancal | adimensional |
| ρ | Massa específica do lubrificante | [kg/m ³] |
| ν | Graus-de-liberdade | adimensional |
| ω_h | Primeira velocidade crítica | [rad/s] |
| Θ | Ângulo da posição da espessura desejada a partir do ponto de maior espessura dentro do mancal | [rad] |
| Ω | Velocidade angular do eixo | [rad/s] |

LISTA DE FIGURAS

| | Página |
|---|--------|
| FIGURA 1.1. Geometria de um mancal de deslizamento cilíndrico | 6 |
| FIGURA 1.2. Geometria de um mancal não-cilíndrico do tipo “elíptico” | 7 |
| FIGURA 1.3. Mancal de três lóbulos | 18 |
| FIGURA 1.4. Mancal de quatro lóbulos | 19 |
| FIGURA 1.5. Mancal elíptico | 19 |
| FIGURA 1.6. Mancal <i>offset</i> | 21 |
| FIGURA 1.7. Desenho esquemático de uma bancada de rotores horizontais bi-apoiada | 26 |
| FIGURA 2.1. Desenho esquemático da bancada de testes de rotores e mancais | 31 |
| FIGURA 2.2. Montagem da bancada de testes e do sistema de transmissão | 31 |
| FIGURA 2.3. Vista em perspectiva da bancada e vista lateral da bancada | 32 |
| FIGURA 2.4. Desenho esquemático do eixo montado com dois discos. Posições A1 e A2 indicam a localização de montagem dos acelerômetros | 34 |
| FIGURA 2.5. Fotos da fixação do acelerômetro na posição A1 | 34 |
| FIGURA 2.6. Conjunto completo de testes com acelerômetro e analisador de frequência | 35 |
| FIGURA 2.7. Sensores de deslocamento 3300 XL 8mm | 35 |
| FIGURA 2.8. Bancada utilizando sensores de deslocamento e detalhamento da fixação | 36 |
| FIGURA 2.9. Bancada, sensores de deslocamento, cabos de extensão e demodulador | 37 |
| FIGURA 2.10. Demulador e placa de aquisição e placa de aquisição e computador | 37 |
| FIGURA 2.11. Gráfico de corte do filtro digital passa-baixa do tipo <i>ButterWorth</i> de 4 ^a ordem | 38 |
| FIGURA 2.12. Conjunto Mancal / Pedestal e Mancal fabricado | 40 |
| FIGURA 2.13. Máquina de Eletro-erosão <i>ROBOFIL 240</i> da <i>Motoliga Ltda.</i> | 41 |
| FIGURA 2.14. Introdução dos comandos para produção dos mancais | 41 |
| FIGURA 2.15. Mancais Hidrodinâmicos obtidos após os processos de usinagem | 41 |
| FIGURA 2.16. Perfil do mancal cilíndrico n° 001 (fabricado apenas no torno convencional) e do mancal cilíndrico n° 002 (por eletro-erosão) | 42 |
| FIGURA 2.17. Mancal <i>offset</i> (n° 003) | 42 |
| FIGURA 2.18. Mancal elíptico (n° 004) | 42 |
| FIGURA 2.19. Mancal de 4 lóbulos (n° 005) | 43 |
| FIGURA 2.20. Mancal de 3 lóbulos (n° 006) | 43 |

| | |
|---|----|
| FIGURA 2.21. Bancada com rotor sem disco | 46 |
| FIGURA 2.22. Bancada com rotor com 1 disco | 47 |
| FIGURA 2.23. Bancada com rotor com 2 discos | 47 |
| FIGURA 3.1. Espectros de frequência para mancal circular n° 001 obtidos no mancal A1 – rotor sem disco para 3 velocidades | 51 |
| FIGURA 3.2. Espectros de frequência para mancal circular n° 002 obtidos no mancal A1 – rotor sem disco para 3 velocidades | 51 |
| FIGURA 3.3. Espectros de frequência para mancal <i>offset</i> n° 003 obtidos no mancal A1 – rotor sem disco para 3 velocidades | 51 |
| FIGURA 3.4. Espectros de frequência para mancal elíptico n° 004 obtidos no mancal A1 – rotor sem disco para 3 velocidades | 52 |
| FIGURA 3.5. Espectros de frequência para mancal de 4 lóbulos n° 005 obtidos no mancal A1 – rotor sem disco para 3 velocidades | 52 |
| FIGURA 3.6. Espectros de frequência para mancal de 3 lóbulos n° 006 obtidos no mancal A1 – rotor sem disco para 3 velocidades | 52 |
| FIGURA 3.7. Espectros de frequência para mancal circular n° 001 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco balanceado para 3 velocidades | 55 |
| FIGURA 3.8. Espectros de frequência para mancal circular n° 002 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco balanceado para 3 velocidades | 56 |
| FIGURA 3.9. Espectros de frequência para mancal <i>offset</i> n° 003 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco balanceado para 3 velocidades | 56 |
| FIGURA 3.10. Espectros de frequência para mancal elíptico n° 004 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco balanceado para 3 velocidades | 56 |
| FIGURA 3.11. Espectros de frequência para mancal de 4 lóbulos n° 005 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco balanceado para 3 velocidades | 57 |
| FIGURA 3.12. Espectros de frequência para mancal de 3 lóbulos n° 006 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco balanceado para 3 velocidades | 57 |
| FIGURA 3.13. Espectros de frequência para mancal circular n° 001 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco desbalanceado para 3 velocidades | 60 |
| FIGURA 3.14. Espectros de frequência para mancal circular n° 002 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco desbalanceado para 3 velocidades | 60 |
| FIGURA 3.15. Espectros de frequência para mancal <i>offset</i> n° 003 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco desbalanceado para 3 velocidades | 60 |
| FIGURA 3.16. Espectros de frequência para mancal elíptico n° 004 obtidos no | |

| | |
|---|----|
| mancal A1 – rotor com 1 disco desbalanceado para 3 velocidades | 61 |
| FIGURA 3.17. Espectros de frequência para mancal de 4 lóbulos n° 005 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco desbalanceado para 3 velocidades | 61 |
| FIGURA 3.18. Espectros de frequência para mancal de 3 lóbulos n° 006 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco desbalanceado para 3 velocidades | 61 |
| FIGURA 3.19. Espectros de frequência para mancal circular n° 001 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos balanceados para 3 velocidades | 64 |
| FIGURA 3.20. Espectros de frequência para mancal circular n° 002 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos balanceados para 3 velocidades | 65 |
| FIGURA 3.21. Espectros de frequência para mancal <i>offset</i> n° 003 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos balanceados para 3 velocidades | 65 |
| FIGURA 3.22. Espectros de frequência para mancal elíptico n° 004 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos balanceados para 3 velocidades | 65 |
| FIGURA 3.23. Espectros de frequência para mancal de 4 lóbulos n° 005 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos balanceados para 3 velocidades | 66 |
| FIGURA 3.24. Espectros de frequência para mancal de 3 lóbulos n° 006 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos balanceados para 3 velocidades | 66 |
| FIGURA 3.25. Espectros de frequência para mancal circular n° 001 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos desbalanceados para 3 velocidades | 69 |
| FIGURA 3.26. Espectros de frequência para mancal circular n° 002 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos desbalanceados para 3 velocidades | 70 |
| FIGURA 3.27. Espectros de frequência para mancal <i>offset</i> n° 003 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos desbalanceados para 3 velocidades | 70 |
| FIGURA 3.28. Espectros de frequência para mancal elíptico n° 004 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos desbalanceados para 3 velocidades | 70 |
| FIGURA 3.29. Espectros de frequência para mancal de 4 lóbulos n° 005 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos desbalanceados para 3 velocidades | 71 |
| FIGURA 3.30. Espectros de frequência para mancal de 3 lóbulos n° 006 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos desbalanceados para 3 velocidades | 71 |
| FIGURA 3.31. Diagramas em cascata para a configuração rotor com baixa carga | 76 |
| FIGURA 3.32. Diagramas em cascata para a configuração rotor com carga média | 77 |
| FIGURA 3.33. Diagramas em cascata para a configuração rotor com carga desbalanceada média | 79 |
| FIGURA 3.34. Diagramas em cascata para a configuração rotor com carga alta | 81 |

| | |
|---|-----|
| FIGURA 3.35. Diagramas em cascata para a configuração rotor com carga desbalanceada alta | 84 |
| FIGURA 3.36. Resposta Síncrona ao Desbalanceamento para configuração de carga baixa | 86 |
| FIGURA 3.37. Resposta Síncrona ao Desbalanceamento para configuração de carga média | 87 |
| FIGURA 3.38. Resposta Síncrona ao Desbalanceamento para configuração de carga desbalanceada média | 88 |
| FIGURA 3.39. Resposta Síncrona ao Desbalanceamento para configuração de carga alta | 89 |
| FIGURA 3.40. Resposta Síncrona ao Desbalanceamento para configuração de carga desbalanceada alta | 91 |
| FIGURA 3.41. Órbitas do rotor sem disco apoiado em mancais elípticos | 93 |
| FIGURA 3.42. Órbitas do rotor com 2 discos balanceados apoiado nos mancais de 3 lóbulos | 94 |
| FIGURA 3.43. Órbitas do rotor com mancal circular n° 001 – carga baixa | 95 |
| FIGURA 3.44. Órbitas do rotor com mancal circular n° 002 – carga baixa | 96 |
| FIGURA 3.45. Órbitas do rotor com mancal <i>offset</i> n° 003 – carga baixa | 96 |
| FIGURA 3.46. Órbitas do rotor com mancal elíptico n° 004 – carga baixa | 96 |
| FIGURA 3.47. Órbitas do rotor com mancal de 4 lóbulos n° 005 – carga baixa | 96 |
| FIGURA 3.48. Órbitas do rotor com mancal de 3 lóbulos n° 006 – carga baixa | 97 |
| FIGURA 3.49. Órbitas do rotor com mancal circular n° 001 – carga média | 97 |
| FIGURA 3.50. Órbitas do rotor com mancal circular n° 002 – carga média | 98 |
| FIGURA 3.51. Órbitas do rotor com mancal <i>offset</i> n° 003 – carga média | 98 |
| FIGURA 3.52. Órbitas do rotor com mancal elíptico n° 004 – carga média | 98 |
| FIGURA 3.53. Órbitas do rotor com mancal de 4 lóbulos n° 005 – carga média | 98 |
| FIGURA 3.54. Órbitas do rotor com mancal de 3 lóbulos n° 006 – carga média | 99 |
| FIGURA 3.55. Órbitas do rotor com mancal circular n° 001 – carga desbalanceada média | 99 |
| FIGURA 3.56. Órbitas do rotor com mancal circular n° 002 – carga desbalanceada média | 100 |
| FIGURA 3.57. Órbitas do rotor com mancal <i>offset</i> n° 003 – carga desbalanceada média | 100 |
| FIGURA 3.58. Órbitas do rotor com mancal elíptico n° 004 – carga desbalanceada média | 100 |
| FIGURA 3.59. Órbitas do rotor com mancal de 4 lóbulos n° 005 – carga desbalanceada média | 100 |
| FIGURA 3.60. Órbitas do rotor com mancal de 3 lóbulos n° 006 – carga | |

| | |
|--|-----|
| desbalanceada média | 101 |
| FIGURA 3.61. Órbitas do rotor com mancal circular n° 001 – carga alta | 101 |
| FIGURA 3.62. Órbitas do rotor com mancal circular n° 002 – carga alta | 102 |
| FIGURA 3.63. Órbitas do rotor com mancal <i>offset</i> n° 003 – carga alta | 102 |
| FIGURA 3.64. Órbitas do rotor com mancal elíptico n° 004 – carga alta | 102 |
| FIGURA 3.65. Órbitas do rotor com mancal de 4 lóbulos n° 005 – carga alta | 102 |
| FIGURA 3.66. Órbitas do rotor com mancal de 3 lóbulos n° 006 – carga alta | 103 |
| FIGURA 3.67. Órbitas do rotor com mancal circular n° 001 – carga desbalanceada alta | 103 |
| FIGURA 3.68. Órbitas do rotor com mancal circular n° 002 – carga desbalanceada alta | 104 |
| FIGURA 3.69. Órbitas do rotor com mancal <i>offset</i> n° 003 – carga desbalanceada alta | 104 |
| FIGURA 3.70. Órbitas do rotor com mancal elíptico n° 004 – carga desbalanceada alta | 104 |
| FIGURA 3.71. Órbitas do rotor com mancal de 4 lóbulos n° 005 – carga desbalanceada alta | 104 |
| FIGURA 3.72. Órbitas do rotor com mancal de 3 lóbulos n° 006 – carga desbalanceada alta | 105 |
| FIGURA A.1. Microscópio de Medição Modelo TM-505 | 127 |
| FIGURA A.2. Cabeçote Micrométrico 164-162 | 128 |
| FIGURA A.3. Mancal circular | 129 |
| FIGURA A.4. Mancal elíptico | 129 |
| FIGURA A.5. Mancal <i>offset</i> | 130 |
| FIGURA A.6. Mancal de 3 lóbulos | 130 |
| FIGURA A.7. Mancal de 4 lóbulos | 130 |
| FIGURA B.1. Tacômetro Digital MDT-2244A | 139 |
| FIGURA B.2. Gráfico de rotações da bancada de rotores | 140 |
| FIGURA B.3. Gráfico da aceleração da bancada de rotores | 141 |
| FIGURA C.1. Mancal circular | 146 |
| FIGURA C.2. Mancal elíptico | 146 |
| FIGURA C.3. Mancal <i>offset</i> | 146 |
| FIGURA C.4. Mancal de 3 lóbulos | 146 |
| FIGURA C.5. Mancal de 4 lóbulos | 146 |

LISTA DE TABELAS

| | Página |
|---|--------|
| TABELA 1.1. Mancais de geometria fixa sem pré-carga | 11 |
| TABELA 1.2. Mancais de geometria fixa com pré-carga | 12 |
| TABELA 1.3. Mancais de geometria fixa com ressalto | 13 |
| TABELA 1.4. Mancais de geometria móvel | 15 |
| TABELA 1.5. Comparação entre tipos de mancais hidrodinâmicos | 17 |
| TABELA 2.1. Dados técnicos do Acelerômetro | 33 |
| TABELA 2.2. Dados do Analisador de Frequência | 33 |
| TABELA 2.3. Dados técnicos do Sensor de Deslocamento | 36 |
| TABELA 2.4. Dados técnicos da Placa de Aquisição | 38 |
| TABELA 2.5. Composição Química Nominal do <i>Bronze TM 620</i> | 39 |
| TABELA 2.6. Fatores <i>offset</i> para os mancais selecionados | 45 |
| TABELA 3.1. Resultados obtidos a velocidade de 3.200 rpm na configuração do rotor sem disco | 53 |
| TABELA 3.2. Resultados obtidos a velocidade de 6.450 rpm na configuração do rotor sem disco | 53 |
| TABELA 3.3. Resultados obtidos a velocidade de 9.690 rpm na configuração do rotor sem disco | 54 |
| TABELA 3.4. Resultados obtidos a velocidade de 3.200 rpm na configuração do rotor com 1 disco balanceado | 58 |
| TABELA 3.5. Resultados obtidos a velocidade de 6.450 rpm na configuração do rotor com 1 disco balanceado | 58 |
| TABELA 3.6. Resultados obtidos a velocidade de 9.690 rpm na configuração do rotor 1 disco balanceado | 59 |
| TABELA 3.7. Resultados obtidos a velocidade de 3.200 rpm na configuração do rotor com 1 disco desbalanceado | 62 |
| TABELA 3.8. Resultados obtidos a velocidade de 6.450 rpm na configuração do rotor com 1 disco desbalanceado | 62 |
| TABELA 3.9. Resultados obtidos a velocidade de 9.690 rpm na configuração do rotor 1 disco desbalanceado | 63 |
| TABELA 3.10. Resultados obtidos a velocidade de 3.200 rpm na configuração | |

| | |
|---|-----|
| do rotor com 2 discos balanceados | 67 |
| TABELA 3.11. Resultados obtidos a velocidade de 6.450 rpm na configuração do rotor com 2 discos balanceados | 67 |
| TABELA 3.12. Resultados obtidos a velocidade de 9.690 rpm na configuração do rotor com 2 discos balanceados (exceto para mancal cilíndrico n° 001 e de 4 lóbulos n° 005, obtidos a velocidade de 8.070 rpm) | 68 |
| TABELA 3.13. Resultados obtidos a velocidade de 3.200 rpm na configuração do rotor com 2 discos balanceados | 72 |
| TABELA 3.14. Resultados obtidos a velocidade de 6.450 rpm na configuração do rotor com 2 discos balanceados | 72 |
| TABELA 3.15. Resultados obtidos a velocidade de 9.690 rpm na configuração do rotor com 2 discos balanceados (exceto para mancal cilíndrico n° 001, obtido a velocidade de 8.070 rpm, e o mancal e 4 lóbulos n° 005, obtido a velocidade de 7.270 rpm) | 73 |
| TABELA 3.16. Classificação dos mancais na configuração do rotor sem disco | 106 |
| TABELA 3.17. Classificação dos mancais na configuração do rotor com 1 disco balanceado | 107 |
| TABELA 3.18. Classificação dos mancais na configuração do rotor com 1 disco desbalanceado | 108 |
| TABELA 3.19. Classificação dos mancais na configuração do rotor com 2 discos balanceados | 109 |
| TABELA 3.20. Classificação dos mancais na configuração do rotor com 2 discos desbalanceados | 110 |
| TABELA 3.21. Classificação final dos mancais | 110 |
| TABELA 3.22. Características Operacionais durante os Testes | 113 |
| TABELA A.1. Principais características do Microscópio de Medição | 127 |
| TABELA A.2. Características da mesa-guia utilizada | 128 |
| TABELA A.3. Características da lente ocular e objetiva utilizada | 128 |
| TABELA A.4. Características dos Cabeçotes Micrométricos Digitais | 129 |
| TABELA A.5. Valores teóricos e reais das dimensões dos mancais selecionados | 131 |
| TABELA A.6. Fontes de incertezas e Efeitos aleatórios | 133 |
| TABELA A.7. Valores para o fator de abrangência ($k_{95\%}$) para nível de confiança 95% em função do número de graus de liberdade efetivo (v_{ef}) | 134 |
| TABELA A.8. Parâmetros Geométricos dos Mancais Selecionados | 135 |

| | |
|---|-----|
| TABELA A.9. Dados geométricos de pré-carga de cada mancal | 137 |
| TABELA B.1. Características do Tacômetro Digital MDT-2244A | 139 |
| TABELA B.2. Planilha de rotações da bancada de rotores | 140 |
| TABELA B.3. Planilha do cálculo de números de ciclos total por mancal | 143 |
| TABELA C.1. Valores teóricos e reais das dimensões dos mancais pós-utilização | 147 |
| TABELA 4.2. Planilha dos mancais pós-utilização | 149 |
| TABELA 4.3. Planilha da pré-carga de cada mancal | 151 |

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo experimental da influência de mancais radiais hidrodinâmicos cilíndricos e não cilíndricos sobre o comportamento dinâmico de eixos rotativos. Uma bancada de ensaios de rotores horizontais apoiados em dois mancais radiais hidrodinâmicos, capaz de representar diferentes montagens de rotores, é especialmente fabricada para o desenvolvimento desse estudo. Seis mancais hidrodinâmicos de geometria fixa são selecionados para a avaliação da resposta dinâmica de diferentes configurações de rotores. Dois pares de mancais radiais cilíndricos, fabricados por processos de usinagem convencional e por eletro-erosão, e quatro pares de mancais não cilíndricos – mancal elíptico (de dois lóbulos ou “limão”), mancal de dois lóbulos desalinhados (“offset”), mancal de três lóbulos e mancal de quatro lóbulos – fabricados por meio de usinagem de precisão via eletro-erosão, são projetados para o sistema de suporte da bancada de rotores desenvolvida nesse trabalho. A análise comparativa do comportamento dinâmico dos seis mancais é efetuada por meio de ensaios de vibrações realizados em condições de velocidade constante e em aceleração. Espectros de frequência em velocidade zero, espectros de frequência em diversas velocidades estacionárias de operação, diagramas cascata (“waterfall plots”) e diagramas das órbitas de precessão do munhão são obtidos a partir da medição das vibrações em diferentes montagens de rotores horizontais suportados pelos mancais selecionados. Acelerômetros e sensores de proximidade sem contato são utilizados para captar os sinais desejados de vibração sobre os mancais sob diferentes condições de carregamento dinâmico. Além dos espectros de frequência e das órbitas do munhão, a resposta síncrona ao desbalanceamento de diferentes rotores é determinada para cada tipo de mancal para a faixa de velocidades de rotação de 0 a 10.000 rpm. Uma avaliação preliminar do desgaste por contato dos mancais analisados é efetuada por meio de análise metrológica dimensional antes e após os testes de vibração. Os resultados experimentais obtidos permitem a confecção de diversas curvas da resposta dinâmica dos seis mancais analisados, fornecendo subsídios relevantes para a seleção da configuração de mancal radial de geometria fixa mais apropriada para uma dada máquina rotativa. Pela análise comparativa realizada nesse trabalho, a classificação dos mancais analisados baseada na capacidade de atenuar a resposta síncrona ao desbalanceamento de rotores horizontais é dada por: 1) mancal de 2 lóbulos desalinhados (mancal *offset*); 2) mancal de 3 lóbulos; 3) mancal elíptico; 4) mancal circular de pequena folga radial; 5) mancal circular de grande folga radial; 6) mancal de 4 lóbulos.

ABSTRACT

This work presents an experimental study about the influence of fixed pad non-preloaded and preloaded journal bearing on the dynamic behavior of rotating shafts. A rotor test bench comprised of a horizontal multiple shaft-disk system supported on two oil-lubricated journal bearings is specially built for this work. Six configurations of fixed pad journal bearings are selected to evaluate the dynamic response of different rotor systems. Constant and variable speed vibration tests are performed to compare the dynamic behavior and performance of the six journal bearings under analysis. Two pairs of plain journal bearings, manufactured by conventional machining and electro-erosion process, and four pairs of non-cylindrical journal bearings – elliptical bearing (or lemon bearing), offset half bearing, three-lobe bearing and four-lobe bearing – all manufactured by electro-erosion process, are designed for the support system of the rotor test bench developed in this work. Vibration tests at constant speed and at run-up and coast-down are used for the comparative dynamic analysis of the six types of journal bearings. Frequency spectra at several constant speeds, waterfall plots, synchronous response and orbit diagrams of the rotor are obtained by the measurement performed on different rotor configurations supported on the selected bearings. Accelerometers and displacement transducers (proximity probes) are used to pick up the vibration signals from the bearings under different dynamic load. A preliminary evaluation of the bearing wear is carried out by using a metrological microscope before and after the vibration tests. The experimental results obtained in this work provide technical data for the dynamic response curves of the six selected bearings. Furthermore, the results can be used as a guideline to select the more appropriate bearing configuration for rotating machines. The comparative bearing analysis performed in this work is based on the capability of attenuating the synchronous unbalance response of horizontal rotors. According to the results obtained through the numerous vibration tests, the six bearings analyzed can be classified in the following order: 1) offset half bearing; 2) three lobe bearing; 3) elliptical bearing; 4) plain bearing with low radial clearance; 5) plain bearing with high radial clearance; 6) four lobe bearing.

KURZFASSUNG

Diese experimentelle Arbeit befasst sich mit dem Einfluss von zylindrischen und nicht zylindrischen hydrodynamische Gleitlager auf das dynamische Verhalten von umlaufenden Wellen. Ein für dieser Arbeit speziell angefertigte Prüfstand, ermöglicht die Erprobung von horizontal angeordnete, umlaufenden Wellen zusammen mit unterschiedlichen Gleitlagertypen. Der Prüfstand ist Beschleunigungsmesser und berührungslose Annäherungssensoren bestückt, die wiederum die gewünschten Messdaten über das Schwingungsverhalten aufnehmen. Insgesamt werden fünf Wellenkonfigurationen mit 6 Gleitlagertypen erprobt und deren dynamisches Verhalten untersucht. Von den 6 Gleitlagertypen sind 2 zylindrisch und 4 nicht zylindrisch. Die zylindrischen Gleitlager unterscheiden sich durch ihre Fertigungsmethode, wobei diese entweder per Elektroerosion oder per spannende Bearbeitung gefertigt wurden. Die nicht zylindrischen Gleitlager wurden alle per Elektroerosion gefertigt und unterscheiden sich lediglich in deren Bauweise bzw. Lagerbohrungsform. Diese sind die elliptische (auch Zitrone), die *Offset*, die 3-Flächen und die 4-Flächen Form. Die Untersuchungen über das dynamische Wellenverhalten werden mittels Schwingungsversuche bei konstanter Geschwindigkeit oder unter Beschleunigung durchgeführt. Für jede Wellen-Gleitlageranordnung werden die Frequenzspektren für den so genannten Stoßtest sowie für diverse Beharrungsgeschwindigkeiten ermittelt. Außerdem werden Wasserfall- und Präzessionsbahndiagramme durch die übermittelten Daten gefertigt. Weiterhin wird für jeden Gleitlagertyp, die synchrone Schwingungsantwort auf die Wellenunwucht für Drehzahlen zwischen 0 und 10.000 min^{-1} aufgenommen. Die Verschleißabtragungen an den jeweiligen Kontaktstellen zwischen Zapfen und Lagerschalen, werden durch metrologische Messungen vor und nach den jeweiligen Versuchsreihen erfasst. Zusammenfassend, ermöglichen die gesammelten Ergebnisse eine bewusste Auswahl der Paarung Welle-Gleitlagertyp für die unterschiedlichsten Anwendungen im Maschinenbau. In Hinsicht der synchronen Schwingungsantwort auf die Wellenunwucht, lassen sich die Gleitlager in folgender Reihenfolge einordnen: die *Offset*bauform, die 3-Flächenbauform, die Zitronenbauform, der zylindrischen Bauform mit geringen Radialspielen, der zylindrischen Bauform mit großen Radialspielen und die 4-Flächenbauform.

1. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E ESCOPO DO TRABALHO

Os mancais são elementos essenciais para o desenvolvimento de máquinas rotativas industriais eficientes e seguras. Nas indústrias petrolífera, petroquímica, química e de processos em geral, os eixos das máquinas rotativas geralmente são apoiados por mancais hidrodinâmicos. As principais razões para o uso intensivo de mancais hidrodinâmicos em turbomáquinas e em máquinas rotativas industriais são o baixo custo, a grande capacidade de carga, longevidade e a boa capacidade de amortecimento.

Com intuito de aumentar a capacidade de prever os fenômenos dinâmicos em máquinas rotativas industriais, procedimentos experimentais são desenvolvidos para análise, projeto e monitoramento de máquinas rotativas e de mancais (SCHLEGEL, 1984). Estas técnicas em dinâmica de rotores são altamente dependentes de experimentos intensivos e testes realizados em bancadas de testes de rotor-mancais. Além disso, os resultados experimentais fornecem informações extremamente úteis para validar os procedimentos computacionais disponíveis para análise de rotores flexíveis.

A tendência do aumento da razão potência / peso de turbomáquinas resulta em projetos de rotores mais velozes e eixos mais flexíveis. O aumento da velocidade da máquina, a redução do tamanho das partes rotativas, a operação com mais estágios e a redução da folga entre as partes rotativa e estacionária são alguns meios utilizados para se elevar essa razão (GADANGI, 1995), os quais também geram um maior potencial a problemas de vibração. Nesse ponto, os mancais hidrodinâmicos consistem em componentes vitais para a atenuação das vibrações excessivas em máquinas rotativas.

A estabilidade de uma máquina rotativa está diretamente relacionada à configuração e ao tipo de mancal utilizado. Mancais hidrodinâmicos de diversas geometrias são desenvolvidos para atender às exigências do projeto da máquina com a melhor relação custo-benefício possível. Mancais de geometria fixa, cilíndricos e não cilíndricos, e de geometria variável têm sido largamente utilizados em máquinas rotativas de alta velocidade (ALLAIRE e FLACK, 1989). Zeidan (1989) indica que a maior consideração no projeto da maioria das máquinas rotativas de alta velocidade é a redução das amplitudes de vibração do eixo e da transmissibilidade de forças ao sistema de suporte. Para tanto, o sistema de suporte deve merecer atenção especial na análise e no projeto dessas máquinas.

A seleção e o projeto adequados dos mancais podem contribuir sobremaneira para a redução do nível de vibração síncrona e para a estabilidade de máquinas rotativas de alta

velocidade. Informações técnicas acerca do comportamento de mancais, com diversas geometrias para diferentes cargas aplicadas, são fundamentais para a seleção adequada de sistemas de suporte eficientes, seguros e com menores custos para turbomáquinas.

Esse trabalho apresenta um estudo experimental da influência de mancais radiais hidrodinâmicos cilíndricos e não cilíndricos sobre o comportamento dinâmico de eixos rotativos. Algumas configurações básicas de mancais radiais de geometria fixa, tais como mancais cilíndricos, elípticos, de três e quatro lóbulos, são especialmente projetados e fabricados para esse estudo. Testes são realizados em uma bancada de ensaios de mancais e rotores utilizando velocidades constante e variável e diversos tipos de cargas, simulando diferentes rotores e, assim, fornecendo dados relevantes sobre o comportamento dos mancais em diferentes condições de operação.

Esse primeiro capítulo apresenta a revisão bibliográfica e o escopo do trabalho desenvolvido. Inicialmente, são descritas as análises dos rotores e dos tipos de mancais utilizados, além do comportamento dos mesmos. As características principais dos mancais hidrodinâmicos também são mostradas. Além disso, são apresentados os tipos de mancais hidrodinâmicos existentes, enfatizando as características mais relevantes dos mancais radiais hidrodinâmicos de geometria fixa. Por fim, uma breve revisão sobre as diversas bancadas desenvolvidas para ensaios de mancais e rotores é apresentada.

1.1. Rotores e mancais

Um rotor é composto por um eixo rotativo onde, normalmente, estão acoplados discos, engrenagens e demais componentes apoiados sobre uma estrutura de suporte. Esta estrutura de suporte geralmente consiste em mancais apoiados em uma fundação. O comportamento dinâmico de um rotor depende das características dinâmicas do sistema, ou seja, das características geométricas e físicas do eixo, de seus elementos acoplados e da estrutura de suporte (FARIA, 1990).

Um dos componentes principais de máquinas rotativas são os mancais e, para o desenvolvimento de máquinas rotativas seguras, eficientes e velozes, devem ser realizadas análises da influência dos mancais sobre o desempenho dessas máquinas (RAO, 1983). Os mancais são elementos essenciais de máquinas rotativas, pois têm a função de promover o movimento relativo suave entre superfícies sólidas com perdas mínimas por atrito. Todo processo mecânico que requer movimento relativo entre superfícies sólidas possui alguma forma de atrito. Szeri (1980) estima que aproximadamente um terço de toda a energia

produzida na terra seja consumida por atrito. Portanto, torna-se fundamental o desenvolvimento de técnicas eficientes para prevenir os danos causados pelo atrito e pelo desgaste entre superfícies em movimento relativo. Hirani *et al.* (1997) afirmam que o engenheiro sempre deve objetivar um projeto de mancal que suporte a carga total da máquina, ocupando o menor espaço possível com a menor perda de energia.

Normalmente, uma máquina rotativa é projetada pelo ponto de vista da pressão a ser fornecida, vazão a ser fornecida, o torque necessário do motor elétrico e outros fatores não ligados diretamente à vibração. Apenas no estágio final do projeto, as características de vibração do sistema rotor-mancal são consideradas. Se problemas relacionados à vibração são observados durante os estágios do projeto ou nos estágios de testes, é extremamente difícil o re-projeto de todo o rotor. Mesmo assim, a troca dos mancais é frequentemente a última modificação de alto custo realizada. Assim, projetistas e usuários de máquinas rotativas devem ter conhecimento suficiente dos fundamentos de vibrações a fim de conhecer as características principais de diversos mancais. Uma grande variedade de mancais vem sendo desenvolvida para combater diferentes tipos de problemas devido a vibrações (ALLAIRE e FLACK, 1989).

Sabe-se que em uma máquina rotativa, o mancal não pode ser analisado isoladamente. Abdul-Wahed *et al.* (1982) afirmam que o mancal faz parte de um sistema dinâmico complexo e seu projeto é crucial no comportamento dinâmico do sistema, ou seja, na estabilidade e nas velocidades críticas. Os mancais influenciam diretamente em quais condições de operação ocorrerão as velocidades críticas (GADANGI, 1995).

Boyce (2001a) apresenta diversos fatores que devem ser considerados na seleção do projeto de um mancal. Entre esses, podem-se apresentar os seguintes: 1) Alcance da velocidade do eixo; 2) Máximo desalinhamento do eixo que pode ser tolerado; 3) Análise das velocidades críticas e a influência da rigidez nesta análise; 4) Carregamento aplicado em cada componente do rotor; 5) Temperatura do óleo e sua respectiva viscosidade; 6) Rigidez da fundação; 7) Movimento axial que pode ser tolerado; 8) Tipo do sistema de lubrificação e sua contaminação; 9) Níveis de vibração máxima que pode ser tolerado.

Wilcock e Booser (1957) afirmam que a seleção do mancal adequado para uma determinada aplicação deve levar em consideração os requisitos de operação, o ambiente de funcionamento e os aspectos econômicos. Engwall (1991) completa afirmando que os mancais devem ser projetados, fabricados e montados com grande cuidado para prover uma operação sem problemas. Os principais fatores são a velocidade de operação do mancal, a carga que o mancal pode suportar, o espaço físico necessário para a montagem, o tipo de

lubrificação e lubrificantes, o amortecimento que o mancal fornece e a potência na qual ele trabalha. Todos esses fatores são afetados pela temperatura e tipo de ambiente que o mancal trabalha. Em relação aos custos, o valor do projeto e fabricação, a vida útil e a manutenção são também importantes para a escolha do mancal.

A maioria dos rotores é apoiada em mancais de filme de óleo (hidrodinâmicos) ou de elementos rolantes. Em alguns casos, onde se necessitam maiores velocidades e melhores condições de operação, mancais magnéticos e a gás também são incluídos (KRÄMER, 1993). Máquinas rotativas que empregam mancais de rolamento geralmente possuem baixo amortecimento. Conseqüentemente, altas amplitudes de vibração síncrona podem ser geradas com altas forças transmitidas aos mancais e apoios. Entretanto, rotores apoiados em mancais hidrodinâmicos são suscetíveis à instabilidade auto-excitada, que resulta normalmente em altas amplitudes de vibração orbital síncrona e possível interferência dos elementos da máquina (SAN ANDRÉS, 1985).

O amortecimento dos mancais hidrodinâmicos pode oferecer ao sistema redução da magnitude das forças transmitidas pelo rotor aos mancais, estabilização do rotor que poderia se tornar instável, redução das vibrações não-síncronas, redução do nível de ruído e aumento na vida útil do mancal (ENGWALL, 1991).

Os mancais, além de suportar o peso do rotor, devem ser capazes de prover meios para a operação estável da máquina. Mancais muito flexíveis farão com que o eixo apresente oscilações de grande amplitude em relação ao mancal, podendo levar ao contato sólido entre as superfícies do mancal e do eixo. Childs (1993) e Vance (1988) afirmam que o papel vital do amortecimento é atenuar a resposta vibratória do eixo quando sua velocidade passa pelas frequências naturais. Gadangi (1995) indica que a geometria destes mancais pode ser modificada para fornecer rigidez e amortecimento necessário. Se o amortecimento é nulo, a amplitude de vibração do eixo pode atingir grandes valores, o que certamente poderia provocar o colapso da máquina rotativa. Os mancais de rolamento geralmente apresentam coeficientes de amortecimento quase nulos.

A maioria das turbomáquinas utilizadas na indústria de médio e grande porte utiliza mancais hidrodinâmicos de filme fluido, principalmente devido à sua longa vida útil e alta capacidade de carga.

1.1.1. Equação governante para a lubrificação hidrodinâmica

A equação de Reynolds é a equação governante para o regime de lubrificação hidrodinâmica em mancais de filme fluido e é expressa na seguinte forma (HAMROCK, 1994):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho \cdot h^3}{12 \cdot \mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho \cdot U \cdot h}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho \cdot V \cdot h}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot h) \quad (1.1)$$

onde:

- P – pressão do filme fluido (Pa)
- h – espessura do filme lubrificante (m)
- ρ – massa específica do lubrificante (kg/m³)
- μ – viscosidade absoluta do lubrificante (Pa·s)
- x – eixo de coordenada na direção da velocidade do eixo
- z – eixo de coordenada na direção longitudinal do mancal
- t – coordenada de tempo
- U – velocidade tangencial do eixo - na direção do eixo x (m/s)
- V – velocidade do eixo na direção do eixo z (m/s)

A equação 1.1 está escrita em relação ao sistema móvel de coordenada, representado por (x, y, z) , onde $x = R \cdot \theta$. Para a grande maioria das aplicações, a superfície móvel do mancal possui apenas a componente de velocidade U , sendo que V é igual a zero. Além disso, pode-se considerar na maioria dos casos a massa específica ρ do lubrificante como constante, e que a velocidade da superfície do mancal U não varia com x .

O lado esquerdo da equação é o gradiente de pressão hidrodinâmica. O lado direito apresenta as duas fontes de geração de pressão em mancais hidrodinâmicos, que é a ação do efeito cunha do mancal sobre o escoamento $\left(\frac{U}{2} \frac{\partial h}{\partial x} \right)$ e o esmagamento do filme fluido, conhecido como “squeeze film effect” $\left(\frac{\partial h}{\partial t} \right)$.

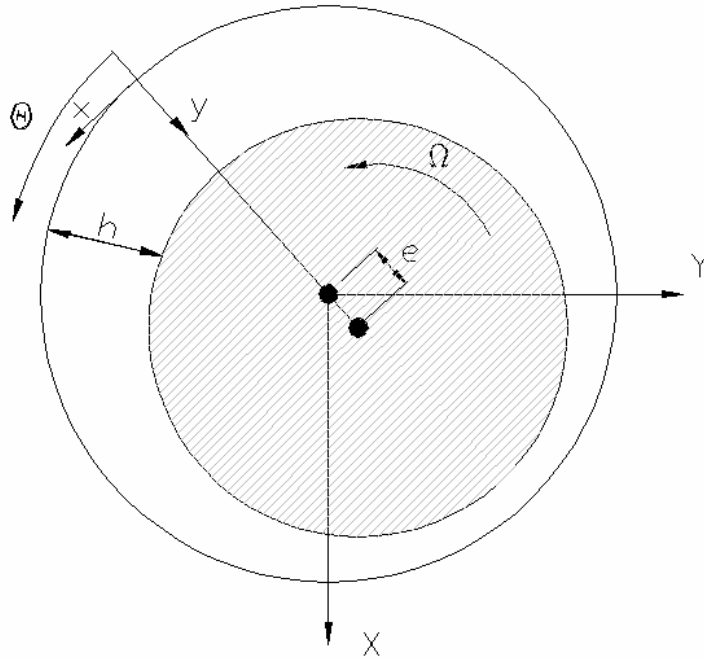


FIGURA 1.1 – Geometria de um mancal de deslizamento cilíndrico

O cálculo da espessura h do filme fluido para mancais cilíndricos é dado por:

$$h = c + e \cdot \cos \theta \quad (1.2)$$

onde: c – folga radial do mancal (m)

e – excentricidade – distância entre os centros do mancal e do eixo (m)

θ – ângulo da posição da espessura desejada a partir do ponto de maior espessura dentro do mancal (rad).

Na maioria das análises de mancais hidrodinâmicos cilíndricos e não cilíndricos, os mancais são considerados estacionários, onde o efeito de esmagamento do filme fluido é desprezado $\left(\frac{\partial h}{\partial t} = 0\right)$. Assim, a única maneira de se gerar pressão para sustentação do eixo é

pelo efeito cunha $\left(\frac{U}{2} \frac{\partial h}{\partial x}\right)$.

Logo, o efeito cunha em um mancal ocorre quando há velocidade relativa entre as duas superfícies (ou seja, a rotação do munhão dentro do mancal) e a variação da espessura do filme lubrificante na direção radial do mancal. Este efeito é o que causa as pressões hidrodinâmicas em mancais estacionários.

Entretanto, a maioria das turbomáquinas por trabalharem em alta rotação tende a operar centrada e, assim, a variação da espessura do filme lubrificante fica reduzida, diminuindo a capacidade de gerar pressão hidrodinâmica do mancal.

Assim, em diversos casos, é necessário criar o efeito cunha mesmo que o mancal trabalhe centrado. Os mancais não-cilíndricos possuem este efeito através de suas geometrias, formadas por diversos lóbulos com diferentes centros de curvatura. Dessa forma, são produzidas pré-cargas que fazem com que o eixo trabalhe fora dos centros de cada lóbulo. Assim, sempre há uma parte convergente e outra divergente para o escoamento, fazendo com que haja variação da espessura do lubrificante e, conseqüentemente, que ocorra o efeito cunha. A pré-carga em um mancal radial pode ser definida como a razão de não cilíndricidade do mancal. Para o mancal elíptico, mostrado na Figura 1.2, a pré-carga pode ser calculada como:

$$\text{Fator de pré - carga} = m = \frac{c - c_b}{c} \quad (1.3)$$

O eixo circular de maior diâmetro possível que pode ser colocado no mancal possui o raio $R+c_b$. Os raios de cada lóbulo são dados por $R+c$.

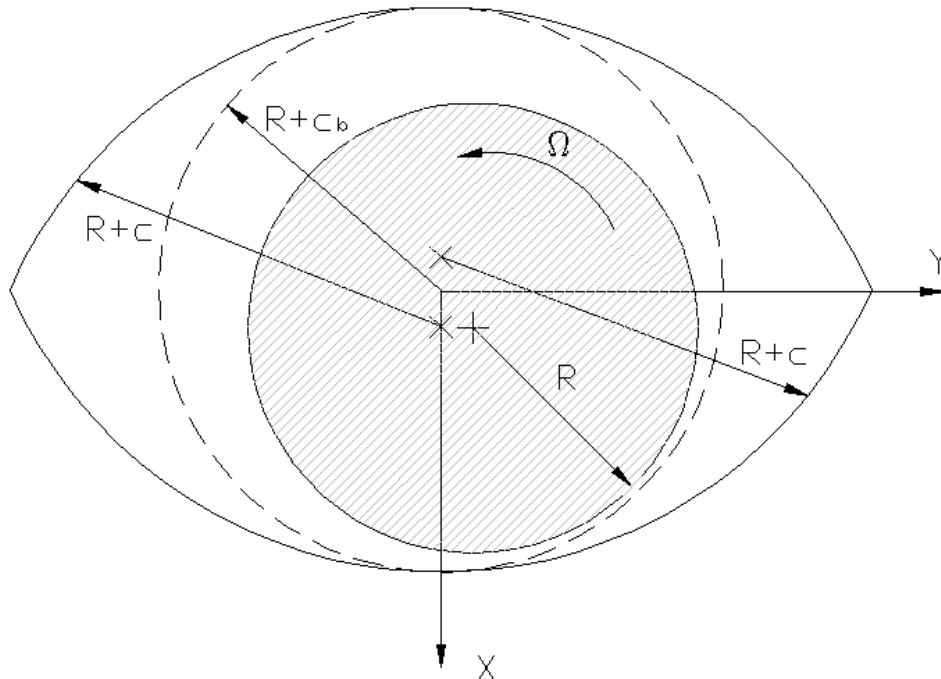


FIGURA 1.2 – Geometria de um mancal não-cilíndrico do tipo “elíptico”.

Além do mancal elíptico, há outros tipos de mancais não-cilíndricos que possuem o mesmo objetivo, como os mancais de 2 lóbulos desalinhados (mancais *offset*), mancais de 3 lóbulos, mancais de 4 lóbulos, entre outros.

1.1.2. Mancais hidrodinâmicos

Nas aplicações industriais, a grande maioria das turbomáquinas de médio e grande porte possui mancais hidrodinâmicos de filme fluido no sistema de suporte dos rotores, devido à sua longa vida útil e alta capacidade de carga.

Entretanto, sob certas condições de operação, esse tipo de mancal possui limitações, e certos projetos são realizados para que se possa estender sua aplicação além desses limites. A primeira limitação se deve à velocidade mínima necessária para gerar o filme fluido de espessura suficiente para uma completa separação das partes deslizantes. Quando o mancal opera abaixo desta velocidade, se tem apenas lubrificação mista ou limite, com contato direto entre as partes. Mesmo que o mancal seja bem projetado e opere a altas velocidades, pode estar sujeito ao atrito excessivo a baixas velocidades, durante a partida e a parada da máquina. Particularmente, mancais hidrodinâmicos sofrem com atrito severo durante a partida, quando o eixo parte da velocidade zero, pois o atrito estático é maior que o atrito dinâmico. Além disso, há uma limitação na aplicação de mancais hidrodinâmicos em máquinas com variação de velocidade, pois o mancal possui alta razão de atrito quando a máquina opera a baixas velocidades. A segunda limitação importante de mancais hidrodinâmicos são os baixos valores dos coeficientes de rigidez ao deslocamento radial do eixo, particularmente sob baixos carregamentos e velocidades altas, quando a excentricidade e é baixa (HARNOY, 2002). Entretanto, máquinas industriais geralmente trabalham com alta carga e grande excentricidade.

Assim, os mancais radiais hidrodinâmicos são capazes de prover meios satisfatórios de atenuação dos níveis de vibração na operação de máquinas rotativas supercríticas (velocidades de rotação superiores à primeira velocidade crítica), mas estão sujeitos aos efeitos desestabilizadores do coeficiente de rigidez cruzada. Os mancais de rolamento, por outro lado, não oferecem amortecimento satisfatório para a atenuação das vibrações de máquinas rotativas, mas não possuem coeficiente de rigidez cruzada.

1.2. Tipos de Mancais Hidrodinâmicos

Mancais radiais hidrodinâmicos são utilizados freqüentemente em máquinas rotativas como compressores, turbinas, bombas, motores elétricos e geradores elétricos. Normalmente, estas máquinas operam a altas velocidades e, conseqüentemente, um mancal radial cilíndrico não é um tipo de mancal apropriado para lidar com problemas típicos de máquinas de alta rotação. Portanto, são necessários outros tipos de geometria de mancais. Alguns são projetados com ranhuras axiais com o intuito de prover um escoamento melhor do óleo por toda a superfície lubrificada. Outros tipos possuem folga radial variável, fazendo com que seja possível criar diferentes espessuras de óleo e maiores convergências e divergências do fluxo de óleo (STOLARSKI, 1999). Estes mancais são os mancais hidrodinâmicos de geometria fixa com pré-carga ou mancais não cilíndricos.

Os mancais de geometria fixa com pré-carga são diferentes dos mancais puramente cilíndricos por possuírem lóbulos com diferentes centros de curvatura, o que não ocorre em mancais circulares. Cada lóbulo é deslocado do centro do mancal numa certa quantidade da folga com o objetivo de fazer com que a espessura do filme fluido possa convergir e divergir mais naturalmente do que ocorre em mancais exclusivamente cilíndricos ou ranhurados, provendo melhores características dinâmicas (ALLAIRE e FLACK, 1989).

Assim, a pré-carga é a fração da folga radial na qual os lóbulos foram deslocados para o centro do mancal. Em outras palavras, é um fator que determina o quanto o mancal não é cilíndrico. Quanto maior esse valor, maior é a distância entre o centro dos lóbulos para o centro do mancal.

Pré-cargas fazem com que a estabilidade do mancal seja aumentada e também com que o limite de instabilidade seja insensível à direção do carregamento. Mancais de sapata móvel são utilizados por máquinas de alta velocidade porque nunca causam chicoteamento do filme de óleo, mas esses são bem mais caros do que diversos tipos de mancais hidrodinâmicos. Por outro lado, mancais hidrodinâmicos totalmente circulares são em sua maioria de baixo custo, mas estão mais sujeitos à instabilidade do filme fluido. Assim, diversos estudos sobre mancais multilóbulos para turbomáquinas com objetivo de produção em larga escala têm sido realizados, pois os mesmos são mais estáveis, se projetados de forma correta, e também possuem um baixo custo de produção. (TANAKA e SUZUKI, 1998).

Na maioria das turbinas é utilizado mancais de ressalto ou multilóbulos, por permitir maior fluxo de óleo e, assim, aumentar a troca de calor para a parte externa do mancal. Esses mancais possuem normalmente lubrificação hidrostática apenas na partida ou

parada do eixo, com o intuito de evitar qualquer quebra da máquina. Já durante a operação, normalmente se mantém a lubrificação unicamente hidrodinâmica.

Os mancais multilóbulos são fabricados com arcos parciais, onde os centros de curvatura não são coincidentes, produzindo efeito de um filme fluido independente em cada lóbulo. A principal vantagem dos mancais multilóbulos está em sua geometria, que faz com que a excentricidade do eixo seja sempre diferente de zero, mesmo em operação centrada. Com isso, a rigidez direta é maior que o normal tornando o sistema mais rígido e mais estável (MOBLEY, 1999; KIAMEH, 2002).

No caso de motores de combustão interna, onde há baixa velocidade e alta carga, os mancais hidrodinâmicos de geometria fixa com pré-carga também são utilizados, principalmente os mancais elípticos (LIN, 1987).

Allaire e Flack (1989) e Boyce (2001a) indicam a possibilidade dos mancais hidrodinâmicos serem divididos em quatro grandes grupos:

1.2.1. Mancais Hidrodinâmicos de Geometria Fixa sem pré-carga

Os mancais de geometria fixa sem pré-carga mais utilizados são o mancal cilíndrico, o mancal de arco parcial (um dos mais efetivos é o mancal de 150°), os mancais ranhurados axialmente (normalmente varia de duas a quatro ranhuras) e mancal flutuante.

Mancais circulares são os mancais mais simples, possuem baixa estabilidade, mas devem ser utilizados sempre que for possível (GARNER *et al.*, 1980).

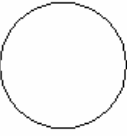

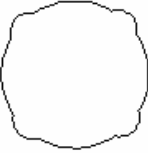
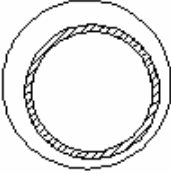
Os mancais cilíndricos ranhurados são mais fáceis de fabricar que os mancais multilóbulos e, assim, possuem custos totais de produção mais baixos (LYNWANDER, 1983). Smith (1969) observa que entre os mancais ranhurados axialmente, o mancal com três ranhuras axiais fornece alimentação de lubrificante e resfriamento mais eficazes do que qualquer outro mancal ranhurado.

Já os mancais de ressalto têm como objetivo criar uma pressão hidrodinâmica adicional na parte superior do mancal, fazendo com que o lubrificante permaneça em maior quantidade na parte inferior (SHIGLEY e MISCHKE, 1986).

Os mancais parciais são utilizados somente em aplicações de baixa velocidade, pois apresentam pequena perda por atrito por causa da pequena área de contato com o eixo.

Os mancais de geometria fixa sem pré-carga possuem como grande vantagem o baixo custo e a facilidade de fabricação. A Tabela 1.1 apresenta os principais mancais de geometria fixa sem pré-carga, indicando suas vantagens, desvantagens e comentários úteis.

TABELA 1.1 – Mancais de geometria fixa sem pré-carga (ALLAIRE e FLACK, 1989).

| Tipo de Mancal | Vantagens | Desvantagens | Comentários |
|--|--|--|--|
| Circular  | 1. Fácil fabricação 2. Baixo custo | 1. Facilmente sujeito à vibração orbital | Normalmente transformados em mancais elípticos |
| Arco Parcial  | 1. Fácil fabricação 2. Baixo custo 3. Baixa perda de carga | 1. Baixa resistência à vibração 2. Fluxo de óleo não muito fácil de obter | Utilizados somente em máquinas muito antigas |
| Ranhura Axial  | 1. Fácil fabricação 2. Baixo custo | 1. Sujeito à vibração orbital | Normalmente transformados em mancais multilóbulos |
| Flutuante  | 1. Relativamente fácil fabricação 2. Baixo custo | 1. Sujeito à vibração orbital | Utilizados nas primeiras turbomáquinas para motores a diesel de caminhões e ônibus |

1.2.2. Mancais Hidrodinâmicos de Geometria Fixa com pré-carga

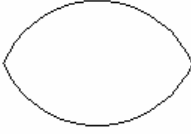
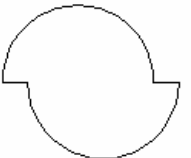
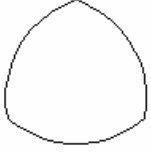
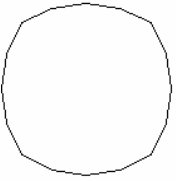
Os mancais hidrodinâmicos de geometria fixa com pré-carga mais utilizados são o mancal elíptico, mancal de 2 lóbulos desalinhados (mancal *offset*), mancal de três lóbulos e mancal de quatro lóbulos. Estes mancais diferem dos mancais puramente cilíndricos principalmente nos centros de curvatura de cada lóbulo do mancal que não são concêntricos.

O mancal elíptico possui folga horizontal normalmente duas vezes maior do que a folga vertical e pode ser utilizado nas duas direções de rotação. Os mancais de 3 lóbulos e 4 lóbulos possuem uma capacidade de carga média em relação aos demais e também podem ser utilizados nas duas direções de rotação. Já o mancal *offset* tem como princípio o mesmo dos mancais de ressalto. Sua capacidade de carga é boa, mas também é restrito a apenas uma direção de rotação.

Geralmente esses mancais provêm uma boa supressão de instabilidades no sistema, mas podem ser observadas vibrações subsíncronas a altas velocidades. Uma fabricação precisa deste tipo de mancais não é sempre fácil de se obter, principalmente quando se têm eixos de pequeno diâmetro e é necessário maquinário apropriado para uma usinagem de alta precisão.

Os mancais multilóbulos possuem valores maiores de velocidade limite de instabilidade que o mancal cilíndrico e são utilizados principalmente para impedir a instabilidade em condições de baixo carregamento (RAO e SAWICKI, 2003). A Tabela 1.2 apresenta os principais mancais de geometria fixa com pré-carga, indicando vantagens, desvantagens e comentários.

TABELA 1.2 – Mancais de geometria fixa com pré-carga (ALLAIRE e FLACK, 1989).

| Tipo de Mancal | Vantagens | Desvantagens | Comentários |
|--|--|--|---|
| Elíptico  | 1. Fácil fabricação 2. Baixo custo 3. Bom amortecimento a velocidades críticas | 1. Sujeito à vibração orbital a altas velocidades 2. Direção da carga deve ser conhecida | Provavelmente mancal mais utilizado em velocidades baixas e moderadas |
| <i>Offset</i>  | 1. Fácil fabricação 2. Baixo custo 3. Excelente supressão de vibração orbital em altas velocidades | 1. Fraca supressão de vibração em velocidade moderadas 2. Direção da carga deve ser conhecida | Possui alta rigidez horizontal e baixa rigidez vertical – pode se tornar popular – utilizado muito fora dos EUA |
| 3 lóbulos  4 lóbulos  | 1. Boa supressão de vibração 2. Bom desempenho no geral 3. Custo moderado | 1. Alguns tipos podem ter altos custos para serem eficientes 2. Sujeito a vibrações em altas velocidades 3. Torna-se instável sem nenhum sinal aparente 4. Altíssima vibração durante instabilidade | Frequentemente utilizado por certas fábricas como projeto padrão de mancal |

1.2.3. Mancais Hidrodinâmicos de Geometria Fixa com ressaltos

O mancal de ressalto é um mancal cilíndrico com um ressalto na parte do mancal onde não é aplicada nenhuma carga. Normalmente a relação L/D destes mancais está em torno de 0,5 e seu ressalto ocupa aproximadamente 135° da parte superior. Este mancal é unidirecional.

Mancais de ressalto são fabricados a partir de mancais cilíndricos através de um ressalto na parte superior do mancal. Quando o fluido circula pela região do ressalto, a resistência ao escoamento faz aumentar a pressão hidrodinâmica elevando o valor da carga estática no mancal, tornando o rotor mais estável. São utilizados para substituir mancais circulares, pela facilidade de conversão de um mancal circular em um mancal ranhurado.

Os mancais hidrostáticos não são mancais hidrodinâmicos, mas também são mancais de ressalto. Esses mancais utilizam pressão externa para criação do filme de óleo no mancal. Esses mancais possuem alta rigidez comparada a mancais hidrodinâmicos. São normalmente utilizados em rotores de precisão e indústria de energia nuclear, produzindo o filme fluido através de pressão externa. A Tabela 1.3 apresenta os principais mancais de geometria fixa com ressaltos e suas respectivas vantagens, desvantagens, além de comentários.

TABELA 1.3 – Mancais de geometria fixa com ressalto (ALLAIRE e FLACK, 1989).

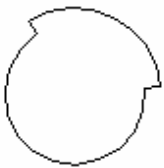
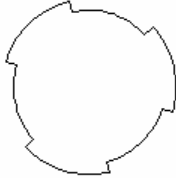
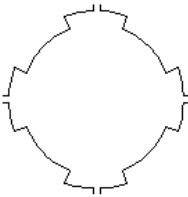
| Tipo de Mancal | Vantagens | Desvantagens | Comentários |
|---|--|--|--|
| Ressalto simples  | 1. Boa supressão de instabilidade 2. Baixo custo 3. Bom amortecimento em velocidades críticas 4. Fácil fabricação | 1. Torna-se instável sem nenhum sinal aparente 2. Ressalto pode provocar atrito ao ser fabricado de maneira errada 3. Direção da carga deve ser conhecida 4. Não há supressão de instabilidade em rotores flexíveis | Muito popular na indústria petroquímica. Fácil para converter mancal elíptico em mancal de ressalto. |

Tabela 1.3 (continuação)

| | | | |
|--|---|---|--|
| <p>Múltiplo ressalto</p>  | <ol style="list-style-type: none"> 1. Ressaltos são relativamente fáceis de fabricar em mancais já existentes 2. Boa supressão de instabilidade 3. Relativo baixo custo 4. Bom desempenho total | <ol style="list-style-type: none"> 1. Mancais complexos necessitam análise detalhada 2. Podem não gerar supressão de vibração quando não for problema originado do mancal | <p>Utilizado como projeto padrão por alguns fabricantes</p> |
| <p>Hidrostático</p>  | <ol style="list-style-type: none"> 1. Diversas variações são possíveis durante o projeto 2. Custo moderado 3. Boa capacidade de carga a baixas velocidades | <ol style="list-style-type: none"> 1. Baixo amortecimento em velocidades críticas 2. Requer cuidados no projeto 3. Requer alta pressão no fornecimento de óleo | <p>Geralmente utilizados em rotores de alta precisão devido a sua alta rigidez</p> |

1.2.4. Mancais Hidrodinâmicos de Geometria Variável

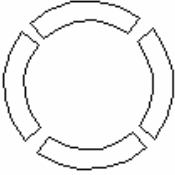
O mancal de sapata móvel é composto por diversas sapatas posicionadas em torno da circunferência do eixo. Cada sapata pode ser pivotada, possibilitando o posicionamento da mesma da melhor forma ao eixo. Além disso, a vida útil do mancal aumenta significativamente, devido ao auto-alinhamento, melhor dissipação de calor – devido aos maiores espaços entre as sapatas, pivôs, etc. – e menor variação da espessura do filme de óleo.

