



AUTARQUIA ASSOCIADA À UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

**METODOLOGIA PARA MONITORAÇÃO E DIAGNÓSTICO
DE VIBRAÇÃO DAS BOMBAS MOTO-OPERADAS DO
CIRCUITO PRIMÁRIO DE REFRIGERAÇÃO DO
REATOR IEA-R1**

ÉRION DE LIMA BENEVENUTI

**Dissertação apresentada como parte
dos requisitos para obtenção do Grau
de Mestre em Ciências na Área de
Tecnologia Nuclear - Reatores.**

**Orientador:
Dr. Daniel Kao Sun Ting**

**São Paulo
2004**

INSTITUTO DE PESQUISAS ENERGÉTICAS E NUCLEARES
Autarquia associada à Universidade de São Paulo

**METODOLOGIA PARA MONITORAÇÃO E DIAGNÓSTICO DE VIBRAÇÃO DAS
BOMBAS MOTO-OPERADAS DO CIRCUITO PRIMÁRIO DE REFRIGERAÇÃO
DO REATOR IEA-R1**



ÉRION DE LIMA BENEVENUTI

Dissertação apresentada como parte
dos requisitos para obtenção do Grau
de Mestre em Ciências na Área de
Tecnologia Nuclear – Reatores

Orientador:

Dr. Daniel Kao Sun Ting

SÃO PAULO

2004

exemplar revisado pelo autor

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer às pessoas que contribuíram para a realização deste trabalho, em particular:

Ao Dr. Daniel Kao Sun Ting, por toda a orientação e estímulo, sem os quais este trabalho não poderia ter sido feito.

Ao Dr. Adalberto José Soares, pela colaboração e o apoio.

Ao Dr. Linilson Rodrigues Padovese, pela atenção e pelas valiosas sugestões.

Ao M.Sc. Paulo Henrique Ferraz Masotti, pela paciência e auxílio em todo trabalho experimental.

Ao M.Sc. Roberto Frajndlich, pela paciência e compreensão durante todo o período de realização deste trabalho.

À minha amiga Sodi Montoni, por toda sua paciência, atenção e apoio.

À minha mãe, meu pai, minha filha, meus amigos e colegas que sempre torceram por mim.

Ao Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares (IPEN), pela oportunidade de realizar este trabalho.

METODOLOGIA PARA MONITORAÇÃO E DIAGNÓSTICO DE VIBRAÇÃO DAS BOMBAS MOTO-OPERADAS DO CIRCUITO PRIMÁRIO DE REFRIGERAÇÃO DO REATOR IEA-R1

Érion de Lima Benevenuti

RESUMO

O presente estudo tem como objetivo estabelecer uma estratégia de monitoração e diagnóstico de vibração para as bombas do circuito primário de refrigeração do Reator IEA-R1, ao mesmo tempo em que verifica até que ponto ela pode ser implementada pelo sistema de monitoração contínua de vibração presente na instalação. Foram selecionados quatro tipos de problemas mecânicos relevantes - desbalanceamento, desalinhamento, folgas e problemas de rolamento - e logo a seguir procurou-se determinar a adequação de um conjunto de ferramentas consagradas pela indústria na monitoração dos mesmos: medidas globais de vibração, espectro da velocidade e espectro do envelope da aceleração. Foram utilizadas três fontes de informação: a própria monitoração das bombas do primário, os resultados experimentais com uma máquina de simulação de defeitos mecânicos da Spectra Quest e a literatura especializada. Os resultados mostraram que, embora o melhor desempenho na detecção e identificação dos defeitos localizados de rolamento tenha sido obtido com a técnica do envelope, que não está disponível no sistema de monitoração contínua, os recursos deste sistema são suficientes para a monitoração dos quatro tipos de problemas mecânicos mencionados acima, nas bombas do primário. A estratégia foi elaborada e é apresentada no final do trabalho.

METHODOLOGY TO MONITOR AND DIAGNOSTIC VIBRATIONS OF THE MOTOR-PUMPS USED IN THE PRIMARY COOLING SYSTEM OF IEAR1 NUCLEAR RESEARCH REACTOR

Érion de Lima Benevenuti

ABSTRACT

The objectives of this study are to establish a strategy to monitor and diagnose vibrations of the motor pumps used in the primary reactor cooling system of the IEAR1 nuclear research reactor, to verify the possibility of using the existing installed monitoring vibration system and to implement such strategy in a continuous way. Four types of mechanical problems were considered: unbalancing, misalignment, gaps and faults in bearings. An adequate set of analysis tools, well established by the industry, was selected. These are: global measurements of vibration, velocity spectrum and acceleration envelope spectrum. Three sources of data and information were used: the data measured from the primary pumps, experimental results obtained with a Spectra Quest machine used to simulate mechanical defects and data from the literature. The results show that, for the specific case of the motor-pumps of IEAR1 nuclear research reactor, although the technique using the envelope of acceleration, which is not available in the current system used to monitor the vibration of the motor-pumps, is the one with best performance, the other techniques available in the system are sufficient to monitor the four types of mechanical problems mentioned. The proposed strategy is shown and detailed in this work.

SUMÁRIO

	Página
1) INTRODUÇÃO	19
2) OBJETIVOS E ASPECTOS RELEVANTES DO TRABALHO	22
3) REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	25
3.1) A pesquisa acadêmica	25
3.1.1) Desbalanceamento mecânico	27
3.1.2) Desalinhamento de eixos	30
3.1.3) Problemas em rolamentos	36
3.1.3.1) Defeitos localizados de rolamento.....	
3.1.3.2) Problemas de lubrificação	47
3.1.4) Folgas	49
3.2) A tecnologia industrial de monitoração	51
3.3) As normas.....	55
4) A INSTALAÇÃO E OS EQUIPAMENTOS	59
4.1) O Reator IEA-R1.....	59
4.2) A bomba do primário.....	60
4.3) O sistema de monitoração contínua (on-line).....	63
4.3.1) Componentes do sistema de monitoração contínua.....	64
4.3.1.1) O hardware.....	64
4.3.1.2) O software.....	67
4.3.2) Formas de aquisição e processamento de dados.....	68
4.3.3) Medidas de vibração disponíveis.....	69
4.3.4) Formas de apresentação e análise dos resultados.....	70
4.3.5) Técnicas de monitoração disponíveis.....	73
4.3.6) A configuração do sistema.....	74
5) METODOLOGIA	75
5.1) As ferramentas matemáticas.....	75
5.1.1) A transformada de Fourier.....	75
5.1.2) O valor eficaz ou RMS.....	75

5.1.3) O envelope.....	76
5.1.4) A integração do sinal.....	77
5.2) Procedimentos de monitoração e análise.....	77
5.2.1) A escolha dos defeitos.....	78
5.2.2) As formas de monitoração e análise.....	80
5.2.2.1) O desalinhamento.....	80
5.2.2.2) O desbalanceamento.....	80
5.2.2.3) As folgas mecânicas.....	81
5.2.2.4) Os problemas em rolamentos.....	81
5.2.3) A eficiência e as formas de aplicação das técnicas.....	83
5.2.4) Os limites de alarme.....	85
5.2.5) Determinação das bandas de filtragem para o envelope	87
5.2.6) A rotina de análise do sinal das bombas do primário.....	89
5.3) A qualidade dos dados.....	89
5.3.1) Os erros.....	89
5.3.1.1) Os erros aleatórios.....	89
5.3.1.2) A sub-amostragem (alising).....	92
5.3.1.3) O problema do janelamento (windowing).....	92
5.3.1.4) Os erros de tendenciosidade (bias).....	93
5.3.2) O equipamento (portátil) de aquisição dos sinais.....	94
6) OS EXPERIMENTOS NA SPECTRA QUEST.....	97
6.1) A descrição da máquina.....	97
6.2) O objetivo dos experimentos na SQ.....	99
6.3) O procedimento de aquisição e análise dos sinais.....	100
6.3.1) A aquisição dos dados.....	100
6.3.2) Os parâmetros de análise.....	101
6.3.3) O método de análise.....	103
6.4) Os experimentos realizados.....	104
6.4.1) O desbalanceamento.....	104
6.4.1.1) Desbalanceamento 1.....	104
6.4.1.2) Desbalanceamento 2.....	105
6.4.1.3) Desbalanceamento 3.....	106
6.4.2) O desalinhamento.....	107
6.4.3) A folga.....	109

6.4.4) Os problemas em rolamentos.....	109
6.5) Os resultados e as análises dos experimentos na SQ.....	113
6.5.1) O desbalanceamento.....	113
6.5.2) O desalinhamento.....	117
6.5.3) A folga.....	119
6.5.4) Os problemas em rolamentos.....	122
6.5.4.1) Defeito na pista interna.....	122
6.5.4.2) Defeito no elemento rolante.....	122
6.5.4.3) Defeitos na gaiola do rolamento.....	123
6.5.4.4) Problemas na lubrificação do rolamento.....	123
6.5.4.5) Defeitos na pista externa.....	124
6.5.4.5.1) Lasqueamento em um ponto na pista externa.....	124
6.5.4.5.2) Lasqueamento em dois pontos na pista externa.....	125
6.5.4.5.3) Lasqueamento em três pontos na pista externa.....	125
6.5.4.5.4) Lasqueamento extenso na pista externa.....	125
6.5.4.5.5) Seqüência de pequenos buracos na pista externa.....	126
6.5.4.5.6) Análise geral para os defeitos de pista externa.....	126
6.5.4.6) Análise geral para os problemas de rolamento.....	129
6.5.5) Análise geral dos defeitos testados.....	131
7) RESULTADOS E ANÁLISE DOS DADOS DAS BOMBAS.....	133
7.1) As bandas de filtragem para o envelope.....	133
7.2) Os níveis de referência.....	134
7.3) Os indicadores de defeitos para as bombas do primário.....	136
7.3.1) Indicadores de desbalanceamento.....	137
7.3.1.1) Desbalanceamento do rotor do motor da bomba.....	137
7.3.1.2) Desbalanceamento do impelidor da bomba.....	138
7.3.2) Indicadores de desalinhamento.....	140
7.3.2.1) Desalinhamento paralelo entre o eixo da bomba e o do volante.....	140
7.3.3) Indicadores de folga.....	143
7.3.3.1) Folga no mancal do volante de inércia.....	143
7.3.3.2) Folga na caixa mancal da bomba.....	145
7.3.4) Indicadores de problemas em rolamentos.....	148
7.3.4.1) Defeito na pista externa.....	148
7.3.4.2) Defeito na pista interna.....	150

7.3.4.3) Defeito no elemento rolante	157
7.3.4.4) Problema de lubrificação na Bomba A.....	159
7.3.4.5) Problema de lubrificação na Bomba B.....	163
7.3.4.6) Outras correlações com a condição de lubrificação.....	166
7.4) Os limites de alerta e de perigo.....	168
7.4.1) O desbalanceamento na reforma da Bomba A.....	168
7.4.2) O desbalanceamento na reforma da bomba B.....	169
7.4.3) O desalinhamento na reforma da bomba B.....	169
7.4.4) A folga no mancal do volante de inércia.....	170
7.4.5) A folga na caixa mancal na reforma da Bomba A.....	171
7.4.6) O defeito na pista externa dos rolamentos do volante de inércia.....	171
7.4.7) O defeito na pista interna do rolamento da caixa mancal.....	172
7.4.8) O defeito nas esferas do rolamento da caixa mancal	173
7.4.9) O problema de lubrificação nos mancais da Bomba A.....	173
7.4.10) O problema de lubrificação no mancal da Bomba B.....	174
8) A ESTRATÉGIA DE MONITORAÇÃO E ANÁLISE DE VIBRAÇÃO.....	175
8.1) A forma de monitoração dos defeitos.....	175
8.1.1) Os parâmetros de monitoração para o desbalanceamento.....	177
8.1.2) Os parâmetros de monitoração para o desalinhamento.....	178
8.1.3) Os parâmetros de monitoração para as folgas mecânicas.....	179
8.1.4) Os parâmetros para os defeitos localizados de rolamento.....	181
8.1.5) Os parâmetros para os problemas de lubrificação de rolamentos.....	182
8.2) Os pontos e as direções de aquisição dos sinais.....	184
8.3) A periodicidade da tomada de dados e das análises.....	184
9) CONCLUSÕES.....	186
10) TRABALHOS FUTUROS.....	189
APÊNDICE A – Tabelas com os valores de R encontrados na SQ.....	190
APÊNDICE B - Gráficos para o comportamento de R na SQ.....	200
APÊNDICE C – Tabelas com o desempenho dos parâmetros na SQ.....	209
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	217

LISTA DE TABELAS

Página

TABELA 1. Direção de tomada dos sinais nas bombas do primário.....	68
TABELA 2. Freqüências características para o rolamento NSK E20.....	110
TABELA 3. Resultados experimentais para as bandas de filtragem usadas na técnica do envelope.....	133
TABELA 4. Níveis de referência para a vibração na bomba A.....	134
TABELA 5. Níveis de referência para as freqüências características na Bomba A.....	134
TABELA 6. Níveis de referência para a vibração na bomba B.....	135
TABELA 7. Níveis de referência para as freqüências características na Bomba B.....	135
TABELA 8. Parâmetros de vibração, em velocidade (mm/s), que apresentaram variação em seus valores com o engraxamento do mancal.....	166
TABELA 9. Parâmetros de vibração, em aceleração (m/s ²), que apresentaram variação em seus valores com o engraxamento do mancal.....	167
TABELA 10. Relação dos parâmetros utilizados na monitoração de cada tipo de defeito, em cada ponto das bombas do primário.....	176
TABELA A1. Valores de R para o desbalanceamento 1.....	190
TABELA A2. Valores de R para o desbalanceamento 2 - conjugado puro.....	190
TABELA A3. Valores de R para o desbalanceamento 2 - misto.....	191
TABELA A4. Valores de R para o desbalanceamento 3 - vários casos.....	191
TABELA A5. Valores de R para o desalinhamento angular horizontal.....	192
TABELA A6. Valores de R para o desalinhamento paralelo horizontal.....	192
TABELA A7. Valores de R para o desalinhamento combinado horizontal.....	192
TABELA A8. Valores de R para o desalinhamento paralelo vertical.....	193
TABELA A9. Valores de R para a folga na capa do mancal.....	193
TABELA A10. Valores de R para a folga na fixação do rolamento.....	193
TABELA A11. Valores de R para a folga na base.....	193
TABELA A12. Valores de R para defeito na pista interna do rolamento.....	194
TABELA A13. Valores de R para defeito no elemento rolante do rolamento.....	194
TABELA A14. Valores de R para defeito de folga na gaiola do rolamento.....	194
TABELA A15. Valores de R para defeito de corte na gaiola do rolamento.....	194
TABELA A16. Valores de R para defeito combinado de folga na gaiola com desgaste na pista externa.	195

TABELA A17. Valores de R (relativos à situação com defeito na pista externa) para defeito combinado de folga na gaiola com desbaste na pista externa.....	195
TABELA A18. Valores de R para problema de falta de graxa no rolamento.....	195
TABELA A19. Valores de R para problema de graxa suja no rolamento.....	195
TABELA A20. Valores de R para defeito de lasqueamento na posição x da pista externa.....	196
TABELA A21. Valores de R para defeito de lasqueamento na posição y da pista externa.....	196
TABELA A22. Valores de R para defeito de lasqueamento na posição z da pista externa.....	196
TABELA A23. Valores de R para defeito de lasqueamento duplo na pista externa - disposição x.....	196
TABELA A24. Valores de R para defeito de lasqueamento duplo na pista externa - disposição y.....	197
TABELA A25. Valores de R para defeito de lasqueamento triplo na pista externa - disposição x.....	197
TABELA A26. Valores de R para defeito de lasqueamento triplo na pista externa - disposição y.....	197
TABELA A27. Valores de R para defeito de lasqueamento triplo na pista externa - disposição z.....	197
TABELA A28. Valores de R para defeito de lasqueamento extenso na posição x da pista externa.....	198
TABELA A29. Valores de R para defeito de lasqueamento extenso na posição y da pista externa.....	198
TABELA A30. Valores de R para defeito de lasqueamento extenso na posição z da pista externa.....	198
TABELA A31. Valores de R para defeito de buracos na posição x da pista externa.....	198
TABELA A32. Valores de R para defeito de buracos na posição y da pista externa.....	199
TABELA A33. Valores de R para defeito de buracos na posição z da pista externa.....	199
TABELA C1. Desempenho dos parâmetros no desbalanceamento de força.....	209
TABELA C2. Desempenho dos parâmetros no desbalanceamento conjugado puro.....	209
TABELA C3. Desempenho dos parâmetros no desbalanceamento misto.....	209
TABELA C4. Desempenho dos parâmetros em várias condições de desbalanceamento de força.....	209
TABELA C5. Desempenho dos parâmetros no desalinhamento angular horizontal.....	209

TABELA C6. Desempenho dos parâmetros no desalinhamento paralelo horizontal.....	210
TABELA C7. Desempenho dos parâmetros no desalinhamento combinado horizontal.....	210
TABELA C8. Desempenho dos parâmetros no desalinhamento paralelo vertical.....	210
TABELA C9. Desempenho dos parâmetros na folga na capa do mancal.....	210
TABELA C10. Desempenho dos parâmetros na folga na fixação do rolamento..	210
TABELA C11. Desempenho dos parâmetros na folga na base.....	210
TABELA C12. Desempenho dos parâmetros no problema de defeito na pista interna do rolamento.....	211
TABELA C13. Desempenho dos parâmetros no problema de defeito nas esferas do rolamento.....	211
TABELA C14. Desempenho dos parâmetros no problema de folga na gaiola do rolamento.....	211
TABELA C15. Desempenho dos parâmetros no problema de corte na gaiola do rolamento.....	211
TABELA C16. Desempenho dos parâmetros no problema combinado de folga na gaiola com defeito na pista externa do rolamento.....	212
TABELA C17. Desempenho dos parâmetros no problema de falta de graxa no rolamento.....	212
TABELA C18. Desempenho dos parâmetros no problema de graxa suja no rolamento.....	212
TABELA C19. Desempenho dos parâmetros no problema de lasqueamento em um ponto na posição x da pista externa do rolamento.....	212
TABELA C20. Desempenho dos parâmetros no problema de lasqueamento em um ponto na posição y da pista externa do rolamento.....	213
TABELA C21. Desempenho dos parâmetros no problema de lasqueamento em um ponto na posição z da pista externa do rolamento.....	213
TABELA C22. Desempenho dos parâmetros no problema de lasqueamento em dois pontos da pista externa do rolamento – disposição x.....	213
TABELA C23. Desempenho dos parâmetros no problema de lasqueamento em dois pontos da pista externa do rolamento – disposição y.....	213
TABELA C24. Desempenho dos parâmetros no problema de lasqueamento em três pontos da pista externa do rolamento – disposição x.....	214
TABELA C25. Desempenho dos parâmetros no problema de lasqueamento em três pontos da pista externa do rolamento – disposição y.....	214
TABELA C26. Desempenho dos parâmetros no problema de lasqueamento em três pontos da pista externa do rolamento – disposição z.....	214
TABELA C27. Desempenho dos parâmetros no problema de lasqueamento extenso na posição x da pista externa do rolamento.....	214

TABELA C28. Desempenho dos parâmetros no problema de lasqueamento extenso na posição y da pista externa do rolamento.....	215
TABELA C29. Desempenho dos parâmetros no problema de lasqueamento extenso na posição z da pista externa do rolamento.....	215
TABELA C30. Desempenho dos parâmetros no problema de seqüência de pequenos buracos na posição x da pista externa do rolamento.....	215
TABELA C31. Desempenho dos parâmetros no problema de seqüência de pequenos buracos na posição y da pista externa do rolamento.....	215
TABELA C32. Desempenho dos parâmetros no problema de seqüência de pequenos buracos na posição z da pista externa do rolamento.....	216

LISTA DE FIGURAS

Página

FIGURA 1. Oscilação provocada pelo desbalanceamento mecânico.....	28
FIGURA 2. Modelo simples para o desalinhamento de eixos.....	34
FIGURA 3. Esquema do circuito primário de refrigeração do Reator IEA-R1.....	60
FIGURA 4. Conjunto moto-bomba do circuito primário de refrigeração do Reator de pesquisas IEA-R1 do IPEN.....	61
FIGURA 5. Bomba B-101-B – conjunto moto-bomba.....	61
FIGURA 6. Detalhe do impelidor e da caixa mancal da Bomba B-101-B, com o seu acelerômetro da posição A6 na direção axial.....	62
FIGURA 7. Detalhe da Bomba B-101-B.....	62
FIGURA 8. Composição do sistema de monitoração contínua de vibração de máquinas rotativas do Reator IEA-R1.....	64
FIGURA 9. Sistema de monitoração contínua de vibração de máquinas rotativas do Reator IEA-R1.....	65
FIGURA 10. O Monitor de Vibração 2520.....	66
FIGURA 11. Gráfico do tipo Histórico Escalar do sistema de monitoração contínua.....	71
FIGURA 12. Gráfico do tipo Espectro (autoespectro) do sistema de monitoração contínua.....	71
FIGURA 13. Gráfico do tipo Espectro CPB do sistema de monitoração contínua.....	72
FIGURA 14. Esquema do equipamento de aquisição de sinais de vibração.....	95
FIGURA 15. Esquema simplificado da máquina de simulação de defeitos da SQ.....	97
FIGURA 16. Máquina de simulação de defeitos da Spectra Quest acompanhada do equipamento de aquisição de sinais de vibração.....	98
FIGURA 17. Configuração da SQ para o experimento de desbalanceamento 1.....	104
FIGURA 18. Configuração da SQ para o experimento de desbalanceamento 2.....	105
FIGURA 19. Configuração da SQ para o experimento de desalinhamento.....	107
FIGURA 20. Medidas do desalinhamento residual para a condição de alinhamento da SQ.....	108
FIGURA 21. Posições dos defeitos na pista externa de acordo com os códigos x, y e z.....	112
FIGURA 22. Espectro da vibração (velocidade vertical) da SQ, mancal 2 – sem defeito – 1800 rpm.....	115

FIGURA 23. Espectro da vibração (velocidade vertical) da SQ, mancal 2 – desbalanceamento de força com massa de 4,87 g – 1800 rpm.....	115
FIGURA 24. Espectro da vibração (velocidade vertical) da SQ, mancal 2 – desbalanceamento de força com massa de 12,92 g – 1800 rpm....	116
FIGURA 25. Espectro da vibração (velocidade horizontal) da SQ, mancal 2 – eixos alinhados – 1800 rpm.....	118
FIGURA 26. Espectro da vibração (velocidade horizontal) da SQ, mancal 2 – desalinhamento paralelo horizontal de 45 mils – 1800 rpm.....	119
FIGURA 27. Espectro da vibração (velocidade vertical) da SQ, mancal 2 – sem defeito – 1800 rpm.....	121
FIGURA 28. Espectro da vibração (velocidade vertical) da SQ, mancal 2 – folga na capa do mancal com rolamento solto – 1800 rpm.....	121
FIGURA 29. Espectro do envelope da vibração (aceleração vertical) da SQ, mancal 2 – rolamento sem defeito – 1800 rpm.....	127
FIGURA 30. Espectro do envelope da vibração (aceleração vertical) da SQ, mancal 2 – lasqueamento na posição x da pista externa do rolamento – 1800 rpm.....	128
FIGURA 31. Espectro do envelope da vibração (aceleração vertical) da SQ, mancal 2 – lasqueamento duplo, na disposição x, na pista externa do rolamento – 1800 rpm.....	128
FIGURA 32. Espectro do envelope da vibração (aceleração vertical) da SQ, mancal 2 – lasqueamento triplo, na disposição x, na pista externa do rolamento – 1800 rpm.....	129
FIGURA 33. 1ºh no ponto A1 da Bomba A.....	137
FIGURA 34. RMSv no ponto A1 da Bomba A.....	138
FIGURA 35. 1ºh no ponto A6 da Bomba B.	139
FIGURA 36. 2ºh no ponto A4 da Bomba B.....	140
FIGURA 37. RMSv no ponto A4 da Bomba B.....	141
FIGURA 38. 2ºh no ponto A5 da Bomba B.....	141
FIGURA 39. 4ºh no ponto A5 da Bomba B.....	142
FIGURA 40. 1ºh no ponto A4 da Bomba B.....	143
FIGURA 41. 2º, 3º e 4º inter-harmônicos da rotação no ponto A4 da Bomba B..	144
FIGURA 42. Espectro da vibração (velocidade) do ponto A4 da Bomba B – 06/maio/2004, antes da correção do problema de rolamento solto no eixo.....	144
FIGURA 43. Espectro da vibração (velocidade) do ponto A4 da Bomba B – 06/agosto/2004, depois da correção do problema de rolamento solto no eixo.....	145
FIGURA 44. 2ºfp no ponto A6 da Bomba A.....	146
FIGURA 45. RMSv no ponto A6 da Bomba A.....	147

FIGURA 46. Trechos defeituosos das pistas externas dos rolamentos dos mancais do volante de inércia da Bomba B.....	148
FIGURA 47. Três primeiros harmônicos do f_{o_v} no ponto A3 da Bomba B.....	149
FIGURA 48. RMSv no ponto A3 da Bomba B.....	149
FIGURA 49. Três primeiros harmônicos do f_{o_v} no ponto A4 da Bomba B.....	150
FIGURA 50. Pista interna, gaiola e esferas do rolamento da caixa mancal da Bomba A (ponto A5), substituído em outubro de 2003.....	151
FIGURA 51. RMS _{1a5} e Pico _{1a5} no ponto A5 da Bomba A.....	151
FIGURA 52. RMSv no ponto A5 da Bomba A.....	152
FIGURA 53. Primeiros quatro harmônicos do f_{i_v} no ponto A5 da Bomba A.....	152
FIGURA 54. Primeiros quatro harmônicos do f_{i_e} no ponto A5 da Bomba A.....	153
FIGURA 55. Fator de Amplitude médio para os quatro primeiros harmônicos do f_{i_e} no ponto A5 da Bomba A.....	153
FIGURA 56. Espectro da vibração (velocidade) do ponto A5 da Bomba A – 03/junho/2003 – antes da troca do rolamento defeituoso do respectivo mancal.....	155
FIGURA 57. Espectro da vibração (velocidade) do ponto A5 da Bomba A – 05/novembro/2003 – após a troca do rolamento defeituoso do respectivo mancal.....	155
FIGURA 58. Espectro do envelope da vibração (aceleração) do ponto A5 da Bomba A – 03/junho/2003 – antes da troca do rolamento defeituoso do respectivo mancal.....	156
FIGURA 59. Espectro do envelope da vibração (aceleração) do ponto A5 da Bomba A – 05/novembro/2003 – após a troca do rolamento defeituoso do respectivo mancal.....	156
FIGURA 60. Primeiros quatro harmônicos do f_{b_e} no ponto A5 da Bomba A.....	157
FIGURA 61. Fator de Amplitude médio para os quatro primeiros harmônicos do f_{b_e} no ponto A5 da Bomba A.....	158
FIGURA 62. 1ºh, 2ºh, 3ºh e 4ºh no ponto A3 da Bomba A.....	160
FIGURA 63. 1ºh, 2ºh, 3ºh e 4ºh no ponto A4 da Bomba A.....	160
FIGURA 64. RMSv no ponto A3 da Bomba A.....	161
FIGURA 65. RMSv no ponto A4 da Bomba A.....	161
FIGURA 66. Primeiros três harmônicos de f_{o_v} no ponto A3 da Bomba A.....	162
FIGURA 67. 2º, 3º e 4º harmônicos de f_{o_e} no ponto A4 da Bomba B.....	163
FIGURA 68. Espectro do envelope da vibração (aceleração) do ponto A4 da Bomba B – 08/outubro/2002 – antes da lubrificação do respectivo mancal.....	165
FIGURA 69. Espectro do envelope da vibração (aceleração) do ponto A4 da Bomba B – 16/dezembro/2002 – após a lubrificação do respectivo mancal.....	165

FIGURA B1. Valores de R para os harmônicos da rotação e o RMSv no desbalanceamento 3, para o ponto 2v e para a rotação de 600 rpm.....	200
FIGURA B2. Valores de R para os harmônicos da rotação e o RMSv no desbalanceamento 3, para o ponto 2h e para a rotação de 600 rpm.....	200
FIGURA B3. Valores de R para os harmônicos da rotação e o RMSv no desbalanceamento 3, para o ponto 2v e para a rotação de 1800 rpm.....	201
FIGURA B4. Valores de R para os harmônicos da rotação e o RMSv no desbalanceamento 3, para o ponto 2h e para a rotação de 1800 rpm.....	201
FIGURA B5. Valores de R para os harmônicos da rotação e o RMSv no desbalanceamento 3, para o ponto 2v e para a rotação de 3000 rpm.....	202
FIGURA B6. Valores de R para os harmônicos da rotação e o RMSv no desbalanceamento 3, para o ponto 2h e para a rotação de 3000 rpm.....	202
FIGURA B7. Valores de R para os harmônicos da rotação no desalinhamento, para o ponto 1h e para a rotação de 900rpm.....	203
FIGURA B8. Valores de R para os harmônicos da rotação no desalinhamento, para o ponto 1v e para a rotação de 900rpm.....	203
FIGURA B9. Valores de R para os harmônicos da rotação no desalinhamento, para o ponto 1h e para a rotação de 1800rpm.....	204
FIGURA B10. Valores de R para os harmônicos da rotação no desalinhamento, para o ponto 1v e para a rotação de 1800rpm.....	204
FIGURA B11. Valores de R para os harmônicos da rotação no desalinhamento, para o ponto 1h e para a rotação de 3000rpm.....	205
FIGURA B12. Valores de R para os harmônicos da rotação no desalinhamento, para o ponto 1v e para a rotação de 3000rpm.....	205
FIGURA B13. Valores de R para médias de harmônicos e para o RMSv no desalinhamento, para o ponto 1h para a rotação de 900rpm.....	206
FIGURA B14. Valores de R para médias de harmônicos e para o RMSv no desalinhamento, para o ponto 1v para a rotação de 900rpm.....	206
FIGURA B15. Valores de R para médias de harmônicos e para o RMSv no desalinhamento, para o ponto 1h para a rotação de 1800rpm.....	207
FIGURA B16. Valores de R para médias de harmônicos e para o RMSv no desalinhamento, para o ponto 1v para a rotação de 1800rpm.....	207
FIGURA B17. Valores de R para médias de harmônicos e para o RMSv no desalinhamento, para o ponto 1h para a rotação de 3000rpm.....	208
FIGURA B18. Valores de R para médias de harmônicos e para o RMSv no desalinhamento, para o ponto 1v para a rotação de 3000rpm.....	208

LISTA DE EXPRESSÕES, ABREVIATURAS E SIGLAS

AM_{1a5} , AM_{1a15} e AM_{6a15} = médias das amplitudes dos harmônicos da frequência de rotação no espectro da velocidade, nas quais são considerados, respectivamente, os harmônicos do 1° ao 5°, do 1° ao 15° e do 6° ao 15°.

CVM = monitor central de vibração. Ver item 4.3.1.1, pg 64.

CVMS = sistema de monitoração contínua de vibração. Ver item 4.3, pg 63.

Direção preferencial = ver item 6.3.3, pg 106.

Espectro CPB = espectro de vibração cuja resolução, em frequência, é igual a uma porcentagem constante da frequência central da banda em questão. Ver item 4.3.3, pg 70.

FA = fator de amplitude. Ver item 5.2.5, pg 88.

f_a = frequência de amostragem do sinal.

Fator de pico = valor do pico do sinal dividido pelo seu RMS dentro de uma determinada banda de frequências.

f_b = frequência característica de defeito no elemento rolante (esfera ou rolo) de um rolamento. Ver item 3.1.3, pg 36.

f_c = frequência característica de defeito na gaiola de um rolamento. Ver item 3.1.3, pg 36.

f_{ct} = frequência central da banda de filtragem usada na técnica do envelope. Ver item 7.1, pg 143.

FFT = algoritmo para cálculo rápido da transformada de Fourier de um sinal discreto.

f_i = frequência característica de defeito na pista interna de um rolamento. Ver item 3.1.3, pg 36.

f_{max} = maior frequência presente no espectro do sinal.

f_o = frequência característica de defeito na pista externa de um rolamento. Ver item 3.1.3, pg 36.

Indicador = ver item 6.3.3, pg 105.

Inter-harmônico = frequência que apresenta um pico de amplitude entre dois harmônicos de uma determinada frequência fundamental.

lg = largura da banda de filtragem usada na técnica do envelope. Ver item 7.1, pg 143.

Parâmetro correlacionado = ver item 6.3.3, pg 105.

$Pico_{1-5 (5-9)}$ = valor máximo da amplitude no espectro da vibração, em unidades de aceleração, para um intervalo de frequências que vai de 1kHz a 5kHz (5kHz a 9kHz).

R = grandeza adimensional para expressar o valor de um determinado parâmetro de vibração; representa a relação entre a medida do parâmetro e o seu valor de referência. Ver item 5.2.3, pg 85.

RAS = relatório de análise de segurança. Ver item 4.3, pg 63.

RMS = média quadrática do sinal, também conhecida como valor eficaz do sinal. Ver item 5.1.2, pg 75.

RMSa = RMS da vibração, em unidades de aceleração.

RMSv = RMS da vibração, em unidades de velocidade, para um intervalo de frequências que vai de 10Hz a 1kHz.

RMS_{1-5 (5-9)} = RMS da vibração, em unidades de aceleração, para um intervalo de frequências que vai de 1kHz a 5kHz (5kHz a 9kHz).

Semi-harmônico = múltiplo ímpar da metade de uma determinada frequência fundamental.

SQ = máquina de simulação de defeitos mecânicos da Spectra Quest.

SRE = sistema de resfriamento de emergência. Ver item 4.3, pg 63.

Sub-harmônico = submúltiplo de uma frequência fundamental.

VM = monitor de vibração. Ver item 4.3.1.1, pg 64.

1^ºfp, 2^ºfp, 3^ºfp e 4^ºfp = 1^º, 2^º, 3^º e 4^º harmônicos da frequência de batida das pás do impelidor da bomba.

1^ºh, 2^ºh, 3^ºh e 4^ºh = 1^º, 2^º, 3^º e 4^º harmônicos da frequência de rotação do eixo.

1^ºi, 2^ºi, 3^ºi e 4^ºi = 1^º, 2^º, 3^º e 4^º inter-harmônicos da frequência de rotação do eixo.

Obs 1. Os índices 'v' e 'e', quando acompanham as frequências características, indicam que elas se referem, respectivamente, aos espectros da velocidade e do envelope da aceleração.

Obs2. Os códigos usados para especificar as condições de defeito na SQ, e utilizados nas tabelas e gráficos dos resultados dos experimentos, são todos definidos no capítulo 6, nos itens e páginas especificados a seguir:

desbalanceamento 1 – item 6.4.1.1, pg 106;

desbalanceamento 2 – item 6.4.1.2, pg 107;

desbalanceamento 3 – item 6.4.1.3, pg 108;

desalinhamento – item 6.4.2, pg 110;

folga – item 6.4.3, pg 111;

problema no rolamento – item 6.4.4, pg 112.

1) INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas tem se tornado cada vez mais evidente, no meio industrial, o papel e a importância da monitoração das condições de funcionamento de máquinas. Tal monitoração envolve a análise de forma contínua, ou periódica, da condição de funcionamento dos componentes da planta, enquanto eles se encontram em regime normal de operação. Ela permite a detecção e até mesmo a predição de problemas, proporcionando os seguintes benefícios: diminuição dos custos de manutenção, maior disponibilidade dos equipamentos, diminuição da quantidade de peças estocadas e melhores condições de segurança. No caso deste estudo que, como veremos a seguir, envolve um reator nuclear, a garantia dos critérios de segurança é solicitada por recomendações de projeto, construção e operação da instalação.

A manutenção de uma instalação é classificada em três níveis: a manutenção corretiva, a preventiva e a preditiva. Na manutenção corretiva só há uma intervenção em um equipamento quando ele falha ou sofre um problema que conduz à sua parada. Não existe custo de monitoração, no entanto as conseqüências podem ser um elevado custo de manutenção e um grande tempo de indisponibilidade do equipamento, além de toda a insegurança decorrente do fato de se operarem máquinas sem o conhecimento de quando e como elas podem falhar. A manutenção preventiva é efetuada periodicamente e, em relação à corretiva, minimiza os riscos de falhas. Acaba produzindo, não obstante, gastos desnecessários, pois é feita independentemente da condição do equipamento. A manutenção preditiva, por outro lado, é implementada pela monitoração das condições das máquinas, e só leva a uma intervenção ou mesmo a parada de um equipamento quando existem indícios reais, embasados por uma análise de dados, de que a ação é necessária.

A monitoração de vibração tornou-se um dos métodos principais e mais utilizados de monitoração de condições de máquinas, na medida em que os

problemas mecânicos normalmente provocam alguma modificação nos seus padrões de vibração, mesmo em estágios iniciais. A monitoração preditiva de vibração visa detectar esta modificação de padrão o mais cedo possível, de modo a se poder organizar, com bastante antecedência e segurança, o programa de manutenção dos equipamentos.

A monitoração de vibração pode ser contínua ou não. A monitoração contínua, também chamada de monitoração de segurança, tem como objetivo o acompanhamento contínuo do estado de funcionamento do equipamento e a garantia de seu bom andamento, evitando a ocorrência de falhas inesperadas. Este tipo de monitoração resulta na emissão de avisos ou alarmes, que podem ser usados para disparar uma segunda forma de monitoração, mais detalhada, ou mesmo para provocar o desligamento da máquina para a tomada de providências adequadas. As formas não contínuas de monitoração podem ser implementadas através de tomadas periódicas de dados, ou ainda pela tomada de dados quando disparada pela monitoração contínua, sendo que neste último caso o objetivo é a realização de uma análise mais detalhada do sinal com vistas à elaboração de um diagnóstico e a orientação adequada para a correção dos problemas.

A prática da monitoração dos níveis de vibração como uma indicação das condições de funcionamento de máquinas começou, de forma bastante rudimentar, a mais de 150 anos. Contudo, foi só a partir de 1939 que sensores de vibração e técnicas rudimentares de análise de vibração tornaram possível o estabelecimento de critérios de severidade de vibração [29] que acabaram dando origem à norma ISO2372, hoje substituída e ampliada pela ISO10816. Somente nos últimos 40 anos os avanços em equipamentos e nas técnicas computacionais permitiram o desenvolvimento de avaliações mais precisas através do que hoje é conhecido como assinatura de vibração, oriunda de um estudo detalhado das características do sinal detectado. Atualmente o desenvolvimento da tecnologia tanto de hardware quanto de software dá acesso a recursos que não eram disponíveis há poucas décadas atrás, como a monitoração contínua e em tempo real dos sinais de vibração, inclusive via internet, a realização de análises e diagnósticos automáticos, através da inteligência artificial, assim como uma capacidade quase ilimitada de armazenamento de informações e dados para

compor um registro histórico completo do comportamento do equipamento monitorado. No entanto a interpretação dos dados para diagnóstico continua sendo o elo mais delicado e subjetivo na cadeia da análise de vibração - e é dela que iremos tratar em boa parte deste trabalho.

2) OBJETIVOS E ASPECTOS RELEVANTES DO TRABALHO

O objetivo deste trabalho é a elaboração de uma estratégia de monitoração e diagnóstico de vibração para as condições de operação das bombas hidráulicas moto-operadas do circuito primário de refrigeração do Reator IEA-R1 do IPEN-CNEN-SP (daqui em diante referidas como as *bombas do primário*). Tal estratégia compreende a verificação das posições dos sensores, o estabelecimento da periodicidade das medições, a determinação dos defeitos a serem considerados, das técnicas de análise de vibração utilizadas e dos limites de alarme para os parâmetros utilizados na monitoração.

Como se pode verificar pela bibliografia disponível, não existe um plano genérico de monitoração, aplicável a qualquer tipo de máquina e que se utilize sempre das mesmas técnicas e ferramentas de análise. As formas de monitoração aplicáveis, as técnicas e ferramentas pertinentes, dependem muito da estrutura e da forma de operação da máquina monitorada. Assim sendo a definição de uma máquina real, como a escolhida para este trabalho, é fundamental para que se possa concretizar a aplicação de uma estratégia de monitoração e diagnóstico de análise de vibração. As bombas do primário foram escolhidas devido a sua importância para a segurança da instalação onde operam (mais detalhes nos itens 4.1 e 4.3), ou seja, para o Reator Nuclear IEA-R1 do IPEN-CNEN-SP.

Procuraremos determinar a aplicabilidade, ao nosso caso específico, daquelas ferramentas e técnicas já testadas e confirmadas pela pesquisa, dando preferência àquelas consagradas pela indústria, e que se adequem às condições e necessidades de operação da instalação. Além disso, como o Reator possui um sistema de monitoração contínua de vibração (on-line), estaremos fundamentalmente interessados nos tipos de análise disponibilizados pelo mesmo.

Pretende-se que o resultado deste trabalho possibilite uma adequada configuração do sistema de monitoração contínua de vibração, através da definição de suas formas de análise e dos limites de alarme utilizados. Apenas de forma complementar, espera-se realizar a monitoração das bombas do primário através de tomadas independentes (off-line) e periódicas de sinais, no sentido de implementar técnicas que não sejam disponíveis no sistema instalado, e que acrescentem informação à monitoração. Assim sendo, fez-se um estudo completo das características e possibilidades do sistema de monitoração contínua, com base nos seus manuais e na utilização direta do próprio sistema. Verificou-se que o sistema dispõe basicamente de dois tipos de ferramentas de análise, espectros e medidas globais de vibração (de um único valor e para uma banda de frequências), e que qualquer uma delas poderia ser realizada tanto em deslocamento quanto em velocidade ou aceleração, devido à existência de módulos integradores que possibilitam converter a medida original dos acelerômetros, a aceleração, para as duas outras. Portanto a questão inicial se converteu nas seguintes perguntas:

- 1º - Que espectros devem ser gerados, ou seja, eles devem ser expressos em que grandeza e abranger que intervalo de frequências e, além disso, que frequências devem ser observadas nos mesmos, como sendo associadas aos defeitos monitorados?
- 2º - Que medidas globais (ver item 4.3.3) podem ser as melhores para indicar a presença ou o surgimento de algum defeito ?
- 3º - Quais seriam os melhores limites de alarme, e que critérios deveríamos utilizar para estabelecê-los?
- 4º - Seriam as ferramentas disponíveis pelo sistema de monitoração contínua suficientes para realizar a monitoração proposta? Se não, quais seriam as complementares necessárias e mais adequadas?

O primeiro passo para se responder a tais perguntas foi a definição, segundo argumentos apresentados mais adiante, dos defeitos mecânicos a serem monitorados: desbalanceamentos, desalinhamentos, folgas e problemas em rolamentos. Isto feito, iniciamos uma pesquisa bibliográfica sobre as ferramentas e técnicas utilizadas na monitoração destes defeitos. Por fim, seria necessário

testar e observar o desempenho destas ferramentas na própria máquina monitorada e ao mesmo tempo complementar o estudo com experiências em uma máquina de simulação de defeitos.

Como o sistema on-line só disponibiliza o resultado das análises, e não diretamente o sinal de vibração coletado, tornou-se necessária a utilização de um sistema paralelo de aquisição e análise de sinais, inclusive para testar outras ferramentas complementares que poderiam ser úteis à monitoração como, por exemplo, a técnica do envelope, não disponibilizada no sistema atual, embora de larga utilização industrial.

Desta forma todo o trabalho se pauta pela procura de formas de monitoração que, na medida do possível, possam ser implementadas pelo sistema de monitoração contínua e que, portanto, estejam baseadas em uma análise espectral do sinal, na busca de frequências indicativas de defeitos, e em medidas globais de vibração do tipo RMS (vide item 5.1.2).

3) REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1) A pesquisa acadêmica

A análise de vibração de máquinas rotativas é ainda um campo relativamente novo e aberto a novas investigações, tanto no que diz respeito ao entendimento e ao aproveitamento mais completo das ferramentas já existentes quanto ao desenvolvimento de novas técnicas de análise. Não existe um método padrão e que sirva genericamente a qualquer tipo de máquina e detecte qualquer espécie de defeito. Na verdade, como Guy [12] relata em seu trabalho, a monitoração preditiva de máquinas rotativas requer um estudo sistemático, histórico e específico para o equipamento em questão. O mesmo autor alerta que é necessário um certo tempo, normalmente pelo menos dois anos, para se formar uma base suficientemente consistente, sobre a qual se possam começar a fazer diagnósticos confiáveis.

Devido às incertezas e a diversidade do assunto, muitas técnicas de análise e diagnóstico de vibração têm sido pesquisadas nos últimos anos, no entanto o cerne da tecnologia industrial ainda se concentra na análise espectral do sinal ou na combinação desta com a medição de alguma grandeza estatística, como se pode constatar pelos exemplos relacionados a seguir.

- Barszczewski e Flanagan [2] mostram como os problemas de vibração em uma cadeia de turbocompressores, na petroquímica Plock S.A., na Polônia, foram resolvidos com a instalação de um sistema de monitoração de vibração em tempo real. A monitoração é feita com base em níveis globais de vibração, no espectro de frequências, e na observação da amplitude e fase dos dois primeiros harmônicos da rotação do eixo.
- Sadat [32] indica várias técnicas para a monitoração de desgaste em ferramentas mecânicas automatizadas, e entre elas a monitoração de

vibração. Ele indica o uso do RMS como forma de avaliar a energia do sinal, que pode, em faixas características de freqüências, dar uma indicação do desgaste da máquina, e também aponta a observação de picos no espectro de vibração para predizer falhas do equipamento.

- Serra e Tecco [34] propõem que a detecção de rachaduras em eixos rotativos seja feita por meio da normalização do espectro de freqüências com relação a uma assinatura de referência. A formação e a evolução de tal rachadura seriam acusadas pelos níveis registrados neste espectro normalizado.
- Bently e outros [4] apontam duas formas de se detectar rachaduras em eixos rotativos: pelo acompanhamento do comportamento, no tempo, dos dois primeiros harmônicos da freqüência fundamental de rotação do eixo (amplitude e fase) e pelo estabelecimento de uma região tolerável em um gráfico do tipo polar, que representa simultaneamente a amplitude e a fase da vibração.
- Alguindigue e outros [1] propõem a realização de diagnósticos do estado de máquinas rotativas baseados em sinais de vibração, usando redes neurais. A rede neural realiza a classificação da assinatura de vibração baseado num espectro FFT ('Fast Fourier Transform') comprimido, com banda de 1Hz a 500Hz.
- Padovese [28] também usa redes neurais para classificar espectros de vibração de rolamentos, obtidos utilizando-se o FFT, e reconhecer quatro classes de defeitos, independentemente das condições de operação. Neste caso o espectro também é pré-processado, ou seja, é comprimido e filtrado para uma banda de freqüência de 0 a 600Hz.
- Tandon e Choudhury [38], em seu trabalho de revisão, apontam várias técnicas de vibração para a detecção de defeitos em rolamentos, como o fator de pico, o RMS, a curtosis, o pulso de choque e o cepstrum, no entanto indicam que as que apresentaram os melhores resultados para o

diagnóstico do problema estão baseadas na determinação espectral, tanto do sinal quanto de seu envelope.

Como a bomba do primário do Reator IEA-R1 é um tipo simples de bomba de acoplamento direto, os seus principais defeitos mecânicos, como veremos adiante, são os mais comuns em máquinas rotativas: desbalanceamento mecânico, desalinhamento, problemas de rolamentos e folgas mecânicas. Os problemas de rolamento, neste estudo, são constituídos pelos defeitos localizados e os problemas de lubrificação (falta, excesso ou inadequação do lubrificante).

Nesta pesquisa não se encontrou nenhum estudo completo que visasse a detecção simultânea do conjunto de problemas acima referidos. Assim sendo, a revisão bibliográfica apresentada a seguir é o resultado de um estudo visando abordar em separado cada um dos problemas mencionados, dando destaque aos artigos mais recentes e, de preferência, que sejam de revisão.

3.1.1) Desbalanceamento mecânico.

O desbalanceamento mecânico é o tipo de problema de vibração mais comum, regra geral de mais fácil detecção e, segundo Wowk [43], corresponde a aproximadamente 40% das ocorrências com máquinas rotativas. Caracteriza-se pelo fato do centro de massa do conjunto rotativo não coincidir com seu eixo de rotação. É fácil demonstrar, pelos princípios fundamentais da mecânica, que o desbalanceamento faz surgir no eixo uma força que é responsável pela aceleração centrípeta da massa em desbalanço. Esta força provoca nos mancais uma vibração com amplitude, em aceleração, proporcional à massa em desbalanço (m), à sua distância à linha central do eixo de rotação (R) e à sua velocidade de rotação, pois:

$$F = mw^2R \quad (1)$$

onde:

F =força centrípeta

m =massa em desbalanço

w =velocidade angular do elemento girante desbalanceado

R =distância da massa desbalanceada ao seu eixo de rotação

Como o sensor deve estar fixo enquanto o rotor desbalanceado gira, a passagem da massa em desbalanço será detectada como uma oscilação senoidal com frequência igual à da rotação do eixo, conforme ilustrado na FIG. 1.

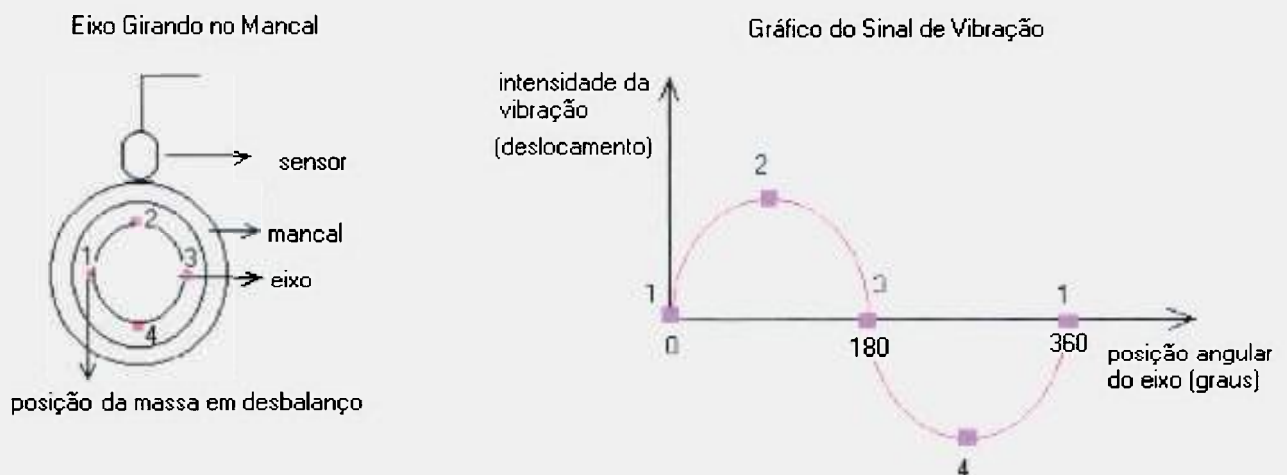


FIGURA 1. Oscilação provocada pelo desbalanceamento mecânico.

Ainda segundo Wowk [43], as causas do desbalanceamento mecânico podem ser as seguintes:

- porosidade na fundição da peça;
- não uniformidade na densidade do material;
- tolerâncias de fabricação;
- ganho ou perda de material durante a operação;
- troca de peças e falhas em procedimentos gerais de manutenção;
- erros de usinagem;
- materiais soltos dentro do equipamento, inclusive líquidos como a própria água;
- qualquer coisa que afete a distribuição da massa girante.

Embora o problema do desbalanceamento de massa seja um dos mais comuns em máquinas rotativas, pouco se pode encontrar sobre ele na literatura. Em boa parte isso talvez se deva ao fato de que a sua identificação em vibração é, de longe, a mais simples entre todos os problemas de vibração estudados.

A determinação do desbalanceamento é um assunto que não encontra controvérsia na literatura, assim sendo iremos expor as conclusões e observações presentes no trabalho de Jones [16], considerado um guia para a interpretação de medidas de vibração em máquinas rotativas e que reúne as principais conclusões encontradas na literatura, pertinentes ao problema do desbalanceamento, quais sejam:

- a sua vibração é uma senóide perfeita, ou seja, aparece no espectro como um pico na frequência de rotação do elemento desbalanceado;
- a amplitude da vibração é semelhante para todas as direções radiais;
- a amplitude da vibração cresce junto com a velocidade de rotação, até que a primeira velocidade crítica seja atingida;
- um rotor suspenso desbalanceado também apresenta uma forte vibração na direção axial;
- a maior parte dos problemas de desbalanceamento se desenvolve ao longo do uso do equipamento, seja através do desgaste das peças, do dano causado nelas pela passagem de algum material estranho ou através do acúmulo de material como pó, sujeira ou mesmo graxa, de maneira desigual em torno do elemento girante.

Jones relata uma série de casos onde foram identificados problemas de desbalanceamento e que confirmam as observações acima, além de exemplificarem várias formas e situações nas quais o defeito pode se manifestar. Com base nestes exemplos, ele alerta para o perigo de se confundir o desbalanceamento com um problema de eixo empenado, e lembra que as seguintes características podem indicar que o defeito não se trata de um desbalanceamento:

- o simples balanceamento do equipamento não resolve o problema de vibração a longo prazo, ou seja, a vibração volta a subir;
- a vibração axial é alta;
- um aumento muito rápido da vibração pode indicar que o eixo está rachado e que podemos estar muito próximos de uma falha catastrófica do equipamento.

Ruilan e outros [31] usaram um equipamento experimental para estudar a vibração causada pelo desbalanceamento. Eles verificaram que o 2º, 3º e 4º harmônicos da rotação também aparecem no espectro, no entanto suas amplitudes são tão menores que a do 1º harmônico que podem ser desprezadas. Constataram também que a massa em excesso (ou faltante), embora cause o desbalanço, nunca é suficiente para alterar significativamente a rigidez do material, de tal forma que a sua primeira velocidade crítica deve permanecer praticamente inalterada.

Xu e Marangoni [44 e 45] encontraram um resultado divergente do de Ruilan e outros [31] no que diz respeito ao efeito do desbalanceamento sobre a velocidade crítica, contudo eles também concluem que, na prática, um rotor nunca pode ser perfeitamente balanceado; assim sendo, o primeiro harmônico da frequência da rotação deve sempre estar presente. Desta forma a principal questão a respeito do desbalanceamento reside na determinação da amplitude da frequência de rotação a partir da qual se pode dizer que o problema é relevante em cada caso específico.

3.1.2) Desalinhamento de eixos

Segundo Wowk [43], este é o segundo problema mais comum em máquinas rotativas, respondendo por aproximadamente 30% dos casos. Ele ocorre sempre que dois eixos acoplados não se encontram sobre uma mesma reta. Existem basicamente dois tipos de desalinhamento de eixos, o paralelo (offset) e o angular: o desalinhamento é dito paralelo quando os dois eixos encontram-se sobre direções paralelas e não colineares, e é chamado de angular

quando os eixos acoplados encontram-se sobre direções não paralelas mas que se cruzam no acoplamento; normalmente ocorre uma combinação dos dois casos [43].

As conseqüências mais comuns de um desalinhamento são um rápido desgaste dos rolamentos e uma deterioração acelerada do próprio acoplamento [43] e, segundo Xu e Marangoni [44], suas causas principais seriam os erros de montagem, as dilatações térmicas e os movimentos da base ou da fundação.

Segundo Wowk [43], o desalinhamento aparece na vibração como a elevação de uma série de harmônicos da freqüência de rotação. Ele explica que isso acontece porque dois eixos, quando desalinhados, são ciclicamente pressionados em uma freqüência igual à da rotação da máquina. No entanto, devido às restrições impostas pelos mancais, o movimento ondulatório senoidal normal é impedido de atingir a sua amplitude total. Esta distorção gera uma série de harmônicos que podem ser observados no espectro de amplitude do sinal. O desalinhamento também causa uma tensão no acoplamento, que faz com que as suas partes internas sejam pressionadas umas contra as outras a cada revolução. Este tensionamento cíclico pode provocar uma vibração na freqüência de contato dos elementos, cujo valor é dado pelo produto da freqüência de rotação pelo número de elementos do acoplamento (parafusos, por exemplo). Isto produziria a elevação do harmônico correspondente no espectro do sinal [43].

Wowk [43] alerta para o fato de que a ocorrência de uma alteração na vibração, e principalmente nos harmônicos da freqüência de rotação, durante mudanças de temperatura, é uma forte indicação da existência de um desalinhamento, isto porque a dilatação térmica pode alterar as posições relativas dos eixos acoplados enquanto tem um efeito praticamente nulo na distribuição de massa do rotor, ou seja, no desbalanceamento. O mesmo autor também apresenta um conjunto de informações para ajudar na diferenciação entre problemas de desbalanceamento e desalinhamento, quais sejam:

- enquanto que no desbalanceamento a frequência preponderante é a da rotação, no desalinhamento poderemos ter a elevação conjunta de uma série de seus harmônicos;
- enquanto que o desbalanceamento não costuma afetar a vibração axial da máquina, o desalinhamento pode elevar bastante o seu valor;
- no desalinhamento, a vibração nos mancais opostos pelo acoplamento deverá estar em oposição de fase (aproximadamente 180°), enquanto que no desbalanceamento ela deverá estar em fase;
- o desalinhamento é altamente dependente da temperatura, o desbalanceamento não;
- se, no desbalanceamento, as forças que provocam a vibração crescem com o quadrado da velocidade de rotação do eixo, no desalinhamento elas permanecem quase inalteradas.

Vários pesquisadores têm indicado que a assinatura do desalinhamento repousa sobre os harmônicos pares da frequência da rotação, mas principalmente sobre o segundo. Jones [15] nos diz que a presença do segundo harmônico pode ser forte indício de desalinhamento, sobretudo quando a sua amplitude for maior que 50% da amplitude do primeiro harmônico e quando essa última for maior que 3,8 mm/s. Ainda segundo esse mesmo autor, com o aumento da severidade do defeito, deve haver também uma elevação da vibração axial, assim como, por um efeito secundário de desgaste dos mancais (rolamentos), pode haver um aumento da amplitude do primeiro harmônico, normalmente característico do desbalanceamento.

Xu e Marangoni [44 e 45] efetuaram um estudo, subdividido em duas etapas, uma teórica e outra experimental, para investigar o efeito do desbalanceamento e do desalinhamento de eixos na vibração de um sistema completo, composto por um rotor, um motor e um acoplamento.

Na etapa teórica foi desenvolvido um modelo matemático do sistema, no qual incluiu-se o efeito do acoplamento, de modo que o desalinhamento pudesse ser levado em conta. Este modelo possibilitou a obtenção de um

conjunto de equações generalizadas de movimento, correspondentes ao sistema submetido às condições de desbalanceamento e desalinhamento.

A resolução das equações revelou que as vibrações produzidas na situação de desalinhamento de eixos são compostas de múltiplos pares da frequência de rotação, mas que a resposta efetiva do sistema, ou seja, a amplitude relativa deste conjunto de frequências, vai depender fortemente da relação entre as frequências naturais do equipamento e a sua velocidade de rotação. As componentes que estiverem próximas das frequências naturais entrarão em uma condição de ressonância e serão amplificadas. Por outro lado, aquelas que estiverem distantes poderão nem aparecer no espectro. Outra conclusão importante desta primeira parte do trabalho é que a condição de desalinhamento deve provocar uma carga adicional sobre os mancais, podendo portanto acelerar o processo de deterioração dos rolamentos.

Na segunda etapa do trabalho de Xu e Marangoni, foi realizado um estudo experimental em um aparelho de testes para se verificar o modelo teórico desenvolvido na primeira. O aparato experimental estava de acordo com o sistema modelado na parte teórica e era composto por um motor, um acoplamento flexível e um rotor de disco único, sendo que o conjunto todo era suportado por dois rolamentos idênticos de esferas. Foram tomadas medidas do deslocamento do eixo do rotor sob diversas condições de desbalanceamento e desalinhamento, o que possibilitou a obtenção de espectros experimentais que puderam ser comparados com os correspondentes espectros teóricos.

Conclui-se que as predições teóricas estavam em boa concordância com os resultados experimentais. Tanto o espectro teórico quanto o experimental mostraram que o desbalanceamento caracteriza-se exclusivamente pela presença do primeiro harmônico da rotação enquanto que o desalinhamento é evidenciado pelos seus múltiplos pares, mas que normalmente o segundo harmônico é o mais evidente. Por outro lado, os efeitos do desalinhamento podem nem sempre ser aparentes, principalmente quando o segundo harmônico da rotação não estiver próximo de nenhuma das frequências naturais do equipamento.

Os resultados experimentais indicaram também que, na ocorrência simultânea dos dois problemas, uma mudança na condição de desbalanceamento pode alterar a relação entre o segundo e o primeiro harmônico da rotação, assim como suas amplitudes, contudo o padrão do espectro deve permanecer o mesmo, já que ele depende exclusivamente da relação entre a velocidade de rotação do eixo e as frequências naturais da máquina. Xu e Marangoni [44 e 45] finalizam chamando a atenção para o fato de que o estudo do desalinhamento e de sua assinatura é muito complexo e ainda pouco conclusivo, pelo menos até a época de publicação do seu trabalho.

Sekhar e Prabhu [33] também desenvolveram um modelo teórico para estudar o problema do desalinhamento em um sistema formado por um motor e um rotor ligados por um acoplamento flexível. Eles verificaram que o segundo harmônico é altamente dependente da severidade do desalinhamento e apresentaram um modelo gráfico simples para justificar esta correlação (FIG.2).

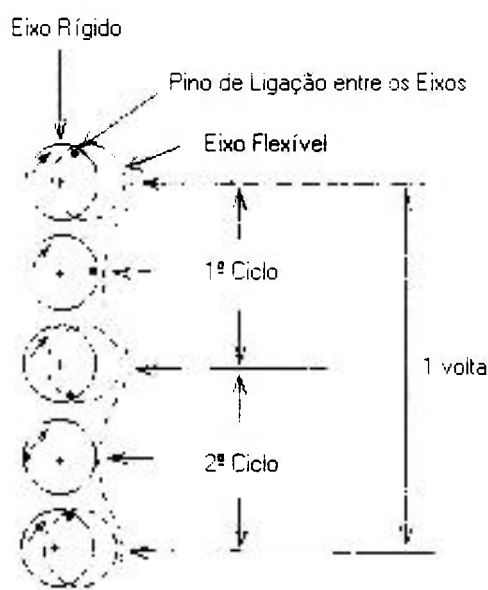


FIGURA 2. Modelo simples para o desalinhamento de eixos.

Assim como Xu e Marangoni [44 e 45], Sekhar e Prabhu [33] observaram que a amplitude desta vibração, e portanto sua capacidade de

registrar o defeito, depende fortemente do fato dela estar ou não próxima a uma das frequências naturais do sistema.

Ganeriwala [11] usou um equipamento de simulação de defeitos da Spectra Quest para tentar determinar a assinatura do desalinhamento para qualquer condição de operação de máquina. Suas conclusões são as seguintes:

- a vibração atribuída ao desalinhamento é altamente dependente da velocidade da máquina, da rigidez e do tipo do acoplamento;
- os acoplamentos flexíveis tendem a produzir menos vibração que os rígidos;
- o desalinhamento é um fenômeno não linear e bastante complexo, de tal forma que não foi possível determinar uma assinatura, aplicável a qualquer condição de operação de máquina.

Pode-se observar, pelo que foi apresentado, que o problema do desalinhamento é bastante complexo e altamente dependente do tipo de máquina, bem como de suas condições de operação. No entanto, é possível se encontrar apontamentos comuns, ou pelo menos não conflitantes, nestes vários trabalhos, com respeito à relação entre o defeito e sua resposta em vibração, quais sejam:

- o desalinhamento costuma se apresentar nos harmônicos da frequência da rotação [43], com preferência pelos pares e, muitas vezes, com a predominância do segundo [44 e 45];
- o problema do desalinhamento é altamente não linear, pois a configuração de amplitude dos harmônicos relacionados é altamente dependente das frequências naturais do sistema [44 e 45], que, por sua vez, dependem da rigidez mecânica do equipamento, cujo valor pode ser alterado por modificações na severidade do próprio desalinhamento ou desbalanceamento [33, 44 e 45].
- os sinais de vibração, radiais, tomados nos mancais opostos pelo acoplamento desalinhado, estarão aproximadamente em oposição de fase (180°) quando o desalinhamento predominante for o paralelo, o

mesmo valendo para os sinais axiais, caso a predominância seja do desalinhamento angular. Neste último caso os sinais radiais podem estar quase em fase (0°). [15]

Desta forma, tomamos como ponto de partida as informações acima listadas, e realizamos um estudo experimental específico da máquina em questão, no caso as bombas do primário do Reator IEA-R1, com o objetivo de se determinar o seu padrão de vibração para o desalinhamento.

3.1.3) Problemas em rolamentos

3.1.3.1) Defeitos localizados de rolamentos

Os defeitos localizados de rolamentos são bastante freqüentes [43] e correspondem a um dos tipos mais importantes de problemas em máquinas rotativas, tendo em vista que eles são os elementos de sustentação das partes girantes e é sobre eles que age a maior parte das forças de reação relacionadas ao movimento do equipamento. Um problema sério em um rolamento pode ter conseqüências drásticas para toda a máquina, provocando inclusive a destruição de outras peças, como eixos e acoplamentos.

Este é o problema mais estudado de vibração em máquinas rotativas e para o qual mais se encontra material na literatura, tanto em artigos quanto em livros, manuais e apostilas. O assunto é abordado tanto no que diz respeito a técnicas de reconhecimento e análise do defeito quanto às suas causas, seus limites de detectabilidade e ao seu processo de evolução. Segundo Wowk [43] as principais causas de defeitos em rolamentos são:

- contaminações de diversos tipos, como poeira e umidade, que podem acelerar processos de corrosão e desgaste;
- excesso de carga estática ou dinâmica (esta última pode derivar de problemas de desbalanceamentos e desalinhamentos);
- falta de lubrificação adequada;

- defeitos de fabricação;
- transporte, estocagem, instalação e operação incorretas;

Segundo Braun [6] existe um padrão dominante para a evolução dos defeitos induzidos por uso e desgaste: os defeitos começam localizados e depois tornam-se extensos. Devido à sua composição estrutural, existem quatro tipos básicos de defeitos localizados de rolamentos: defeito na pista externa, defeito na pista interna, defeito no elemento rolante e defeito na gaiola. Cada um dos defeitos provoca uma determinada frequência de impactos no corpo do rolamento. As frequências características de defeitos localizados de rolamento são muito bem estabelecidas, tanto no ambiente de pesquisa quanto de aplicação industrial das técnicas de análise de vibração. Elas são calculadas a partir das dimensões dos elementos componentes do rolamento e de sua velocidade de rotação, através das seguintes fórmulas [40]:

$$f_o = \frac{n \cdot f}{2} \left[1 - \frac{d}{D} \cos \phi \right] \quad (2)$$

$$f_i = \frac{n \cdot f}{2} \left[1 + \frac{d}{D} \cos \phi \right] \quad (3)$$

$$f_c = \frac{f}{2} \left[1 - \frac{d}{D} \cos \phi \right] \quad (4)$$

$$f_b = \frac{D}{d} f \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \cos^2 \phi \right] \quad (5)$$

onde

f_o = frequência de defeito na pista externa (outer race);

f_i = frequência de defeito na pista interna (inner race);

f_c = frequência de defeito na gaiola (cage);

f_b = frequência de defeito no elemento rolante (ball);

f = freqüência de giro relativa entre as pistas;

d = diâmetro do elemento rolante;

D = distância entre os centros de dois elementos rolantes opostos;

n = número de elementos rolantes;

ϕ = ângulo de contato entre o elemento rolante e as pistas, relativo a direção radial do rolamento.

Wowk [43] alerta que estas fórmulas são teóricas e que, devido a variações no ângulo de contato e a ocorrência de escorregamento entre os elementos girantes e as pistas, as diferenças entre os valores calculados e os efetivamente medidos podem chegar a vários Hertz. Ele também chama a atenção para o fato de que estas freqüências podem estar presentes mesmo em rolamentos bons, embora o surgimento e o agravamento dos defeitos devam elevar as suas amplitudes.

Sabe-se [9 e 10] que os defeitos de rolamentos passam por quatro estágios de progressivo agravamento. São eles:

1º Estágio – Os defeitos começam como microlascas ou microburacos nas superfícies dos elementos componentes do rolamento. As primeiras indicações do problema surgem nas freqüências ultrassônicas, acima de 20kHz. Estas freqüências podem ser detectadas pelo método do pulso de choque, ou 'Shock Pulse' [3, 8 e 36].

2º Estágio – Os defeitos tornam-se um pouco maiores, de tal forma que já são visíveis a olho nu, embora muito pequenos. Os impulsos gerados pelos choques já são capazes de excitar as freqüências naturais do rolamento, que podem ocorrer numa faixa que vai de 500Hz a 10kHz (valores mais precisos variam de autor para autor). Já é possível, no final deste estágio, reconhecer a existência das freqüências características através da técnica do envelope. No final deste estágio aparecem bandas laterais, acima e abaixo das freqüências naturais do rolamento.

3º Estágio – Com o aumento do tamanho e da quantidade dos defeitos, as freqüências características e seus harmônicos aparecem também no espectro de

velocidade do sinal: quanto pior o defeito, maior o número de harmônicos. As bandas laterais às frequências características também aparecem e o aumento de sua quantidade normalmente indica um agravamento do defeito. O rolamento deve ser trocado neste estágio.

4º Estágio – Próximo ao fim da vida do rolamento, pouco antes de sua falha catastrófica (travamento ou quebra), há um crescimento de amplitude na frequência de rotação do eixo e de seus harmônicos. As frequências discretas, tanto as características quanto suas bandas laterais, começam a desaparecer, dando lugar ao surgimento de uma vibração randômica de banda larga e, em geral, de altas frequências, mas que pode atingir praticamente todo o espectro.

Wowk [43] confirma o processo evolutivo dos defeitos exposto acima e assinala ainda que, no que diz respeito à sua localização, os defeitos de rolamentos costumam aparecer primeiro na pista externa e com o tempo se transferem para a interna, por meio dos elementos rolantes; durante esta evolução pode-se notar um aumento na amplitude das frequências características da pista interna, enquanto os pulsos de choque se tornam maiores e mais frequentes. Esta situação é indicativa de uma falha iminente.

Jones [16] comenta que, se um rolamento suporta uma grande carga, é possível o aparecimento da frequência característica de defeito da pista externa (f_o), mesmo para um bom rolamento. Esta vibração é gerada pela passagem dos elementos rolantes pela zona de carga. A presença de harmônicos, não obstante, quase sempre indica a existência de um defeito, e o seu agravamento pode levar ao surgimento de bandas laterais com espaçamentos iguais à frequência de rotação.

Mc.Fadden e Smith [21] mostraram que as mesmas frequências características de defeitos em rolamentos aparecem, tanto o defeito seja único ou múltiplo. Para isso eles estenderam o modelo que possibilita calcular as vibrações produzidas por um defeito único, para determinar as vibrações produzidas por um defeito múltiplo. Mostraram que as frequências resultantes são independentes do número e da posição dos defeitos, mas que a fase de cada componente depende da posição do defeito correspondente: devido à variação de fase, vários defeitos

juntos produzem um efeito de interferência mútua (reforço ou cancelamento), modificando a aparência do espectro. Em particular, as componentes principais do espectro, relacionadas às frequências de passagem pelos defeitos, não mais necessariamente são as de maior amplitude.

O artigo mais recente de revisão de métodos de vibração para a monitoração de rolamentos, encontrado nesta pesquisa bibliográfica, foi o de Tandon e Choudhury [38]. A seguir são relatadas as principais conclusões presentes nesta publicação.

- A importância incontestável da monitoração de rolamentos decorre do fato de que eles são considerados componentes mecânicos críticos em aplicações industriais, podendo provocar falhas catastróficas nos equipamentos onde se encontram. Entre os diferentes métodos de monitoração de rolamentos (análise de vibração, acústica, de temperatura e de desgaste) o de vibração é hoje o mais amplamente utilizado.
- As vibrações típicas de rolamentos podem ter duas origens: 1ª origem) a variação periódica da rigidez da composição do rolamento, causada pela alteração na distribuição interna de seus elementos durante a sua rotação, mesmo para rolamentos sem defeitos; 2ª origem) quando aparece um defeito, a vibração costuma aumentar bastante em comparação com aquela presente no rolamento em bom estado, sendo este o fato que permite a utilização da análise de vibração como uma forma de detecção de defeitos em rolamentos.
- O modo dominante de defeitos em rolamentos é o do esburacamento (spalling) de suas pistas. Sempre que um ponto defeituoso entra em contato, sob carga, com a superfície de outro elemento do rolamento, o impacto decorrente produz um pulso de vibração: é este pulso que se busca monitorar para se detectar e diagnosticar o defeito presente.
- As várias técnicas de análise de vibração podem ser divididas em dois grandes domínios: o do tempo e o da frequência. No domínio do tempo, a abordagem mais simples é medir o RMS e o fator de pico (razão entre a amplitude máxima da vibração no domínio do tempo e o seu RMS), no

entanto os seus resultados têm se mostrado muito limitados na detecção de defeitos localizados. Miyachi e Seki [23], citados nessa revisão, demonstraram que o RMS da aceleração, entre 30Hz e 20kHz, não varia significativamente antes que o defeito atinja 0,5mm, tanto na pista interna quanto externa e para velocidades de rotação entre 800rpm e 6000rpm. Os mesmos autores argumentam que o fator de pico, em alguns casos, pode apresentar uma flutuação aleatória grande demais para que se possa usar o seu valor como um indicador confiável da condição do rolamento.

- Alguns parâmetros estatísticos também têm sido sugeridos. Tem-se em mente que a distribuição da densidade de probabilidade seja mais ou menos gaussiana para a amplitude da vibração de rolamentos bons, diferentemente do que deve ocorrer para rolamentos com defeitos, onde o aumento da ocorrência das amplitudes maiores deve provocar o surgimento de uma espécie de cauda na distribuição, afastando-a da gaussiana. Esta deformação poderia ser observada diretamente na distribuição da densidade de probabilidade ou através de um parâmetro estatístico denominado curtósis [26]. Sob o ponto de vista industrial, a curtósis é mais interessante que a observação direta da distribuição, pois não necessita de uma interpretação técnica mais elaborada, na medida em que ela é expressa por um único valor. A curtósis não chegou, entretanto, a se tornar um método popular, pois ela não se mostrou eficiente na detecção de problemas incipientes e nem de defeitos avançados: a evolução do defeito faz o seu valor voltar a diminuir e a se aproximar de 3, que é o valor apresentado por rolamentos bons ou com defeitos incipientes.
- Ainda no domínio do tempo, o método que mais ganhou aceitação industrial foi o do pulso de choque. Ele é implementado pela passagem do sinal por um filtro passa-banda em torno da frequência de ressonância do próprio acelerômetro que, para este fim específico, deve ser de pelo menos 30kHz, para estar bem acima de qualquer frequência de ressonância da máquina. A técnica fundamenta-se na idéia de que o pulso de choque ocasionado pelo defeito deve excitar a região de ressonância do acelerômetro: a medida do pulso de choque é

proporcional à da máxima amplitude de vibração dentro daquela banda de ressonância. Normalmente este valor é dividido pelo valor conhecido para o rolamento em bom estado, ou seja, ele é normalizado, de forma que a razão resultante seja uma medida direta da condição do rolamento. Este método tem se mostrado eficiente na detecção de defeitos em rolamentos, exceto para baixas rotações, no entanto ele necessita, como já foi dito, de um acelerômetro especial, com uma frequência de ressonância que está acima da dos acelerômetros normalmente utilizados em monitoração de vibração.

- No domínio da frequência, a monitoração direta das amplitudes do espectro em altas frequências (acima de 1kHz) tem sido usada com sucesso por vários autores. Ela se baseia no fato de que os impactos no rolamento costumam excitar algumas frequências de ressonância do mancal, que normalmente se encontram acima de 5kHz. – Observa-se que a maior desvantagem desta técnica é que, diferentemente da abordagem seguinte, ela não é capaz de indicar diretamente o tipo do defeito captado. Neste sentido, talvez se possam obter resultados semelhantes, e de forma mais simples, através do uso direto do RMS da aceleração para bandas de altas frequências.

- A maneira mais direta de se detectar e diagnosticar o defeito presente no rolamento é através da monitoração das amplitudes das frequências características no espectro de baixas frequências. Vários autores têm obtido bons resultados com este método, mas outros têm mostrado que esta forma de detecção muitas vezes se torna inviável, devido aos altos níveis de ruído presentes no sinal. Vibrações de outras origens podem ocultar aquelas causadas pelos rolamentos. Assim sendo, este método muitas vezes só é eficiente para defeitos já avançados.

- A extração do espectro do envelope, ou demodulação, de uma banda de ressonância de altas frequências, tem sido usada com sucesso por vários pesquisadores para identificar as frequências características de defeitos de rolamento. Esta técnica é capaz de contornar o problema do ruído indicado acima e possibilitar a detecção e o diagnóstico de defeitos incipientes de rolamento. Contudo, notou-se que o problema do ruído volta a surgir com a evolução do defeito, atingindo as altas

freqüências e fazendo submergir novamente as freqüências características, desta vez no próprio espectro do envelope. Desta forma, verificou-se um padrão de evolução para as amplitudes das freqüências características no espectro do envelope, pelo qual elas aumentam inicialmente, com o agravamento do defeito, atingem um valor máximo, em uma condição avançada do problema, e então voltam a diminuir. Apesar disso, a técnica do envelope tornou-se a mais popular, no domínio da freqüência, para a identificação de defeitos de rolamento.

- Tandon e Choudhury ainda comentam que, devido à natureza periódica dos impactos e à geração de diversos harmônicos no espectro do sinal, o cepstro [26] também tem sido utilizado com bons resultados na detecção de defeitos em rolamentos. No entanto ele se mostrou mais eficiente na detecção de defeitos na pista externa, falhando em alguns casos de defeito na pista interna.