Mancais de sapata móvel são extremamente utilizados quando se deseja estabilizar máquinas devido a vibrações subsíncronas. Devido ao fato de as sapatas serem livres para acompanhar o movimento do eixo, as forças produzidas pelo filme fluido não são capazes de levar o mancal a um modo instável. Suas maiores desvantagens são o alto custo (pois é utilizado na maioria das vezes como solução de uma máquina já construída), a

impossibilidade de ser utilizada em determinadas máquinas, a alta perda de carga e diversos problemas em relação à instalação.

Alguns estudos analisam mancais de várias sapatas. Schuller (1977) afirma que a variação de sapatas influi pouco no resultado final, principalmente em relação à estabilidade. A Tabela 1.4 apresenta as vantagens, desvantagens e os comentários sobre o mancal de sapata móvel.

TABELA 1.4 – Mancais de geometria móvel (ALLAIRE e FLACK, 1989).

| Tipo de Mancal | Vantagens | Desvantagens | Comentários |
|---|--|--|--|
| Sapata móvel  | 1. Não provoca vibração (não há rigidez cruzada) 2. Diversas variações são possíveis durante o projeto 3. Custo original muito próximo dos outros tipos de mancais | 1. Alto custo de troca 2. Requer cuidados no projeto 3. Baixo amortecimento nas velocidades críticas 4. Difícil de determinar as folgas 5. Alta perda de carga | Grande utilização a fim de estabilizar máquinas com excitações síncronas devido a causas não pertinentes aos mancais |

1.2.5. Análise de mancais hidrodinâmicos não cilíndricos

Mancais multilóbulos são utilizados para prevenir a instabilidade, principalmente em condições de baixa carga (RAMESH, 1997). Além disso, podem tolerar, em uma mesma condição, cargas 35 vezes maiores quando comparados aos mancais cilíndricos (KARRASIK *et al.*, 1986). Mancais hidrodinâmicos de geometria fixa com pré-carga são comumente utilizados para apoio em diversas turbomáquinas. Sua principal característica é o baixo custo comparado aos mancais de geometria móvel e desempenho superior aos mancais cilíndricos (ROSO, 1997).

Diversos projetos têm sido desenvolvidos com o intuito de eliminar a vibração orbital de meia-freqüência, como a introdução de pré-carga no mancal. Isso é realizado fabricando os mancais através de diversos segmentos, onde cada segmento é um mancal hidrodinâmico parcial. Assim, cada segmento possui uma força hidrodinâmica, em direção ao centro do mancal, que possui maior valor que o carregamento externo. Estes mancais parciais

podem ser de geometria fixa ou de geometria móvel (HARNOY, 2002; HAMROCK *et al.*, 2004).

Nas aplicações em regime constante, diversas geometrias são utilizadas para controle do movimento do eixo e melhorar o desempenho da máquina. Nos estudos experimentais, têm sido mostrado que os mancais multilóbulos são apropriados para aumento de estabilidade e redução da perda de carga, quando comparados aos mancais cilíndricos, principalmente pela alta vazão do óleo (FRÖSSEL, 1951; PINKUS, 1956; KOLLMANN e MALCHER, 1972).

Com o aumento da velocidade dos rotores, o projeto dos lóbulos de cada mancal de geometria fixa se torna cada vez mais complexo e os limites de tolerância geométrica, nos quais os mancais são fabricados, se tornam mais rígidos, pois os efeitos no desempenho do mancal e na resposta dinâmica do sistema são cada vez mais suscetíveis a pequenas modificações (KIRK, 1978).

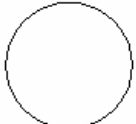


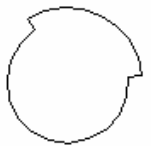

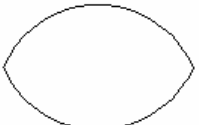

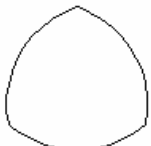

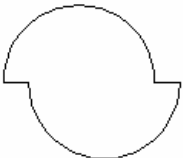
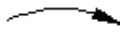
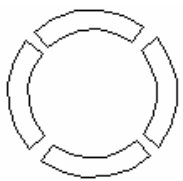

Os mancais de filme fluido são conhecidos por suas instabilidades devido à rigidez cruzada. A rigidez cruzada é freqüente em mancais de geometria fixa, com e sem pré-carga. Já os mancais de geometria variável conseguem inibir as instabilidades do filme de óleo, porém seu custo é muito elevado quando comparado a outros tipos de mancais.

Os mancais de geometria fixa não-cilíndricos (ou com pré-carga) produzem melhores características dinâmicas do que os mancais circulares (sem pré-carga), com custo significativamente menor do que o de mancais de sapatas móveis. Os mancais não cilíndricos possuem uma relação custo-benefício vantajosa, pois estão na faixa intermediária entre o excelente desempenho dos mancais de sapata móveis e o baixo custo dos mancais cilíndricos (ADAMS, 2000).

Zeidan (1992) mostra que a partir da década de 1970, a mudança de mancais hidrodinâmicos de geometria fixa de diversas máquinas para mancais de sapatas móveis foram realizadas por diversos ramos da indústria, devido à sua característica inerente de estabilidade. Entretanto, os mancais de sapata móvel são mais complexos, possuem mais partes e geralmente menor amortecimento que mancais de geometria fixa. Assim, em alguns ramos da indústria a partir do final da década de 1980, observa-se o processo reverso, onde mancais de sapata móvel são substituídos por mancais de geometria fixa com pré-carga. Isso mostra que os mancais de sapata móvel nem sempre constituem a solução ideal para turbomáquinas de alta velocidade.

A tabela 1.5 foi reproduzida do trabalho de Boyce (2001b) e relaciona os diversos tipos de mancais e suas principais características de forma comparativa.

TABELA 1.5 – Comparação entre tipos de mancais hidrodinâmicos (BOYCE, 2001b).

| Tipo de Mancal | Capacidade de Carga | Direção de Rotação Permitida | Resistência à Vibração Orbital | Rigidez e Amortecimento | |
|--|----------------------------|---|---|--------------------------------|-----|
| Mancal Cilíndrico  | Bom |  | Pésima  Regular | Moderado | |
| Mancal de Ressalto  | Bom |  | | Moderado | |
| Mancal Elíptico  | Bom |  | | Moderado | |
| Mancal 3 lóbulos  | Moderado |  | | Bom | |
| Mancal Offset  | Bom |  | | Excelente | |
| Mancal Sapata Móvel  | Moderado |  | | Excelente | Bom |

1.2.5.1. Mancais de três lóbulos

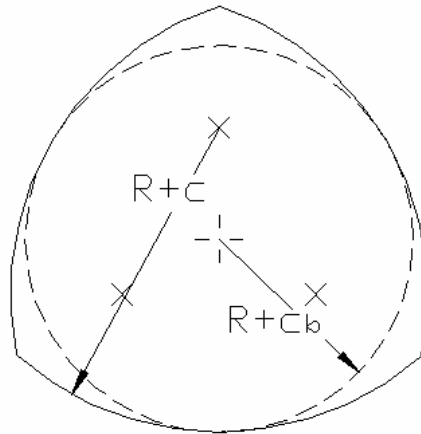


FIGURA 1.3 – Mancal de três lóbulos.

Os mancais de três lóbulos são normalmente utilizados por apresentarem excelente característica dinâmica. Diversos parâmetros em seu projeto devem ser escolhidos corretamente. Caso isso não ocorra, os mancais podem não fornecer nenhuma melhora em comparação aos mancais circulares (FLACK e ALLAIRE, 1984). Saad (1979) afirma que o mancal de três lóbulos possui resposta dinâmica superior ao mancal cilíndrico.

Diversos tipos de mancais de três lóbulos vêm sendo desenvolvidos para a obtenção de melhores características dinâmicas. Um exemplo é o mancal de três lóbulos senoidal, onde um mancal cilíndrico é deformado plasticamente por três forças atuando defasadas de 120° entre elas, apresentado bons resultados (TEN NAPEL e BOSMA, 1980).

O mancal de três lóbulos é frequentemente utilizado devido à sua boa característica de rigidez em todas as direções. Mesmo com o rotor em uma posição concêntrica, pressões hidrodinâmicas são geradas nos 3 lóbulos. Sua habilidade em impedir a instabilidade do rotor até mesmo em altas velocidades e sua relativa facilidade de fabricação fazem com que este seja muito utilizado na indústria. Suas desvantagens são a grande perda de carga e o alto consumo de óleo comparado ao mancal cilíndrico (TEN NAPEL e BOSMA, 1980).

Os mancais de três lóbulos têm características de estabilidades superiores às dos mancais elípticos e circulares. Porém, por possuir uma relação de folga média menor que os outros dois tipos de mancais, além do arco inferior ser menor, o mancal de três lóbulos apresenta maiores perdas de carga e menor capacidade de carga que os dois anteriores (HANLON, 2001).

1.2.5.2. Mancais de quatro lóbulos

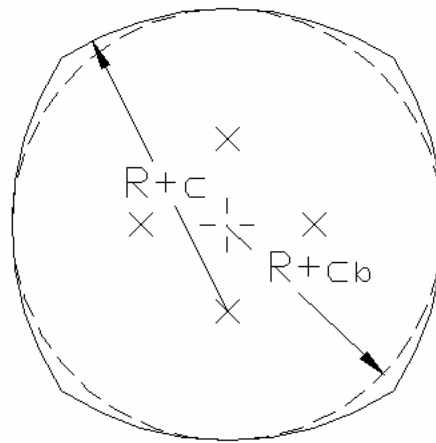


FIGURA 1.4 – Mancal de quatro lóbulos.

Os mancais de 4 lóbulos são utilizados onde estabilidade, rigidez e amortecimento moderados são necessários. Baixa capacidade de carga e folgas grandes são normalmente necessárias, pois este mancal tende a operar em condições de escoamento não-laminar a baixas velocidades, comparado a outros mancais, além de maior perda de carga e altas temperaturas em relação a outros mancais multilóbulos (GARNER *et al.*, 1980).

Pai e Majumdar (1992) apresentam análises teóricas de órbitas para um mancal de quatro lóbulos sob diversos tipos de carregamentos: unidirecional constante, unidirecional periódica e carregamento rotativo variável. Estes mancais a alta carga são mais estáveis que mancais circulares assim como as órbitas, que apresentam menores amplitudes. Sob cargas periódicas unidirecionais, o mancal de quatro lóbulos apresenta características de estabilidade superiores às do mancal circular, quando se analisam outras formas de carregamento.

1.2.5.3. Mancais elípticos (ou Mancais “limão”)

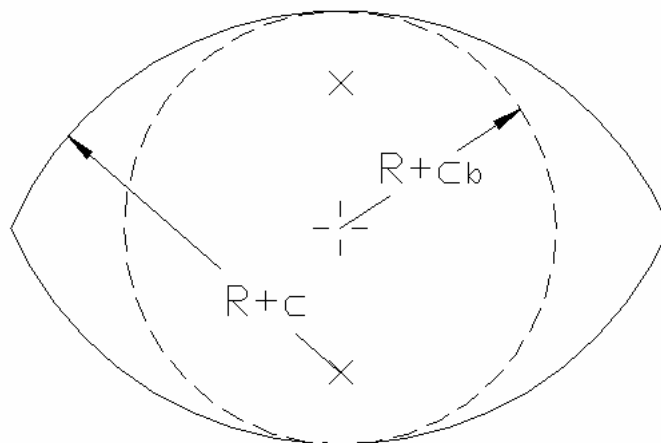


FIGURA 1.5 – Mancal elíptico.

O Mancal elíptico possui características de estabilidade superiores às do mancal cilíndrico com uma fabricação um pouco mais complexa. Os coeficientes de rigidez e amortecimento são satisfatórios na direção vertical, porém, na direção horizontal, podem ficar abaixo dos valores desejados. Além disso, possui boa capacidade de carga e pré-carga máxima recomendada de 0,6. Pré-cargas acima de 0,7 poderiam ser utilizadas na tentativa de melhorar a estabilidade, entretanto, com folgas laterais maiores, os coeficientes dinâmicos horizontais decrescem e um fluxo de óleo mais elevado torna-se necessário (GARNER *et al.*, 1980).

O mancal elíptico é o mais conhecido entre os diversos mancais de geometria fixa pela estrutura simples, relativo baixo custo e durabilidade superior devido à alta capacidade de carga e boa estabilidade. Diversos autores, como Hashimoto e Matsumoto (2001), apresentam metodologias para otimizar a efetividade de mancais elípticos.

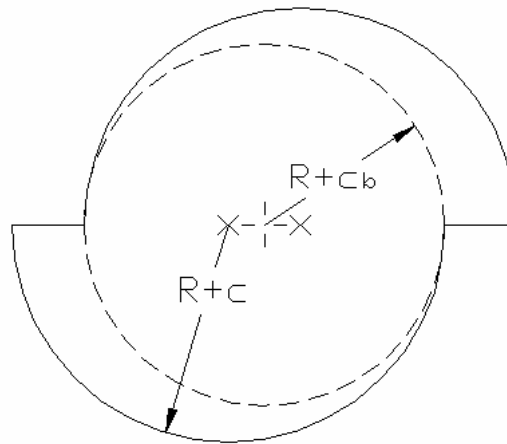
Ma e Taylor (1996) mostram em seus estudos que os mancais elípticos possuem um fluxo de entrada e saída de óleo bem superior em relação ao mancal circular com ranhuras axiais.

Kumar *et al.* (1980) realizam a análise de mancais elípticos para obtenção da melhor relação geométrica capaz de otimizar suas características de desempenho. Utilizando um mancal elíptico com $L/D = 1$, confirma-se que, quanto mais elíptico for o mancal, maior é a estabilidade do sistema. Já analisando apenas a variação da relação L/D , o mancal com L/D igual a 0,5 fornece melhor estabilidade quanto menor for a carga.

Os mancais elípticos são os mancais mais utilizados em máquinas de velocidades baixas e moderadas. Esses mancais são usados em diversos tipos de turbomáquinas (SHIGLEY e MISCHKE, 1986) e em redutores (MOBLEY, 1999). Lynwander (1983) mostra que, em redutores industriais, os mancais hidrodinâmicos multilóbulos são utilizados a fim de se evitarem diversos tipos de vibração. Entretanto, os mais comuns são os mancais elípticos, que fornecem uma redução do chicoteamento do filme fluido e uma melhor refrigeração do óleo em diversos redutores.

Hanlon (2001) realiza estudos de mancais elípticos e apresenta que, ao contrário dos mancais cilíndricos, a introdução de ranhuras reduz a efetividade do mancal, tornando seu desempenho similar ao de um mancal cilíndrico.

1.2.5.4. Mancais de 2 lóbulos desalinhados (Mancais “offset”)

FIGURA 1.6 – Mancal *offset*.

Os mancais *offset* possuem excelentes características de estabilidade e alta rigidez e amortecimento. Este mancal necessita de alto fluxo de óleo, que pode ser uma vantagem a altas velocidades ou quando altas temperaturas no mancal são esperadas, além de possuir boa capacidade de carga na vertical. A grande desvantagem deste mancal é a rotação ser permitida apenas para uma direção. A máxima pré-carga recomendada é de 0,6 (GARNER *et al.*, 1980).

Lynwander (1983) recomenda também mancais *offset* em redutores em vez dos mancais elípticos, pois praticamente elimina o fenômeno do chicoteamento, mas só pode ser utilizado para a rotação do eixo em uma direção.

Tanaka e Suzuki (1998) estudam a estabilidade do filme de óleo de um mancal *offset* bipartido e os efeitos das pré-cargas e direção de carga. Pode-se observar que a pré-carga vertical aumenta o limite de estabilidade do filme de óleo (“oil whip”) de mancais *offset* (com pré-carga horizontal). A pré-carga horizontal fornece melhores limites de estabilidade do que pré-carga vertical (mancais elípticos) principalmente na região de alto número de Sommerfeld (que corresponde à alta velocidade de operação).

Em relação à velocidade limite de estabilidade do eixo, o valor obtido teoricamente é maior do que o experimental. Há estudos também de mancais elípticos com *offset*, ou seja, com pré-carga horizontal e vertical, mostrando que a amplitude máxima de vibração do rotor não sofre uma grande redução, mas se mantém bem menor após o início do chicoteamento de óleo. A maioria dos ângulos de aplicação de carga menores ou maiores que 0° produzem resultados similares, a não ser no caso de pré-carga horizontal.

Shigley e Mischke (1986) apresentam que os mancais *offset* possuem alta rigidez horizontal que previne a instabilidade dinâmica e permite alto fluxo e resfriamento do óleo

lubrificante. Estes mancais fornecem a menor perda de carga e menor atrito entre os mancais de geometria fixa, pois a carga do filme de óleo nunca permite qualquer tipo de reversão de direção do filme de óleo com um limitado ângulo de oscilação do eixo.

1.2.6. Principais estudos comparativos realizados em mancais hidrodinâmicos

Allaire e Flack (1989) realizam um trabalho utilizado como base para diversos outros autores, inclusive para esta dissertação, onde analisam diversos tipos de mancais hidrodinâmicos e, principalmente, os de geometria fixa com pré-carga. Estudos relacionados à velocidade limite de instabilidade em função do número de Sommerfeld para mancais multilóbulos são analisados.

Observa-se que, em qualquer condição de operação, o mancal de três lóbulos é mais estável que o de quatro lóbulos, a não ser em baixa carga onde os mancais possuem praticamente a mesma velocidade limite de instabilidade. À baixa carga de operação e/ou com pequena folga do mancal, o mancal *offset* se apresenta mais estável. O mancal de três lóbulos é melhor que o de quatro lóbulos por uma pequena margem, enquanto o mancal elíptico é o menos estável. Nesta região, a estabilidade pode ser aumentada pela redução das folgas ou aumento da carga. Sob condições de carga moderada, o mancal *offset* possui grandes perdas. O mancal mais estável nessa região é o elíptico, seguido pelo de três lóbulos, de quatro lóbulos e o *offset*. Já sob altas cargas e/ou grande folga, a ordem de desempenho em termos de estabilidade é: mancal de quatro lóbulos, mancal *offset*, mancal de três lóbulos e mancal elíptico. Enquanto o mancal *offset* é superior em estabilidade para operação sob baixa carga, o mancal elíptico se mostra mais estável para um grande gama de cargas. Embora o mancal de três lóbulos não possui melhor estabilidade, esse oferece bom desempenho total sob qualquer condição de carga, pois é sempre o segundo melhor mancal em qualquer condição. A classificação dos mancais em termos de estabilidade, em ordem crescente, é: mancal elíptico, de 4 lóbulos, de 3 lóbulos e, o mais estável, o mancal *offset*. Este artigo é a principal referência para os testes dos mancais nesta dissertação. Entretanto, suas análises ocorrem durante o regime transiente da máquina, sem realizar considerações em velocidades constantes.

Em outro trabalho, Flack e Allaire (1984) também apresentam uma avaliação de estabilidade em função da direção da carga para todos os tipos de mancais multilóbulos, obtendo resultado similar. Nenhuma variação de carga ou velocidade é realizado.

Lanes e Flack (1982) desenvolvem um trabalho experimental de análise de mancais não cilíndricos e cilíndricos, utilizando uma bancada de ensaio de sistemas rotativos

compostos por eixo e múltiplos discos circulares. Para rotores com vários discos, os mancais três lóbulos tiveram desempenho superior ao dos mancais cilíndricos lisos e ranhurados. Apenas utiliza-se mancal de 3 lóbulos como mancal não-cilíndrico.

Flack *et al.* (1981) observam os efeitos da viscosidade do lubrificante na resposta do mesmo rotor em dois tipos de mancais: três lóbulos e com ressalto simples. Os resultados mostram que os mancais de três lóbulos e com ressalto possuem, respectivamente, valores 50% e 30% superiores em relação à estabilidade dos mancais cilíndricos. Demais parâmetros são mantidos constantes durante o trabalho.

Flack e Rooke (1980) comparam a resposta síncrona obtida pelo método das matrizes de transferência com os resultados de testes experimentais realizados em cinco tipos diferentes de mancais: ranhurado longitudinal, dois tipos diferentes de mancais com ressalto, quatro lóbulos e mancais de sapata móvel. As previsões das características de desempenho dos mancais estão de acordo com os valores experimentais, exceto para os mancais de quatro lóbulos. Os resultados apresentam que estudos experimentais para mancais não-cilíndricos são necessários, principalmente devido à diferenças observadas entre análises numéricas e experimentais.

Malik (1983) realiza um estudo teórico comparativo de mancais de dois lóbulos: elíptico, *offset* e outras duas configurações que são variações dos dois primeiros. A menor espessura do filme de óleo é obtida para o mancal *offset*. Os mancais elípticos e *offset* apresentam boas características de desempenho para algumas condições de operação. Neste artigo, demais condições de operação, como velocidade, carga, etc. foram mantidos os mesmos.

Flack e Kostrzewsky (1998) analisam o desempenho teórico e experimental de um mancal de 3-lóbulos com pré-carga de 0,75. Os resultados apresentam uma estabilidade ligeiramente maior para os resultados teóricos, comparado com os experimentais. Já o nível de vibração orbital são similares entre os dois resultados. Nenhum outro tipo de mancal é analisado neste trabalho.

Akkök e Ettles (1983) apresentam estudos de mancais ranhurados e mancais de geometria fixa com pré-carga também realizados em bancadas de rotores verticais, obtendo resultados similares aos realizados em bancadas de rotores horizontais. Os autores mostram que os mancais multilóbulos possuem características, como capacidade de carga e regime de estabilidade, muito superior às dos mancais circulares, ranhurados ou não, em rotores verticais. Uma das poucas diferenças observadas é uma melhor atuação dos mancais elípticos,

mas ainda inferior ao desempenho do mancal *offset*. O objetivo deste trabalho é apenas a análise da utilização dos mancais não-cilíndricos em rotores verticais.

Hirs (1965) realiza um estudo de diversos tipos de ranhuras radiais, como espinhas de peixe, que são freqüentemente utilizados com intuito de aumentar o fluxo de óleo e, principalmente, melhorar a distribuição de pressão. O autor afirma que, numericamente, mancais com esses tipos de ranhuras fornecem boa estabilidade em situações críticas, como a operação do rotor no centro do mancal ou próximo a esse, onde os mancais cilíndricos não são estáveis.

McHugh (1983) analisa os problemas causados por vibrações síncronas para cinco tipos diferentes de mancais: duplo ranhurado axial, elíptico, de 3 lóbulos, *offset* e de cinco sapatas móveis pivotadas. São desenvolvidas equações relativas à capacidade de carga dos mancais, o tamanho e a forma da órbita do rotor e as características dinâmicas dos mancais. A principal conclusão deste trabalho são as amplitudes de vibração que possuem sempre um alto valor em excentricidades em torno de 0,5 e, quanto maior o valor de L/D , maior é essa amplitude de vibração. Em outro trabalho, McHugh (1986) analisa somente as vibrações subsíncronas nos mesmos cinco mancais e observa que essas vibrações são as causas de instabilidade observada em seu trabalho anterior.

Abdul-Wahed *et al.* (1982) estudam seis tipos de geometrias fixas de mancais hidrodinâmicos: circular com uma ranhura axial, circular com três ranhuras axiais, elíptico, três lóbulos, três lóbulos com *offset* e mancal com três ressaltos. Para valores moderados de excentricidade, i.e., para operações de carga média, o mancal com três ressaltos apresenta as piores características de desempenho. Além disso, uma comparação entre o mancal circular com uma ranhura axial e o mancal de três lóbulos mostra que, para o mesmo número de Sommerfeld, o mancal de três lóbulos possui sempre um menor valor de espessura mínima do filme fluido de óleo. O efeito da inclusão do *offset* no mancal de 3 lóbulos é apresentado. Entretanto, todos os testes foram realizados em apenas uma velocidade.

Frêne *et al.* (1997) analisam quatro tipos de mancais em situações sem carregamento: elíptico, *offset*, três lóbulos, quatro lóbulos. Observa-se que a estabilidade aumenta quando o coeficiente de pré-carga e o coeficiente de assimetria (coeficiente *offset*, que é a relação entre a parte convergente e a divergente do mancal causado pela utilização do perfil de *offset*), aumentam. A partir de uma pré-carga de 0,55, o mancal *offset* se torna totalmente estável. O mancal mais estável é o *offset*, seguido pelo de três lóbulos, quatro lóbulos e, por fim, o elíptico. Considerando a variação da vibração orbital pelo coeficiente de pré-carga, o mancal elíptico apresenta pontos de vibração subsíncrona considerando um

coeficiente de pré-carga que pode variar de 0 até 0,75. Da mesma forma, mas fornecendo menores amplitudes, o mancal de três lóbulos apresenta vibração subsíncrona de 0 até 0,8 de pré-carga. O mancal *offset* apresentou excelente valores de supressão de vibração subsíncrona, chegando a não apresentar nenhuma amplitude subsíncrona a partir de pré-carga 0,65. Por fim, é realizada uma análise com carregamento, onde o mancal *offset* apresenta maior equilíbrio através da variação do ângulo de aplicação de carga, seguido pelo mancal de quatro lóbulos, de três lóbulos (esses dois últimos com resultados bem próximos), sendo o mancal elíptico o menos estável com a mudança do ângulo de aplicação da carga. Entretanto, o mancal elíptico é muito mais estável com a variação do ângulo de carga, se comparado ao mancal cilíndrico. Este trabalho tem como objetivo observar como a variação dos parâmetros de pré-carga influencia na resposta dinâmica dos mancais e, no caso de aplicação de carga, a variação do posicionamento da mesma, permanecendo demais condições inalteradas.

Demais trabalhos apresentam outros estudos relacionados aos mancais hidrodinâmicos de geometria fixa com pré-carga. Knöss (1980) realiza um trabalho de apresentação dos parâmetros básicos de mancais hidrodinâmicos: tipos de mancais, terminologias, materiais, testes e monitoramento. Nenhuma análise numérica ou experimental é realizada. Zeidan e Herbage (1991) apresenta um aspecto mais prático de vários mancais: cilíndricos, de 3 lóbulos, elíptico, *offset*, com ressalto, mancais de sapata móveis oscilantes, mancais de sapata móveis com superfície retangular pivotada, mancais de sapata móveis com superfície esférica pivotada, mancais hidrostático e mancais híbridos. Análise de materiais para cada mancal, influência da variação de pré-carga, variação de carga e ângulo de aplicação da mesma e, principalmente, falhas mais comuns observadas são apresentadas. Os estudos de falhas apresentam diversas informações importantes, entretanto a variação de carga e posição de carga ocorre apenas a fim de comparar o mancal de ressalto com o mancal de sapatas móveis. Pettinato *et al.* (2001) apresenta estudos de um mancal de 3 lóbulos com alta pré-carga ($m = 0,75$) e observa que a direção da carga nestes mancais possui um efeito significativo nos coeficientes dinâmicos e posição de operação do eixo, considerando apenas um valor de carga.

Entretanto, não há um trabalho específico que apresente uma análise de mancais hidrodinâmicos de geometria fixa com pré-carga em função da capacidade de carga e do comportamento durante as fases transientes e permanentes de velocidades. Assim, este trabalho tem como objetivo apresentar o comportamento de diversos tipos de mancais cilíndricos e não cilíndricos em função da carga do rotor, se há desbalanceamento ou não, além da análise do rotor durante a aceleração e desaceleração, e em velocidade constante.

1.3. Bancadas para ensaios de mancais e de rotores

A maioria das bancadas de testes de máquinas rotativas baseia-se em eixos rotativos horizontais bi-apoiados. Essas possuem basicamente as seguintes características: um eixo; dois pedestais que permitem utilizar diversos tipos de mancais hidrodinâmicos; pedestais que permitem a fixação de sensores de deslocamento do eixo; discos com diversos furos em suas extremidades, fixados ao eixo; uma base que permite variar as posições de fixação dos pedestais dos mancais e do pedestal do sensor; um motor ligado ao eixo; e um sistema de lubrificação. A Figura 1.7 apresenta um desenho esquemático desse tipo de bancada. A configuração mostrada nessa figura representa o modelo de bancada mais difundido na literatura técnica para a análise experimental de rotores e de mancais.

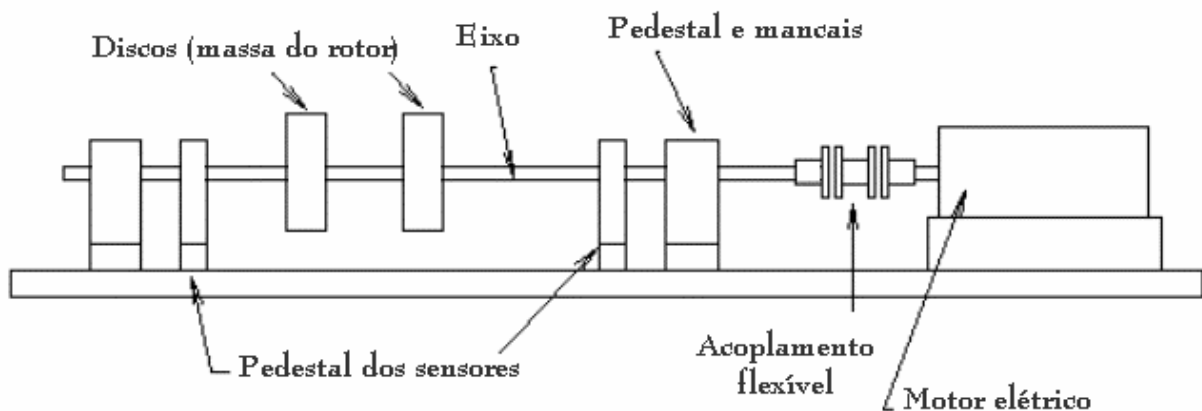


FIGURA 1.7 – Desenho esquemático de uma bancada de rotores horizontais bi-apoiada.

Em diversos trabalhos analisados observa-se que o principal objetivo do projeto, construção e utilização de bancadas para ensaios em rotores e mancais é permitir a avaliação da influência de mancais sob diversas condições. Em alguns casos, os modelos de máquinas rotativas utilizadas nas bancadas são reduções ou protótipos de máquinas industriais, principalmente nos aparatos experimentais de fabricantes de turbomáquinas (MORTON, 1975; MURPHY, 1985; VERSTEGE, 1998).

Devido ao alto custo de fabricação de uma bancada de testes com rotores em escala real ou à restrição de variação de parâmetros na utilização de bancadas originadas de uma máquina real, a maioria dos estudos utiliza bancadas em tamanho reduzido. Os modelos reduzidos de rotores permitem obter baixo custo em sua fabricação, além de requerer pequeno

espaço físico necessário para montagem, viabilizando sua instalação em laboratórios, instrumentação mais precisa para obtenção dos dados necessários e, principalmente, para facilitar a mudança de diversos parâmetros a serem analisados em uma máquina rotativa (NEWKIRK e LEWIS, 1956).

A influência dos mancais em um sistema rotativo é analisada por diversos autores de forma experimental utilizando bancadas de ensaios de rotores (LANES e FLACK, 1982; VOHR, 1988; REDDY *et al.*, 1997; SWANSON, 1998; TANAKA e SUZUKI, 1998; MICHALSKI *et al.*, 2005).

Análises da influência do desalinhamento na resposta dinâmica de rotores são, em sua maioria, trabalhos de natureza exclusivamente experimental (HORI e UEMATSU, 1980; ARUMUGAM *et al.*, 1997; HU *et al.*, 2000).

Em outros trabalhos, análises experimentais são realizadas por meio de bancadas de rotores, visando o estudo do comportamento de máquinas rotativas frente à variação de intensidade e ao tipo de carregamento (estático, cíclico ou variável) aplicado ao rotor (TONNESEN e LUND, 1978; SAAD, 1979; LIN, 1987; LACROIX, 1988; KOTILAINEN e SLOCUM, 2001; DURAK *et al.*, 2003; HORST e WÖLFEL, 2003).

O lubrificante e o tipo de lubrificação possuem grande influência no comportamento dinâmico de mancais hidrodinâmicos. Estudos de temperatura, pressão, cavitação, coeficientes de rigidez e amortecimento originados pelo filme fluido, entre outras características do lubrificante são importantes. O sistema de lubrificação deve ser implementado de forma que se permita a recirculação do óleo, fazendo com que o óleo expulso pelo mancal retorne à entrada do mesmo, mas que haja um sistema de resfriamento para que o óleo penetre sempre na mesma temperatura, mantendo suas propriedades (SWANSON, 1998). Testes experimentais com diversos tipos de lubrificantes e sistemas de lubrificação são realizados por vários autores utilizando bancadas de rotores (BOOTSMA e TIELEMANS, 1977; JUNG, 1990; TIEU e QIU, 1994; MA e TAYLOR, 1996; GLAVATSKIH *et al.*, 2001).

Além dos trabalhos já citados anteriormente, outros trabalhos são realizados focando em resultados experimentais diversos com a utilização de bancadas de rotores, como a influência da folga dos mancais, efeitos não-lineares (TIWARI e VYAS, 1995; HORATTAS, 1996; TIWARI e VYAS, 1997; BONELLO *et al.*, 2002; FALAH, 2002), efeito da fundação (EDWARDS *et al.*, 2000; BONELLO e BRENNAN, 2001), obtenção das características dinâmicas de rigidez e amortecimento (ALLAIRE e FLACK, 1989; HAMZAOUI *et al.*, 1998; SANTIAGO, 1998; PEETERS *et al.*, 2001; PETTINATO *et al.*,

2001; TIWARI *et al.*, 2002), validação de modelos teóricos (PARKINS, 1979; LEE e LEE, 1999; SIEW *et al.*, 2002; CHAUVIN Jr., 2003), entre outros fatores.

1.4. Escopo

O objetivo deste trabalho é a análise comparativa de desempenho de mancais radiais hidrodinâmicos de geometria fixa para máquinas rotativas.

Uma análise experimental de vibrações de mancais radiais hidrodinâmicos de geometria fixa, com e sem pré-carga, é desenvolvida utilizando-se uma bancada de ensaios de rotores apoiados em dois mancais radiais hidrodinâmicos, que tem a capacidade de representar diferentes montagens de rotores. São analisados seis tipos de mancais hidrodinâmicos de geometria fixa: dois pares de mancais cilíndricos, um par de mancais elípticos com lóbulos deslocados, que nesse trabalho serão denominados simplesmente mancais *offset*, um par de mancais elípticos, um par de mancais de 4 lóbulos e um par de mancais de 3 lóbulos.

Sensores de aceleração e de deslocamento são utilizados na bancada para obtenção de gráficos de espectros de frequência em velocidade constante, diagramas em cascata, diagramas de órbitas e diagramas da resposta síncrona ao desbalanceamento.

Os resultados obtidos permitem a análise dos seis tipos de mancais e fornecem dados importantes para a seleção da configuração de mancal radial de geometria fixa mais apropriada para uma dada máquina rotativa. Mancais cilíndricos apresentam melhor eficiência a baixas velocidades, enquanto os mancais multilóbulos apresentam melhores resultados com o aumento da velocidade, exceto os mancais de quatro lóbulos que apresentam resultados similares aos cilíndricos. Assim, em máquinas de alta velocidade os mancais multilóbulos são superiores na atenuação da resposta ao desbalanceamento em relação aos mancais cilíndricos.

Esta dissertação é dividida em cinco capítulos. O capítulo 1 apresenta uma revisão bibliográfica da utilização de mancais hidrodinâmicos na indústria, apresentando uma visão geral dos diversos tipos de mancais e a fundamentação teórica aplicada a mancais hidrodinâmicos cilíndricos e não-cilíndricos, a necessidade do estudo experimental de máquinas rotativas, uma análise dos mancais cilíndricos e não-cilíndricos e uma descrição de trabalhos técnicos que utilizam bancadas para análise de rotores e mancais.

O capítulo 2 apresenta a metodologia, descrevendo a bancada e a instrumentação utilizada para os testes, o projeto e a fabricação dos mancais hidrodinâmicos de geometria fixa e das velocidades e acelerações utilizadas em cada teste.

O capítulo 3 apresenta todos os resultados obtidos neste trabalho. Espectros de frequência em velocidade constante, diagramas em cascata, respostas síncronas ao desbalanceamento e gráfico das órbitas dos rotores são realizados. O capítulo 4 apresenta as conclusões obtidas neste trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

O apêndice A apresenta a análise metrológica dos mancais fabricados para o trabalho. Já o apêndice B contém os procedimentos de estimação do número de ciclos utilizados nos ensaios metrológicos. Por fim, o apêndice C apresenta a análise metrológica de cada mancal após a utilização dos mesmos nos testes, além de uma breve apresentação das observações qualitativas obtidas durante cada teste.

2. APARATO EXPERIMENTAL E METODOLOGIA

Esse capítulo apresenta uma descrição do aparato experimental utilizado na realização do estudo experimental sobre o comportamento dinâmico de mancais radiais hidrodinâmicos de geometria fixa. Uma breve descrição das etapas de fabricação dos seis mancais analisados e das configurações de sistemas rotativos selecionadas para avaliar o comportamento e desempenho dos seis sistemas de suporte constituídos desses mancais também é apresentada.

2.1. Descrição da Bancada de Ensaio de Rotores e de Mancais

A bancada de ensaios de rotores e de mancais desenvolvida para esse trabalho baseia-se em um projeto compacto, de fácil remoção e operação, permitindo a simulação de rotores em diferentes condições operacionais, com boa margem de segurança (MACHADO, 2004; SILVA *et al.*, 2004; FARIA *et al.*, 2005; SILVA *et al.*, 2005). A Figura 2.1 mostra esquematicamente uma visão espacial da bancada, que consiste basicamente em um eixo rotativo, sobre o qual podem ser acoplados dois discos circulares, apoiado em dois mancais radiais hidrodinâmicos. Um acoplamento flexível conecta o eixo rotativo ao sistema de acionamento, que é constituído por um semi-eixo apoiado em mancais de rolamento, sobre o qual encontra-se montada a polia movida do conjunto de transmissão por correia. A outra parte desse sistema de acionamento contém um motor elétrico de indução convencional conectado a um inversor de frequência e não está mostrada nessa figura.

As principais potencialidades da bancada são: 1. facilidade de montagem de diferentes tipos de mancais radiais hidrodinâmicos, tanto de geometria fixa quanto de geometria variável; 2. capacidade de acomodar mancais radiais hidrodinâmicos com diferentes razões L/D ; 3. capacidade de adaptação de mancais de rolamento; 4. facilidade de montagem de sistemas rotativos, compostos por um eixo e discos acoplados, de diferentes comprimentos; 5. capacidade de realização de testes em diversas condições de velocidade e aceleração do conjunto rotativo.

As Figuras 2.2a e 2.2b apresentam algumas fotografias da bancada, com o rotor de teste e o eixo da polia movida, nas quais pode ser visualizado o motor elétrico utilizado. A Figura 2.2b mostra em maiores detalhes o acoplamento flexível e o sistema de transmissão.

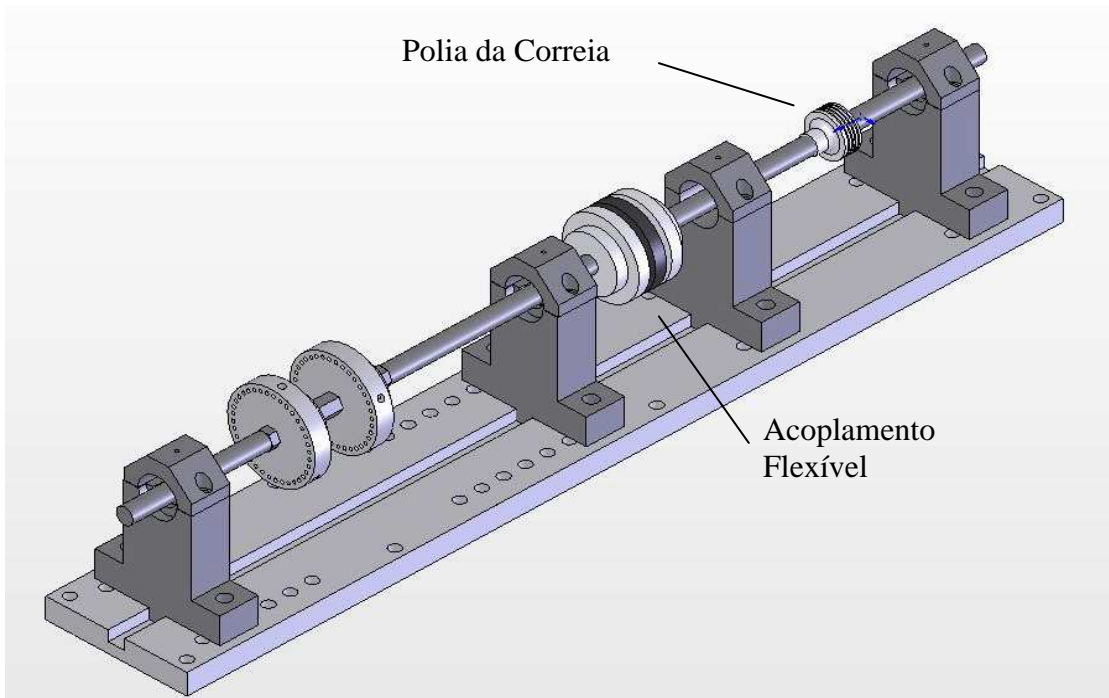


FIGURA 2.1 – Desenho esquemático da bancada de testes de rotores e mancais.

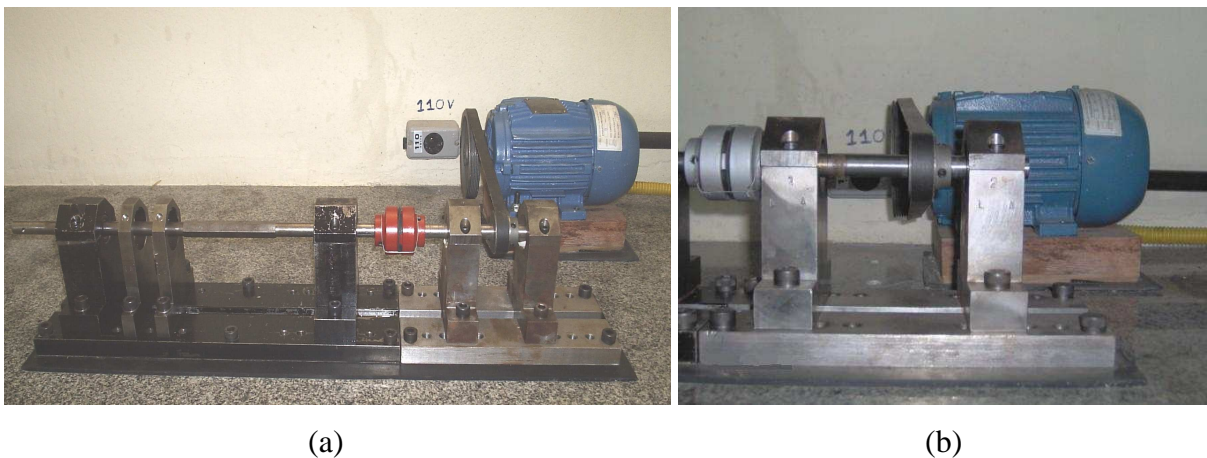
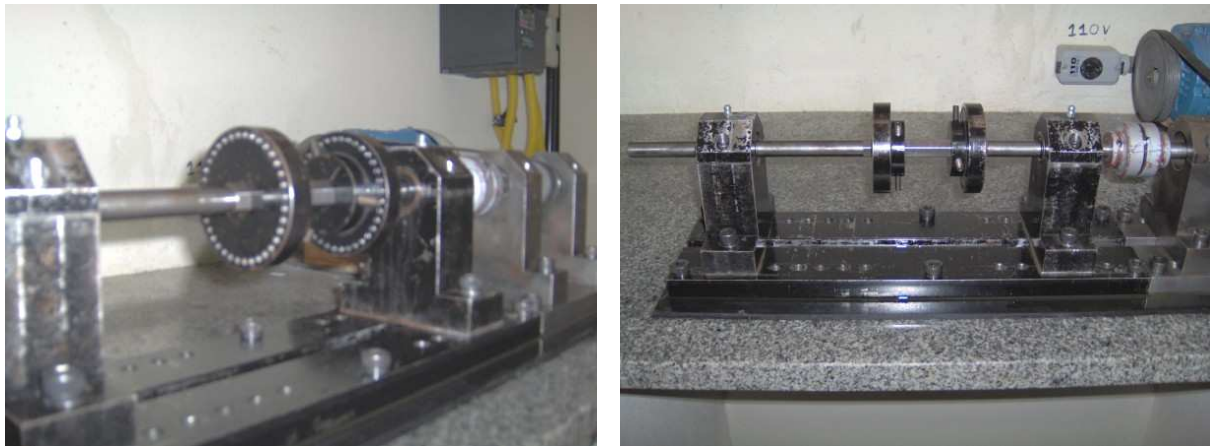


FIGURA 2.2 – (a) Montagem da bancada de testes e (b) do sistema de transmissão.

A Figura 2.3a apresenta uma foto em diferente ângulo da bancada, com detalhamento do eixo do rotor e os discos com furos para fixação das massas desbalanceadoras. A Figura 2.3b mostra uma visão lateral da parte de testes da bancada.



(a)

(b)

FIGURA 2.3 – (a) Vista em perspectiva da bancada e (b) vista lateral da bancada.

2.2. Monitoramento e Instrumentação

Dois sistemas de instrumentação são utilizados durante os testes de vibração dos rotores apoiados nos seis diferentes sistemas de suporte. As características dinâmicas de interesse do sistema rotor-mancal incluem os níveis globais de vibração em diferentes condições de velocidade e aceleração e as órbitas de movimento de precessão do eixo rotativo. Para a medição dos níveis de aceleração, nos testes de vibração, utiliza-se um sistema composto por um analisador de frequência, baseado no princípio da transformada rápida de Fourier, e acelerômetros piezelétricos. Para a determinação da amplitude do movimento orbital do rotor, nos testes de vibração, emprega-se uma instrumentação composta por sensores de proximidade indutivos e sistema de aquisição de dados no tempo. A descrição mais detalhada dos dois conjuntos de instrumentação utilizados no trabalho é realizada a seguir.

2.2.1. Bancada com acelerômetro e analisador de frequência

Acelerômetros são utilizados em praticamente todas as análises de vibração devido à sua precisão e robustez. A sensibilidade do acelerômetro é dependente principalmente do tamanho da massa a ser analisada. Para edições em amplo espectro de frequência, os acelerômetros devem ser utilizados. Caso a vibração do rotor seja transmitida à carcaça de modo satisfatório, o uso do acelerômetro é recomendado.

A aceleração e a desaceleração durante a partida e a parada entre testes sucessivos devem ser observados, principalmente devido a mudanças de temperatura, que influem diretamente no resultado final (LIFSON e SIMMONS, 1990).

Sensores piezelétricos de aceleração (acelerômetros) e um analisador de espectro de frequência são utilizados no sistema de medição de vibrações. A Tabela 2.1 descreve o tipo de acelerômetro utilizado nos testes. As características do analisador de frequência empregado nesse trabalho estão apresentadas na Tabela 2.2.

TABELA 2.1 – Dados técnicos do Acelerômetro.

| Informações | Acelerômetro |
|-------------------------------|---------------------|
| Fabricante | PCB Piezotronics |
| Modelo | 353B16 |
| Sensibilidade | 10,14 [mV/g] |
| Frequência de Ressonância | 79 [KHz] |
| Constante de tempo | 1,3 [s] |
| Nível de polarização da saída | 9,4 [V] |
| Intervalo de Alcance | ±500 [g] |
| Resolução | 0,01[g] |

TABELA 2.2 - Dados do Analisador de Frequência

| Informações | Analisador |
|--|-------------------------|
| Fabricante | Hewlett Packard |
| Modelo | HP 350670A |
| Intervalo de Frequência da Medição | 48,8[mHz] até 25,6[KHz] |
| Resolução | 800linhas |
| Máxima tensão de entrada | 42[Vpk] |
| Amplitude da Saída | ±5[Vpk] |
| Precisão da amplitude na senoide em 1KHz | ±4% do valor utilizado |

Com essa instrumentação, realiza-se a avaliação da resposta vibratória do sistema rotativo por meio de espectros de frequência em diferentes velocidades, dos diagramas em cascata (“waterfalls”) para aceleração e desaceleração dos rotores e da análise da resposta síncrona de vibração em função da velocidade do rotor. A Figura 2.4 mostra uma visão

esquemática da bancada de rotores, onde estão indicadas as posições A1 e A2, referentes aos pedestais dos mancais hidrodinâmicos. Estas posições são empregadas nos testes e mantidas para todas as configurações de mancais e rotores. Os sensores de aceleração são fixados na parte superior dos pedestais utilizando cera de petróleo.

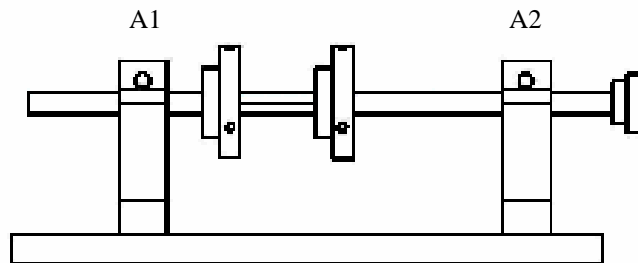


FIGURA 2.4 - Desenho esquemático do eixo montado com dois discos. Posições A1 e A2 indicam a localização de montagem dos acelerômetros.

As Figuras 2.5a e 2.5b apresentam fotos do posicionamento dos acelerômetros nos pedestais dos mancais.



(a)

(b)

FIGURA 2.5 – Fotos da fixação do acelerômetro na posição A1.

A massa de cada pedestal é aproximadamente 100 vezes maior que a massa do acelerômetro utilizado, fazendo com que o acelerômetro tenha pequena interferência na medição dos níveis de vibração. A Figura 2.6 apresenta uma fotografia da instrumentação composta por um analisador de frequência e acelerômetros.



FIGURA 2.6 – Conjunto completo de testes com acelerômetro e analisador de frequência.

2.2.2. Bancada com sensores de deslocamento e sistema de aquisição de dados

A instrumentação composta por sensores de proximidade indutivos e um sistema de aquisição de dados, que consiste em uma placa de aquisição de sinais comercial conectada a um microcomputador pessoal do tipo IBM/PC, é empregada nesse trabalho para a determinação experimental das órbitas de precessão do eixo do rotor, nas seções próximas aos pedestais dos mancais hidrodinâmicos de geometria fixa.

Utiliza-se um par de sensores *3300 XL 8 mm Proximity Transducer System*, fabricados pela Bently Nevada (Figura 2.7). Esse sensor de deslocamento fornece sinais de saída lineares para deslocamentos até 2 mm. Permite ainda o monitoramento de vibrações radiais, velocidade e fase, além da órbita do rotor. A Tabela 2.3 apresenta as principais características do sensor de deslocamento utilizado.



FIGURA 2.7 – Sensores de deslocamento 3300 XL 8mm.

TABELA 2.3 – Dados Técnicos do Sensor de Deslocamento.

| Informações | Sensor de Deslocamento |
|--|------------------------|
| Fabricante | Bently Nevada |
| Modelo | 3300 XL 8 mm |
| Sensibilidade | 2 [mV] |
| Resistência de saída | 50 [Ω] |
| Capacitância do cabo de extensão | 69,9 [pF/m] |
| Temperatura de uso para calibração atual | 0 a 45 [$^{\circ}$ C] |
| Diâmetro recomendado do eixo | 15 [mm] |

As Figuras 2.8a e 2.8b apresentam fotografias da montagem dos sensores de deslocamento na bancada. Os sensores são fixados em dois planos axiais distintos com o intuito de prevenir a interferência entre eles, fornecendo sinais com boa qualidade.

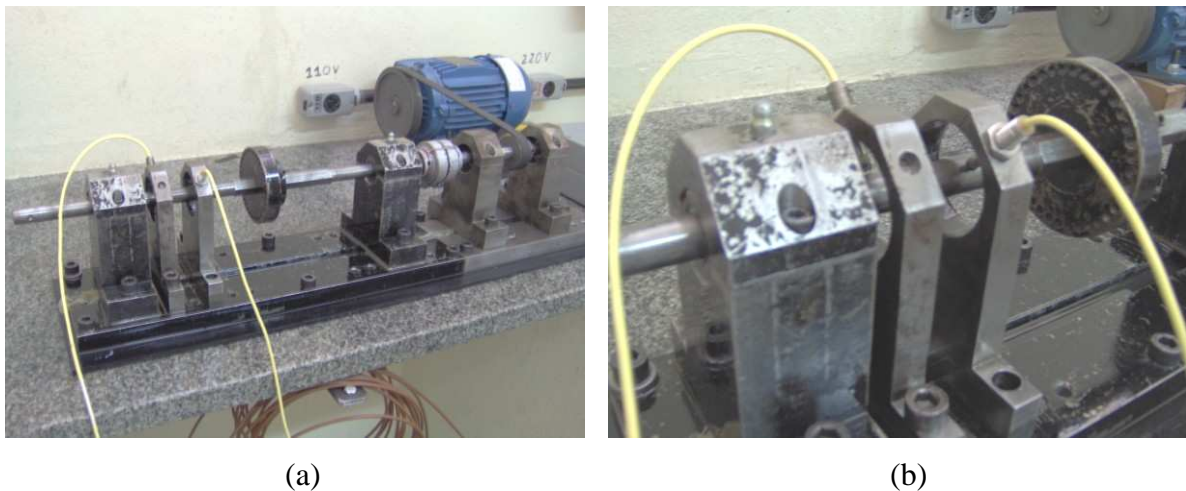


FIGURA 2.8 – (a) Bancada utilizando sensores de deslocamento e (b) detalhamento da fixação.

A Figura 2.9 apresenta a bancada, com os sensores de deslocamento, os cabos de extensão e o demodulador. Os sensores são ligados aos cabos de extensão, que amplificam o sinal e o enviam ao demodulador. Os dados de saída do demodulador são enviados a uma placa de aquisição de dados “WaveBook/512 Iotech”. As Figuras 2.10a e 2.10b apresentam a conexão do demodulador à placa de aquisição e desta ao computador.

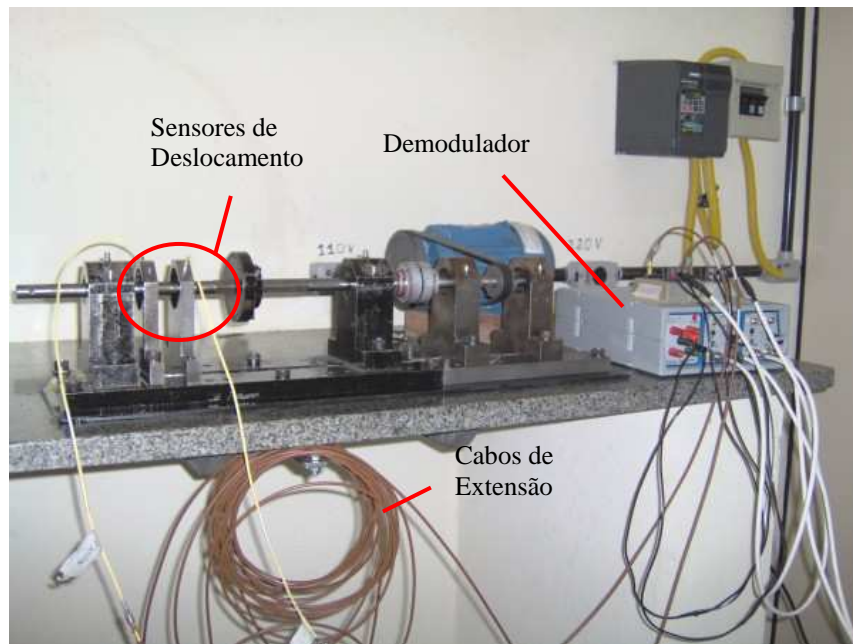


FIGURA 2.9 – Bancada, sensores de deslocamento, cabos de extensão e demodulador.



FIGURA 2.10 – (a) Demodulador e placa de aquisição e (b) placa de aquisição e computador.

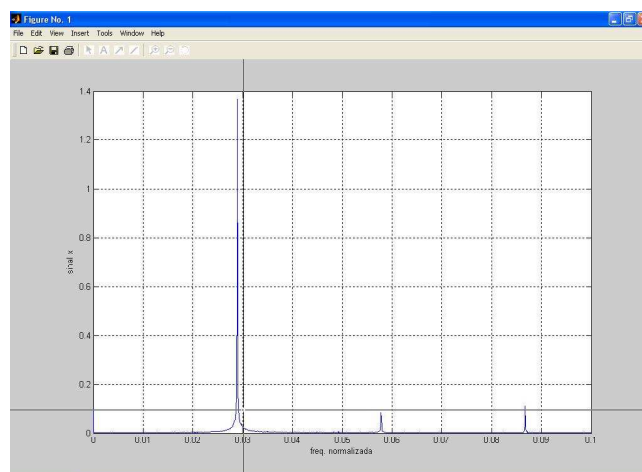
A frequência utilizada para obtenção dos dados da órbita do rotor é de 10 kHz (frequência padrão da placa de aquisição) durante 3 segundos, totalizando 30.000 pontos para cada órbita. O programa computacional utilizado para obtenção destes pontos é o “WaveView”, que acompanha a placa de aquisição e permite gravar os dados em diversos formatos de arquivo.

A Tabela 2.4 apresenta as principais características da placa de aquisição.

TABELA 2.4 – Dados Técnicos da Placa de Aquisição.

| Informações | Sensor de Deslocamento |
|--------------------|------------------------|
| Fabricante | IOTech |
| Modelo | WaveBook 512 |
| Canais | 16 |
| Tensões de entrada | 25 - 25000 [mV] |
| Máxima velocidade | 500 [kHz] |

Para a confecção dos gráficos de órbitas do rotor, utiliza-se o programa computacional *MATLAB*®, versão 6.5. A maioria dos gráficos obtidos apresenta nível elevado de ruído e, assim, torna-se necessária a implementação de um filtro digital passa-baixa do tipo *ButterWorth* de 4ª ordem, desenvolvido de modo a ter uma resposta em frequência a mais suave possível na banda passante. Filtro passa-baixa é o nome comum dado a um circuito eletrônico que permite a passagem de baixas frequências e atenua (ou reduz) a amplitude das frequências maiores que a frequência de corte¹. A utilização de filtros do tipo passa-baixa é comum para a obtenção de resultados com menor nível de ruído, mas seu uso deve ser feito com cuidado para não acarretar efeitos indesejáveis no domínio do tempo (VANCE, 1988). Como o interesse do trabalho está na obtenção das órbitas da resposta síncrona do sistema rotativo, a frequência de corte é realizada antes e após o pico de vibração síncrona, retirando todas as vibrações subsíncronas e supersíncronas, como apresentado na Figura 2.11.