McFadden e Smith [22] fazem uma revisão da técnica do envelope: cada estágio da técnica é revisto ao mesmo tempo em que se discutem diversas abordagens de diferentes pesquisadores. Os principais apontamentos e conclusões deste trabalho são apresentados a seguir.

- O princípio básico que possibilita a utilização da técnica do envelope é que há a produção de um impulso vibratório toda vez que um defeito localizado em algum elemento entra em contato com a superfície de um outro elemento do rolamento. Como a duração de cada impulso é extremamente curta, se comparada com o intervalo entre eles, a energia da vibração é distribuída a um nível bastante baixo sobre um amplo intervalo de freqüências. Este fato torna muito difícil a detecção desta vibração, principalmente na presença de outras vibrações de diversas origens. A existência de ressonância nos elementos atingidos pelo impulso permite, contudo, que a energia seja mais concentrada em torno de algumas bandas de altas freqüências, onde a técnica do envelope pode ser aplicada.

- As ressonâncias podem ter várias origens: as vibrações naturais dos elementos rolantes entre as pistas interna e externa, das próprias pistas, da capa do mancal, da estrutura da máquina e do próprio acelerômetro. Para a detecção e a identificação da localização do defeito no rolamento, procuram-se as chamadas frequências características, que são as frequências de ocorrência dos impactos e que modulam, em amplitude, as frequências naturais excitadas.
- A primeira parte da técnica consiste na captação do sinal por um transdutor, normalmente localizado na direção de maior carga do rolamento, seguida pela filtragem em torno de uma das bandas de ressonâncias e pela demodulação propriamente dita, que pode ser efetuada de modo eletrônico ou computacional. A segunda e conclusiva parte da técnica consiste na utilização de uma forma específica de análise do envelope do sinal.
- Os transdutores usados para a captação do sinal têm sido, quase que exclusivamente acelerômetros, devido a sua boa performance em altas frequências.
- A frequência central da banda de ressonância normalmente é escolhida experimentalmente, através do exame do espectro completo de vibração do mancal em questão; recomenda-se que a largura da banda de filtragem seja de pelo menos quatro vezes a maior frequência característica de defeito do rolamento, mas que não seja larga demais, pois isto pode aumentar a interferência de frequências espúrias. No entanto, não é citado nenhum método, de forma detalhada e precisa, que seja considerado o mais adequado para a determinação tanto da localização (frequência central) quanto da largura da banda de filtragem.
- Vários métodos de análise de envelope são possíveis. O mais simples, porque compreende a determinação e a comparação de um valor único, além de envolver menos tempo e menos tratamento matemático, é o da determinação da amplitude da vibração passante por uma banda estreita em torno da frequência característica monitorada. Essa forma é mais eficiente para rolamentos com carga axial, cujo sinal costuma ser bem mais simples que o de rolamentos com carga radial.

- Outra forma é o cálculo do fator de pico para o envelope do sinal: sabe-se que rolamentos bons costumam apresentar fatores de pico, para o envelope, próximos da unidade, enquanto que a modulação produzida pelos impactos dos defeitos deve aumentar este valor. – Observamos que uma das limitações desta técnica de análise é que ela só é útil na detecção do problema, mas não no seu diagnóstico.
- A abordagem mais amplamente utilizada é a da extração do espectro do envelope e a monitoração das amplitudes das frequências características presentes no mesmo. Muitas vezes, entretanto, este espectro pode ser bastante complexo e de difícil interpretação, por conter picos de outras frequências além das características. Isto pode ocorrer tanto no caso de defeitos na pista interna, quando costumam aparecer também um grupo de harmônicos da frequência de rotação, assim como no caso de defeito nos elementos rolantes, quando surgem bandas laterais espaçadas pela frequência de giro da gaiola.
- Para que se tenha uma idéia da complexidade do sinal de vibração produzido por um rolamento defeituoso, mas apenas a título de exemplo, cita-se o caso em que um aumento na severidade de um defeito de pista interna causou um aumento na amplitude dos harmônicos da rotação presentes no espectro do envelope, mas não provocou nenhuma alteração significativa na amplitude das frequências características, como era de se esperar.
- O caso mais simples de detecção e diagnóstico de defeito de rolamento pela utilização da técnica do envelope é o do defeito na pista externa, quando se espera que o seu espectro contenha apenas a frequência característica e seus harmônicos, sem bandas laterais. Desta forma, torna-se possível relacionar diretamente a condição do rolamento com a amplitude da frequência característica e de seus harmônicos.
- Vários pesquisadores têm observado que o aumento da severidade do defeito geralmente é acompanhado de um espectro do envelope com uma aparência cada vez mais randômica, como ocorre para rolamentos bons, no entanto a energia total da vibração na banda de ressonância tende sempre a aumentar. – Pode-se observar que esta informação aponta para a possibilidade de se realizar uma monitoração conjugando

o espectro do envelope com a medição do RMS da aceleração na região de ressonância.

- O cepstro do envelope surge como uma alternativa na busca de uma indicação mais simples para a condição do rolamento, na medida em que ele reduz todo um grupo de harmônicos a um único valor. Não obstante, observou-se que a sua amplitude não cresce monotonicamente com a severidade do defeito e que, portanto, nem sempre este parâmetro oferece uma boa estimativa para tal severidade.
- Os autores concluem que uma avaliação totalmente confiável da condição de um rolamento, a partir de qualquer das formas de análise do envelope conhecidas, só seria possível quando se formulasse uma explicação completa e coerente para o espectro do envelope e suas causas.

Segundo Tandon e Choudhury [38], a eficiência do envelope está limitada pelo fato de que, com a evolução dos defeitos, as frequências características acabam por ficar ocultas sob o elevado “background” do espectro. Este fato pode ser entendido lembrando-se que o aumento da incidência dos impactos pode provocar uma diminuição na sua intensidade, já que o pico de cada um estaria submergindo no decaimento do anterior.

A transformada de Wavelet foi sugerida por alguns autores [18, 24 e 46] como forma de extrair sinais que são fracos demais para aparecerem em uma FFT. Tandon e Choudhury [38] relatam que medidas da emissão acústica também têm sido utilizadas com sucesso na detecção de defeitos incipientes de rolamentos: eles comentam que este tipo de medição é mais eficiente que as medições de vibração na detecção de rachaduras que ainda estão se desenvolvendo em baixo da superfície do material.

O uso de emissão ultrassônica também é citado [16] para a monitoração de rolamentos: a técnica usada é a do envelope, mas é aplicada para uma banda que vai de 250 a 350kHz. Esta banda está acima de todos os sinais normalmente gerados em uma máquina, sejam devido a desbalanceamentos, desalinhamentos ou ressonâncias estruturais e, portanto,

contém predominantemente os pulsos gerados pelos defeitos nos rolamentos. Uma grande vantagem deste método é que os sinais ultrassônicos são detectáveis e aparecem muito antes dos sinais de vibração usuais, seja em velocidade ou aceleração, servindo por isso como um indicador das primeiras etapas de formação dos defeitos em rolamentos.

Pode-se dizer, com base no que foi exposto acima e nos artigos de revisão estudados [16, 17, 38 e 40], que existem vários métodos que já provaram ser úteis na monitoração das condições de funcionamento de rolamentos, porém a correlação entre a gravidade do problema e os valores dos parâmetros utilizados é altamente dependente da condição do defeito e do tipo de máquina avaliada. Enquanto os métodos que atuam no domínio do tempo geralmente se mostram mais adequados para a detecção do defeito, os métodos no domínio da frequência são os mais indicados para o seu diagnóstico. Assim sendo, não se pode depender com exclusividade de nenhuma técnica mas, ao contrário, é recomendável que se testem vários métodos para se descobrir quais se adaptam melhor às condições e necessidades de cada situação específica.

3.1.3.2) Problemas de lubrificação

O problema de lubrificação é uma das causas principais e mais comuns de problemas de rolamento e pode produzir todos os sintomas associados aos defeitos localizados deste tipo de componentes mecânicos [42]. Muito pouco material, todavia, foi encontrado nesta pesquisa que associe diretamente um problema de lubrificação de rolamento com os seus sintomas de vibração. Normalmente a abordagem deste tema encontra-se dispersa em meio a estudos que tratam com mais detalhe de problemas localizados e das técnicas usadas para sua detecção. Apenas um artigo dentre os que foram encontrados, o de Su e outros [37], tratava com mais detalhe da relação entre a condição de lubrificação e a vibração de um rolamento. Das referências dispersas sobre este tema podemos relacionar as seguintes informações que pareceram relevantes para o presente trabalho:

- um problema na lubrificação é uma das principais causas que podem levar à diminuição da vida útil de um rolamento [16];
- a ausência de uma lubrificação adequada pode acelerar o aparecimento de defeitos localizados de rolamento [38];
- a contaminação do lubrificante pode provocar danos no rolamento, preferencialmente na pista externa, e elevar tanto o RMS quanto o pico (amplitude máxima do espectro) de sua vibração em alta frequência, mas também pode afetar a vibração em baixas frequências [19];
- a falta de lubrificação pode elevar acentuadamente a temperatura de um rolamento, provocando marcas de queimaduras nos seus elementos ou mesmo criando condições para uma falha catastrófica por travamento; na vibração, os sintomas podem ser de elevação tanto do RMS quanto do pico da aceleração [19];
- Kim [17] constatou que a adição de lubrificante a um mancal de rolamento freqüentemente diminui a vibração em altas frequências ao mesmo tempo em que aumenta a sua temperatura;
- o mesmo autor [17] também observou a ocorrência de subidas ocasionais da vibração em altas frequências, seguidas de uma queda abrupta aos níveis anteriores; ele interpretou este fato como um fenômeno de digestão, ou seja, alguma partícula ou sujeira teria entrado no rolamento contaminando o seu lubrificante, mas acabou sendo esmagada e digerida pelo sistema.

Su e outros [37] investigaram, por meio de um estudo teórico e experimental, a assinatura de vibração de um rolamento induzida pelas assimetrias e irregularidades dos seus elementos e sob a influência de diversas condições de lubrificação. Eles explicam que, devido às imperfeições nas dimensões dos elementos de um rolamento, as forças de contato entre estas superfícies não são constantes, o que pode provocar o aparecimento de vibrações típicas de rolamentos defeituosos, mesmo em rolamentos bons. Desta forma, a condição de lubrificação deve desempenhar um papel importante no amortecimento ou intensificação das vibrações de um rolamento, pois o lubrificante age como uma mola localizada entre as superfícies de contato dos seus elementos.

Os resultados da investigação citada acima mostraram que uma quantidade reduzida de lubrificante provoca um aumento na energia da vibração, fazendo com que apareça um padrão de vibração típico de um rolamento defeituoso. Todas as frequências características de defeitos localizados podem surgir, ou terem suas amplitudes aumentadas, devido a um baixo nível de lubrificação. – Observa-se, portanto, que há uma grande possibilidade de se confundir um problema de lubrificação com um problema de defeito localizado de rolamento, caso não tenhamos o devido cuidado no procedimento do diagnóstico.

3.1.4) Folgas

As folgas mecânicas, incluindo os problemas de peças soltas ou frouxas, fazem parte de um outro grupo de problemas que pode ocorrer com qualquer máquina rotativa [43], em particular com a máquina monitorada no presente trabalho. Existem basicamente dois tipos de folgas possíveis em máquinas como as bombas do primário: o primeiro compreende as bases soltas ou frouxas, provavelmente devido a uma falta de aperto adequado nos parafusos de fixação; e o segundo é composto pelas folgas originadas de desgastes nas partes rotativas ou suportes destas, como por exemplo folgas em mancais, rolamentos ou eixos. O desgaste de peças é um processo que costuma ser intensificado pela própria folga, até que ocorra a falha catastrófica do equipamento.

As folgas costumam agravar as vibrações já existentes na máquina, como por exemplo aquelas originadas por desbalanceamento ou desalinhamento [10]. Por outro lado, um aumento de carga costuma diminuir a vibração devida às folgas [43], o que permite diferenciá-las de outras causas.

Wowk [43] assinala que as folgas aparecem, no espectro de vibração, através do aumento da amplitude de um grande número de harmônicos da frequência de rotação, quando a máquina suporta pouca carga. Frequentemente aparecem também os semi-harmônicos, ou seja, múltiplos ímpares da metade da

freqüência de rotação, cuja presença geralmente indica uma condição mais grave de folga. Ele explica que os harmônicos aparecem por causa das distorções causadas na oscilação senoidal quando as partes frouxas ou folgadas se chocam contra as partes que restringem os seus movimentos.

Jones [15] comenta que ainda não se tem uma interpretação genérica e adequada para a resposta em vibração do problema de folgas, no entanto ele observa que um terceiro harmônico elevado pode ser indício de que um rolamento esteja solto no eixo, enquanto que uma elevação acentuada do quarto harmônico pode indicar que o rolamento estaria solto na capa do mancal. O mesmo autor argumenta que é possível determinar, com alguma eficiência, a origem (local) da vibração através de medidas de sua amplitude em diversos pontos da máquina: as amplitudes serão maiores em locais próximos à região onde se encontra a folga.

David [9] divide os defeitos de folga em 3 tipos principais (A,B e C) e apresenta, para cada um, suas características de vibração:

- O tipo A apresenta uma vibração típica de aumento do primeiro harmônico e é causado por folgas estruturais e também por fraquezas e distorções nos pés e na fundação da máquina. A análise de fase desse tipo de defeito deve revelar uma diferença de 180° entre as medidas verticais nos pés e na base da máquina, através da região com folga.
- O tipo B é caracterizado pela elevação dos primeiros harmônicos da rotação, podendo também elevar o primeiro semi-harmônico. Parafusos frouxos assim como rachaduras na estrutura principal e nos pedestais dos rolamentos são as causas principais deste tipo de defeito.
- O tipo C apresenta uma elevação em uma série de harmônicos e semi-harmônicos da rotação, podendo ser causado por folgas nas partes rotativas como rolamentos, mancais deslizantes e rotores. A vibração característica deste tipo de defeito é freqüentemente instável e pode variar muito de uma medição para a outra.

David comenta que, na ocorrência de folgas mecânicas, não é raro o aparecimento de uma série completa de múltiplos de sub-harmônicos (submúltiplos da frequência de rotação).

3.2) A tecnologia industrial de monitoração

Uma rápida olhada nos catálogos de equipamentos e sistemas de monitoração de vibração oferecidos no mercado nos mostra que há uma padronização nos equipamentos e formas de monitoração industrial. Na sua grande maioria os equipamentos e softwares são vendidos em pacotes únicos e vinculados: existem equipamentos de monitoração fixos e portáteis, porém em quase todos encontramos os hardwares completamente vinculados aos softwares específicos que os tornam funcionais. Desta forma, pode-se dizer que os sistemas de monitoração industriais funcionam como verdadeiras caixas pretas, na medida em que eles são inacessíveis a um entendimento que possibilite a sua utilização de uma forma diferente daquela para a qual foram fornecidos.

Apenas a título de exemplos listamos abaixo alguns dos sistemas e equipamentos de monitoração de vibração oferecidos por alguns dos fornecedores mais conhecidos deste tipo de produto no mundo:

- Vibration Penplus (SKF): aparelho portátil capaz de fazer medidas de vibração do tipo global e para faixas de altas frequências, como a do envelope da aceleração;
- MCT CMSS 530 (SKF): equipamento individual e autônomo de monitoração contínua de vibração, para problemas mecânicos gerais;
- VM600 (SKF): sistema modular de monitoração de segurança, capaz de provocar o desligamento automático de equipamentos;
- Microlog CMVA 60 (SKF): coletor e analisador portátil de vibração;
- CSI Model 2130 (Emerson CSI)– coletor e analisador portátil de vibração, capaz de medir valores de pico e emitir mensagens de alerta;
- On-line Continuous Monitoring 4500 Series (Emerson CSI): sistema industrial de monitoração contínua de vibração;

- VIBROCAM 5000 (Brüel & Kjaer Vibro): sistema industrial de monitoração contínua de vibração de turbinas;
- COMPASS (Brüel & Kjaer Vibro): sistema industrial de monitoração contínua de vibração de máquinas rotativas em geral;

Os equipamentos podem ir desde um monitor portátil e pequeno, como Penplus citado acima, até um sistema completo compreendendo todos os itens, como sensores, cabos, condicionadores de sinal, conversores analógico-digitais, unidades computacionais de processamento e banco de dados, assim como os softwares de monitoração e a interface com o usuário.

Como os recursos oferecidos e o conjunto de técnicas de monitoração pouco diferem de um fornecedor para o outro, apresentamos a seguir as principais características dos melhores equipamentos e sistemas de monitoração de vibração que podem ser encontrados atualmente no mercado.

Recursos oferecidos:

- monitoração contínua (on-line) e intermitente (on-line e off-line);
- interface facilitadora de comunicação com o usuário: normalmente o resultado da monitoração pode ser visto através de gráficos;
- sistemas modulares, montados de forma a atender finalidades específicas e cujas capacidades podem ser expandidas com o acréscimo de 'hardwares' e 'softwares';
- o sinal, na maioria dos casos de sistemas de monitoração contínua, é totalmente processado em um equipamento modular que pode funcionar em conjunto ou totalmente independente de um computador central;
- armazenamento centralizado dos dados, mas com possibilidade de acesso e exibição remota dos resultados da monitoração;
- possibilidade de armazenamento seletivo de dados por detecção de eventos, ou seja, os dados só são gravados quando considerados

- significativos e representem uma alteração em relação aos valores anteriores;
- compressão dos dados, que permite o seu armazenamento racional para períodos de longa duração através de um compromisso entre a precisão e a idade da informação;
 - comunicação de sinais e de informação à distância, possibilitando a realização de uma monitoração remota;
 - ultimamente muitos sistemas estão possibilitando uma interface com outros sistemas, recebendo sinal ou informação e incorporando-os ao seu processo;
 - alguns sistemas já possibilitam a realização automática de diagnósticos;
 - na função de monitoração de segurança, os sistemas podem tanto emitir alarmes quanto ativar relés que possibilitam o desligamento automático dos equipamentos monitorados;
 - execução de análises de tendências;
 - estratégias adaptativas de monitoração para condições diversas de operação;
 - realização de auto-testes de confiabilidade e fornecimento de informações sobre o estado e desempenho dos componentes do equipamento;

Principais ferramentas de análise de vibração disponibilizadas:

- geração de espectros, através do algoritmo FFT;
- cálculo de medidas globais de vibração, ou seja, de valores únicos e que abrangem uma faixa completa de frequências, como o RMS, o pico e o fator de pico;
- extração do envelope do sinal;
- determinação do cepstro do sinal;

Formas básicas de monitoração que podem ser implementadas:

- **Monitoração de Segurança:** é uma forma contínua de monitoração, que visa o reconhecimento imediato de qualquer alteração na condição de funcionamento da máquina e que possa ser perigosa tanto para os equipamentos quanto para as pessoas; compara continuamente valores de fácil medição, como parâmetros globais de vibração do tipo RMS, com limites pré-estabelecidos, cuja violação pode ativar um alarme ou mesmo desligar um equipamento.
- **Monitoração Preditiva:** é a monitoração analítica detalhada, visando a detecção precoce de qualquer mudança nas condições de funcionamento da máquina e que possa representar o desenvolvimento de um defeito. Ela inclui a análise de tendências (trend for casting) e o exame detalhado das componentes do espectro e do cepstrum do sinal, além disso pode dispor de informações de variáveis de processo para acesso completo às condições de operação. Esse tipo de monitoração ainda pode ser complementado por um pacote de programas que realiza diagnóstico automático.
- **Monitoração de Performance:** é realizada a partir de um banco de dados de desempenho que se adequa a máquinas específicas e, por comparação com os sinais captados, analisa o seu desempenho visando maximizar a eficiência e produtividade do equipamento.

As principais técnicas de monitoração são:

- **Acompanhamento de medidas globais de vibração:** é usada tipicamente para a monitoração de segurança e é apresentada na forma de gráficos históricos (medida x tempo). A medida global mais usada é o RMS.
- **Acompanhamento dos picos no espectro:** tipicamente usada na monitoração preditiva como informação útil para diagnóstico.
- **Análise de Tendências:** usada para prever quando uma determinada medida irá ultrapassar um limite pré-definido.

- Monitoração Adaptativa: adapta os níveis de referência e alarme às condições de operação da máquina, inclusive a mudanças na sua velocidade de rotação.

Tem surgido nos últimos anos uma alternativa, mais maleável, de sistemas de monitoração de vibração, através da utilização de softwares do tipo do LabView, que possibilitam a configuração de VI's (Virtual Instruments), ou seja, de instrumentos virtuais de monitoração e que tornam desnecessária a utilização de máquinas físicas dedicadas a funções específicas e limitadas. Neste novo tipo de sistemas de monitoração o próprio usuário, de acordo com sua conveniência, pode gerar as VI's e implementá-las através de equipamentos que podem ser, pelo menos em princípio, adquiridos de fabricantes diversos, não havendo um vínculo necessário entre o software e o hardware. No entanto este tipo de equipamento ainda não é o dominante no mercado e necessita, em geral, de um envolvimento e entendimento um pouco maior do usuário com relação à teoria e às técnicas de análise de vibração.

3.3) As normas

Atualmente existem dezenas de normas internacionais relacionadas a sinais de vibração, entretanto a avaliação de condições de máquinas rotativas baseada em sinais de vibração é tratada basicamente em duas delas: a ISO10816 e a ISO7919. Enquanto a primeira refere-se a avaliação de máquinas a partir dos sinais tomados em suas partes não rotativas, a segunda diz respeito à avaliação de máquinas a partir de sinais de vibração tomados em suas partes rotativas. No entanto, na introdução da ISO10816 pode-se ler que, 'para a maioria das máquinas, as medidas tomadas em suas partes não-rotativas são suficientes para caracterizar adequadamente as suas condições de funcionamento com respeito a uma operação livre de problemas', embora na continuação ela alerte que 'existem algumas máquinas, como as que possuem rotores flexíveis, para as quais medidas em partes não-rotativas podem não ser totalmente adequadas. Nestes casos, pode ser necessário monitorar a máquina fazendo medições tanto em suas partes rotativas quanto não rotativas, ou somente em suas partes

rotativas.' As bombas do primário, contudo, não possuem rotores flexíveis; desta forma seguiremos o procedimento dominante na indústria para a monitoração de vibração de máquinas rotativas, realizando a aquisição dos sinais em suas partes não rotativas e procurando, naquilo que for pertinente, acatar as recomendações da norma ISO10816.

A Norma ISO10816/95 (Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts)

A norma ISO10816 estabelece as condições gerais e o procedimento para se efetuarem as aquisições dos sinais e a avaliação de vibração, realizando as medidas nas partes não rotativas da máquina. Ela substitui e amplia a abrangência da antiga ISO2372/74, que se restringia às máquinas com velocidades de operação de 10 a 200 rot/s, enquanto que a ISO10816 abrange praticamente todas as rotações compreendidas pelas máquinas mais utilizadas na indústria.

A ISO2372 estabeleceu o conceito de `severidade de vibração`, qual seja, uma medida de características simples e compreensível, capaz de ser usada como base para se classificar o estado de vibração de uma máquina. Estabeleceu também que, com base em considerações teóricas e experiência prática, o RMS global da velocidade de vibração, entre 10Hz e 1000Hz, deveria ser a medida utilizada para indicar a severidade de vibração. A ISO10816 usa os mesmos conceitos básicos da norma anterior, mas sugere que outros valores globais, além do RMS da velocidade na banda acima indicada, podem ser utilizados, dependendo da máquina a ser avaliada. Contudo a ISO 10816 mantém que, para a grande maioria dos casos, a medida global, de 10Hz a 1000Hz, do RMS da velocidade de vibração, efetuada nos mancais e suportes da máquina, é a mais adequada e suficiente para caracterizar o estado de funcionamento da mesma.

Enquanto a ISO2372 se ocupou em definir princípios e regras capazes de estabelecer faixas de classificação de severidade de vibração, fornecendo uma tabela de classificação somente a título de exemplo, a ISO 10816 parte daqueles

princípios e define quatro zonas de estados de funcionamento de máquina ao mesmo tempo em que, de acordo com o tipo de máquina, quantifica os limites destas zonas. Assim sendo, a ISO10816 estabelece dois critérios de avaliação da severidade de vibração para diversos tipos de máquinas:

Critério I: Magnitude de Vibração – define os limites que separam as quatro zonas de classificação de estados de vibração de máquinas. Os limites se aplicam a valores de RMS globais da velocidade de vibração numa banda que vai de 10Hz a 1000Hz, e as zonas são as seguintes:

Zona A: Vibração típica de máquinas novas e recém comissionadas.

Zona B: Máquinas com vibração dentro desta zona são consideradas aptas a operar sem restrição por longos períodos.

Zona C: Máquinas com vibração dentro desta zona são consideradas não aptas a operar sem restrição por longos períodos. Geralmente podem operar por tempo limitado até que surja uma oportunidade de se realizar uma ação reparadora.

Zona D: Vibrações que caem dentro desta zona normalmente são consideradas de gravidade suficiente para causar danos à máquina.

No nosso estudo consideramos que as bombas do primário enquadram-se melhor nos tipos de máquinas tratadas pelo grupo 2 da parte 3 da 10816, ou seja, 'máquinas de tamanho médio, com potência entre 15kW e 300kW, rotação entre 120 e 15000 rpm e com suporte rígido', para as quais estão estabelecidos os seguintes limites de zonas de classificação:

- limite entre as zonas A e B -> RMS= 1,4mm/s
- limite entre as zonas B e C -> RMS= 2,8mm/s
- limite entre as zonas C e D -> RMS= 4,5mm/s

Critério II- Mudança na Magnitude de Vibração- este critério fornece uma avaliação da mudança da magnitude de vibração a partir de um valor de referência pré-estabelecido. Ele diz que, quando uma variação na magnitude de vibração ultrapassar 25% do valor limite da zona B, para a máquina em questão,

tal mudança deve ser considerada significativa, principalmente se ela for rápida. Neste caso, deveria ser iniciada uma investigação para se detectarem as causas da mudança na vibração e se determinarem as providências a serem tomadas. De acordo com este critério, uma alteração significativa de vibração para os pontos de medição das bombas do primário corresponde a 0,7mm/s.

A norma sugere que ambos os critérios acima sejam usados como ponto de partida, mas que os mesmos devem ser substituídos, na medida do possível, por valores definidos a partir da própria experiência operacional com a máquina em questão. É importante dizer que a própria norma ISO10816 assinala que estes critérios não servem para diagnóstico, mas tão somente para indicar a existência provável de defeitos e que, por esse motivo, serão usados para o estabelecimento de limites de alarmes e como forma disparar uma análise mais detalhada que possa, essa sim, levar a um diagnóstico de vibração capaz de determinar o tipo de defeito presente.

4) A INSTALAÇÃO E OS EQUIPAMENTOS

4.1) O Reator IEA-R1

O Reator IEA-R1 é um dos mais antigos reatores de pesquisa do mundo. Sua primeira criticalidade ocorreu em 1957 e atualmente ele está licenciado para operar a uma potência máxima de 5MW. Ele é um reator do tipo piscina de água leve, com um núcleo composto de 24 elementos combustíveis do tipo placa, contendo U_3O_8 ou U_3Si_2 enriquecido a aproximadamente 20% e imerso em uma matriz de alumínio.

Um dos piores acidentes postulados corresponde à perda da contenção do material radioativo pelas placas do elemento combustível, e o conseqüente vazamento e contaminação do meio ambiente. Para se evitar este acidente deve-se manter a temperatura na superfície da placa combustível abaixo de 90° , a fim de reduzir o processo de corrosão ou mesmo o risco de fusão do alumínio. Neste sentido é fundamental o bom funcionamento do sistema de refrigeração do reator, em especial das bombas do circuito primário de refrigeração.

Devido a sua importância para a segurança, todo o sistema de refrigeração do reator é redundante, ou seja, existem 2 bombas (Bomba A e Bomba B) e duas tubulações para o circuito primário, duas bombas e duas tubulações para o secundário, dois trocadores de calor e duas torres de refrigeração. Na FIG.3 a seguir pode-se ver um esquema completo do circuito primário de refrigeração do Reator IEA-R1 assim como suas interligações com o circuito secundário.

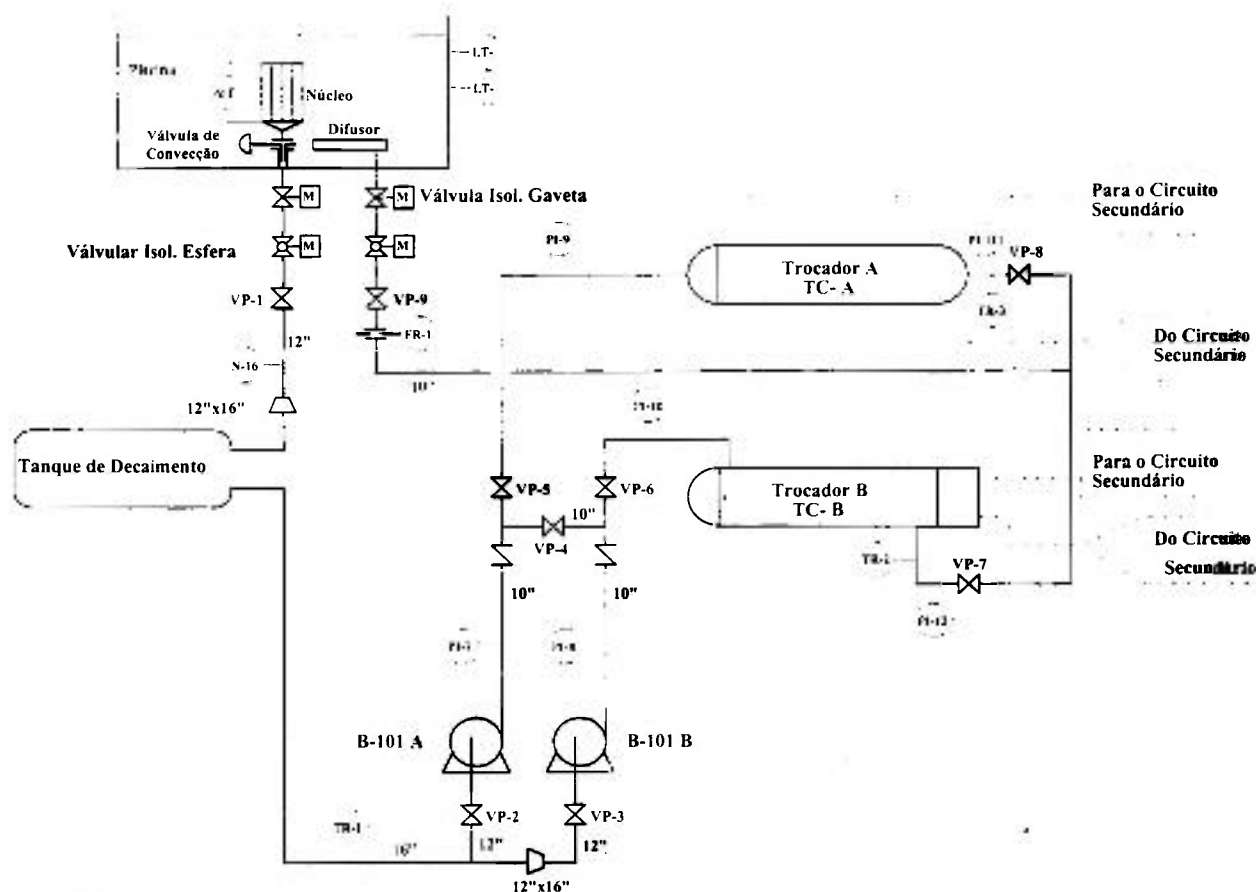


FIGURA 3. Esquema do circuito primário de refrigeração do Reator IEA-R1.

4.2) A bomba do primário

O funcionamento adequado da bomba e de todos os seus componentes é fundamental para que o circuito primário desempenhe com eficiência e segurança a sua função de refrigeração. Os principais elementos do conjunto moto-bomba são:

- uma bomba hidráulica, marca KSB, com vazão de 636 a 890 m³/h;
- um motor assíncrono trifásico, marca ARNO, de 100CV e 1780rpm;
- um volante com momento de inércia de 29 kgf.m²;
- dois acoplamentos flexíveis conectando o eixo do volante de inércia aos eixos da bomba e do motor;

A FIG.4, a seguir, mostra o esquema da bomba do primário, indicando os pontos onde estão instalados os diversos acelerômetros, do tipo 6325 da B&K,

utilizados para a monitoração de vibração do conjunto: o direcionamento do sensor é horizontal em A1, vertical em A3, A4 e A5 e axial em A2 e A6. Nas FIG.5, 6 e 7 podem-se ver algumas imagens da Bomba B do circuito primário.

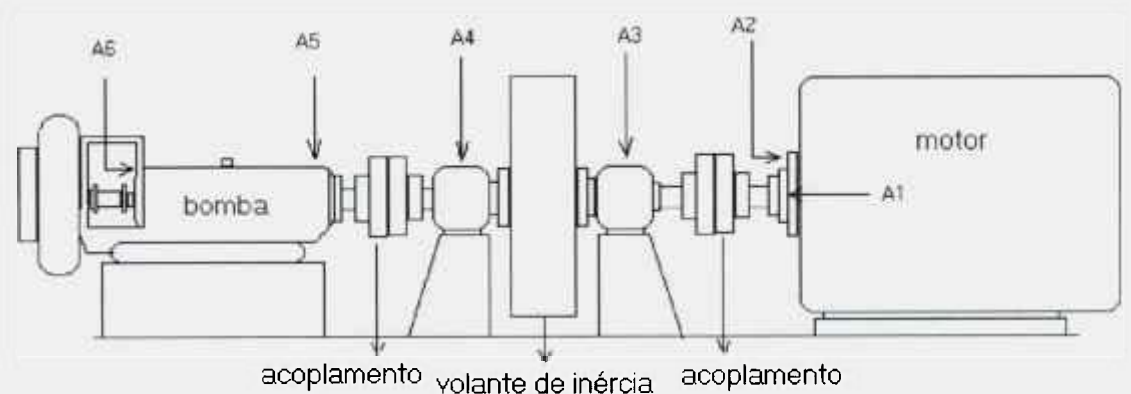


FIGURA 4. Conjunto moto-bomba do circuito primário de refrigeração do Reator de pesquisas IEA-R1 do IPEN.

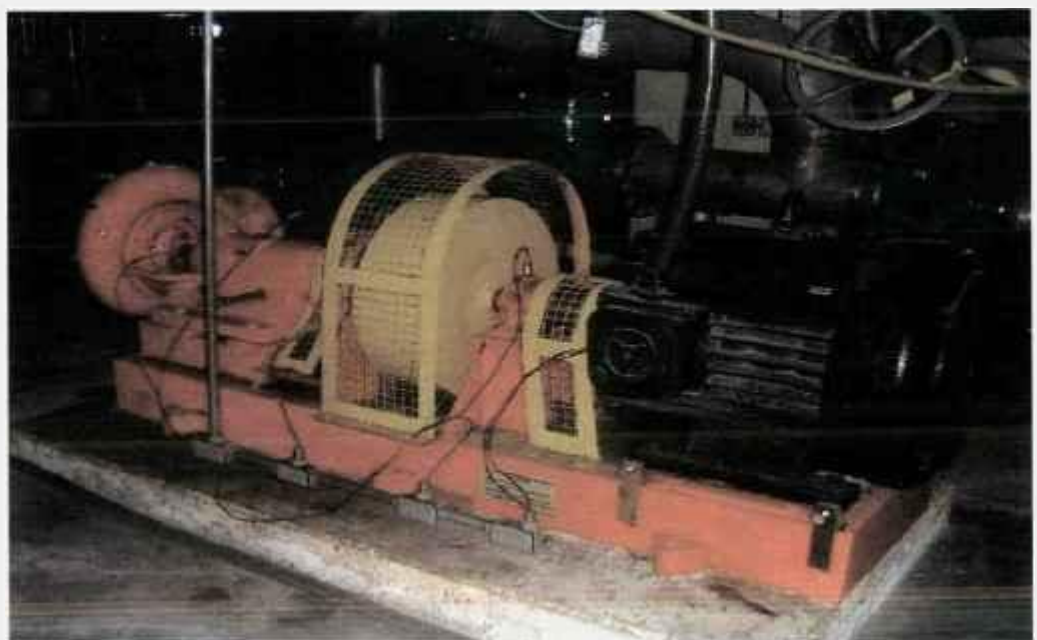


FIGURA 5. Bomba B-101-B – conjunto moto-bomba.



FIGURA 6. Detalhe do impelidor e da caixa mancal da Bomba B-101-B, com o seu acelerômetro da posição A6 na direção axial.



FIGURA 7. Detalhe da Bomba B-101-B: pode-se ver parte de seu volante de inércia, à esquerda, parte de seu motor, à direita, um dos seus acoplamentos, ao centro, e os acelerômetros das posições A1, A2 e A3.

4.3) O sistema de monitoração contínua (on-line)

O sistema Compass, fornecido pela empresa Brüel & Kjaer, é o sistema de monitoração contínua (CVMS) de máquinas rotativas que foi instalado no Reator IEA-R1m, junto a uma série de outras providencias, com o intuito de aumentar a sua potência para 5MW e continuar garantindo a segurança da operação. O sistema possui sensores para a monitoração tanto de vibração quanto de temperatura, contudo no presente estudo vamos nos ater apenas à sua função de monitoração de vibração. A sua aplicação tem como objetivo evitar o esvaziamento da piscina do reator, de modo a impedir a violação da barreira física de contenção do elemento combustível.

A questão da possibilidade de esvaziamento da piscina é tratada no Relatório de Análise de Segurança (RAS) da instalação, no trecho em que se pode ler que “a situação mais crítica postulada seria o total rompimento, tipo guilhotina e junto à piscina, da tubulação do circuito primário de resfriamento do reator, o que acarretaria um rápido esvaziamento da piscina, em aproximadamente 6 minutos. Como o circuito primário opera em baixa pressão e temperatura, este tipo de ruptura só ocorreria através de um violento impacto externo. Se nós considerarmos que o reator é bem protegido contra eventos externos e a baixa probabilidade de ocorrência de terremotos de grandes magnitudes ou da queda de um avião, a única possível causa restante para esta ruptura seria o desprendimento do volante de inércia das bombas do circuito primário e o seu subsequente impacto contra a tubulação. Observa-se contudo que a probabilidade de ocorrência deste evento é muito pequena, quando se considera a existência do Sistema de Monitoração Contínua de Vibração (CVMS) das bombas do primário. O CVMS é capaz de detectar pequenas falhas nos componentes rotativos das bombas, antes que elas aumentem e possam causar maiores danos.” O CVMS também é mencionado no RAS como um sistema capaz de minimizar a possibilidade de travamento dos eixos das bombas do primário, pelas mesmas razões descritas acima. Está justificada, desta forma, a presença do CVMS na instalação do Reator IEA-R1m.