FIGURA 2.11 – Gráfico de corte do filtro digital passa-baixa do tipo *ButterWorth* de 4ª ordem.

¹ A seleção do tipo de filtro e o seu projeto computacional foram propostos pelo Professor Dr. Leonardo Antônio Borges Tôrres, do Departamento de Engenharia Eletrônica da Universidade Federal de Minas Gerais.

2.3. Seleção e Fabricação dos Mancais Hidrodinâmicos

Considerando-se a bancada de ensaios de rotores e de mancais apresentada no item 2.1, apresentam-se as considerações de seleção, projeto e fabricação dos mancais de geometria fixa utilizados nesse trabalho.

2.3.1. Material dos Mancais

O material utilizado na fabricação dos mancais hidrodinâmicos é o *Bronze TM 620*. Sua composição química está indicada na Tabela 2.5. Este bronze tem como sua principal aplicação os mancais hidrodinâmicos lubrificados por filme de óleo. A utilização deste tipo de bronze se deve ao baixo custo e por sua flexibilidade frente ao Aço ABNT 1020, utilizado no rotor.

O *Bronze TM 620* segue as recomendações de fabricação de mancais hidrodinâmicos, onde as ligas de bronze devem possuir entre 79% e 89% de cobre e 6% a 11% de estanho, além de, eventualmente, a utilização de chumbo e zinco, em menores proporções (MOURA e CARRETEIRO, 1987).

TABELA 2.5 – Composição Química Nominal do *Bronze TM 620*.

| Cobre (Cu) | Zinco (Zn) | Estanho (Sn) |
|------------|------------|--------------|
| 88 % | 4 % | 8 % |

2.3.2. Fabricação dos Mancais

Para a fabricação dos mancais hidrodinâmicos, divide-se o processo de fabricação por usinagem em 2 partes: usinagem preliminar dos mancais hidrodinâmicos e usinagem de acabamento com precisão.

Apenas um dos mancais estudados nesse trabalho é fabricado por usinagem convencional, com precisão de cerca de 20 μm .

2.3.2.1. Usinagem preliminar

Todos os mancais fabricados para esse trabalho são adaptados para montagem nos pedestais da bancada de ensaios, como está mostrado na Figura 2.12a. Um torno convencional

com precisão de 20 μm é utilizado nessa primeira etapa. A Figura 2.12b mostra uma fotografia do mancal desmontado de seu pedestal. Um furo passante radial de 2 mm é introduzido no corpo cilíndrico dos mancais para permitir a alimentação de lubrificante.

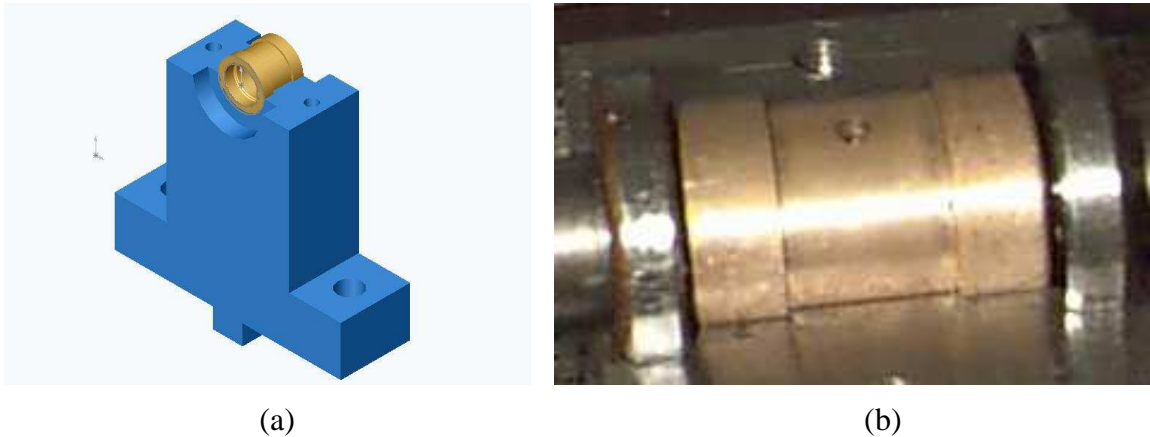


FIGURA 2.12 – (a) Conjunto Mancal / Pedestal e (b) Mancal fabricado.

2.3.2.2. Usinagem de acabamento com precisão

A partir da usinagem inicial, realiza-se a usinagem de precisão para formação dos perfis internos de cada mancal, obtendo diferentes geometrias fixas conforme necessário.

Para a fabricação dos perfis internos, emprega-se o processo de eletro-erosão a fio. Esse processo possui diversas qualidades superiores às da usinagem convencional. Para a produção dos mancais, essas vantagens são a precisão de 8 μm , que propicia acabamento superior, flexibilidade geométrica para geração de qualquer tipo de perfil, através de corte, ângulo e raio variável ou constante, e utilização de ferramenta CAD-CAM. Todo o trabalho por eletro-erosão foi realizado na empresa *Motoliga Ltda.*, localizada em Belo Horizonte, Minas Gerais. As Figuras 2.13 e 2.14 mostram fotografias da máquina de eletro-erosão e a introdução dos comandos para produção dos mancais.

A Figura 2.15 apresenta os mancais hidrodinâmicos finalizados, após a usinagem por eletro-erosão.



FIGURA 2.13 – Máquina de Eletro-erosão *ROBOFIL 240* da *Motoliga Ltda.*



FIGURA 2.14 – Introdução dos comandos para produção dos mancais.

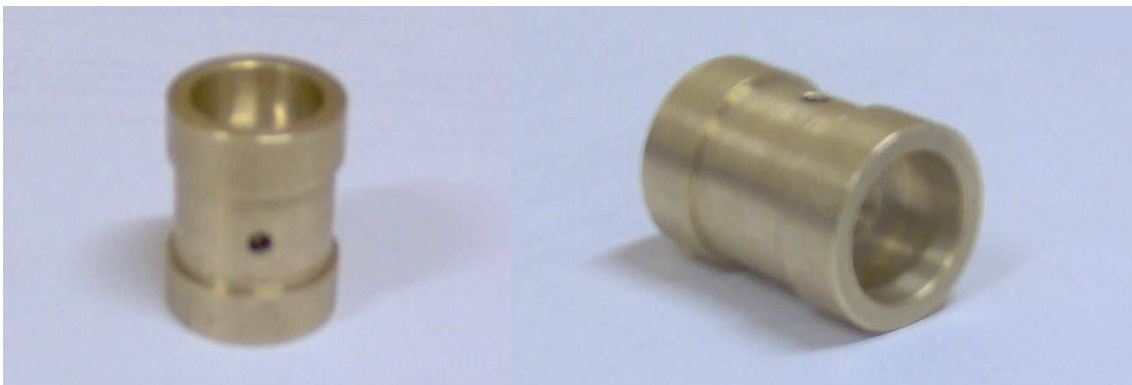


FIGURA 2.15 – Mancais Hidrodinâmicos obtidos após os processos de usinagem.

2.3.3. Tipos de mancais selecionados

Seis pares de mancais radiais são fabricados para esse trabalho. Dois pares de mancais cilíndricos e quatro pares de mancais não cilíndricos constituem as cinco diferentes configurações a serem analisadas. As Figuras 2.16 a 2.20 apresentam os perfis dos mancais, assim como as indicações de raio, folga de cada lóbulo e folga total.

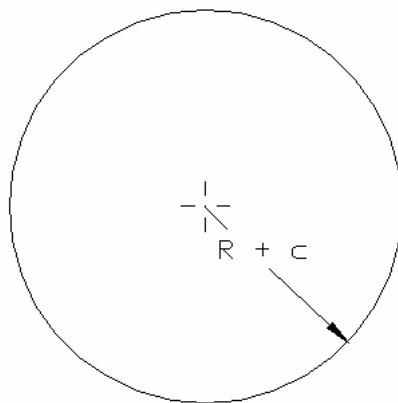


FIGURA 2.16 – Perfil do mancal cilíndrico nº 001 (fabricado por usinagem convencional) e do mancal cilíndrico nº 002 (fabricado por eletro-erosão).

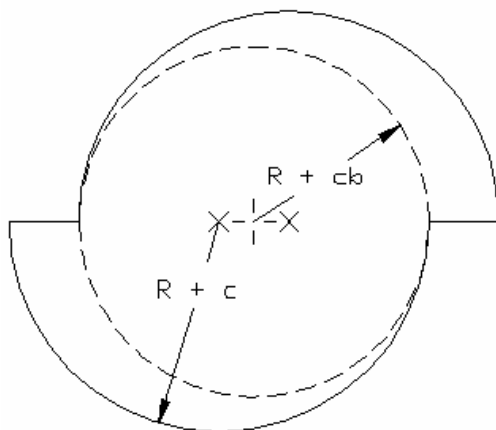


FIGURA 2.17 - Mancal *offset* (nº 003).

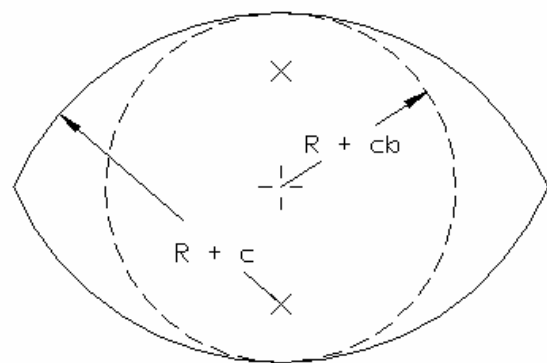


FIGURA 2.18 - Mancal elíptico (nº 004).

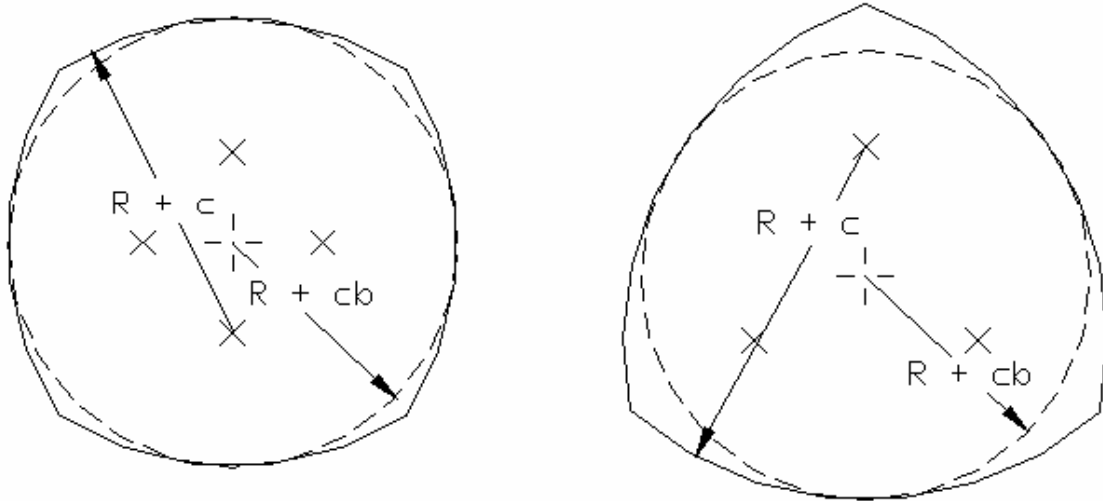


FIGURA 2.19 - Mancal de 4 lóbulos (n° 005). FIGURA 2.20 - Mancal de 3 lóbulos (n° 006).

O mancal cilíndrico n° 001 possui grande folga radial, cujo valor está fora dos limites recomendados de projeto. Já os mancais n° 002 a 006 são fabricados com a folga recomendada pela literatura técnica para o projeto de mancais radiais hidrodinâmicos de bronze (SHIGLEY, 1984). Para o anteprojeto, a folga radial (que é expressa pela razão do raio do mancal pela folga radial, r/c) deve estar entre 400 e 1000.

Os mancais número 003 a 006 são denominados *Mancais Hidrodinâmicos Não Cilíndricos* ou *de Geometria Fixa com Pré-Carga*. Estes mancais se diferem dos mancais puramente cilíndricos principalmente nas posições dos centros de curvatura de cada lóbulo do mancal, que não são coincidentes. Cada lóbulo é deslocado do centro do mancal de uma certa quantidade da folga com o objetivo de fazer com que a espessura do filme fluido possa convergir e divergir de forma mais acentuada em comparação aos mancais exclusivamente cilíndricos, provendo melhores características dinâmicas.

A fabricação precisa de mancais radiais cilíndricos e não cilíndricos de pequenas dimensões não é uma tarefa de fácil realização, principalmente pelas dificuldades técnicas associadas às máquinas operatrizes para usinagem de alta precisão.

Um parâmetro chave utilizado na descrição de mancais não cilíndricos é a fração de convergência de cada lóbulo do mancal em relação ao comprimento total deste lóbulo. A razão α , denominada *fator offset*, pode ser escrita como:

$$Fator\ offset = \alpha = \frac{Comprimento\ do\ Lóbulo\ Convergente}{Comprimento\ do\ Arco\ do\ Lóbulo} \tag{2.1}$$

Na Figura 2.18, referente ao mancal elíptico, por simples inspeção visual pode-se verificar que metade do comprimento do arco do lóbulo consiste na parte convergente do perfil e a outra metade na parte divergente. Ou seja, haverá uma cunha convergente e uma cunha divergente para o filme fluido de óleo, mesmo para o eixo centrado, correspondendo a um fator $\alpha = 0,5$. Para o mancal elíptico com *offset*, que está mostrado na Figura 2.17, pode-se verificar que o deslocamento horizontal entre os lóbulos altera de forma expressiva o *fator offset*.

A fração da folga do lóbulo é denominada de *fator de pré-carga*, m . Como apresentado nas Figuras 2.17 a 2.20, o eixo circular de maior diâmetro possível que pode ser colocado no mancal possui o raio $R+c_b$. Os raios de cada lóbulo são dados por $R+c$. Assim, o fator de pré-carga é dado por:

$$\text{Fator de pré - carga} = m = \frac{c - c_b}{c} \quad (2.2)$$

Um fator de pré-carga igual a zero significa que o mancal é circular, enquanto um fator de pré-carga igual a 1,0 significa que todos os lóbulos tocam o eixo.

2.3.4. Parâmetros de projeto

O diâmetro do eixo rotativo da bancada de ensaios de rotores e de mancais é de 15,0 mm. A relação r/c escolhida para o projeto dos mancais é de 625, ou seja, a folga do projeto está na casa de 12 μm . Esta folga está baseada na precisão da máquina de eletro-erosão para que o mínimo valor possível de incerteza da máquina ($\pm 8 \mu\text{m}$) não fique abaixo dos 15,000 mm de diâmetro do eixo. Um fator de segurança de 50% da precisão, i.e., 4 μm , também é considerado, totalizando os 12 μm .

A literatura técnica apresenta diferentes recomendações para a escolha do fator de pré-carga m . No geral, esse fator deve ser no mínimo de 0,15, para a obtenção das condições mínimas de desempenho do mancal, e no máximo de 0,85, para não se projetarem mancais muito instáveis. Os mancais não cilíndricos projetados para esse estudo utilizam um fator de pré-carga igual a 0,45, que está na faixa recomendada na literatura para mancais multilóbulos.

Os valores dos fatores de *offset* para os mancais não cilíndricos ou de geometria fixa com pré-carga são apresentados na Tabela 2.6.

TABELA 2.6 – Fatores *offset* para os mancais selecionados.

| Mancal | Fator <i>offset</i> α |
|---------------|------------------------------|
| Elíptico | 0,5 |
| <i>Offset</i> | 1,125 |
| 3 Lóbulos | 0,5 |
| 4 Lóbulos | 0,5 |

Todos os lóbulos dos mancais possuem valores iguais para o comprimento da parte convergente e divergente, fornecendo fatores de *offset* iguais a 0,5, exceto os lóbulos dos mancais *offset*, onde a parte convergente é constituída por todo o arco do lóbulo acrescido do deslocamento horizontal introduzido entre os lóbulos (ver Figura 2.17). Os valores da folga de referência, c , calculada para o eixo circular de maior diâmetro, e da folga de cada lóbulo, c_b , são os seguintes:

$$c = 22 \mu\text{m} \quad (2.3)$$

$$c_b = 12 \mu\text{m}. \quad (2.4)$$

2.4. Configurações de rotores

Cinco diferentes configurações de sistema eixo-disco rotativo são selecionadas para avaliar o desempenho dos mancais hidrodinâmicos fabricados nesse trabalho. A medição do nível de vibrações dos rotores apoiados nos seis pares de mancais radiais cilíndricos e não cilíndricos é efetuada em várias condições de operação. A flexibilidade de montagem da bancada de ensaios de rotores e de mancais permite avaliar comparativamente o desempenho desses mancais sob diferentes condições de carregamento e velocidade.

A configuração de rotor mais simples consiste em um eixo rotativo sem qualquer componente acoplado. Por conveniência, essa configuração é denominada de carga baixa, pois as forças dinâmicas associadas ao movimento de rotação do eixo são as menores dentre todas as configurações selecionadas.

A configuração de rotor mais completa consiste em um eixo rotativo, sobre o qual montam-se dois discos massivos circulares com furos circunferenciais igualmente espaçados (ver Figura 2.3a). Máquinas rotativas industriais de um ou dois estágios, tais como bombas e compressores centrífugos, possuem rotores compostos por dois ou mais discos rotativos. Essa

configuração de rotor com dois discos pode ou não trabalhar com massas desbalanceadoras, que consistem em pequenos parafusos com massa de 3,5g cada. Um único parafuso é montado em cada disco para a realização dos testes de vibração. Quando dois discos recebem os parafusos, que são montados com defasagem de 180° , a configuração de rotor obtida representa o caso de maior carga dinâmica dentre todas e, por conveniência, é denominada de carga desbalanceada alta.

As cinco configurações de rotores, montadas para a realização da análise de desempenho dos seis mancais cilíndricos e não cilíndricos projetados nesse trabalho, podem ser descritas na seguinte forma.

- Rotor sem disco (carga baixa);
- Rotor com 1 disco sem desbalanceamento (carga média);
- Rotor com 1 disco com desbalanceamento (carga desbalanceada média);
- Rotor com 2 discos sem desbalanceamento (carga alta);
- Rotor com 2 discos com desbalanceamento (carga desbalanceada alta);

Entre parênteses, na descrição acima, coloca-se a denominação adotada nesse trabalho para cada uma das configurações de rotores, baseada no nível de carregamento dinâmico.

As Figuras 2.21, 2.22 e 2.23 mostram os desenhos esquemáticos das cinco configurações de rotores selecionadas para os testes de vibração, nos quais estão indicadas as dimensões básicas de cada conjunto.

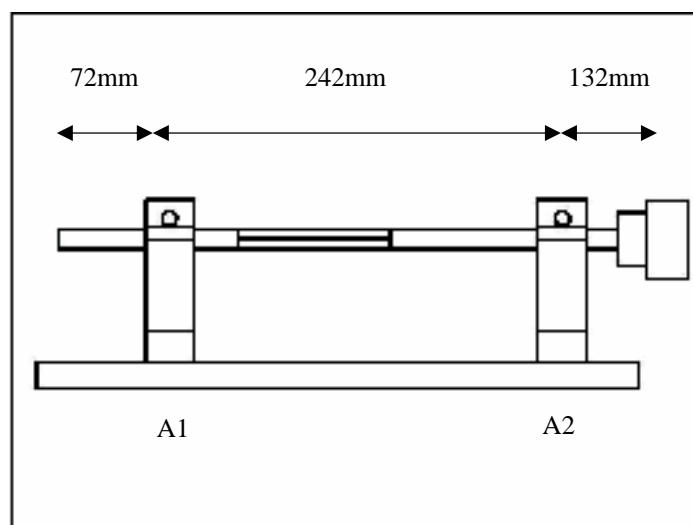


FIGURA 2.21 – Bancada com rotor sem disco.

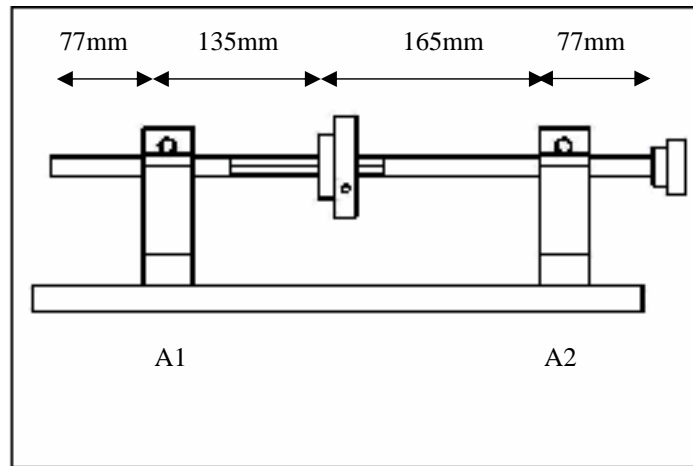


FIGURA 2.22 – Bancada com rotor com 1 disco.

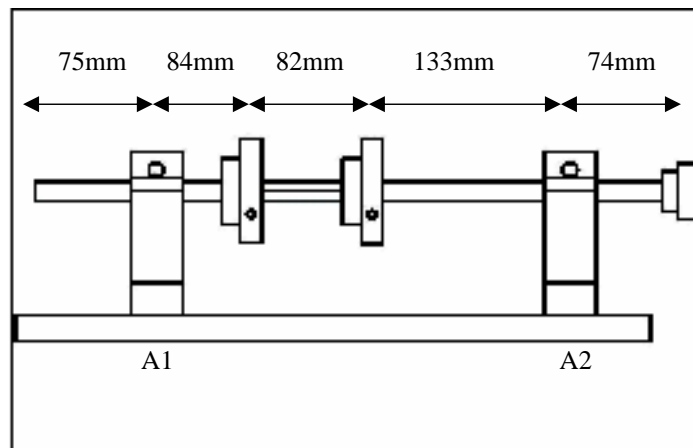


FIGURA 2.23 – Bancada com rotor com 2 discos.

Os sistemas de suporte utilizados nessas configurações de rotores, que utilizam os seis mancais hidrodinâmicos de geometria fixa descritos no item 2.3.3., estão sumarizados no item seguinte.

2.4.1. Sistemas de suporte com mancais hidrodinâmicos

São realizados testes com seis tipos de mancais hidrodinâmicos de dois grupos diferentes: 1. Mancal hidrodinâmico cilíndrico ou de geometria fixa sem pré-carga; 2. Mancal hidrodinâmico não cilíndrico ou de geometria fixa com pré-carga. Os dois mancais cilíndricos e os quatro mancais não cilíndricos, selecionados para a análise comparativa de desempenho, estão listados a seguir.

- Mancal cilíndrico (fabricado por usinagem convencional) – Mancal n° 001
- Mancal cilíndrico (fabricado por eletro-erosão) – Mancal n° 002
- Mancal elíptico com *offset* – Mancal n° 003
- Mancal elíptico – Mancal n° 004
- Mancal de quatro lóbulos – n° 005
- Mancal de três lóbulos – n° 006

Todos os mancais hidrodinâmicos de geometria fixa com pré-carga são fabricados pelo processo de eletro-erosão. Todos os seis pares mancais foram testados nas cinco configurações montadas de rotores, totalizando 30 sistemas rotativos estudados neste trabalho.

Cuidado especial deve ser tomado na montagem dos mancais elípticos com *offset*, que podem ser operados apenas em um sentido de rotação.

2.5. Condição de velocidade dos testes de vibração

A análise experimental do comportamento dos mancais cilíndricos e não cilíndricos selecionados é realizada em ampla faixa de velocidade de operação. A bancada de testes de rotores e de mancais, utilizada neste trabalho, permite variar a velocidade de aproximadamente 800 rpm até 9.800 rpm. Estas velocidades são atingidas através da utilização de um sistema de redução correia/polias, multiplicando a velocidade final do eixo.

Os testes de vibração são divididos em dois tipos a partir das condições de velocidade: em velocidade constante e em velocidade variável. Os testes em velocidade constante são realizados para obtenção dos espectros de frequência em velocidade constante e das órbitas do rotor. Estes testes são realizados em regime permanente, ou seja, o rotor é acelerado até uma determinada velocidade e, após a estabilização do sistema, são realizadas as medidas. Já os testes em velocidade variável são realizados para obtenção dos diagramas em cascata e das respostas síncronas ao desbalanceamento. Nesse teste, as medições são realizadas durante a aceleração ou desaceleração do rotor, considerando a contribuição da parcela transiente da resposta vibratória.

3. RESULTADOS E ANÁLISE

Esse capítulo apresenta os resultados mais relevantes obtidos na análise comparativa de desempenho de mancais radiais cilíndricos e não cilíndricos projetados para esse trabalho. Os espectros de frequência em velocidade constante, os diagramas em cascata ('waterfalls') dos sistema rotativo em aceleração, os diagramas das órbitas do movimento de precessão do eixo e as curvas da resposta síncrona do movimento orbital das diferentes configurações de rotor-mancal são obtidos em várias condições de carga e velocidade.

Alguns comentários acerca de aspectos operacionais dos sistemas rotativos suportados em diferentes mancais são também apresentados.

3.1. Espectros de Frequência em Velocidade Constante

A primeira etapa do estudo experimental do comportamento dinâmico dos seis mancais radiais hidrodinâmicos de geometria fixa, projetados para esse trabalho, consiste nos testes de vibração em velocidade constante do eixo rotativo. Medições do nível de vibração nos dois pedestais dos mancais da bancada de ensaios são efetuadas por meio de acelerômetros em doze velocidades de rotação. A resposta vibratória das cinco configurações de rotores, que representam as condições de baixa carga (rotor sem disco), carga média (rotor com um disco sem massa desbalanceada), carga média desbalanceada (rotor com um disco com massa desbalanceada), carga alta (rotor com dois discos sem massa desbalanceada) e carga alta desbalanceada (rotor com dois discos com massas desbalanceadas), é obtida para o conjunto rotativo suportado pelos seis pares de mancais radiais hidrodinâmicos de geometria fixa projetados para esse estudo.

Os espectros de frequência são obtidos para os acelerômetros montados em ambos os pedestais dos mancais (posições A1 e A2 mostradas na Figura 2.4), porém os resultados mostram pequenas variações nas curvas obtidas nos dois pedestais. Portanto, todos os espectros de frequência apresentados nesse capítulo são extraídos das medições efetuadas pelo acelerômetro montado na posição A1.

Para facilitar a apresentação dos resultados dessa primeira etapa do trabalho, os espectros de frequência são mostrados para três velocidades de rotação – 3.200 rpm, 6.450 rpm e 9.690 rpm – em cada configuração de rotor analisada. A seleção dessas três velocidades está baseada no valor da velocidade crítica dos rotores observada durante os testes de vibração. A velocidade de 3.200 rpm está abaixo da primeira velocidade crítica dos sistemas

rotativos analisados e é denominada velocidade baixa, por conveniência. A velocidade de 6.450 rpm, que é denominada velocidade média, representa a velocidade de rotação acima ou bem próxima da primeira velocidade crítica observada para todas as configurações de sistema rotor-mancal estudadas. A velocidade de 9.690 rpm representa a velocidade de rotação máxima atingida pela bancada de ensaios e é denominada de velocidade alta. Esta velocidade alta está próxima da segunda velocidade crítica para alguns dos sistemas rotor-mancal analisados.

3.1.1. Rotor sem disco

Essa configuração de rotor representa o caso de menor carregamento dinâmico, pois o eixo rotativo não carrega qualquer disco (ver Figura 2.21).

As Figuras 3.1 a 3.6 apresentam os espectros de frequência obtidos para o rotor sem disco, que representa o caso de máquina rotativa com baixa carga, suportado nos seis pares de mancais hidrodinâmicos projetados para o trabalho. Os seis mancais radiais analisados são os seguintes: 1) Mancal cilíndrico com grande folga (n° 001); 2) Mancal cilíndrico com folga adequada (n° 002); 3) Mancal elíptico com lóbulo deslocado ou mancal “*offset*” (n° 003); 4) Mancal elíptico (n° 004); 5) Mancal de quatro lóbulos (n° 005); 6) Mancal de três lóbulos (n° 006).

Nesses testes, os sinais de aceleração nos pedestais dos mancais são medidos em três velocidades de rotação: 1) 3.200 rpm (\cong 53 Hz), que é considerada baixa velocidade; 2) 6.450 rpm (\cong 107 Hz), que é considerada média velocidade; 3) 9.690 rpm (\cong 161 Hz), que é considerada alta velocidade. Todos os espectros mostrados são construídos com escala similar para a amplitude de vibração em RMS de aceleração, para cada velocidade selecionada, para facilitar a comparação de resultados.

A Figura 3.1 mostra os três espectros de frequência obtidos em velocidade constante para o rotor sem disco suportado pelo mancal cilíndrico com grande folga (n° 001). A frequência máxima selecionada para o espectro é de 800 Hz, que está bem acima da máxima velocidade de rotação dos testes de vibração realizados. As Figuras 3.2, 3.3, 3.4, 3.5 e 3.6 apresentam os três espectros de frequência em velocidade constante para o rotor sem disco suportado pelos outros cinco mancais hidrodinâmicos de geometria fixa analisados.

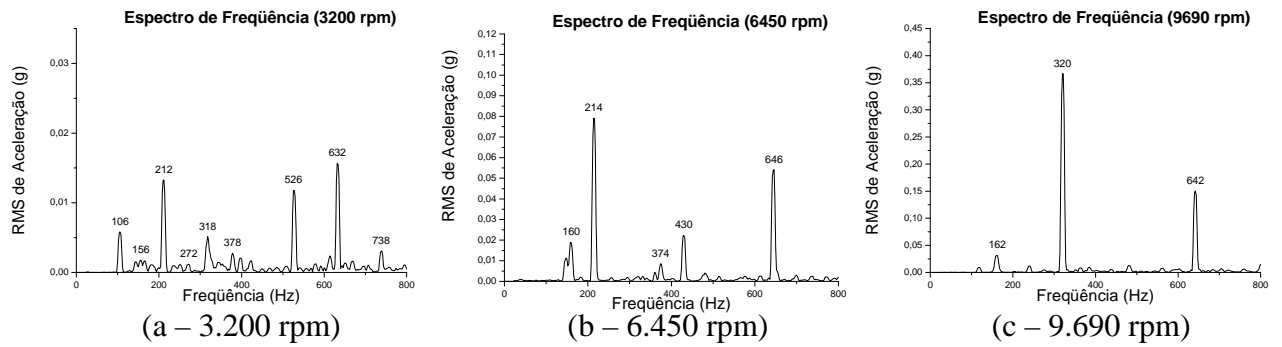


FIGURA 3.1 – Espectros de frequência para mancal cilíndrico n° 001 obtidos no mancal A1 – rotor sem disco para 3 velocidades.

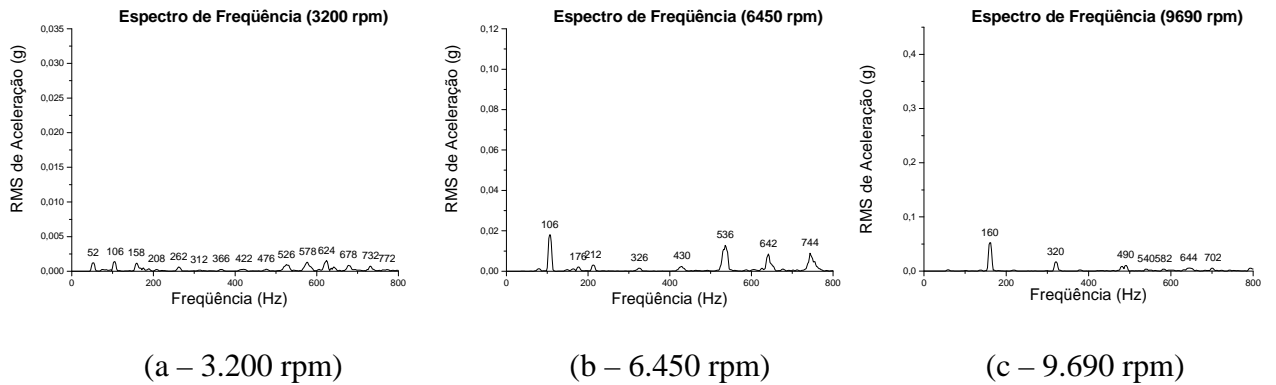


FIGURA 3.2 – Espectros de frequência para mancal cilíndrico n° 002 obtidos no mancal A1 – rotor sem disco para 3 velocidades.

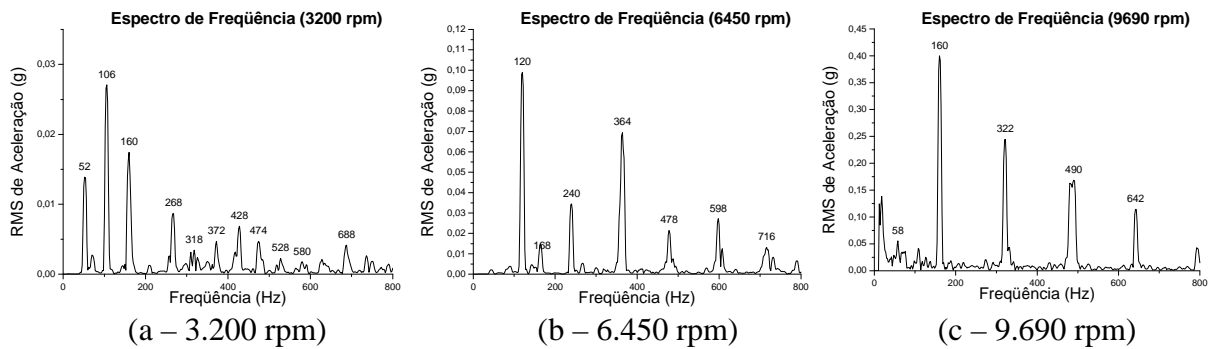


FIGURA 3.3 – Espectros de frequência para mancal *offset* n° 003 obtidos no mancal A1 – rotor sem disco para 3 velocidades.

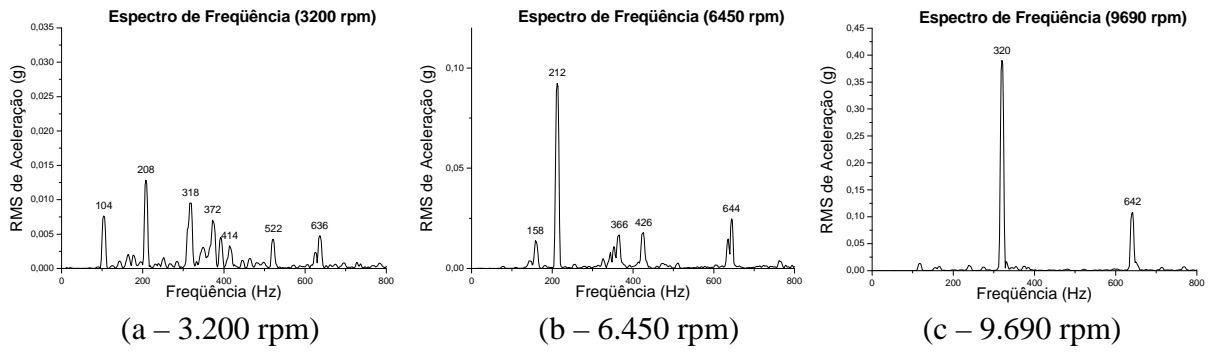


FIGURA 3.4 – Espectros de freqüência para mancal elíptico n° 004 obtidos no mancal A1 – rotor sem disco para 3 velocidades.

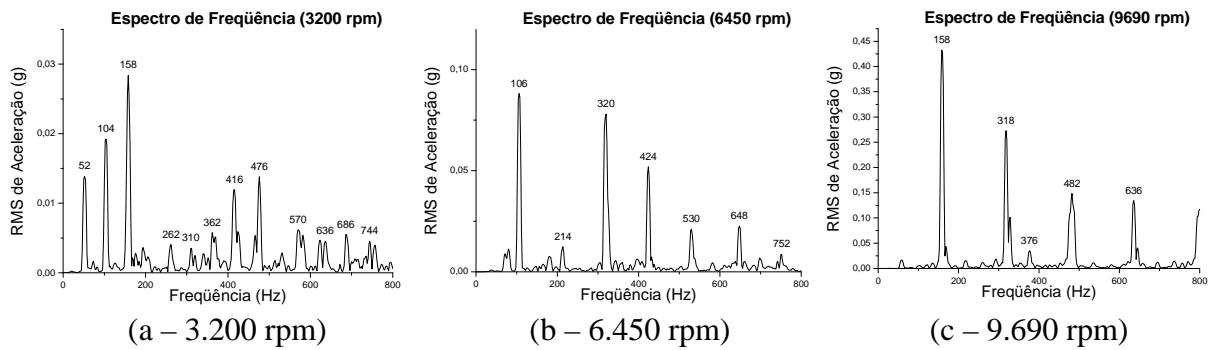


FIGURA 3.5 – Espectros de freqüência para mancal de 4 lóbulos n° 005 obtidos no mancal A1 – rotor sem disco para 3 velocidades.

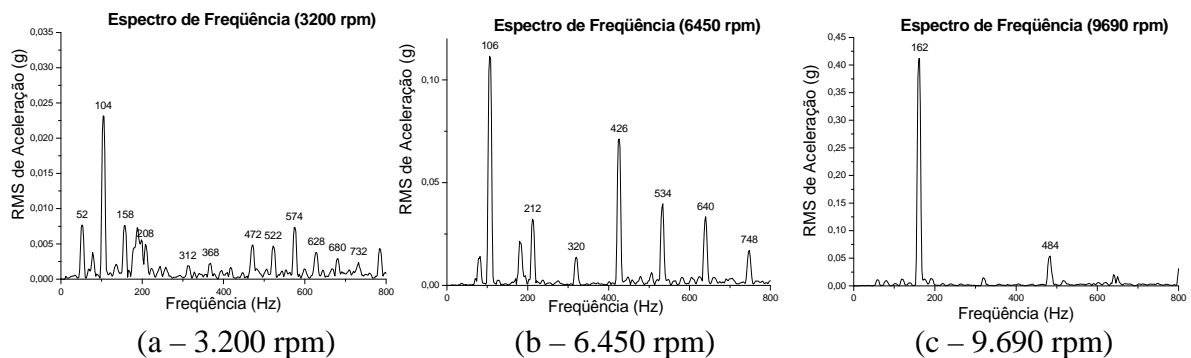


FIGURA 3.6 – Espectros de freqüência para mancal de 3 lóbulos n° 006 obtidos no mancal A1 – rotor sem disco para 3 velocidades.

Os resultados obtidos para as amplitudes de vibrações do rotor sem disco suportado pelos seis pares de mancais hidrodinâmicos estão sumarizados nas Tabelas 3.1, 3.2 e 3.3. Essas tabelas mostram os valores da amplitude de vibração em RMS de aceleração (em

função da aceleração da gravidade g) para a máxima amplitude de vibração do espectro, para a amplitude da vibração síncrona e para a amplitude da vibração subsíncrona nas três velocidades de rotação selecionadas.

TABELA 3.1 – Resultados obtidos para velocidade de 3.200 rpm na configuração do rotor sem disco.

| | Máxima Amplitude (g) | Amplitude da vibração síncrona (g) | Presença de vibração subsíncrona | Amplitude da vibração subsíncrona (g) |
|----------------------|----------------------|------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|
| Cilíndrico n° 001 | 0,014 | $\approx 0,000$ | Não | - |
| Cilíndrico n° 002 | 0,002 | 0,001 | Não | - |
| <i>Offset</i> n° 003 | 0,027 | 0,014 | Não | - |
| Elíptico n° 004 | 0,016 | 0,008 | Não | - |
| 4 lóbulos n° 005 | 0,029 | 0,014 | Não | - |
| 3 lóbulos n° 006 | 0,027 | 0,008 | Não | - |

TABELA 3.2 – Resultados obtidos para velocidade de 6.450 rpm na configuração do rotor sem disco.

| | Máxima Amplitude (g) | Amplitude da vibração síncrona (g) | Presença de vibração subsíncrona | Amplitude da vibração subsíncrona (g) |
|----------------------|----------------------|------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|
| Cilíndrico n° 001 | 0,08 | $\approx 0,00$ | Não | - |
| Cilíndrico n° 002 | 0,02 | 0,02 | Não | - |
| <i>Offset</i> n° 003 | 0,10 | 0,10 | Sim | $\approx 0,00$ |
| Elíptico n° 004 | 0,09 | $\approx 0,00$ | Não | - |
| 4 lóbulos n° 005 | 0,08 | 0,08 | Não | - |
| 3 lóbulos n° 006 | 0,11 | 0,11 | Não | - |

TABELA 3.3 – Resultados obtidos para velocidade de 9.690 rpm na configuração do rotor sem disco.

| | Máxima Amplitude (g) | Amplitude da vibração síncrona (g) | Presença de vibração subsíncrona | Amplitude da vibração subsíncrona (g) |
|----------------------|----------------------|------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|
| Cilíndrico n° 001 | 0,38 | 0,03 | Não | - |
| Cilíndrico n° 002 | 0,06 | 0,06 | Não | - |
| <i>Offset</i> n° 003 | 0,41 | 0,41 | Sim | 0,05 |
| Elíptico n° 004 | 0,40 | 0,01 | Não | - |
| 4 lóbulos n° 005 | 0,43 | 0,43 | Sim | 0,01 |
| 3 lóbulos n° 006 | 0,42 | 0,42 | Sim | 0,01 |

Para a análise comparativa de desempenho dos seis pares de mancais hidrodinâmicos de geometria fixa fabricados para esse trabalho, verifica-se, primeiramente, a capacidade de atenuar a resposta síncrona do movimento orbital da configuração de rotor avaliada. As amplitudes das vibrações síncronas obtidas nos testes de velocidade constante estão mostradas na terceira coluna das Tabelas 3.1, 3.2 e 3.3. Em segundo lugar, avalia-se a máxima amplitude de vibração observada para a faixa de frequência estabelecida nos espectros. Grandes amplitudes de vibração assíncrona podem indicar problemas de montagem do conjunto rotativo, tais como folgas excessivas, desalinhamento angular e roçamento do eixo, assim como instabilidades geradas pela ação hidrodinâmica do filme fluido, que estão associadas nos espectros de frequência a picos de vibração subsíncrona. A segunda e a quinta colunas das Tabelas 3.1, 3.2 e 3.3 apresentam a maior amplitude de vibração em todo o espectro e a amplitude da vibração subsíncrona, respectivamente, medidas nos testes de velocidade constante. A partir dos resultados obtidos nos espectros de frequência, para as três velocidades selecionadas para essa configuração de baixa carga, observa-se que:

- Baixa carga e baixa velocidade: Os dois mancais cilíndricos apresentam baixas amplitudes síncronas quando comparados aos demais. Em seguida, em ordem crescente, os mancais elípticos e de 3 lóbulos, ambos com mesmos valores, os de 4 lóbulos e *offset*. Não é observada presença significativa de vibração subsíncrona em nenhum dos mancais.

- Baixa carga e média velocidade: A ordem de desempenho dos mancais no tocante à resposta síncrona ao desbalanceamento é a seguinte: mancal cilíndrico n° 001, que possui maior folga radial, o elíptico, o mancal cilíndrico n° 002, o de 4 lóbulos, o *offset* e por

fim, o mancal de 3 lóbulos. Já é possível observar pequenas amplitudes de vibração subsíncrona no mancal *offset*.

- Baixa carga e alta velocidade: Os mancais elípticos e os dois tipos de mancais cilíndricos apresentam baixa vibração síncrona. Depois, os mancais *offset*, de 3 lóbulos e de 4 lóbulos. Os dois tipos de mancais cilíndricos e o mancal elíptico não apresentam vibrações subsíncronas significativas, enquanto o mancal *offset* produz a maior vibração subsíncrona. Os mancais de 3 e 4 lóbulos também apresentam vibrações subsíncronas, mas de menor amplitude.

3.1.2. Rotor com 1 disco balanceado

Nesse item, avalia-se a resposta vibratória da configuração de rotor com um disco sem massa desbalanceada (ver Figura 2.22) suportado pelos seis mancais hidrodinâmicos projetados para esse estudo. As Figuras 3.7 a 3.12 apresentam os espectros de frequência do rotor com um disco balanceado apoiado nos seis mancais analisados em três velocidades. Essa configuração de rotor com um disco balanceado representa uma condição de carregamento dinâmico de carga média. Da mesma maneira efetuada no item 3.1.1., as velocidades de 3.200 rpm, 6.450 rpm e 9.690 rpm são consideradas as velocidades baixa, média e alta, respectivamente.

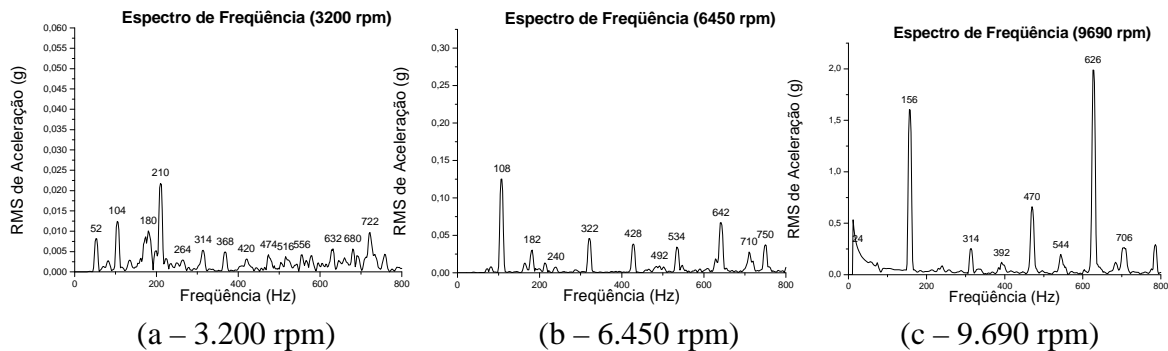


FIGURA 3.7 – Espectros de frequência para mancal cilíndrico n° 001 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco balanceado para 3 velocidades.

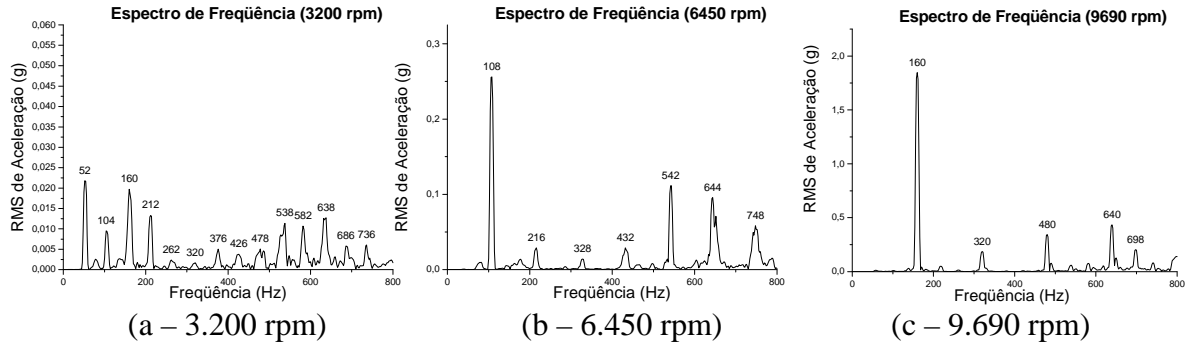


FIGURA 3.8 – Espectros de frequência para mancal cilíndrico n° 002 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco balanceado para 3 velocidades.

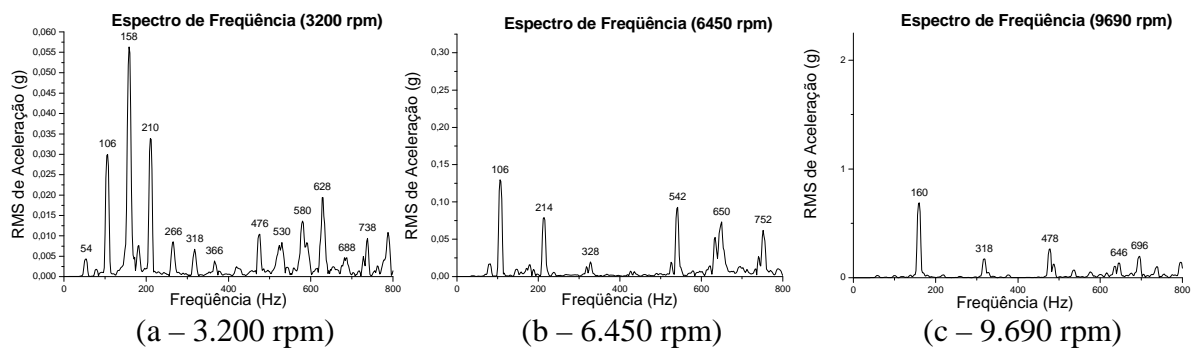


FIGURA 3.9 – Espectros de frequência para mancal *offset* n° 003 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco balanceado para 3 velocidades.

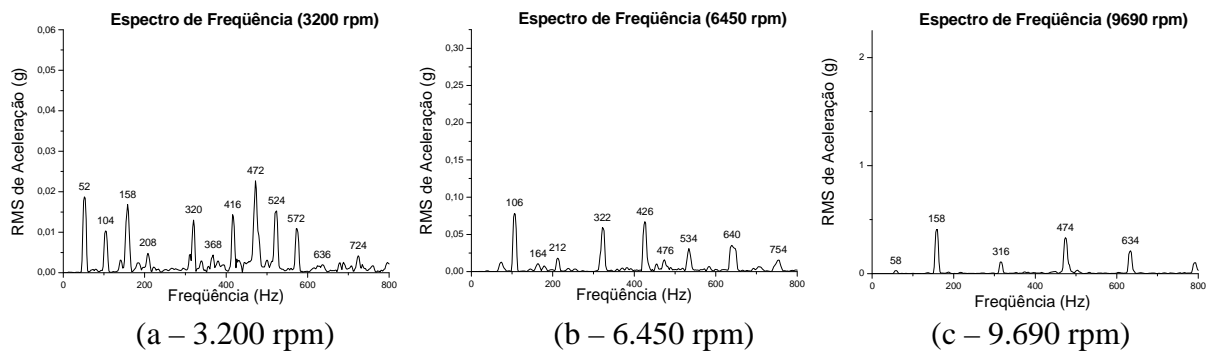


FIGURA 3.10 – Espectros de frequência para mancal elíptico n° 004 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco balanceado para 3 velocidades.

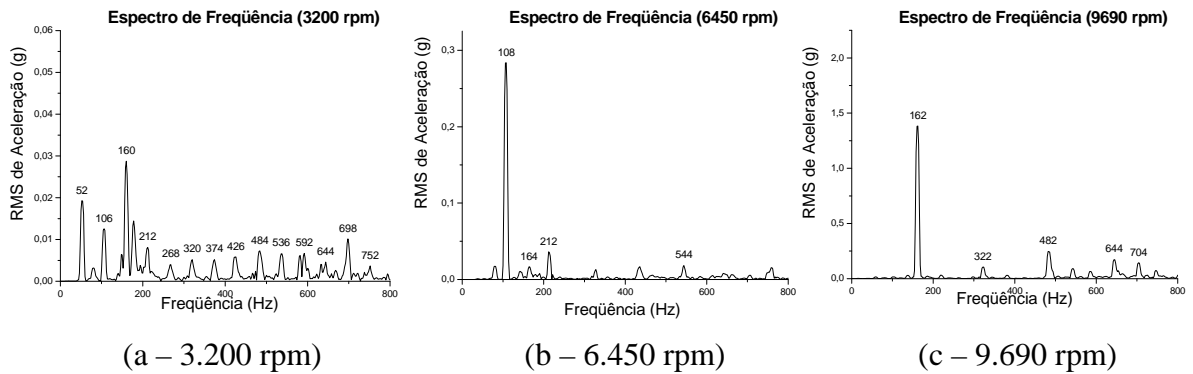


FIGURA 3.11 – Espectros de frequência para mancal de 4 lóbulos n° 005 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco balanceado para 3 velocidades.

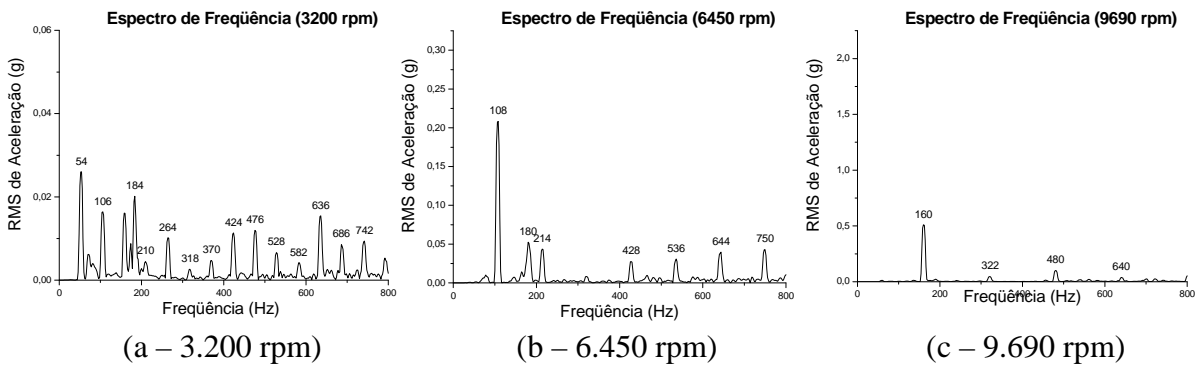


FIGURA 3.12 – Espectros de frequência para mancal de 3 lóbulos n° 006 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco balanceado para 3 velocidades.

As Tabelas 3.4, 3.5 e 3.6 apresentam um sumário dos resultados obtidos para os testes de velocidade constante realizados para o rotor com um disco balanceado. De forma similar ao item anterior, essas tabelas apresentam os valores em RMS de aceleração (g) da máxima amplitude de vibração, da amplitude de vibração síncrona e da amplitude de vibração subsíncrona para a configuração de rotor com carga média.

TABELA 3.4 – Resultados obtidos para velocidade de 3.200 rpm na configuração do rotor com 1 disco balanceado.

| | Máxima Amplitude (g) | Amplitude da vibração síncrona (g) | Presença de vibração subsíncrona | Amplitude da vibração subsíncrona (g) |
|----------------------|----------------------|------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|
| Cilíndrico n° 001 | 0,022 | 0,008 | Não | - |
| Cilíndrico n° 002 | 0,022 | 0,022 | Não | - |
| <i>Offset</i> n° 003 | 0,057 | 0,004 | Não | - |
| Elíptico n° 004 | 0,022 | 0,019 | Não | - |
| 4 lóbulos n° 005 | 0,029 | 0,019 | Não | - |
| 3 lóbulos n° 006 | 0,027 | 0,027 | Não | - |

TABELA 3.5 – Resultados obtidos para velocidade de 6.450 rpm na configuração do rotor com 1 disco balanceado.

| | Máxima Amplitude (g) | Amplitude da vibração síncrona (g) | Presença de vibração subsíncrona | Amplitude da vibração subsíncrona (g) |
|----------------------|----------------------|------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|
| Cilíndrico n° 001 | 0,13 | 0,13 | Não | - |
| Cilíndrico n° 002 | 0,26 | 0,26 | Não | - |
| <i>Offset</i> n° 003 | 0,16 | 0,16 | Não | - |
| Elíptico n° 004 | 0,08 | 0,08 | Não | - |
| 4 lóbulos n° 005 | 0,28 | 0,28 | Não | - |
| 3 lóbulos n° 006 | 0,21 | 0,21 | Não | - |

TABELA 3.6 – Resultados obtidos para velocidade de 9.690 rpm na configuração do rotor 1 disco balanceado.

| | Máxima Amplitude (g) | Amplitude da vibração síncrona (g) | Presença de vibração subsíncrona | Amplitude da vibração subsíncrona (g) |
|----------------------|----------------------|------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|
| Cilíndrico n° 001 | 2,1 | 1,7 | Sim | 0,1 |
| Cilíndrico n° 002 | 1,8 | 1,8 | Não | - |
| <i>Offset</i> n° 003 | 0,7 | 0,7 | Não | - |
| Elíptico n° 004 | 0,4 | 0,4 | Sim | ≈ 0,0 |
| 4 lóbulos n° 005 | 1,4 | 1,4 | Não | - |
| 3 lóbulos n° 006 | 0,5 | 0,5 | Não | - |

A partir dos resultados obtidos nos espectros de frequência para o rotor com um disco balanceado, suportado nos seis pares de mancais radiais hidrodinâmicos de geometria fixa, podem-se observar as seguintes tendências.

- Média carga e baixa velocidade: A ordem de desempenho de melhor atenuação da vibração síncrona é a seguinte: mancal *offset*, mancal cilíndrico n° 001, mancal elíptico, mancal de 4 lóbulos, mancal cilíndrico n° 002 e, por fim, mancal de 3 lóbulos. Não é observada presença significativa de vibração subsíncrona em nenhum dos mancais.

- Média carga e média velocidade: Nesse caso, o mancal elíptico apresenta a menor vibração síncrona. Em seguida, o mancal cilíndrico n° 001, o mancal *offset*, o mancal de 3 lóbulos, o mancal cilíndrico n° 002 e, por fim, o mancal de 4 lóbulos. Nenhum mancal apresenta vibrações subsíncronas.

- Média carga e alta velocidade: O mancal elíptico apresenta a menor vibração síncrona nessa condição de operação, seguido pelo mancal de 3 lóbulos, mancal *offset*, mancal de 4 lóbulos, mancal cilíndrico n° 001 e o mancal cilíndrico n° 002. O mancal cilíndrico n° 001 e o mancal elíptico apresentam baixas vibrações subsíncronas.

3.1.3. Rotor com 1 disco desbalanceado

O procedimento utilizado nos itens 3.1.1. e 3.1.2. é novamente empregado para avaliar a resposta vibratória do rotor com um disco com massa desbalanceada. Os espectros de frequência são obtidos para o rotor suportado nos seis pares de mancais hidrodinâmicos em

três diferentes velocidades de rotação. As Figuras 3.13 a 3.18 apresentam os espectros de frequência do rotor com um disco desbalanceado apoiado nos seis mancais analisados. A configuração de rotor com um disco desbalanceado representa uma condição de carregamento dinâmico de carga desbalanceada média.