4.3.1) Componentes do sistema de monitoração contínua

4.3.1.1) O hardware

A FIG.8 mostra a composição básica do sistema de monitoração contínua: o Monitor de Vibração (VM), responsável pelas principais operações necessárias à monitoração, e o Monitor Central de Vibração (CVM) que possibilita a interface com o usuário e o armazenamento dos dados. Tanto o VM quanto o CVM estão montados em um dos armários instalados na sala de controle do Reator (FIG.9).

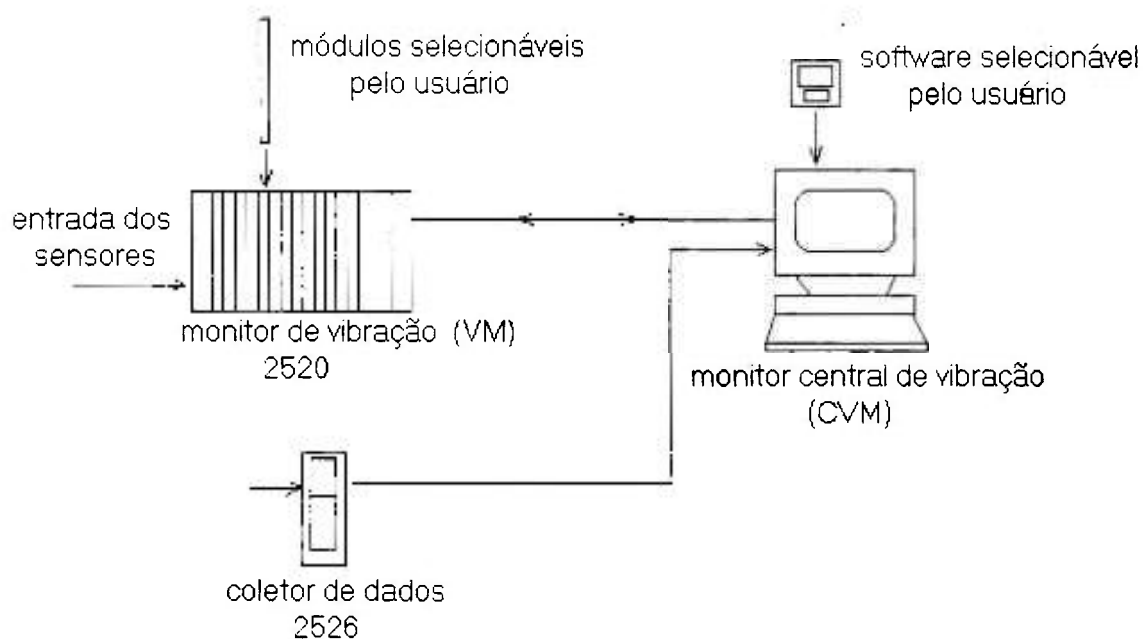


FIGURA 8. Composição do sistema de monitoração contínua de vibração de máquinas rotativas do Reator IEA-R1.



FIGURA 9. Sistema de monitoração contínua de vibração de máquinas rotativas do Reator IEA-R1: acima se vê o monitor do computador que integra o CVM e abaixo o Monitor de Vibração 2520 (VM).

O Monitor de Vibração 2520 é um sistema modular que proporciona todo o processamento de sinais e manipulação de eventos. Suas realizações incluem:

- monitoração contínua dos sinais, mesmo no caso de uma falha de comunicação com o CVM, caso em que toda a informação é armazenada para descarregamento posterior;
- possibilidade de monitoração de até 112 canais.
- compatibilidade com os sinais de todos os tipos mais comuns de transdutores, como acelerômetros e sensores de temperatura;
- monitoração simultânea de vários parâmetros;
- execução automática de vários tipos de auto-testes , sem interrupção da monitoração;
- interface para a transferência de dados;
- capacidade de manipulação de eventos, de acordo com definição do usuário;
- processamento digital dos sinais.

O VM compreende um gabinete principal de 19", modelo 2820, dois módulos padrões do sistema e mais um conjunto de módulos opcionais. Esta configuração é mostrada na FIG.10 abaixo.

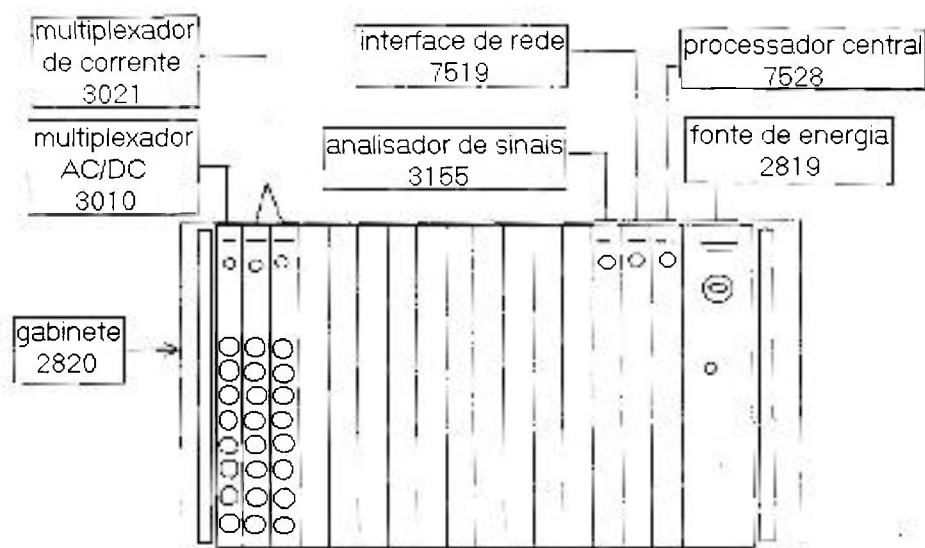


FIGURA 10. O Monitor de Vibração 2520.

Os módulos padrões do sistema são o módulo de suprimento de energia, modelo 2819, e o módulo de processamento central, modelo 7528. Os módulos opcionais que compõem o VM são:

- Uma unidade de resfriamento, modelo 3924.
- Um módulo de interface de rede, modelo 7519: liga o VM com um Ethernet LAN de alta velocidade.
- Um módulo analisador de sinais, modelo 3155: analisador de dois canais para monitoração automática de sinais vindos dos multiplexadores; disponibiliza entradas AC/DC para uma monitoração preventiva detalhada de medidas de vibração do tipo autoespectro, espectro CPB, passa-banda e passa-baixa, todas elas definidas no item 4.3.3.
- Módulo multiplexador AC/DC, modelo 3010: tem entrada para 8 canais e transfere duas das oito entradas para o módulo analisador de sinais, podendo compor uma monitoração on-line intermitente de até 112 canais por VM. Este

módulo também fornece energia para oito acelerômetros pré-amplificados ou medidores de proximidade.

- Módulo multiplexador direcionador de corrente, modelo 3021: tem entrada para 8 canais e transfere duas das oito entradas para o módulo analisador de sinais, podendo compor uma monitoração on-line intermitente de até 112 canais por VM. Este módulo possui uma fonte de corrente contínua para alimentar até oito acelerômetros ICP ou Delta Tron, ou outros transdutores alimentados por corrente.

O Monitor Central de Vibração (CVM) é uma workstation UNIX contendo os softwares de monitoração e a base de dados, sendo usado para configurar e controlar o sistema de monitoração. O CVM é conectado ao VM por uma conexão direta RS232.

4.3.1.2) O software

Os programas habilitados no sistema de monitoração contínua presente no reator são os seguintes:

- software de sistema, modelo 7652: é necessário para rodar o pacote de softwares de monitoração e compreende um sistema operacional UNIX, um driver de impressora PostScript, um sistema X-Window e uma base de dados Oracle SQL;
- software de monitoração on-line, modelo 7657: é necessário um para cada VM, sendo ele que opera a conexão do CVM com o VM;
- software básico de monitoração, modelo 7654: este pacote oferece as medições e os gráficos necessários para efetuar o tipo mais comum de monitoração, é também o software base, a partir do qual os outros pacotes são montados;
- software de monitoração de propósitos gerais, modelo 7108: é um software adicional ao pacote básico, com medições especiais para uma monitoração automática e manual mais detalhada das máquinas rotativas.

4.3.2) Formas de aquisição e processamento de dados

O sistema de monitoração contínua faz a aquisição dos dados de vibração das bombas do primário por meio de acelerômetros do tipo 8325, indicados para medidas em monitoração permanente. Eles são de construção robusta, resistentes a poeira e umidade, e possuem as seguintes características: banda de freqüências de 1 a 10000Hz, freqüência natural (montado) de 25kHz, temperatura de operação até 125°C, pré-amplificador Delta-Tron, sensibilidade axial de $10\text{mV/ms}^{-2} \pm 5\%$ e isolamento IP 67. Suas localizações podem ser vistas na FIG.4 e suas direções de tomada do sinal encontram-se indicadas na TAB.1, a seguir.

TABELA 1. Direção de tomada dos sinais nas bombas do primário.

Ponto	A1	A2	A3	A4	A5	A6
Direção	horizontal	axial	vertical	vertical	vertical	axial

O posicionamento dos acelerômetros está de acordo com recomendação da norma ISO10816, de que as medições devem ser feitas preferencialmente nos mancais de sustentação da máquina, pois são os pontos onde mais atuam as forças de reação do equipamento.

A amplitude da vibração pode ser quantificada de várias formas, dependendo daquilo que o sistema chama de 'detector' utilizado, que diz respeito à forma como o sistema eletrônico capta o sinal. Os 'detectores' disponíveis são os seguintes: RMS, Peak (valor de pico), Peak-to-Peak (pico a pico), Peak x RMS (valor de pico multiplicado pelo RMS) ou Crest Factor (valor de pico dividido pelo RMS). Além disso, como o sistema possui circuitos integradores, a aceleração pode ser convertida em velocidade ou em deslocamento, ou seja, qualquer medida pode ser configurada para qualquer uma destas três grandezas.

A aquisição de dados é efetuada na sala de controle do Reator, com a ajuda de três módulos multiplexadores de oito canais cada (modelos 3010 e 3021). Os multiplexadores são conectados a um módulo analisador de sinais (modelo 3155), que processa cada sinal em seqüência e efetua a conversão A/D,

para permitir uma série de análises no domínio do tempo e da frequência. O intervalo útil de frequências do analisador de sinais vai de DC a 40kHz, o que indica uma frequência de amostragem máxima em torno de 100kHz.

Os sinais de vibração são captados e processados pelo VM e enviados, para uma monitoração automática, a um computador dedicado (CVM) que faz a supervisão e gera os respectivos alarmes de níveis. O sistema permite o ajuste dos níveis de vibração aceitáveis, através do estabelecimento de até dois níveis de alarme (alerta e perigo), além de realizar testes e emitir informações sobre o estado de funcionamento dos sensores. A indicação dos alarmes pode ser visual ou sonora, e o seu reconhecimento, coletivo ou individual.

Os softwares do sistema permitem a sua configuração, a monitoração dos componentes instrumentados, o armazenamento e o processamento dos dados. A configuração possibilita que a aquisição dos sinais seja efetuada em intervalos de tempo escolhidos pelo operador ou durante condições de alarme, sendo que a sua análise pode ser feita através do cálculo de valores globais, como o RMS, ou por meio de espectros.

4.3.3) Medidas de vibração disponíveis

As medidas de vibração que o sistema efetua podem ser agrupadas em duas categorias básicas:

- Medida global de vibração: é uma medida de valor único, englobando uma determinada banda de frequências.
- Medida de vibração de conjunto: contém uma matriz de informações, como no caso de um espectro.

Toda medida pode ser feita automaticamente pelo sistema, ou manualmente pelo operador. As medidas realizadas automaticamente são efetuadas uma a uma, seguindo uma ordem de multiplexação que vai de canal em canal (sensor) e, para cada canal, de medida em medida, dependendo da

ordem de configuração das mesmas. As medidas manuais interrompem a ordem automática de multiplexação seqüencial e são efetuadas através da interface do sistema com o operador.

Qualquer medida pode fazer parte do circuito permanente ou pode ser configurada apenas temporariamente, para fins de análises específicas. De acordo com os softwares presentes no sistema, as medidas de vibração disponíveis são as seguintes:

- medida global passa-baixa: valor único que fornece o nível de vibração, computado sobre todo um intervalo de freqüências abaixo de um determinado valor, menos o seu nível DC;
- medida global passa-banda: valor único que fornece o nível de vibração, computado sobre todo um intervalo compreendido entre dois valores de freqüências;
- medida do tipo autoespectro: conjunto de valores da amplitude de vibração versus a freqüência para 400 linhas espectrais de largura constante;
- medida de espectro CPB (Constant Percentage Bandwidth): conjunto de valores da amplitude de vibração versus a freqüência, num espectro cuja resolução é um percentual fixo da freqüência central da banda.

4.3.4) Formas de apresentação e análise dos resultados

Todas as medidas e resultados são apresentados na forma de gráficos, que podem ser de dois tipos:

- Histórico Escalar (FIG.11): apresenta uma medida do tipo global, passa-baixa ou passa-banda, em função do tempo;
- Espectro: é um gráfico das amplitudes em função das freqüências, que pode apresentar as medidas do tipo autoespectro (FIG.12) ou espectro CPB (FIG.13), como definidas acima.

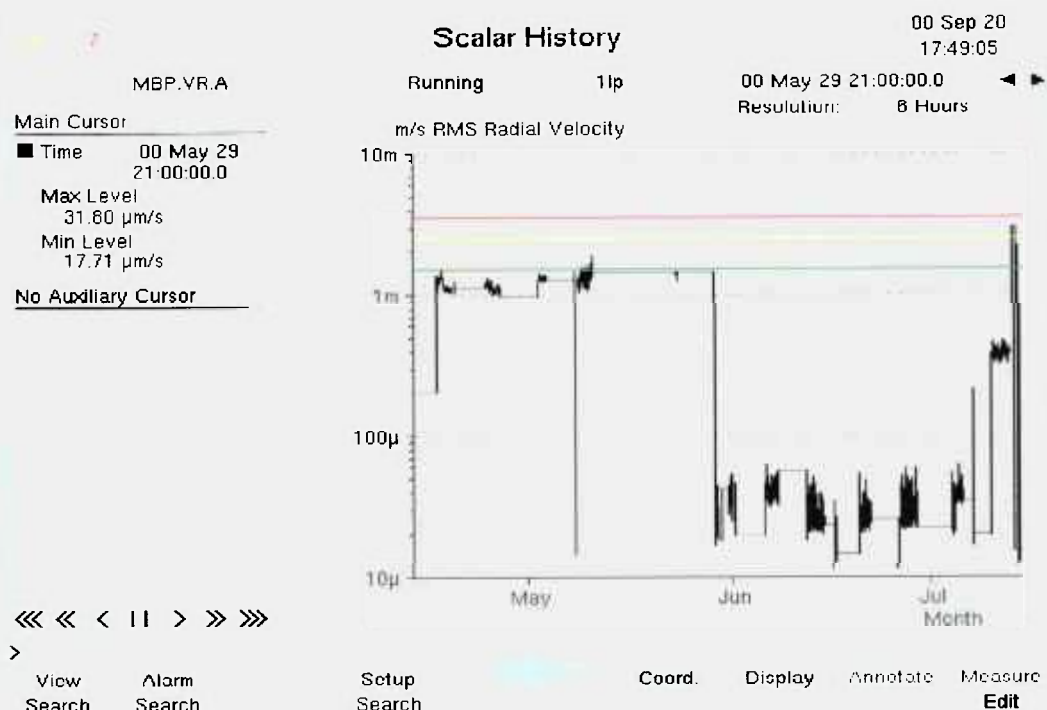


FIGURA 11. Gráfico do tipo Histórico Escalar do sistema de monitoração contínua.

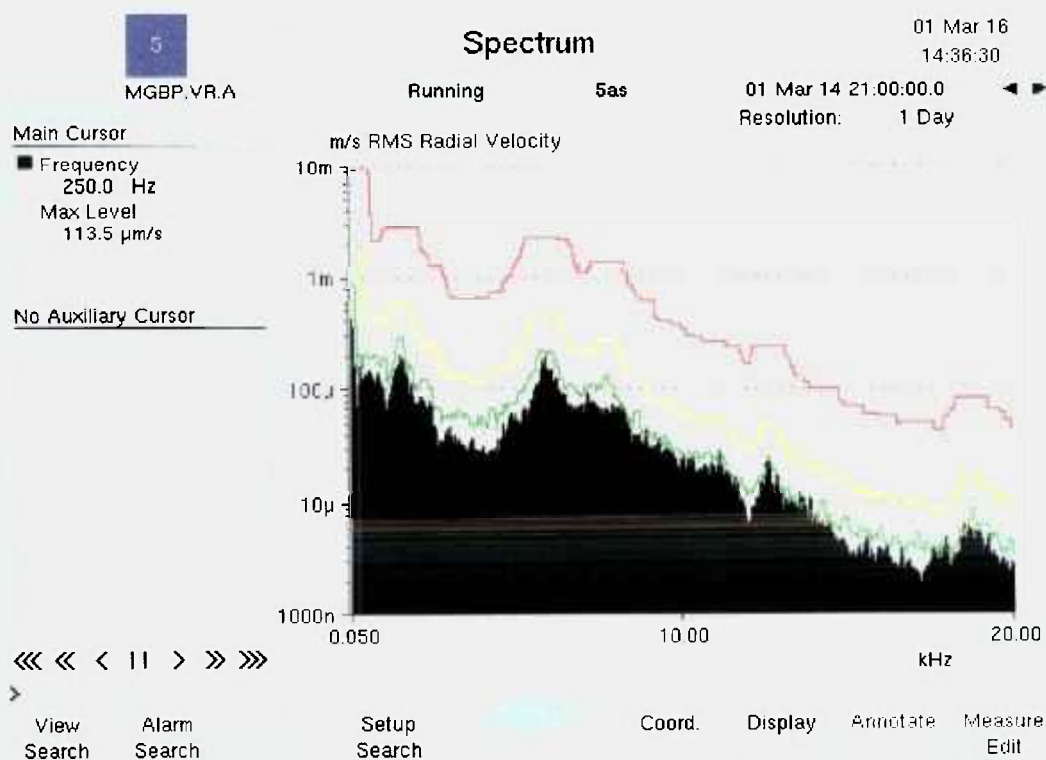


FIGURA 12. Gráfico do tipo Espectro (autoespectro) do sistema de monitoração contínua.

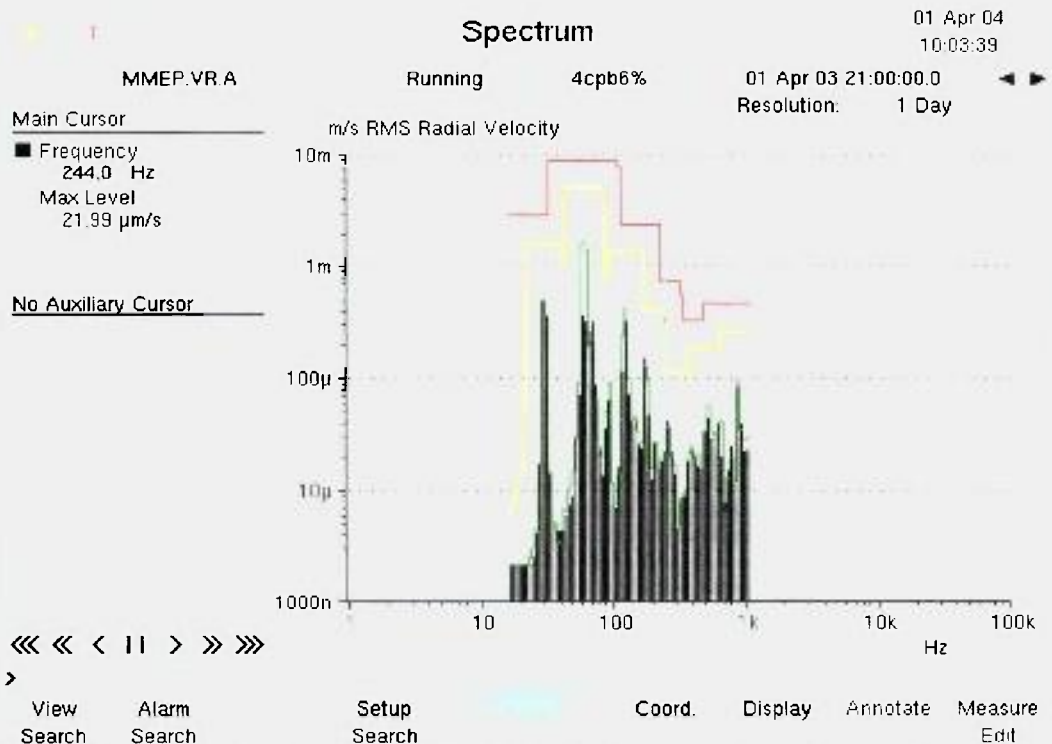


FIGURA 13. Gráfico do tipo Espectro CPB do sistema de monitoração contínua.

O operador credenciado pode configurar os parâmetros dos gráficos, de tal forma que:

- as escalas podem ser lineares ou logarítmicas, com exceção do eixo temporal do gráfico tipo Histórico Escalar, que é sempre linear;
- pode-se escolher a banda de freqüências abrangida pelo valor global de vibração, ou apresentada no espectro; contudo ela sempre deve estar dentro do intervalo que vai de 1Hz a 40kHz (na verdade só deve ir até 10kHz, pela limitação do trecho de linearidade do acelerômetro);
- a grandeza apresentada pode ser o deslocamento, a velocidade ou a aceleração;
- pode-se determinar a forma de apresentação dos valores, a qual depende da escolha do tipo de `detector` utilizado (já explicado);.

A análise dos gráficos pode ser feita com o auxílio de três tipos de cursores:

- Cursor Principal: apresenta as coordenadas do ponto sobre o qual está posicionado;
- Cursor de Tendência: possibilita a análise de tendências para os valores globais no gráfico do tipo Histórico Escalar;
- Cursor de Harmônicos: possibilita que se localize uma série de harmônicos nos gráficos do tipo Espectro, quando as medidas apresentadas são do tipo autoespectro.

4.3.5) Técnicas de monitoração disponíveis

O sistema disponibiliza três técnicas distintas para a monitoração de vibração das bombas do primário, quais sejam:

- Monitoração do nível de uma medida global: é feita uma comparação entre o valor da medida e os seus respectivos níveis de alarme; se a medida ultrapassa estes níveis (alerta e perigo), é emitido um aviso, que pode ser sonoro e/ou visual.
- Monitoração do nível do espectro: esta técnica de monitoração é similar à de nível de medida global, exceto que no espectro os limites são definidos por linhas de contorno acima do espectro de referência, que podem ser alargadas horizontalmente, para permitir pequenas variações na rotação da máquina; a lógica de emissão de alarmes é a mesma que para as medidas globais.
- Monitoração de tendências: é gerada uma curva que melhor se adapte ao comportamento de uma determinada medida de vibração (uma para o seu valor máximo e outra para o mínimo) durante um determinado intervalo de tempo; a extrapolação da curva prediz o instante de tempo para o qual aquela medida vai atingir um determinado limite. Esta técnica de monitoração pode ser realizada de forma automática ou manual. Na automática é estimado o tempo para que o limite seja atingido e, quando este for menor do que um valor pré-definido, é emitido um alerta. Na manual pode-se projetar a evolução

de um determinado problema e estimar-se o intervalo de tempo até que a medida atinja o seu limite de perigo.

4.3.6) A configuração do sistema

Toda a configuração do sistema de monitoração contínua de vibração, tanto das medidas utilizadas quanto dos limites de alarme, será feita a partir dos resultados e conclusões finais deste trabalho.

5) METODOLOGIA

5.1) As ferramentas matemáticas

A análise dos sinais de vibração $x(t)$ foi realizada através das seguintes ferramentas teórico-matemáticas:

5.1.1. A transformada de Fourier - realiza a decomposição espectral do sinal de vibração no tempo e é calculada pela expressão abaixo [27]:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-2\pi jft} dt \quad (6)$$

onde $x(t)$ representa o sinal de vibração no tempo (t) e $X(f)$ é a representação espectral, por frequência (f), do mesmo.

Um programa, elaborado em Matlab, extrai o espectro, ou seja, faz a transformada de Fourier do sinal, utilizando um algoritmo de FFT. O programa é capaz de realizar a segmentação do sinal com vistas à obtenção de um espectro médio (ver item 5.3.1.1). Este tipo de ferramenta é utilizado para se monitorar frequências específicas, que podem permitir o diagnóstico do problema mecânico encontrado.

5.1.2. O valor eficaz ou RMS (root mean square) - é equivalente ao desvio padrão de um sinal centrado, ou seja, que tenha média zero; relaciona-se diretamente com a energia do sinal, isto é, com sua capacidade destrutiva, e é calculado pela expressão a seguir [27]:

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [x(t)]^2 dt} \quad (7)$$

Um programa, em Matlab, calcula o RMS do sinal para um intervalo de frequências que pode ser escolhido pelo usuário. Este tipo de medida não é eficiente para a realização de diagnósticos, mas é bastante utilizado para a detecção de problemas mecânicos gerais: o RMS da velocidade de vibração para uma banda de frequências que vai de 10Hz a 1kHz (RMS_v) é a grandeza sugerida e tabelada pela norma ISO10816 para a classificação da condição de máquinas por severidade de vibração.

5.1.3. O envelope, $z(t)$ - é a modulação em amplitude do sinal de vibração no tempo, ou seja, o seu envoltório (daí o termo 'envelope'), sendo determinado matematicamente pelo seguinte algoritmo [27]:

$$z(t) = |TFI(Z(v))| \quad (8)$$

$$Z(v) = \begin{cases} 2X(v) \rightarrow v \geq 0 \\ 0 \rightarrow v < 0 \end{cases} \quad (9)$$

onde $X(v)$ é a Transformada de Fourier do sinal $x(t)$ e TFI representa a operação da Transformada Inversa de Fourier.

O algoritmo acima está baseado na transformada de Hilbert, cuja descrição pode ser encontrada em detalhes na referência [5]. Um programa, em Matlab, calcula o envelope usando este algoritmo e permitindo a escolha da banda de filtragem e do nível de segmentação do sinal para a obtenção de

médias. A extração do espectro do envelope é muito utilizada para a monitoração de frequências características de defeitos de rolamento. O procedimento completo de aplicação da técnica do envelope é descrito em detalhes no item 3.1.3 da revisão bibliográfica.

5.1.4) A integração do sinal - permite transformá-lo de aceleração (sinal vindo do acelerômetro) para velocidade, pois em frequências abaixo de 1kHz costuma-se trabalhar com a velocidade, e não com a aceleração. A norma ISO10816 utiliza a velocidade para a classificação de máquinas e sugere que esta deva ser a grandeza preferida, se as frequências de interesse estiverem abaixo de 1kHz.

Um programa em Matlab utiliza o método da transformada de Fourier [41] para realizar a integração do sinal.

5.2) Procedimentos de monitoração e análise

Para se atingir o objetivo proposto adotou-se o seguinte procedimento:

- foram determinados os problemas mecânicos relevantes, através de uma análise, levando em consideração as características mecânicas das bombas, as informações da literatura e a experiência operacional;
- a seguir, realizou-se um estudo bibliográfico sobre técnicas de análise de vibração, visando a escolha daquelas que sejam as mais conhecidas e eficientes na detecção dos defeitos eleitos;
- a partir das técnicas encontradas no item anterior, foram escolhidas aquelas que se adequassem melhor às necessidades de segurança, às condições de operação da instalação e às disponibilidades do equipamento de monitoração;
- no estágio conclusivo do trabalho, procurou-se determinar a eficiência das técnicas e ferramentas selecionadas, quais as formas mais adequadas de aplicação das mesmas e quais os limites de alerta que indicam o surgimento dos defeitos.

5.2.1) A escolha dos defeitos

Wowk [43] fornece uma lista básica de problemas mecânicos que podem ocorrer em uma máquina rotativa:

- batimentos, causados por duas máquinas ou elementos rodando a velocidades próximas;
- problemas de mancais de deslizamentos;
- rodopio do óleo, em mancais de deslizamentos;
- folgas, tanto em partes rotativas quanto em fixas;
- problemas de correias;
- desbalanceamento mecânico;
- desalinhamento de eixos;
- eixo torto;
- desalinhamento da base (soft foot);
- problemas de rolamentos;
- defeitos de engrenagens;
- trincas no eixo;

Foi realizada uma triagem dos problemas acima apontados, levando em consideração todas as informações disponíveis sobre as características mecânicas e operacionais das bombas e do seu histórico de ocorrências, como segue:

- descartou-se o problema de batimentos, pois todos os elementos da bomba operam na mesma rotação e não há nenhuma máquina próxima operando com rotação semelhante;
- como não há mancais de deslizamento, eliminou-se a possibilidade de problemas com mancais deste tipo, assim como o do rodopio do óleo;
- excluíram-se os problemas com correias e engrenagens, pois elas não estão presentes na máquina;
- o problema de desalinhamento da base também foi excluído pois, além de inexistirem registros de ocorrência do mesmo para as bombas do primário, nunca se alteram os pontos de fixação da base da máquina,

- que está assentada sobre uma plataforma de cimento e aço, nem mesmo em uma reforma;
- como os eixos do equipamento, durante sua operação normal, jamais são submetidos a uma variação brusca de temperatura ou de carga e inexistem registros da ocorrência de eixo torto ou trincado para as bombas do primário, consideramos bastante reduzidas as suas possibilidades de ocorrência;
 - os únicos defeitos até então constatados com maior gravidade nas bombas do primário foram os de rolamentos e folgas em mancais (estes problemas serão relatados com mais detalhes no decorrer do trabalho);
 - o problema de segurança que levou à necessidade da existência de um sistema de monitoração contínua de vibração para bombas do primário tem como causa mais provável o possível escapamento do volante de inércia, como é relatado no RAS da instalação e cuja possibilidade de ocorrência está ligada diretamente à condição dos mancais que o sustentam;
 - a falta de integridade dos mancais do volante pode ter duas causas principais: um problema de rolamento ou um problema de folga no mancal;
 - por outro lado, existem dois problemas que, além de estarem entre os mais comuns em máquinas rotativas, também são causas importantes da deterioração de rolamentos [15], na medida em que aumentam a sua carga dinâmica: o desbalanceamento de massa e o desalinhamento de eixos.

Assim sendo, tendo levado em consideração as possibilidades de ocorrência, assim como os riscos e as conseqüências para a segurança da instalação, foram selecionados quatro problemas mecânicos principais para serem monitorados nas bombas do primário: problemas de rolamentos, folgas mecânicas, problemas de desalinhamento de eixos e de desbalanceamento de massa.

5.2.2) As formas de monitoração e análise

As ferramentas de análise devem ser adequadas para os defeitos selecionados, estarem apoiadas na literatura e, preferencialmente, devem ser disponíveis através do sistema de monitoração contínua de vibração.

5.2.2.1) O desalinhamento

O material encontrado na pesquisa bibliográfica indica que o desalinhamento aparece como uma elevação nos harmônicos da rotação [11, 15, 33, 44 e 45], principalmente dos dois primeiros harmônicos pares, no entanto a forma específica do espectro em cada caso vai depender muito da correlação entre as frequências naturais e a rotação da máquina [44 e 45]. Espera-se que, quando acentuado, ele provoque também uma elevação no RMS_v , causada pela elevação dos harmônicos, na medida em que eles se tornam os componentes principais da vibração em baixa frequência, ou seja, até 1kHz. Desta forma decidiu-se usar os primeiros harmônicos da rotação e o RMS_v como parâmetros de vibração a serem testados na monitoração do desalinhamento. Doravante os harmônicos da frequência de rotação presentes no espectro da velocidade de vibração serão referidos como 1^oh, 2^oh, 3^oh e assim por diante.

5.2.2.2) O desbalanceamento

A elevação isolada do primeiro harmônico da rotação é apontada pela literatura como indicativa do desbalanceamento [15 e 31] que deverá também, quando acentuado, provocar uma elevação do RMS_v . Portanto, o desbalanceamento será monitorado através do RMS_v e da amplitude do primeiro harmônico da rotação (1^oh). A questão principal será a determinação do seu limite de alerta.

5.2.2.3) As folgas mecânicas

A literatura informa que as folgas mecânicas podem provocar a elevação, tanto de inter-harmônicos quanto dos primeiros harmônicos da rotação, pois elas tendem a agravar as vibrações já presentes, originadas normalmente de desbalanceamentos e desalinhamentos [10, 15 e 43]. Entende-se aqui como inter-harmônico qualquer pico de amplitude que apareça entre os harmônicos da frequência de rotação. Desta forma eles abrangem tanto os semi-harmônicos quanto os sub-harmônicos, como definidos no item 3.1.5 deste trabalho. Assim sendo, será testada a eficiência dos seguintes parâmetros de vibração para monitorar as folgas: dos cinco primeiros inter-harmônicos, daqui por diante referidos como 1^oi, 2^oi, 3^oi, 4^oi e 5^oi; dos harmônicos da rotação e dos harmônicos da frequência de batida das pás do impelidor da bomba, daqui por diante referidas como X^ofp (com X=1,2,3 e 4), pois elas representam uma vibração normalmente presente em bombas hidráulicas e que, portanto, pode ser agravada por um problema de folga.

5.2.2.4) Os problemas em rolamentos (defeitos localizados e problemas de lubrificação)

A literatura apresenta uma série de técnicas que, dependendo da situação, podem se mostrar mais ou menos eficientes na monitoração de problemas em rolamentos [38]. São elas:

- a monitoração dos níveis de vibração em aceleração, como o RMS da aceleração (RMS_a), nas altas frequências;
- as medidas da curtosis e do cepstrum;
- a monitoração da densidade de probabilidade da aceleração;
- a monitoração das frequências características no espectro da velocidade;
- a monitoração das frequências características no espectro do envelope da aceleração;
- e os métodos das medidas do fator de pico e do pulso de choque.

Deste conjunto eliminamos as seguintes:

- a curtosis e o fator de pico, na medida em que normalmente apresentam resultados semelhantes ao RMS [17, 19, 26 e 38] e falham na detecção de defeitos incipientes ou já avançados [17, 26 e 38];
- o cepstrum porque, além de ser uma técnica que costuma ser usada somente de forma complementar, pois suprime parte relevante da informação [26], num teste inicial se mostrou menos eficiente que a técnica do envelope na identificação das frequências características;
- a densidade de probabilidade da aceleração, na medida em que a sua análise é mais complexa e menos precisa que as demais técnicas [38], pois ela não resulta em um valor único mensurável;
- o pulso de choque, pois sua aplicação necessita da utilização de acelerômetros especiais [3 e 8], diferentes dos que são disponíveis na instalação;

Desta forma, do conjunto inicial restaram as seguintes técnicas, cuja eficiência será testada na determinação de problemas com rolamentos:

- a monitoração das frequências características (f_o , f_i , f_c e f_b) no espectro da velocidade, pois além de ser uma das mais simples, indica o tipo e a localização do defeito, embora nem sempre seja factível, devido à presença de ruído em baixas frequências [6, 16, 20, 30 e 38];
- a monitoração dos níveis da aceleração em altas frequências através dos valores do RMS e do pico (valor máximo no espectro) da aceleração: para a banda que vai de 1kHz a 5kHz eles serão referenciados como Pico_{1a5} e RMS_{1a5}, e para a banda que vai de 5kHz a 9kHz como Pico_{5a9} e RMS_{5a9} - este tipo de detecção é especialmente sensível a problemas de lubrificação, quando se espera pela geração de um ruído em altas frequências originado pelo atrito no rolamento [17, 42 e 43];
- a monitoração das frequências características no espectro do envelope.

As frequências características, extraídas do espectro do envelope da aceleração, serão assinaladas pelo índice 'e' e as extraídas do espectro da velocidade pelo índice 'v'.

5.2.3) A eficiência e a forma de aplicação das técnicas

Entende-se aqui como técnica de análise de vibração uma maneira padronizada de processamento do sinal de vibração que nos leva a um tipo compreensível de informação sobre o meio físico e as causas que a originaram. A forma de aplicação da técnica diz respeito tanto ao detalhamento dos procedimentos de aquisição e análise adotados, quanto à escolha de quais informações, dentro do conjunto disponibilizado pela técnica, que efetivamente vamos considerar para a análise. A título de exemplo, uma das técnicas utilizadas para a monitoração de defeitos de rolamento é a da análise do espectro do envelope. A forma específica desta técnica depende tanto da frequência de amostragem, utilizada para a aquisição do sinal, de sua duração, da banda escolhida para filtrá-lo antes de sua demodulação, como das frequências, ou bandas do espectro resultante, cujo comportamento estaremos observando.

A determinação da eficiência e das formas de aplicação das técnicas de análise de vibração para as bombas do primário foi realizada fundamentalmente através dos resultados obtidos com as próprias bombas do primário, e complementarmente utilizando-se das informações extraídas da literatura e daquelas oriundas de resultados experimentais com uma máquina de simulação de defeitos mecânicos da Spectra Quest.

A análise dos resultados com as bombas do primário foi feita através de uma comparação histórica dos sinais de vibração das bombas com suas ocorrências. Entenda-se aqui como ocorrência qualquer acontecimento que nos dê uma informação direta do estado de funcionamento do equipamento ou de qualquer um de seus componentes sujeitos a qualquer um dos defeitos monitorados. Assim sendo, as ocorrências têm origem fundamentalmente em

reformas e manutenções, e elas podem atestar tanto a presença quanto a ausência ou correção de um problema.

Numa primeira etapa procuramos pelos níveis de referência das máquinas, ou seja, pelos níveis de vibração correspondentes à ausência de cada um dos defeitos em cada ponto de monitoração, e a seguir, a partir dos níveis de referência, procuramos determinar a eficiência de cada um dos parâmetros testados através do comportamento dos mesmos em relação aos seus níveis de referência.

Os níveis de referência foram encontrados através de uma observação do comportamento histórico das medições, pela procura de um período de condição normal de operação. A determinação deste período de normalidade é feita visualmente nos gráficos históricos para cada um dos parâmetros testados, definindo-se o seu início normalmente logo após uma reforma ou manutenção. Durante o período selecionado não deve haver o registro de nenhum defeito correlacionado, além do que os valores medidos devem apresentar um desvio padrão menor do que 60% do valor da média, para que o nível de referência esteja de acordo com o critério estabelecido para *indicador* do defeito. Se isso não ocorrer o período é reduzido, ou mesmo pontos com suspeita de apresentarem uma relação com algum problema podem ser eliminados, até que a condição seja atingida. Desta forma, o nível de referência de um determinado parâmetro será igual à média do seu valor dentro de seu período de normalidade.

Para determinarmos a eficiência dos parâmetros utilizamos a definição de *indicador* de defeito, qual seja: será considerado um *indicador* aquele parâmetro que apresentar os seus valores, na ocorrência constatada de um defeito, maiores do que 1,6 vezes o seu valor de referência. Baseamos a estipulação da quantidade 1,6 na norma ISO2372 que, ao definir os princípios que passaram a nortear a elaboração de escalas para a avaliação da intensidade de vibração de máquinas rotativas (e que mais tarde serviram de base para a elaboração das normas ISO10816), indica que uma diferença de 4dB (1 : 1,6) na variação da velocidade, numa banda que vai de 10 a 1000 Hz, representa uma mudança significativa na resposta de vibração da maioria das máquinas. Embora

a norma estabeleça este critério para as medidas de vibração em velocidade, nós o aplicamos também para as medidas em aceleração, tendo em vista a ausência de um critério melhor e mais adequado que abranja todos os casos de medidas de vibração. Assim sendo, consideramos como *próximas* duas medidas de vibração cujos valores apresentem entre si uma diferença inferior a 60%, a partir da medida de valor menor. Devemos destacar que este critério foi estabelecido para todas as formas de medidas de vibração utilizadas neste estudo.

Para tornar possível uma melhor visualização da relação acima indicada, entre o valor medido e o de referência, todos os gráficos apresentados nos resultados estão expressos em valores de R, da forma como o definimos na expressão seguinte:

$$R = \frac{V_d}{V_b} \quad (10)$$

onde V_d é o valor encontrado para o parâmetro na condição de defeito e V_b é o valor encontrado para o parâmetro na condição de 'baseline', ou seja, de ausência de defeito e que neste caso é o valor de referência.

5.2.4) Os limites de alarme

A norma ISO10816 sugere o estabelecimento de dois tipos de limites operacionais de vibração, relacionados à condição de operação de uma máquina: os limites de alarme e os limites de desligamento. O chamado limite de alarme é para chamar a atenção para o provável desenvolvimento de um defeito, enquanto que o de desligamento normalmente tem a função de provocar o desligamento automático do equipamento, pois indica uma situação grave, que representa um perigo iminente à integridade da máquina e a segurança da instalação. Contudo, as bombas do primário fazem parte de um sistema que não pode sofrer este tipo de intervenção, ou seja, elas não podem ser desligadas automaticamente. Assim sendo fizemos uma alteração na forma de operação destes limites e utilizaremos ambos apenas para dar avisos sobre o provável estado da máquina, ou seja,

ambos serão considerados limites de alarme: o que era chamado de limite de alarme é aqui denominado *limite de alerta* e o que era um limite de desligamento passa a ser um *limite de perigo* e, em vez de provocar o desligamento automático da máquina, é utilizado como critério para uma tomada de decisão sobre o desligamento da mesma.

A norma sugere um critério para o estabelecimento dos valores dos limites de alarme, baseados em tabelas de severidade de vibração fornecidas para cinco grupos de classificação de máquinas, mas ela adverte que estes valores só devem ser usados enquanto ainda não se tem um conhecimento histórico do próprio equipamento monitorado. Como o conhecimento histórico da vibração das bombas do primário faz parte do escopo deste estudo, prescindiu-se dos valores indicados pela norma.

Embora os valores absolutos de vibração para classificação de máquinas que a norma indica não tenham sido utilizados, devido ao conhecimento histórico da vibração das máquinas monitoradas, foram utilizadas as relações entre os limites das zonas de classificação para o estabelecimento dos limites de alerta e de perigo. Uma consulta aos valores já apresentados neste trabalho, no item 3.3, para os limites de zonas de classificação de máquinas do tipo das bombas do primário, revela uma relação de 1:2 entre os limites inferior e superior da zona de operação normal (máquinas consideradas aptas a operar por longos períodos) e uma relação de 1:3,2 entre os limites inferior da zona normal e o limite inferior da zona de perigo (última zona de classificação: vibrações que caem dentro desta zona normalmente são consideradas de gravidade suficiente para causar danos à máquina). Utilizamos a primeira relação, 1:2, para estabelecer os limites de alerta e a segunda, 1:3,2, para os limites de perigo, sempre tomando como base os valores de referência encontrados para os parâmetros de vibração considerados neste estudo, isto é, aqueles que foram possíveis de ser encontrados, pois atenderam os critérios necessários a sua determinação. Observe-se ainda que a relação 1:2, utilizada para estabelecer o limite de alerta a partir de um nível de referência, é a mesma sugerida no manual da SKF [35] para a avaliação da vibração em uma análise de desempenho de

tendência, onde o alerta é dado pela variação do valor dos parâmetros de vibração de uma medição para outra.

Assim como no item anterior e pelo mesmo motivo, embora a norma apresente suas tabelas somente para valores de vibração em velocidade e para a banda de 10Hz a 1kHz, utilizamos os seus critérios também para as medidas de vibração em aceleração e para freqüências que estão fora daquela banda. A própria ISO10816 abre esta possibilidade quando diz que embora, no passado (ISO2372), a severidade de vibração de uma máquina fosse sempre associada a uma medida de velocidade numa banda de 10Hz a 1kHz, diferentes bandas e grandezas podem ser utilizadas para este fim (item 3.1.1 da ISO10816-1).

Não se deve esquecer que há sempre um compromisso entre a necessidade de detecção mais rápida possível do defeito e a confiabilidade do limite de detecção. Caso adotemos um valor muito alto para o limite, o defeito pode ser detectado tarde demais; por outro lado, caso adotemos um valor muito baixo podemos ter a ocorrência desnecessária de alarmes, promovendo a desconfiança com relação aos mesmos e podendo desencadear procedimentos de manutenção prematuros. Assim sendo, após a determinação dos limites, realizamos uma comparação entre os mesmos e os valores de vibração relacionados às ocorrências com as bombas do primário.

5.2.5) Determinação das bandas de filtragem para o envelope

A determinação das bandas de filtragem para o envelope, tanto para as análises de vibração das bombas do primário quanto da máquina de simulação de defeitos da Spectra Quest, é condição fundamental para o estabelecimento da forma de aplicação da técnica do envelope, e foi realizada em duas etapas. A primeira etapa teve como objetivo a determinação da freqüência central da banda (f_{ct}), através de um experimento visando encontrar as freqüências naturais excitadas por impactos sobre o eixo e sobre o mancal do rolamento. As freqüências naturais foram determinadas a partir de três formas distintas:

- pela medida direta do período de oscilação na vibração transiente provocada por batidas no eixo e no mancal, com a máquina desligada;
- pela observação das freqüências com máxima amplitude no espectro do sinal gerado por batidas no eixo e no mancal, com a máquina desligada;
- pela observação das máximas elevações no espectro normal do sinal, gerado com a máquina funcionando.

Escolheram-se as 3 freqüências mais intensas no espectro normal e que se repetiram, senão nas três técnicas, pelo menos em duas delas. Foi eleita aquela que apresentou a melhor relação sinal-ruído (ver definição abaixo para FA) no espectro do envelope, para as freqüências características do rolamento e para uma largura de banda de filtragem de uma oitava.

A segunda etapa foi a determinação da largura da banda. Após ter sido fixada a freqüência central, procurou-se pela largura de banda que resultasse também na melhor relação sinal-ruído para as freqüências características do rolamento no espectro do envelope correspondente. A relação sinal ruído foi denominada fator de amplitude (FA), pois representa uma relação entre as amplitudes dos harmônicos da freqüência (modulante) em questão e o ruído ou 'carpete' (termo usado em manuais de análise de vibração designando o nível médio de vibração no espectro a partir do qual podem se destacar picos que apresentem relação com algum defeito específico), e é dada por:

$$FA = \frac{\sum f_n}{N}; \quad \text{onde} \quad f_n = \frac{A_n}{m_n} \quad (11)$$

sendo que A_n é a amplitude do enésimo harmônico da freqüência característica em questão; m_n é a média das amplitudes para as freqüências que ficam dentro de uma banda centrada no harmônico em questão e com uma largura igual à distância entre os harmônicos adjacentes, e N é o número de harmônicos considerados (como em geral os mais destacados são os quatro primeiros, tomamos $N=4$).

5.2.6) A rotina de análise do sinal das bombas do primário

Mensalmente se faz a aquisição e a análise dos dados de vibração da bomba do primário que está em operação, sendo emitido um relatório que é entregue ao responsável pela instalação.

Todos os programas de análise foram elaborados no ambiente de programação Matlab. Eles são usados para integrar o sinal, calcular o RMS, extrair o envelope e determinar o seu espectro. Para se otimizar a análise e se compreender melhor o comportamento de vibração dos equipamentos monitorados, foram elaborados gráficos históricos de todas as formas de medição selecionadas no item 5.2.2.

5.3) A qualidade dos dados

5.3.1) Os erros

Erros relacionados à aquisição de dados sempre existem, e podem resultar de considerações estatísticas ou de problemas com a forma de aquisição. Os primeiros são conhecidos como erros aleatórios e os últimos como erros de tendenciosidade (bias). Os erros aleatórios ocorrem porque qualquer medida ou média que se faça sempre envolve um número finito de dados, enquanto que os erros de tendenciosidade sempre ocorrem na mesma direção.

Em um processo de aquisição de sinais, além dos erros acima relacionados, ainda há o problema de sub-amostragem, também conhecido como 'aliasing', e o de janelamento, também conhecido como 'windowing'.

5.3.1.1) Os erros aleatórios

O erro aleatório na avaliação da amplitude de um componente espectral de um sinal pode ser estimado pela seguinte relação matemática [26]:

$$\varepsilon_r = \frac{\sigma}{m} \approx \frac{1}{\sqrt{BT_T}} \quad (12)$$

onde σ é o desvio padrão da amplitude do componente, m é a média da amplitude do componente, B é o intervalo ou banda de resolução do espectro e T_T é a duração total da medida. No entanto em uma aquisição individual, a resolução e a duração do sinal apresentam a seguinte relação:

$$B = \frac{1}{T} \quad (13)$$

onde T é a duração do segmento do sinal utilizado para calcular o espectro e coincide com T_T quando se utiliza o sinal completo, resultando em um valor aproximadamente unitário para ε_r . Daí a necessidade da realização de médias através da fragmentação do sinal completo em vários intervalos, fazendo com que $T_T = nT$ ($n=1,2,3,\dots$) e desta forma diminuindo o erro aleatório para

$$\varepsilon_r \approx \frac{1}{\sqrt{n}} \quad (14)$$

Além disso a realização de médias é particularmente crítica na aquisição de sinais randômicos de banda larga, onde uma quantidade significativa de dados tem de ser adquirido de tal forma que os valores resultantes sejam representativos do sinal.

Para minimizar os erros aleatórios, foi utilizado um método semelhante ao de Welch para o cálculo do autoespectro de um sinal, com duas diferenças básicas: 1ª - o módulo da transformada de Fourier do sinal não foi elevado ao quadrado, porque optou-se por trabalhar diretamente com as amplitudes da vibração, já que esta foi a forma encontrada no sistema de monitoração contínua presente na instalação; 2ª – utilizou-se a janela retangular que não é usada por Welch. Assim sendo, todos os sinais com duração total de 10 segundos foram subdivididos em segmentos de 1 segundo com superposição de 50%, que é a

sugestão de Welch e, como indicado por Norton [26], resulta numa otimização na minimização dos erros aleatórios. Por este motivo, todas as medidas realizadas são o resultado da média de 19 medidas individuais. No entanto o valor de n na fórmula acima não pode ser tomado como 19, devido à existência de uma correlação entre os segmentos sucessivos; ele foi calculado de acordo com a expressão abaixo, apresentada por Harris [13] para uma superposição de 50%:

$$\frac{\sigma_M^2}{\sigma_A^2} = \frac{1}{n_s} \left[1 + 2c^2 \right] - \frac{2}{n_s^2} c^2 \quad (15)$$

onde n_s é o número de amostras superpostas, que neste caso é de 19, σ_A^2 é a variância de uma amostra (segmento), σ_M^2 a variância da média e c é o fator de correlação de superposição que, como indicado por Harris [13], é igual a 0,5 para 50%, resultando portanto na seguinte relação aproximada

$$\frac{\sigma_M^2}{\sigma_A^2} \approx \frac{1}{12,9} \quad (16)$$

que, quando comparada com a conhecida relação estatística $\sigma_M^2 = \sigma_A^2/n$ [13], nos leva a 12,9 para o valor corrigido do número de amostras e, substituindo em (14), obtemos $\varepsilon_r \approx 0,278$ para o valor corrigido do erro aleatório. Este valor é razoável, uma vez que está abaixo da metade de 0,6, ou 60%, que é o valor apresentado pela norma ISO2372 como uma variação significativa de uma medida de vibração, acima da qual pode estar havendo uma alteração no estado de funcionamento de um equipamento.

Adotamos uma duração de 10 segundos para os sinais por possibilitar a realização das médias acima referidas, concomitantemente à obtenção de uma resolução de 1Hz no espectro, e porque esta era a duração que já vinha sendo usada pelo sistema de monitoração contínua e que possibilita uma comparação mais consistente com os dados históricos fornecidos pelo mesmo. A segmentação de 1 segundo fornece a resolução espectral de 1Hz, que é suficiente para a discriminação das frequências estudadas no presente trabalho.

5.3.1.2) A sub-amostragem (aliasing)

Para que um determinado sinal de vibração possa ser devidamente amostrado, devem ser gravados pelo menos dois pontos para cada comprimento de onda de suas freqüências componentes. Quando tal exigência não é satisfeita, as freqüências maiores que a metade da freqüência de amostragem (f_a) são espelhadas para a região de baixas freqüências, causando portanto uma distorção em relação ao espectro real do sinal.

Os erros de sub-amostragem se devem portanto a um problema com a digitalização dos dados e podem ser evitados através de uma escolha adequada do intervalo de amostragem, de tal forma que a freqüência de amostragem seja pelo menos duas vezes o valor da máxima freqüência presente no espectro (f_{max}). Neste sentido todos os sinais utilizados neste trabalho passaram por um filtro passa-baixa de 10kHz, também referido como filtro anti-aliasing, antes de serem digitalizados com uma freqüência de amostragem de 30kHz: resulta em uma relação de 3 entre f_a e a freqüência de corte do filtro.

5.3.1.3) O problema do janelamento (windowing)

Todo sinal adquirido é limitado no tempo e esta limitação gera uma deformação no seu espectro. Os erros de janelamento ocorrem devido a uma truncagem abrupta dos dados no início e no fim do intervalo de aquisição. Seu efeito principal é o fenômeno conhecido como 'leakage' e significa o vazamento ou perda de energia dos picos do espectro para bandas laterais, reduzindo a amplitude do sinal medido em relação à amplitude do espectro real. Este problema é minimizado através do uso adequado de uma função de 'janelamento' que suaviza as extremidades do sinal e evita a truncagem abrupta no processo de aquisição. No entanto, ao utilizarmos uma janela que minimize os erros de amplitude, acabamos por provocar um aumento no erro da freqüência, em relação à janela retangular que é a janela natural de aquisição. Como estamos mais interessados em medidas comparativas do que absolutas do sinal, e porque não

queremos perder a sua definição em frequência, optamos pelo uso da janela retangular.

5.3.1.4) Os erros de tendenciosidade (bias)

Os erros de tendenciosidade pela própria definição representam uma tendência sistemática de desvio das medidas e dependem essencialmente da relação entre as características do equipamento monitorado, as formas de aquisição e o padrão espectral do sinal. Assim sendo, garantida a repetibilidade das condições e da forma de aquisição dos sinais, também fica garantida a repetibilidade do resultado em uma situação de repetição do padrão espectral. Além disso, o interesse maior deste trabalho está na detecção de mudanças nos padrões espectrais e não nos valores absolutos e reais das medidas: procura-se determinar em que parâmetros podem ser observadas mudanças correlacionadas com as alterações no estado de funcionamento da máquina. Estas mudanças podem aparecer, independentemente das medidas individuais estarem desviadas ou não por erros sistemáticos. Por este motivo não se procurou eliminar ou mesmo minimizar os erros de tendenciosidade, a não ser quando eles correspondessem a erros grosseiros que pudessem ser evitados pela adoção de um procedimento correto de aquisição e análise dos sinais

Desta forma, a atenção principal foi dirigida aos erros estatísticos, que devem ser minimizados, pois eles ocorrem de forma aleatória e podem influir diretamente na identificação da variação dos padrões e dos valores medidos. Esta minimização foi efetuada da forma anteriormente descrita, pela realização de médias.

Outros motivos, pelos quais também não se adotou um procedimento estatístico mais rigoroso com os dados dos experimentos com a máquina de simulação de defeitos da Spectra Quest, são os seguintes:

- este é um estudo qualitativo, cujos principais objetivos são: fornecer informações confirmatórias e, se possível, complementares à literatura,

- além de procurar responder a determinadas questões qualitativas que não podem ser respondidas diretamente pelo estudo das bombas do primário;
- nas bombas do primário os dados foram tomados sem repetições, a não ser que houvesse algum problema ou desconfiança com relação à medida original;
 - a repetição da medida nas mesmas condições equivaleria a um alongamento temporal da tomada de dados já efetuada, cujo efeito seria o de minimizar ainda mais o erro estatístico; no entanto, como já foi exposto acima, a duração de 10s já é suficiente para os objetivos do presente trabalho;
 - por outro lado, a realização de uma remontagem do equipamento altera significativamente o padrão da medição e se configura, portanto, como um novo experimento, o que só faria sentido se desejássemos um aumento de precisão na generalização dos resultados e que, como já foi dito acima, não é o objetivo deste experimento - uma exceção se fez no caso das análises dos problemas de rolamento para os quais, por exigirem uma remontagem entre a situação sem e com defeito, decidiu-se tomar o baseline como a média das medidas de oito remontagens diferentes, sem defeito;
 - além disso há grandes diferenças, tanto estruturais quanto dimensionais, entre as bombas do primário e a máquina de testes, o que torna bastante complexo, quando não inviável, o transporte de resultados quantitativos de uma para a outra.

5.3.2) O equipamento (portátil) de aquisição dos sinais

Todos os sinais de vibração das bombas do primário utilizados neste trabalho foram adquiridos através dos acelerômetros fixos do sistema de monitoração contínua. Eles passam por um condicionador onde são amplificados e filtrados, através de uma banda de passagem que vai de 1Hz a 10kHz, para que a seguir sejam digitalizados a uma taxa de amostragem de 30000 pontos por segundo, e por fim sejam armazenados em um computador portátil, em arquivos

do tipo txt, por meio do software de aquisição LabView, numa configuração conforme o que é mostrado na FIG.14, a seguir.

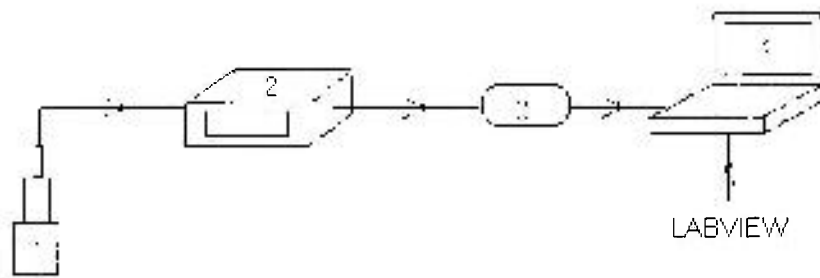


FIGURA 14. Esquema do equipamento de aquisição de sinais de vibração.

onde:

- 1- acelerômetro B&K, modelo 8325, com sensibilidade de 10 mV/m.s^{-2} (100mV/g) e tolerância de 10% em 10kHz;
- 2- condicionador de sinais desenvolvido para a utilização com acelerômetros pré-amplificados, com ganho (G) subdividido em dois estágios, sendo que em um $G=10^n$ ($n=1,2,3$) e no outro $G=2^n$ ($n=1,2,\dots,10$), ajuste de off-set, filtros passa-alta de DC, 0,1Hz, 1Hz e 10Hz, filtros passa-baixa de 20, 50, 100, 150, 300, 1k, 3k e 10kHz e tensão de saída de 0 a 10V;
- 3- placa de aquisição DAQCard-AI-16E-4, da National Instruments, com 16 entradas simples e 8 diferenciais, taxas de amostragem de 500kS/s, para um canal, e de 250kS/s, para mais de um canal, e resolução de 12bits;
- 4- microcomputador portátil, com processador Pentium III, 128M de RAM e software LabView 6.1. .

Todos os elementos do sistema de aquisição, incluindo os acelerômetros, são certificados pelos fabricantes, exceto o condicionador que, no entanto, foi construído através de um projeto dedicado especialmente para este tipo de aplicação.

A utilização exclusiva dos acelerômetros fixos, do sistema de monitoração contínua, na tomada dos dados de vibração, deveu-se a dois motivos

principais: o primeiro motivo é a possibilidade de uma maior coerência na comparação dos sinais adquiridos pelo sistema portátil com aqueles adquiridos pelo sistema de monitoração contínua; o segundo motivo é que os acelerômetros fixos possibilitam uma resposta melhor em altas frequências do que os acelerômetros portáteis de base magnética, como é amplamente sabido nos meios técnico e científico onde se utiliza este tipo de sensor.

6) OS EXPERIMENTOS NA MÁQUINA DE SIMULAÇÃO DE DEFEITOS MECÂNICOS DA SPECTRA QUEST

6.1) A descrição da máquina

A máquina de simulação de defeitos mecânicos da Spectra Quest, daqui para frente referida como SQ, é uma ferramenta de estudo de assinaturas para os principais tipos de defeitos mecânicos de máquinas rotativas. A assinatura de um defeito de uma máquina rotativa é o padrão apresentado em algum tipo de sinal físico dela extraído e que caracteriza o defeito em questão, ou seja, que o diferencia da situação de ausência do mesmo. No nosso estudo estaremos interessados na assinatura de vibração para os defeitos simulados. A SQ apresenta uma versatilidade de formas de montagem, dependendo do tipo de defeito a ser simulado. A configuração utilizada em alguns dos experimentos é apresentada no esquema da FIG.15. Na FIG.16, a seguir, podemos ver a bancada experimental, na configuração usada para o desbalanceamento em dois planos, com os sensores e o equipamento de aquisição dos sinais.

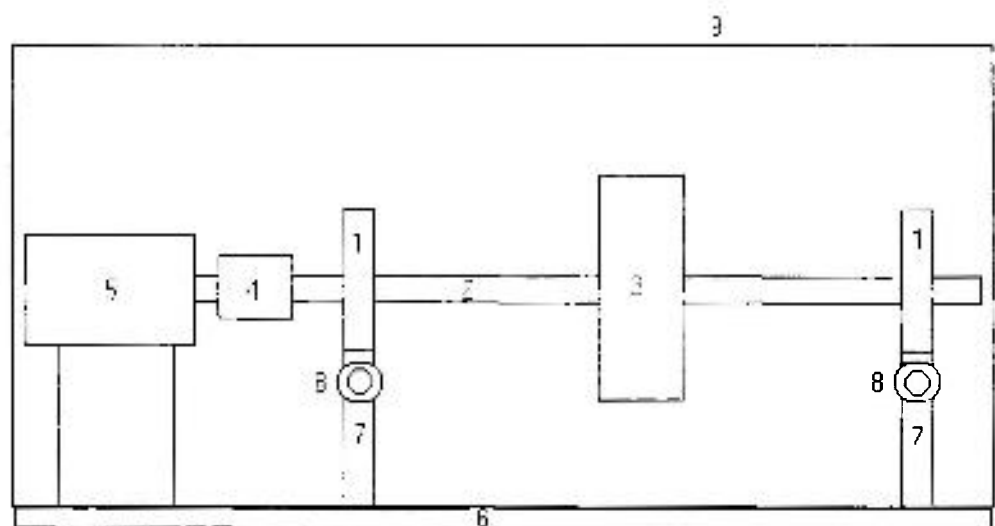


FIGURA 15. Esquema simplificado da máquina de simulação de defeitos da SQ,

onde:

- 1- Mancal de alumínio, bipartido, montado com parafusos tipo alen e com locais para fixação de acelerômetros.
- 2- Eixo de aço de 5/8".
- 3- Rotor de ferro com massa de 4,9kg.
- 4- Acoplamento de aço, que pode ser flexível ou rígido.
- 5- Motor com controlador de velocidade de rotação.
- 6- Base de alumínio com 1/2" de espessura, 37" de comprimento e 20" de largura.
- 7- Base, de alumínio, de apoio do mancal.
- 8- Parafusos, com escala em mils (milésimos de polegada), para ajuste da posição horizontal dos mancais na simulação do desalinhamento.
- 9- Tampa protetora de acrílico transparente com 37" de comprimento, 20" de largura e 18,5" de altura.



FIGURA 16. Máquina de simulação de defeitos da Spectra Quest acompanhada do equipamento de aquisição de sinais de vibração.

A configuração apresentada na FIG.15 foi utilizada no estudo dos defeitos de rolamento, desalinhamento e folga. Para o desbalanceamento houve duas alterações: no desbalanceamento em um plano utilizou-se um rotor central de alumínio com 6" de diâmetro, massa de 0,5kg, e com posições para parafusos de 20° em 20° na sua periferia, e no desbalanceamento em dois planos utilizaram-se dois rotores de alumínio, iguais ao descrito acima, com distâncias iguais entre eles e os mancais de apoio do eixo.

6.2) O objetivo dos experimentos na SQ

O estudo com a SQ tem dois objetivos: o primeiro é a obtenção de informações que possam se somar à do restante do trabalho, tendo em vista o cumprimento do objetivo principal, qual seja, o da elaboração de uma estratégia de monitoração para as bombas do primário, já definida de forma mais precisa no item 2; o segundo objetivo é a verificação do funcionamento adequado dos programas elaborados em Matlab e que são utilizados também para realizar a análise de vibração das bombas do primário. Esta verificação se dará pela observação da coerência ou não dos resultados encontrados com a máquina de testes.

As bombas do primário são máquinas que participam do processo de funcionamento do reator e são essenciais para a sua segurança, assim sendo não podem ser utilizadas experimentalmente num trabalho de simulação controlada de defeitos, sob pena de comprometer o seu bom funcionamento e a segurança da instalação. Desta forma a SQ abre a possibilidade da realização deste estudo experimental, ou seja, da simulação dos defeitos mecânicos que podem acontecer nas bombas. No entanto, devido às evidentes diferenças dimensionais e estruturais entre os dois tipos de máquinas, não se pretende obter resultados quantitativos que possam ser transportados de uma para a outra.

Esta etapa do estudo é essencialmente qualitativa e visa que se possa responder a determinadas questões e se obter algumas informações que não puderam ser extraídas do estudo direto das bombas do primário ou da literatura,

ou mesmo para confirmar e dar um sentido mais específico a algumas informações obtidas daqueles estudos. O essencial das informações que se pretende obter diz respeito à adequação de ferramentas matemáticas de análise de vibração e às formas adequadas de uso das mesmas para a monitoração dos defeitos mecânicos selecionados.

6.3) O procedimento de aquisição e análise de sinais

6.3.1) A aquisição de dados

Os sinais de vibração foram obtidos através de acelerômetros posicionados nos mancais de apoio do eixo e cujos direcionamentos podem ser vertical, horizontal ou axial, dependendo do experimento em questão. O sinal passa por um condicionador onde é amplificado e filtrado por uma banda de passagem entre 1Hz e 10kHz, para que possa ser digitalizado a uma taxa de amostragem de 30000 pontos por segundo. Por fim ele é armazenado em um computador portátil, em arquivos do tipo txt, por meio do software de aquisição LabView. O esquema geral de aquisição é o mesmo que o utilizado para as bombas do primário e pode ser visto na FIG.14, sendo que neste caso a sua composição é a seguinte:

1- acelerômetro, que pode ser:

- acelerômetro piezoelétrico pré-amplificado do tipo ICP, fabricado pela PCB Piezotronics – IMI, modelo 603C01, com sensibilidade de 10 mV/m.s^{-2} (100mV/g), tolerância de 10% em 8kHz, e usado nos experimentos de desbalanceamento 1 e 2;
- acelerômetro de carga, fabricado pela ENDEVCO, modelo 7701A-100, com sensibilidade de 10 pC/m.s^{-2} (100pC/g), tolerância de 5% em 10kHz, e usado nos experimentos de desbalanceamento 3, desalinhamento, folga e defeitos de rolamento;

2- condicionador de sinais, que pode ser:

- condicionador desenvolvido para utilização com acelerômetros pré-amplificados, com ganho (G) subdividido em dois estágios, sendo

que em um $G=10^n$ ($n=1,2,3$) e no outro $G=2^n$ ($n=1,2,\dots,10$), ajuste de off-set, filtros passa-alta de DC, 0,1Hz, 1Hz e 10Hz, filtros passa-baixa de 20, 50, 100, 150, 300, 1k, 3k e 10kHz, tensão de saída de 0 a 10V e usado nos experimentos de desbalanceamento 1 e 2;

- amplificador e condicionador de carga Nexus, com integração simples e dupla, fabricado pela Brüel & Kjaer, modelo 2692, com ganhos de 0,1mV/pC até 10V/pC (de -20 até +80db para a capacitância de 1nF), faixa de freqüências de 0,1Hz até 100kHz, filtros passa-alta de 0,1Hz, 1Hz e 10Hz, filtros passa-baixa de 100, 1k, 3k, 10k 22,4k, 30k e 100kHz, tensão máxima de saída de 15V e usado nos experimentos de desbalanceamento 3, desalinhamento, folga e defeitos de rolamento;

3- placa de aquisição DAQCard-AI-16E-4, da National Instruments, com 16 entradas simples e 8 diferenciais, taxas de amostragem de 500kS/s, para um canal, e de 250kS/s, para mais de um canal, e resolução de 12bits;

4- microcomputador portátil, com processador Pentium III e LabView 6.1. .

Todos os elementos do sistema de aquisição, incluindo os acelerômetros, são certificados pelos fabricantes, exceto o condicionador alemão que, no entanto, foi construído através de um projeto dedicado especialmente para este tipo de aplicação.

6.3.2) Os parâmetros de análise

Os parâmetros de análise foram definidos como sendo aqueles propostos no início do trabalho, para a monitoração das bombas do primário, acrescidos de alguns conforme descrito a seguir:

- para o desbalanceamento: o RMSv e a amplitude do primeiro harmônico da rotação (1ºh); no entanto também foram testados o 2º, 3º e 4º harmônicos da rotação (2ºh, 3ºh e 4ºh), pois a sua

presença também é referida em alguns trabalhos [15 e 31] e elas podem significar uma ambigüidade entre a identificação deste defeito e o de desalinhamento;

- para o desalinhamento: as amplitudes dos quatro primeiro harmônicos da rotação e o RMSv; no entanto também foi testado um outro conjunto de parâmetros que são formas adicionais de identificação dos harmônicos da rotação no espectro direto do sinal em velocidade; estes parâmetros são a amplitude média para os seguintes grupos de harmônicos: do 1º ao 5º, do 1º ao 15º e do 6º ao 15º (AM_{1a5} , AM_{1a15} e AM_{6a15});
- para as folgas: os mesmos parâmetros que para o desalinhamento, acrescidos dos cinco primeiros picos inter-harmônicos da rotação no espectro direto da vibração em velocidade (1ºi, 2ºi, 3ºi, 4ºi e 5ºi); entenda-se aqui como pico inter-harmônico a máxima amplitude presente no intervalo entre dois harmônicos numa banda de largura igual a 60% do intervalo e centrada na frequência média entre os harmônicos adjacentes; decidiu-se tomar o intervalo de 60% por que se querem evitar as bandas laterais dos harmônico (oriundas de modulações ou de batimentos) e também porque se percebeu, nos diversos espectros estudados, que a maioria dos picos inter-harmônicos aparecem dentro do referido intervalo;
- para os defeitos de rolamentos: os quatro primeiros harmônicos das frequências características de defeitos de rolamento, tanto no espectro direto da velocidade quanto no espectro do envelope da aceleração, o fator de amplitude (FA) médio para os quatro primeiros harmônicos das frequências características de defeito de rolamento no espectro do envelope, o RMS e a amplitude máxima do espectro da aceleração para as bandas de 1kHz a 5kHz e de 5kHz a 9kHz (RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$ e $Pico_{5a9}$) e o RMSv.

6.3.3) O método de análise

Com vistas à análise da adequação dos parâmetros estudados para a monitoração dos defeitos em questão, utilizamos a grandeza adimensional R já definida no item 5.2.3 deste trabalho. Além disso, são definidos os seguintes termos:

- *parâmetro correlacionado*: consideramos um determinado parâmetro como *correlacionado* ou dizemos que ele *apresenta correlação* com um determinado defeito quando o seu valor, na ocorrência daquele defeito, for sempre maior que na sua ausência, ou seja, o valor de R é sempre maior do que 1 para a condição em questão e para o ponto considerado; esta designação indica que há uma tendência de aumento de um determinado parâmetro sempre que existir um determinado defeito mecânico;
- *regularidade*: um parâmetro é dito *regular* quando a sua variação for monotônica (crescente ou decrescente) com a intensidade do defeito - a regularidade só foi testada para os defeitos de desalinhamento e desbalanceamento onde, dentro do escopo do presente trabalho, foi possível provocar alguma alteração gradual e controlada do referido defeito;
- *indicador*: o mesmo que o definido no item 5.2.3, sendo que aqui o valor de referência do parâmetro é aquele tomado com a máquina sem o defeito;
- *indicador crítico*: um parâmetro é considerado como indicador crítico de um defeito quando além de ser um indicador ele apresentar, nesta ordem, maior regularidade e maior intensidade que os demais;
- *intensidade*: a intensidade de um parâmetro é conservativamente avaliada pelo seu menor valor de R, encontrado numa condição de defeito, para um determinado ponto de aquisição e para um conjunto de medições englobando as três rotações testadas;
- *indicador discriminatório*: é aquele que pode ser usado para diagnosticar o defeito detectado; normalmente são discriminatórios

os parâmetros de frequência única e não discriminatórios todos os que envolvem uma banda larga de frequências;

- *direção preferencial*: consideramos como preferencial para a indicação de um defeito aquela direção que, nesta ordem, apresentar um indicador crítico, mais indicadores, mais parâmetros correlacionados regulares ou mesmo mais parâmetros correlacionados;

6.4) Os experimentos realizados

Todos os experimentos foram realizados para três rotações diferentes: 900rpm, 1800rpm e 3000rpm, exceto no desbalanceamento onde a rotação de 900rpm foi substituída pela de 600rpm.

6.4.1) O desbalanceamento

6.4.1.1) Desbalanceamento 1

Configuração do rotor: neste experimento foi utilizado um rotor central de alumínio com posições para parafusos de 20° em 20° na sua periferia, conforme mostrado na FIG.17.

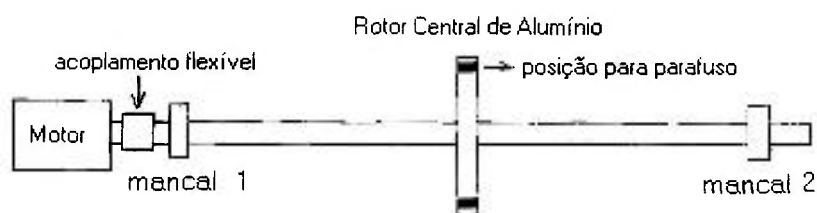


FIGURA 17. Configuração da SQ para o experimento de desbalanceamento 1.

Os sinais de vibração foram tomados em ambos os mancais do rotor: no mancal 1 nas direções vertical (v), horizontal (h) e axial (a), e no mancal 2 somente nas direções vertical e horizontal. Foram testadas as seguintes condições de desbalanceamento:

- b: condição boa - com rotor balanceado;
- d: desbalanceamento de força (a resultante centrípeta é diferente de zero) em um plano - com uma massa (parafuso) de 4,87g;

6.4.1.2) Desbalanceamento 2

Configuração dos rotores: neste caso foram usados dois rotores do mesmo tipo que o usado no caso anterior, em posições igualmente espaçadas entre si e os mancais, conforme mostrado na FIG.18.

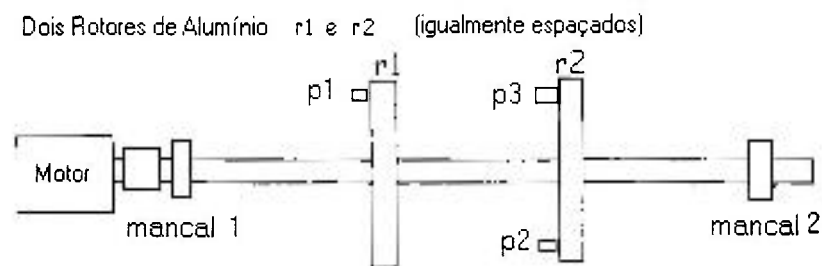


FIGURA 18. Configuração da SQ para o experimento de desbalanceamento 2.

Os sinais de vibração foram tomados em ambos os mancais, da mesma forma que no desbalanceamento 1, e foram testadas as seguintes condições de desbalanceamento:

- b: condição boa - com os rotores balanceados;
- dc: desbalanceamento conjugado puro (as forças centrípetas atuantes sobre ambas as massas em desbalanço agem como um conjugado puro) em dois planos - com dois parafusos pequenos ,

de massas 4,87g e 4,84g, colocados respectivamente nas posições p1 e p2, um em cada rotor e a 180°.um do outro;

- dm: desbalanceamento misto (as forças atuantes sobre as massas em desbalanço têm uma resultante centrípeta, além de agirem como um conjugado) em dois planos -repete a condição anterior (dc) e acrescenta um parafuso maior, de massa igual a 12,85g, na posição p3, a 0° com a posição p1;

6.4.1.3) Desbalanceamento 3

Configuração do rotor: a mesma que a usada no desbalanceamento 1 (FIG.17). Os sinais de vibração foram tomados no mancal 2, nas direções vertical e horizontal, e foram testadas as seguintes condições de desbalanceamento de força em um plano:

- b: condição boa - sem desbalanceamento;
- d1m1: com uma massa (parafuso) de 4,87g;
- d1m2: com uma massa (parafuso) de 12,92g;
- d2m1: com duas massas, de 4,87g e 4,84g respectivamente, posicionadas a 180° , ou seja, esta condição corresponde a correção do desbalanceamento d1m1;
- d2m2: com duas massas, de 12,92g e 12,85g respectivamente, posicionadas a 180° , ou seja, esta condição corresponde a correção do desbalanceamento d1m2;
- d3m1 e d3m2: com as mesmas massas de d2m1 e d2m2 posicionadas a 100° uma da outra;
- d4m2: com as mesmas massas de d2m2 posicionadas a 120° uma da outra - a força centrípeta resultante para esta condição equivale àquela da condição d1m2;

Note-se que as situações d2m1 e d2m2, por corresponderem à correção dos desbalanceamentos das condições d1m1 e d1m2, respectivamente, são situações equivalentes à situação b. Quando consideramos a força centrípeta

resultante, atuante sobre as massas em desbalanceamento, temos a seguinte ordem para as condições de desbalanceamento, da mais suave para a mais intensa: b, d2m1, d2m2, d1m1, d3m1, d1m2, d4m2 (equivalente a d1m2) e d3m2. Assim sendo, neste experimento será possível testar a regularidade dos parâmetros, na medida em que temos uma variação conhecida e controlada para a intensidade dos defeitos.

6.4.2) O desalinhamento

Configuração do rotor: neste caso foi utilizado um rotor grande, de ferro, colocado na posição central entre os mancais, conforme mostrado na FIG.19.