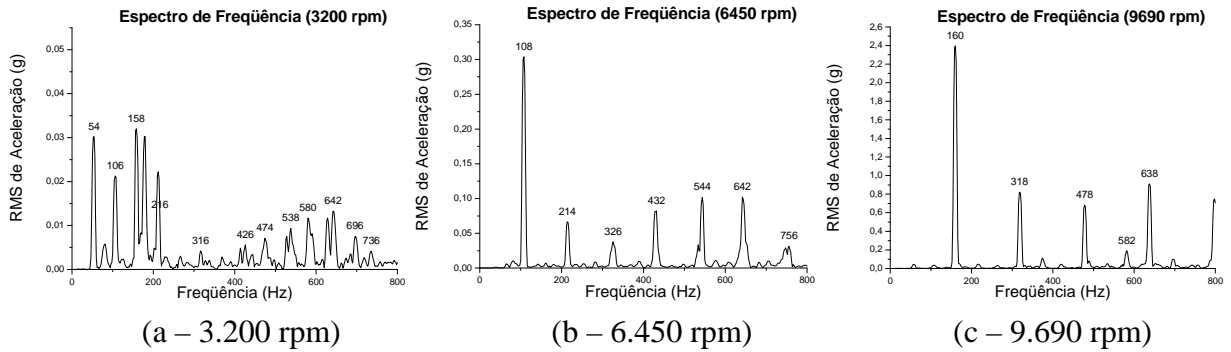


FIGURA 3.13 – Espectros de frequência para mancal cilíndrico n° 001 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco desbalanceado para 3 velocidades.

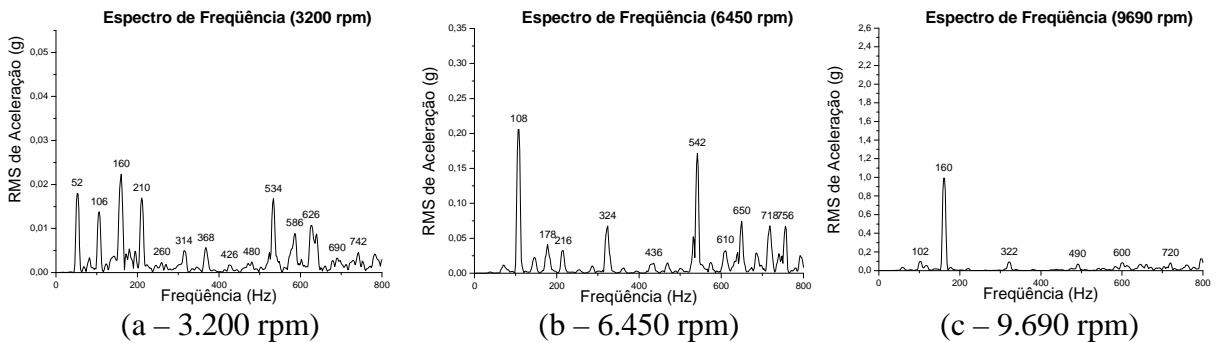


FIGURA 3.14 – Espectros de frequência para mancal cilíndrico n° 002 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco desbalanceado para 3 velocidades.

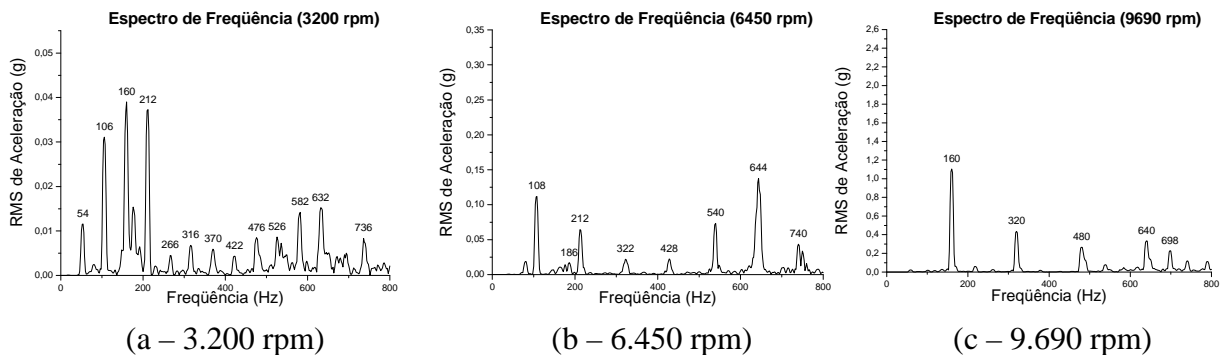


FIGURA 3.15 – Espectros de frequência para mancal *offset* n° 003 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco desbalanceado para 3 velocidades.

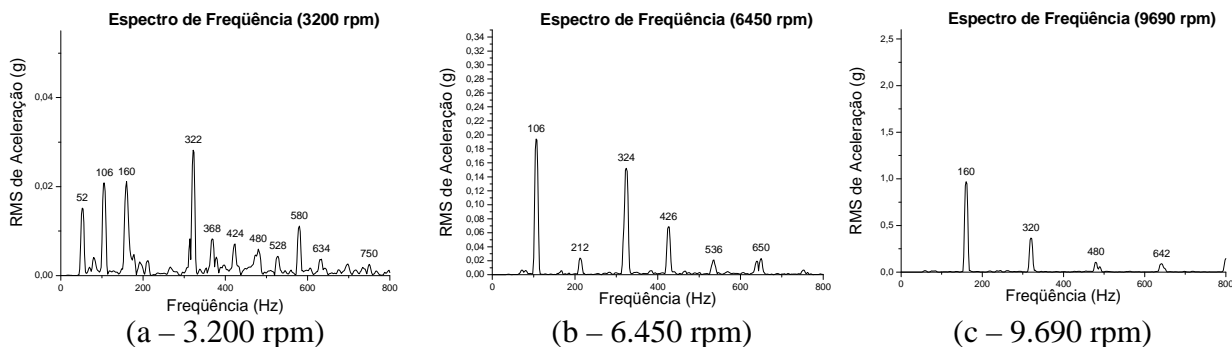


FIGURA 3.16 – Espectros de frequência para mancal elíptico n° 004 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco desbalanceado para 3 velocidades.

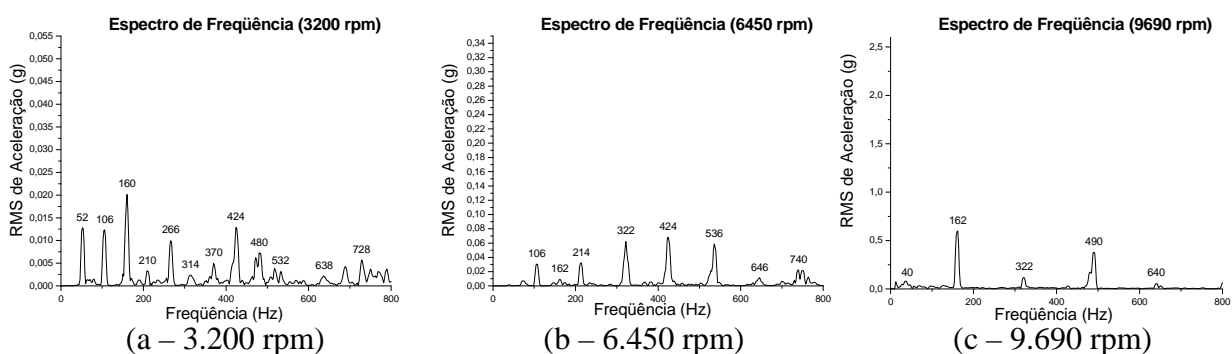


FIGURA 3.17 – Espectros de frequência para mancal de 4 lóbulos n° 005 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco desbalanceado para 3 velocidades.

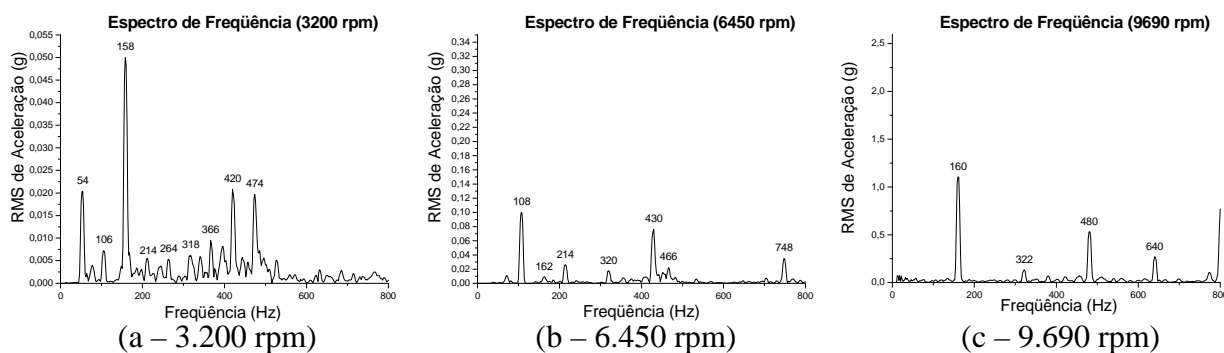


FIGURA 3.18 – Espectros de frequência para mancal de 3 lóbulos n° 006 obtidos no mancal A1 – rotor com 1 disco desbalanceado para 3 velocidades.

Os resultados dos testes de vibração em velocidade constante para o rotor com um disco desbalanceado estão sumarizados nas Tabelas 3.7 a 3.9.

TABELA 3.7 – Resultados obtidos para velocidade de 3.200 rpm na configuração do rotor com 1 disco desbalanceado.

| | Máxima Amplitude (g) | Amplitude da vibração síncrona (g) | Presença de vibração subsíncrona | Amplitude da vibração subsíncrona (g) |
|----------------------|----------------------|------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|
| Cilíndrico n° 001 | 0,032 | 0,031 | Não | - |
| Cilíndrico n° 002 | 0,023 | 0,018 | Não | - |
| <i>Offset</i> n° 003 | 0,039 | 0,012 | Não | - |
| Elíptico n° 004 | 0,029 | 0,016 | Não | - |
| 4 lóbulos n° 005 | 0,021 | 0,013 | Não | - |
| 3 lóbulos n° 006 | 0,051 | 0,021 | Não | - |

TABELA 3.8 – Resultados obtidos para velocidade de 6.450 rpm na configuração do rotor com 1 disco desbalanceado.

| | Máxima Amplitude (g) | Amplitude da vibração síncrona (g) | Presença de vibração subsíncrona | Amplitude da vibração subsíncrona (g) |
|----------------------|----------------------|------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|
| Cilíndrico n° 001 | 0,30 | 0,30 | Não | - |
| Cilíndrico n° 002 | 0,21 | 0,21 | Não | - |
| <i>Offset</i> n° 003 | 0,15 | 0,12 | Não | - |
| Elíptico n° 004 | 0,19 | 0,19 | Não | - |
| 4 lóbulos n° 005 | 0,03 | 0,07 | Não | - |
| 3 lóbulos n° 006 | 0,10 | 0,10 | Não | - |

TABELA 3.9 – Resultados obtidos para velocidade de 9.690 rpm na configuração do rotor 1 disco desbalanceado.

| | Máxima Amplitude (g) | Amplitude da vibração síncrona (g) | Presença de vibração subsíncrona | Amplitude da vibração subsíncrona (g) |
|----------------------|----------------------|------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|
| Cilíndrico n° 001 | 2,4 | 2,4 | Sim | 0,1 |
| Cilíndrico n° 002 | 1,0 | 1,0 | Sim | ≈ 0,0 |
| <i>Offset</i> n° 003 | 1,1 | 1,1 | Não | - |
| Elíptico n° 004 | 1,0 | 1,0 | Sim | ≈ 0,0 |
| 4 lóbulos n° 005 | 0,7 | 0,7 | Sim | ≈ 0,0 |
| 3 lóbulos n° 006 | 1,2 | 1,2 | Sim | ≈ 0,0 |

A partir dos resultados obtidos nos espectros de frequência, nas três velocidades selecionadas, para o rotor com carga desbalanceada média, observa-se que:

- Média carga desbalanceada e baixa velocidade: Os melhores desempenhos no tocante à resposta síncrona ao desbalanceamento estão na seguinte ordem: mancal *offset*, mancal de 4 lóbulos, mancal elíptico, mancal cilíndrico n° 002, mancal de 3 lóbulos e mancal cilíndrico n° 001. Não é observada presença significativa de vibração subsíncrona em nenhum dos mancais.

- Média carga desbalanceada e média velocidade: O mancal de 4 lóbulos apresenta a menor vibração síncrona, seguido pelos mancais de 3 lóbulos, mancal *offset*, mancal elíptico, mancal cilíndrico n° 002 e, por último, o mancal cilíndrico n° 001. Nenhum mancal apresenta vibrações subsíncronas.

- Média carga desbalanceada e alta velocidade: A ordem no tocante à atenuação da resposta síncrona ao desbalanceamento é a seguinte: mancal de 4 lóbulos, mancal elíptico, mancal cilíndrico n° 002, mancal *offset*, mancal de 3 lóbulos e, por último, mancal cilíndrico n° 001, que produz a maior vibração síncrona com amplitude duas vezes maior que a observada para o mancal de 3 lóbulos. De um modo geral, o nível de vibração subsíncrona é muito baixo para todos os mancais.

3.1.4. Rotor com 2 discos balanceados

A medição dos níveis de vibração nos pedestais dos mancais, nos testes de velocidade constante, é agora efetuada para a configuração de rotor com dois discos circulares

sem massas desbalanceadas (ver Figura 2.23). A carga dinâmica associada à distribuição de massa é superior ao carregamento apresentado nas configurações anteriores. A resposta vibratória do rotor é avaliada para o conjunto rotativo montado nos seis pares de mancais radiais hidrodinâmicos de geometria fixa.

As Figuras de 3.19 a 3.24 apresentam os espectros de frequência do rotor com dois discos apoiado nos seis mancais analisados em três diferentes velocidades. Essa configuração de rotor é considerada como carga alta nesse trabalho. O rotor não consegue atingir velocidades superiores a 8.070 rpm (134,5 Hz), quando o sistema de suporte utiliza mancais cilíndricos com grande folga (n° 001) ou mancais de quatro lóbulos (n° 005). Para esses dois sistemas de suporte, o eixo do rotor apresenta elevados níveis de vibração e ruído, impossibilitando a operação da bancada em velocidades acima de 8.070 rpm.

A seleção das três velocidades para os espectros de frequência varia entre os mancais analisados. Para o rotor suportado pelos mancais cilíndricos com folga adequada (n° 002), pelos mancais “*offset*” (n° 003), pelos mancais elípticos (n° 004) e pelos mancais de três lóbulos (n° 006), os espectros de frequência são mostrados para três velocidades: 3.200 rpm (velocidade baixa), 6.450 rpm (velocidade média) e 9.690 rpm (velocidade alta). Já para o rotor apoiado nos mancais cilíndricos com grande folga (n° 001) e nos mancais de quatro lóbulos (n° 005), a velocidade alta para apresentação dos espectros de frequência passa a ser 8.070 rpm.

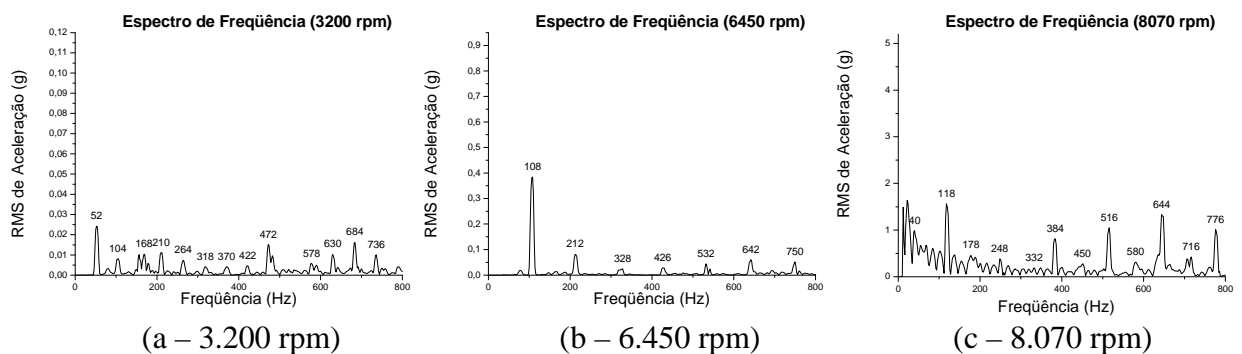


FIGURA 3.19 – Espectros de frequência para mancal cilíndrico n° 001 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos balanceados para 3 velocidades.

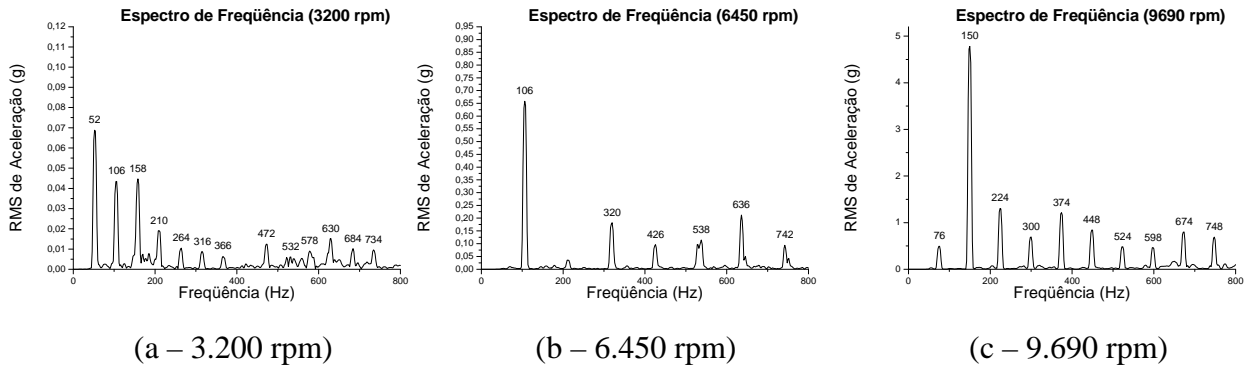


FIGURA 3.20 – Espectros de frequência para mancal cilíndrico n° 002 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos balanceados para 3 velocidades.

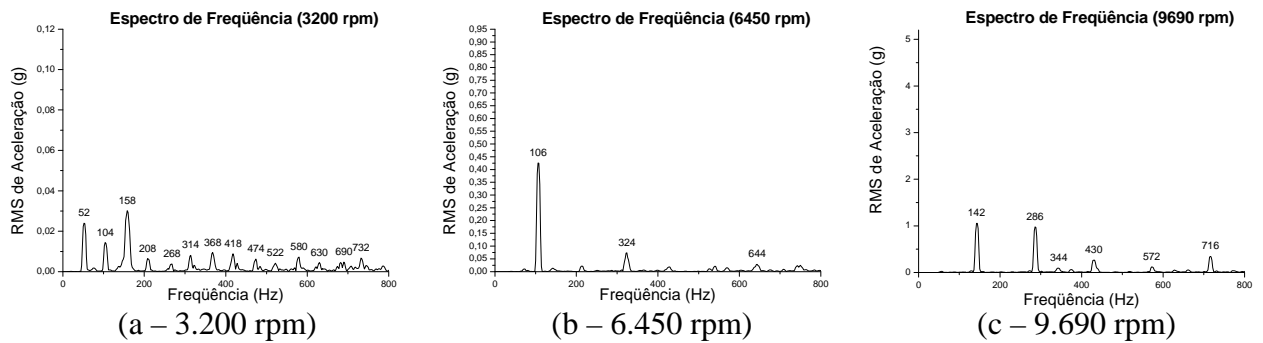


FIGURA 3.21 – Espectros de frequência para mancal *offset* n° 003 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos balanceados para 3 velocidades.

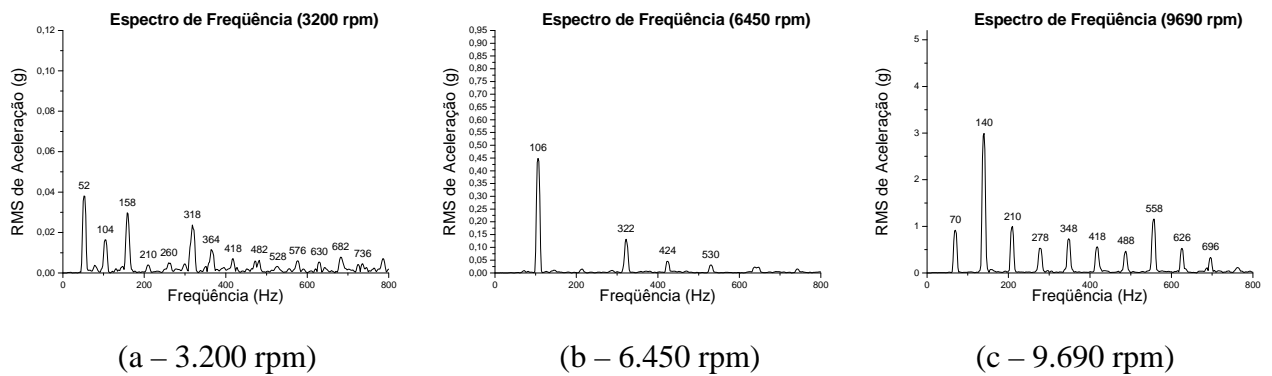


FIGURA 3.22 – Espectros de frequência para mancal elíptico n° 004 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos balanceados para 3 velocidades.

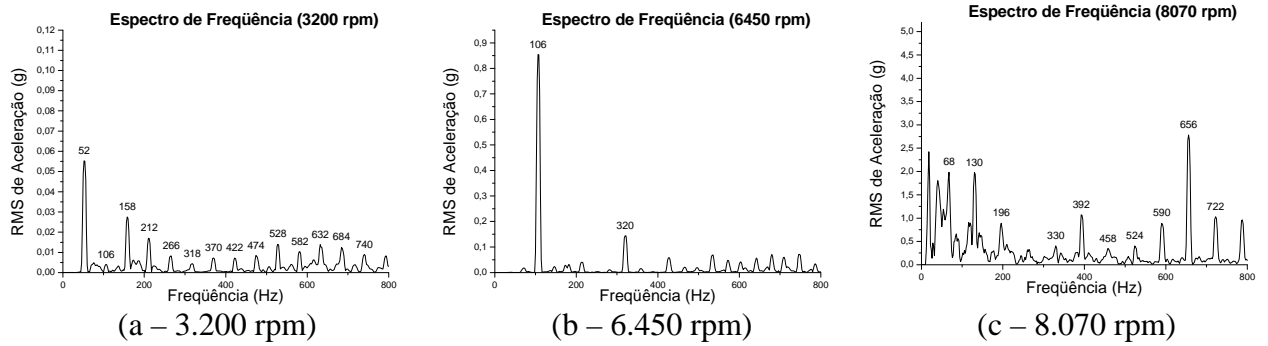


FIGURA 3.23 – Espectros de frequência para mancal de 4 lóbulos n° 005 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos balanceados para 3 velocidades.

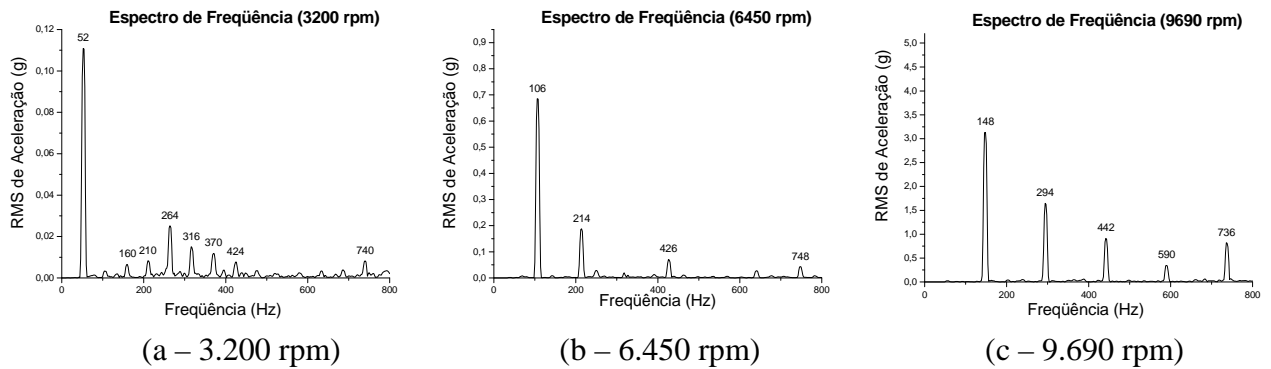


FIGURA 3.24 – Espectros de frequência para mancal de 3 lóbulos n° 006 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos balanceados para 3 velocidades.

As amplitudes das vibrações em RMS de aceleração de todos os espectros de frequência obtidos para o rotor com dois discos, suportado nos seis mancais analisados, são sumarizadas nas Tabelas 3.10 a 3.12. Essas tabelas mostram os valores da máxima amplitude de vibração, da amplitude de vibração síncrona e da amplitude de vibração subsíncrona para a faixa de frequência selecionada. Em velocidades elevadas de rotação, com essa condição de alta carga sobre o rotor, pode-se observar o aparecimento de componentes expressivas de vibrações subsíncronas para quase todos os mancais analisados.

TABELA 3.10 – Resultados obtidos para velocidade de 3.200 rpm na configuração do rotor com 2 discos balanceados.

| | Máxima Amplitude (g) | Amplitude da vibração síncrona (g) | Presença de vibração subsíncrona | Amplitude da vibração subsíncrona (g) |
|----------------------|----------------------|------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|
| Cilíndrico n° 001 | 0,025 | 0,025 | Não | - |
| Cilíndrico n° 002 | 0,069 | 0,069 | Não | - |
| <i>Offset</i> n° 003 | 0,031 | 0,024 | Não | - |
| Elíptico n° 004 | 0,038 | 0,038 | Não | - |
| 4 lóbulos n° 005 | 0,055 | 0,055 | Não | - |
| 3 lóbulos n° 006 | 0,111 | 0,111 | Não | - |

TABELA 3.11 – Resultados obtidos para velocidade de 6.450 rpm na configuração do rotor com 2 discos balanceados.

| | Máxima Amplitude (g) | Amplitude da vibração síncrona (g) | Presença de vibração subsíncrona | Amplitude da vibração subsíncrona (g) |
|----------------------|----------------------|------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|
| Cilíndrico n° 001 | 0,39 | 0,39 | Não | - |
| Cilíndrico n° 002 | 0,67 | 0,67 | Não | - |
| <i>Offset</i> n° 003 | 0,43 | 0,43 | Não | - |
| Elíptico n° 004 | 0,45 | 0,45 | Não | - |
| 4 lóbulos n° 005 | 0,86 | 0,86 | Não | - |
| 3 lóbulos n° 006 | 0,69 | 0,69 | Não | - |

TABELA 3.12 – Resultados obtidos para velocidade de 9.690 rpm na configuração do rotor com 2 discos balanceados. Para os mancais cilíndricos n° 001 e de 4 lóbulos, os resultados são obtidos na velocidade de 8.070 rpm.

| | Máxima Amplitude (g) | Amplitude da vibração síncrona (g) | Presença de vibração subsíncrona | Amplitude da vibração subsíncrona (g) |
|----------------------|----------------------|------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|
| Cilíndrico n° 001 | 1,6 | 1,5 | Sim | 1,6 |
| Cilíndrico n° 002 | 4,8 | 4,8 | Sim | 0,5 |
| <i>Offset</i> n° 003 | 1,1 | 1,1 | Não | - |
| Elíptico n° 004 | 3,0 | 3,0 | Sim | 0,9 |
| 4 lóbulos n° 005 | 2,8 | 1,9 | Sim | 1,9 |
| 3 lóbulos n° 006 | 3,2 | 3,2 | Não | - |

Alguns comentários podem ser efetuados sobre o comportamento dinâmico dos seis mancais estudados, quando eles são empregados no sistema de suporte de uma máquina rotativa com alta carga.

- Alta carga e baixa velocidade: O desempenho dos mancais em função da resposta síncrona ao desbalanceamento possui a seguinte ordem: mancal *offset*, mancal cilíndrico n° 001, mancal elíptico, mancal de 4 lóbulos, mancal cilíndrico n° 002 e, com maior amplitude de vibração síncrona, o mancal de 3 lóbulos. Não é observada presença significativa de vibração subsíncrona no rotor suportado por esses mancais.

- Alta carga e média velocidade: Neste caso o mancal cilíndrico n° 001 apresenta a menor vibração síncrona. Na sequência, o mancal *offset*, o mancal elíptico, o mancal cilíndrico n° 002, o mancal de 3 lóbulos e, por fim, o mancal de 4 lóbulos. Nenhum mancal apresenta vibrações subsíncronas.

- Alta carga e alta velocidade: O mancal *offset* apresenta a menor vibração síncrona nessa configuração. Na sequência, o mancal cilíndrico n° 001, o mancal de 4 lóbulos, o mancal elíptico, o mancal de 3 lóbulos e o mancal cilíndrico n° 002, que apresenta o maior nível de vibração síncrona. O mancal cilíndrico n° 001 e o mancal de 4 lóbulos apresentam vibrações subsíncronas com amplitudes similares às das vibrações síncronas. O mancal elíptico e o mancal cilíndrico n° 002 também apresentam vibrações subsíncronas, mas com amplitudes duas ou três vezes menores que as das vibrações síncronas.

3.1.5. Rotor com 2 discos desbalanceados

A última configuração de rotor utilizada para o estudo comparativo de desempenho dos seis mancais de geometria fixa consiste em um rotor com dois discos circulares, sobre os quais são montadas pequenas massas desbalanceadoras. Essa configuração representa o caso de maior carregamento dinâmico dentre todas as configurações analisadas.

Os testes de vibração em velocidade constante são realizados para velocidades de rotação de até 9.690 rpm, quando o rotor encontra-se suportado pelos mancais cilíndricos com folga adequada (n° 002), pelos mancais “offset” (n° 003), pelos mancais elípticos (n° 004) e pelos mancais de três lóbulos (n° 006). Quando o sistema rotativo encontra-se suportado em mancais cilíndricos de grande folga (n° 001), a velocidade máxima nos testes de vibração atinge o patamar de 8.070 rpm por causa dos níveis excessivos de vibração e ruído. Para o sistema de suporte montado com mancais de quatro lóbulos (n° 005), a velocidade dos testes de vibração não ultrapassa o valor de 7.270 rpm. Portanto, a velocidade alta considerada nos testes realizados para um rotor com dois discos desbalanceados varia entre os mancais.

As Figuras 3.25 a 3.30 apresentam os espectros de frequência obtidos por meio da medição dos níveis de vibração do rotor com dois discos desbalanceados, suportado pelos seis mancais analisados, em três diferentes velocidades. Essa configuração é considerada como carga desbalanceada alta. As escalas dos eixos das amplitudes de vibração nos espectros de frequência mostrados nas figuras são similares para facilitar a comparação de resultados.

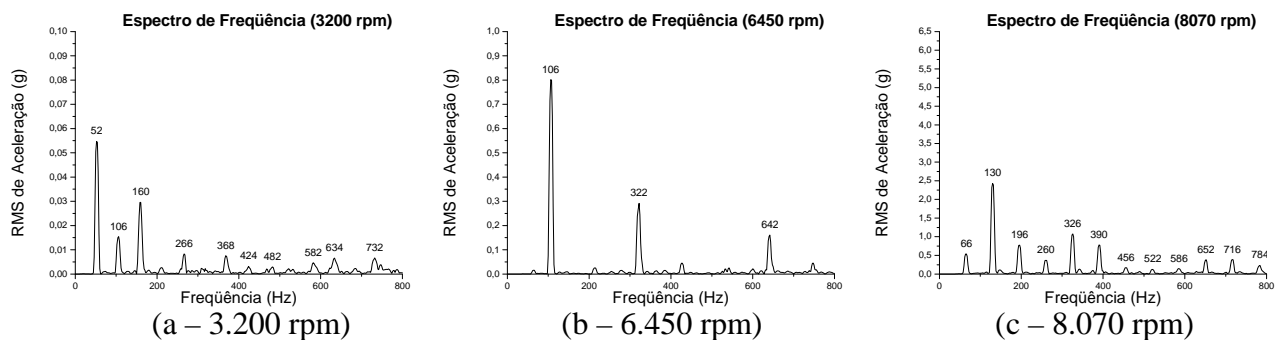


FIGURA 3.25 – Espectros de frequência para mancal cilíndrico n° 001 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos desbalanceados para 3 velocidades.

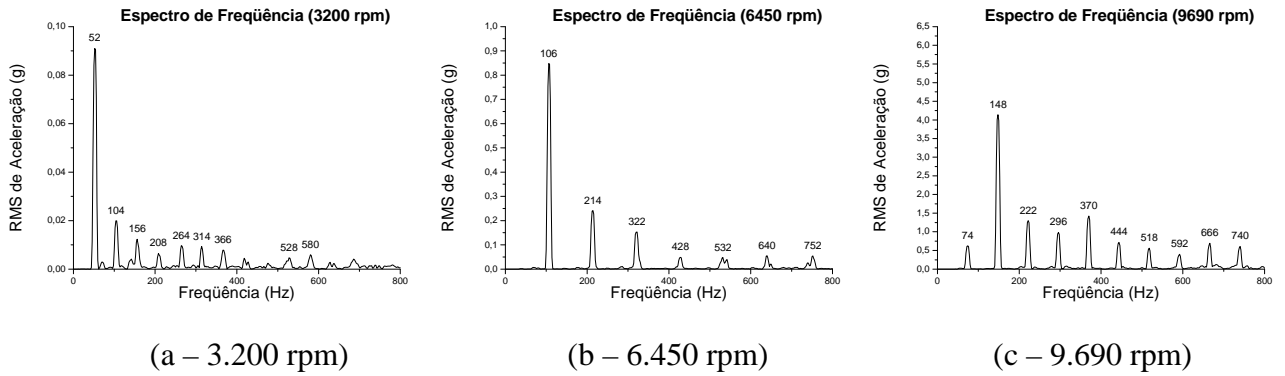


FIGURA 3.26 – Espectros de freqüência para mancal cilíndrico n° 002 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos desbalanceados para 3 velocidades.

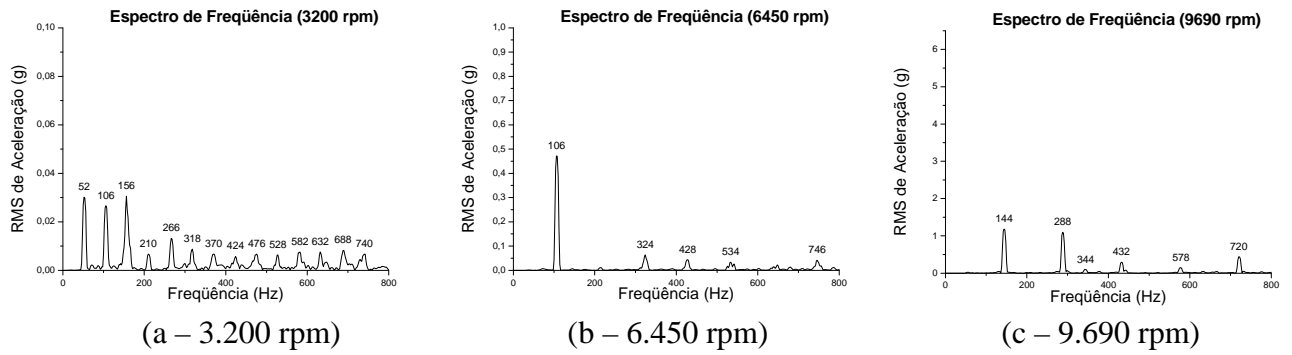


FIGURA 3.27 – Espectros de freqüência para mancal *offset* n° 003 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos desbalanceados para 3 velocidades.

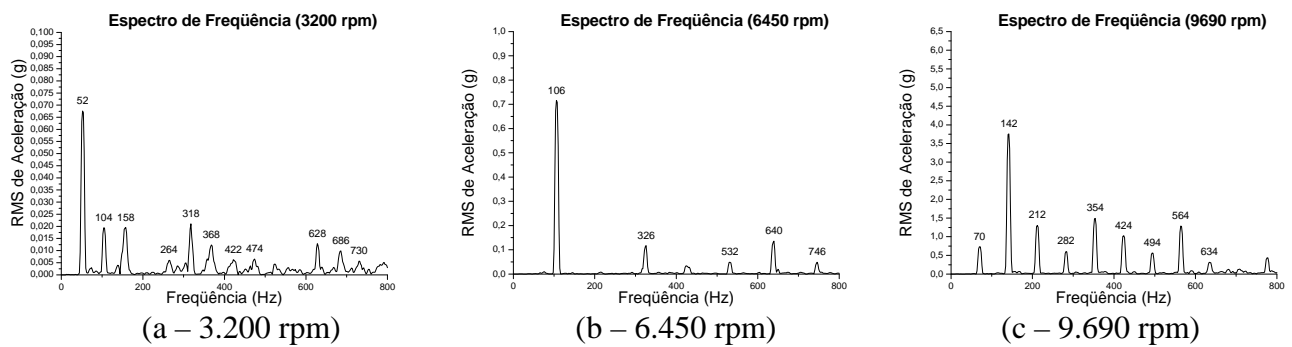


FIGURA 3.28 – Espectros de freqüência para mancal elíptico n° 004 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos desbalanceados para 3 velocidades.

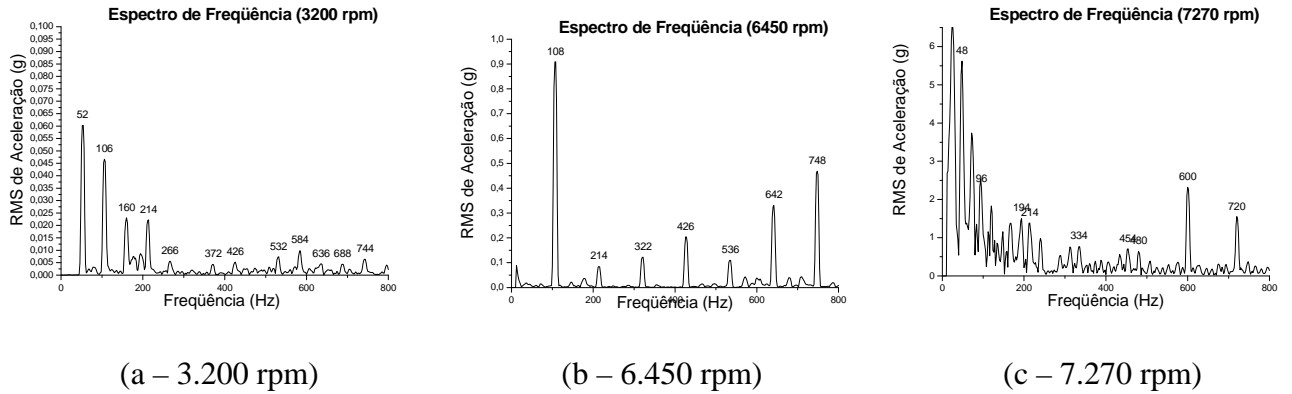


FIGURA 3.29 – Espectros de frequência para mancal de 4 lóbulos n° 005 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos desbalanceados para 3 velocidades.

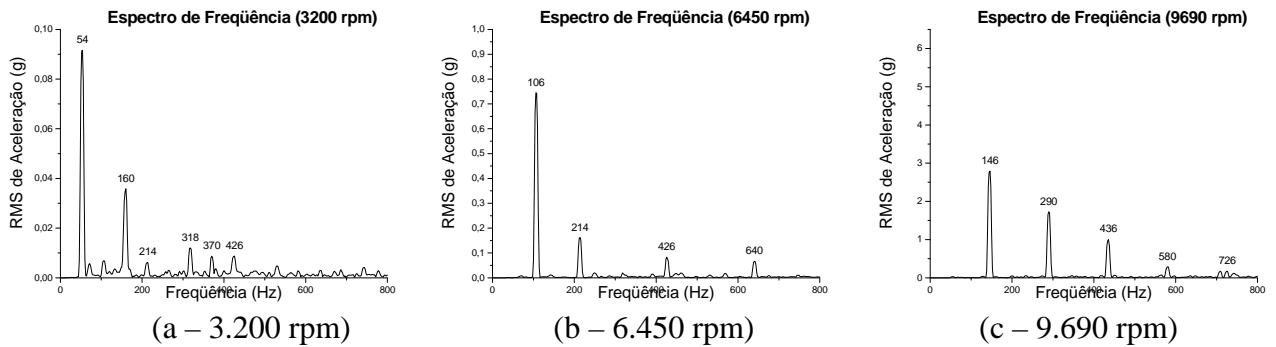


FIGURA 3.30 – Espectros de frequência para mancal de 3 lóbulos n° 006 obtidos no mancal A1 – rotor com 2 discos desbalanceados para 3 velocidades.

Os resultados apresentados pelas figuras estão sumarizados nas Tabelas 3.13 a 3.15. Essas tabelas mostram os valores da máxima amplitude de vibração, da amplitude da vibração síncrona e da amplitude da vibração subsíncrona do rotor com dois discos desbalanceados suportado pelos mancais testados, na condição de máximo carregamento dinâmico avaliada.

TABELA 3.13 - Resultados obtidos para velocidade de 3.200 rpm na configuração do rotor com 2 discos desbalanceados.

| | Máxima Amplitude (g) | Amplitude da vibração síncrona (g) | Presença de vibração subsíncrona | Amplitude da vibração subsíncrona (g) |
|----------------------|----------------------|------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|
| Cilíndrico n° 001 | 0,055 | 0,055 | Não | - |
| Cilíndrico n° 002 | 0,091 | 0,091 | Não | - |
| <i>Offset</i> n° 003 | 0,031 | 0,030 | Não | - |
| Elíptico n° 004 | 0,067 | 0,067 | Não | - |
| 4 lóbulos n° 005 | 0,060 | 0,060 | Não | - |
| 3 lóbulos n° 006 | 0,091 | 0,091 | Não | - |

TABELA 3.14 - Resultados obtidos a velocidade de 6.450 rpm na configuração do rotor com 2 discos desbalanceados.

| | Máxima Amplitude (g) | Amplitude da vibração síncrona (g) | Presença de vibração subsíncrona | Amplitude da vibração subsíncrona (g) |
|----------------------|----------------------|------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|
| Cilíndrico n° 001 | 0,80 | 0,80 | Sim | 0,01 |
| Cilíndrico n° 002 | 0,85 | 0,85 | Não | - |
| <i>Offset</i> n° 003 | 0,47 | 0,47 | Não | - |
| Elíptico n° 004 | 0,71 | 0,71 | Não | - |
| 4 lóbulos n° 005 | 0,91 | 0,91 | Sim | 0,02 |
| 3 lóbulos n° 006 | 0,75 | 0,75 | Não | - |

TABELA 3.15 – Resultados obtidos a velocidade de 9.690 rpm na configuração do rotor com 2 discos balanceados (para o mancal Cilíndrico n° 001, os resultados são obtidos para velocidade de 8.070 rpm, e para o mancal de 4 lóbulos n° 005, na velocidade de 7.270 rpm).

| | Máxima Amplitude (g) | Amplitude da vibração síncrona (g) | Presença de vibração subsíncrona | Amplitude da vibração subsíncrona (g) |
|----------------------|----------------------|------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|
| Cilíndrico n° 001 | 2,4 | 2,4 | Sim | 0,6 |
| Cilíndrico n° 002 | 4,2 | 4,2 | Sim | 0,6 |
| <i>Offset</i> n° 003 | 1,2 | 1,2 | Não | - |
| Elíptico n° 004 | 3,8 | 3,8 | Sim | 0,9 |
| 4 lóbulos n° 005 | 5,6 | 1,7 | Sim | 5,6 |
| 3 lóbulos n° 006 | 2,8 | 2,8 | Não | - |

Alguns comentários acerca da análise dinâmica comparativa entre os seis mancais analisados, para a condição de máximo carregamento, estão dados a seguir:

- Alta carga desbalanceada e baixa velocidade: A ordem de desempenho dos mancais testados, no tocante à atenuação da resposta síncrona ao desbalanceamento, é a seguinte: mancal *offset*, mancal cilíndrico n° 001, mancal de 4 lóbulos, mancal elíptico, mancal cilíndrico n° 002 e mancal de 3 lóbulos. Não é observada presença significativa de vibração subsíncrona em nenhum dos casos estudados.

- Alta carga desbalanceada e média velocidade: Nesse caso, o mancal *offset* apresenta a menor vibração síncrona. Na seqüência, o mancal de 4 lóbulos, o mancal cilíndrico n° 001, o mancal de 3 lóbulos, o mancal cilíndrico n° 002 e, por fim, o mancal elíptico. As montagens com mancais cilíndricos n° 001 e o de 4 lóbulos apresentam vibrações subsíncronas.

- Alta carga desbalanceada e alta velocidade: Os mancais *offset* apresentam a menor vibração síncrona, seguido pelos mancais cilíndricos n° 001, pelos mancais de 4 lóbulos, pelos mancais de 3 lóbulos, pelos mancais elípticos e, por fim, pelos mancais cilíndricos n° 002. A montagem com mancal de 4 lóbulos apresenta alta amplitude de vibração subsíncrona. O mancal elíptico e os mancais cilíndricos n° 001 e n° 002 também apresentam vibrações subsíncronas. Já os mancais *offset* e de 3 lóbulos não apresentam vibrações subsíncronas.

3.2. Diagramas em Cascata

A segunda etapa do estudo experimental do comportamento dinâmico dos seis mancais hidrodinâmicos de geometria fixa, projetados para esse trabalho, consiste nos testes de vibração em velocidade variável. Medições das vibrações nos pedestais dos mancais das cinco configurações de rotores utilizadas nesse estudo são realizadas durante a aceleração e a desaceleração do eixo rotativo. Os espectros de frequência da resposta vibratória são obtidos em função da velocidade do conjunto rotativo para a construção dos diagramas em cascata (“waterfalls”).

Os diagramas em cascata (ou “waterfalls”) apresentam as mudanças no espectro de frequência de vibração em função da velocidade de rotação da máquina, da carga aplicada e do tempo. Os gráficos em cascata (“waterfalls”) são utilizados na análise geral do comportamento das frequências de vibração em função da velocidade de rotação. Esse tipo de gráfico, que é obtido durante a aceleração ou a desaceleração da máquina rotativa, incorpora efeitos transientes da variação de velocidade na resposta vibratória do conjunto rotativo e permite avaliar de forma mais eficiente as tendências de variação dos picos de amplitude de vibração em função da velocidade de rotação. A verificação de possíveis potenciais de instabilidade dinâmica do sistema rotativo pode ser efetuada por meio dos diagramas em cascata.

Para se evitarem efeitos indesejáveis do meio externo sobre a bancada de ensaios de rotores e de mancais durante as medições da resposta vibratória do eixo rotativo em aceleração e desaceleração, efetua-se o aterramento eletrônico do analisador de frequência e são mantidos desligados todos os instrumentos e equipamentos elétricos e eletrônicos, tais como computadores e aparelhos de ar condicionado, instalados no local dos testes.

As medições das vibrações são realizadas nos pedestais das cinco configurações de rotores – rotor sem disco, rotor com um disco balanceado, rotor com um disco desbalanceado, rotor com dois discos balanceados e rotor com dois discos desbalanceados – suportadas pelos seis pares de mancais de geometria fixa. Na faixa de velocidade de operação da bancada, 0 a 9.690 rpm, são obtidos trinta espectros de frequência durante o tempo de 15 segundos de aceleração constante ou de desaceleração constante do rotor. Ou seja, um intervalo de tempo de 0,5 s é utilizado para cada registro do sinal vibratório dos acelerômetros montados sobre os pedestais dos mancais (ver Figura 2.6). O controle de variação de velocidade é realizado pelo inversor de frequência instalado na alimentação do motor elétrico da bancada.

Os diagramas em cascata apresentados nesse trabalho são obtidos durante os testes de vibração realizados em aceleração do eixo rotativo. Testes de vibração em desaceleração também são realizados, entretanto não foram constatadas variações expressivas nos diagramas em cascata obtidos. Os diagramas em cascata obtidos para os sinais de vibração obtidos a partir dos acelerômetros instalados nas posições A1 ou A2 (ver Figura 2.5), nas diferentes configurações de rotores, não apresentam variações expressivas de tendência. Portanto, todos os diagramas apresentados nesse item são obtidos a partir das medições efetuadas com o acelerômetro montado na posição A1.

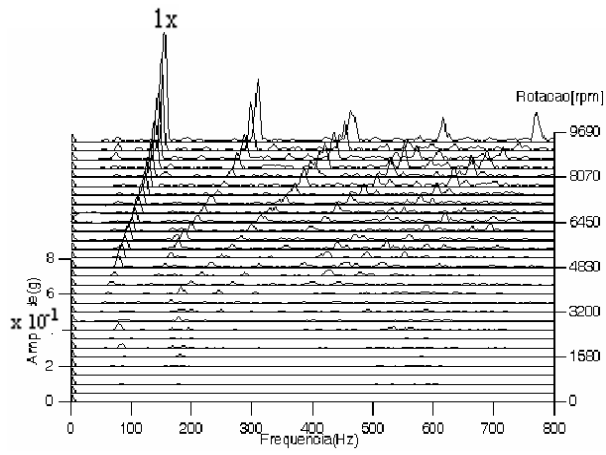
Para facilitar a apresentação dos resultados obtidos para os diagramas em cascata nesse trabalho, este item está dividido em cinco subitens: rotor sem disco, rotor com um disco balanceado, rotor com um disco desbalanceado, rotor com dois discos balanceados e rotor com dois discos desbalanceados.

3.2.1. Rotor sem disco

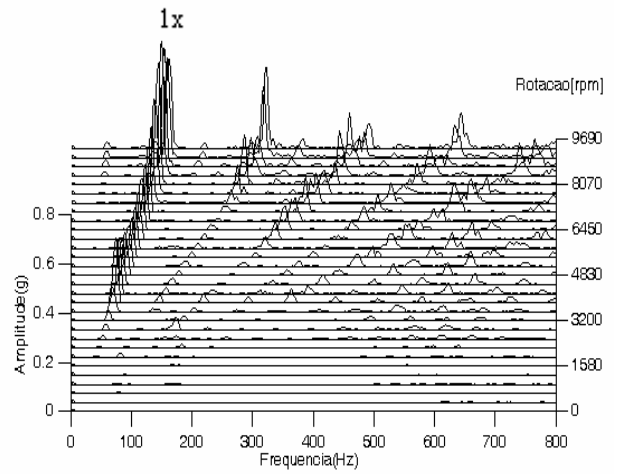
Inicialmente, efetua-se a análise comparativa de desempenho dos mancais de geometria fixa para a configuração de rotor sem disco, que consiste na configuração denominada de rotor de baixa carga, pois representa o caso de menor carregamento dinâmico dentre todas configurações analisadas. Os resultados são apresentados para cada um dos seis mancais estudados nesse trabalho, que são: 1) Mancal cilíndrico com grande folga (n° 001); 2) Mancal cilíndrico com folga adequada (n° 002); 3) Mancal elíptico com lóbulo deslocado ou mancal “*offset*” (n° 003); 4) Mancal elíptico (n° 004); 5) Mancal de quatro lóbulos (n° 005); 6) Mancal de três lóbulos (n° 006).

A Figura 3.31 apresenta os diagramas em cascata durante a aceleração para os seis tipos de mancais analisados para a configuração de rotor sem disco. A linha de amplitude da vibração síncrona nos diagramas em cascata está indicada pelo símbolo 1x. As escalas utilizadas para a apresentação das amplitudes das vibrações nos diagramas, em toda a faixa de frequência analisada, são similares para facilitar a comparação de resultados.

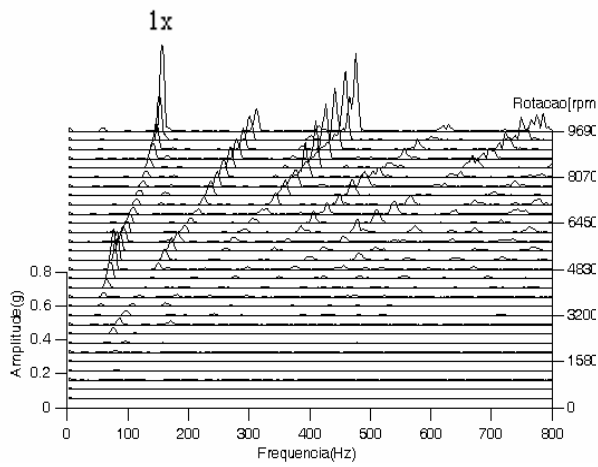
RESULTADOS



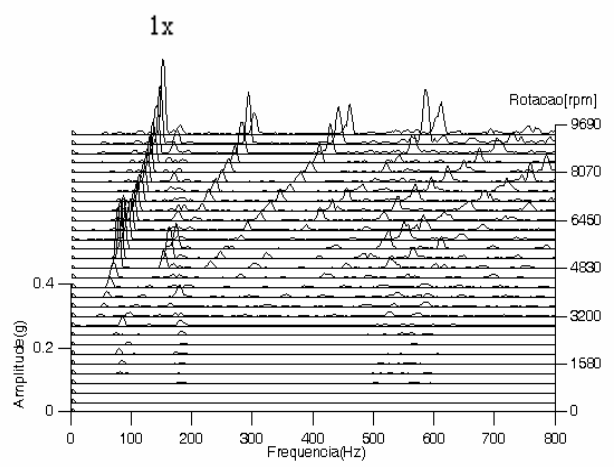
(a) Mancal cilíndrico n° 001



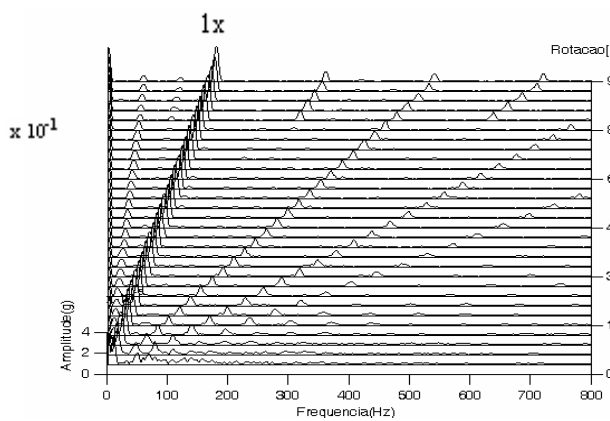
(b) Mancal cilíndrico n° 002



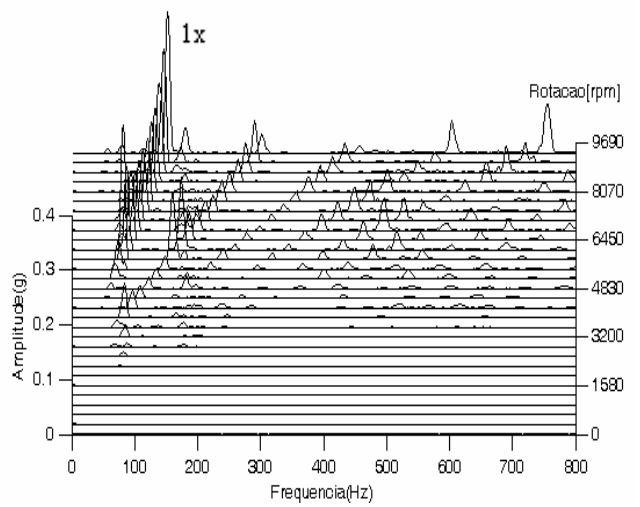
(c) Mancal *offset* n° 003



(d) Mancal elíptico n° 004



(e) Mancal de 4 lóbulos n° 005



(f) Mancal de 3 lóbulos n° 006

FIGURA 3.31 – Diagramas em cascata para a configuração de rotor com baixa carga.

Nos diagramas em cascata para a configuração de rotor sem disco, é possível observar a presença de vibrações supersíncronas em frequências até cinco vezes a velocidade do eixo rotativo. Nos mancais de 4 lóbulos, é possível ver desde o início, em pequena intensidade, vibração subsíncrona de meia-frequência e vibrações supersíncronas em múltiplos ímpares da velocidade de rotação (três e cinco vezes). Nestes mancais, como mostrado pela Figura 3.31e, podem-se observar a partir de 8.070 rpm vibrações supersíncronas em frequências iguais a duas e quatro vezes a velocidade. Nos demais mancais analisados, as vibrações supersíncronas ocorrem em frequências que são iguais a 2 e 3 vezes a velocidade do rotor. Em todas as configurações analisadas, estão presentes valores irrisórios de vibrações subsíncronas. O comportamento dinâmico dos mancais não difere muito nessa configuração com baixa carga.

3.2.2. Rotor com 1 disco balanceado

O procedimento utilizado no item anterior é repetido para a configuração de rotor com um disco sem massa desbalanceada. As medições das vibrações nos pedestais dos mancais são efetuadas para a configuração de rotor em carga média suportada pelos seis mancais hidrodinâmicos analisados. A Figura 3.32 apresenta os diagramas em cascata obtidos nos testes de vibração em aceleração do rotor com um disco desbalanceado apoiado nos seis tipos de mancais analisados para a condição de carga média. O pico de vibração síncrona está indicado pelo símbolo “1x”.