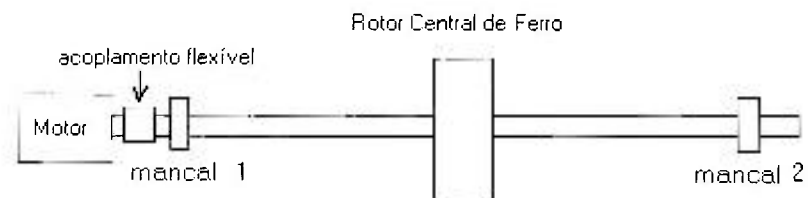


FIGURA 19. Configuração da SQ para o experimento de desalinhamento.

Os sinais foram tomados no mancal 1, nas direções vertical e horizontal. Inicialmente os eixos foram alinhados de acordo com as medidas apresentadas na FIG.20, a seguir, em unidades de 0,01mm (centésimos de milímetro).

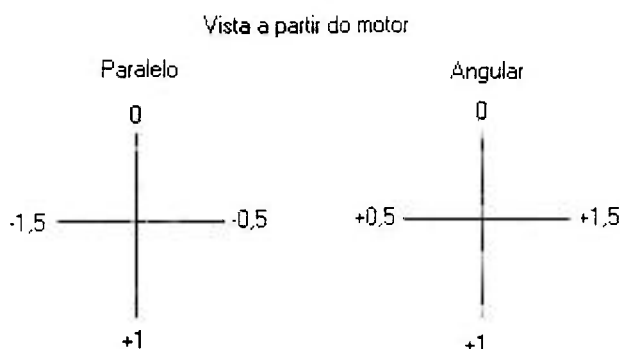


FIGURA 20. Medidas do desalinhamento residual para a condição de alinhamento da SQ.

A partir desta situação foram efetuados gradualmente deslocamentos verticais e horizontais no eixo do rotor, deixando-se o eixo do motor fixo. Os deslocamentos verticais foram efetuados retirando-se placas de aço colocadas sob as bases dos dois mancais simultaneamente, ou seja, os desalinhamentos provocados foram paralelos e para baixo. Os deslocamentos horizontais foram efetuados através de parafusos posicionadores colocados em ambos os mancais, que neste experimento foram usados para gradualmente empurrarem os mancais para frente (para quem vê a máquina de frente), provocando desalinhamentos paralelos, angulares e mistos. Os valores dos deslocamentos, tanto verticais quanto horizontais, são indicados em cada caso, com a referência do respectivo mancal onde foram efetuados. Assim sendo foram testadas as seguintes condições:

- b: condição boa, eixos alinhados;
- dv1: desalinhamento vertical; 0,254mm para baixo;
- dv2: desalinhamento vertical; 2,49mm para baixo;
- da1: desalinhamento angular horizontal; 0,254 mm (10 mils) no mancal 2;
- da2: desalinhamento angular horizontal; 0,508 mm (20 mils) no mancal 2;
- dp1: desalinhamento paralelo horizontal; 0,508 mm (20 mils) em ambos os mancais;

- dp2: desalinhamento paralelo horizontal; 1,016 mm (40 mils) em ambos os mancais;
- dc1: desalinhamento combinado horizontal; 0,508 mm (20 mils) no mancal 1 e 1,016 mm (40 mils) no mancal 2;
- dc2: desalinhamento combinado horizontal; 1,016 mm (40 mils) no mancal 1 e 1,778 mm (70 mils) no mancal 2;

6.4.3) A folga

Configuração do rotor: foi utilizada a mesma configuração mostrada na FIG.19. Os sinais foram tomados no mancal 2, nas direções vertical e horizontal, e foram testadas 3 condições de folga no mancal 2, tanto na sua base quanto na capa que prende o rolamento, de acordo com o que segue:

- b: condição boa, sem folga;
- fca: folga na capa do mancal; os parafusos que fixam a capa do mancal 2 estão desatarraxados em meia volta e a capa do mancal foi puxada para cima para descolá-la de seu suporte;
- fr: folga na fixação do rolamento; repete a situação anterior, com a diferença que o anel que fixa o rolamento no eixo também está solto;
- fba: folga na base do mancal; os parafusos que fixam a base do mancal 2 estão desatarraxados em meia volta e o mancal foi puxado para cima, para descolá-lo de sua base.

6.4.4) Os problemas em rolamentos

Configuração do rotor: a mesma mostrada na FIG.19. Os sinais foram tomados no mancal 2, nas direções vertical e horizontal. Em todos os casos testados foi utilizado um rolamento NSK E20, cujos defeitos foram criados mecanicamente em laboratório. Suas freqüências características de defeitos

localizados foram calculadas usando as fórmulas apresentadas no item 3.1.3, cujos resultados são reproduzidos na TAB.2.

TABELA 2. Freqüências características para o rolamento NSK E20.

Rotação (rpm)	f_c (Hz)	f_o (Hz)	f_i (Hz)	f_b (Hz)
900	5,7	62,4	102,6	57,8
1800	11,3	124,8	205,2	115,6
3000	18,9	207,9	342,0	192,7

Todos os defeitos de lasqueamento têm um diâmetro aproximado de 3mm, exceto o de lasqueamento extenso. Foram testadas várias condições de defeitos e problemas com o rolamento colocado no mancal 2, conforme descrito a seguir:

- b: condição boa; rolamento com graxa nova e sem defeito - as medidas desta condição, diferentemente dos outros experimentos, foram tomadas pelas médias das medidas de oito remontagens diferentes, isto porque este é o único defeito testado que necessita da retirada do eixo de seus mancais para ser efetuado. Assim sendo, a realização de várias montagens para a extração do baseline procura minimizar o efeito dos desvios provocados em cada nova recolocação do eixo. Vide comentário a esse respeito no item 5.3.1.4 sobre a qualidade dos dados.
- pi: um ponto de lasqueamento na pista interna do rolamento;
- er: um ponto de lasqueamento em uma das esferas do rolamento;
- gf: aumento na abertura de uma das casas da gaiola do rolamento;
- gc: rompimento lateral em uma das casas da gaiola do rolamento;
- gfex: defeito combinado de folga na gaiola (gf) com lasqueamento na pista externa (e1x);
- e1x: um ponto de lasqueamento na pista externa do rolamento, posicionado na região x de máxima carga (FIG.21);
- e1y: um ponto de lasqueamento na pista externa do rolamento, com posicionamento y (FIG.21);

- e1z: um ponto de lasqueamento na pista externa do rolamento posicionado na região z de mínima carga (FIG.21);
- e2x: dois pontos de lasqueamento na pista externa do rolamento, com posicionamento x (FIG.21);
- e2y: dois pontos de lasqueamento na pista externa do rolamento, com posicionamento y (FIG.21);
- e3x: três pontos de lasqueamento na pista externa do rolamento, com posicionamento x (FIG.21);
- e3y: três pontos de lasqueamento na pista externa do rolamento, com posicionamento y (FIG.21);
- e3z: três pontos de lasqueamento na pista externa do rolamento, com posicionamento z (FIG.21);
- eex: lasqueamento extenso de aproximadamente 20mm de comprimento e 3mm de largura na pista externa, com posicionamento x (FIG.21);
- eey: o mesmo do caso anterior, com posicionamento y (FIG.21);
- eez: o mesmo do caso anterior, com posicionamento z (FIG.21);
- px: seqüência de pequenos buracos (pitches) na pista externa, com diâmetros aproximado de 0,5mm, atingindo uma extensão aproximada de 20mm e com posicionamento x (FIG.21);
- py: o mesmo defeito anterior, com posicionamento y (FIG.21);
- pz: o mesmo defeito anterior, com posicionamento z (FIG.21);
- fl: rolamento seco, ou seja, sem lubrificação (graxa);
- sj: rolamento lubrificado com graxa suja, ou seja, misturada com terra na proporção de 1 (terra) para 3 (graxa);

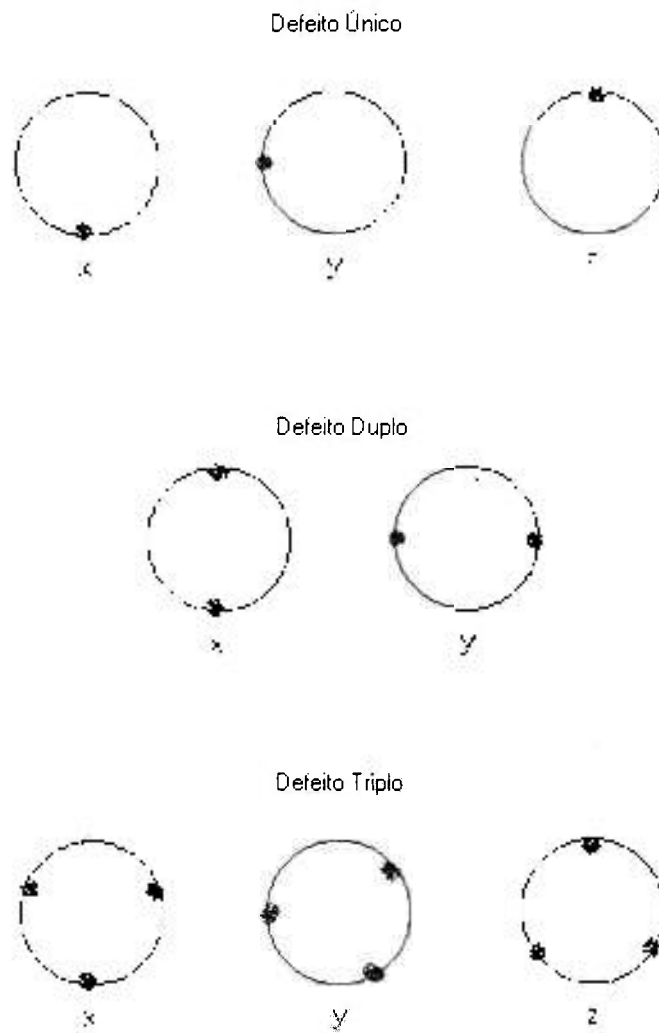


FIGURA 21. Posições dos defeitos na pista externa de acordo com os códigos x, y e z.

6.5) Os resultados e as análises dos experimentos na SQ

Os resultados dos experimentos na SQ são apresentados em tabelas e gráficos. Todas as tabelas e gráficos com os valores de R, assim como as tabelas com os resultados de despenho dos parâmetros testados encontram-se nos APÊNDICES A, B e C, respectivamente; aqui são apresentadas as análises de adequação dos parâmetros e formas de detecção para os defeitos testados e alguns espectros significativos, a título de exemplo, para a caracterização de alguns destes defeitos.

6.5.1) O desbalanceamento

Vide TAB.A1, A2, A3 e A4 (APÊNDICE A), TAB.C1, C2, C3 e C4 (APÊNDICE C) e FIG. B1 a B6 (APÊNDICE B).

- As direções radiais se mostraram muito mais adequadas que a axial para a detecção do desbalanceamento nos parâmetros testados, exceto para o caso de desbalanceamento conjugado puro, onde o 2ºh apareceu como indicador na direção axial;
- a direção horizontal foi preferencial na maioria dos casos, o que está de acordo com a informação de Wowk [43], de que esta é a melhor direção para a detecção do desbalanceamento, tendo em vista que a maioria das máquinas é mais flexível na direção horizontal; no entanto, neste estudo, tanto a direção vertical quanto a horizontal se mostraram adequadas para a detecção do desbalanceamento (exceto para o caso já citado acima), sendo que o 1ºh obteve um desempenho um pouco melhor na vertical e o RMSv na horizontal (TAB.C1 a C4);
- o 1ºh foi indicador, na direção vertical, em todos os casos que tinham algum componente de desbalanceamento de força; ele falhou, contudo, na direção horizontal, no caso do desbalanceamento 1;
- o 1º h pode ser considerado como o indicador crítico na direção vertical, por ser o que mais freqüentemente apareceu como indicador nesta direção, e o RMSv na direção horizontal, por ter sido o único que apresentou regularidade nesta direção;

- o 2º harmônico foi o único indicador na direção axial, nos casos de desbalanceamento conjugado;
- todos os parâmetros testados (1ºh, 2ºh, 3ºh, 4ºh e RMSv) apresentaram correlação com o defeito em pelo menos uma condição e ponto de medição, no entanto, houve uma diferença acentuada entre o 1ºh e o RMS e os outros parâmetros: o 1ºh apresentou correlação em todos os casos nas direções radiais, exceto na condição de desbalanceamento conjugado puro, sendo seguido de perto pelo RMSv, que só deixou de estar correlacionado ao desbalanceamento na direção axial e em duas situações isoladas para as direções verticais;
- o 1ºh, o 2ºh e o 4ºh apresentaram regularidade em pelo menos uma situação cada um; no desbalanceamento de força, no entanto, o único parâmetro que foi regular para todas as rotações foi o RMSv, na direção horizontal, todos os outros deixaram de ser regulares em pelo menos uma rotação para cada direção, especialmente nas condições de massas maiores distribuídas por dois pontos distintos, como pode ser visto na TAB.A4 (APÊNDICE A) e nas FIG.B1 a B6 (APÊNDICE B);
- as observações acima confirmam uma das principais conclusões do trabalho de Ruilan e outros [31], ou seja, de que mesmo que em alguns casos o 2º, o 3º e o 4º harmônicos também aumentem com o desbalanceamento, o 1ºh é aquele que é afetado mais intensamente pela presença deste defeito;
- nota-se uma grande coerência entre os resultados dos três experimentos de desbalanceamento, o que aumenta a confiança nos mesmos: para atestarmos esta coerência basta observar a repetição dos indicadores nas diversas condições de desbalanceamento testadas, para cada ponto de medição (TAB.C1 a C4).

Nos espectros a seguir (FIG.22, 23 e 24) pode-se ver a evolução do problema, da condição sem defeito para duas condições de desbalanceamento de força: a primeira com uma massa em desbalanço de 4,87 g e a segunda com uma massa em desbalanço de 12,92 g. Observa-se um claro aumento da amplitude do 1ºh de um caso para o outro.

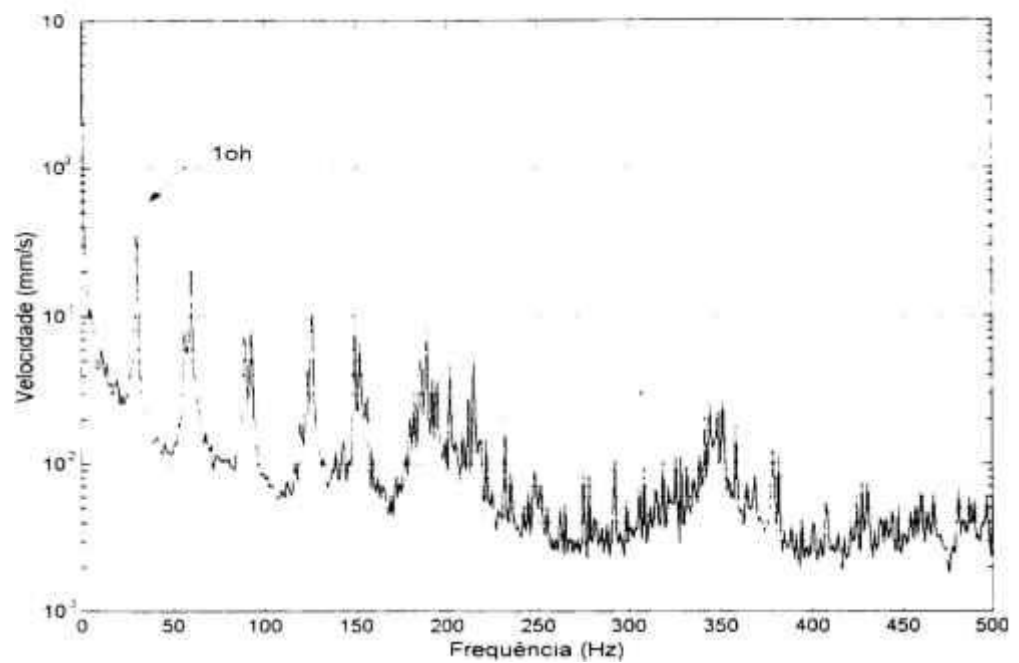


FIGURA 22. Espectro da vibração (velocidade vertical) da SQ, mancal 2 – sem defeito – 1800 rpm.

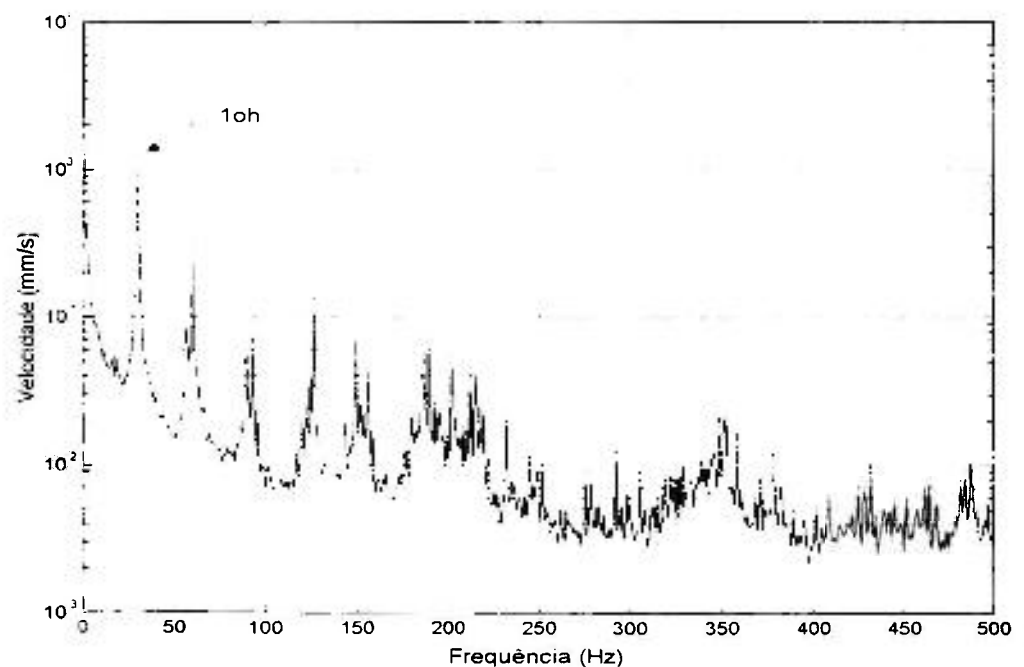


FIGURA 23. Espectro da vibração (velocidade vertical) da SQ, mancal 2 – desbalanceamento de força com massa de 4,87 g – 1800 rpm.

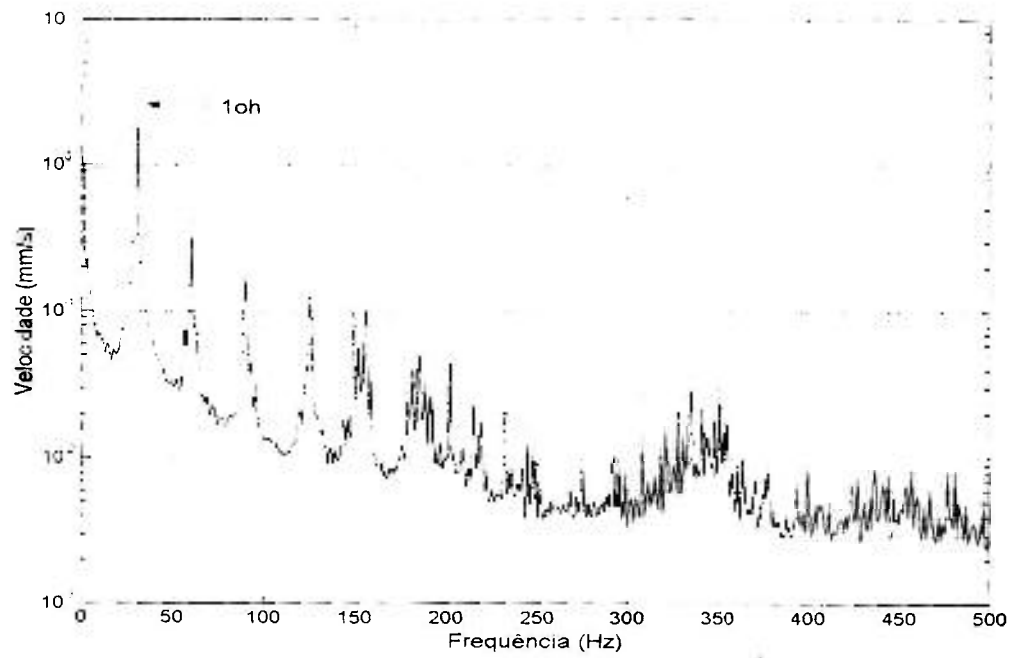


FIGURA 24. Espectro da vibração (velocidade vertical) da SQ, mancal 2 – desbalanceamento de força com massa de 12,92 g – 1800 rpm.

6.5.2) O desalinhamento

Vide TAB.A5, A6, A7 e A8 (APÊNDICE A), TAB.C5, C6, C7 e C8 (APÊNDICE C) e FIG.B7 a B18 (APÊNDICE B).

- As duas direções radiais tiveram um desempenho geral semelhante nas condições do defeito testadas, contudo não se pode notar correlação entre a direção de ocorrência do problema e a direção preferencial da vibração;
- não houve nenhum indicador em nenhuma das condições testadas;
- não houve nenhum parâmetro correlacionado comum a todas as rotações e todas as condições de desalinhamento testadas
- no entanto, se levarmos em consideração a conclusão de Jesse e outros [14], que o desalinhamento angular tem um impacto muito menor que o paralelo na vida de um rolamento, e considerarmos apenas as condições que têm algum componente paralelo, então observaremos que o 2ºh aparece como parâmetro correlacionado ao desalinhamento horizontal na vibração horizontal, e quase pôde ser considerado como um indicador nas duas condições testadas, pois apresentou somente um dos valores de $R < 1,6$ em cada uma delas;
- o 1ºh foi o único parâmetro que não apresentou correlação em nenhuma circunstância e condição de desbalanceamento, o que reforça a sua caracterização como indicador discriminatório para o desbalanceamento;
- os parâmetros correlacionados mais freqüentes foram o 2ºh, o 3ºh e o AM_{1a15} , nesta ordem, e os mais regulares o 2ºh e o 3ºh;
- os três parâmetros, 2ºh, 3ºh e AM_{1a15} , formam um conjunto de parâmetros correlacionados que abarca qualquer uma das condições de desalinhamento testada neste experimento, para ambas as direções radiais de aquisição do sinal;
- pode-se notar que, entre os parâmetros correlacionados, houve uma predominância dos parâmetros individuais (diz respeito a uma única freqüência do espectro) na rotação menor; dos parâmetros coletivos (diz respeito a mais de uma freqüência) na intermediária e que não houve nenhum parâmetro correlacionado geral para a rotação maior, de 3000rpm;
- uma possível causa do comportamento acima descrito poderia se originar do caráter complexo e não linear do desalinhamento que, a título de hipótese,

poderia fazer com que, com o aumento da velocidade de rotação, a energia das vibrações individuais fosse sendo transferida para a dos parâmetros coletivos e finalmente para um ruído disperso por ampla faixa do espectro;

- pode-se notar uma variação acentuada e sem nenhum padrão aparente no comportamento dos parâmetros, de uma rotação para a outra: este fato pode estar de acordo com o que foi exposto no item 3.1.2, ou seja, que a configuração de amplitudes dos harmônicos da rotação, no caso do desalinhamento, é altamente dependente da relação entre a rotação do eixo e as frequências naturais do equipamento.

Nas FIG.25 e 26, a seguir, vê-se a dificuldade de se identificar a ocorrência do desalinhamento em uma máquina através da observação do seu espectro de vibração: os dois espectro são muito semelhantes, embora um deles tenha sido tomado com o equipamento alinhado e o outro em uma condição de desalinhamento paralelo horizontal acentuado (45 mils ou 1,15 mm).

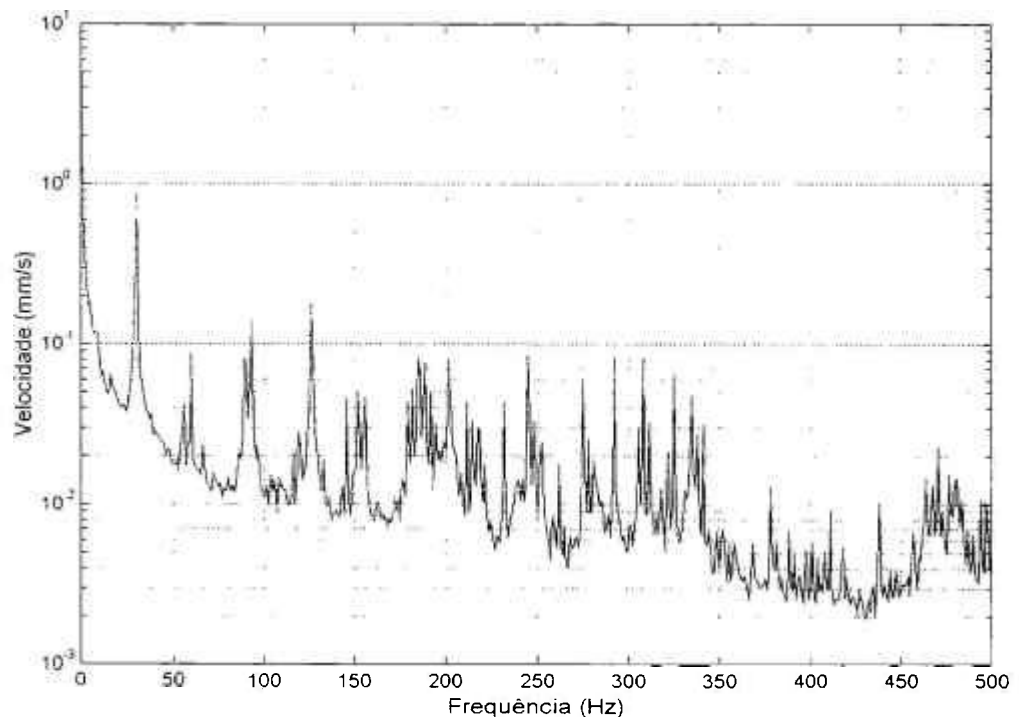


FIGURA 25. Espectro da vibração (velocidade horizontal) da SQ, mancal 2 – eixos alinhados – 1800 rpm.

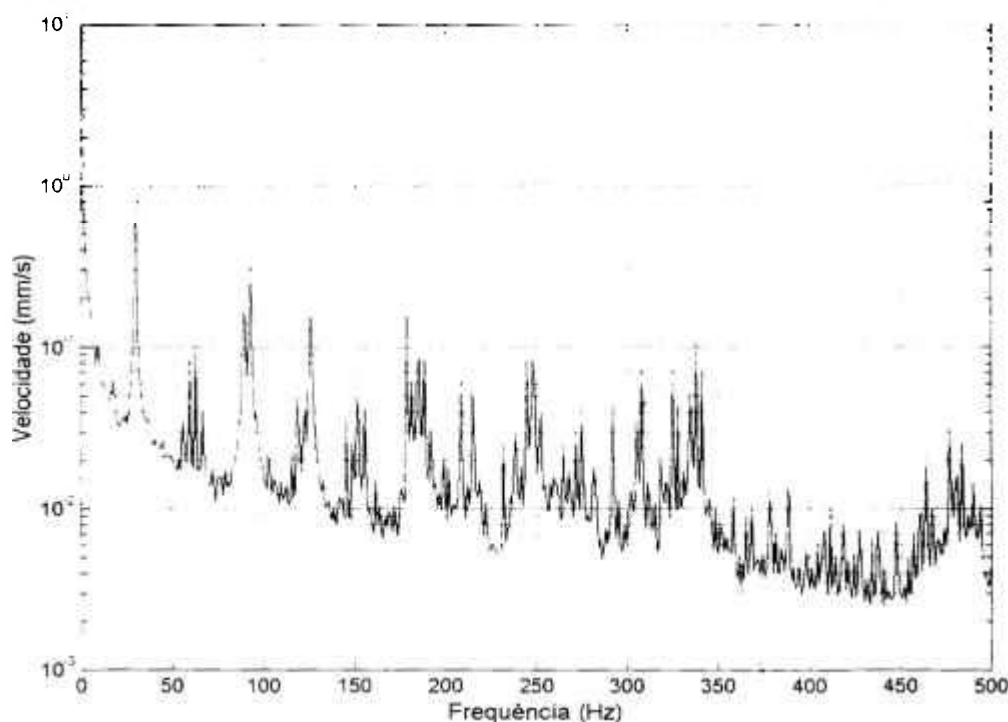


FIGURA 26. Espectro da vibração (velocidade horizontal) da SQ, mancal 2 – desalinhamento paralelo horizontal de 45 mils – 1800 rpm.

6.5.3) A folga

Vide TAB.A9, A10 e A11 (APÊNDICE A) e TAB.C9, C10 e C11 (APÊNDICE C).

- A direção preferencial foi a horizontal em dois dos três casos testados, além do que foi nela que apareceram os únicos indicadores para o defeito de folga;
- não há nenhum indicador comum para todos os casos de folga testados;
- o único caso que apresentou indicadores foi o de folga na capa do mancal com rolamento solto, e eles foram o 2^oh, 3^oh, 4^oh e o AM_{6a15};
- também não há nenhum parâmetro correlacionado comum para os três casos de folga testados;
- o parâmetro correlacionado mais freqüente foi o AM_{1a5};

- o $1^{\circ}h$ e o AM_{1a5} são parâmetros correlacionados comuns para a folga na capa do mancal e para a folga na base, no entanto não são no caso do rolamento solto;
- o $2^{\circ}h$ e o $3^{\circ}h$ são parâmetros correlacionados na direção horizontal para ambos os casos de folga na capa do mancal (com e sem rolamento solto), no entanto não são para a folga na base;
- o pior caso de folga para detecção nos parâmetros testados foi o primeiro, de folga na capa do mancal, talvez porque neste caso tenha havido uma atenuação na transmissão da vibração até o sensor, que está posicionado no próprio mancal com folga.

Nas FIG.27 e 28, que seguem, pode-se notar pelo menos duas alterações no padrão do espectro para a ocorrência deste tipo de folga, na rotação de 1800 rpm: a elevação de alguns inter-harmônicos (indicados pelas setas) e um aumento de destaque para os harmônicos da rotação em relação ao restante do espectro, principalmente para as ordens mais elevadas. A elevação dos inter-harmônicos da rotação também foi observada na ocorrência de um problema semelhante com as bombas do primário (item 7.3.3.1). No entanto esta forma de alteração não foi notada em todos os casos simulados de folga e para todas as rotações, o que evidencia a complexidade da detecção do presente problema através dos parâmetros testados.

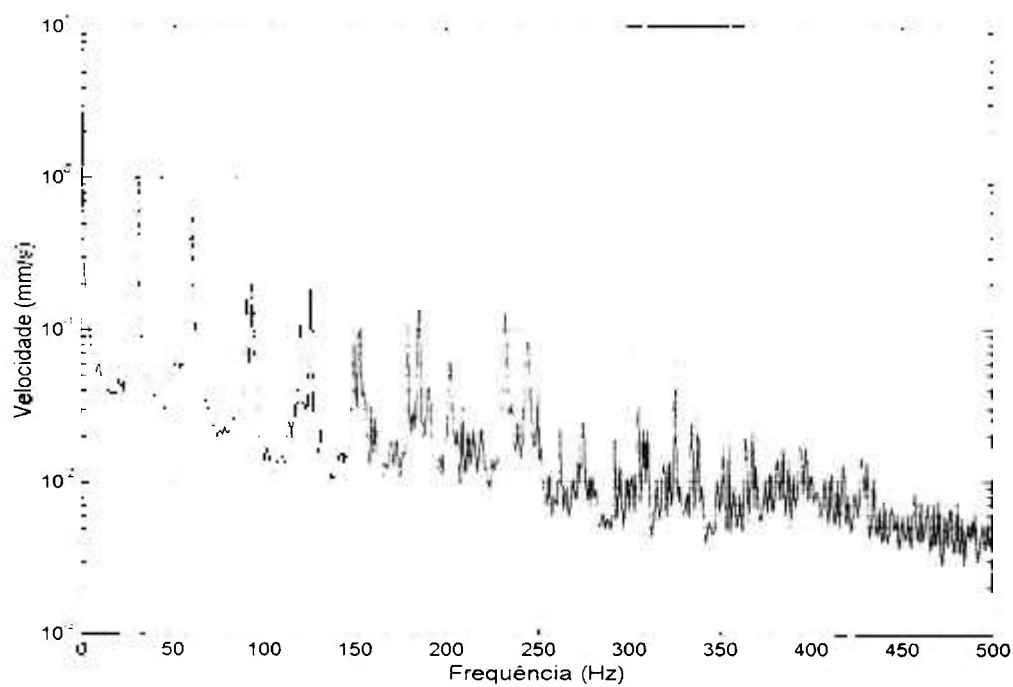


FIGURA 27. Espectro da vibração (velocidade vertical) da SQ, mancal 2 – sem defeito – 1800 rpm.

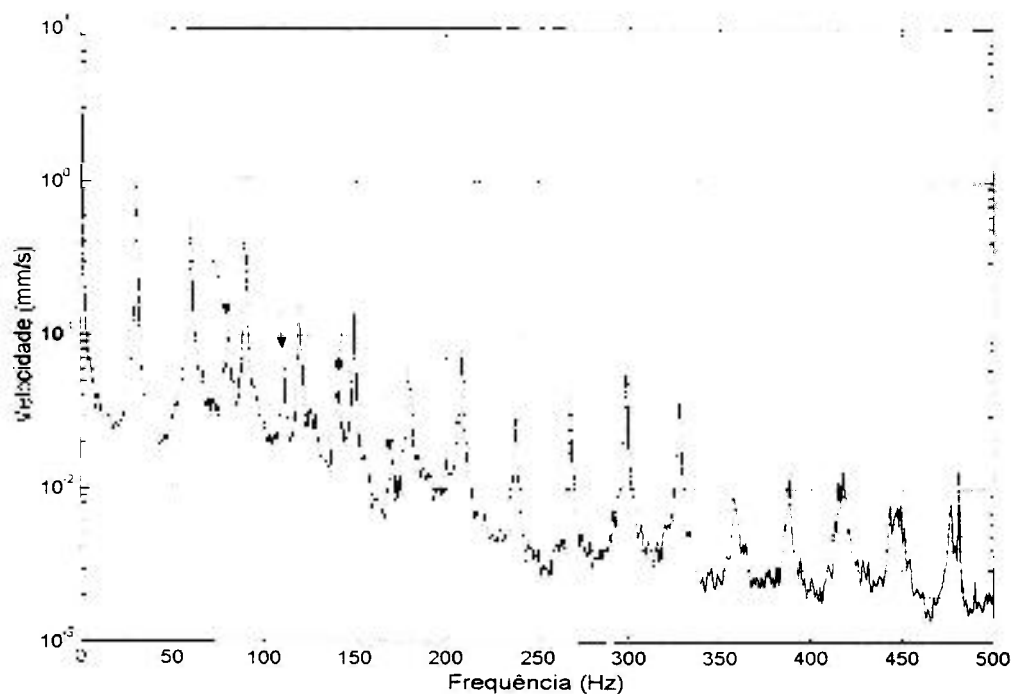


FIGURA 28. Espectro da vibração (velocidade vertical) da SQ, mancal 2 – folga na capa do mancal com rolamento solto – 1800 rpm.

6.5.4) Os problemas em rolamentos

6.5.4.1) Defeito na pista interna

Vide TAB.A12 (APÊNDICE A) e TAB.C12 (APÊNDICE C).

- A direção horizontal foi a preferencial;
- o 2º harmônico do f_{ie} foi o indicador crítico para ambas as direções;
- todos os parâmetros testados foram indicadores na direção horizontal;
- todos os parâmetros testados apresentaram correlação e somente dois não foram indicadores na direção vertical;
- o espectro do envelope teve um desempenho melhor (mais indicadores e parâmetros de maior intensidade) do que o da velocidade.

6.5.4.2) Defeito no elemento rolante

Vide TAB.A13 (APÊNDICE A) e TAB.C13 (APÊNDICE C).

- A direção vertical foi a preferencial;
- todos os parâmetros em aceleração foram indicadores em ambas as direções testadas;
- alguns harmônicos do fb_v também foram indicadores do defeito;
- o espectro do envelope teve um desempenho melhor do que o da velocidade, tanto pela quantidade de parâmetros correlacionados quanto de indicadores;
- o pior parâmetro foi o RMS_v , que não apresentou correlação em nenhuma das direções.

6.5.4.3) Defeitos na gaiola do rolamento

Vide TAB.A14, A15, A16 e A17 (APÊNDICE A) e TAB.C14, C15 e C16 (APÊNDICE C).

- A direção horizontal foi a preferencial em duas das três condições testadas;
- o envelope não apresentou indicadores neste tipo de defeito;
- houve uma predominância dos indicadores não discriminatórios sobre os discriminatórios;
- o Pico_{1a5} foi indicador na direção vertical em todos os casos;
- o RMS_{5a9} foi indicador na direção horizontal em todos os casos;
- os indicadores discriminatórios (2º e 4º harmônicos do fc_v) só apareceram no caso de defeito combinado, na gaiola e na pista externa, o que fez com que este defeito fosse o de mais fácil detecção e identificação entre os defeitos de gaiola testados;
- pode-se notar, pela TAB.A17, que o aparecimento do defeito de folga na gaiola, na maior parte das situações, provocou um aumento ($R>1$) nos harmônicos de fc_e e de fc_v , em relação à situação de defeito isolado na pista externa,
- assim sendo, se por um lado a folga na gaiola foi mais fácil de se detectar quando acompanhada do defeito na pista externa, por outro lado os harmônicos de fc_e e de fc_v , que apareceram como indicadores, foram capazes de discriminar o problema da gaiola;
- da mesma forma, pela observação da TAB.A17, podemos concluir que o aumento dos valores dos RMS's e dos Picos na ocorrência conjunta dos defeitos de pista externa e de folga na gaiola devem-se mais ao problema da pista externa do que ao da gaiola.

6.5.4.4) Problemas na lubrificação do rolamento

Vide TAB.A18 e A19 (APÊNDICE A) e TAB.C17 e C18 (APÊNDICE C).

- A direção vertical foi a preferencial para ambas as condições do problema;

- o 1º harmônico de f_{0v} foi indicador nas duas condições e nas duas direções testadas;
- o 4º harmônico de f_{0e} , o RMS_{5a9} e o 1º harmônico de f_{0v} foram indicadores para ambas as condições, na direção horizontal, assim como os 2º e 3º harmônicos de f_{0v} foram indicadores, para ambas as condições, na direção vertical;
- o RMS foi indicador na aceleração e em altas frequências (>1kHz), mas não foi na velocidade e em baixas frequências (<1kHz), o que pode ser interpretado como um indício de que o ruído provocado por este tipo de problema se manifesta mais nas altas frequências do que nas baixas;
- embora este não seja um defeito de pista externa, houve em geral um aumento na amplitude dos harmônicos de f_0 , tanto no espectro da velocidade quanto no do envelope;
- a segunda condição (graxa suja) foi de detecção mais fácil do que a primeira (sem graxa) pelos parâmetros testados, sendo que ela deve ser a mais provável de ocorrer em uma situação real.

6.5.4.5) Defeitos na pista externa

6.5.4.5.1) Lasqueamento em um ponto na pista externa

Vide TAB.A20, A21 e A22 (APÊNDICE A) e TAB.C19, C20 e C21 (APÊNDICE C).

- A direção vertical foi a preferencial nos três casos testados;
- o defeito foi detectado em qualquer uma das três posições testadas, e a que obteve um melhor desempenho (maior quantidade de indicadores e maior intensidade) foi a posição y, e o pior foi a z;
- o espectro do envelope teve um desempenho melhor (mais indicadores e maior intensidade) do que o da velocidade;
- o defeito é detectado com maior intensidade pelos harmônicos de f_{0e} e na direção vertical, quando se encontra na região de máxima carga (posição x), sendo que esta também é a região mais provável de ocorrência do problema;

- o pior desempenho foi o do RMSv, que não foi indicador em nenhuma das situações para este defeito.

6.5.4.5.2) Lasqueamento em dois pontos na pista externa

Vide TAB.A23 e A24 (APÊNDICE A) e TAB.C22 e C23 (APÊNDICE C).

- A direção preferencial acompanhou o posicionamento do defeito, foi vertical para x e horizontal para y; no entanto, se levarmos em consideração a quantidade total de indicadores, a vertical teve um desempenho melhor;
- o espectro do envelope obteve um desempenho melhor do que o da velocidade;
- todos os parâmetros extraídos do espectro do envelope foram indicadores nos dois casos.

6.5.4.5.3) Lasqueamento em três pontos na pista externa

Vide TAB.A25, A26 e A27 (APÊNDICE A) e TAB.C24, C25 e C26 (APÊNDICE C).

- A direção vertical foi a preferencial em dois dos três casos testados;
- os cinco parâmetros extraídos do espectro do envelope foram indicadores nos três casos testados;
- o espectro do envelope teve um desempenho melhor do que o da velocidade;
- não houve diferença apreciável, no desempenho dos parâmetros, entre os três casos.

6.5.4.5.4) Lasqueamento extenso na pista externa

Vide TAB.A28, A29 e A30 (APÊNDICE A) e TAB.C27, C28 e C29 (APÊNDICE C).

- A direção vertical foi a preferencial em dois dos três casos testados;
- os cinco parâmetros extraídos do espectro do envelope, com exceção do 2º harmônico de f_{o_e} na posição 2h, foram indicadores nos três casos testados;
- o espectro do envelope teve um desempenho melhor do que o da velocidade;
- o desempenho dos parâmetros testados foi melhor no caso do defeito na posição y.

6.5.4.5.5) Seqüência de pequenos buracos na pista externa

Vide TAB.A31, A32 e A33 (APÊNDICE A) e TAB.C30, C31 e C32 (APÊNDICE C).

- A direção vertical foi a preferencial em dois dos três casos testados;
- o espectro do envelope teve um desempenho geral melhor do que o da velocidade;
- os 1º, 3º e 4º harmônicos do f_{o_e} foram indicadores em todas as situações para este defeito;
- a posição z foi a pior para a detecção do defeito nos parâmetros testados.

6.5.4.5.6) Análise geral para os defeitos de pista externa de rolamento

- A direção vertical foi a preferencial para a maioria dos casos testados;
- os quatro harmônicos de f_{o_e} , o FA, o RMS_{5a9} e o $Pico_{1a5}$ foram indicadores em mais de 75% dos casos testados em ambas as direções radiais;
- além dos parâmetros já citados, os três primeiros harmônicos de f_{o_v} também foram indicadores em mais de 75% dos casos na direção vertical;
- a maior incidência de indicadores críticos foi para os harmônicos de f_{o_e} , o que confirma o fato de que o espectro do envelope teve um desempenho melhor do que o da velocidade para este defeito, para ambas as direções radiais;
- os piores desempenhos ocorreram para o $Pico_{5a9}$ e o RMS_v , que foram indicadores em menos de 40% dos casos;

- o melhor desempenho dos parâmetros na detecção deste tipo de defeito ocorreu para a disposição y, ou seja, quando o defeito se encontrava entre as regiões de máxima e mínima carga, e o pior ocorreu para a disposição z, ou seja, para a região de mínima carga.

Nos espectros a seguir (FIG.29, 30, 31 e 32) vê-se a evolução do problema, da condição sem defeito, para três condições testadas de defeito na pista externa do rolamento: lasqueamento em um ponto, em dois e em três. Pode-se notar, em todos os casos de defeito, a presença dos harmônicos da frequência característica de defeito na pista externa (~125Hz) e que elas tendem a se tornar mais proeminentes com o agravamento do problema, ou seja, neste caso, com o aumento do número de pontos defeituosos.

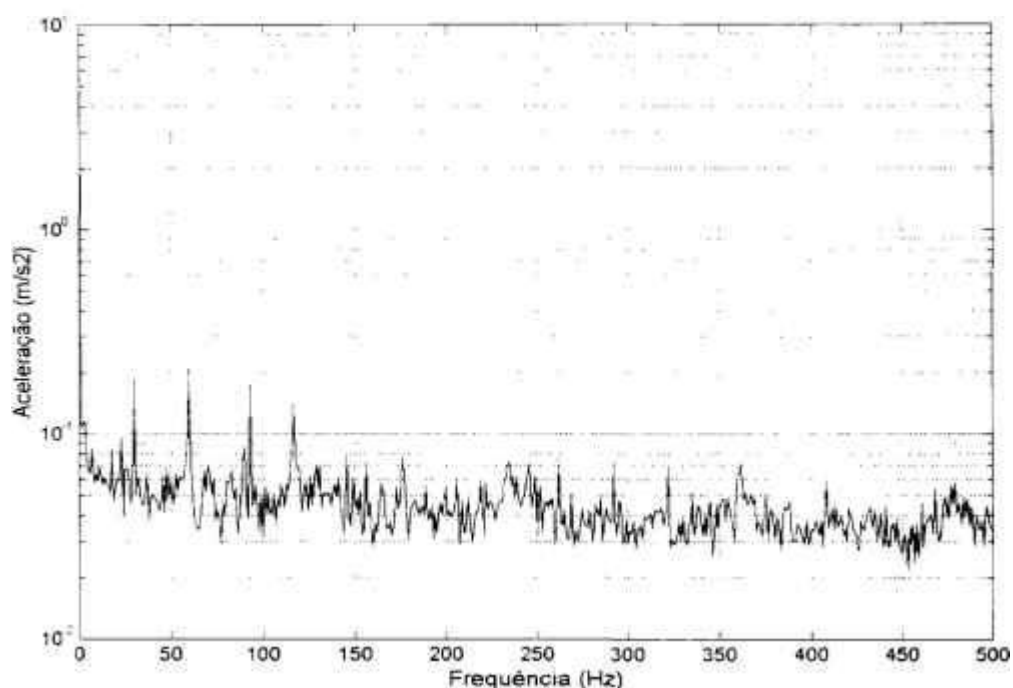


FIGURA 29. Espectro do envelope da vibração (aceleração vertical) da SQ, mancal 2 – rolamento sem defeito – 1800 rpm.

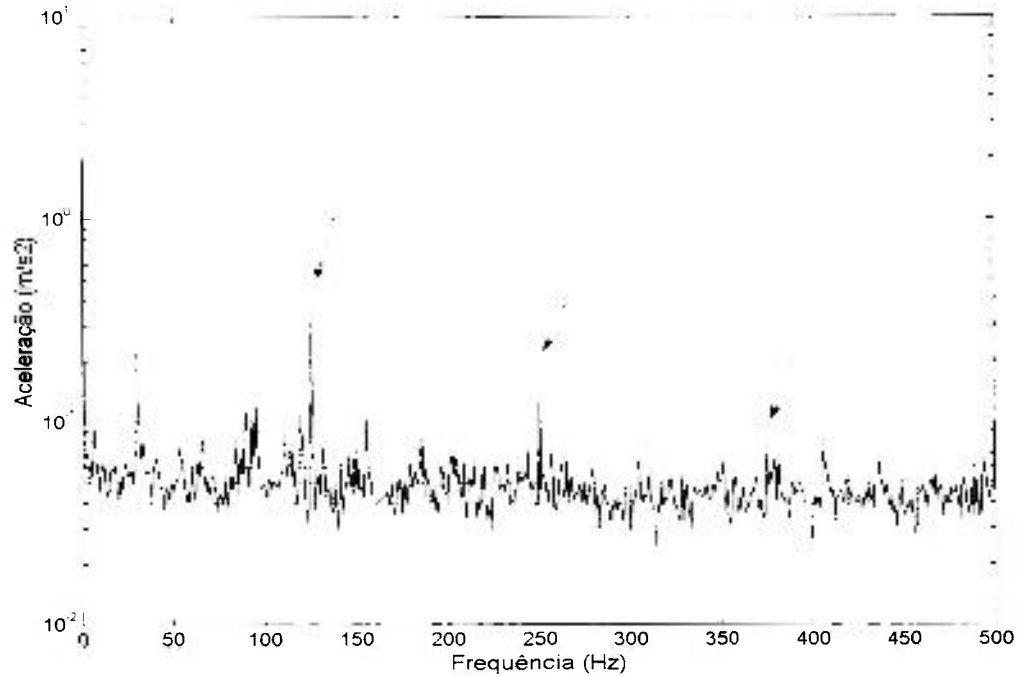


FIGURA 30. Espectro do envelope da vibração (aceleração vertical) da SQ, mancal 2 – lasqueamento na posição x da pista externa do rolamento – 1800 rpm.

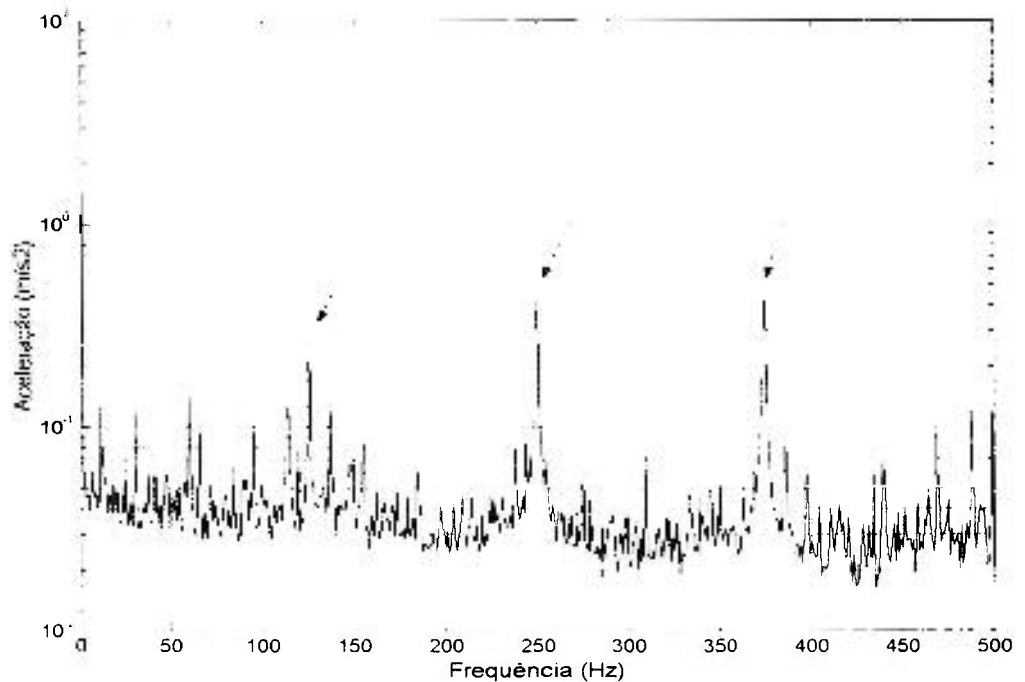


FIGURA 31. Espectro do envelope da vibração (aceleração vertical) da SQ, mancal 2 – lasqueamento duplo, na disposição x, na pista externa do rolamento – 1800 rpm.

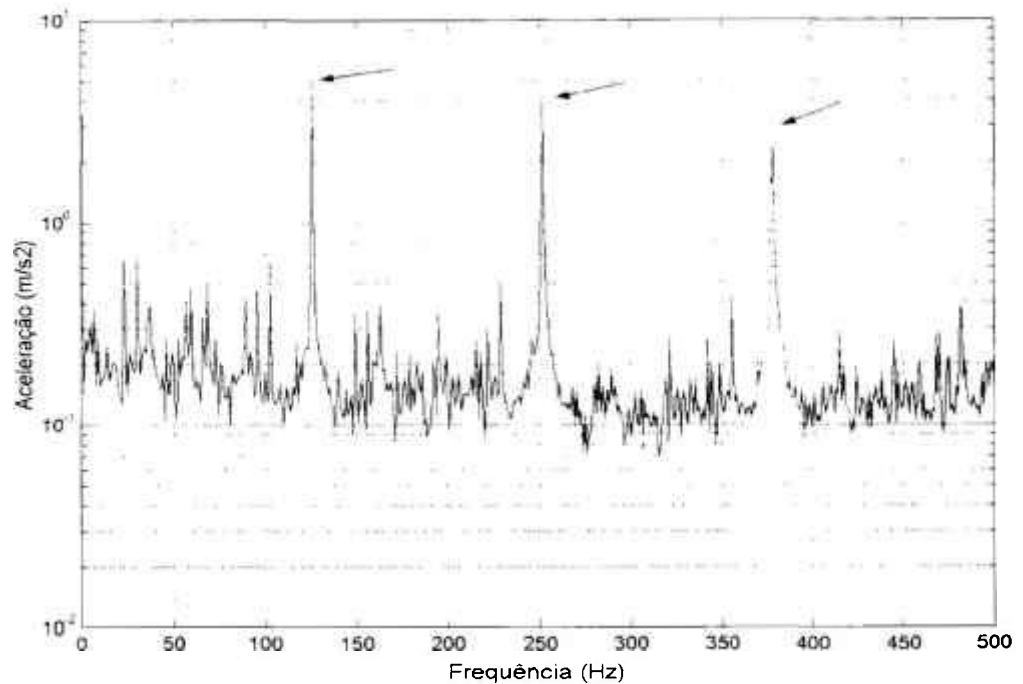


FIGURA 32. Espectro do envelope da vibração (aceleração vertical) da SQ, mancal 2 – lasqueamento triplo, na disposição x, na pista externa do rolamento – 1800 rpm.

6.5.4.6) Análise geral para os problemas de rolamento

- A direção vertical foi a preferencial para a maioria dos casos testados, exceções feitas para os casos do defeito na pista interna e de gaiola; no entanto podemos notar que a diferença de desempenho (quantidade e intensidade dos indicadores) não é grande entre as direções vertical e a horizontal, o que nos leva a concluir que qualquer uma das duas pode ser adequada para a monitoração dos problemas de rolamento – este resultado está de acordo com a literatura, que aponta a direção vertical como a melhor para monitorar a vibração de rolamentos em máquinas com eixo horizontal [43];
- o desempenho do envelope, na maioria dos casos, foi melhor (maior quantidade de indicadores e maior intensidade) do que o da velocidade, exceções feitas ao problema na gaiola e de lubrificação; no entanto a diferença de desempenho entre os dois tipos de espectros não foi grande,

possivelmente devido ao grau avançado de gravidade dos defeitos testados – a literatura enfatiza que a maior diferença de desempenho ocorre para defeitos incipientes [6, 16, 20, 23, 30 e 39];

- o FA apresentou um bom desempenho, e substitui os quatro primeiros harmônicos das freqüências características de defeito de rolamento, exceto para os casos de defeito na gaiola e problemas de lubrificação; em geral, teve um comportamento regular de aumento com a rotação;
- os defeitos de gaiola foram os mais difíceis de se detectar, ou seja, eles tiveram um número menor de indicadores, e seus indicadores comuns foram não discriminatórios – este resultado está de acordo com a informação de Wowk [43], de que as freqüências características de defeito na gaiola raramente aparecem, e quando o fazem é porque o defeito já está bastante avançado;
- os defeitos detectados com maior intensidade (maiores valores para R) e quantidade de indicadores foram os da pista interna e externa – este resultado está de acordo com os obtidos por Tandon e Nakra [39], ou seja, de que o defeito de mais fácil detecção é o da pista externa, seguido pelo da pista interna e o de elemento rolante, nesta ordem;
- os problemas de lubrificação também puderam ser detectados pelos harmônicos de f_o , tanto no espectro do envelope quanto no da velocidade, e pelo RMS da aceleração em altas freqüências – o aumento da amplitude dos harmônicos de f_o , devido a problemas de lubrificação, também é relatado por Wowk [43];
- a observação anterior evidencia o fato de que um problema de lubrificação pode ser confundido com um de defeito na pista externa do rolamento;
- a intensidade dos indicadores aumentou com a rotação na maioria dos casos, o que está de acordo com os resultados de vários trabalhos referidos [23, 30, 37 e 39]; se considerarmos que um efeito similar é provocado por um aumento de carga sobre o mancal [16 e 37] podemos esperar um desempenho melhor (maior intensidade) dos parâmetros testados, para a detecção e o diagnóstico de problemas de rolamento, no caso das bombas do circuito primário do que no próprio equipamento de testes da SQ;

- a maioria dos resultados obtidos está de acordo com os resultados já relatados pela literatura para a detecção deste tipo de problema mecânico (ver itens 3.1.3 e 3.1.4).

6.5.5) Análise geral para os defeitos testados

- A direção vertical foi a que obteve um melhor desempenho no conjunto dos defeitos testados, o seu pior desempenho foi nos casos de folga e de desbalanceamento conjugado puro;
- o defeito de detecção mais simples e fácil, como era de se esperar, foi o de desbalanceamento; sua detecção se deu essencialmente pelo 1ºh e pelo RMSv, no entanto também aparecem o 2ºh, 3ºh e o 4ºh em alguns casos, o que poderia levá-lo a ser confundido com o desalinhamento, contudo os resultados mostram que o 1ºh poderia fazer a diferenciação entre os dois defeitos já que, entre os quatro primeiros harmônicos da rotação, este é o único que não foi indicador em nenhum caso testado de desalinhamento;
- os defeitos de detecção mais difícil foram o desalinhamento e a folga; nenhum dos dois apresentou um indicador comum para todos os casos testados e a intensidade dos indicadores foi em geral mais baixa se comparada com a dos outros defeitos – o que está de acordo com o que é relatado pela literatura, ou seja, que ambos os defeitos têm um comportamento de vibração bastante complexo e pouco compreendido, no que diz respeito à relação com suas causas (ver itens 3.1.2 e 3.1.5);
- além disso, estes defeitos podem ser confundidos entre si, já que ambos podem elevar os 2º, 3º e 4º harmônicos da rotação, ao mesmo tempo em que os inter-harmônicos, que poderiam diferenciá-los, não tiveram um desempenho satisfatório (não foram indicadores) em todos os casos de folga simulados;
- os defeitos de rolamento, com exceção dos defeitos de gaiola, foram na sua maioria facilmente detectados e identificados pelos parâmetros testados, principalmente pela técnica do envelope, sendo que na maioria dos casos o espectro direto em velocidade também apresentou um bom desempenho;

- os defeitos de gaiola foram detectados pelas medidas globais de vibração (Pico e RMS), em altas frequências (>1kHz);
- a coerência dos resultados entre si e com as informações da literatura atesta o funcionamento adequado dos programas elaborados em Matlab e utilizados para a análise dos sinais, tanto da SQ quanto das bombas do primário.

7) RESULTADOS E ANÁLISE DOS DADOS DAS BOMBAS DO PRIMÁRIO

A seguir são apresentados os resultados e as análises dos dados das bombas do primário tendo em vista o objetivo apresentado no capítulo 2 e os procedimentos descritos no item 5.2. Esta é a etapa conclusiva do trabalho, na qual procura-se determinar a eficiência das técnicas e ferramentas selecionadas com base em uma comparação histórica dos sinais de vibração com as ocorrências do equipamento monitorado.

7.1) As bandas de filtragem para o envelope.

As bandas de filtragem usadas na técnica do envelope foram determinadas de acordo com o procedimento descrito no item 5.2.5 e são apresentadas na TAB.3 abaixo.

TABELA 3. Resultados experimentais para as bandas de filtragem usadas na técnica do envelope.

Bomba	Pontos :	A1	A3	A4	A5	A6
A	f_{ct} (kHz)	6,8	1,5	2,5	2,3	*
A	lg	1,4	1,0	0,9	1,6	*
B	f_{ct} (kHz)	4,8	2,3	2,4	* **	*
B	lg	1,0	1,0	1,4	* **	*

lg = largura da banda em Hz / menor freqüência da banda em Hz.

* Quando o fator de amplitude (FA) ficou abaixo da unidade, não foi determinada nenhuma banda, pois o critério necessário para sua determinação não foi atingido. Neste caso resolveu-se adotar duas bandas para teste: uma com $f_{ct} = 4,5\text{kHz}$ e $lg=3$ e outra com $f_{ct} = 11,25\text{kHz}$ e $lg=1$. Estas bandas foram adotadas para que, junto com a banda referida abaixo, se pudesse cobrir todo o espectro de freqüências de 1kHz a 15kHz.

** Pode-se notar a existência de uma semelhança entre as bandas determinadas para pontos correspondentes das duas bombas; desta forma adotaremos, também neste caso, a banda com $f_{ct}=2,3\text{kHz}$ e $lg=1,6$ para uma fase de teste.

7.2) Os níveis de referência

Os níveis de referência foram estabelecidos de acordo com os critérios descritos no item 5.2.3 e são apresentados nas TAB. 4 a 7 a seguir. Quando não foi possível alcançar os critérios estabelecidos e encontrar o respectivo nível de referência, deixou-se um espaço em branco na tabela. Usou-se a abreviatura 'Pto' para ponto e 'Freq' para frequência.

TABELA 4. Níveis de referência para a vibração na bomba A.

Pto	Harmônicos da Frequência de Rotação							RMSa		Pico		
	RMSv	1oh	2oh	3oh	4oh	8oh	12oh	16oh	1 a 5	5 a 9	1 a 5	5 a 9
(mm/s)	(mm/s)	(mm/s)	(mm/s)	(mm/s)	(mm/s)	(mm/s)	(mm/s)	(mm/s)	m/s ²	m/s ²	m/s ²	m/s ²
A1	1,01	0,61		0,042	0,21							
A2	0,91	0,52		0,044								
A3	0,23	0,049	0,054	0,081	0,062				3,76	3,5	0,91	0,2
A4	0,51	0,34	0,1	0,17	0,2				6,19	5,54	2,04	0,26
A5	1,62	0,5	0,22	0,13	0,21	0,7	0,14	0,4	7,27	6,54	0,72	0,71
A6	1,57	0,25	0,13	0,1	0,65	0,31	0,65	0,49	4,48	5,76	0,32	0,27

TABELA 5. Níveis de referência para as frequências características na bomba A.

Pto.	Freq.	Harmônicos na Velocidade				Harmônicos no Envelope				FA
		1o	2o	3o	4º	1o	2o	3º	4º	
(mm/s)	(mm/s)	(mm/s)	(mm/s)	(mm/s)	(mm/s)	m/s ²	m/s ²	m/s ²	m/s ²	
A1	fo	0,049	0,045	0,016	0,0051					
A1	fi	0,025	0,0044	0,0058	0,0062					
A3	fo	0,037	0,0068	0,028	0,017	0,21	0,25	0,36	0,045	
A5	fb					0,096	0,059	0,055	0,052	0,21
A5	fi	0,078	0,19	0,065	0,023	0,13	0,095	0,077	0,09	0,74

TABELA 6. Níveis de referência para a vibração na bomba B.

Pto	Harmônicos da Frequência de Rotação								RMSa		Pico	
	RMSv	1oh	2oh	3oh	4oh	8oh	12oh	16oh	1 a 5	5 a 9	1 a 5	5 a 9
(mm/s)	(mm/s)	(mm/s)	(mm/s)	(mm/s)	(mm/s)	(mm/s)	(mm/s)	(mm/s)	m/s ²	m/s ²	m/s ²	m/s ²
A1	1,35	0,83		0,24	0,72							
A2	1,18	0,75	0,53	0,058								
A3	0,64	0,18	0,45	0,11	0,2				6,41	12,88	2,2	0,64
A4	0,46	0,16	0,2	0,16					6,66	15,26	0,83	1,28
A5	1,4	0,57	0,16	0,15	0,3	0,21	0,46	0,14	3,82	2,76	0,37	0,19
A6	1,2	0,23		0,18	0,28	0,17	0,26	0,16	3,7		0,25	

TABELA 7. Níveis de referência para as freqüências características na bomba B.

Pto.	Freq.	Harmônicos na Velocidade				Harmônicos no Envelope				FA
		1º	2o	3o	4o	1o	2o	3o	4o	
(mm/s)	(mm/s)	(mm/s)	(mm/s)	(mm/s)	(mm/s)	m/s ²	m/s ²	m/s ²	m/s ²	
A3	fo	0,019	0,0087	0,0092	0,014	0,93	0,98	0,65		6,77
A4	fo	0,01	0,0052	0,013	0,011		0,2	0,24	0,18	2,09

Pode-se observar que:

- os níveis de referência para o RMSv estão todos abaixo de 2,8 mm/s, que é o valor sugerido pela norma ISO10816 para limite de normalidade para o tipo de máquina no qual se podem classificar as bombas do primário: este fato já garante alguma confiabilidade aos resultados já que os apresenta em acordo com as indicações da norma;
- os níveis do RMSv e dos harmônicos da rotação para os mancais do volante de inércia são menores que para os mancais do motor e da bomba, em ambas as bombas do primário, o que é compatível com a condição destas partes do equipamento, pois, se do motor partem as forças que originam toda a vibração da máquina, na bomba existem causas adicionais de vibração devido à interação do impelidor com a água, enquanto que o volante de inércia, como o próprio nome sugere, é o componente de maior inércia do equipamento e por isso apresenta a maior resistência às alterações no seu estado de movimento, ou seja, à aceleração e conseqüentemente à própria vibração, além do que todas as forças de ação que originam a sua vibração partem de fora dele;

- os valores de referência para o RMSv e o 1ºh foram próximos (diferença menor do que 60%) para os mancais da bomba e do motor (pontos A1, A2, A5 e A6), se compararmos as duas bombas entre si, mas não o foram para os mancais do volante; este fato pode estar relacionado ao problema de lubrificação tratado nos itens 7.3.4.3, 7.3.4.4 e 7.3.4.5, que parece ter sido mais grave na bomba B do que na A: os mancais do volante de inércia da Bomba B apresentaram um vazamento de graxa que não foi observado na Bomba A;
- este problema de lubrificação também pode estar relacionado aos níveis do RMS_{5a9} que são bem maiores na Bomba B do que na A, em especial no ponto A4 (15,26 m/s²);
- por outro lado os valores do RMSa no mancal do motor são maiores na bomba A do que na B, o que pode estar relacionado ao problema com o rolamento da caixa mancal, recém ocorrido e descrito no item 7.3.4.2.

Como se vê, os níveis de referência estabelecidos devem ser encarados como provisórios pois, mesmo procurando estabelecê-los com base em períodos de normalidade, ainda assim eles podem estar influenciados por defeitos, inclusive originados de outras causas e partes da máquina, que não aquelas que se pretendem relacionadas diretamente ao parâmetro na sua condição de indicador. Assim sendo, um conhecimento histórico adicional pode conduzir à necessidade de uma nova determinação para os níveis de referência, inclusive porque, para muitos pontos, ainda não foi possível determiná-los.

7.3) Os indicadores de defeitos para as bombas do primário

A determinação dos indicadores de defeitos para as bombas do primário foi efetuada de acordo com o procedimento estipulado no item 5.2.3 deste trabalho. Os resultados são apresentados agrupados por defeito e não estão necessariamente em ordem cronológica. Em alguns casos, a título de exemplo, são apresentados espectros significativos para a identificação do respectivo defeito.

7.3.1) Indicadores de desbalanceamento

7.3.1.1) Desbalanceamento do rotor do motor da bomba

Em julho de 2000, por ocasião da reforma da Bomba A, foi efetuado o balanceamento do rotor do seu motor.

Ponto de monitoração: mancal do motor (A1)

Ação: foi balanceado o rotor do motor;

Defeito corrigido: desbalanceamento do rotor do motor.

Indicadores: 1º h (FIG.33) e RMSv (FIG.34).

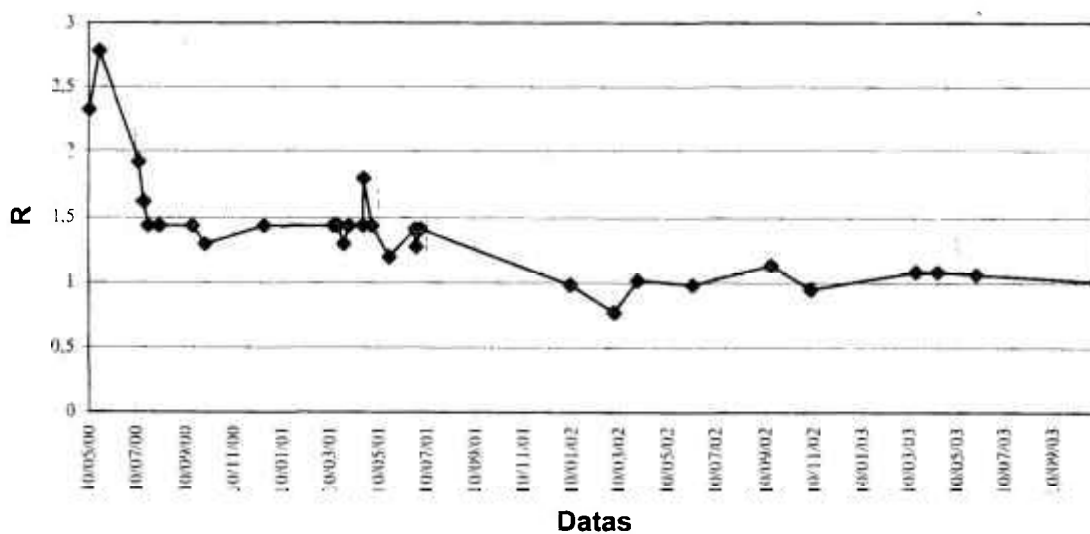


FIGURA 33. 1ºh no ponto A1 da Bomba A.

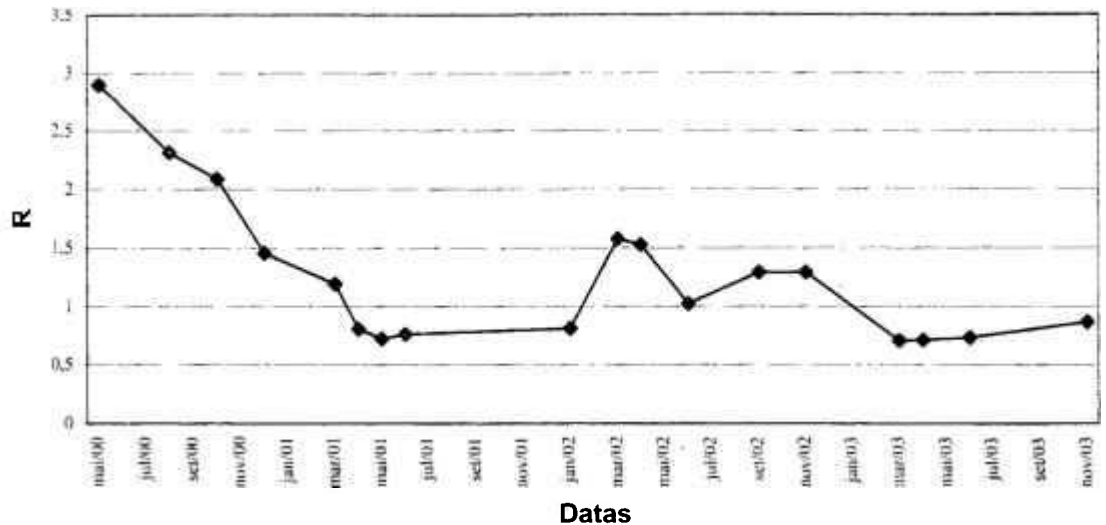


FIGURA 34. RMSv no ponto A1 da Bomba A.

Nota-se que a vibração não caiu ao seu valor de referência imediatamente após a reforma. Este fato pode ter duas causas. Em primeiro lugar é normal que a vibração, logo após a uma reforma, não caia imediatamente ao seu valor de referência, pois há um período de 'amaciamento' que é normal a qualquer máquina rotativa. Em segundo lugar foi constatado mais adiante um problema geral de lubrificação no equipamento, que só foi corrigido em abril de 2001, e que coincide com a época em que o RMSv atingiu o seu nível de referência.

7.3.1.2) Desbalanceamento do impelidor da bomba

Logo após a reforma da Bomba B, no final de julho de 2001, foi necessário reuzinar o seu impelidor para reduzir o seu diâmetro, pois ele havia ficado maior que o do impelidor original que foi substituído. Sabe-se que uma máquina rotativa sempre apresenta algum nível de desbalanceamento, mesmo que mínimo; no entanto, quanto maior o raio de um rotor, maiores as forças atuantes devido a este desbalanceamento residual. Desta forma, a redução do

diâmetro do impelidor da bomba deve ter sido acompanhada de uma redução na sua condição de desbalanceamento residual.

Ponto de monitoração: caixa mancal da bomba (A6)

Ação: diminuição da severidade do desbalanceamento residual pela redução do diâmetro do rotor;

Defeito corrigido: desbalanceamento do impelidor da bomba.

Indicador: 1^oh (FIG.35).

Note-se que o RMSv não foi indicador neste caso, provavelmente porque a gravidade do defeito foi menor do que a do problema tratado no item anterior.

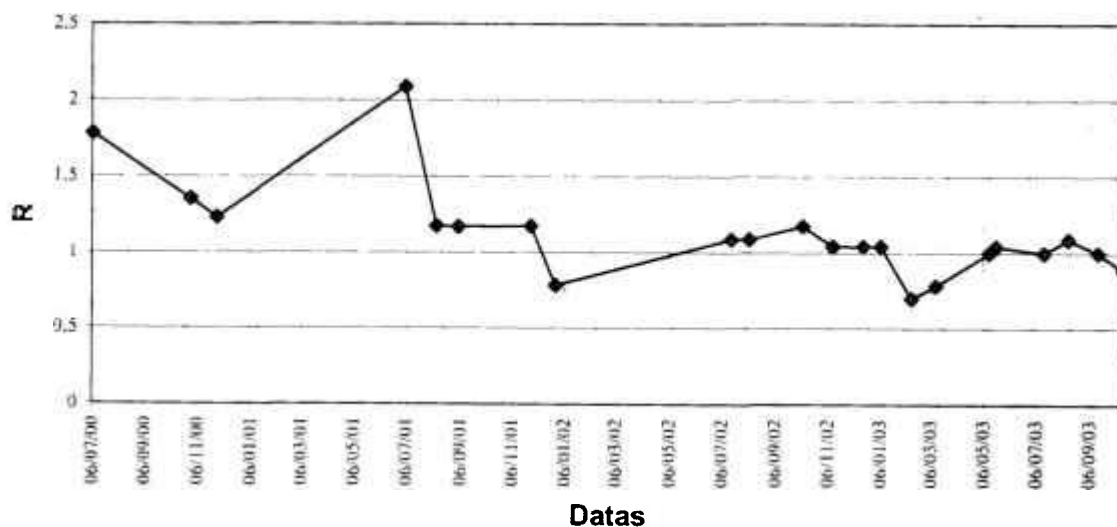


FIGURA 35. 1^oh no ponto A6 da Bomba B.

7.3.2) Indicadores de desalinhamento

7.3.2.1) Desalinhamento paralelo entre o eixo da bomba e o do volante

Por ocasião da reforma da Bomba B, em junho de 2001, constatou-se que havia um desalinhamento paralelo de eixos de 0,38 mm no acoplamento do lado da bomba, acima da tolerância de 0,25mm indicada pelo fabricante.

Pontos de monitoração: mancais do volante de inércia (A4) e da bomba (A5)

Ação: alinhamento dos eixos no acoplamento do lado da bomba.

Defeito corrigido: desalinhamento.

Indicadores: 2ºh (FIG.36) e RMSv (FIG.37), no ponto A4, e 2ºh (FIG.38) e 4ºh (FIG.39), no ponto A5.

Notou-se uma diminuição do 4ºh no ponto A4, no entanto, como não foi possível estabelecer um nível de referência para este parâmetro, também não se pode caracterizá-lo como indicador.

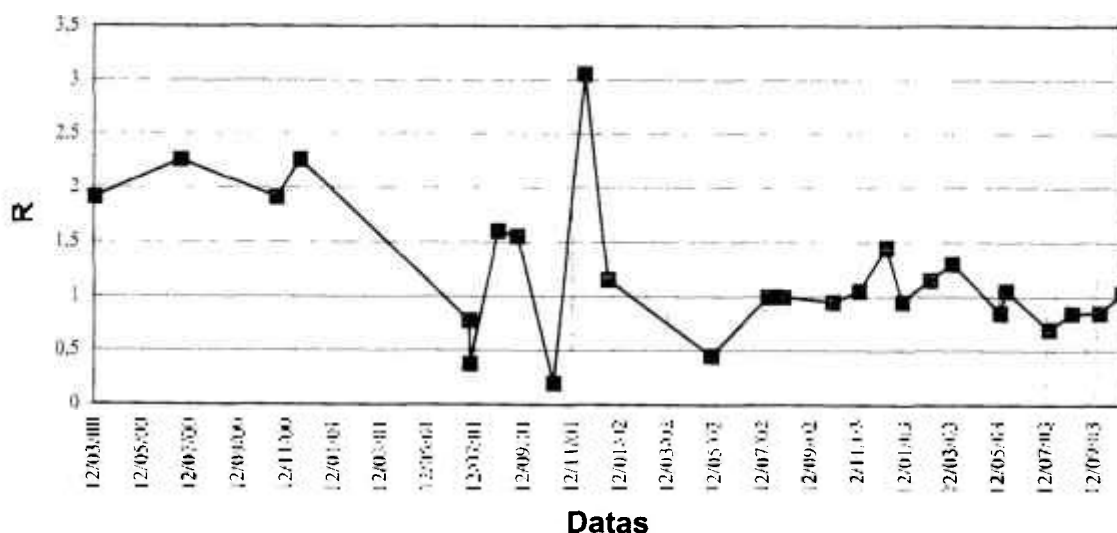


FIGURA 36. 2ºh no ponto A4 da Bomba B.