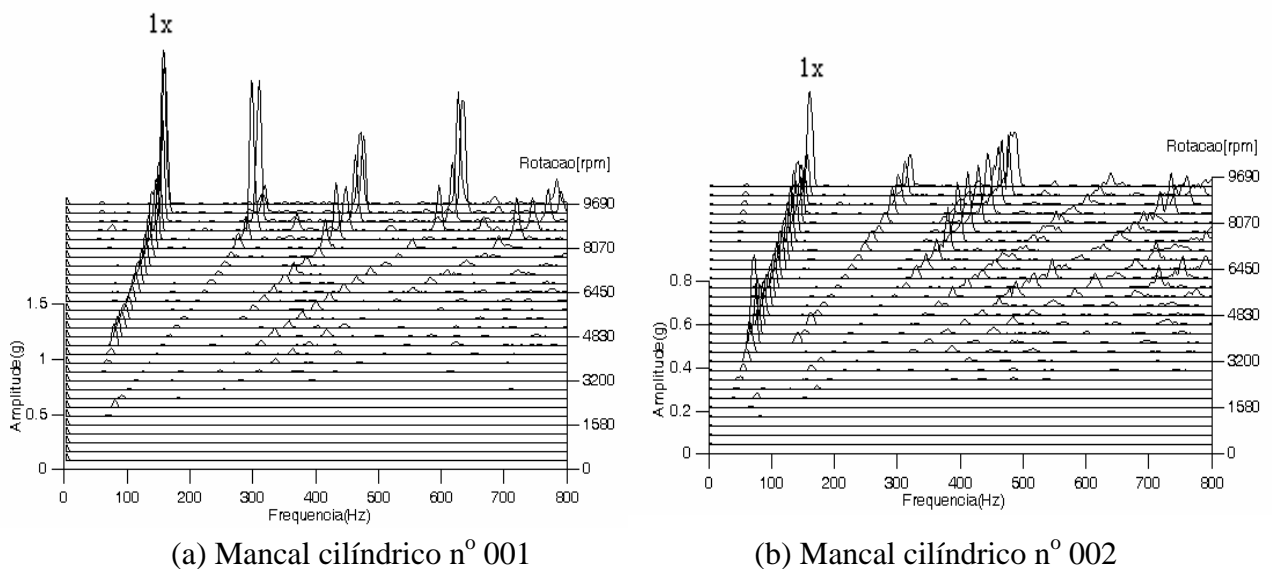
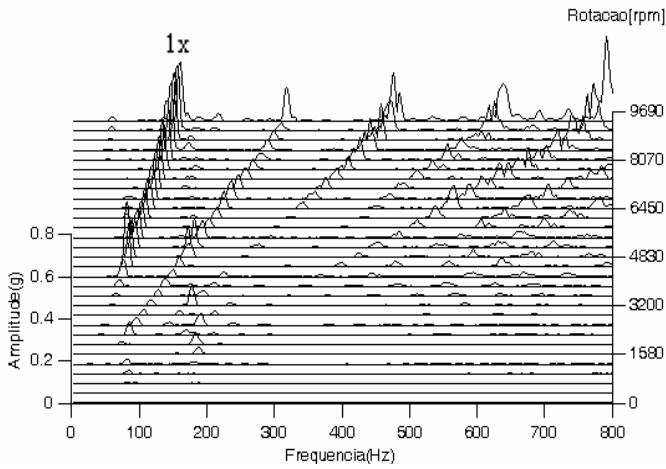
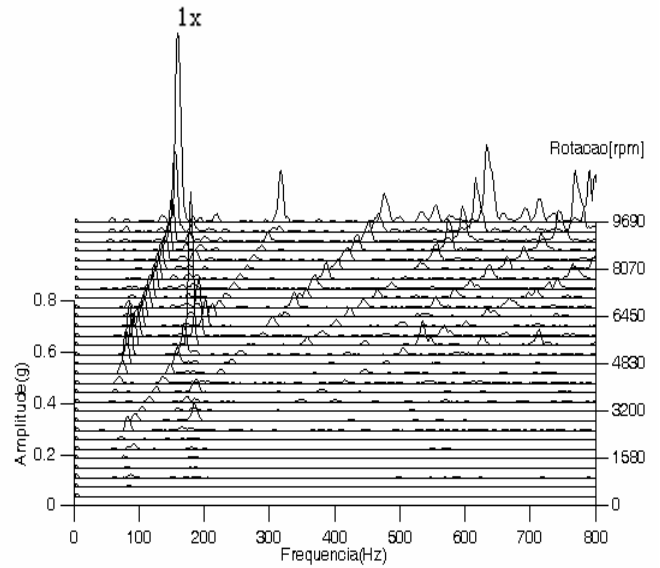


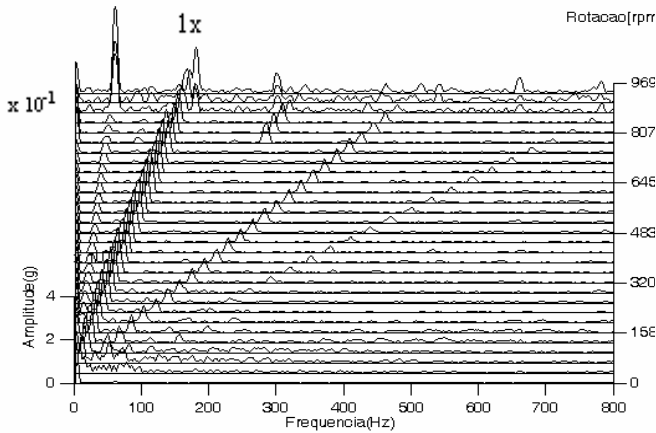
FIGURA 3.32 – Diagramas em cascata para a configuração de rotor com carga média.



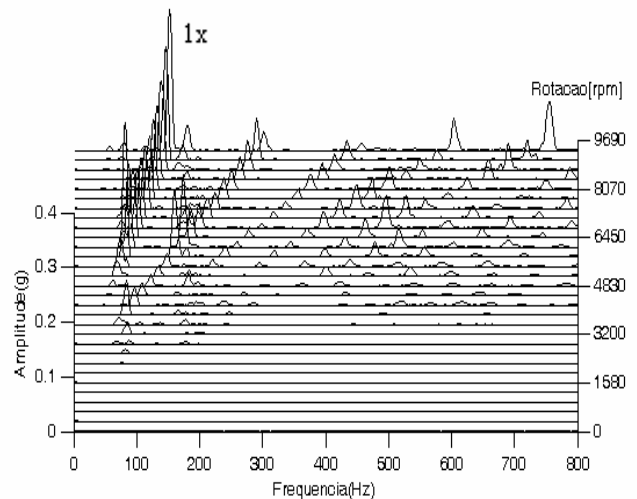
(c) Mancal *offset* nº 003



(d) Mancal elíptico nº 004



(e) Mancal de 4 lóbulos nº 005



(f) Mancal de 3 lóbulos nº 006

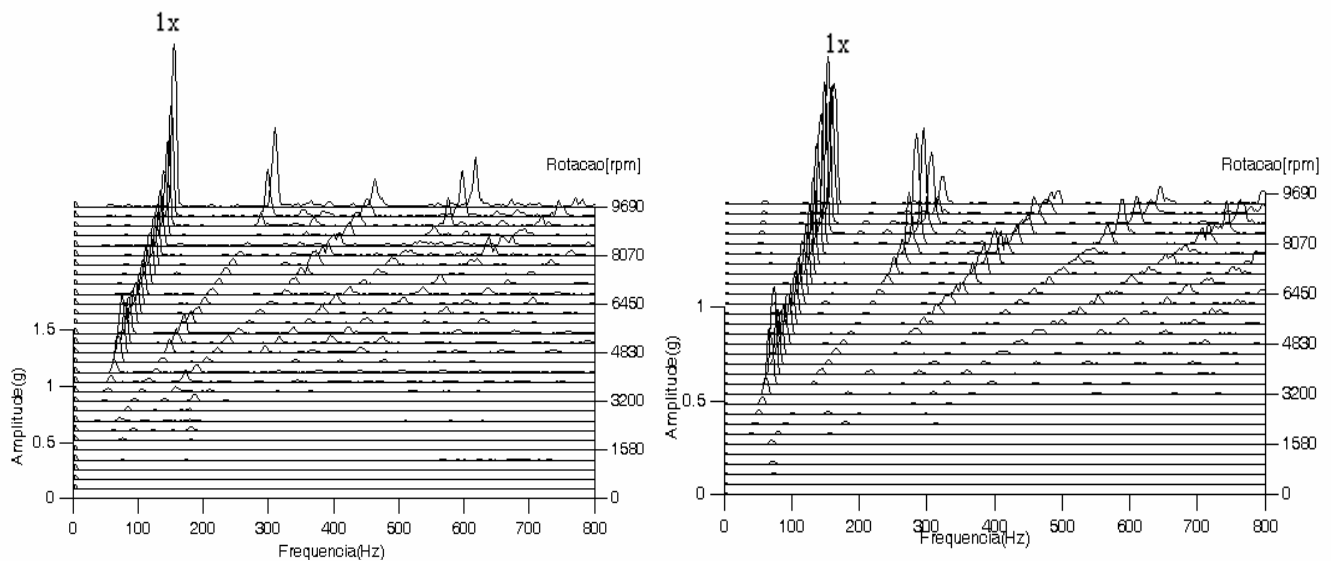
FIGURA 3.32 – Diagramas em cascata para a configuração de rotor com carga média (continuação).

De forma semelhante aos resultados obtidos na configuração sem disco, a resposta vibratória do rotor com um disco balanceado apresenta uma tendência similar para todos os sistemas de suporte utilizados. A maior nível de vibração síncrona é observado na configuração com mancais cilíndricos de grande folga (nº 001) em altas velocidades. Pode-se observar, na Figura 3.32e, vibração subsíncrona de amplitude expressiva para os mancais de quatro lóbulos, que indica o limiar de movimento instável do eixo associado à ação hidrodinâmica do filme fluido. A vibração de meia-freqüência do filme de óleo (“half-

frequency oil whirl”) está evidenciada no rotor suportado por mancais de quatro lóbulos, se tornando uma vibração instável gerada pelo chicoteamento do filme fluido (“oil whip”) em torno de 8.890 rpm.

3.2.3. Rotor com 1 disco desbalanceado

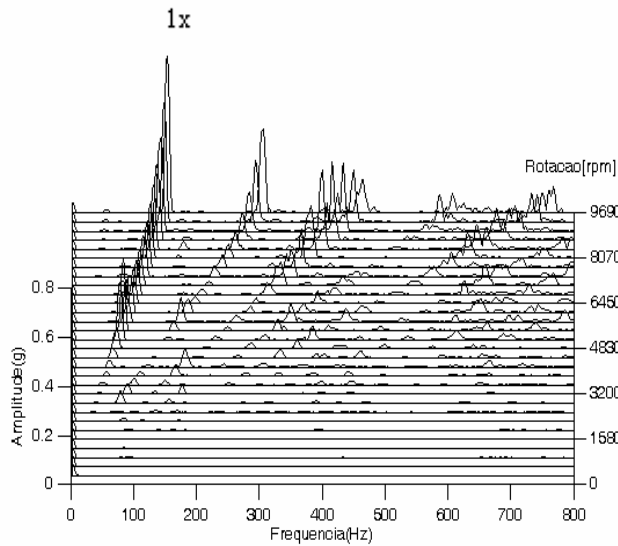
O estudo comparativo de desempenho dos mancais agora é efetuado para a configuração de rotor com um disco com massa desbalanceada, que representa a condição de carga média desbalanceada. As respostas vibratórias dessa configuração de rotor são medidas para o conjunto montado nos seis diferentes sistemas de suporte utilizados nesse trabalho. A Figura 3.33 apresenta os diagramas em cascata obtidos para a configuração de rotor com carga desbalanceada média, durante a aceleração do eixo rotativo, para os seis tipos de mancais analisados. O pico de vibração síncrona está indicado pelo símbolo “1x”.



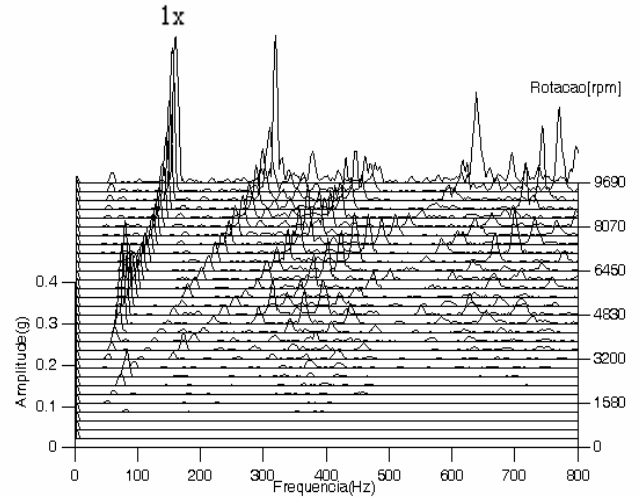
(a) Mancal cilíndrico n° 001

(b) Mancal cilíndrico n° 002

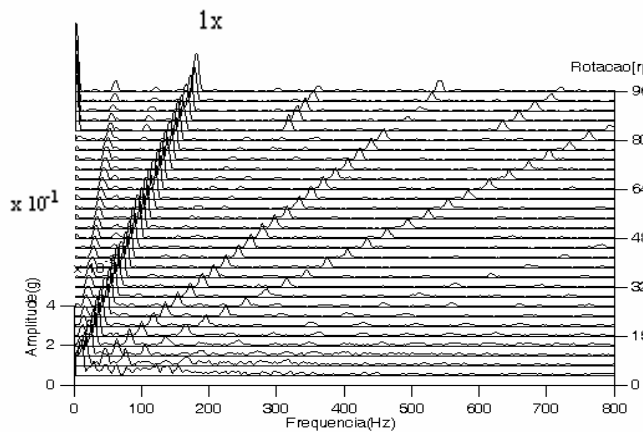
FIGURA 3.33 – Diagramas em cascata para a configuração rotor com carga desbalanceada média.



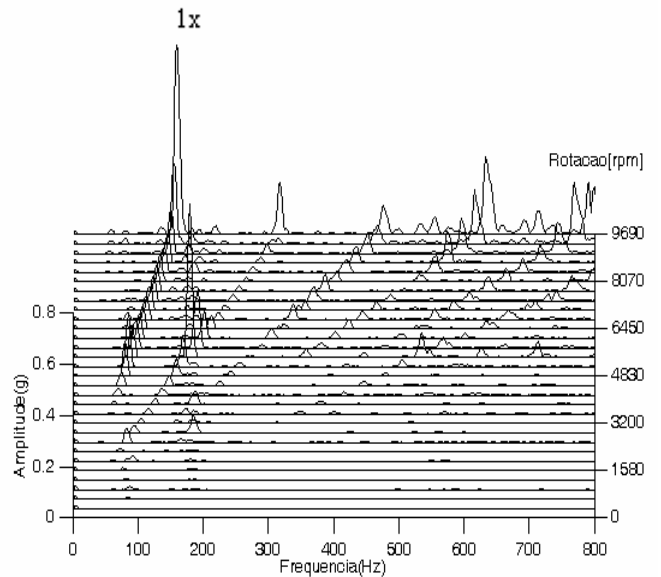
(c) Mancal *offset* nº 003



(d) Mancal elíptico nº 004



(e) Mancal de 4 lóbulos nº 005



(f) Mancal de 3 lóbulos nº 006

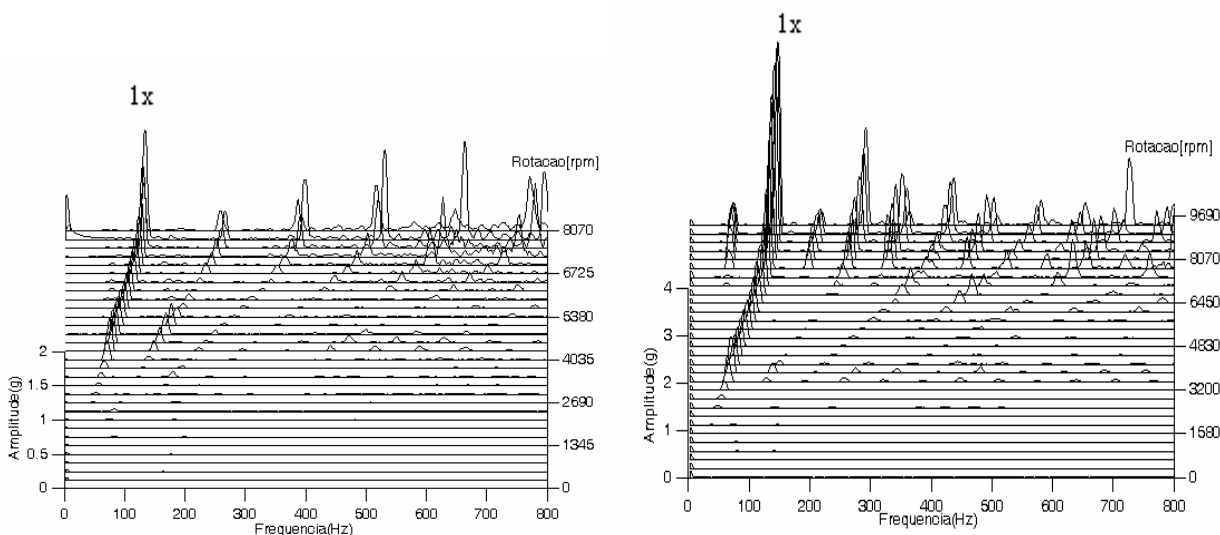
FIGURA 3.33 – Diagramas em cascata para a configuração rotor com carga desbalanceada média (continuação).

Pode-se observar que, de um modo geral, a elevação da carga dinâmica sobre o sistema rotativo faz crescer as amplitudes das vibrações síncronas para todos os mancais analisados, quando se comparam os resultados da Figura 3.33 com os resultados do item 3.2.2. Nessa configuração de carga média desbalanceada, as vibrações subsíncronas observadas no rotor suportado pelos mancais de quatro lóbulos (Figura 3.33e) são menos expressivas do que as observadas no caso de um rotor com carga média (ver Figura 3.32e). Vibrações

supersíncronas elevadas são observadas no rotor suportado pelos mancais elípticos, fato não observado nos outros mancais.

3.2.4. Rotor com 2 discos balanceados

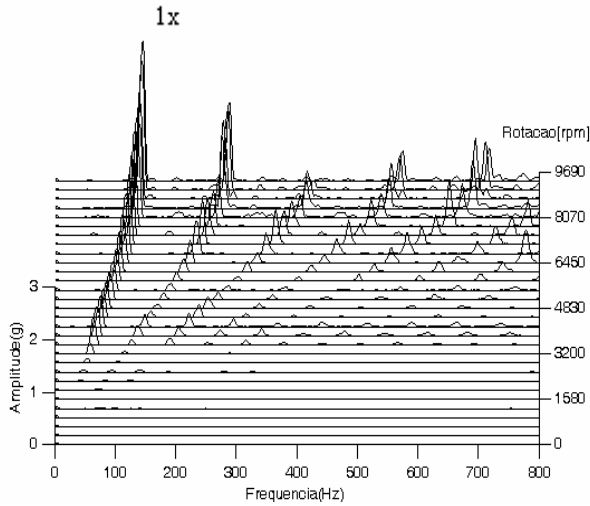
Nesse item, são apresentados os resultados dos testes de vibração realizados na configuração de rotor com dois discos sem massa desbalanceada, durante a aceleração do eixo rotativo. Essa configuração é denominada de configuração de rotor com alta carga. O desempenho dos seis mancais hidrodinâmicos de geometria fixa é avaliado em relação à capacidade de atenuar as vibrações do sistema rotativo em ampla faixa de velocidade de rotação. A Figura 3.34 apresenta os diagramas em cascata para a configuração de rotor com dois discos balanceados apoiado nos seis tipos de mancais analisados. O pico de vibração síncrona é indicado nos diagramas pelo símbolo “1x”.



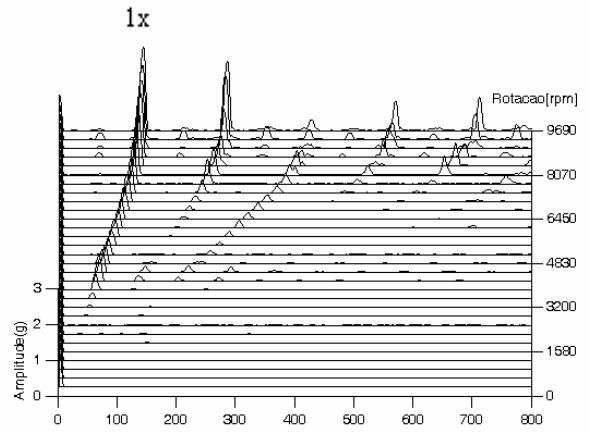
(a) Mancal cilíndrico nº 001

(b) Mancal cilíndrico nº 002

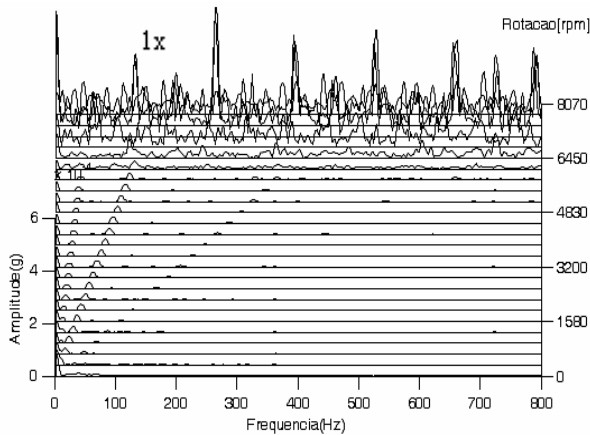
FIGURA 3.34 – Diagramas em cascata para a configuração rotor com carga alta.



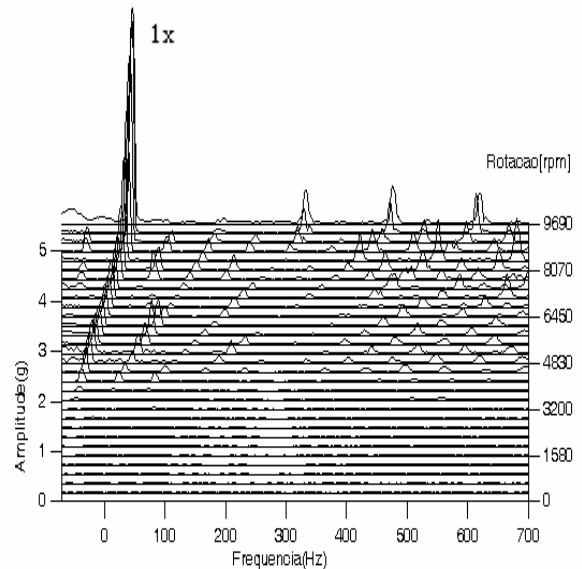
(c) Mancal offset nº 003



(d) Mancal elíptico nº 004



(e) Mancal de 4 lóbulos nº 005



(f) Mancal de 3 lóbulos nº 006

FIGURA 3.34 – Diagramas em cascata para a configuração rotor com carga alta (continuação).

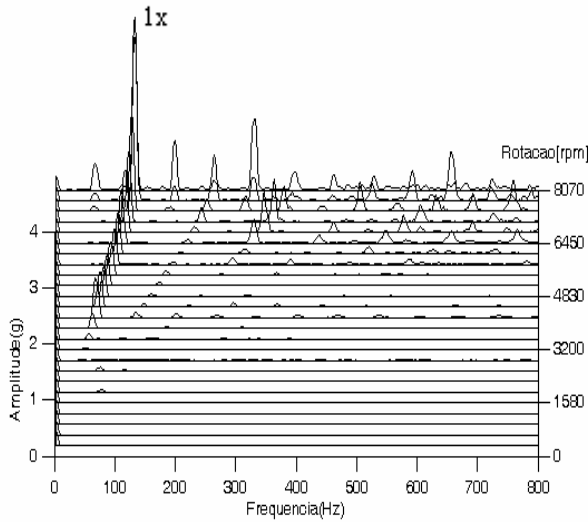
Pelos diagramas mostrados na figura, pode-se observar que as configurações de rotor com mancais cilíndricos de pequena folga (nº 002) e com mancais de três lóbulos (nº 006) apresentam níveis elevados de vibrações síncronas. Vibrações subsíncronas são também observadas para a configuração com mancais cilíndricos de pequena folga (nº 002) em velocidades superiores a 7.500 rpm. Essas vibrações começam a ocorrer simultaneamente às vibrações supersíncronas, em frequências iguais a 3/2, 5/2, 7/2 e a outros múltiplos de velocidade do rotor, como mostrado na Figura 3.34b. O número expressivo de picos de

vibrações supersíncronas em vários múltiplos de velocidade pode indicar problemas na operação do rotor, como roçamento de eixo (“*shaft rub*”).

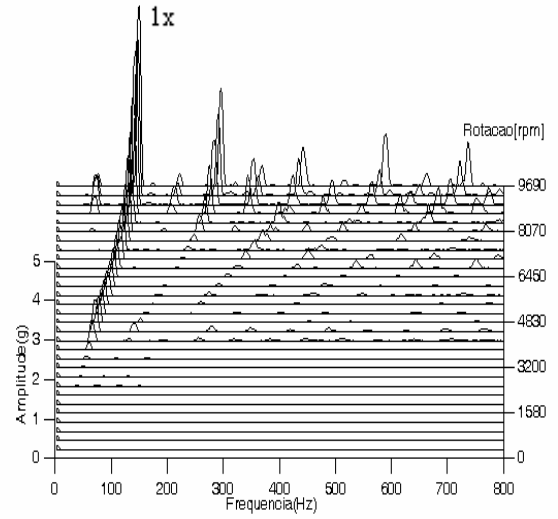
O diagrama em cascata do rotor suportado pelos mancais de 4 lóbulos (n° 005) apresenta um grande espalhamento nas curvas a partir de 6.450 rpm, indicando níveis elevados de vibração. O comportamento do rotor suportado em mancais de 3 lóbulos (n° 006) tem características similares ao da configuração de rotor suportado em mancais cilíndricos de pequena folga (n° 002), com o aparecimento de contato intermitente do eixo com o mancal entre 7.800 rpm e 8.500 rpm. O rotor suportado pelos mancais cilíndricos de grande folga (n° 001) apresenta altas amplitudes de vibrações supersíncronas em frequências superiores a 3 vezes a velocidade do rotor, fato observado a partir da velocidade de 6.700 rpm. Vibrações supersíncronas expressivas em frequências iguais a múltiplos de 3 a 10 vezes a velocidade do rotor indicam grandes folgas dos mancais, como na Figura 3.34a, que é uma característica de projeto dos mancais cilíndricos de grande folga (n° 001). Para velocidades de operação mais altas da bancada, o rotor suportado pelos mancais cilíndricos com grande folga (n° 001) e pelos mancais de quatro lóbulos (n° 005) apresenta elevados níveis de vibração e não consegue ultrapassar a velocidade de 8.070 rpm. Os conjuntos rotativos com mancais *offset* (n° 003) e elípticos (n° 004) apresentam diagramas similares, nos quais as vibrações síncronas predominam na resposta.

3.2.5. Rotor com 2 discos desbalanceados

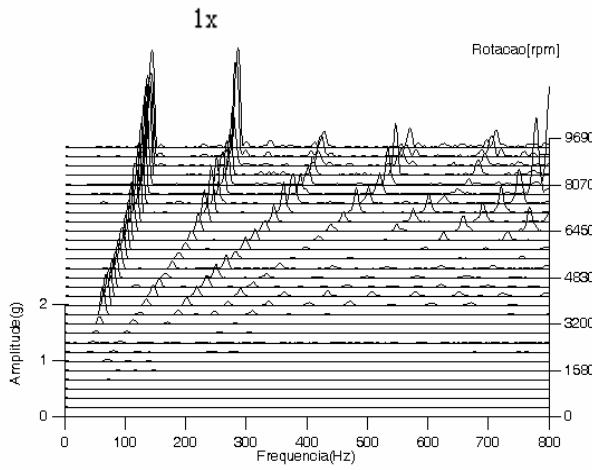
O último caso analisado, nos testes de vibração com velocidade variável, consiste na configuração de rotor com o maior carregamento dinâmico dentre todas as configurações analisadas. O comportamento dinâmico dos seis mancais de geometria fixa é avaliado para um rotor com dois discos com massas desbalanceadas. Essa configuração representa o caso de uma máquina rotativa com alta carga desbalanceada. Os resultados obtidos para as medições realizadas pelo acelerômetro na posição A1, durante a aceleração do eixo rotativo, estão apresentados na Figura 3.35. Os diagramas em cascata são apresentados para os seis mancais hidrodinâmicos cilíndricos e não cilíndricos fabricados para esse trabalho, na condição de carga desbalanceada alta.



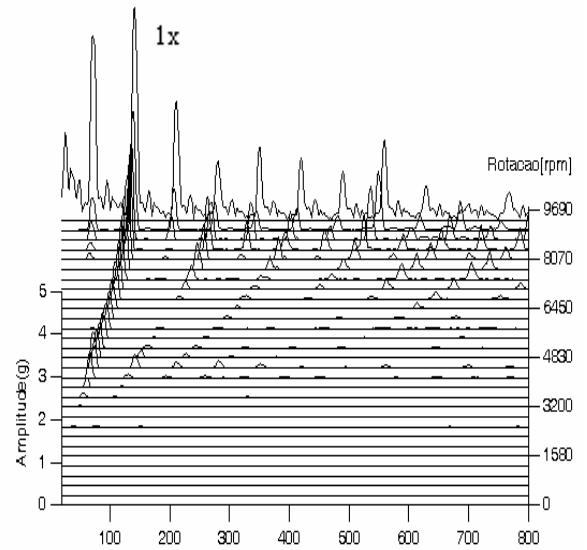
(a) Mancal cilíndrico n° 001



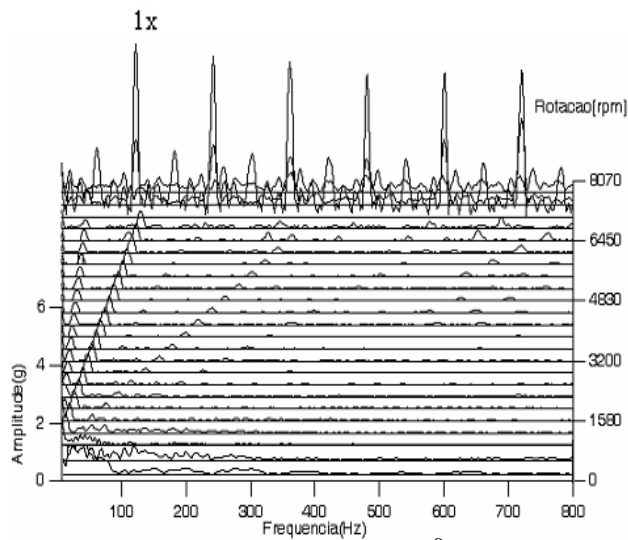
(b) Mancal cilíndrico n° 002



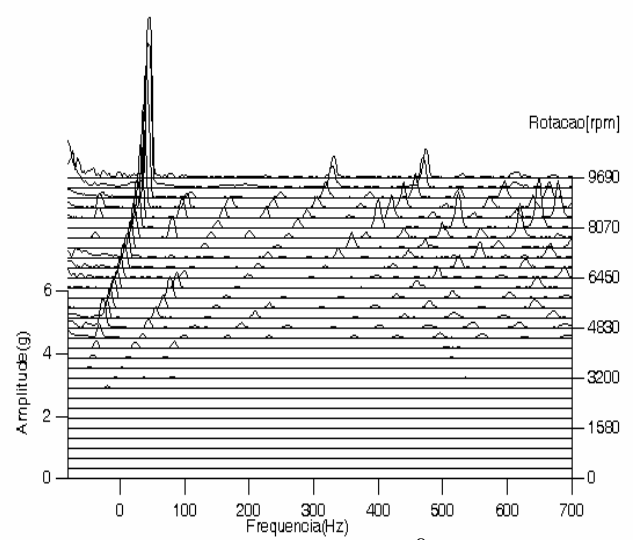
(c) Mancal *offset* n° 003



(d) Mancal elíptico n° 004



(e) Mancal de 4 lóbulos n° 005



(f) Mancal de 3 lóbulos n° 006

FIGURA 3.35 – Diagramas em cascata para a configuração rotor com carga desbalanceada alta.

Nessa configuração de rotor com alta carga desbalanceada, observa-se que somente a montagem com mancais *offset* não apresenta vibrações supersíncronas em frequências iguais a $3/2$, $5/2$, $7/2$ e $9/2$ da velocidade do rotor. Este tipo de vibração supersíncrona ocorre quando há contato intermitente entre rotor e mancal (metal-metal). A configuração com mancais de três lóbulos (n° 006) apresenta predominantemente níveis expressivos de vibrações síncronas e níveis muito baixos de vibrações supersíncronas. O nível elevado de vibração e ruído observado nas montagens com os mancais cilíndricos de grande folga (n° 001) e mancais de quatro lóbulos (n° 005) impede que essas configurações ultrapassem a velocidade de 8.070 rpm.

Observa-se, pelas Figuras 3.35a e 3.35e, que o fenômeno de instabilidade da ação hidrodinâmica do filme de óleo inicia-se nas montagens com os mancais cilíndricos de grande folga (n° 001) e com os mancais de quatro lóbulos (n° 005) a partir da velocidade de 7.500 rpm. A instabilidade gerada pelo filme lubrificante é bastante acentuada na configuração com mancais de 4 lóbulos (n° 005), como mostrado pelo diagrama da Figura 3.35e.

3.3. Respostas Síncronas ao Desbalanceamento

A terceira etapa desse estudo experimental apresenta as curvas das respostas síncronas, obtidas durante os testes em aceleração, de todas as configurações de rotor-mancal analisadas nesse trabalho. O gráfico de resposta síncrona ao desbalanceamento mostra a amplitude síncrona como função da velocidade durante a aceleração e a desaceleração do rotor. Na indústria de processos, de um modo geral, a seleção do sistema de suporte de turbomáquinas está baseada nessas curvas de resposta síncrona ao desbalanceamento. Essas curvas fornecem informações extremamente relevantes acerca do comportamento e do desempenho de mancais para turbomáquinas (API, 2003).

A principal característica do gráfico de resposta síncrona é apresentar de forma simplificada a variação de amplitude da vibração síncrona em função do tempo, mostrando claramente as velocidades críticas do rotor, que estão associadas à máxima amplitude de vibração síncrona na faixa de velocidades testadas.

3.3.1. Rotor sem disco

A Figura 3.36 apresenta a resposta síncrona ao desbalanceamento para a condição de carga baixa, para todos os mancais.

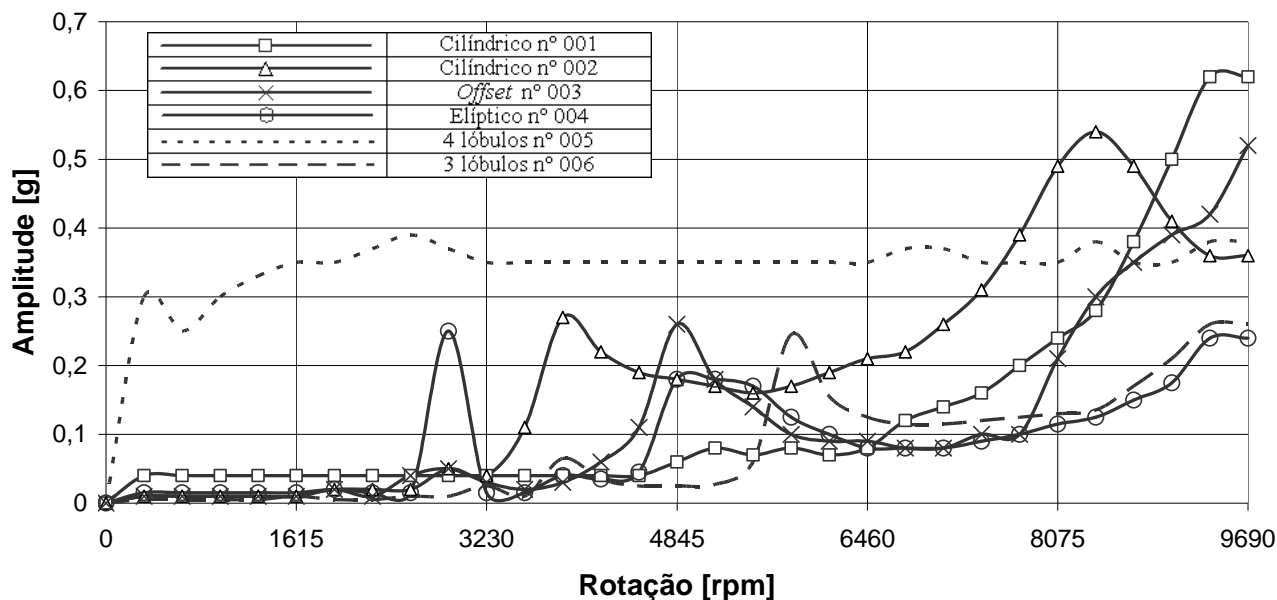


FIGURA 3.36 – Resposta Síncrona ao Desbalanceamento para condição de baixa carga.

As curvas da resposta síncrona ao desbalanceamento para a condição de baixa carga apresentam os seguintes resultados:

- O mancal de 4 lóbulos, representado pela linha tracejada pequena (---) na Fig. 3.36, apresenta amplitudes de vibração síncrona praticamente constantes durante toda a aceleração do eixo e são as mais elevadas até 7.600 rpm.

- Entre 7.600 rpm e 8.900 rpm, o mancal cilíndrico de menor folga radial nº 002, representado pelos símbolos triangulares (Δ) na Fig. 3.36, apresenta a maior amplitude de resposta desbalanceada.

- A partir de 9.900 rpm, o mancal cilíndrico de maior folga radial nº 001, representado pelos símbolos quadrangulares (\square) na Fig. 3.36, apresenta as maiores vibrações orbitais geradas pelo desbalanceamento.

- Em baixas velocidades, exceto o mancal de 4 lóbulos (---), todos os mancais apresentam baixas amplitudes de vibrações, enquanto o mancal cilíndrico nº 001 (\square) situa-se em um nível um pouco acima dos demais.

- Em relação às velocidades críticas, observa-se que a 1ª velocidade crítica ocorre a 2.600 rpm no mancal de 4 lóbulos (---), a 2.900 rpm no mancal elíptico, representado pelos símbolos circulares (\circ) na Fig. 3.36, a 3.900 rpm no mancal cilíndrico com menor folga (Δ), a

4.900 rpm no mancal *offset*, representado pelos símbolos em “x” (×), na Fig. 3.36, a 5.200 rpm no mancal cilíndrico com maior folga (□) e a 5.900 rpm no mancal de 3 lóbulos, representada pela linha tracejada grande (---), na Fig. 3.36.

- Os resultados obtidos mostram que a segunda velocidade crítica ocorre a 5.000 rpm, no mancal elíptico (○), a 8.400 rpm no mancal cilíndrico com menor folga (Δ) e, também, no mancal de 4 lóbulos (---), e a 9.500 rpm no mancal cilíndrico com maior folga (□). A segunda velocidade crítica não é atingida para o sistema de rotor sem disco suportado em mancais de três lóbulos (---) ou em mancais *offset* (×) na faixa de velocidades testada.

3.3.2. Rotor com 1 disco balanceado

A Figura 3.37 apresenta a resposta síncrona ao desbalanceamento para a condição de média carga para todos os mancais.

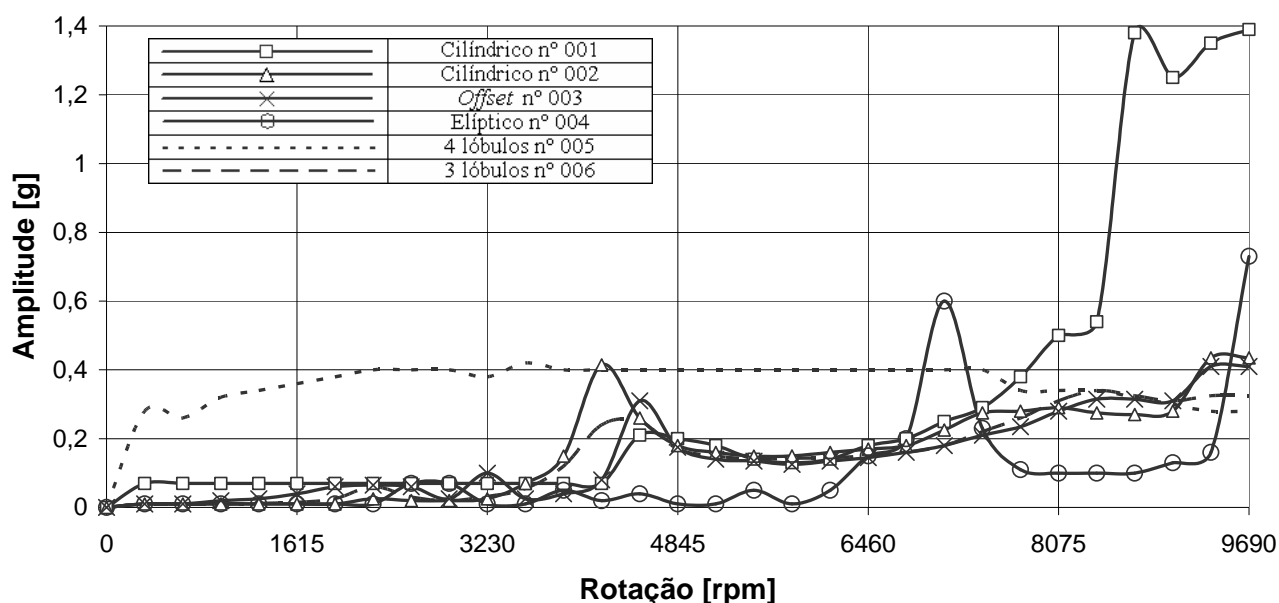


FIGURA 3.37 – Resposta Síncrona ao Desbalanceamento para configuração de média carga.

As curvas da resposta síncrona ao desbalanceamento para a configuração de média carga apresentam os seguintes resultados:

- O mancal de 4 lóbulos (---) apresenta, de forma similar à condição de baixa carga, amplitudes de vibração síncrona praticamente constantes durante toda a aceleração do eixo e são as mais elevadas até 7.700 rpm, a não ser pelo pico de velocidade crítica do mancal elíptico (○) entre 6.900 rpm e 7.300 rpm.

- A partir de 7.700 rpm, o mancal cilíndrico de maior folga radial n° 001 (□) apresenta as maiores amplitudes de vibrações.

- Em baixas velocidades, exceto o mancal de 4 lóbulos (---), todos os mancais apresentam baixas amplitudes de vibrações, enquanto o mancal cilíndrico n° 001 (□) situa-se em um nível um pouco acima dos demais.

- Em relação às velocidades críticas, observa-se que a 1ª velocidade crítica ocorre a 3.500 rpm, no mancal de 4 lóbulos (---), a 4.200 rpm, no mancal cilíndrico com menor folga (Δ), a 4.300 rpm, no mancal de 3 lóbulos (---), a 4.600 rpm no mancal *offset* (×), a 4.700 rpm no mancal cilíndrico com maior folga (□) e a 7.100 rpm no mancal elíptico (○).

- Alguns mancais apresentam inclusive 2ª velocidade crítica nesta condição de teste: 8.800 rpm, no mancal cilíndrico com maior folga (□), 9.400 rpm, no mancal *offset* (×), e 9.500 rpm, no mancal cilíndrico com menor folga (Δ). O sistema rotativo não atinge a segunda velocidade crítica quando suportado por mancais de três lóbulos (---), de quatro lóbulos (---) e mancais elípticos (○), na faixa de velocidades estudada.

3.3.3. Rotor com 1 disco desbalanceado

A Figura 3.38 apresenta a resposta síncrona ao desbalanceamento para a condição de carga média desbalanceada para todos os mancais.

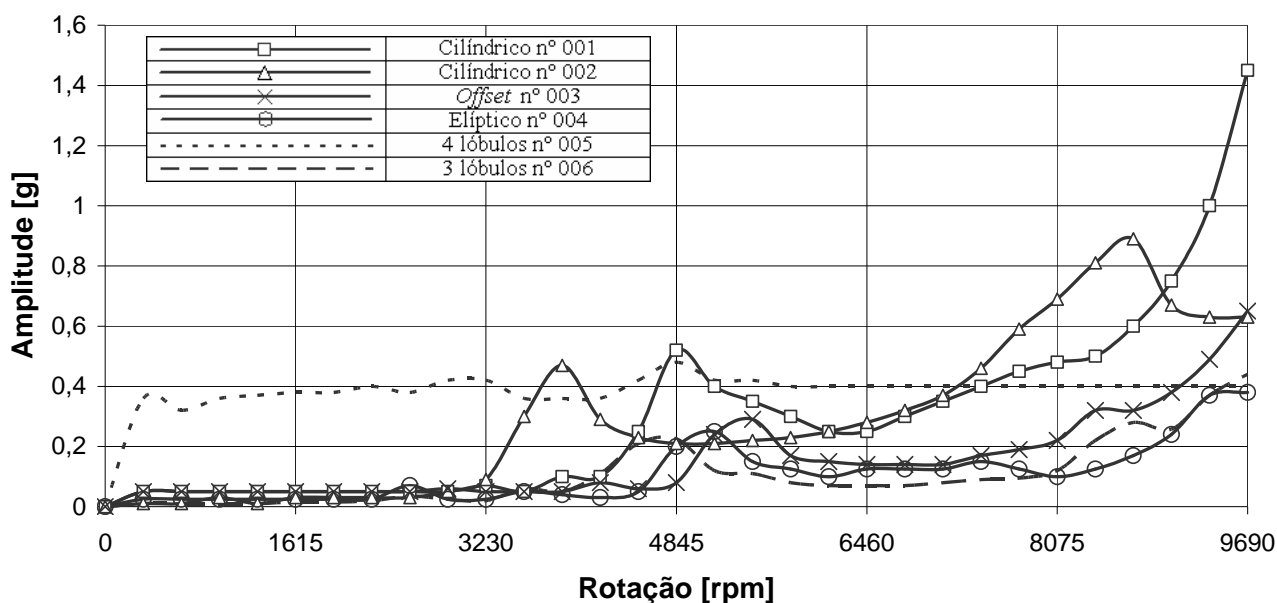


FIGURA 3.38 – Resposta Síncrona ao Desbalanceamento para condição de carga média desbalanceada.

As curvas de resposta síncrona ao desbalanceamento para a configuração de média carga com desbalanceamento apresentam os seguintes resultados:

- O mancal de 4 lóbulos (---) apresenta, de forma similar às demais condições, amplitudes de vibração síncrona praticamente constantes durante toda a aceleração do eixo e são as mais elevadas até 7.300 rpm, a não ser pelos picos de velocidade crítica dos dois tipos de mancais cilíndricos, entre 3.700 rpm e 4.100 rpm, e entre 4.800 rpm e 5.100 rpm.

- Entre 7.300 rpm e 8.900 rpm, o mancal cilíndrico de menor folga radial n° 002 (Δ) apresenta as maiores amplitudes de vibração síncrona.

- A partir de 8.900 rpm, o mancal cilíndrico de menor folga radial n° 001 (\square) apresenta as maiores amplitudes de vibração.

- Em baixas velocidades, exceto o mancal de 4 lóbulos (---), todos os mancais apresentam baixas amplitudes de vibração.

- Em relação às velocidades críticas, observa-se que a 1ª velocidade crítica ocorre a 3.100 rpm, no mancal de 4 lóbulos (---), a 3.800 rpm, no mancal cilíndrico com menor folga (Δ), a 4.900 rpm, no mancal cilíndrico com maior folga (\square) e no mancal de 3 lóbulos (---), a 5.200 rpm, no mancal elíptico (\circ), e a 5.500 rpm no mancal *offset* (\times).

- O mancal cilíndrico de menor folga (Δ) é o único a apresentar a 2ª velocidade crítica nesta condição de carregamento a 8.700 rpm.

3.3.4. Rotor com 2 discos balanceados

A Figura 3.39 apresenta a resposta síncrona ao desbalanceamento para condição de alta carga para todos os mancais.

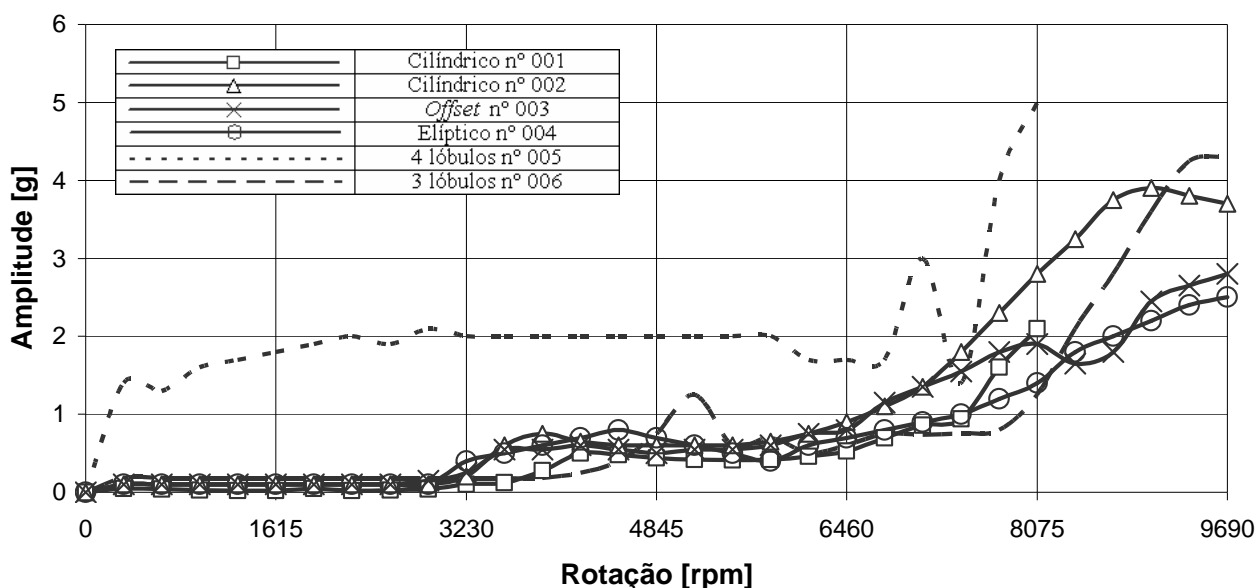


FIGURA 3.39 – Resposta Síncrona ao Desbalanceamento para condição de alta carga.

As curvas de resposta síncrona ao desbalanceamento para a condição de alta carga apresentam os seguintes resultados:

- Novamente, o mancal de 4 lóbulos (---) apresenta amplitudes de vibração síncrona praticamente constantes até 6.700 rpm e são as mais elevadas até 7.300 rpm e entre 7.500 rpm e 8.100 rpm.

- Nesta configuração de rotor com carga alta, os mancais cilíndricos de maior folga radial (\square) e os mancais de 4 lóbulos (---) apresentam máxima amplitude de vibração em 8.100 rpm.

- Entre 7.300 rpm e 7.500 rpm, e entre 8.100 rpm e 9.200 rpm, o mancal cilíndrico de menor folga radial n° 002 (Δ) apresenta as maiores amplitudes de vibração.

- A partir de 9.200 rpm, o mancal de 3 lóbulos (---) apresenta as maiores amplitudes de vibração.

- Em baixas velocidades, exceto para o mancal de 4 lóbulos (---), todos os mancais apresentam baixas amplitudes de vibrações.

- Em relação às velocidades críticas, observa-se que a 1ª velocidade crítica ocorre a 3.900 rpm, no mancal cilíndrico com menor folga (Δ), a 4.200 rpm, no mancal cilíndrico com maior folga (\square) e no mancal *offset* (\times), a 4.500 rpm, e no mancal elíptico (\circ), a 5.200 rpm no mancal de 3 lóbulos (---) e a 7.100 rpm no mancal de 4 lóbulos (---).

- O mancal *offset* (\times) e o mancal cilíndrico de menor folga (Δ) são os únicos a apresentarem a 2ª velocidade crítica a 8.100 rpm e 9.100 rpm, respectivamente.

3.3.5. Rotor com 2 discos desbalanceados

A Figura 3.40 apresenta a resposta síncrona ao desbalanceamento para condição de alta carga desbalanceada para todos os mancais.

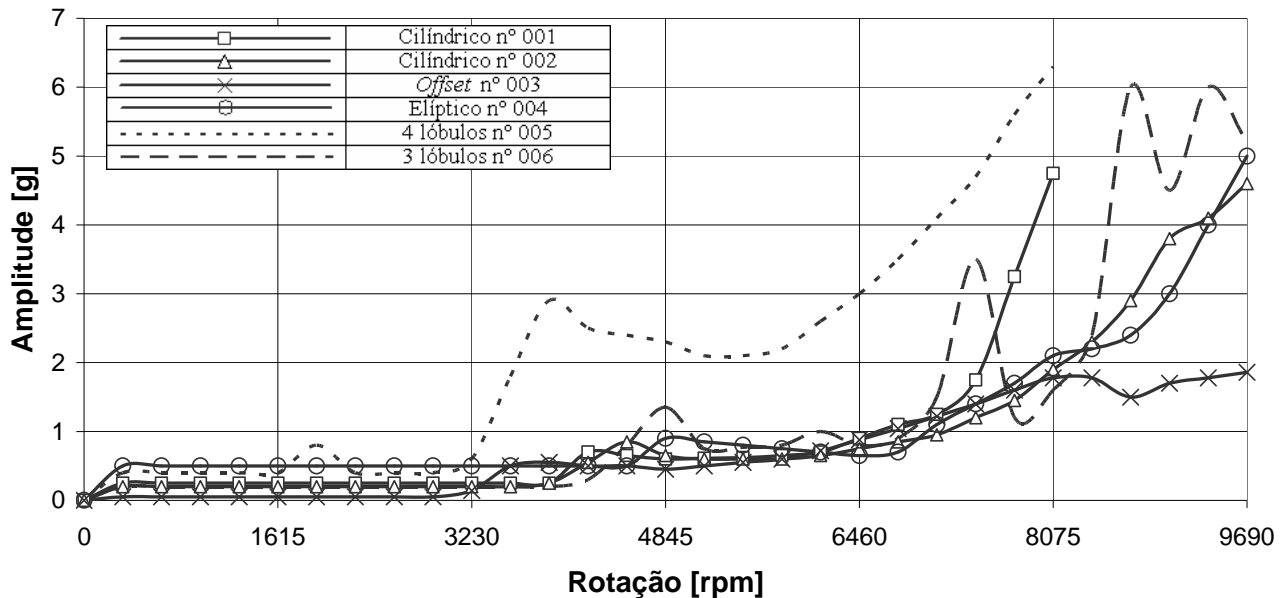


FIGURA 3.40 – Resposta Síncrona ao Desbalanceamento para condição de alta carga desbalanceada.

As curvas de resposta síncrona ao desbalanceamento para a configuração de alta carga com desbalanceamento apresentam os seguintes resultados:

- Pelas curvas de resposta desbalanceada, a condição de carga alta desbalanceada apresenta as maiores amplitudes de vibração até 3200 rpm para todos os tipos de mancais.

- Nesta configuração de rotor, como na configuração de 2 discos balanceados, os mancais cilíndricos de maior folga radial (□) e os mancais de 4 lóbulos (---) apresentam a máxima resposta desbalanceada a 8.100 rpm, tornando-se extremamente instáveis após esta velocidade.

- A partir de 3.200 rpm até 8.100 rpm, o mancal de 4 lóbulos (---) apresenta as maiores amplitudes de vibração.

- A partir de 8.400 rpm, o mancal de 3 lóbulos (---) apresenta as maiores amplitudes de vibração.

- Em relação às velocidades críticas, observa-se que a 1ª velocidade crítica ocorre a 3.900 rpm no mancal de 4 lóbulos (---) e no mancal *offset* (×), a 4.200 rpm, no mancal

cilíndrico com maior folga (\square), a 4.500 rpm, no cilíndrico com menor folga (Δ) e no mancal elíptico (\circ), a 4.800 rpm no elíptico (\odot) e a 4.900 rpm no de 3 lóbulos ($- - -$).

- O mancal 3 lóbulos ($- - -$) e o mancal *offset* (\times) apresentam 2ª velocidade crítica nesta configuração a 7.400 rpm e 8.300 rpm, respectivamente.

3.4 Órbitas do Rotor

A quarta e última parte desse capítulo apresenta os resultados obtidos por meio de medição da resposta vibratória efetuada utilizando sensores de proximidade. O diagrama de órbita mostra o movimento do centro do munhão em relação ao mancal, permitindo avaliar as condições de operação nas quais ocorre máxima amplitude do movimento orbital e o comportamento dos eixos da órbita. As órbitas do movimento de precessão do eixo do rotor geralmente são obtidas em velocidade constante, ou seja, em regime de operação estacionário.

A órbita pode apresentar diversos efeitos já citados, como o desbalanceamento, vibração de meia-freqüência, chicoteamento do filme de óleo, pré-carga (excessiva ou insuficiente) e atritos entre o eixo e o mancal.

As órbitas do movimento de precessão do eixo do sistema rotativo, em diferentes condições de carregamento, são obtidas por meio de sensores de proximidade, para os seis pares de mancais estudados nesse trabalho.

Todos os resultados são obtidos com o posicionamento dos sensores de deslocamento o mais próximo possível ao pedestal do mancal A1, obtendo as órbitas apenas nessa seção (ver Figura 2.5).

Primeiramente, são apresentados os diagramas das órbitas para dois casos de sistema rotativo com o intuito de mostrar a variação da órbita na passagem pelas velocidades críticas do conjunto. Esses dois casos são escolhidos por conveniência.

A Figura 3.41 mostra as órbitas obtidas para a configuração de rotor sem disco (carga baixa) apoiado em mancais elípticos. A medição das órbitas é efetuada em condição estacionária de rotação dos sistemas rotativos.

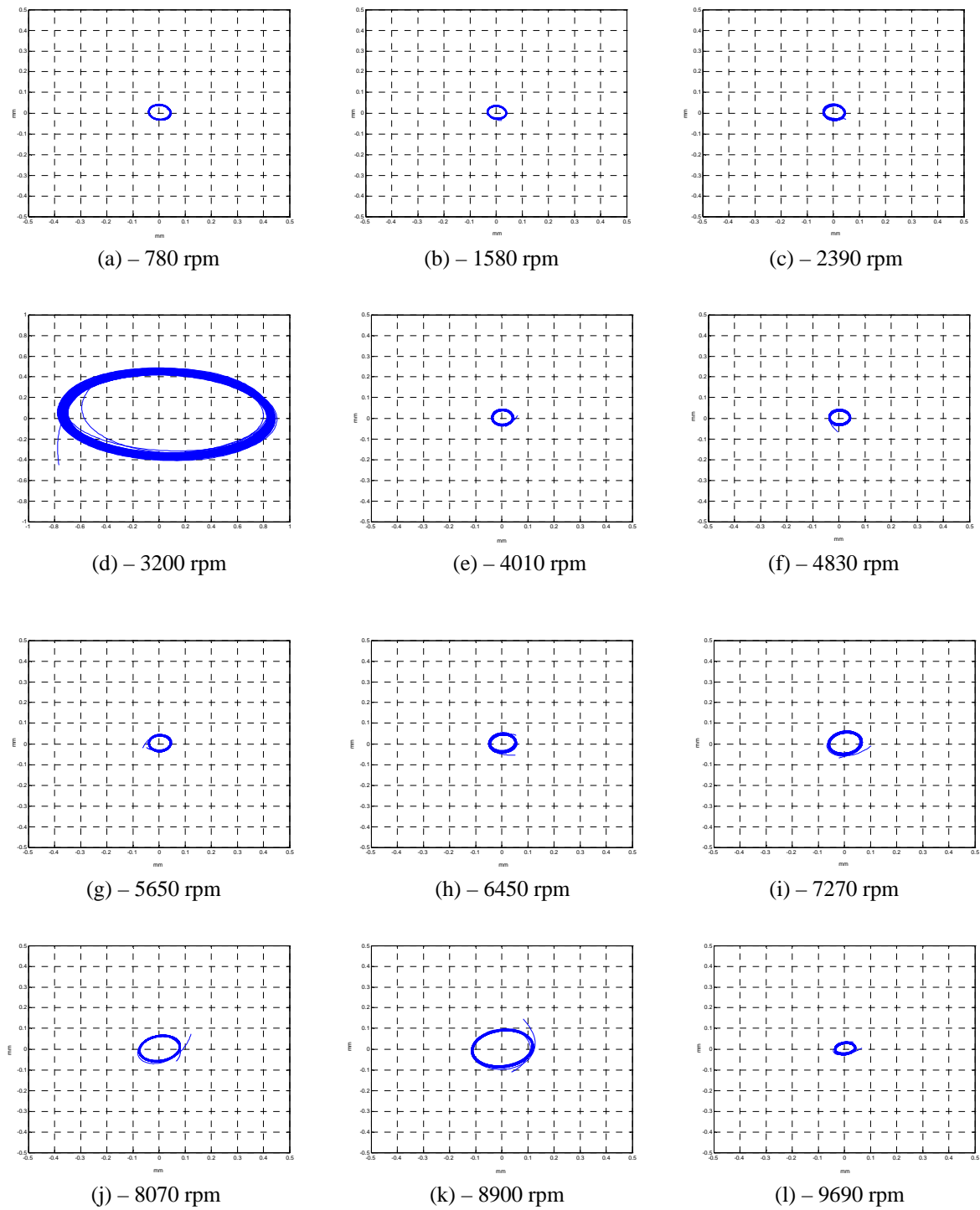


FIGURA 3.41 – Órbitas do rotor sem disco apoiado em mancais elípticos.

Pela Figura 3.41, observa-se o aumento da órbita até a velocidade de 3.200 rpm, quando se atinge a máxima amplitude de vibração orbital, possivelmente onde se atinge a 1ª velocidade crítica. Ao cruzar essa velocidade, a amplitude de vibração experimenta uma redução abrupta. A ocorrência da primeira velocidade crítica do rotor sem disco suportado em

mancais elípticos, mostrada na Figura 3.41, está de acordo com os resultados apresentados na curva da resposta síncrona ao desbalanceamento da Figura 3.36.

A Figura 3.42 apresenta as órbitas obtidas para a configuração de rotor com dois discos balanceados (carga alta) apoiado em mancais de 3 lóbulos.

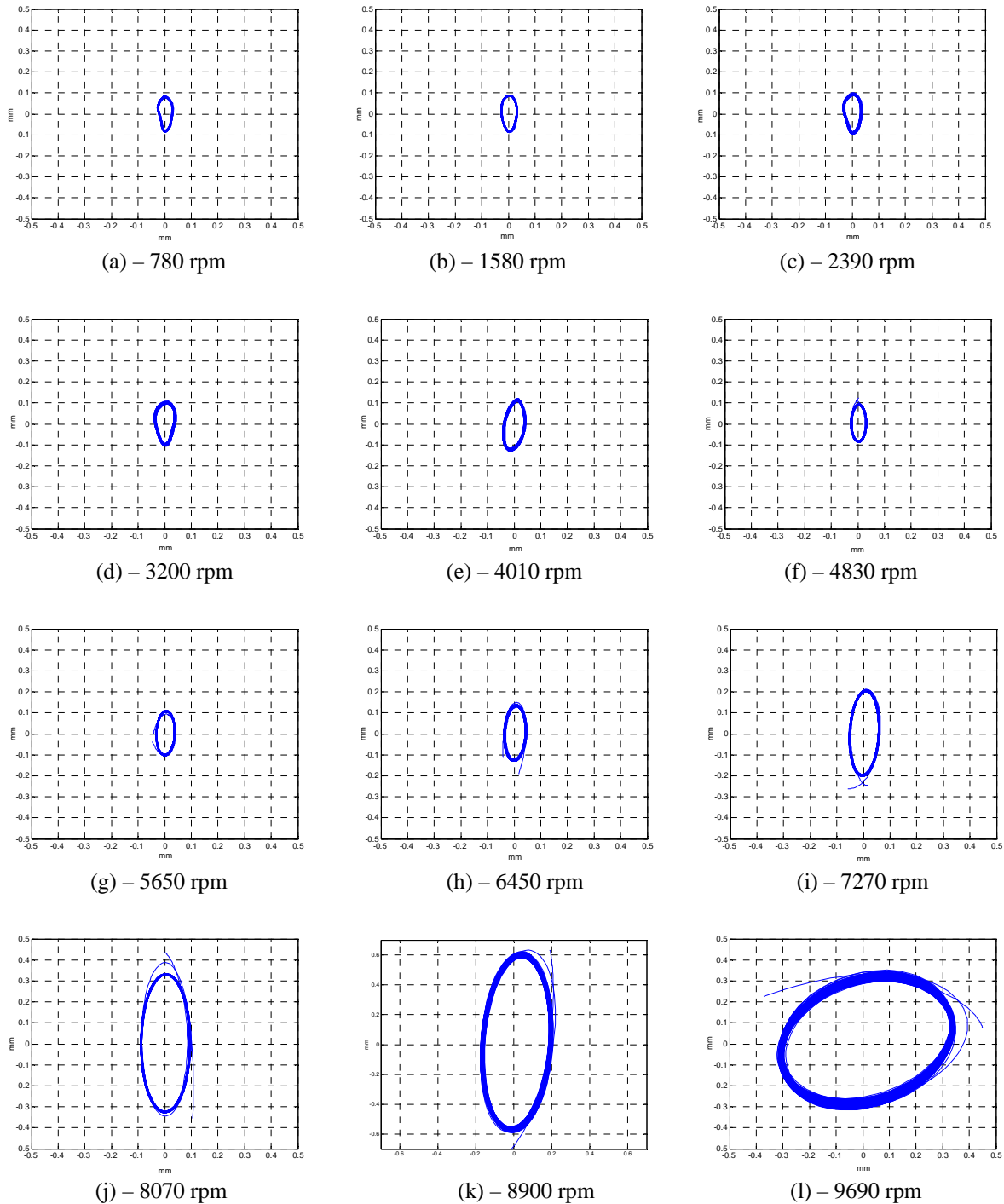


FIGURA 3.42 – Órbitas do rotor com 2 discos balanceados apoiado nos mancais de 3 lóbulos.

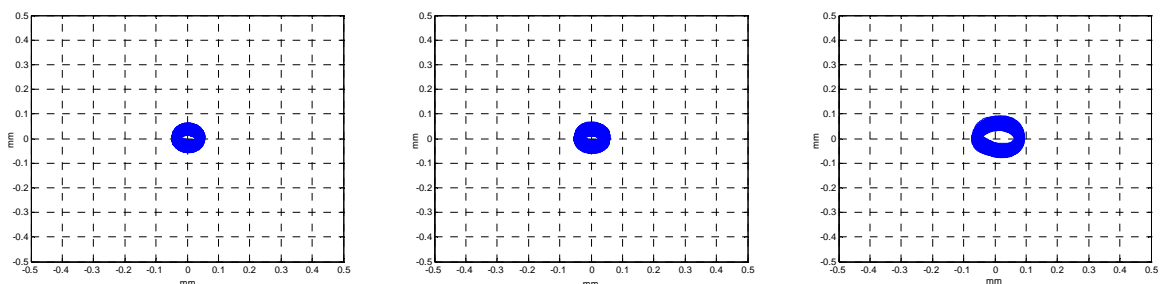
No caso mostrado na Figura 3.42, observa-se a presença de um pico na parte inferior da órbita em velocidades abaixo de 3.200 rpm. O aparecimento desse pico pode estar associado ao problema de roçamento do eixo (“shaft rub”), que desaparece em velocidades mais altas muito provavelmente por causa da elevação da força de reação dos mancais. Além disso, a amplitude da órbita aumenta significativamente até 8900 rpm, onde se observa uma mudança de fase, caracterizando possivelmente a passagem pela velocidade crítica. Na Figura 3.39, há um primeiro pico em torno de 5.200 rpm, no ponto intermediário entre a Figura 3.42 (f) e (g), não sendo indicado nas órbitas. Já a passagem pela velocidade crítica entre 8.900 rpm e 9.690 rpm é observado na Figura 3.46 através de um declínio da curva em torno de 9.400 rpm.

Allaire e Flack (1989) indicam que sempre há a mudança de fase durante a passagem pela velocidade crítica; porém, esta mudança ocorre sempre de forma extremamente rápida e algumas vezes a mudança de fase é de 180° , como na Figura 3.42. Entretanto, os autores observaram mudanças rápidas de fase em diversos casos de 360° , possivelmente o que ocorreu na Figura 3.41.

Nas configurações de rotores estudadas, as órbitas são obtidas em 3 velocidades: em 3.200 rpm (onde se observa a maioria das passagens da primeira velocidade crítica), em uma velocidade intermediária de 6.450 rpm e em 8.900 rpm (onde se observa a passagem da segunda velocidade crítica para a maioria dos sistemas rotativos ou onde ocorre o aparecimento de movimento subsíncrono de grande amplitude). Nos mancais cilíndricos com maior folga e de 4 lóbulos, não se atinge a máxima velocidade da bancada nas configurações de carga alta e carga desbalanceada alta devido à alta vibração apresentada pelo rotor, muito provavelmente causada por algum tipo de instabilidade do filme fluido.

3.4.1. Rotor sem disco

As Figuras 3.43 a 3.48 apresentam as órbitas do rotor para cada mancal, considerando as 3 velocidades de teste: 3.200 rpm, 6.450 rpm e 8.900 rpm.



(a) – 3200 rpm

(b) – 6450 rpm

(c) – 8900 rpm

FIGURA 3.43 – Órbitas do rotor com mancal cilíndrico n° 001 – carga baixa.

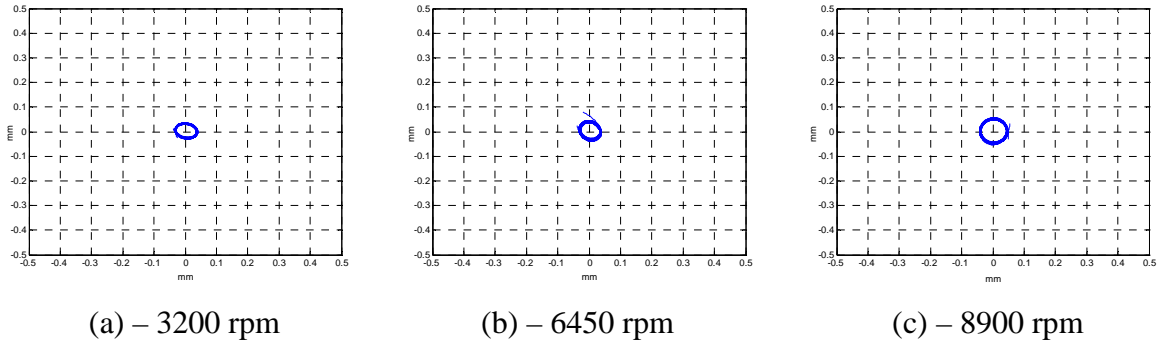


FIGURA 3.44 – Órbitas do rotor com mancal cilíndrico n° 002 – carga baixa.

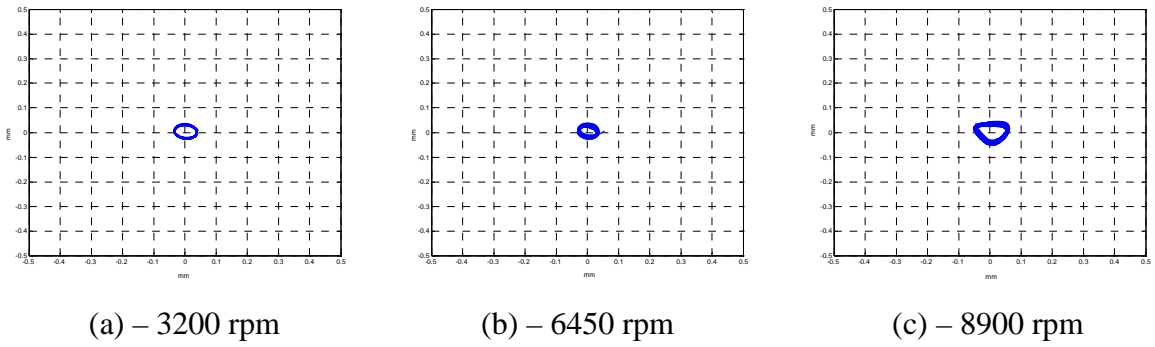


FIGURA 3.45 – Órbitas do rotor com mancal *offset* n° 003 – carga baixa.

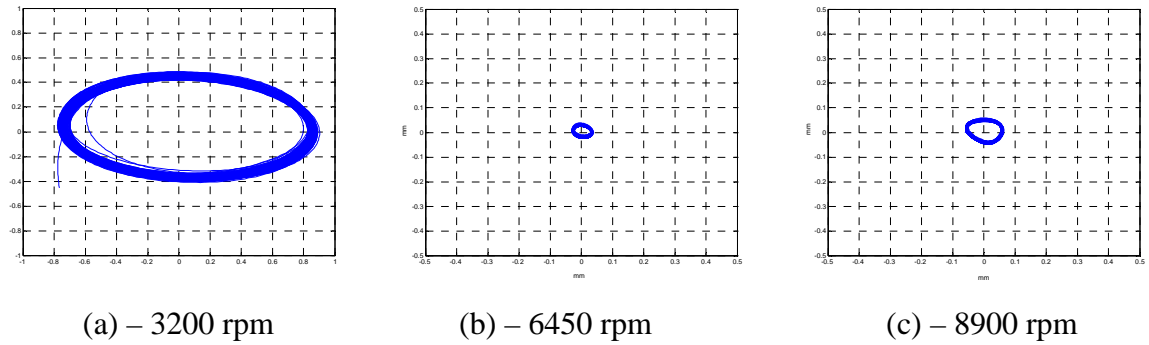


FIGURA 3.46 – Órbitas do rotor com mancal elíptico n° 004 – carga baixa.

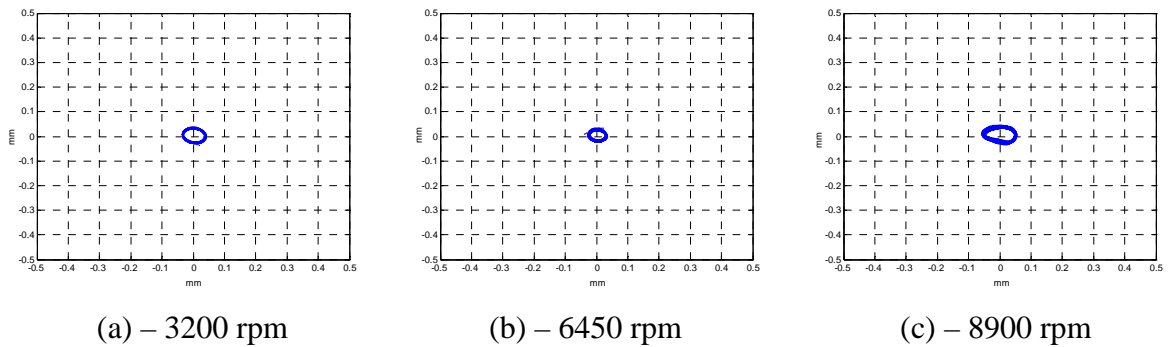


FIGURA 3.47 – Órbitas do rotor com mancal de 4 lóbulos n° 005 – carga baixa.

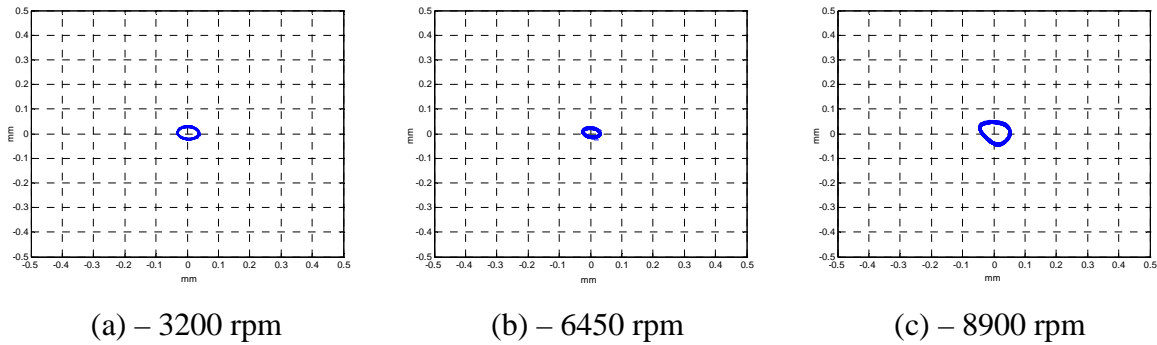


FIGURA 3.48 – Órbitas do rotor com mancal de 3 lóbulos n° 006 – carga baixa.

Para a configuração de carga baixa (rotor sem disco), as órbitas do sistema rotativo apoiado nos seis diferentes mancais estão mostradas nas Figuras 3.43 a 3.48. No caso de mancais cilíndricos com maior folga radial (mancal n° 001), pode-se observar que a órbita não atinge uma trajetória estacionária, como pode ser visto pela figura 3.43. O maior raio de vibração orbital em baixa velocidade é do mancal elíptico. Entretanto, isso é devido à passagem pela primeira velocidade crítica. Em condição de média e alta velocidades, o maior raio de vibração orbital ocorre com os mancais cilíndricos com maior folga radial. Em baixa velocidade, as órbitas de precessão do eixo suportado nos demais mancais apresentam raios com magnitude bastante similar. Em média velocidade, o mancal cilíndrico de baixa folga radial apresenta o segundo maior raio de vibração, enquanto os demais possuem raios de órbita similares. Em alta velocidade, o mancal cilíndrico de baixa folga radial apresenta órbita circular, enquanto os mancais elípticos, de 4 lóbulos e de 3 lóbulos apresentam órbitas elípticas. Já os mancais *offset* apresentam órbitas distorcidas, que possuem uma face achatada. Todos esses apresentam amplitudes similares.

3.4.2. Rotor com 1 disco balanceado

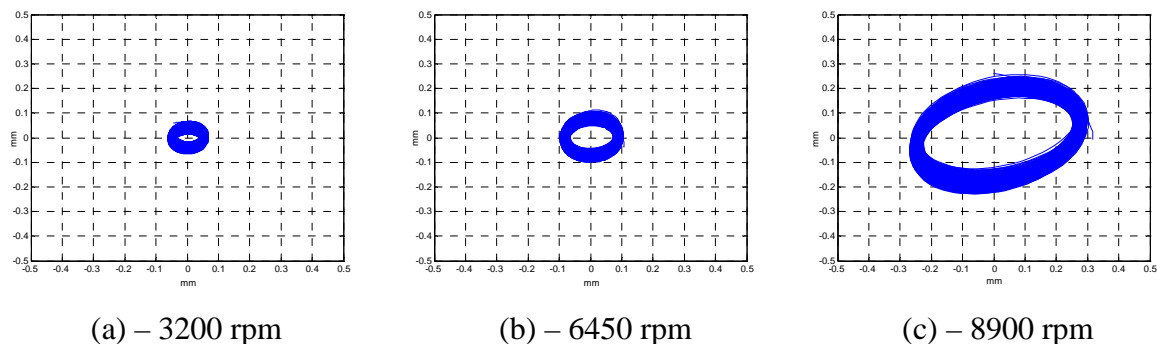


FIGURA 3.49 – Órbitas do rotor com mancal cilíndrico n° 001 – carga média.

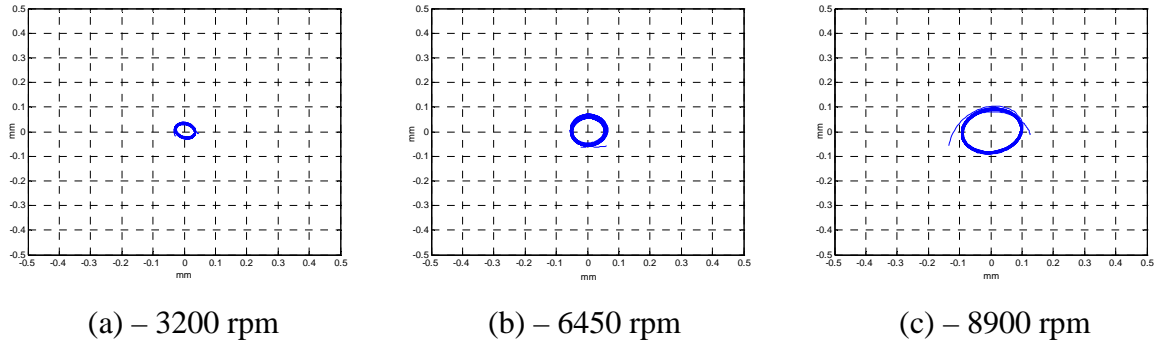


FIGURA 3.50 – Órbitas do rotor com mancal cilíndrico n° 002 – carga média.

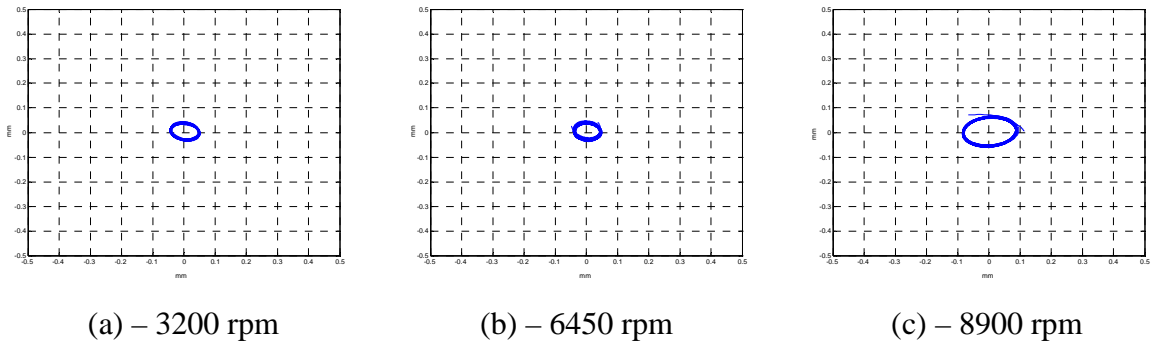


FIGURA 3.51 – Órbitas do rotor com mancal *offset* n° 003 – carga média.

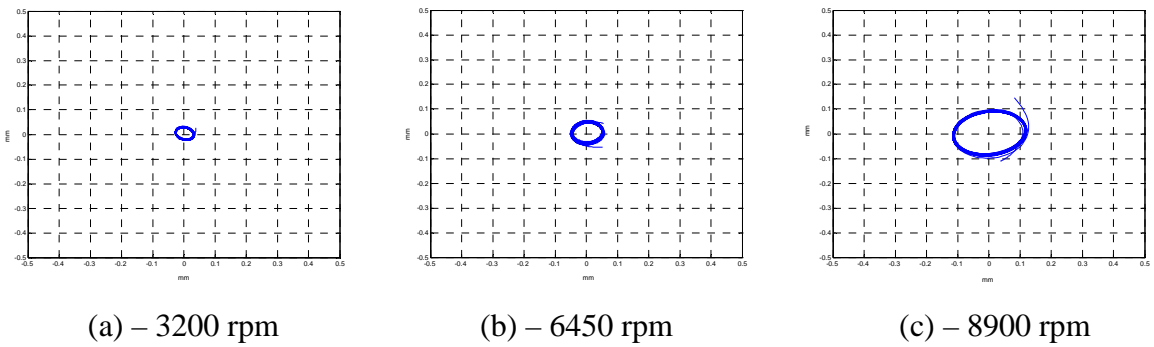


FIGURA 3.52 – Órbitas do rotor com mancal elíptico n° 004 – carga média.

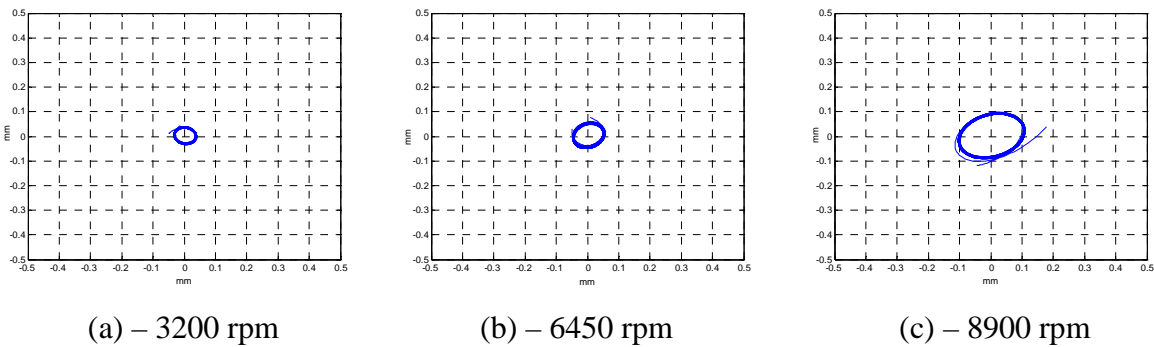


FIGURA 3.53 – Órbitas do rotor com mancal de 4 lóbulos n° 005 – carga média.

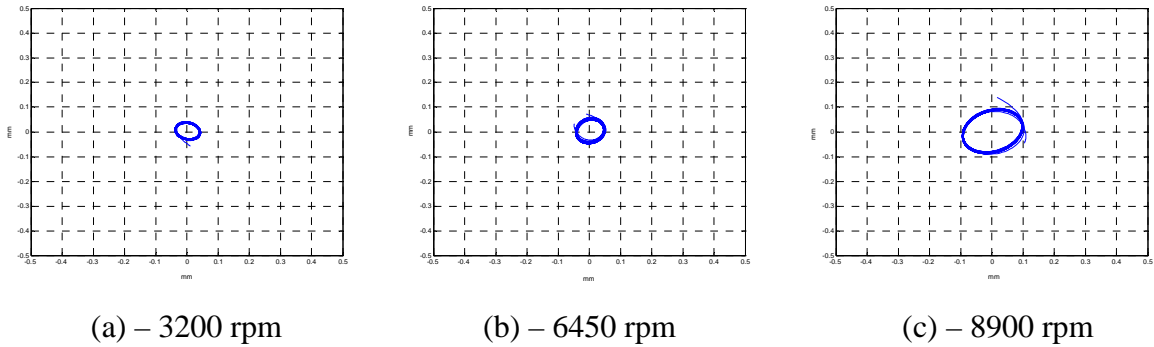


FIGURA 3.54 – Órbitas do rotor com mancal de 3 lóbulos n° 006 – carga média.

Para a configuração de carga média (rotor com um disco balanceado), as órbitas do sistema rotativo apoiado nos seis diferentes mancais estão mostradas nas Figuras 3.49 a 3.54. Os mancais cilíndricos com maior folga radial (mancal n° 001) desenvolvem uma órbita que não atinge uma trajetória estacionária, como pode ser visto pela figura 3.49. O maior raio de vibração orbital em baixa, média e alta velocidades ocorre com os mancais cilíndricos com maior folga radial. Em baixa velocidade, o mancal *offset* apresenta o segundo maior raio de vibração orbital, enquanto os outros quatro mancais produzem raios similares. Em média velocidade, o mancal cilíndrico de baixa folga radial apresenta o segundo maior raio de vibração, enquanto o mancal *offset* apresenta o menor raio e os mancais elípticos, de 4 lóbulos e de 3 lóbulos apresentam raios intermediários. Em alta velocidade, os mancais circulares de menor folga radial, elípticos, de 3 lóbulos e de 4 lóbulos apresentam raios de valores próximos, enquanto o mancal *offset* fornece o menor raio de vibração orbital.

3.4.3. Rotor com 1 disco desbalanceado

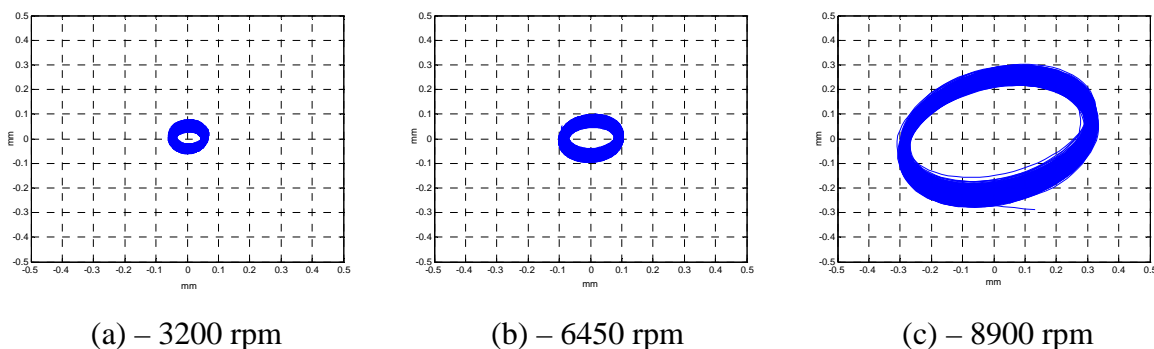


FIGURA 3.55 – Órbitas do rotor com mancal cilíndrico n° 001 – carga desbalanceada média.

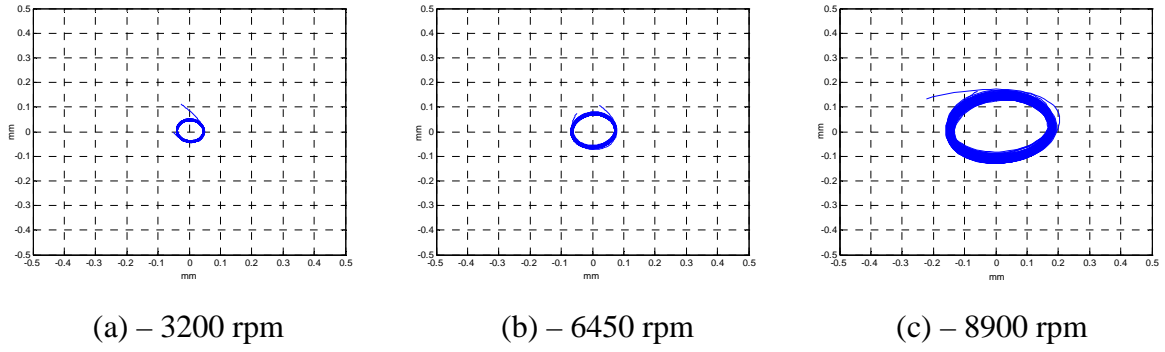


FIGURA 3.56 – Órbitas do rotor com mancal cilíndrico n° 002 – carga desbalanceada média.

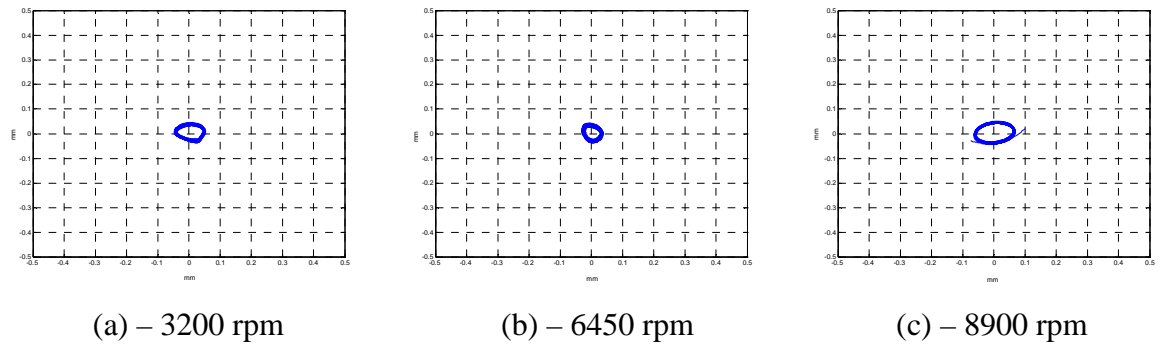


FIGURA 3.57 – Órbitas do rotor com mancal *offset* n° 003 – carga desbalanceada média.

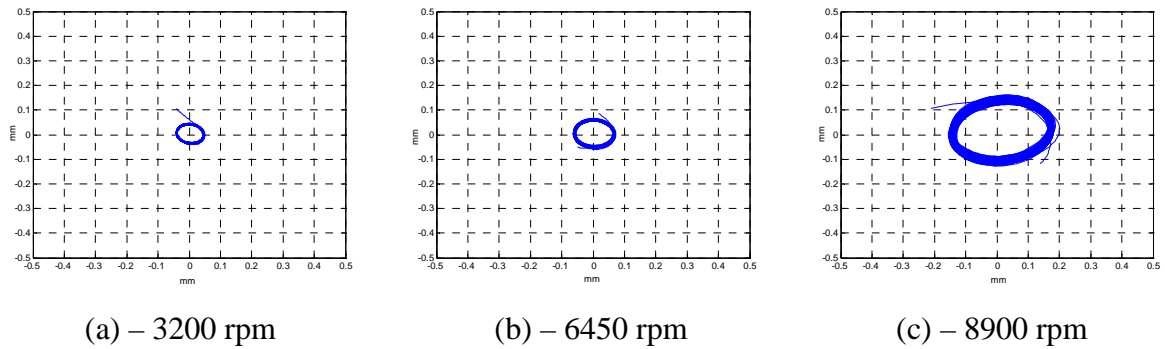


FIGURA 3.58 – Órbitas do rotor com mancal elíptico n° 004 – carga desbalanceada média.

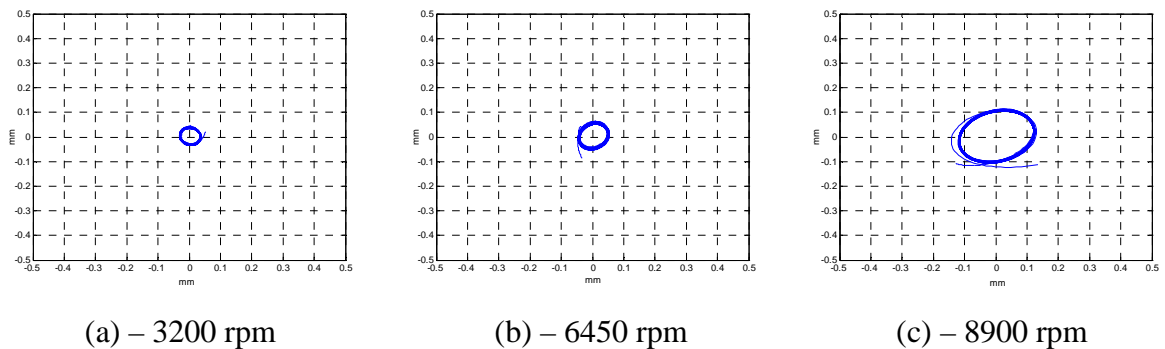


FIGURA 3.59 – Órbitas do rotor com mancal de 4 lóbulos n° 005 – carga desbalanceada média.

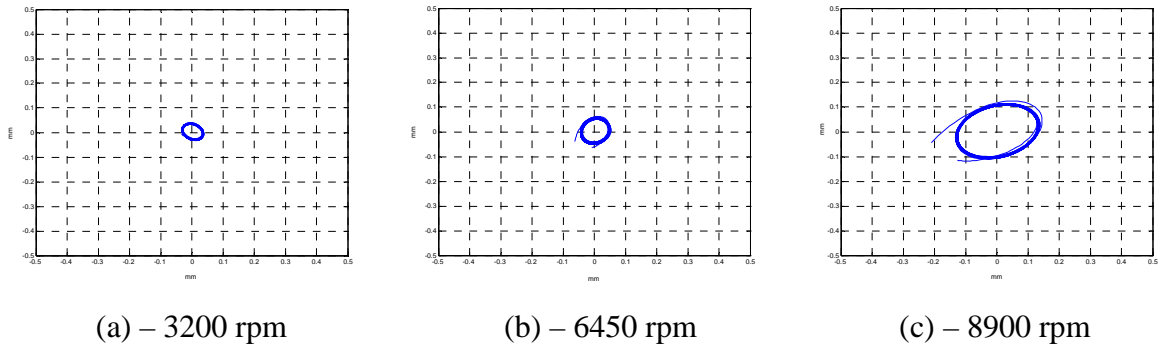


FIGURA 3.60 – Órbitas do rotor com mancal de 3 lóbulos n° 006 – carga desbalanceada média.

As Figuras 3.55 a 3.60 apresentam as órbitas medidas para a configuração de carga desbalanceada média (rotor com um disco desbalanceado) para os seis mancais analisados, em três diferentes velocidades. Pode-se observar que os resultados mostrados nas Figuras 3.55 a 3.60 diferem muito pouco dos resultados apresentados nas Figuras 3.49 a 3.54, indicando que as órbitas praticamente não variam com a adição de um pequeno desbalanceamento na configuração de eixo com um disco.

Os mancais cilíndricos com maior folga radial (mancal n° 001) desenvolvem uma órbita que não atinge uma trajetória estacionária, como pode ser visto pela figura 3.55, em nenhuma das 3 velocidades. Os mancais cilíndricos com menor folga radial (mancal n° 002) e o mancal elíptico também não atingem uma trajetória estacionária a 8.900 rpm.

3.4.4. Rotor com 2 discos balanceados

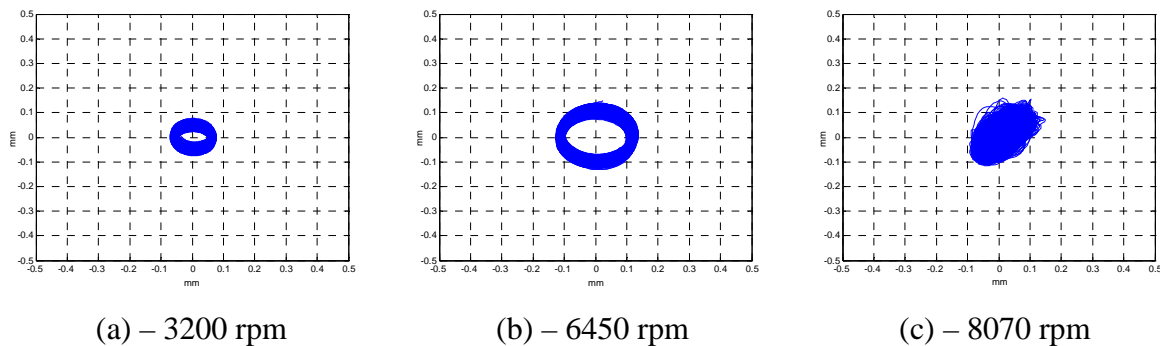


FIGURA 3.61 – Órbitas do rotor com mancal cilíndrico n° 001 – carga alta.

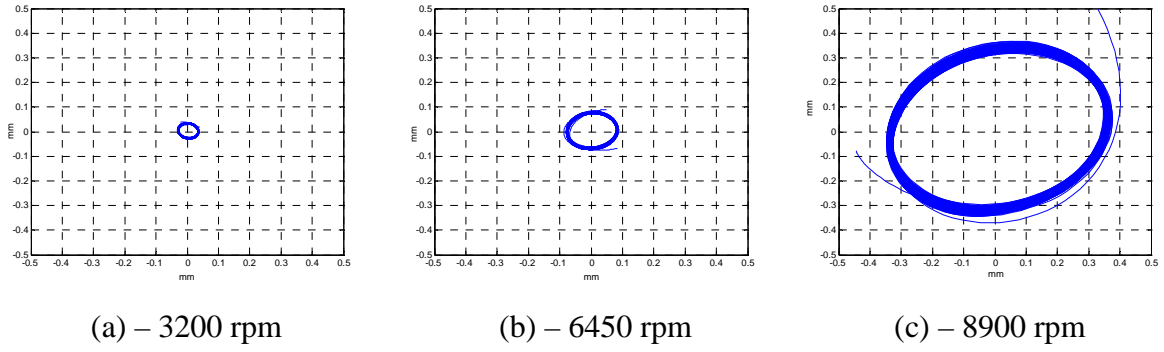


FIGURA 3.62 – Órbitas do rotor com mancal cilíndrico n° 002 – carga alta.

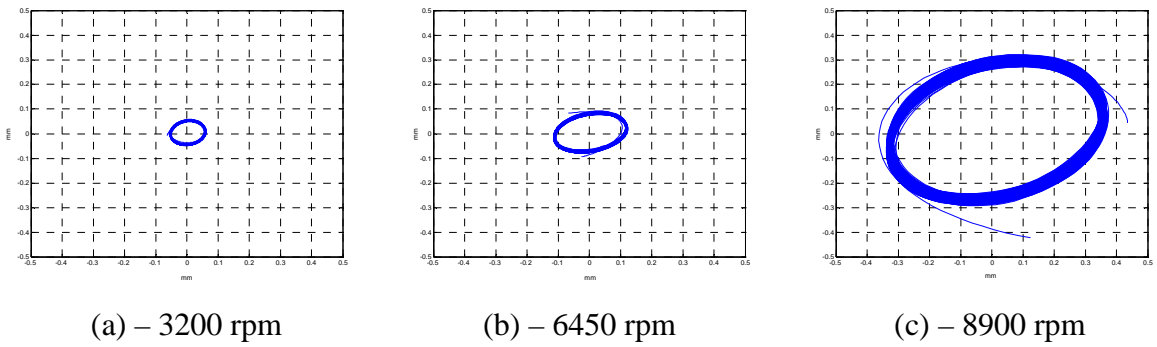


FIGURA 3.63 – Órbitas do rotor com mancal *offset* n° 003 – carga alta.

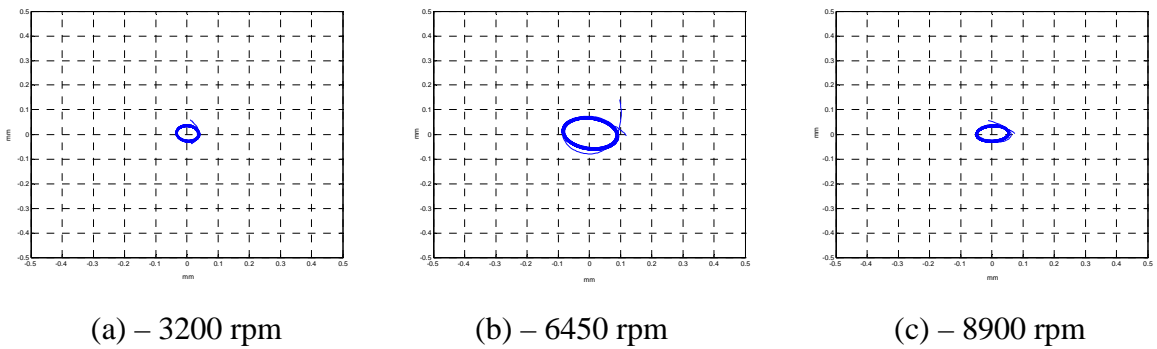


FIGURA 3.64 – Órbitas do rotor com mancal elíptico n° 004 – carga alta.

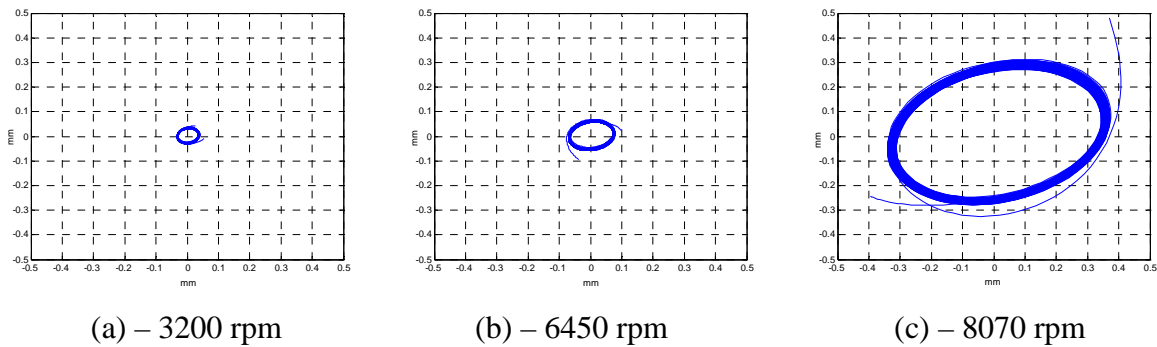


FIGURA 3.65 – Órbitas do rotor com mancal de 4 lóbulos n° 005 – carga alta.

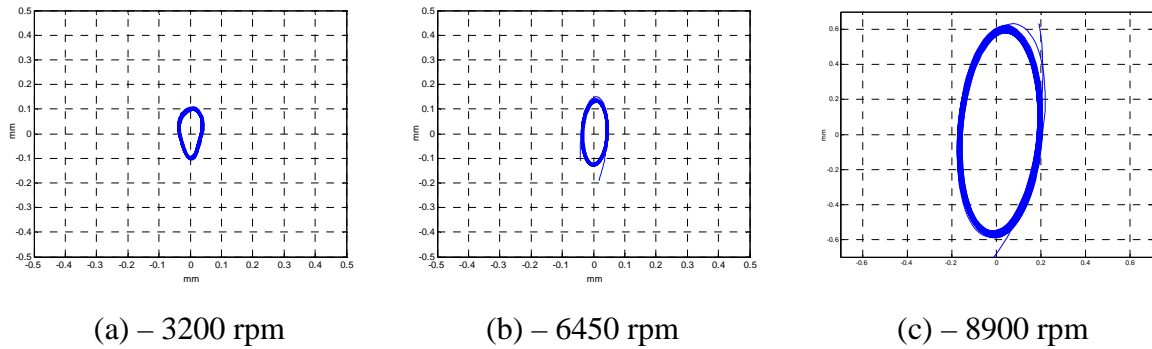


FIGURA 3.66 – Órbitas do rotor com mancal de 3 lóbulos n° 006 – carga alta.

As Figuras 3.61 a 3.66 mostram as órbitas para os seis mancais analisados obtidos com a configuração de carga alta (eixo com dois discos balanceados). A Figura 3.61 mostra que as órbitas do rotor apoiado em mancais cilíndricos com grande folga não atingem trajetórias estacionárias. Além disso, em altas velocidades, as órbitas indicam grande potencial para movimentos orbitais instáveis, e uma mudança de fase de aproximadamente 45° , como mostrado na Figura 3.61 (c). Para mancais de 3 lóbulos, as órbitas obtidas encontram-se defasadas de aproximadamente 90° das órbitas dos outros mancais. As Figuras 3.61 (c) e 3.65 (c) apresentam as órbitas obtidas para a máxima velocidade de 8.070 rpm do rotor apoiado nos mancais cilíndricos n° 001.

Na configuração em baixa e média velocidades, o mancal cilíndrico de maior folga apresenta o maior raio de vibração orbital. Em baixa velocidade, o mancal de 3 lóbulos apresenta o segundo maior raio, seguido pelo mancal *offset*, enquanto os mancais cilíndricos de menor folga, elíptico e de 4 lóbulos apresentam os menores raios. À média velocidade, os raios dos demais mancais não possuem diferença significativa. Os mancais cilíndricos de menor folga, *offset*, de 3 lóbulos e de 4 lóbulos apresentam órbitas estáveis, mas de grande raio em altas velocidades, enquanto o mancal *offset* é o único a apresentar órbita de pequeno raio.

3.4.5. Rotor com 2 discos desbalanceados

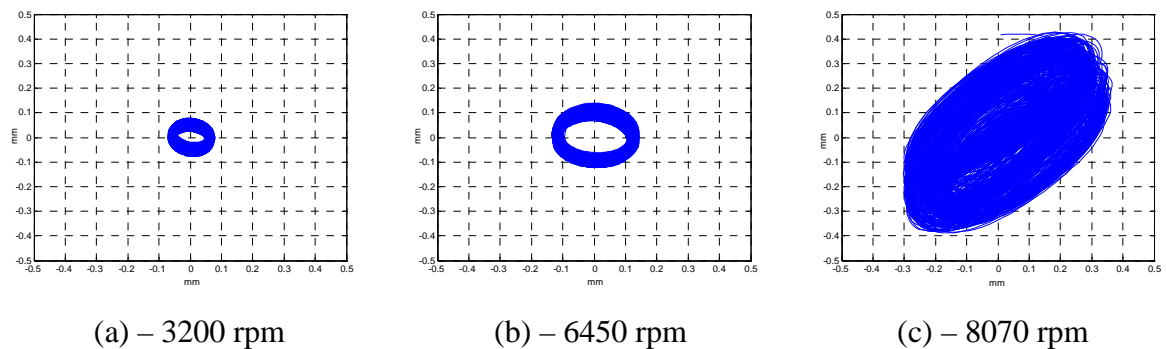


FIGURA 3.67 – Órbitas do rotor com mancal cilíndrico n° 001 – carga desbalanceada alta.

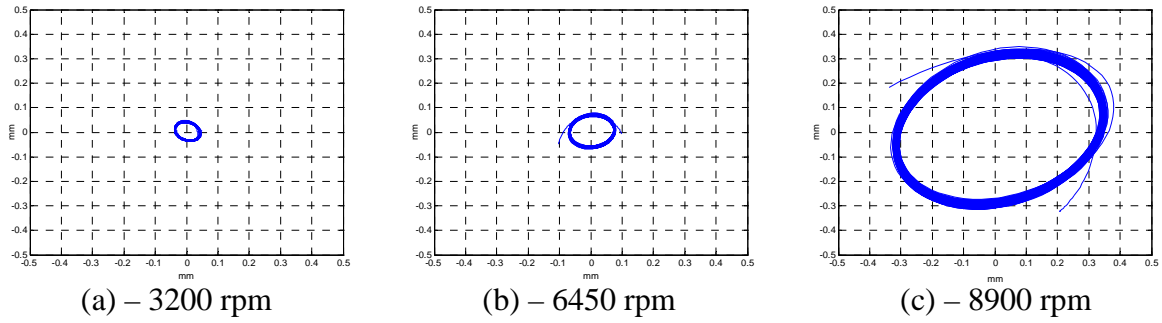


FIGURA 3.68 – Órbitas do rotor com mancal cilíndrico n° 002 – carga desbalanceada alta.

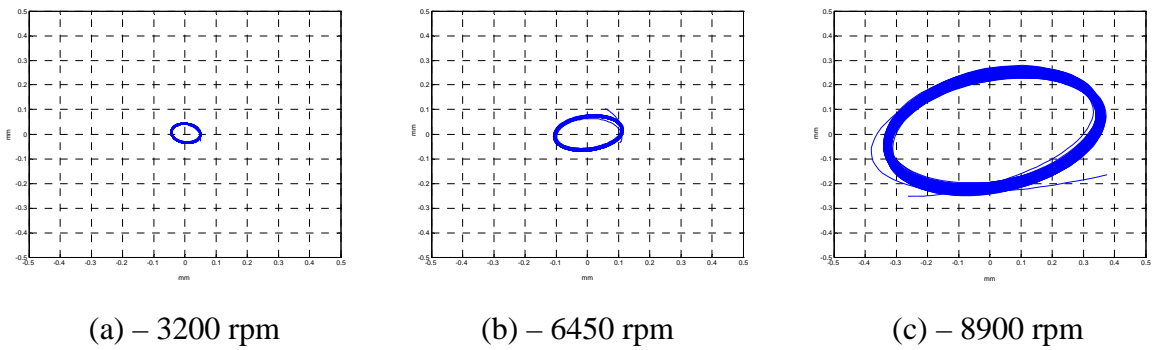


FIGURA 3.69 – Órbitas do rotor com mancal *offset* n° 003 – carga desbalanceada alta.

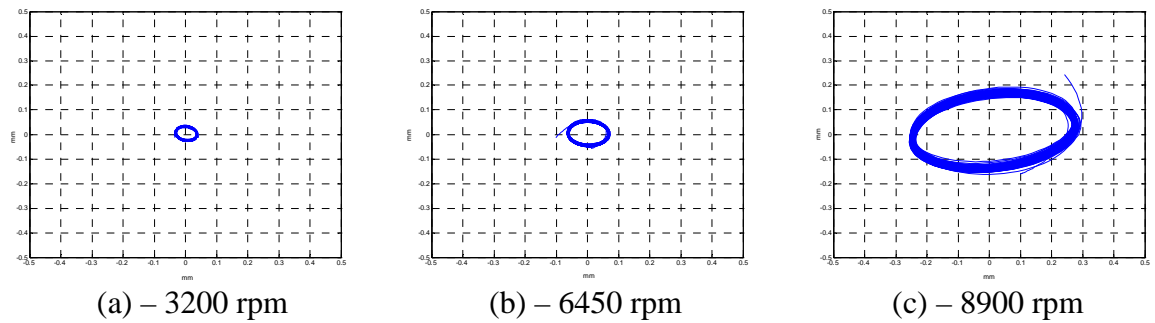


FIGURA 3.70 – Órbitas do rotor com mancal elíptico n° 004 – carga desbalanceada alta.

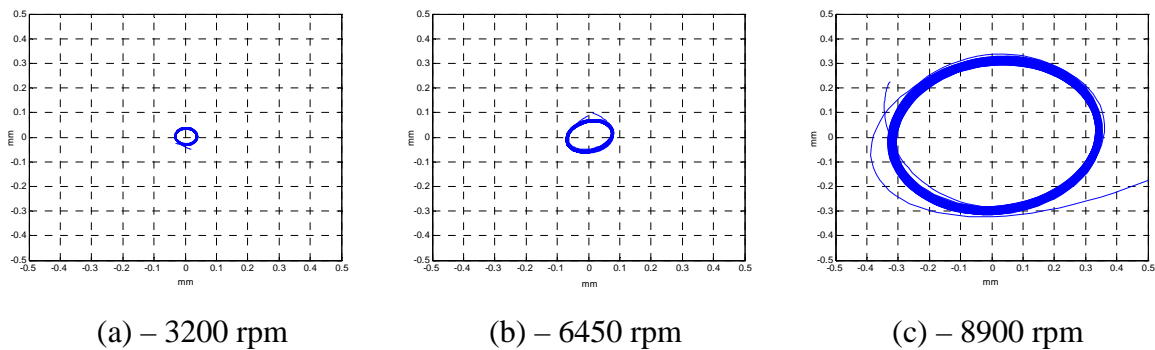


FIGURA 3.71 – Órbitas do rotor com mancal de 4 lóbulos n° 005 – carga desbalanceada alta.

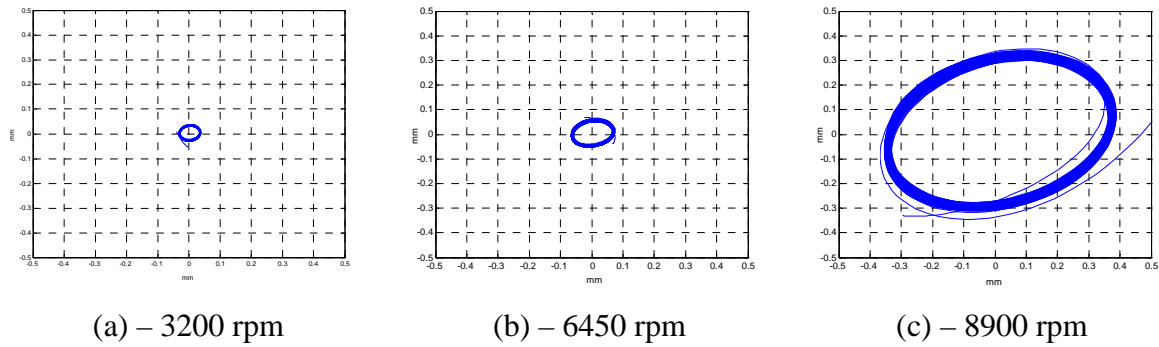


FIGURA 3.72 – Órbitas do rotor com mancal de 3 lóbulos n° 006 – carga desbalanceada alta.

As Figuras 3.67 a 3.72 mostram as órbitas para os seis mancais analisados obtidos com a configuração de carga desbalanceada alta (eixo com dois discos desbalanceados). A Figura 3.67 mostra que as órbitas do rotor apoiado em mancais cilíndricos com grande folga não atingem trajetórias estacionárias. Em altas velocidades (Figura 3.67 (c)), as órbitas indicam potencial superior para movimentos orbitais instáveis do que na configuração de carga alta (ver Figura 3.61 (c)), e uma mudança de fase de aproximadamente 45° . As Figuras 3.67 (c) e 3.71 (c) apresentam as órbitas obtidas para a máxima velocidade possível do rotor de 8.070 rpm.

Na configuração em baixa e média velocidades, o mancal cilíndrico de maior folga apresenta o maior raio de vibração orbital. Os outros cinco mancais apresentam raios similares em baixa e média velocidades. Em alta velocidade, o mancal *offset* apresenta o menor raio.

3.5. Análise da Resposta Síncrona ao Desbalanceamento

Nesse item, são compilados todos os resultados obtidos por meio dos testes de vibração em aceleração realizados com os seis mancais estudados. Para facilitar a análise dos resultados, a faixa de velocidades dos testes é dividida em três grupos de acordo com a frequência indicada no inversor: 1. Velocidades até 3.200 rpm (frequência da rede elétrica de 0 a 20 Hz) constituem o grupo de baixa velocidade; 2. Velocidades entre 3.200 rpm a 6.450 rpm (frequência da rede elétrica de 20 a 40 Hz) constituem o grupo de média velocidade; e 3. Velocidades acima de 6.450 rpm (frequência da rede elétrica de 40 a 60 Hz) constituem o grupo de alta velocidade.

A classificação dos mancais analisados é baseada, principalmente, na capacidade de atenuar a resposta síncrona ao desbalanceamento das diferentes configurações de rotores utilizados nos testes. Isso se deve ao fato que a grande maioria dos problemas associados a máquinas rotativas advir do desbalanceamento de massa do rotor.

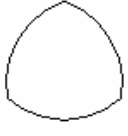
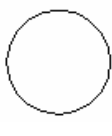
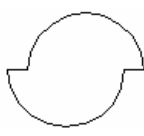
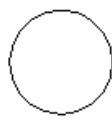
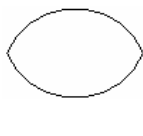
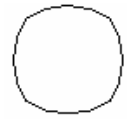
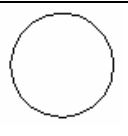
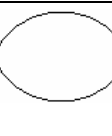
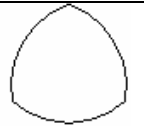
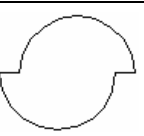
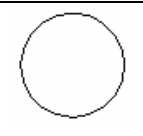
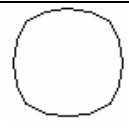
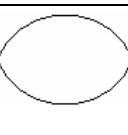

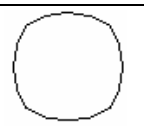
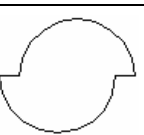
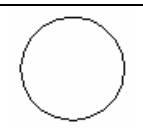
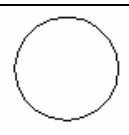
A partir dos testes de vibração desenvolvidos nesse trabalho, a eficiência dos mancais estudados em atenuar a resposta desbalanceada de rotores é avaliada pela amplitude de vibração síncrona medida nos testes em aceleração. Apresenta-se, a seguir, a classificação de desempenho dos mancais para as cinco configurações de rotores (cinco condições de carregamento dinâmico) analisadas.

O critério de classificação do desempenho dos mancais se baseia, principalmente, nos resultados obtidos durante os testes de aceleração. Os testes de vibração em velocidade constante foram utilizados para avaliar as vibrações subsíncronas e verificar se há diferenças expressivas nas amplitudes de vibração síncrona durante a aceleração dos mancais.

3.5.1. Rotor sem disco

A Tabela 3.16 mostra a classificação de desempenho dos mancais baseando-se na capacidade de atenuar a resposta síncrona ao desbalanceamento para a configuração de carga baixa (rotor sem disco). Essa classificação apresenta desde o melhor mancal (em 1º lugar) até o pior mancal (6º lugar) em função de cada faixa de velocidades, e a ordem por desempenho geral para essa condição de carregamento dinâmico.

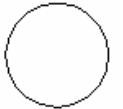
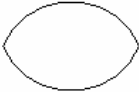


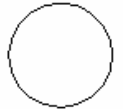
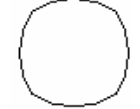
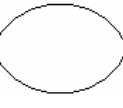
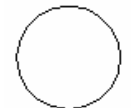


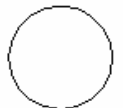
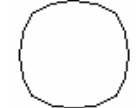

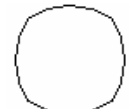

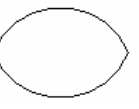
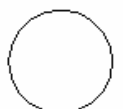
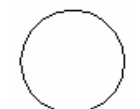
TABELA 3.16 – Classificação dos mancais na configuração do rotor sem disco.

| | 1º | 2º | 3º | 4º | 5º | 6º |
|---|---|---|--|---|---|---|
| Baixa velocidade (até 3.200 rpm) |  3 Lóbulos nº 006 |  Cilíndrico nº 002 |  <i>Offset</i> nº 003 |  Cilíndrico nº 001 |  Elíptico nº 004 |  4 Lóbulos nº 005 |
| Média velocidade (entre 3.200 e 6.450 rpm) |  Cilíndrico nº 001 |  Elíptico nº 004 |  3 Lóbulos nº 006 |  <i>Offset</i> nº 003 |  Cilíndrico nº 002 |  4 Lóbulos nº 005 |
| Alta velocidade (acima de 6.450 rpm) |  Elíptico nº 004 |  3 Lóbulos nº 006 |  4 Lóbulos nº 005 |  <i>Offset</i> nº 003 |  Cilíndrico nº 002 |  Cilíndrico nº 001 |

3.5.2. Rotor com 1 disco balanceado

A Tabela 3.17 apresenta um sumário das classificações de desempenho dos seis mancais, baseando-se na capacidade de atenuar a resposta síncrona ao desbalanceamento, para a configuração de rotor de carga média.

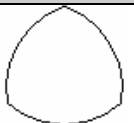
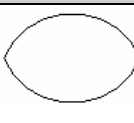

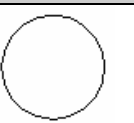
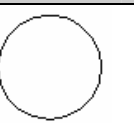
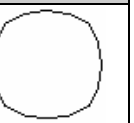
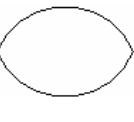


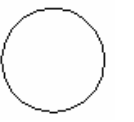
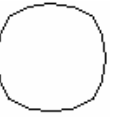
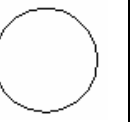
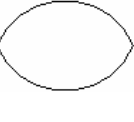

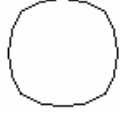
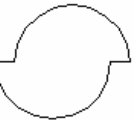
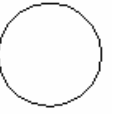
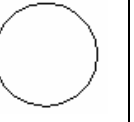
TABELA 3.17 – Classificação dos mancais na configuração do rotor com 1 disco balanceado.

| | 1° | 2° | 3° | 4° | 5° | 6° |
|---|--|--|--|---|---|---|
| Baixa velocidade (até 3.200 rpm) |  Cilíndrico n° 002 |  Elíptico n° 004 |  <i>Offset</i> n° 003 |  3 Lóbulos n° 006 |  Cilíndrico n° 001 |  4 Lóbulos n° 005 |
| Média velocidade (entre 3.200 e 6.450 rpm) |  Elíptico n° 004 |  Cilíndrico n° 001 |  3 Lóbulos n° 006 |  <i>Offset</i> n° 003 |  Cilíndrico n° 002 |  4 Lóbulos n° 005 |
| Alta velocidade (acima de 6.450 rpm) |  3 Lóbulos n° 006 |  4 Lóbulos n° 005 |  <i>Offset</i> n° 003 |  Elíptico n° 004 |  Cilíndrico n° 002 |  Cilíndrico n° 001 |

3.5.3. Rotor com 1 disco desbalanceado

A Tabela 3.18 apresenta um sumário das classificações de desempenho dos seis mancais, baseando-se na capacidade de atenuar a resposta síncrona ao desbalanceamento, para a configuração de rotor de carga desbalanceada média.

TABELA 3.18 – Classificação dos mancais na configuração do rotor com 1 disco desbalanceado.

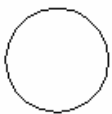


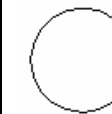
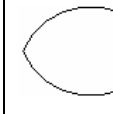
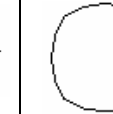
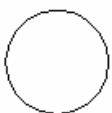

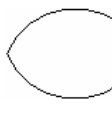

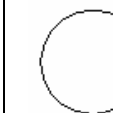
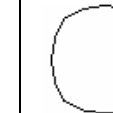
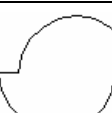
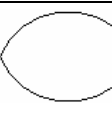

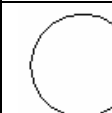


| | 1° | 2° | 3° | 4° | 5° | 6° |
|---|--|--|--|--|---|---|
| Baixa velocidade (até 3.200 rpm) |  3 Lóbulos n° 006 |  Elíptico n° 004 |  <i>Offset</i> n° 003 |  Cilíndrico n° 001 |  Cilíndrico n° 002 |  4 Lóbulos n° 005 |
| Média velocidade (entre 3.200 e 6.450 rpm) |  Elíptico n° 004 |  3 Lóbulos n° 006 |  <i>Offset</i> n° 003 |  Cilíndrico n° 002 |  4 Lóbulos n° 005 |  Cilíndrico n° 001 |
| Alta velocidade (acima de 6.450 rpm) |  Elíptico n° 004 |  3 Lóbulos n° 006 |  4 Lóbulos n° 005 |  <i>Offset</i> n° 003 |  Cilíndrico n° 002 |  Cilíndrico n° 001 |

3.5.4. Rotor com 2 discos balanceados

A Tabela 3.19 apresenta um sumário das classificações de desempenho dos seis mancais, baseando-se na capacidade de atenuar a resposta síncrona ao desbalanceamento, para a configuração de rotor de carga alta.

Ressalta-se que a resposta vibratória para os mancais n° 001 (mancal cilíndrico com maior folga radial) e n° 005 (mancal de 4 lóbulos) é medida até a velocidade de 8.070 rpm. Acima desse limite, os rotores apresentam níveis elevados de vibração.

TABELA 3.19 – Classificação dos mancais na configuração do rotor com 2 discos balanceados.

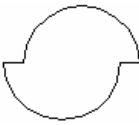
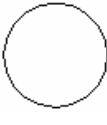
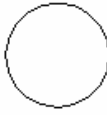



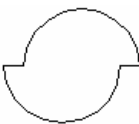
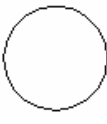
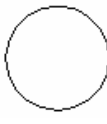




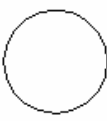
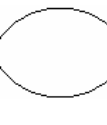

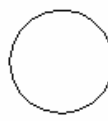

| | 1° | 2° | 3° | 4° | 5° | 6° |
|---|--|--|--|--|---|--|
| Baixa velocidade (até 3.200 rpm) |  Cilíndrico n° 001 |  3 Lóbulos n° 006 |  <i>Offset</i> n° 003 |  Cilíndrico n° 002 |  Elíptico n° 004 |  4 Lóbulos n° 005 |
| Média velocidade (entre 3.200 e 6.450 rpm) |  Cilíndrico n° 001 |  <i>Offset</i> n° 003 |  Elíptico n° 004 |  3 Lóbulos n° 006 |  Cilíndrico n° 002 |  4 Lóbulos n° 005 |
| Alta velocidade (acima de 6.450 rpm) |  <i>Offset</i> n° 003 |  Elíptico n° 004 |  3 Lóbulos n° 006 |  Cilíndrico n° 002 |  Cilíndrico n° 001 |  4 Lóbulos n° 005 |

3.5.5. Rotor com 2 discos desbalanceados

A Tabela 3.20 apresenta um sumário das classificações de desempenho dos seis mancais, baseando-se na capacidade de atenuar a resposta síncrona ao desbalanceamento, para a configuração de rotor de carga desbalanceada alta.

Como ocorrido na configuração de carga alta, a resposta vibratória para os mancais n° 001 (mancal cilíndrico com maior folga radial) e n° 005 (mancal de 4 lóbulos) é medida até a velocidade de 8.070 rpm. Acima desse limite, os rotores apresentam níveis elevados de vibração.

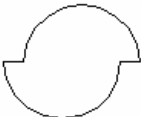

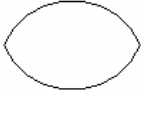
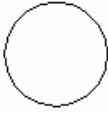
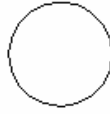
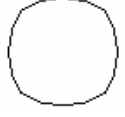
TABELA 3.20 – Classificação dos mancais na configuração do rotor com 2 discos desbalanceados.

| | 1° | 2° | 3° | 4° | 5° | 6° |
|---|--|---|---|--|---|--|
| Baixa velocidade (até 3.200 rpm) |  <i>Offset</i> n° 003 |  Cilíndrico n° 001 |  Cilíndrico n° 002 |  4 Lóbulos n° 005 |  3 Lóbulos n° 006 |  Elíptico n° 004 |
| Média velocidade (entre 3.200 e 6.450 rpm) |  <i>Offset</i> n° 003 |  Cilíndrico n° 001 |  Cilíndrico n° 002 |  Elíptico n° 004 |  3 Lóbulos n° 006 |  4 Lóbulos n° 005 |
| Alta velocidade (acima de 6.450 rpm) |  <i>Offset</i> n° 003 |  Cilíndrico n° 002 |  Elíptico n° 004 |  3 Lóbulos n° 006 |  Cilíndrico n° 001 |  4 Lóbulos n° 005 |

3.5.6. Classificação de desempenho dos mancais analisados

A Tabela 3.21 apresenta o sumário da classificação final de desempenho para máquinas rotativas operando em altas velocidades dos seis mancais, baseando-se nos resultados sumarizados nas Tabelas 3.20 a 3.24. O desenvolvimento de mancais hidrodinâmicos vem sendo motivado pela necessidade de se projetar máquinas rotativas em altas velocidades, operando em condições supercríticas. Portanto, a classificação de desempenho de mancais radiais hidrodinâmicos para turbomáquinas industriais e máquinas rotativas em geral deve estar baseada, principalmente, na capacidade do mancal em atenuar a resposta vibratória do eixo do sistema rotativo em altas velocidades. Por conseguinte, a classificação de desempenho a ser apresentada para os seis pares de mancais radiais de geometria fixa, fabricados para esse trabalho, considera a eficiência operacional primordialmente nas condições mais adversas de operação, que são as altas cargas e as altas velocidades. Ou seja, os resultados da Tabela 3.21 devem ser utilizados com bastante critério, não representando, em qualquer hipótese, um guia geral para seleção do mancal de geometria fixa para o projeto do sistema de suporte de máquinas rotativas.

TABELA 3.21 – Classificação final dos mancais.

| | 1° | 2° | 3° | 4° | 5° | 6° |
|----------------------------|--|---|--|--|--|---|
| Classificação Final |  <i>Offset</i> n° 003 |  3 Lóbulos n° 006 |  Elíptico n° 004 |  Cilíndrico n° 002 |  Cilíndrico n° 001 |  4 Lóbulos n° 005 |

Considerando todos os testes realizados, o principal ponto a ser apresentado é a divisão clara de dois grupos de mancais, com comportamentos bastante distintos. Um primeiro grupo é composto pelos mancais *offset*, elíptico e de 3 lóbulos, apresentando os melhores resultados. No segundo grupo, os mancais de 4 lóbulos e os dois tipos de mancais cilíndricos, que apresentam resultados inferiores ao primeiro grupo.

A classificação de desempenho dos mancais, apresentada nesse trabalho, está de acordo com os resultados apresentados em estudos similares na literatura.

Diversos trabalhos realizam testes em um único tipo de mancal hidrodinâmico de geometria fixa com pré-carga (mancal multilóbulo), não realizando nenhuma comparação entre os mancais (SCHULLER, 1977; KUMAR *et al.*, 1980; TEN NAPEL e BOSMA, 1980; SINGH e GUPTA, 1982; SINGH *et al.*, 1983; FLACK e ALLAIRE, 1984; PAI e MAJUMDAR, 1992; MONGKOLWONGROJN *et al.*, 1995; PETTINATO *et al.*, 2001).

Outros trabalhos fazem comparações entre um ou dois mancais de geometria fixa com pré-carga e o mancal cilíndrico (SAAD, 1979; AKKÖK e ETTLES, 1983) ou em relação a outros tipos de mancais hidrodinâmicos, como os de ressaltado, ranhurados e de geometria variável (FLACK e ROOKE, 1980; FLACK *et al.*, 1981; LANES e FLACK, 1982). Todos esses confirmam a superioridade de desempenho dos mancais multilóbulos em relação aos mancais cilíndricos.

Entre os trabalhos que realizam comparações teóricas ou experimentais entre mancais hidrodinâmicos de geometria fixa com pré-carga, pode-se citar o trabalho de Pinkus (1956), que conduz uma investigação experimental extensiva sobre vibrações provenientes do filme fluido de óleo. Entre as várias conclusões, Pinkus afirma que a ordem de estabilidade dos mancais, começando pelo mais estável, é a seguinte: mancal de 3 lóbulos, mancal elíptico e mancal cilíndrico.

Abdul-Wahed *et al.* (1982) afirmam que os mancais de 3 lóbulos são superiores aos mancais elípticos em cargas baixa e média, enquanto o mancal elíptico é superior àquele em cargas altas.

Malik (1983) afirma que em cargas baixa e média, o mancal elíptico possui melhor capacidade de atenuar respostas síncronas que o mancal *offset*. Entretanto, em carga alta, o mancal *offset* possui melhor capacidade e o mancal elíptico apresenta desempenho muito inferior.

Dois trabalhos do mesmo autor apresentam a análise de vibrações síncronas (MCHUGH, 1983) e subsíncronas (MCHUGH, 1986), onde o mancal elíptico se mostra superior para atenuar as vibrações síncronas e subsíncronas em relação ao mancal *offset* e o de 3 lóbulos nas configurações de carga baixa e média, enquanto o *offset* e o de 3 lóbulos fornecem resultados superiores em cargas altas, enquanto o elíptico apresenta grandes vibrações.

Os principais trabalhos de análise comparativa são os de Garnet *et al.* (1980) e Allaire e Flack (1989). Garner *et al.* (1980) apresentam grandes variações de pré-carga e relações L/D para mancais cilíndricos, elípticos, *offset*, de 3 lóbulos e de 4 lóbulos. É possível dividir, de forma similar com o presente trabalho, em 5 configurações diferentes de carga, onde a carga n° 1 é a mais baixa e a n° 5 é a mais alta. A carga n° 1 e n° 2 possuem a mesma classificação por ordem de estabilidade: mancal *offset*, mancal de 3 lóbulos, mancal de 4 lóbulos, mancal elíptico e mancal cilíndrico. A carga n° 3, a classificação é: mancal elíptico, mancal de 4 lóbulos, mancal *offset*, mancal de 3 lóbulos e mancal cilíndrico. A carga n° 4 apresenta a seguinte classificação: mancal *offset*, mancal elíptico, mancal de 4 lóbulos, mancal de 3 lóbulos e mancal cilíndrico. A carga n° 5, a carga mais alta, é observado que apenas os mancais *offset* e elíptico são superiores ao mancal cilíndrico, enquanto o mancal de 4 lóbulos e de 3 lóbulos apresentam regime instável.

Já Allaire e Flack (1989) realizam um trabalho experimental, onde mostram a diferença entre os mesmos quatro mancais com pré-carga analisados neste trabalho. Em carga baixa, observa-se que o mancal *offset* é o mais estável. O mancal de 3 lóbulos é melhor que o mancal de 4 lóbulos por uma pequena margem, enquanto o mancal elíptico é o menos estável. Em carga média, o mancal mais estável é o mancal elíptico, seguido pelo de 3 lóbulos, o de 4 lóbulos e o *offset*. Já em carga alta, a ordem de aumento da estabilidade é: mancal de 4 lóbulos, mancal *offset*, mancal de 3 lóbulos e mancal elíptico. Os autores concluem que o mancal *offset* é superior à carga baixa, e o mancal elíptico se mostra mais estável em cargas

média e alta. Já o mancal de 3 lóbulos é o segundo melhor em todos os casos, possuindo um bom desempenho geral em todos os tipos de carregamento.

O presente trabalho confirma de forma integral os resultados obtidos por Pinkus (1956), Malik (1983) e McHugh (1983; 1986). Já em relação ao trabalho de Abdul-Wahed *et al.* (1982), essa dissertação mostra que o desempenho dos mancais de 3 lóbulos e elípticos são similares em cargas baixa e média e o de 3 lóbulos apresenta melhor capacidade por uma pequena margem que o elíptico em carga alta. Comparado com o trabalho de Garner *et al.* (1980), os resultados possuem grande concordância, exceto em relação aos mancais de 4 lóbulos, que apresenta, nesse trabalho, o pior desempenho na maioria das condições de carga. Por fim, o trabalho de Allaire e Flack (1989) mostra que os mancais elípticos, os mancais *offset* e os mancais de 3 lóbulos apresentam o melhor desempenho, dentre os mancais radiais de geometria fixa, para rotores operando em altas velocidades.

Portanto, de forma geral, a dissertação apresenta uma classificação geral semelhante aos principais trabalhos apresentados na literatura, fornecendo dados importantes para a escolha de mancais hidrodinâmicos de geometria fixa para diferentes capacidades de carga e velocidades de turbomáquinas.

3.6. Comentários acerca das Características Operacionais

Algumas observações são apresentadas pela Tabela 3.22 acerca dos aspectos operacionais de todos os mancais estudados. Alguns mancais apresentam variação das condições de operação para as configurações de rotor utilizadas nos testes. Estas observações são realizadas em conjunto com os resultados obtidos.

TABELA 3.22 – Características Operacionais durante os Testes

| | Características observadas | Resultados obtidos nos Testes |
|----------------------------|---|--|
| Mancais cilíndricos n° 001 | 1 – Alto nível de ruído a partir de 8.000 rpm nas configurações carga alta e carga desbalanceada alta, maior do que os demais mancais, e aumentando com o incremento da velocidade. | 1 – Altas amplitudes de vibração síncrona e presença significativa de vibração subsíncrona em carga alta e carga desbalanceada alta. Órbitas a partir de 8.000 rpm indicam potencial para momentos orbitais instáveis. |

Tabela 3.22 (continuação)

| | | |
|-------------------------------------|---|---|
| <p>Mancais cilíndricos n° 002</p> | <p>1 – Alto nível de ruído em torno de 8.070 rpm na configuração de carga alta, mantendo-se estável até 9.690 rpm.</p> <p>2 – Alto nível de ruído a partir de 8.500 rpm na configuração de carga desbalanceada alta, chegando a altos níveis a 9.690 rpm.</p> <p>3 – Picos de ruído em todas as configurações, variando entre 3.500 rpm e 4.500 rpm.</p> | <p>1 – Pico observado em torno de 8900 rpm na configuração de carga alta, decrescendo lentamente até 9.690 rpm.</p> <p>2 – Aumento da vibração orbital a partir de 8.070 rpm na configuração de carga desbalanceada alta.</p> <p>3 – 1ª velocidade crítica a 3700 rpm (carga baixa), 4100 rpm (carga média), 3800 rpm (carga desbalanceada média e carga alta) e 4500 rpm (carga desbalanceada alta).</p> |
| <p>Mancais <i>offset</i> n° 003</p> | <p>1 – Baixo nível de ruído em carga alta.</p> <p>2 – Baixo nível de ruído até 8.500 rpm, aumentando lentamente até 9.690 rpm em carga alta.</p> <p>3 – Pico de ruído entre 4.300 rpm e 4.500 rpm em carga alta.</p> <p>4 – Baixo nível de ruído até 7.300 rpm, ocorrendo aumento em função da velocidade, mas mantendo sempre em patamar inferior que os demais mancais em carga desbalanceada alta.</p> | <p>1 – Vibração síncrona de baixa intensidade, maior apenas que o mancal elíptico, em carga alta.</p> <p>2 – Leve aumento de vibração síncrona a partir de 8.500 rpm em carga alta.</p> <p>3 – Maior vibração orbital síncrona a partir de 3.500 rpm.</p> <p>4 – Vibrações síncronas baixas durante toda a aceleração e menores do que os demais a partir de 8.100 rpm.</p> |
| <p>Mancais elípticos n° 004</p> | <p>1 – Baixo nível de vibração em todas as velocidades, com exceção a 9.690 rpm, onde foi observado alto ruído em carga desbalanceada alta.</p> | <p>2 – Alta vibração síncrona a 9.690 rpm, superior ao mancal cilíndrico de menor folga, em carga desbalanceada alta.</p> |

Tabela 3.22 (continuação)

| | | |
|------------------------------------|---|--|
| <p>Mancais de 4 lóbulos n° 005</p> | <p>1 - Alto ruído entre 2.700 rpm e 5.500 rpm, superior aos demais mancais, em carga média e desbalanceada média.</p> <p>2 – Alto nível de ruído a partir de 3.000 rpm, superior aos demais mancais, chegando a um grande pico em torno de 7.300 rpm e máximo atingido de 8.100 rpm em carga alta.</p> <p>3 - Alto nível de ruído a partir de 3.000 rpm, superior aos demais mancais, chegando a um grande pico em torno de 4.300 rpm e máximo atingido de 8.100 rpm em carga desbalanceada alta.</p> | <p>1 – Vibrações síncronas superiores aos demais mancais até 7.300 rpm e 6.800 rpm em carga média e desbalanceada média, respectivamente.</p> <p>2 – Vibração síncrona superior aos demais mancais até 7.300 rpm, com grande pico a 7.100 rpm e alta vibração até a máxima velocidade de 8.100 rpm.</p> <p>3 – Alto nível de vibração síncrona, superior aos demais mancais, a partir de 3250 rpm, com pico em 3.800 rpm, permanecendo a vibração síncrona superior até 8.100 rpm em carga desbalanceada alta.</p> |
| <p>Mancais de 3 lóbulos n° 006</p> | <p>1 – Pico de ruído entre 4.500 rpm e 4.800 rpm em carga média.</p> <p>2 – Baixo nível de ruído até 4.000 rpm e início de alto nível de ruído a partir de 7.500 rpm em carga alta e desbalanceada alta.</p> <p>3 – Alto ruído até 9.690 rpm, mantendo-se estável.</p> | <p>1 – 1ª velocidade crítica em 4.500 rpm em carga média.</p> <p>2 – Níveis de vibração menores que os demais mancais até 4.000 rpm e início de grandes amplitudes a 7.800 rpm.</p> <p>3 – Amplitude de vibração síncrona maior que os demais a partir de 9.000 rpm e 8.300 rpm em carga alta e desbalanceada alta, respectivamente.</p> |

4. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

O presente trabalho apresenta um estudo do comportamento dinâmico de mancais hidrodinâmicos radiais para eixos horizontais. Mancais radiais cilíndricos e não cilíndricos são avaliados em diferentes condições de operação utilizando-se uma bancada especialmente projetada para analisar sistemas rotativos horizontais. São selecionados para a avaliação da resposta dinâmica seis tipos de mancais hidrodinâmicos de geometria fixa, divididos em um par para cada tipo. Dois tipos de mancais cilíndricos - mancais radiais cilíndricos com grande folga radial, fabricados por processos de usinagem convencional, e mancais radiais cilíndricos com pequena folga radial, fabricados por eletro-erosão – e quatro tipos de mancais não circulares fabricados por meio de usinagem de precisão via eletro-erosão – mancais elípticos, mancais *offset*, mancais de três lóbulos e mancais de quatro lóbulos – são projetados para o sistema de suporte da bancada de rotores desenvolvida nesse trabalho.

Ensaio de vibrações são realizados com intuito de comparar os comportamentos dinâmicos dos seis tipos de mancais. Espectros de frequência em diversas velocidades estacionárias de operação, diagramas cascata, respostas síncronas ao desbalanceamento e diagramas das órbitas de precessão do rotor são obtidos a partir da medição das vibrações em cinco diferentes configurações de carga de rotores horizontais suportados pelos mancais selecionados: carga baixa, carga média, carga média desbalanceada, carga alta e carga alta desbalanceada. Acelerômetros e sensores de proximidade sem contato são utilizados para captar os sinais desejados de vibração sobre os mancais sob essas condições de carregamento dinâmico. A bancada permite variar a velocidade de rotação de 0 rpm até aproximadamente 10.000 rpm.

Os resultados experimentais obtidos permitem a produção de curvas da resposta dinâmica dos seis tipos de mancais analisados e, por conseqüência, dados importantes para a seleção da configuração de mancal radial de geometria fixa mais apropriada para uma dada máquina rotativa em função da velocidade e da carga aplicada. Uma avaliação do desgaste por contato dos mancais analisados é efetuada por meio de análise metrológica dimensional antes e após os testes de vibração.

A partir da análise comparativa realizada nesse trabalho, são originadas classificações dos mancais analisados baseada na capacidade de atenuar a resposta síncrona ao desbalanceamento de cinco diferentes cargas de rotores horizontais a baixa,

média e alta velocidade. Por fim, uma classificação geral dos mancais considerando todas as velocidades e cargas é apresentada. A divisão de dois grupos de mancais, com comportamentos bastante distintos, é obtido. Os mancais *offset*, elíptico e de 3 lóbulos apresentam os melhores resultados, enquanto os mancais de 4 lóbulos e os dois tipos de mancais cilíndricos apresentam resultados inferiores.

Os mancais *offset* apresentam o melhor comportamento dinâmico com uma carga alta com ou sem desbalanceamento em qualquer velocidade. Os mancais elípticos fornecem resultados satisfatórios em alta velocidade em qualquer condição de carga e em condições de carga média em qualquer velocidade. Os mancais de 3 lóbulos se comportam de forma mais constante que os demais na variação da carga e velocidade, fornecendo resultados satisfatórios na maioria dos casos. Já os mancais de 4 lóbulos apresentam bons resultados somente em cargas baixas e médias e com altas velocidades. Por fim, os mancais cilíndricos se mostram estáveis e com bom comportamento dinâmico apenas em baixas velocidades. Em velocidades mais altas, o grande problema dos mancais cilíndricos é o início do limite de instabilidade, onde se percebe altas amplitudes de vibrações subsíncronas, principalmente nos mancais cilíndricos de folga radial elevada. O mancal cilíndrico de folga radial recomendada pelo projeto fornece melhores resultados no geral que o mancal com folga radial elevada. A classificação apresentada nesta dissertação é compatível com os principais trabalhos apresentados na literatura técnica. De forma geral, o trabalho apresenta subsídios importantes para a seleção de mancal radial hidrodinâmico de geometria fixa conforme a capacidade de carga e a velocidade de operação de máquinas rotativas.

A utilização da usinagem por eletro-erosão mostrou-se importante para a criação dos perfis de mancais não-cilíndricos de qualidade, além de um melhor controle para se obter folgas radiais dentro do valor necessário. Os resultados entre os dois tipos de mancais cilíndricos (fabricados por usinagem convencional e por eletro-erosão) confirmam a importância do controle da folga radial dos mancais para o bom comportamento dinâmico.

A bancada de ensaios de rotores e de mancais mostra-se uma ferramenta útil para estudos de sistemas rotor-mancais, permitindo a montagem de diferentes conjuntos rotativos operando sob diferentes velocidades e cargas. Além disso, a bancada apresenta grande flexibilidade de operação e montagem.

Uma limitação do trabalho refere-se ao número pequeno de amostras de mancais analisados. Para cada tipo de mancal hidrodinâmico, apenas um par é fabricado

nesse trabalho, não permitindo analisar estatisticamente o comportamento de tal tipo de mancal.

A metodologia empregada nos testes de vibrações realizados fornece informações técnicas muito úteis sobre a capacidade de atenuação de vibrações de diferentes mancais sob diferentes cargas e velocidades.

A análise comparativa de desempenho de mancais radiais cilíndricos e não cilíndricos em regime de lubrificação hidrodinâmica, realizada nesse estudo, mostra claramente a importância da seleção adequada do tipo de mancal para o sistema de suporte de máquinas rotativas operando em diversas condições. A mudança da resposta vibratória do eixo de um sistema rotativo pode ser alcançada pela modificação do tipo de mancal utilizado, fazendo com que o conjunto apresente condições dinâmicas de operação mais seguras.

Alguns melhoramentos podem ser introduzidos na bancada de testes, entre eles: 1) Ampliação da faixa de velocidades; 2) Sistema de recirculação de lubrificante dos mancais; 3) Aumento do comprimento do eixo para permitir a montagem de mais de dois discos circulares, por conseguinte, tornando o rotor do conjunto mais flexível.

Demais trabalhos experimentais podem ser realizados na seqüência, como o estudo de mancais de diversos tipos e geometrias, como os mancais hidrodinâmicos de geometria móvel e os mancais ranhurados. Além disso, uma análise mais criteriosa dos mesmos mancais hidrodinâmicos de geometria fixa pode ser realizada modificando parâmetros chave, como a relação L/D , a folga radial, o fator *offset*, o fator de pré-carga, o tipo de lubrificação, entre outros.

4. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

O presente trabalho apresenta um estudo do comportamento dinâmico de mancais hidrodinâmicos radiais para eixos horizontais. Mancais radiais cilíndricos e não cilíndricos são avaliados em diferentes condições de operação utilizando-se uma bancada especialmente projetada para analisar sistemas rotativos horizontais. São selecionados para a avaliação da resposta dinâmica seis tipos de mancais hidrodinâmicos de geometria fixa, divididos em um par para cada tipo. Dois tipos de mancais cilíndricos - mancais radiais cilíndricos com grande folga radial, fabricados por processos de usinagem convencional, e mancais radiais cilíndricos com pequena folga radial, fabricados por eletro-erosão – e quatro tipos de mancais não circulares fabricados por meio de usinagem de precisão via eletro-erosão – mancais elípticos, mancais *offset*, mancais de três lóbulos e mancais de quatro lóbulos – são projetados para o sistema de suporte da bancada de rotores desenvolvida nesse trabalho.

Ensaio de vibrações são realizados com intuito de comparar os comportamentos dinâmicos dos seis tipos de mancais. Espectros de frequência em diversas velocidades estacionárias de operação, diagramas cascata, respostas síncronas ao desbalanceamento e diagramas das órbitas de precessão do rotor são obtidos a partir da medição das vibrações em cinco diferentes configurações de carga de rotores horizontais suportados pelos mancais selecionados: carga baixa, carga média, carga média desbalanceada, carga alta e carga alta desbalanceada. Acelerômetros e sensores de proximidade sem contato são utilizados para captar os sinais desejados de vibração sobre os mancais sob essas condições de carregamento dinâmico. A bancada permite variar a velocidade de rotação de 0 rpm até aproximadamente 10.000 rpm.

Os resultados experimentais obtidos permitem a produção de curvas da resposta dinâmica dos seis tipos de mancais analisados e, por conseqüência, dados importantes para a seleção da configuração de mancal radial de geometria fixa mais apropriada para uma dada máquina rotativa em função da velocidade e da carga aplicada. Uma avaliação do desgaste por contato dos mancais analisados é efetuada por meio de análise metrológica dimensional antes e após os testes de vibração.

A partir da análise comparativa realizada nesse trabalho, são originadas classificações dos mancais analisados baseada na capacidade de atenuar a resposta síncrona ao desbalanceamento de cinco diferentes cargas de rotores horizontais a baixa,

média e alta velocidade. Por fim, uma classificação geral dos mancais considerando todas as velocidades e cargas é apresentada. A divisão de dois grupos de mancais, com comportamentos bastante distintos, é obtido. Os mancais *offset*, elíptico e de 3 lóbulos apresentam os melhores resultados, enquanto os mancais de 4 lóbulos e os dois tipos de mancais cilíndricos apresentam resultados inferiores.

Os mancais *offset* apresentam o melhor comportamento dinâmico com uma carga alta com ou sem desbalanceamento em qualquer velocidade. Os mancais elípticos fornecem resultados satisfatórios em alta velocidade em qualquer condição de carga e em condições de carga média em qualquer velocidade. Os mancais de 3 lóbulos se comportam de forma mais constante que os demais na variação da carga e velocidade, fornecendo resultados satisfatórios na maioria dos casos. Já os mancais de 4 lóbulos apresentam bons resultados somente em cargas baixas e médias e com altas velocidades. Por fim, os mancais cilíndricos se mostram estáveis e com bom comportamento dinâmico apenas em baixas velocidades. Em velocidades mais altas, o grande problema dos mancais cilíndricos é o início do limite de instabilidade, onde se percebe altas amplitudes de vibrações subsíncronas, principalmente nos mancais cilíndricos de folga radial elevada. O mancal cilíndrico de folga radial recomendada pelo projeto fornece melhores resultados no geral que o mancal com folga radial elevada. A classificação apresentada nesta dissertação é compatível com os principais trabalhos apresentados na literatura técnica. De forma geral, o trabalho apresenta subsídios importantes para a seleção de mancal radial hidrodinâmico de geometria fixa conforme a capacidade de carga e a velocidade de operação de máquinas rotativas.

A utilização da usinagem por eletro-erosão mostrou-se importante para a criação dos perfis de mancais não-cilíndricos de qualidade, além de um melhor controle para se obter folgas radiais dentro do valor necessário. Os resultados entre os dois tipos de mancais cilíndricos (fabricados por usinagem convencional e por eletro-erosão) confirmam a importância do controle da folga radial dos mancais para o bom comportamento dinâmico.

A bancada de ensaios de rotores e de mancais mostra-se uma ferramenta útil para estudos de sistemas rotor-mancais, permitindo a montagem de diferentes conjuntos rotativos operando sob diferentes velocidades e cargas. Além disso, a bancada apresenta grande flexibilidade de operação e montagem.

Uma limitação do trabalho refere-se ao número pequeno de amostras de mancais analisados. Para cada tipo de mancal hidrodinâmico, apenas um par é fabricado

nesse trabalho, não permitindo analisar estatisticamente o comportamento de tal tipo de mancal.

A metodologia empregada nos testes de vibrações realizados fornece informações técnicas muito úteis sobre a capacidade de atenuação de vibrações de diferentes mancais sob diferentes cargas e velocidades.

A análise comparativa de desempenho de mancais radiais cilíndricos e não cilíndricos em regime de lubrificação hidrodinâmica, realizada nesse estudo, mostra claramente a importância da seleção adequada do tipo de mancal para o sistema de suporte de máquinas rotativas operando em diversas condições. A mudança da resposta vibratória do eixo de um sistema rotativo pode ser alcançada pela modificação do tipo de mancal utilizado, fazendo com que o conjunto apresente condições dinâmicas de operação mais seguras.

Alguns melhoramentos podem ser introduzidos na bancada de testes, entre eles: 1) Ampliação da faixa de velocidades; 2) Sistema de recirculação de lubrificante dos mancais; 3) Aumento do comprimento do eixo para permitir a montagem de mais de dois discos circulares, por conseguinte, tornando o rotor do conjunto mais flexível.

Demais trabalhos experimentais podem ser realizados na seqüência, como o estudo de mancais de diversos tipos e geometrias, como os mancais hidrodinâmicos de geometria móvel e os mancais ranhurados. Além disso, uma análise mais criteriosa dos mesmos mancais hidrodinâmicos de geometria fixa pode ser realizada modificando parâmetros chave, como a relação L/D , a folga radial, o fator *offset*, o fator de pré-carga, o tipo de lubrificação, entre outros.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Abdul-Wahed, N., Nicolas, D., Pascal, M.T., Stability and Unbalance Response of Large Turbine Bearings, *ASME Journal of Lubrication Technology*, Vol. 104, p. 66-75, 1982.
2. Adams, M. L., *Rotating Machinery Vibration*, Marcel Dekker, 2000, 376p.
3. Akkök, M., Ettles, C.M.McC., The Onset of Whirl Instability in Journal Bearings of Various Bore Shapes and Groove Sizes, *ASME Journal of Lubrication Technology*, v. 105, p. 342-352, 1983.
4. Allaire, P.E., Flack R.D., Design of Journal Bearings for Rotating Machinery, In: PROCEEDINGS OF THE TENTH TURBOMACHINERY SYMPOSIUM, 1989, p.25-45.
5. API – American Petroleum Institute, Tutorial on Rotor Dynamics: Lateral Critical, Unbalance Response, Train Torsional and Rotor Balacing, *API Technical Publication*, Publication 684, 2nd Edition Draft, September 2003.
6. Arumugam, P., Swarnamani, S., Prabhu, B.S., Effects of journal misalignment on the performance characteristics of three-lobe bearings, *Wear*, v. 206, p. 122-129, 1997.
7. Bonello , P., Brennan M.J., Modelling the Dynamic Behaviour of a Supercritical Rotor on a Flexible Foundation Using the Mechanical Impedance Technique, *Journal of Sound and Vibration*, v. 239, n.3, p.445-466, 2001.
8. Bonello , P., Brennan M.J., Holmes, R., Non-Linear Modelling of Rotor Dynamic Systems with Squeeze Film Dampers – An Efficient Integrates Approach, *Journal of Sound and Vibration*, v.249, n.4, p. 743-773, 2002.
9. Bootsma, J., Tielemans, L.P.M., Conditions of Leakage-Free Operation of Herringbone Grooved Journal Bearings, *ASME Journal of Lubricarion Technology*, p. 215-223, 1977.
10. Boyce, M. P., *Gas Turbine Engineering Handbook*, Gulf Professional Publishing, 2001, 640p. (a)
11. Boyce, M. P., *Handbook for Cogeneration and Combined Cycle Power Plants*, ASME Press, 2001, 560p. (b)
12. Chauvin Jr, D., *An Experimental Investigation of Whirl Instability including Effects of Lubricant Temperature in Plain Circular Journal Bearings*. M. Sc. Thesis, Faculty of the Louisiana State University and Agricultural and Mechanical College, 2003. 109p.
13. Childs, D.W., *Turbomachinery Rotordynamics*, John Wiley & Sons, EUA, 1993.
14. Durak, E., Kurbanoglu C., Bıyıklioğlu, A., Kaleli, H., Measurement of friction force and effects of oil fortifier in engine journal bearings under dynamic loading conditions, *Tribology International*, v.36, p. 599-607, 2003.

15. Edwards, S., Lees, A.W., Friswell, M.I., Experimental identification of excitation and support parameters of a flexible rotor-bearings-foundation system from a single run-down, *Journal of Sound and Vibration*, v. 232, n. 5, p. 963-992, 2000.
16. Engwall, M. A., *Squeeze Film Bearing Dampers Supporting a Rigid Rotor: Analysis, Experiments, Dynamic Simulation, and Design Study*. Ph. D. Dissertation, Department of Mechanical Engineering, Stanford University, 1991, 418p.
17. Falah, A. H., *Modeling and Experiments of Linear and Nonlinear Dynamics of a Flexible Multi-Bearing Rotor*. Ph. D. Dissertation, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Case Western Reserve University, 2002. 386p.
18. Faria, M. T. C., *Estudos do Comportamento Dinâmico de Rotores Flexíveis Assimétricos através do Método de Elementos Finitos*. Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, 1990. 127p.
19. Faria, M.T.C., Silva, L.F.A.T., Machado, L.H.J, Experimental Vibration and Monitoring Analysis of High-Speed Turbomachinery using a Rotor Test Rig, *SAE Technical Paper Series*, Paper 2005-01-4017, pp. 1-7, 2005.
20. Flack, R.D., Allaire, P.E., Operating Characteristics of Three-Lobe Bearings, *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, v. 106, p.61-69, 1984.
21. Flack, R.D., Kostrzewsky, G. J. - A Comparison of the Experimental and Predicted Rigid Rotor Stability Threshold of a Highly Preloaded Three Lobe Bearing. In: PROCEEDINGS OF FIFTH INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROTOR DYNAMICS - Darmstadt University of Technology - September 7-10, 1998 – p. 501-512.
22. Flack, R.D., Lanes, R.F., Gambel, P.S., Effects of Lubricant Viscosity on the Experimental Response of a Three-Mass Flexible Rotor in Two Types of Journal Bearings, *Wear*, v.67, p. 201-216, 1981.
23. Flack, R.D., Rooke, J.H., A Theoretical-Experimental Comparison of the Synchronous Response of a Bowed Rotor in Five Different Sets of Fluid Film Bearings, *Journal of Sound and Vibration*, v. 73, n.4, p. 505-517, 1980.
24. Frêne, J., Nicolas, D., Degueurce, B., Berthe, D., Godet, M., *Hydrodynamic Lubrication – Bearings and Thrust Bearings*, Elsevier Science B.V., Amsterdam, 1997, 470p.
25. Frössel, V. W., *Rein Hydrodynamisch geschmierte Gleitlager (Mehrgleitflächenlager)*, *Stahl und Eisen*, v. 71, n.3, p. 125-128, 1951.
26. Gadangi, R. K., *Transient Rotordynamics with Flexible Shaft and Flexible Nonlinear Hydrodynamic Journal Bearings Including Thermal Effects*. Ph. D. Dissertation, Department of Mechanical Engineering, Texas A&M University, 1995. 197p.

27. Garner, D.R., Lee, C.S., Martin, F.A., Stability of profile bore bearings: influence of bearing type selection, *Tribology International*, v.13, n.5, p. 204-210, 1980.
28. Glavatskih, S.B., Uusitalo, Ö, Spohn, D.J., Simultaneous monitoring of oil film thickness and temperature in fluid film bearings, *Tribology International*, v. 34, p. 853-857, 2001.
29. Gonçalves Jr., A. A., *Apostila de Metrologia – Parte I – Laboratório de Metrologia e Automatização*, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2002, 131p.
30. Hamrock, B.J., *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, McGraw-Hill, EUA, 1994.
31. Hamrock, B. J., Schmid, S. R., Jacobson, B. O., *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, Marcel Dekker, 2004, 699p.
32. Hamzaoui, N., Boisson, C., Lesueur, C., Vibro–Acoustic Analysis and Identification of Defects in Rotating Machinery, Part II: Experimental Study, *Journal of Sound and Vibration*, v. 216, n. 4, p. 571-583, 1998.
33. Hanlon, P., *Compressor Handbook*, McGraw-Hill, 2001, 720p.
34. Harnoy, A., *Bearing Design in Machinery*, Marcel Dekker, 2002, 664p.
35. Hashimoto, H., Matsumoto, K., Improvement of Operating Characteristics of High-Speed Hydrodynamic Journal Bearings by Optimum Design: Part I - Formulation of Methodology and Its Application to Elliptical Bearing Design, *Journal of Tribology*, v.123, p. 305-312, 2001.
36. Hirani, H., Rao, T. V. V. L. N., Athre, K., Biswas, S., Rapid performance evaluation of journal bearings, *Tribology International*, v.30, n.11, p. 825-834, 1997.
37. Hirs, G.G., The Load Capacity and Stability Characteristics of Hydrodynamic Grooved Journal Bearings, *ASLE Transactions*, v. 8, p. 296-305, 1965.
38. Horattas, G. A., *Experimental Investigation of Dynamic Nonlinearities in Rotating Machinery*. Ph. D. Dissertation, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Case Western Reserve University, 1996. 261p.
39. Hori, Y., Uematsu, R., Influence of Misalignment of Support Journal Bearings on Stability of a Multi-rotor System, *Tribology International*, p. 249-252, 1980.
40. Horst, H. G., Wölfel, H. P., Active Vibration Control of a High Speed Rotor with PZT-Patches on the Shaft Surface. In: 13TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON ADAPTIVE STRUCTURES AND TECHNOLOGIES, 2003, p. 578-588.
41. Hu, W., Miah, H., Feng, N.S., Hahn, E.J., A rig for testing lateral misalignment effects in a flexible rotor supported on three or more hydrodynamic journal bearings, *Tribology International*, v.33, p. 197-204, 2000.

42. Jung, S. Y., *Effects of Fluid Inertia and Cavitation on the Force Coefficients of a Squeeze Film Damper*. Ph. D. Dissertation, Department of Mechanical Engineering, Texas A&M University, 1990. 201p.
43. Karrasik, J., Krutzsch, W.C., Fraser, F.H. e Messina, J.P., *Pump Handbook*, 2nd edition, Capítulo 2.25, McGraw-Hill, Inc., New York, 1986.
44. Kiameh, P., *Power Generation Handbook*, McGraw-Hill Professional, 2002, 560p.
45. Kirk, R. G., The influence of Manufacturing Tolerances on Multi-Lobe Bearing Performance in Turbomachinery, *Topics in Fluid Film Bearing and Rotor Bearing System Design and Optimization*, ASME, Nova York, p.108-129, 1978.
46. Knöss, K., *Journal Bearings for Industrial Turbosets*, Brown Boveri Ver.5-80, v. 67, 1980, pp. 300-308.
47. Kollmann, K., Malcher, L., Das Verhalten von statisch und dynamisch belasteten Gleitlagern mit beliebiger Spaltgeometrie, In: 1ST WORLD CONFERENCE IN INDUSTRIAL TRIBOLOGY, Nova Delhi, India, Artigo H5, 1972.
48. Kotilainen, M.S., Slocum, A.H., Manufacturing of cast monolithic hydrostatic journal bearings, *Journal of the International Societies for Precision Engineering and Nanotechnology*, v.25, p. 235–244, 2001.
49. Krämer, E., *Dynamics of Rotors and Foundations*. Berlin: Springer-Verlag, 1993, 383p.
50. Kumar, A., Sinhasan, R., Singh, D.V., Performance Characteristics of Two-Lobe Hydrodynamic Journal Bearings, *ASME Journal of Lubrication Technology*, v. 102, p. 425-429, 1980.
51. Lacroix, J., *Comportement dynamique d'un rotor au passage des vitesses critiques*. Lyon: INSA, 1988. (Tese, Doutorado em Engenharia Mecânica).
52. Lanes, R.F., Flack, R.D., Experiments on the Stability and Response of a Flexible Rotor in Three Types of Journal Bearings, *ASLE Transactions*, v. 25, n. 3, p. 289-298, 1982.
53. Lee, Y.-S., Lee, C.-W., Modelling and Vibration Analysis of Misaligned Rotor-Ball Bearing Systems, *Journal of Sound and Vibration*, v. 224, n.1, p. 17-32, 1999.
54. Lifson, A., Simmons, H.R., Vibration Monitoring of Turbomachinery. In: PROCEEDINGS OF THE 19TH TURBOMACHINERY SYMPOSIUM, Houston, USA, 1990, pp.101-118.
55. Lin, H. S., *A lubrication study of engine bearings*. Ph. D. Dissertation, Faculty Graduate of Illinois University, 1987. 183p.
56. Lynwander, P., *Gear Drive Systems*, Marcel Dekker, 1983, 432p.

57. Ma, M.-T., Taylor, C.M., An experimental investigation of thermal effects in circular and elliptical plain journal bearings, *Tribology International*, v.29, n. 1, p. 19-26, 1996.
58. Machado, L.H.J., *Projeto e Construção de uma Bancada de Teste de Máquinas Rotativas e de Mancais*, Trabalho Final de Graduação, Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, 2004, 103 p.
59. Malik, M., A Comparative Study of Some Two-Lobed Journal Bearing Configurations, *ASLE Transactions*, v. 26, n. 1, p. 118-124, 1983.
60. McHugh, J.D., Estimating the Severity of Shaft Vibrations Within Fluid Film Journal Bearings, *ASME Journal of Lubrication Technology*, Vol. 105, p. 306-312, 1983.
61. McHugh, J.D., Estimating the Severity of Sub-Synchronous Shaft Vibrations Within Fluid Film Journal Bearings, *ASME Journal of Tribology*, Vol. 108, p. 249-255, 1986.
62. Michalski, M.A.C., Zindeluk, M., Rocha, R.O., Pressure Field Influence in a Horizontal Rotor Behavior due to the Addition of Semi-Circular Axial Grooves in the Journal Bearing. In: PROCEEDINGS OF THE XI DINAME, 28th February – 4th March, 2005, Ouro Preto, p.1-14.
63. Mitutoyo Sul Americana Ltda., *Mitutoyo – Catálogo PG 405 – 40510000*, São Paulo, 2004, 308p.
64. Mobley, K., *Maintenance Fundamentals*, Elsevier, 1999, 360p.
65. Mongkolwongrojn, M., Prabkaew, C., Hashimoto, H., Theoretical prediction of journal center motion trajectory in two-lobe hydrodynamic journal bearings, *JSME International Journal, Series C*, v 38, n 2, 1995, p. 319-325.
66. Morton, P.G., Dynamic Characteristics of Bearings: Measurement under Operating Conditions, *GEC Journal of Science and Technology*, v 42, n 1, p. 37-47, 1975.
67. Moura, C.R.S., Carreteiro, R.P., *Lubrificantes e Lubrificação*, JR Editora Técnica, 2^a ed., 1987. 470p.
68. Murphy, B. T., *Eigenvalues of Rotating Machinery*. Ph. D. Dissertation, Department of Mechanical Engineering, Texas A&M University, 1985. 234p.
69. Newkirk, B.L., Lewis, J.F., Oil Film Whirl - An Investigation of Disturbances Due to Oil Films in Journal Bearings, *Transactions of the ASME*, p. 21-27, 1956.
70. Pai, R., Majumdar, B.C., Stability of submerged four-lobe oil journal bearings under dynamic load, *Wear*, v. 154, n. 1, 1992, pp. 95-108.
71. Parkins, D.W., Theoretical and Experimental Determination of the Dynamic Characteristics of a Hydrodynamic Journal Bearing, *ASME Journal of Lubrication Technology*, v.101, p. 129-139, 1979.

72. Peeters, F., Pintelon, F., Schoukens, J., Rolain, Y., Gutierrez, E.S., Guillaume, P., Identification of rotor-bearing systems in the frequency domain part I: Estimation of frequency response functions, *Mechanical Systems and Signal Processing*, v.15, n.4, p. 759-773, 2001.
73. Pettinato, B., Flack, R.D., Barrett, L.E., Test Results for a Highly Preloaded Three-Lobe Journal Bearing – Effect of Load Orientation on Static and Dynamic Characteristics, *Journal of the Society of Tribologists and Lubrication Engineers*, p. 23-30, 2001.
74. Pinkus, O., Analysis of Elliptical Bearings, *Transactions of ASME*, v. 78, p. 965-973, 1956.
75. Ramesh, J., Majumdar, B.C., Rao, N.S., Stability characteristics of rough submerged oil elliptical bearings under dynamic load, *Tribology International*, v.30, n.12, p. 857-863, 1997.
76. Rao, J.S., *Rotor Dynamics*, Nova Delhi: Wiley Eastern Ltd., 1983.
77. Rao, T.V.V.L.N., Sawicki, J.T., Dynamic Coefficient Prediction in Multi-lobe Journal Bearings Using a Mass Conservation Algorithm, *Tribology Transactions*, v.46 n.3, p. 414-420, 2003.
78. Reddy, D.S.K., Swarnamani, S., Prabhu, B.S., Experimental investigation on the performance characteristics of tilting pad journal bearings for small L/D ratios, *Wear*, v.212, p. 33-40, 1997.
79. Roso, C. A., *Design Optimization of Rotor-Bearing Systems for Industrial Turbomachinery Applications*. Ph. D. Dissertation, Department of Mechanical Engineering, Kentucky University, 1997. 365p.
80. Saad, M.F., Comparative Investigation of the Performance of a Three-Lobed Journal Bearing, *Tribology International*, v. 12, n. 5, p. 219-224, 1979.
81. San Andres, L. A., *Effect of Fluid Inertia on Squeeze Film Damper Force Response*. Ph. D. Dissertation, Department of Mechanical Engineering, Texas A&M University, 1985, 342p.
82. Santiago, O.C., *Imbalance Response Of A Rigid Rotor Supported On End Sealed Integral Squeeze Film Dampers*. M. Sc. Thesis, Department of Mechanical Engineering, Texas A&M University, 1998.
83. Schlegel, V., *Vibration Measurement and Monitoring, in Dynamics of Rotors – Stability and System Identification*, New York: Springer-Verlag, 1984, p.333-351.

84. Schuller, F.T., Stability Experiments with Hydrodynamic Tilted-Lobe Journal Bearings of Various Numbers of Lobes and Length-to-Diameter Ratios, *ASLE Transactions*, v. 20, n.4, p. 271-281, 1977.
85. Shigley, J. E., *Elementos de Máquinas 2*, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 3ª ed., 1984. 352p.
86. Shigley, J.E., Mischke, C.R., *Bearings and Lubrication – A Mechanical Designer’s Workbook* - Capítulo 4 – Keith Jr., T.G., *Journal Bearings*, McGraw-Hill Publishing Company, New York, 1986.
87. Siew, C. C., Hill, M., Holmes, R., Evaluation of Various Fluid-Film Models for use in the Analysis of Squeeze Film Dampers with a Central Groove, *Tribology International*, n.35, p. 533-547, 2002.
88. Silva, L.F.A.T., Machado, L.H.J, Faria, M.T.C., Análise Experimental de Vibrações em Rotores Apoiados em Mancais Radiais Hidrodinâmicos. In: III SEMINÁRIO DE DIVULGAÇÃO INTERNA DO CENTRO DE PESQUISAS HIDRÁULICAS E RECURSOS HÍDRICOS DA UFMG – III SEMIN CPH, 2004, pp. 1-5.
89. Silva, L.F.A.T., Machado, L.H.J, Faria, M.T.C., Análise Experimental de Vibração e Monitoramento de uma Bancada de Testes de Rotores Apoiados em Mancais Hidrodinâmicos. In: IV SEMINÁRIO DE DIVULGAÇÃO INTERNA DO CENTRO DE PESQUISAS HIDRÁULICAS E RECURSOS HÍDRICOS DA UFMG – IV SEMIN CPH, 2005, pp. 1-5.
90. Singh, A., Gupta, B.K., Stability Limits of Elliptical Journal Bearing Supporting Flexible Rotors, *Wear*, v. 77, n.2, 1982, p. 159-170.
91. Singh, D.V., Sinhasan, R., Tayal, S.P., Analysis of Three-Lobe Bearing having non-Newtonian Lubricants by a Finite Element Method, *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineers*, v. 7, n.1, 1983, p. 7-11.
92. Smith, D.M., *Journal Bearing in Turbomachinery*, Chapman and Hall Ltd., 1969.
93. Stolarski, T. A., *Tribology in Machine Design*, Elsevier, 1999, 298p.
94. Swanson, E. E., *Design and Evaluation of an Automated Experimental Test Rig for Determination of the Dynamic Characteristics of Fluid-Film Bearings*, Ph. D. Dissertation, Graduate Faculty of Polytechnic Institute and University Virginia State, 1998. 244p.
95. Szeri, A.Z., *Tribology: Friction, Lubrication, and Wear*, Hemisphere Publishing Corp., McGraw-Hill, EUA, 1980.

96. Tanaka, M., Suzuki, K., The Effects of Vertical Preload and Load Direction on the Stability Characteristics of Offset-Halves Journal Bearings. In: PROCEEDINGS OF FIFTH INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROTOR DYNAMICS - Darmstadt University of Technology - September 7-10, 1998 – p. 513-524.
97. ten Napel, W.E., Bosma, R., Sinusoidal Three-Lobe Bearings – Optimization and Stability Charts, *ASME Journal of Lubrication Theory*, v. 102, p. 416-424, 1980.
98. Tieu, A.K., Qiu, Z.L., Identification of sixteen dynamic coefficients of two journal bearings from experimental unbalance response, *Wear*, v.177, p. 63-69, 1994.
99. Tiwari, R., Lees, A.W., Friswell, M.I., Identification of Speed-Dependent Bearing Parameters, *Journal of Sound and Vibration*, v.254, n.5, p. 967-986, 2002.
100. Tiwari, R., Vyas, N.S., Estimation of Non-Linear Stiffnes Parameters of Rolling Element Bearings from Random Response of Rotor-Bearing Systems, *Journal of Sound and Vibration*, v.187, n.2, p.229-239, 1995.
101. Tiwari, R., Vyas, N.S., Non-Linear Bearing Stiffness Parameter Extraction from Random Response in Flexible Rotor-Bearing Systems, *Journal of Sound and Vibration*, v.203, n.3, p. 389-408, 1997.
102. Tonnesen, J., Lund, J.W., Some Experiments on Instability of Rotors Supported in Fluid-Film Bearings, *ASME Journal of Mechanical Design*, v. 100, n. 1, p. 147-155, 1978.
103. Vance, J., *Rotordynamics of Turbomachinery*. New York: John Wiley, 1988, 388p.
104. Verstege, S., Oil Whip in Transient Operating Conditions, In: PROCEEDINGS OF FIFTH INTERNATIONAL CONFERENCE ON ROTOR DYNAMICS - Darmstadt University of Technology - September 7-10, 1998 – p. 525-535.
105. Vohr, J.H., Mechanics of Bearing Systems, *IEEE Transactions on Industry Applications*, v. 24, n.3, p. 531-540, 1988.
106. Wilcock, D.F. e Booser, E.R., *Bearing Design and Application*, McGraw-Hill, EUA, 1957.
107. Zeidan, F. Y., *Cavitation Effects on the Performance of Squeeze Film Damper Bearings*. Ph. D. Dissertation, Department of Mechanical Engineering, Texas A&M University, 1989. 355p.
108. Zeidan, F.Y., Developments in Fluid Film Bearing Technology, In: TURBOMACHINERY INTERNATIONAL, September/October, 1992, p.1-8.
109. Zeidan, F.Y., Herbage, B.S., Fluid Film Bearing Fundamentals and Failure Analysis. In: PROCEEDINGS OF THE TWENTIETH TURBOMACHINERY SYMPOSIUM, 1991, p. 161-186.

APEÊNDICE A. ANÁLISE METROLÓGICA DOS MANCAIS

Para o cálculo do total de ciclos realizados pelo eixo em cada mancal, foi realizada uma estimativa baseada em dois testes realizados: obtenção dos espectros de Frequência e obtenção dos diagramas em cascata.

A.1. Aparato Experimental para a Análise Experimental

Para a análise das dimensões de todos os mancais, utiliza-se um microscópio de medição do Laboratório de Metrologia da Universidade Federal de Minas Gerais.

Utiliza-se o *Microscópio de Medição “TM-505”*, fabricado pela Mitutoyo Sul Americana Ltda., apresentado na Figura A.1 e na Tabela A.1.



(a)



(b)

FIGURA A.1 – Microscópio de Medição Modelo TM-505 (MITUTOYO, 2004).

TABELA A.1 – Principais características do Microscópio de Medição (MITUTOYO, 2004).

| | |
|-----------------------|------------------------------|
| Fabricante | Mitutoyo Sul Americana Ltda. |
| Modelo / Código | TM-505 / 176-811 A |
| Altura máxima da peça | 115 mm |
| Peso máximo da peça | 5 kg |
| Ângulo de leitura | 360° (Graduação 6' Nônio) |
| Dimensões | 210 mm x 333 mm x 391 mm |
| Peso | 13,5 kg |

A mesa utilizada junto ao microscópio de medição tem como objetivo guiar os fusos micrométricos a fim de obter a dimensão desejada, com características apresentadas na Tabela A.2.

TABELA A.2 – Características da mesa-guia utilizada (MITUTOYO, 2004).

| | |
|------------------------------------|---------------|
| Código | 176-206 |
| Capacidade geométrica (eixo X e Y) | 50 mm x 50 mm |

As características do conjunto de lentes utilizado (lente ocular e objetiva) são apresentadas na Tabela A.3.

TABELA A.3 – Características da lente ocular e objetiva utilizada (MITUTOYO, 2004).

| | |
|--------------------------|-----------|
| Código - lente ocular | 176-116 |
| Ampliação – lente ocular | 15 vezes |
| Código – objetiva | 176-137 |
| Ampliação – objetiva | 10 vezes |
| Ampliação total | 150 vezes |
| Campo de visão | 1,3 mm |

O sistema de medição utilizado consiste em 2 cabeçotes micrométricos digitais, como o apresentado na Figura A.2. As características desses cabeçotes estão mostradas na Tabela A.4.

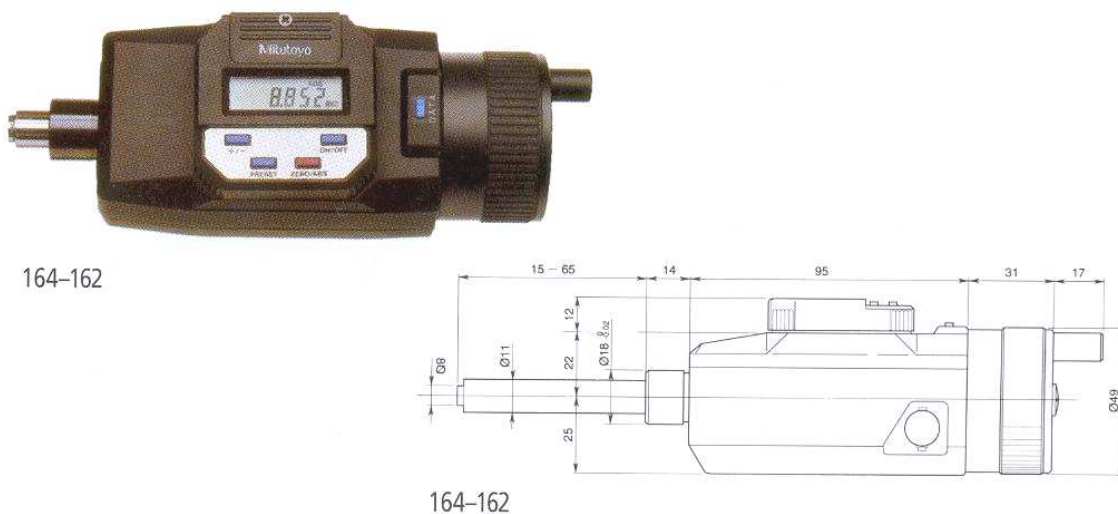


FIGURA A.2 – Cabeçote Micrométrico 164-162 (MITUTOYO, 2004).

TABELA A.4 – Características dos Cabeçotes Micrométricos Digitais (MITUTOYO, 2004).

| | |
|------------------|------------------------------|
| Fabricante | Mitutoyo Sul Americana Ltda. |
| Código | 164-162 |
| Capacidade | 0 mm – 50 mm |
| Resolução | 0,001 mm |
| Exatidão | $\pm 0,003$ mm |
| Peso | 500 g |
| Bateria (Código) | SR-44 (938882) |

A.1.1. Análise Metrológica pré-utilização

Antes da utilização dos mancais na bancada de rotores, todos são analisados metrologicamente no microscópio de medição citado anteriormente.

Para cada tipo de mancal foram escolhidas algumas dimensões a serem analisadas, apresentadas nas Figuras A.3 a A.7, que são as principais características geométricas.

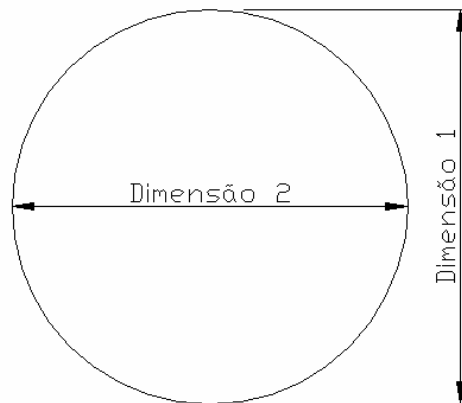


FIGURA A.3 – Mancal circular.

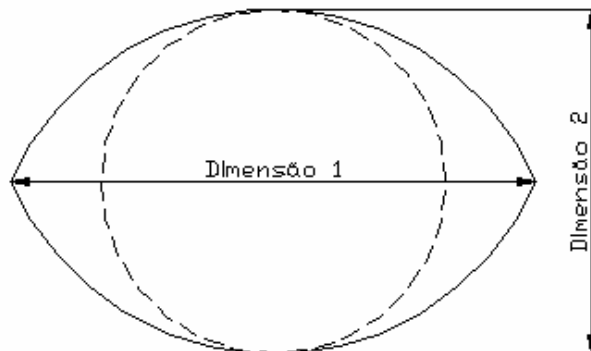


FIGURA A.4 – Mancal elíptico.

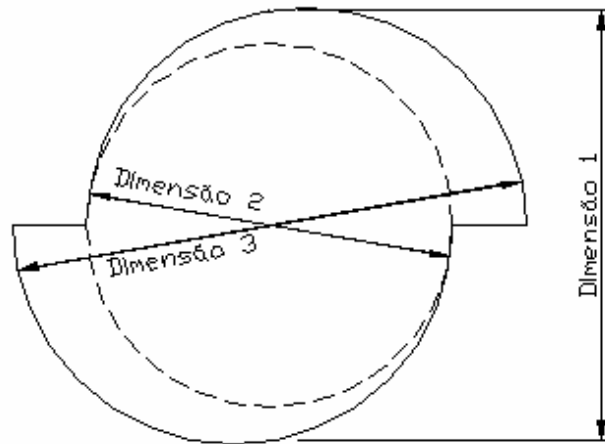
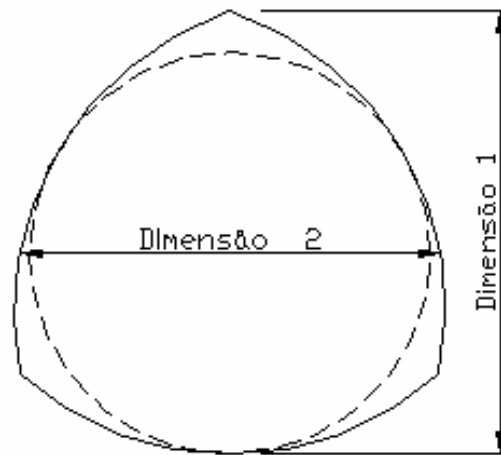
FIGURA A.5 – Mancal *offset*.

FIGURA A.6 – Mancal de 3 lóbulos.

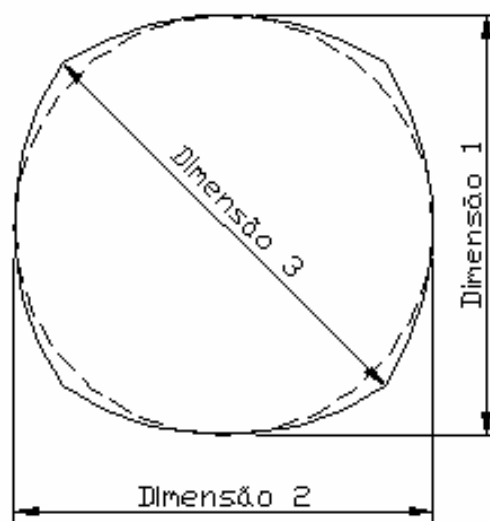


FIGURA A.7 – Mancal de 4 lóbulos.

São realizadas 3 medidas de cada dimensão para cada um dos 12 mancais utilizados, que estão apresentadas na Tabela A.5.

TABELA A.5 – Valores teóricos e reais das dimensões dos mancais selecionados.

| | Teórica (mm) | | Real (mm) | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a |
|------------------|---------------------|------------|------------------|------------|----------------|----------------|----------------|
| Elíptico | Dimensão 1 | 15,044 | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,082 | 15,068 | 15,064 |
| | Dimensão 2 | 15,024 | | Dimensão 2 | 15,022 | 15,039 | 15,032 |
| | | | | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a |
| | | | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,095 | 15,078 | 15,092 |
| | | | | Dimensão 2 | 15,077 | 15,053 | 15,075 |
| Offset | Teórica (mm) | | Real (mm) | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a |
| | Dimensão 1 | 15,044 | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,076 | 15,067 | 15,059 |
| | Dimensão 2 | 15,024 | | Dimensão 2 | 15,069 | 15,051 | 15,048 |
| | Dimensão 3 | 15,064 | | Dimensão 3 | 15,106 | 15,088 | 15,095 |
| | | | | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a |
| | | | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,101 | 15,079 | 15,093 |
| | | | | Dimensão 2 | 15,086 | 15,067 | 15,071 |
| | | Dimensão 3 | | 15,108 | 15,086 | 15,101 | |
| 3 lóbulos | Teórica (mm) | | Real (mm) | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a |
| | Dimensão 1 | 15,029 | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,105 | 15,092 | 15,102 |
| | Dimensão 2 | 15,027 | | Dimensão 2 | 15,086 | 15,094 | 15,074 |
| | | | | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a |
| | | | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,074 | 15,072 | 15,055 |
| | | Dimensão 2 | | 15,048 | 15,049 | 15,033 | |
| 4 lóbulos | Teórica (mm) | | Real (mm) | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a |
| | Dimensão 1 | 15,024 | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,03 | 15,027 | 15,031 |
| | Dimensão 2 | 15,024 | | Dimensão 2 | 15,031 | 15,036 | 15,029 |
| | Dimensão 3 | 15,03 | | Dimensão 3 | 15,061 | 15,05 | 15,044 |
| | | | | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a |
| | | | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,055 | 15,036 | 15,052 |
| | | Dimensão 2 | | 15,035 | 15,031 | 15,033 | |
| | | Dimensão 3 | | 15,065 | 15,046 | 15,056 | |

TABELA A.5 (continuação)

| | Teórica (mm) | | Real (mm) | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a |
|---|--|------------|------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| | Circulares (eletro- erosão) | Dimensão 1 | 15,024 | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,038 | 15,024 |
| Dimensão 2 | | 15,024 | Dimensão 2 | | 15,033 | 15,041 | 15,034 |
| | | | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a | |
| | | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,019 | 15,023 | 15,032 | |
| | | | Dimensão 2 | 15,024 | 15,025 | 15,028 | |
| Circulares (torno comum) | Teórica (mm) | | Real (mm) | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a |
| | Dimensão 1 | 15,024 | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,078 | 15,069 | 15,074 |
| | Dimensão 2 | 15,024 | | Dimensão 2 | 15,089 | 15,092 | 15,087 |
| | | | | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a |
| | | | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,155 | 15,159 | 15,158 |
| | | Dimensão 2 | | 15,17 | 15,168 | 15,167 | |

Os Erros Sistemáticos não são compensados no sistema de medição, sendo que o erro máximo é utilizado para estimar o valor final da medida (GONÇALVES Jr., 2002).

As fontes de incertezas consideradas foram:

- Repetitividade: A componente de incerteza da repetitividade é tipicamente aleatória, não há componentes sistemáticas associadas. Neste caso, usa-se o desvio padrão experimental da variável aleatória x , representado por s . A determinação de s é feita a partir de n valores independentemente obtidos para a variável x , isto é, x_k (para $k = 1, 2, \dots$):

$$s(x) = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^n (x_k - \bar{x})^2}{n-1}} \quad (\text{A.1})$$

Em seguida, deve-se estimar o desvio padrão experimental da média das m_n medidas realizadas, que é uma estimativa da incerteza padrão associada u :

$$u(x) = \frac{s(x)}{\sqrt{m_n}} \quad (\text{A.2})$$

- Paralaxe devido à observação pela ocular: Na observação do diâmetro interno do mancal pela ocular, o posicionamento do observador é extremamente importante. Caso haja uma inclinação muito severa da cabeça do observador, poderá ocorrer um erro de paralaxe na

observação da superfície limite. Logo, o cuidado na observação foi muito bem avaliado. Mesmo assim, considerou-se um erro aleatório dentro do limite de $\pm 0,003$ mm.

- Resolução: O catálogo da Mitutoyo, fabricante do cabeçote micrométrico, informa que o erro máximo é de $\pm 0,003$ mm. Entretanto, além do erro aleatório do cabeçote, há um erro em relação à mesa-guia, que não pode ser considerada sem erro algum no seu deslocamento. Assim, é considerado um erro aleatório para o conjunto cabeçote-guia de $\pm 0,005$ mm.

As fontes de incertezas são sumarizadas na Tabela A.6.

TABELA A.6 – Fontes de incertezas e Efeitos aleatórios.

| Fontes de incertezas | Efeitos aleatórios | | | | |
|--|--------------------|-----------------------------|----------------|------------|----------|
| <i>Descrição</i> | <i>Valor bruto</i> | <i>Tipo de distribuição</i> | <i>divisor</i> | M | ν |
| 1 – Repetitividade (3 vezes) | cada valor | normal | 1 | cada valor | 2 |
| 2 – Paralaxe devido à observação pela ocular | 0,003 mm | uniforme | 1,732051 | 0,0017 mm | ∞ |
| 3 – Resolução | 0,005 mm | uniforme | 1,732051 | 0,0029 mm | ∞ |

A partir dos respectivos valores dos efeitos aleatórios obtidos, deve-se realizar o cálculo para compor a incerteza padrão combinada. A incerteza padrão combinada (u_c) das várias fontes de incertezas pode ser estimada a partir das incertezas padrão de cada fonte de incertezas por:

$$u_c = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + \dots + u_p^2} \quad (\text{A.3})$$

onde: u_1, u_2, \dots, u_p representam as incertezas padrão de cada uma das p fontes de incertezas; e

u_c representa a incerteza padrão combinada.

Quando as incertezas padrão de várias fontes de incertezas são consideradas para estimar a incerteza padrão combinada, o número de graus de liberdade resultante da incerteza padrão combinada deve ser estimado.

O número de graus de liberdade efetivos (ν_{ef}) é o número de graus de liberdade associado à incerteza padrão. Gonçalves Jr. (2002) recomenda a utilização da equação de Welch-Satterthwaite para estimar o número de graus de liberdade efetivos:

$$\frac{u_c^4}{v_{ef}} = \frac{u_1^4}{v_1} + \frac{u_2^4}{v_2} + \dots + \frac{u_p^4}{v_p} \quad (\text{A.4})$$

onde: u_c é a incerteza padrão combinada;

u_1, u_2, \dots, u_p são as incertezas padrão de cada uma das p fontes de incerteza;

v_1, v_2, \dots, v_p são os números de graus de liberdade de cada uma das p fontes de incerteza;

A incerteza padrão combinada, estimada através da equação (A.4), corresponde ao desvio padrão resultante da ação combinada das várias fontes de incertezas consideradas.

Em aplicações nas áreas de engenharia, é comum trabalhar com níveis de confiança de 95%. Para atingir este nível, a incerteza padrão combinada u_c , que corresponde a apenas um desvio padrão, deve ser multiplicada por um coeficiente numérico, o coeficiente de Student. Este coeficiente é denominado *fator de abrangência*, comumente representado pelo símbolo k_{95} quando o nível de confiança 95% é usado (GONÇALVES Jr., 2002).

A *incerteza expandida* ($U_{95\%}$) corresponde à faixa de valores que enquadra a incerteza com nível de confiança de aproximadamente 95%. É estimada por:

$$U_{95\%} = k_{95\%} \cdot u_c \quad (\text{A.5})$$

onde: $k_{95\%}$ é o fator de abrangência para o nível de confiança de 95%.

Para se obter este valor, deve-se usar a Tabela A.7.

TABELA A.7 – Valores para o fator de abrangência ($k_{95\%}$) para nível de confiança 95% em função do número de graus de liberdade efetivo (v_{ef}).

| | | | | | | | | | | | | |
|------------|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|----------|
| v_{ef} | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 |
| $k_{95\%}$ | 13,97 | 4,53 | 3,31 | 2,87 | 2,65 | 2,52 | 2,43 | 2,37 | 2,28 | 2,23 | 2,20 | 2,17 |
| v_{ef} | 18 | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 60 | 80 | 100 | ∞ |
| $k_{95\%}$ | 2,15 | 2,13 | 2,11 | 2,09 | 2,07 | 2,06 | 2,06 | 2,05 | 2,04 | 2,03 | 2,02 | 2,00 |

A Tabela A.8 apresenta os valores finais das medidas das dimensões dos mancais projetados considerando todas as fontes de incertezas. A partir da média dos diâmetros mínimos e máximos de cada mancal, é possível calcular o fator de pré-carga de cada mancal.

Nos mancais circulares, como citado anteriormente, não há pré-carga, havendo apenas o valor da folga c . A Tabela A.9 apresenta uma planilha com todos os dados calculados para obtenção da pré-carga de cada mancal.

TABELA A.8 – Parâmetros Geométricos dos Mancais Selecionados.

| | | Média (mm) | Desvio Padrão Experimental (mm) | Desvio Padrão Associado (mm) | Incerteza Padrão Combinada (mm) | Graus-de- liberdade efetivos | k _{95%} | Incerteza Expandida U _{95%} (mm) | |
|------------------|----------|---------------|---------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------|---|--------------|
| Elíptico | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,071 | 0,009 | 0,005 | 0,008 | 9 | 2,32 | 0,019 |
| | | Dimensão 2 | 15,031 | 0,009 | 0,005 | 0,008 | 11 | 2,25 | 0,017 |
| | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,088 | 0,009 | 0,005 | 0,008 | 10 | 2,28 | 0,018 |
| | | Dimensão 2 | 15,068 | 0,013 | 0,008 | 0,010 | 5 | 2,65 | 0,026 |
| Offset | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,067 | 0,009 | 0,005 | 0,008 | 12 | 2,23 | 0,017 |
| | | Dimensão 2 | 15,056 | 0,011 | 0,007 | 0,009 | 6 | 2,52 | 0,022 |
| | | Dimensão 3 | 15,096 | 0,009 | 0,005 | 0,008 | 10 | 2,28 | 0,018 |
| | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,091 | 0,011 | 0,006 | 0,009 | 7 | 2,43 | 0,021 |
| | | Dimensão 2 | 15,075 | 0,010 | 0,006 | 0,008 | 8 | 2,37 | 0,019 |
| | | Dimensão 3 | 15,098 | 0,011 | 0,006 | 0,009 | 7 | 2,43 | 0,021 |
| 3 lóbulos | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,100 | 0,007 | 0,004 | 0,007 | 20 | 2,13 | 0,015 |
| | | Dimensão 2 | 15,085 | 0,010 | 0,006 | 0,008 | 8 | 2,37 | 0,020 |
| | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,067 | 0,010 | 0,006 | 0,008 | 7 | 2,43 | 0,020 |
| | | Dimensão 2 | 15,043 | 0,009 | 0,005 | 0,008 | 10 | 2,28 | 0,018 |

TABELA A.8 (continuação)

| | | | | | | | | | |
|---------------------------------------|-------------------------------------|------------|------------|--------|-------|-------|-------|------|--------------|
| 4 lóbulos | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,029 | 0,002 | 0,001 | 0,006 | 1204 | 2,01 | 0,012 |
| | | Dimensão 2 | 15,032 | 0,004 | 0,002 | 0,006 | 157 | 2,02 | 0,013 |
| | | Dimensão 3 | 15,052 | 0,009 | 0,005 | 0,008 | 11 | 2,25 | 0,017 |
| | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,048 | 0,010 | 0,006 | 0,008 | 8 | 2,37 | 0,020 |
| | | Dimensão 2 | 15,033 | 0,002 | 0,001 | 0,006 | 1405 | 2,01 | 0,012 |
| | | Dimensão 3 | 15,056 | 0,010 | 0,005 | 0,008 | 9 | 2,32 | 0,019 |
| Circulares (eletro-erosão) | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,029 | 0,008 | 0,005 | 0,009 | 38 | 2,06 | 0,019 |
| | | Dimensão 2 | 15,036 | 0,004 | 0,003 | 0,007 | 110 | 2,02 | 0,014 |
| | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,025 | 0,007 | 0,004 | 0,008 | 48 | 2,05 | 0,017 |
| | | Dimensão 2 | 15,026 | 0,002 | 0,001 | 0,006 | 995 | 2,01 | 0,011 |
| | Circulares (torno comum) | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,074 | 0,005 | 0,003 | 0,007 | 101 | 2,02 |
| Dimensão 2 | | | 15,089 | 0,003 | 0,001 | 0,006 | 526 | 2,01 | 0,012 |
| Mancal 2 | | Dimensão 1 | 15,157 | 0,002 | 0,001 | 0,003 | 54 | 2,05 | 0,006 |
| | | Dimensão 2 | 15,168 | 0,002 | 0,001 | 0,002 | 99 | 2,02 | 0,005 |

TABELA A.9 – Dados geométricos de pré-carga de cada mancal.

| | Teórica (mm) | | Real (mm) | Média Real (mm) | U _{95%} (mm) | Limite inferior de tolerância (mm) | Limite superior de tolerância (mm) | Folgas (mm) | | Fator de pré-carga |
|---------------|------------------|------------|-----------|-----------------|-----------------------|------------------------------------|------------------------------------|----------------|-------|--------------------|
| | Elíptico | Dimensão 1 | 15,044 | Mancal 1 | 15,071 | 0,019 | 15,048 | 15,094 | c | 0,036 |
| Dimensão 2 | | 15,024 | 15,031 | | 0,017 | 15,01 | 15,052 | c _b | 0,016 | |
| Dimensão 1 | | 15,044 | Mancal 2 | 15,088 | 0,018 | 15,066 | 15,111 | c | 0,044 | 0,23 |
| Dimensão 2 | | 15,024 | | 15,068 | 0,026 | 15,038 | 15,099 | c _b | 0,034 | |
| Offset | | Dimensão 1 | 15,044 | Mancal 1 | 15,067 | 0,017 | 15,046 | 15,089 | c | 0,034 |
| | Dimensão 2 | 15,024 | 15,056 | | 0,022 | 15,029 | 15,083 | c _b | 0,028 | |
| | Dimensão 3 | 15,064 | 15,096 | | 0,018 | 15,074 | 15,119 | | | |
| | Dimensão 1 | 15,044 | Mancal 2 | 15,091 | 0,021 | 15,065 | 15,117 | c | 0,045 | 0,18 |
| | Dimensão 2 | 15,024 | | 15,075 | 0,019 | 15,051 | 15,099 | c _b | 0,037 | |
| | Dimensão 3 | 15,064 | | 15,098 | 0,021 | 15,072 | 15,125 | | | |
| | 3 lóbulos | Dimensão 1 | 15,029 | Mancal 1 | 15,1 | 0,015 | 15,081 | 15,118 | c | 0,058 |
| Dimensão 2 | | 15,027 | | 15,085 | 0,02 | 15,06 | 15,109 | c _b | 0,041 | |
| Dimensão 1 | | 15,029 | Mancal 2 | 15,067 | 0,02 | 15,042 | 15,092 | c | 0,042 | 0,52 |
| Dimensão 2 | | 15,027 | | 15,043 | 0,018 | 15,021 | 15,065 | c _b | 0,02 | |

TABELA A.9 (continuação)

| | | | | | | | | | | | |
|---------------------------------------|------------|--------|----------|--------|--------|--------|--------|----------------|-------|-------------|--|
| 4 lóbulos | Dimensão 1 | 15,024 | | 15,029 | 0,012 | 15,017 | 15,042 | c | 0,025 | 0,39 | |
| | Dimensão 2 | 15,024 | Mancal 1 | 15,032 | 0,013 | 15,018 | 15,046 | c _b | 0,015 | | |
| | Dimensão 3 | 15,03 | | 15,052 | 0,017 | 15,03 | 15,073 | | | | |
| | | | | | | | | | | | |
| | Dimensão 1 | 15,024 | Mancal 2 | 15,048 | 0,02 | 15,023 | 15,072 | c | 0,03 | 0,33 | |
| | Dimensão 2 | 15,024 | | 15,033 | 0,012 | 15,021 | 15,045 | c _b | 0,02 | | |
| Dimensão 3 | 15,03 | 15,056 | | 0,019 | 15,033 | 15,079 | | | | | |
| Circulares (eletro-erosão) | | | | | | | | | | | |
| | Dimensão 1 | 15,024 | Mancal 1 | 15,029 | 0,019 | 15,01 | 15,048 | c | 0,016 | | |
| | Dimensão 2 | 15,024 | | 15,036 | 0,014 | 15,022 | 15,05 | | | | |
| | | | | | | | | | | | |
| | Dimensão 1 | 15,024 | Mancal 2 | 15,025 | 0,017 | 15,007 | 15,042 | c | 0,013 | | |
| Dimensão 2 | 15,024 | 15,026 | | 0,011 | 15,014 | 15,037 | | | | | |
| Circulares (torno comum) | | | | | | | | | | | |
| | Dimensão 1 | 15,024 | Mancal 1 | 15,074 | 0,014 | 15,06 | 15,088 | c | 0,041 | | |
| | Dimensão 2 | 15,024 | | 15,089 | 0,012 | 15,078 | 15,101 | | | | |
| | | | | | | | | | | | |
| | Dimensão 1 | 15,024 | Mancal 2 | 15,157 | 0,006 | 15,152 | 15,163 | c | 0,081 | | |
| Dimensão 2 | 15,024 | 15,168 | | 0,005 | 15,164 | 15,173 | | | | | |

APEÊNDICE B. CICLOS REALIZADOS POR CADA MANCAL

Para o cálculo do total de ciclos realizados pelo eixo em cada mancal, foi realizada uma estimativa baseada em dois testes realizados: obtenção dos espectros de Frequência e obtenção dos diagramas em cascata.

B.1. Estimativa dos ciclos no gráfico de Espectro de Frequência

Para a estimativa dos ciclos totais realizados em cada medida para obtenção do espectro de frequência, utiliza-se primeiramente o gráfico de calibração da velocidade obtida na bancada pela indicação da frequência no inversor de frequência utilizado na bancada.

Neste cálculo, utiliza-se o seguinte tacômetro digital:



FIGURA B.1 – Tacômetro Digital MDT-2244A.

TABELA B.1 – Características do Tacômetro Digital MDT-2244A.

| | |
|------------|--|
| Fabricante | Minipa Indústria e Comércio Ltda. |
| Modelo | MDT-2244A |
| Capacidade | 5 rpm – 99.999 rpm |
| Resolução | 0,1 rpm (5 – 999,9 rpm) e 1 rpm (1.000 – 99.999 rpm) |

A partir dos valores obtidos pelo tacômetro para a velocidade a cada indicação do inversor de frequência (variando de 0 Hz a 60 Hz de 5 em 5 Hz), obtêm-se uma expressão linear para a variação da velocidade real *versus* indicação de frequência pelo inversor. A partir dos valores de velocidade obtidos pela fórmula, utiliza-se como valor final a média dos dois valores. Por fim, é realizado o cálculo do erro percentual do valor real pelo valor obtido pela expressão.

TABELA B.2 – Planilha de rotações da bancada de rotores.

| Frequência Observada (Hz) | Velocidade Real (rpm) | Velocidade através da Expressão (rpm) | Valor utilizado (rpm) | Erro Percentual | Erro Acumulado (absoluto) |
|---------------------------|-----------------------|---------------------------------------|-----------------------|-----------------|---------------------------|
| 0 | 0 | -37 | 0 | - | - |
| 5 | 782,4 | 774 | 780 | 1,1 | 1,1 |
| 10 | 1575 | 1585 | 1580 | 0,7 | 1,7 |
| 15 | 2383 | 2396 | 2390 | 0,6 | 2,3 |
| 20 | 3185 | 3207 | 3200 | 0,7 | 3,0 |
| 25 | 3992 | 4019 | 4010 | 0,7 | 3,6 |
| 30 | 4825 | 4830 | 4830 | 0,1 | 3,7 |
| 35 | 5652 | 5641 | 5650 | 0,2 | 3,9 |
| 40 | 6440 | 6452 | 6450 | 0,2 | 4,1 |
| 45 | 7279 | 7263 | 7270 | 0,2 | 4,3 |
| 50 | 8074 | 8074 | 8070 | 0,0 | 4,3 |
| 55 | 8918 | 8885 | 8900 | 0,4 | 4,7 |
| 60 | 9682 | 9696 | 9690 | 0,1 | 4,9 |

Gráfico da Frequência pela RPM

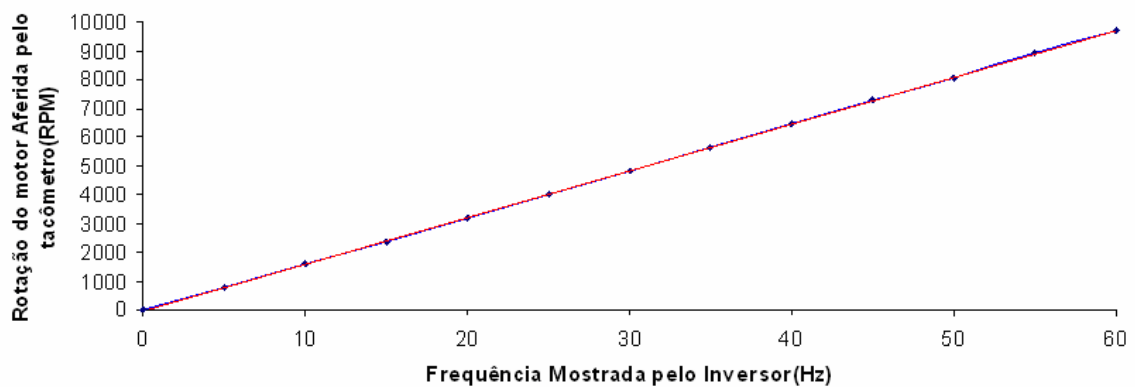


FIGURA B.2 – Gráfico de rotações da bancada de rotores.

A partir do gráfico da figura acima e considerando a aceleração da bancada como constante, obtêm-se o gráfico de aceleração da bancada, relacionando a velocidade utilizada *versus* o tempo gasto. O tempo escolhido para a variação da velocidade de 0 a 60 Hz e vice-versa foi de 15 segundos.

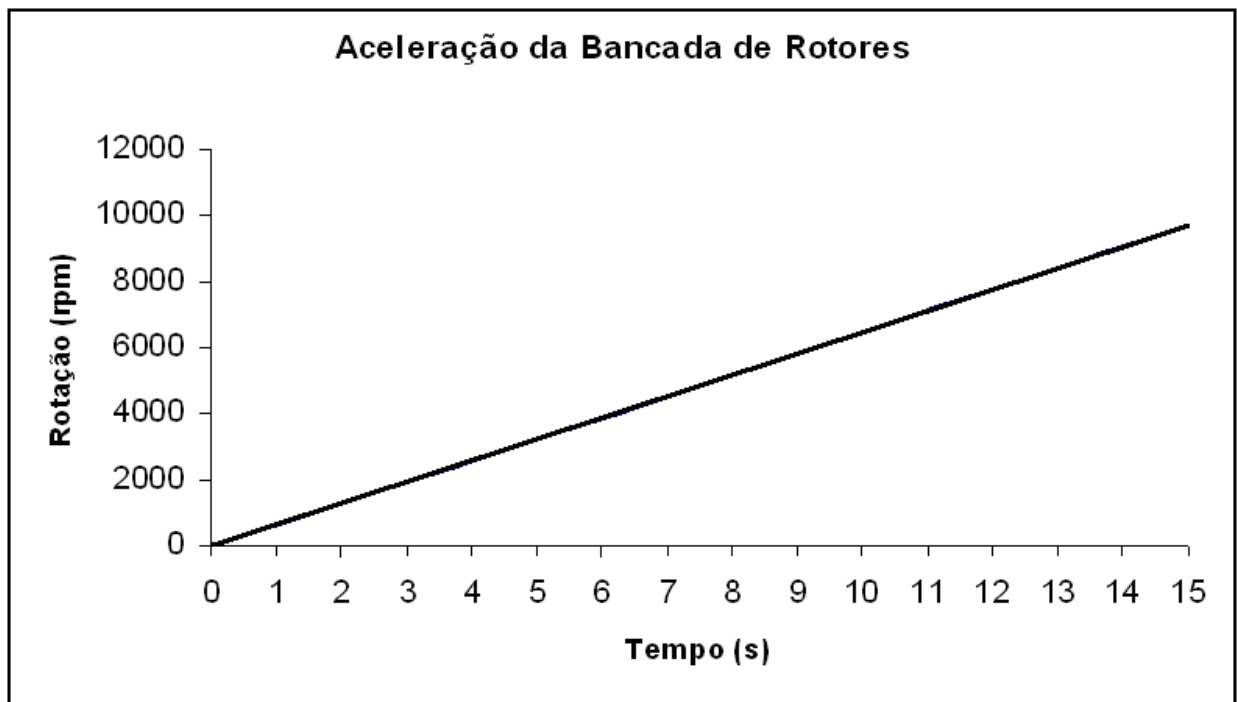


FIGURA B.3 – Gráfico da aceleração da bancada de rotores.

Por meio do gráfico da aceleração, é possível estimar a equação do mesmo.

B.2. Estimativa do tempo total

Alguns mancais, como os de 4 lóbulos, foram testados menos que outros mancais, por não conseguirem atingir altas velocidades. Entretanto, a influência no valor final de ciclos realizados pelo eixo em cada mancal varia relativamente pouco. Assim, o cálculo total de ciclos por mancal foi considerado o mesmo, e estimando uma variação de 10% no valor final de ciclos. Estes 10% foram considerados levando em conta alguns fatores que variaram entre cada configuração, como: necessidade de repetição de medidas, tempo total de cada medida e ajuste da velocidade correta no inversor de frequência.

B.3. Tempo total de medição na obtenção dos Espectros de Freqüência

– *Tempo para se chegar aos 5 Hz iniciais: 1,25 segundos:* Com a aceleração programada para 15 segundos de 0 a 60 Hz, a cada 5 Hz se têm 1,25 segundos. A velocidade mínima introduzida no inversor de freqüência é de 5Hz. Logo, a partir do funcionamento do inversor, são necessários 1,25 segundos para se atingir os 5 Hz iniciais. A variação deste tempo é linear;

– *Ajuste da velocidade: 2 segundos:* No acréscimo ou decréscimo manual da velocidade pelo inversor de freqüência, o ajuste correto da velocidade demanda um certo tempo. Este valor foi estimado em 2 segundos, considerando que a resolução do inversor de freqüência é de 0,1 Hz. Os 1,25 segundos considerados são praticamente na velocidade de cada uma das medidas, sendo esses considerados como em velocidade constante;

– *Tempo de aceleração e desaceleração a cada 5 Hz acrescidos: 1,25 segundos:* Como apresentado anteriormente, a aceleração e a desaceleração programada é de 15 segundos para variar 60 Hz, ou seja, 1,25 segundos para cada 5 Hz. A variação é linear. É considerado a partir dos 5 Hz mínimos.

– *Tempo para obter a medida: 10 segundos:* Foi considerado o tempo necessário para, a partir do valor necessário apresentado no inversor de freqüência, esperar o sistema da bancada entrar em regime permanente (normalmente em torno de 3 a 4 segundos) e disparar no analisador a tomada do gráfico do espectro de freqüência. Os 10 segundos considerados são na velocidade de cada uma das medidas, sendo esses em velocidade constante.

– *Atraso do comando de aumento e diminuição de velocidade: 0,25 segundos:* Além do ajuste da velocidade correta de medição do espectro de freqüência, há um atraso entre o comando de aumento ou diminuição de velocidade e o início dessa aceleração ou desaceleração do inversor de freqüência. Também considerados em velocidade constante.

Em todas as 12 velocidades calculadas (de 5 a 60 Hz, com variação de 5 Hz), apenas na obtenção do espectro de freqüência de 5 Hz os itens 2, 3 e 5 não são considerados.

Para a obtenção dos espectros de freqüência, sempre se inicia a tomada a partir da máquina parada. Assim, os itens 1 (tempo de aceleração de 0 a 5 Hz) 3 (tempo de aceleração e desaceleração) e 5 (atraso no comando de variação) são realizados duas vezes, na aceleração, para a tomada da medida, e na desaceleração, quando a medida já foi realizada.

TABELA B.3 – Planilha do cálculo de números de ciclos total por mancal

| Hz indicado inversor | rpm | rps | Item 1 (2 x) | Ciclos Item 1 | Item 2 | Ciclos Item 2 | Item 3 (2 x) | Ciclos Item 3 | Item 4 | Ciclos Item 4 | Item 5 (2 x) | Ciclos Item 5 |
|--------------------------------|------------|------------|------------------------|-------------------------|---------------|-------------------------|------------------------|-------------------------|---------------|-------------------------|------------------------|-------------------------|
| 5 | 780 | 13,00 | 2,5 s | 16,25 | 0 s | 0,00 | 0 s | 0,00 | 10 s | 130,00 | 0 s | 0,00 |
| 10 | 1580 | 26,33 | 2,5 s | 16,25 | 2 s | 52,67 | 2,5 s | 49,58 | 10 s | 263,33 | 0,5 s | 13,17 |
| 15 | 2390 | 39,83 | 2,5 s | 16,25 | 2 s | 79,67 | 5 s | 133,13 | 10 s | 398,33 | 0,5 s | 19,92 |
| 20 | 3200 | 53,33 | 2,5 s | 16,25 | 2 s | 106,67 | 7,5 s | 250,42 | 10 s | 533,33 | 0,5 s | 26,67 |
| 25 | 4010 | 66,83 | 2,5 s | 16,25 | 2 s | 133,67 | 10 s | 401,46 | 10 s | 668,33 | 0,5 s | 33,42 |
| 30 | 4830 | 80,50 | 2,5 s | 16,25 | 2 s | 161,00 | 12,5 s | 587,50 | 10 s | 805,00 | 0,5 s | 40,25 |
| 35 | 5650 | 94,17 | 2,5 s | 16,25 | 2 s | 188,33 | 15 s | 693,33 | 10 s | 941,67 | 0,5 s | 47,08 |
| 40 | 6450 | 107,50 | 2,5 s | 16,25 | 2 s | 215,00 | 17,5 s | 807,71 | 10 s | 1075,00 | 0,5 s | 53,75 |
| 45 | 7270 | 121,17 | 2,5 s | 16,25 | 2 s | 242,33 | 20 s | 1058,75 | 10 s | 1211,67 | 0,5 s | 60,58 |
| 50 | 8070 | 134,50 | 2,5 s | 16,25 | 2 s | 269,00 | 22,5 s | 1346,88 | 10 s | 1345,00 | 0,5 s | 67,25 |
| 55 | 8900 | 148,33 | 2,5 s | 16,25 | 2 s | 296,67 | 25 s | 1665,00 | 10 s | 1483,33 | 0,5 s | 74,17 |
| 60 | 9690 | 161,50 | 2,5 s | 16,25 | 2 s | 323,00 | 27,5 s | 2023,33 | 10 s | 1615,00 | 0,5 s | 80,75 |

No Item 1, obteve-se no total 195 ciclos. No Item 2, um total de 2068 ciclos. No item 3, 10730 ciclos. No Item 4, 10470 ciclos. E no Item 5, 517 ciclos. Assim, cada mancal hidrodinâmico totalizou em torno de 23.980 ciclos na obtenção dos espectros de frequência. Considerando ainda que, em média, para cada mancal, necessitou-se novamente a medição em certas velocidades, estima-se que para cada 12 medidas realizadas no espectro de frequência, 3 aleatórias e com distribuição retangular foram repetidas. Portanto, pode-se supor que estas 3 medições foram realizadas em um valor médio da tabela, que corresponderia a 32,5 Hz na indicação do inversor.

Na soma de cada um dos 5 itens, a uma velocidade média estimada de 5.240 rpm, considerando que nesta velocidade foram realizadas 3 medições, o número total de ciclos são de 5.404. Somados aos ciclos realizados, obtêm-se o valor de 29.384 ciclos. Foram realizados 5 tipos diferentes de configuração de rotor (eixo sem discos, com 1 disco, com 1 disco desbalanceado, com 2 discos, com 2 discos desbalanceados) e a medição fora feita em cada um dos 2 mancais. Portanto, os ciclos realizados por mancal fora de 293.840 (em torno de 293.800 ciclos).

Portanto, estima-se que o total de ciclos esteja entre 264.400 ciclos e 323.300 ciclos por mancal.

B.4. Tempo total de medição na obtenção dos Gráficos em Cascata

Os diagramas em cascata (“Waterfall”) são realizados para analisar o comportamento da máquina em função de sua aceleração e desaceleração. Assim, em cada configuração de sistema rotor-mancais, é realizado um teste de aceleração e um teste de desaceleração.

Todos os dois testes podem ser divididos em três partes:

- 1 – aceleração da bancada;
- 2 – velocidade máxima constante até início da desaceleração;
- 3 – desaceleração da bancada.

As partes 1 e 3 produzem o mesmo número de ciclos para o teste de aceleração, quanto para o teste de desaceleração.

Entretanto, no teste de aceleração a medida é realizada na parte 1 e, assim, a parte 2 se torna apenas o tempo para perceber a chegada à velocidade máxima e iniciar o processo de desaceleração. Portanto, a parte 2 na aceleração é estimada em apenas 2 segundos.

Já no teste de desaceleração, a medida é realizada na parte 3, fazendo com que a parte 2 seja composta pela percepção do operador do regime de velocidade máxima, posicionamento do mesmo para iniciar a obtenção dos dados e, ao mesmo tempo, iniciar a desaceleração da máquina. Logo, estima-se que esse processo necessita em torno de 6 segundos.

Percebe-se que a aceleração e a desaceleração (parte 1 e 3) consomem no total 30 segundos em regime de variação linear. Utilizando os valores obtidos no cálculo dos ciclos do item anterior para velocidade máxima (9690 rpm) têm-se como o total de ciclos na aceleração e na desaceleração a soma do Item 1 com o Item 3 da Tabela 30 a 9690 rpm, 2.423 ciclos. Para a aceleração, a parte 2 é estimada em 323 ciclos, enquanto para a desaceleração, são estimados 969 ciclos.

Logo, na obtenção de cada diagrama em cascata de aceleração foram realizados 2.746 ciclos e na desaceleração, 3.392 ciclos, totalizando 6.138 ciclos. Como dito no item anterior, foram realizadas 5 tipos diferentes de configuração de rotor e a medição também foi realizada em cada um dos 2 mancais.

Portanto, na medição dos diagramas “Waterfall” foram realizados 61.380 ciclos (aproximadamente 61.400 ciclos). Estima-se, com o erro de 10% considerado, que o total de ciclos esteja entre 55.200 e 67.600 ciclos por mancal.

Por fim, para o desgaste apresentado por cada mancal apresentado, foram realizados em torno de 320.000 a 390.000 ciclos.

APEÊNDICE C. ANÁLISE DIMENSIONAL DOS MANCAIS PÓS-UTILIZAÇÃO

C.1. Resultados obtidos na análise dos mancais pós-utilização

Nesse apêndice são apresentados os resultados pertinentes às análises metrológicas dos mancais, visando uma avaliação qualitativa de desgaste, e todos os resultados relevantes obtidos durante os testes de vibração.

As dimensões principais dos mancais selecionados estão mostradas nas figuras C.1 a C.5, sendo as mesmas descritas no item 3.4 do capítulo anterior.

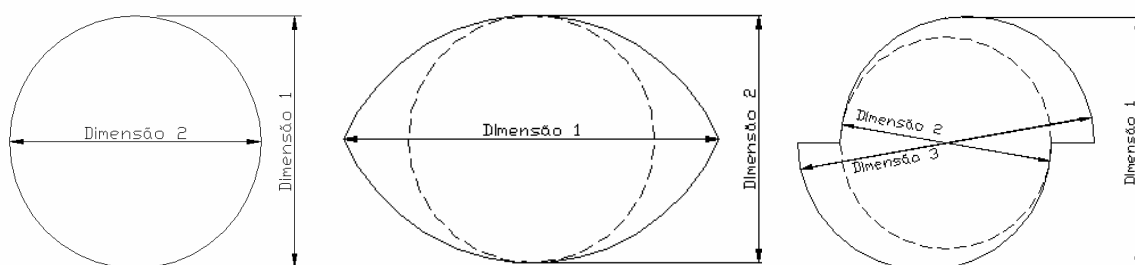


FIGURA C.1 – Mancal circular. FIGURA C.2 – Mancal elíptico. FIGURA C.3 – Mancal offset.

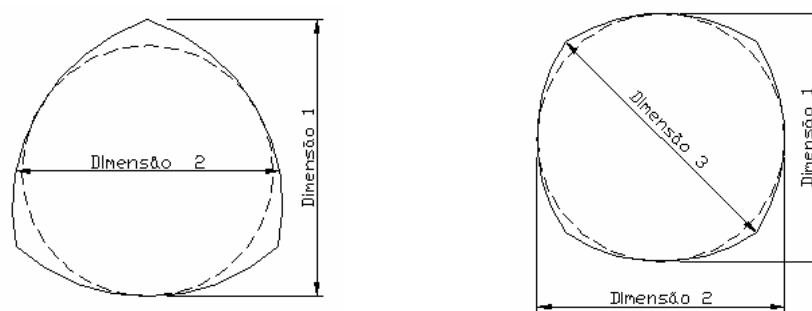


FIGURA C.4 – Mancal de 3 lóbulos. FIGURA C.5 – Mancal de 4 lóbulos.

Três medições de cada uma das dimensões indicadas para os 12 mancais são realizadas após a finalização e indicadas na Tabela C.1.

TABELA C.1 – Valores teóricos e reais das dimensões dos mancais pós-utilização.

| | Teórica (mm) | | Real (mm) | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a |
|------------------|--------------|------------|-----------|------------|----------------|----------------|----------------|
| Elíptico | Dimensão 1 | 15,044 | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,140 | 15,138 | 15,136 |
| | Dimensão 2 | 15,024 | | Dimensão 2 | 15,132 | 15,133 | 15,128 |
| | | | | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a |
| | | | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,098 | 15,095 | 15,103 |
| | | | | Dimensão 2 | 15,058 | 15,050 | 15,067 |
| Offset | Teórica (mm) | | Real (mm) | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a |
| | Dimensão 1 | 15,044 | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,081 | 15,093 | 15,084 |
| | Dimensão 2 | 15,024 | | Dimensão 2 | 15,082 | 15,094 | 15,063 |
| | Dimensão 3 | 15,064 | | Dimensão 3 | 15,076 | 15,094 | 15,099 |
| | | | | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a |
| | | | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,133 | 15,111 | 15,127 |
| | | | | Dimensão 2 | 15,124 | 15,094 | 15,111 |
| | | Dimensão 3 | | 15,122 | 15,138 | 15,121 | |
| 3 lóbulos | Teórica (mm) | | Real (mm) | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a |
| | Dimensão 1 | 15,029 | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,206 | 15,193 | 15,201 |
| | Dimensão 2 | 15,027 | | Dimensão 2 | 15,205 | 15,192 | 15,199 |
| | | | | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a |
| | | | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,181 | 15,194 | 15,183 |
| | | Dimensão 2 | | 15,185 | 15,149 | 15,165 | |
| 4 lóbulos | Teórica (mm) | | Real (mm) | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a |
| | Dimensão 1 | 15,024 | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,256 | 15,252 | 15,255 |
| | Dimensão 2 | 15,024 | | Dimensão 2 | 15,255 | 15,257 | 15,258 |
| | Dimensão 3 | 15,03 | | Dimensão 3 | 15,263 | 15,265 | 15,266 |
| | | | | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a |
| | | | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,187 | 15,193 | 15,188 |
| | | | | Dimensão 2 | 15,180 | 15,178 | 15,188 |
| | | Dimensão 3 | | 15,196 | 15,196 | 15,197 | |

TABELA C.1 (continuação)

| | Teórica (mm) | | Real (mm) | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a |
|---|--|------------|------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| | Circulares (eletro- erosão) | Dimensão 1 | 15,024 | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,131 | 15,136 |
| Dimensão 2 | | 15,024 | Dimensão 2 | | 15,121 | 15,130 | 15,128 |
| | | | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a | |
| | | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,170 | 15,174 | 15,170 | |
| | | | Dimensão 2 | 15,161 | 15,165 | 15,168 | |
| | | | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a | |
| Circulares (torno comum) | Teórica (mm) | | Real (mm) | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a |
| | Dimensão 1 | 15,024 | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,195 | 15,200 | 15,196 |
| | Dimensão 2 | 15,024 | | Dimensão 2 | 15,156 | 15,161 | 15,163 |
| | | | | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a |
| | | | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,210 | 15,206 | 15,211 |
| | | | | Dimensão 2 | 15,219 | 15,231 | 15,217 |
| | | | | 1 ^a | 2 ^a | 3 ^a | |

As Tabelas C.2 e C.3 apresentam todos os resultados da análise metrológica e os dados calculados para a obtenção da nova pré-carga realizada pós-testes, respectivamente, da mesma forma apresentada pela tabela A.8 e A.9.

TABELA C.2 – Planilha dos mancais pós-utilização.

| | | Média (mm) | Desvio Padrão Experimental (mm) | Desvio Padrão Associado (mm) | Incerteza Padrão Combinada (mm) | Graus-de- liberdade efetivos | k _{95%} | Incerteza expandida U _{95%} (mm) | |
|------------------|----------|---------------|---------------------------------------|---------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------|---|--------------|
| Elíptico | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,138 | 0,002 | 0,001 | 0,006 | 1624 | 2,01 | 0,012 |
| | | Dimensão 2 | 15,131 | 0,003 | 0,002 | 0,006 | 618 | 2,01 | 0,013 |
| | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,099 | 0,004 | 0,002 | 0,007 | 171 | 2,02 | 0,014 |
| | | Dimensão 2 | 15,068 | 0,009 | 0,005 | 0,010 | 39 | 2,06 | 0,021 |
| Offset | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,086 | 0,006 | 0,004 | 0,009 | 63 | 2,04 | 0,017 |
| | | Dimensão 2 | 15,080 | 0,016 | 0,009 | 0,017 | 23 | 2,12 | 0,035 |
| | | Dimensão 3 | 15,090 | 0,012 | 0,007 | 0,013 | 27 | 2,1 | 0,028 |
| | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,124 | 0,011 | 0,007 | 0,013 | 29 | 2,09 | 0,027 |
| | | Dimensão 2 | 15,110 | 0,015 | 0,009 | 0,016 | 24 | 2,11 | 0,034 |
| | | Dimensão 3 | 15,127 | 0,010 | 0,006 | 0,011 | 34 | 2,07 | 0,023 |
| 3 lóbulos | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,200 | 0,007 | 0,004 | 0,009 | 58 | 2,04 | 0,018 |
| | | Dimensão 2 | 15,199 | 0,007 | 0,004 | 0,009 | 59 | 2,04 | 0,018 |
| | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,186 | 0,007 | 0,004 | 0,009 | 52 | 2,05 | 0,019 |
| | | Dimensão 2 | 15,166 | 0,018 | 0,010 | 0,019 | 22 | 2,12 | 0,040 |

TABELA C.2 (continuação)

| | | | | | | | | | |
|--|----------|------------|--------|-------|-------|-------|--------|------|--------------|
| 4 lóbulos | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,254 | 0,002 | 0,001 | 0,006 | 1409 | 2,01 | 0,012 |
| | | Dimensão 2 | 15,257 | 0,002 | 0,001 | 0,006 | 4364 | 2,01 | 0,012 |
| | | Dimensão 3 | 15,265 | 0,002 | 0,001 | 0,006 | 4364 | 2,01 | 0,012 |
| | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,189 | 0,003 | 0,002 | 0,007 | 331 | 2,01 | 0,013 |
| | | Dimensão 2 | 15,182 | 0,005 | 0,003 | 0,008 | 88 | 2,03 | 0,016 |
| | | Dimensão 3 | 15,196 | 0,001 | 0,000 | 0,006 | 190962 | 2 | 0,012 |
| Circulares (eletro- erosão) | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,133 | 0,003 | 0,002 | 0,006 | 618 | 2,01 | 0,013 |
| | | Dimensão 2 | 15,126 | 0,005 | 0,003 | 0,008 | 115 | 2,02 | 0,015 |
| | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,171 | 0,002 | 0,001 | 0,006 | 979 | 2,01 | 0,013 |
| | | Dimensão 2 | 15,165 | 0,004 | 0,002 | 0,007 | 254 | 2,02 | 0,014 |
| Circulares (torno comum) | Mancal 1 | Dimensão 1 | 15,197 | 0,003 | 0,002 | 0,006 | 618 | 2,01 | 0,013 |
| | | Dimensão 2 | 15,160 | 0,004 | 0,002 | 0,007 | 235 | 2,02 | 0,014 |
| | Mancal 2 | Dimensão 1 | 15,209 | 0,003 | 0,002 | 0,006 | 618 | 2,01 | 0,013 |
| | | Dimensão 2 | 15,222 | 0,008 | 0,004 | 0,010 | 46 | 2,06 | 0,020 |

TABELA C.3 – Planilha da pré-carga de cada mancal.

| | | Teórica (mm) | | Real (mm) | Média Real (mm) | U _{95%} (mm) | Limite inferior de tolerância (mm) | Limite superior de tolerância (mm) | Folgas (mm) | | Fator de pré-carga | |
|------------------|------------|--------------|----------|-----------|-----------------|-----------------------|------------------------------------|------------------------------------|-------------|-------------|--------------------|--|
| Elíptico | Dimensão 1 | 15,044 | Mancal 1 | 15,138 | 0,012 | 15,126 | 15,150 | c | 0,069 | 0,05 | | |
| | Dimensão 2 | 15,024 | | 15,131 | 0,013 | 15,118 | 15,144 | c _b | 0,066 | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | Dimensão 1 | 15,044 | Mancal 2 | 15,099 | 0,014 | 15,084 | 15,113 | c | 0,049 | 0,31 | | |
| | Dimensão 2 | 15,024 | | 15,068 | 0,021 | 15,047 | 15,089 | c _b | 0,034 | | | |
| Offset | | | | | | | | | | | | |
| | Dimensão 1 | 15,044 | Mancal 1 | 15,086 | 0,017 | 15,069 | 15,103 | c | 0,043 | 0,07 | | |
| | Dimensão 2 | 15,024 | | 15,080 | 0,035 | 15,044 | 15,115 | c _b | 0,040 | | | |
| | Dimensão 3 | 15,064 | | 15,090 | 0,028 | 15,061 | 15,118 | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | Dimensão 1 | 15,044 | Mancal 2 | 15,124 | 0,027 | 15,097 | 15,150 | c | 0,062 | 0,11 | | |
| | Dimensão 2 | 15,024 | | 15,110 | 0,034 | 15,076 | 15,144 | c _b | 0,055 | | | |
| Dimensão 3 | 15,064 | 15,127 | | 0,023 | 15,104 | 15,150 | | | | | | |
| 3 lóbulos | | | | | | | | | | | | |
| | Dimensão 1 | 15,029 | Mancal 1 | 15,200 | 0,018 | 15,182 | 15,218 | c | 0,109 | 0,10 | | |
| | Dimensão 2 | 15,027 | | 15,199 | 0,018 | 15,181 | 15,216 | c _b | 0,098 | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | Dimensão 1 | 15,029 | Mancal 2 | 15,186 | 0,019 | 15,167 | 15,205 | c | 0,102 | 0,20 | | |
| Dimensão 2 | 15,027 | 15,166 | | 0,040 | 15,126 | 15,207 | c _b | 0,082 | | | | |

TABELA C.3 (continuação)

| | | | | | | | | | | | |
|--|------------|--------|----------|--------|-------|--------|--------|----------------|-------|-------------|--|
| 4 lóbulos | Dimensão 1 | 15,024 | | 15,254 | 0,012 | 15,242 | 15,267 | c | 0,138 | 0,07 | |
| | Dimensão 2 | 15,024 | Mancal 1 | 15,257 | 0,012 | 15,245 | 15,269 | c _b | 0,128 | | |
| | Dimensão 3 | 15,03 | | 15,265 | 0,012 | 15,253 | 15,277 | | | | |
| | | | | | | | | | | | |
| | Dimensão 1 | 15,024 | Mancal 2 | 15,189 | 0,013 | 15,176 | 15,203 | c | 0,103 | 0,10 | |
| | Dimensão 2 | 15,024 | | 15,182 | 0,016 | 15,166 | 15,198 | c _b | 0,093 | | |
| | Dimensão 3 | 15,03 | | 15,196 | 0,012 | 15,185 | 15,208 | | | | |
| Circulares (eletro- erosão) | | | | | | | | | | | |
| | Dimensão 1 | 15,024 | Mancal 1 | 15,133 | 0,013 | 15,120 | 15,146 | c | 0,065 | | |
| | Dimensão 2 | 15,024 | | 15,126 | 0,015 | 15,111 | 15,141 | | | | |
| | | | | | | | | | | | |
| | Dimensão 1 | 15,024 | Mancal 2 | 15,171 | 0,013 | 15,159 | 15,184 | c | 0,084 | | |
| | Dimensão 2 | 15,024 | | 15,165 | 0,014 | 15,151 | 15,178 | | | | |
| Circulares (torno comum) | | | | | | | | | | | |
| | Dimensão 1 | 15,024 | Mancal 1 | 15,197 | 0,013 | 15,184 | 15,210 | c | 0,089 | | |
| | Dimensão 2 | 15,024 | | 15,160 | 0,014 | 15,146 | 15,174 | | | | |
| | | | | | | | | | | | |
| | Dimensão 1 | 15,024 | Mancal 2 | 15,209 | 0,013 | 15,196 | 15,222 | c | 0,108 | | |
| | Dimensão 2 | 15,024 | | 15,222 | 0,020 | 15,203 | 15,242 | | | | |

C.2. Avaliação da Variação Geométrica por Desgaste

A avaliação qualitativa de desgaste nesse trabalho consiste na análise da variação das folgas radiais e dos perfis das seções transversais de todos os mancais estudados. A partir da medida de cada dimensão, é realizado o cálculo do desgaste naquela dimensão e, após todas as análises de desgaste para um determinado mancal, calcula-se a média dos desgastes.

É possível observar que os mancais fixados próximos à extremidade livre (posição A1 – ver Figura 3.5) sofreram maiores variações do perfil original, sendo que o mancal elíptico atingiu um fator de pré-carga em torno de 0,05 depois de utilizado.

Os mancais de quatro lóbulos apresentaram maiores desgastes, nos dois pedestais, sendo que a folga do mancal na posição A1 variou em torno de 700% e na posição A2 em torno de 300%.

Os mancais circulares produzidos por eletro-erosão também apresentaram desgastes altos, em torno de 400%. Entretanto, os mancais circulares fabricados por usinagem convencional, que já possuíam grandes folgas, a variação da folga foi em torno de 60%.

Com menor variação total, o mancal *offset* apresentou alteração de folga em torno de 30% nos dois mancais.

Há uma grande diferença entre a variação da folga dos dois mancais elípticos. O mancal na posição A1 sofreu em torno de 200% de desgaste, enquanto o na posição A2 permaneceu em valores abaixo de 10%.

Por fim, os mancais três lóbulos sofreram desgaste de 115% e 250% da folga radial.