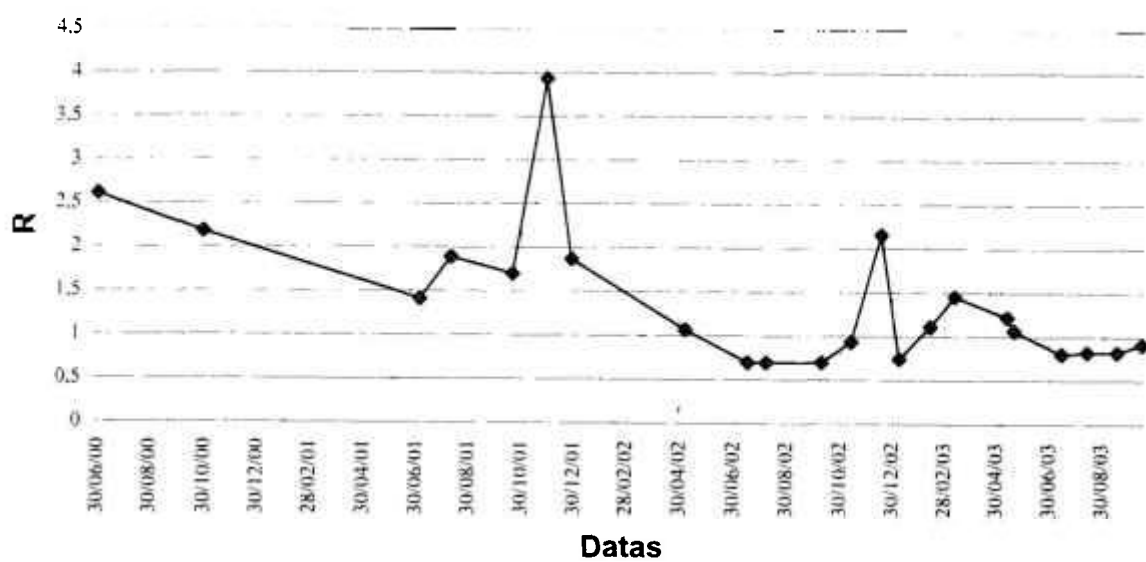


FIGURA 37. RMSv no ponto A4 da Bomba B.

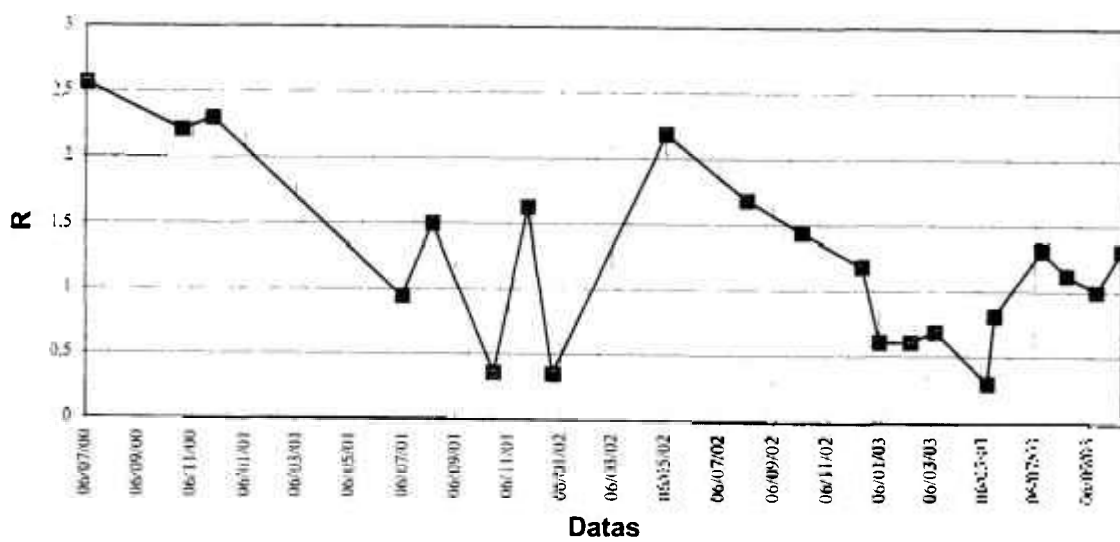


FIGURA 38. 2ºh no ponto A5 da Bomba B.

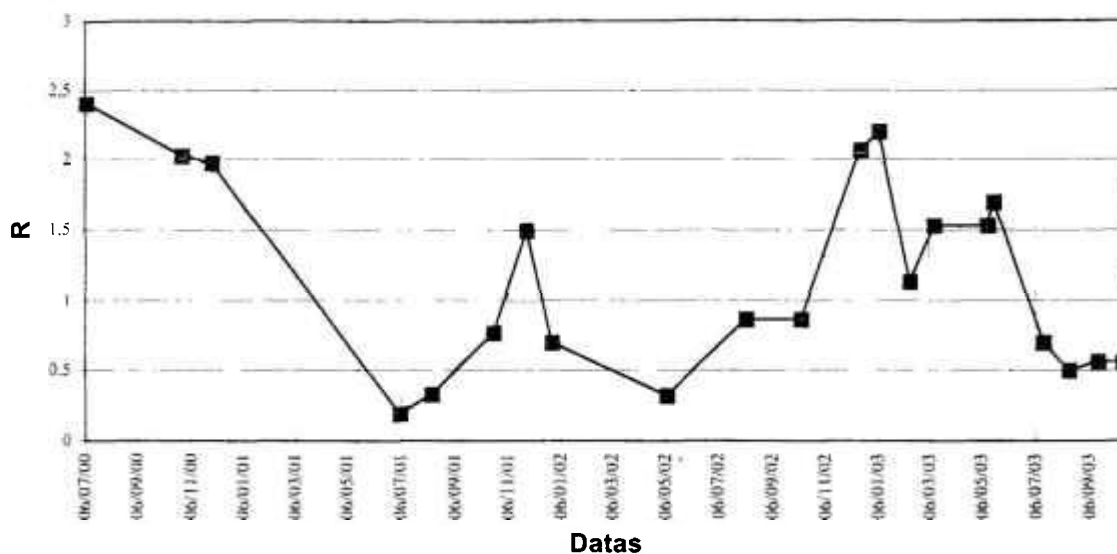


FIGURA 39. 4^oh no ponto A5 da Bomba B.

Pode-se notar uma nova subida nos níveis do 2^oh e do RMSv, no ponto A4, e do 2^oh e 4^oh, no ponto A5, no intervalo de tempo entre julho de 2001 e junho de 2002, período que antecede a correção de uma folga constatada no mancal do volante do lado da bomba (item seguinte). As informações disponíveis, no entanto, não foram suficientes para se estabelecer precisamente a causa deste aumento de vibração, que pode ser tanto a própria folga quanto uma condição recorrente de desalinhamento. É possível ainda que, neste caso, estes dois problemas estejam relacionados um com o outro. Os aumentos do RMSv e do 4^oh, em dezembro de 2002, também podem estar relacionados a condição de lubrificação dos mancais do volante, pois ocorreram em seguida ao engraxamento dos mesmos.

Durante o processo de alinhamento da Bomba B os técnicos relataram que a tubulação efetuava uma forte tração sobre ela, o que dificultou a execução desta tarefa. É possível que esta tração esteja desalinhando continuamente o conjunto. Isto poderia explicar, pelo menos em parte, a grande oscilação nos valores dos parâmetros acima, mesmo depois das ações de alinhamento da bomba.

7.3.3) Indicadores de folga

7.3.3.1) Folga no mancal do volante de inércia

No dia 14 de maio de 2002, escutou-se um barulho forte no mancal esquerdo (lado da bomba) do volante de inércia da Bomba B. O mancal foi aberto e pôde-se constatar que a bucha de fixação do rolamento tinha se soltado, permitindo que o mesmo se deslocasse até encostar na capa do mancal.

Ponto de monitoração: mancal do volante de inércia (A4).

Ação: remontagem do mancal com reaperto da bucha de fixação do rolamento e colocação de calços laterais, para impedir novo deslocamento caso o rolamento volte a se soltar.

Defeito corrigido: folga interna no mancal, com rolamento solto no eixo.

Indicadores: 1^oh (FIG.40), 2^oi, 3^oi e 4^oi (FIG.41), no ponto A4.

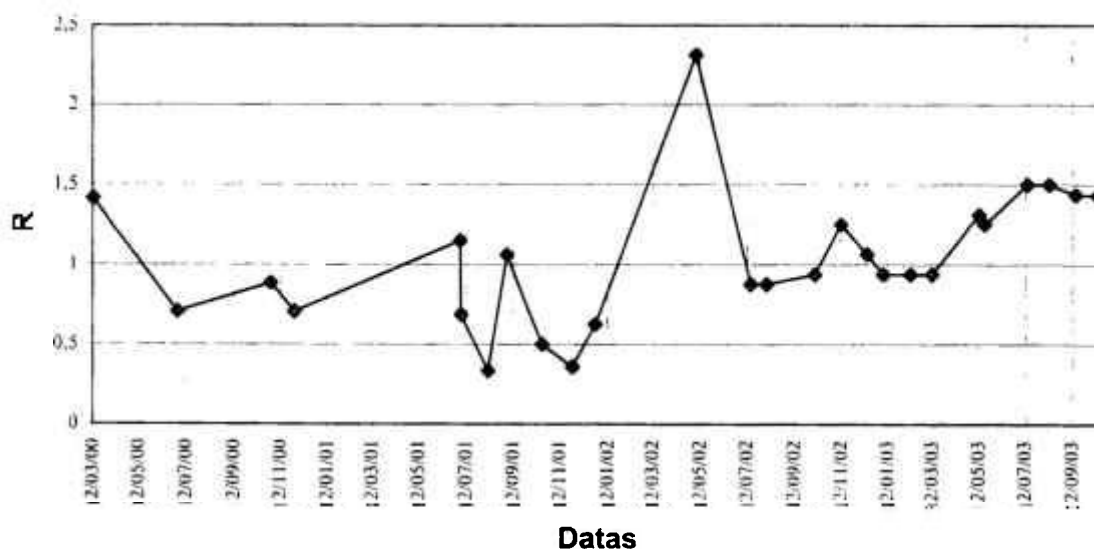


FIGURA 40. 1^oh no ponto A4 da Bomba B.

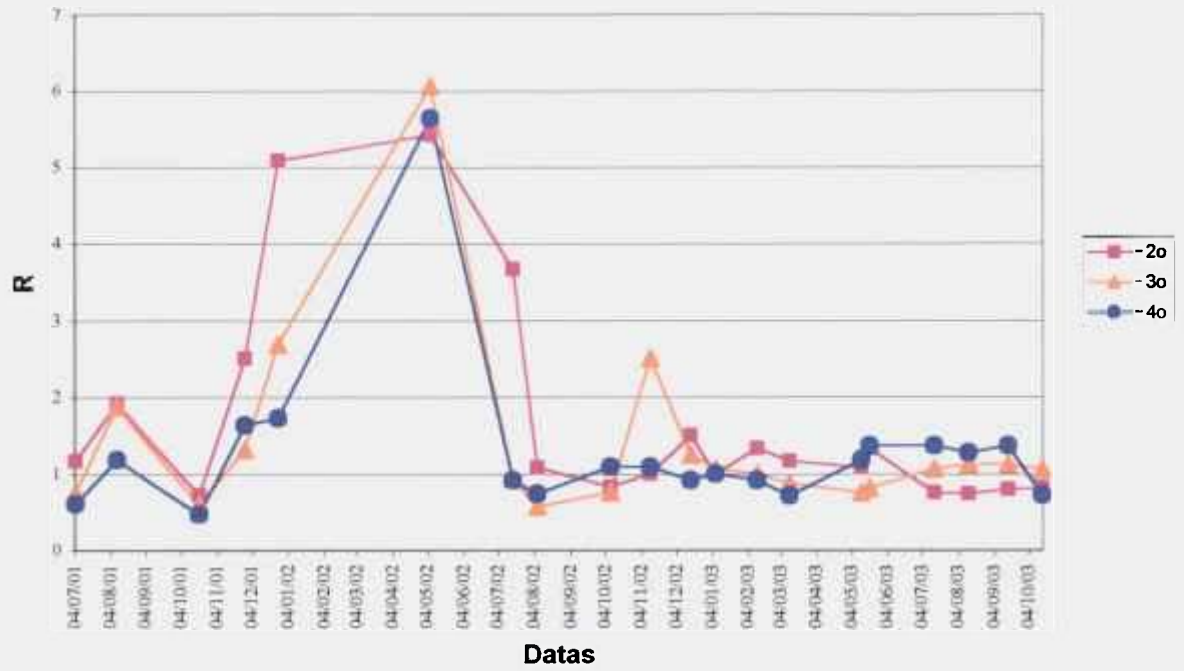


FIGURA 41. 2º, 3º e 4º inter-harmônicos da rotação no ponto A4 da Bomba B.

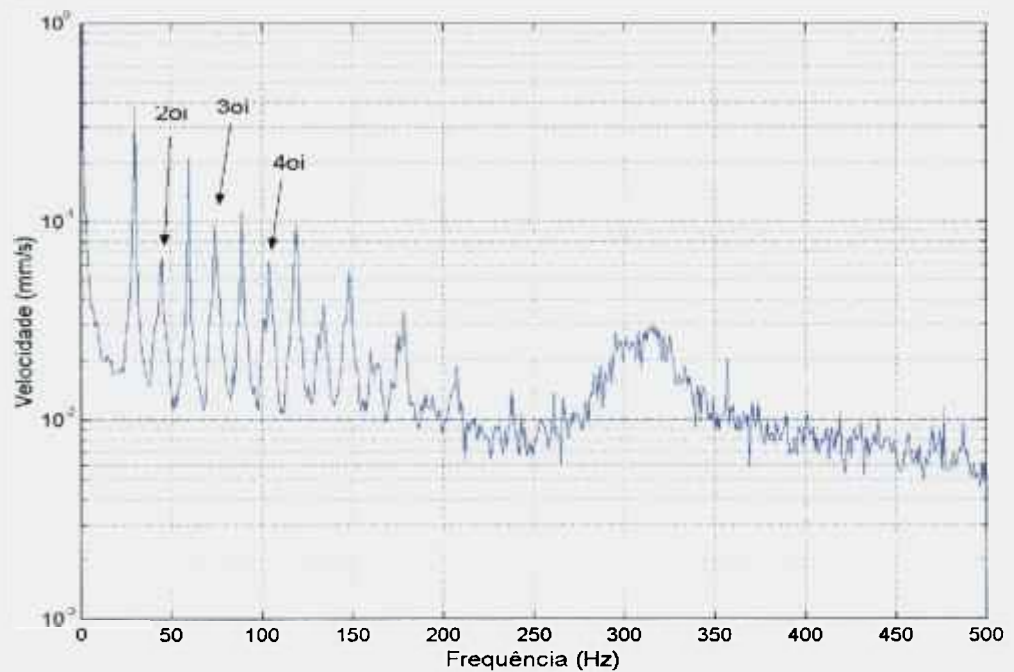


FIGURA 42. Espectro da vibração (velocidade) do ponto A4 da Bomba B – 06/maio/2004, antes da correção do problema de rolamento solto no eixo.

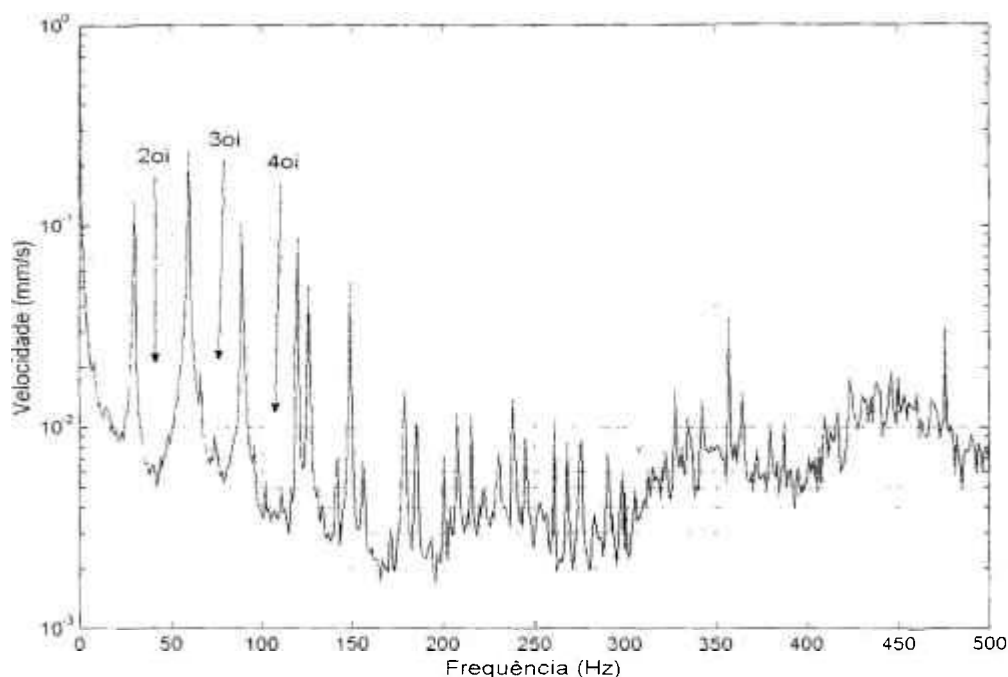


FIGURA 43. Espectro da vibração (velocidade) do ponto A4 da Bomba B – 06/agosto/2004, depois da correção do problema de rolamento solto no eixo.

Nas FIG.42 e 43, acima, vê-se a diminuição da amplitude dos inter-harmônicos da rotação no espectro da vibração (velocidade) do ponto A4 da Bomba B, que acompanhou a correção do problema. Os 2º, 3º e 4º inter-harmônicos (2oi, 3oi e 4oi) estão indicados por setas. Os outros picos que aparecem nos espectros são, na sua maioria, harmônicos da frequência de rotação do eixo.

7.3.3.2) Folga na caixa mancal da bomba

Quando a caixa mancal da Bomba A foi aberta, por ocasião de sua reforma em julho de 2000, percebeu-se um desgaste interno que resultava em uma folga axial de 2,5mm na sua extremidade adjacente ao acoplamento.

Ponto de monitoração: mancal da bomba (A6).

Ação: a folga foi corrigida, através de um embuxamento metálico, e a bomba foi remontada.

Defeito corrigido: folga interna na caixa mancal da bomba.

Indicadores: 2^ofp (FIG.44), que corresponde ao 8^o harmônico da frequência de rotação, e RMSv (FIG.45), no ponto A6.

A frequência de batida das pás e alguns de seus harmônicos normalmente estão presentes em mancais próximos ao rotor da bomba, no entanto os problemas de folga tendem a aumentar a amplitude das vibrações já existentes [10], o que explica a diminuição de suas amplitudes após a correção do problema.

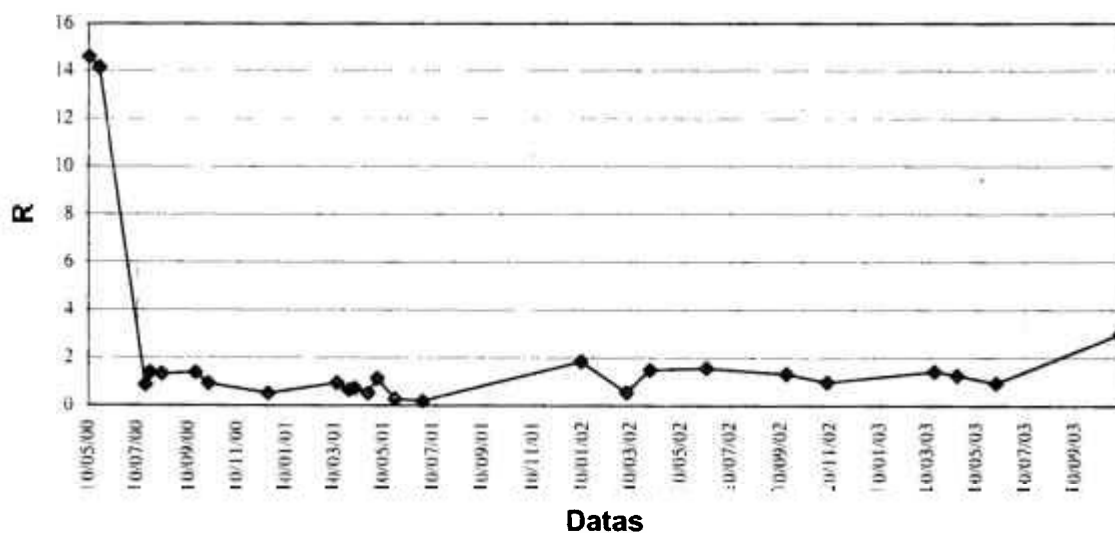


FIGURA 44. 2^ofp no ponto A6 da Bomba A.

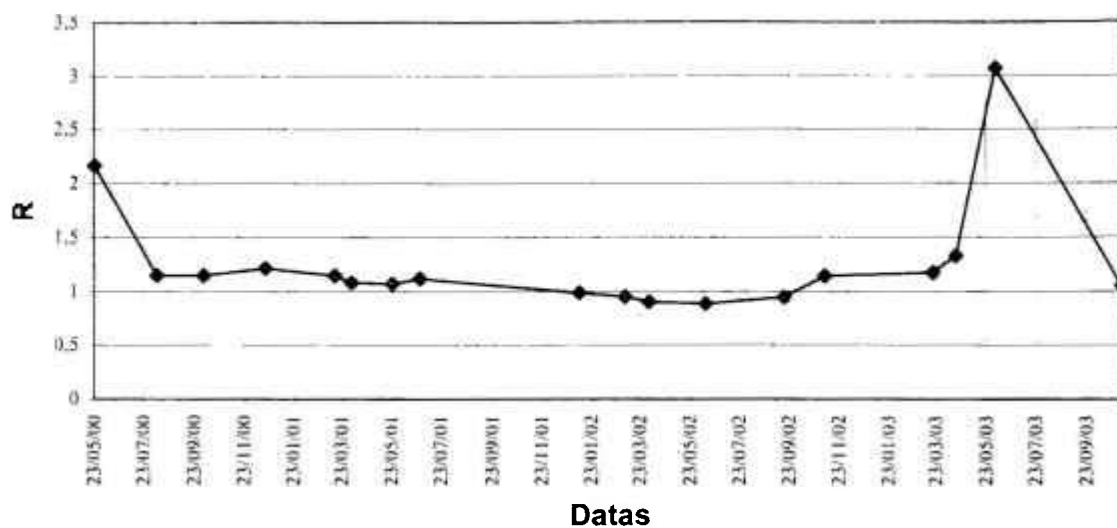


FIGURA 45. RMSv no ponto A6 da Bomba A.

O aumento do RMSv, em maio de 2003 (FIG.45), está relacionado a um defeito de rolamento na caixa mancal da Bomba A, que é tratado logo a seguir no item 7.3.4., enquanto que o aumento do 2ºfp, em novembro de 2003 (FIG.44), pode ser devido a um problema na gaxeta da bomba.

7.3.4) Indicadores de problemas em rolamentos

7.3.4.1) Defeito na pista externa dos rolamentos do volante de inércia.

Por ocasião da reforma da Bomba B, em junho de 2001, constatou-se um estado avançado de defeito (esburacamento) na pista externa dos rolamentos do volante de inércia, como se pode ver na FIG.46 abaixo.



FIGURA 46. Trechos defeituosos das pistas externas dos rolamentos dos mancais do volante de inércia (pontos A3 e A4), substituídos em junho de 2001 durante a reforma da Bomba B.

Pontos de monitoração: mancais do volante de inércia (A3 e A4)

Ação: substituição dos rolamentos defeituosos.

Defeito corrigido: defeito na pista externa dos rolamentos.

Indicadores: 1º, 2º e 3º harmônicos do f_{ov} e o $RMSv$, nos pontos A3 e A4 (FIG.37, 47, 48 e 49).

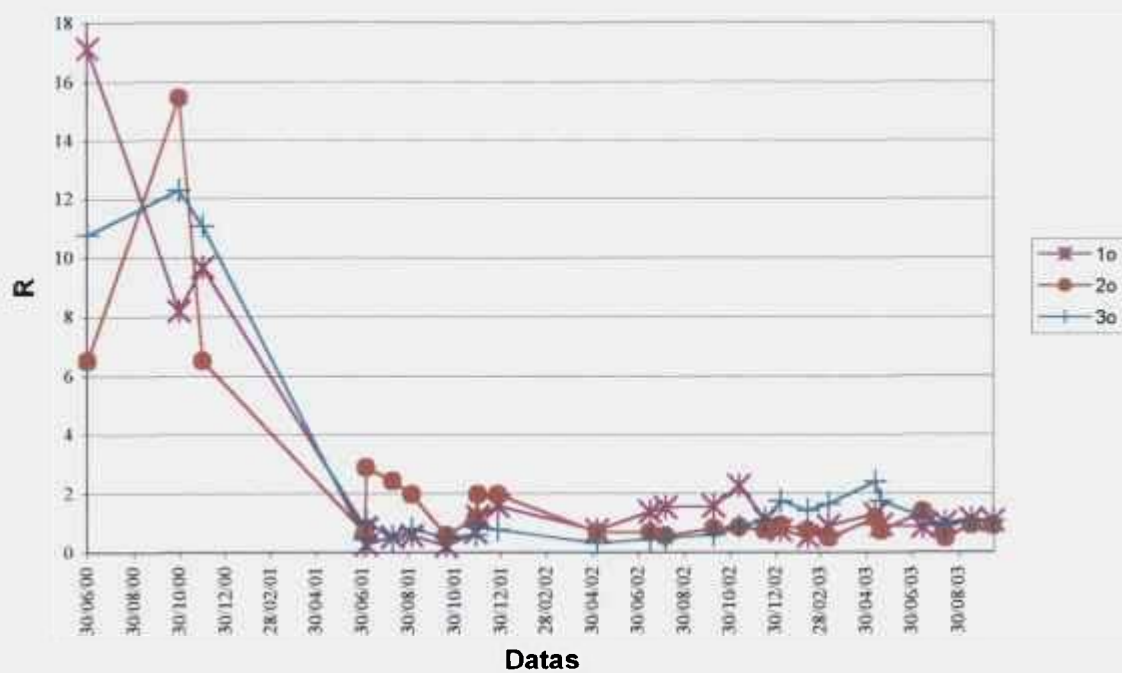


FIGURA 47. Três primeiros harmônicos do fo_v no ponto A3 da Bomba B.



FIGURA 48. RMSv no ponto A3 da Bomba B.

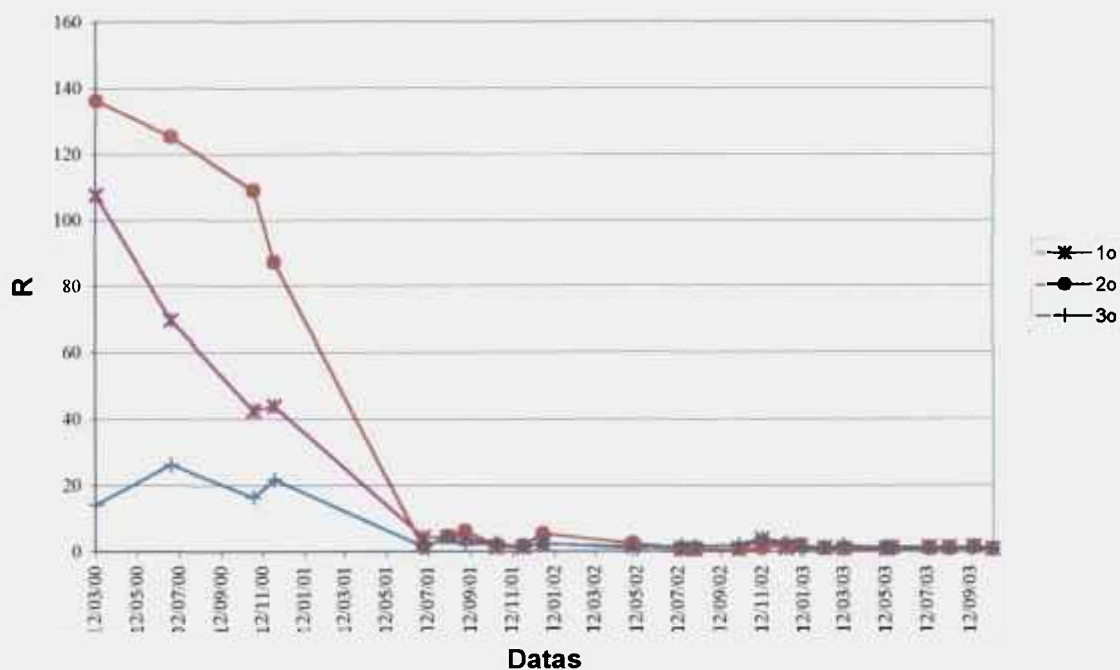


FIGURA 49. Três primeiros harmônicos do f_{0v} no ponto A4 da Bomba B.

A indicação deste defeito pelo RMS_v é ambígua pois, simultaneamente à troca dos rolamentos, também foi feito o alinhamento da máquina. Por outro lado, o envelope e as medidas de banda larga em altas frequências (RMS e picos da aceleração) não puderam aparecer como indicadores porque, na época desta reforma, ainda não se tinham disponíveis os dados necessários para calculá-los.

7.3.4.2) Defeito na pista interna do rolamento de esferas da caixa mancal da bomba.

Em junho do 2003 constatou-se a existência de defeito avançado na pista interna do rolamento de esferas da caixa mancal da Bomba A, como se pode ver na FIG. 50 a seguir.



FIGURA 50. Pista interna, gaiola e esferas do rolamento da caixa mancal da Bomba A (ponto A5), substituído em outubro de 2003.

Ponto de monitoração: caixa mancal da bomba, lado do acoplamento (A5)

Ação: substituição dos rolamentos da caixa mancal.

Defeito corrigido: defeito na pista interna do rolamento.

Indicadores: RMS_{1a5} , $Pico_{1a5}$, RMS_v , os quatro primeiros harmônicos de f_{ie} e f_{iv} e o FA do f_i no envelope (FIG.51 a 55)

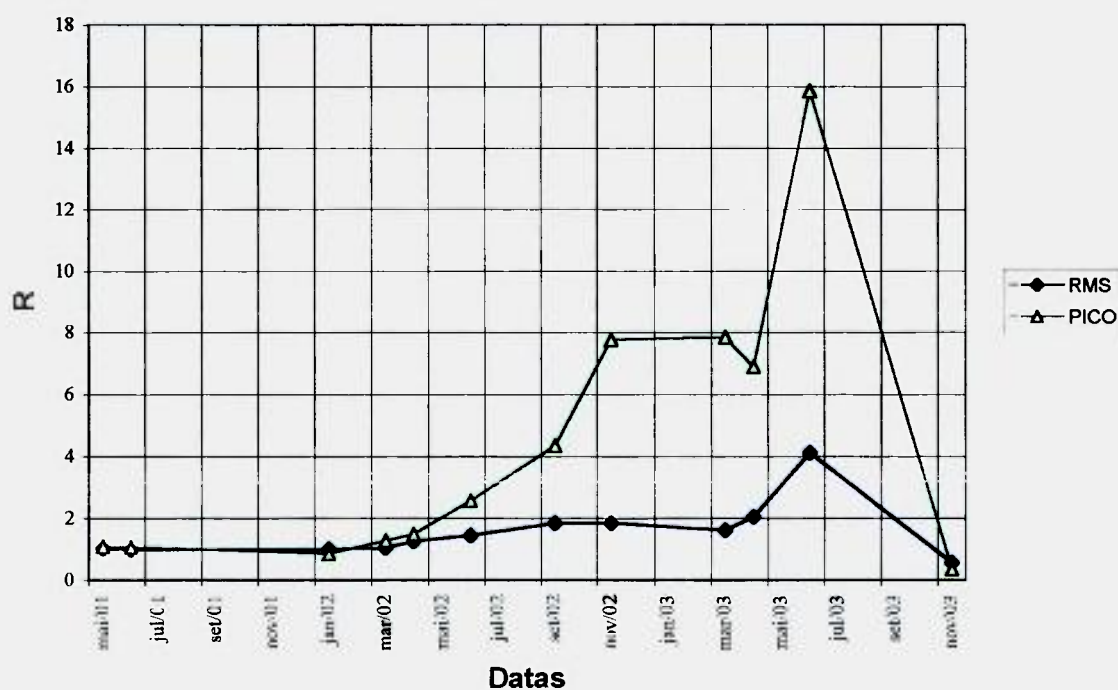


FIGURA 51. RMS_{1a5} e $Pico_{1a5}$ no ponto A5 da Bomba A.

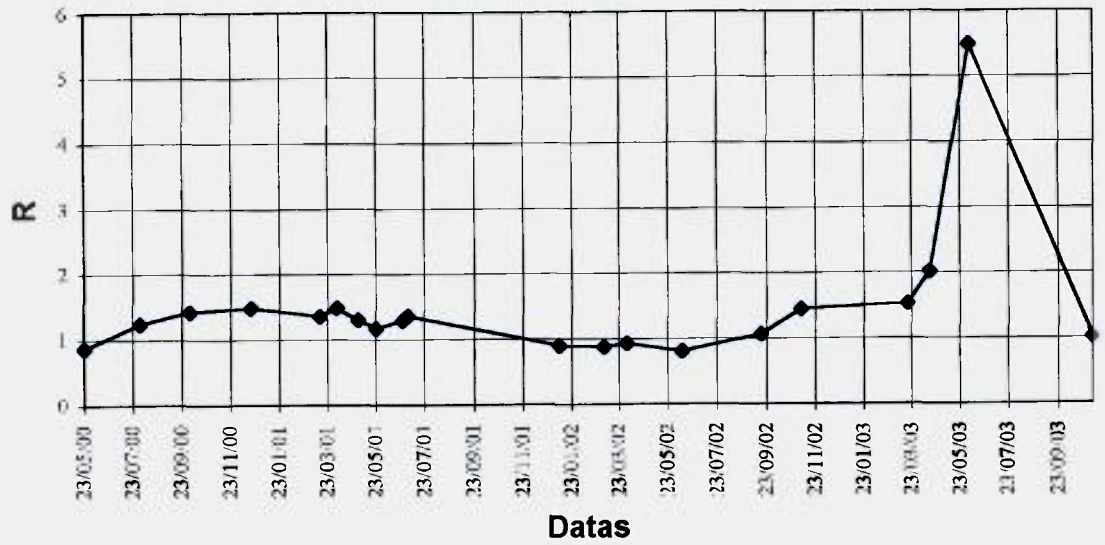


FIGURA 52. RMSv no ponto A5 da Bomba A.

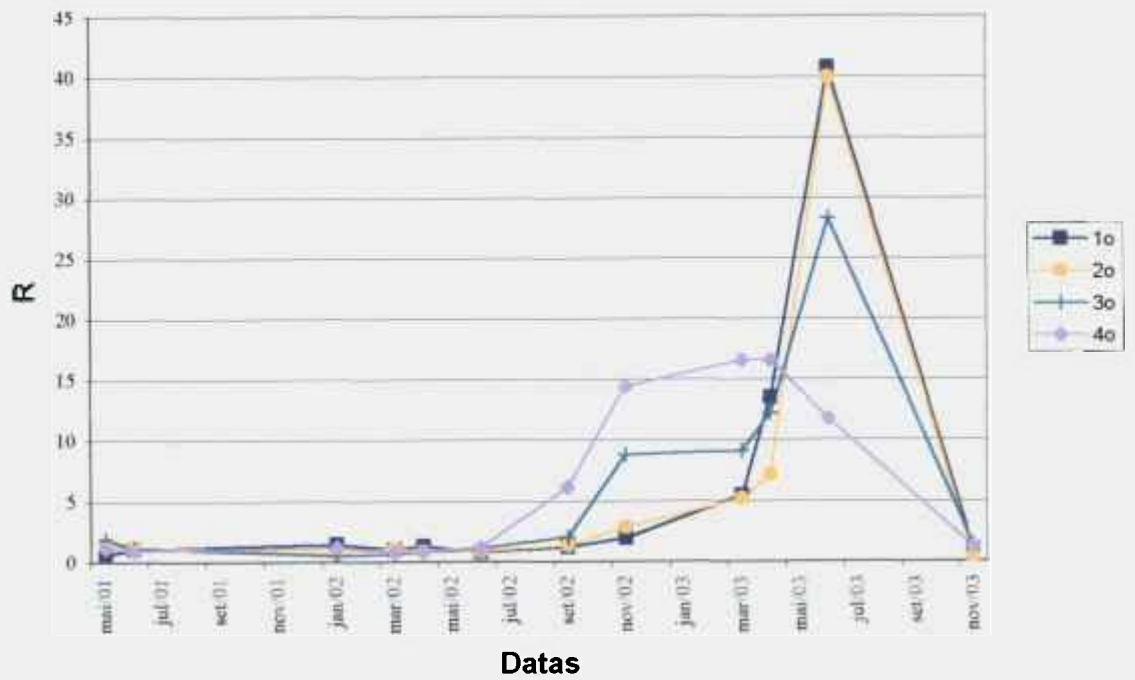


FIGURA 53. Primeiros quatro harmônicos do f_{i_v} no ponto A5 da Bomba A.

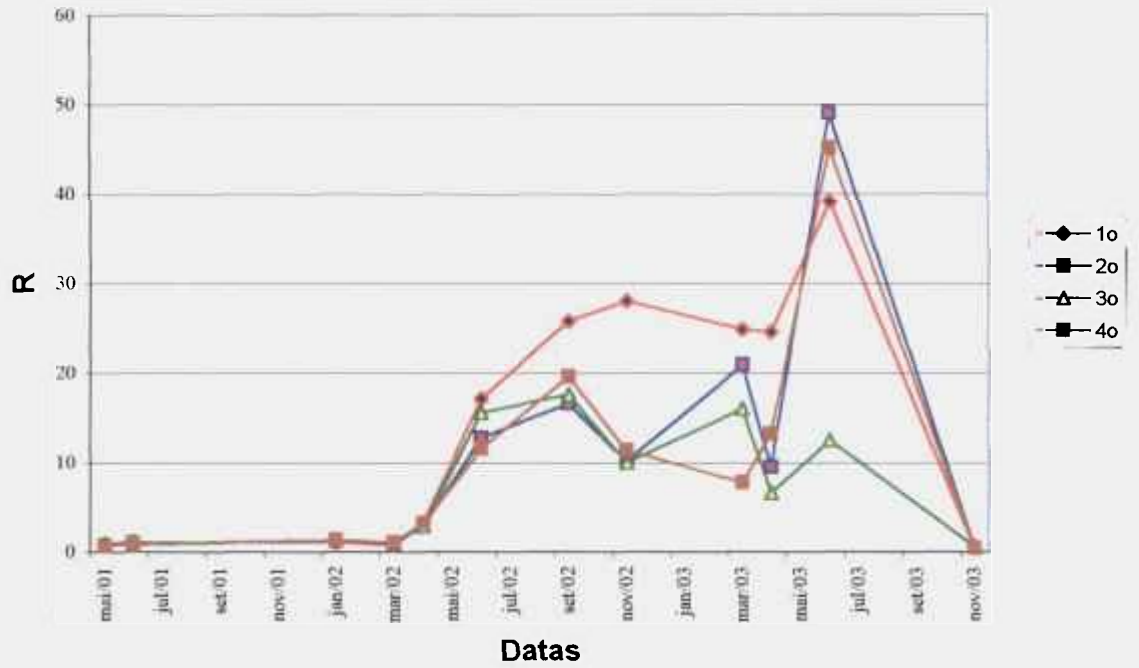


FIGURA 54. Primeiros quatro harmônicos do f_{i_e} no ponto A5 da Bomba A.

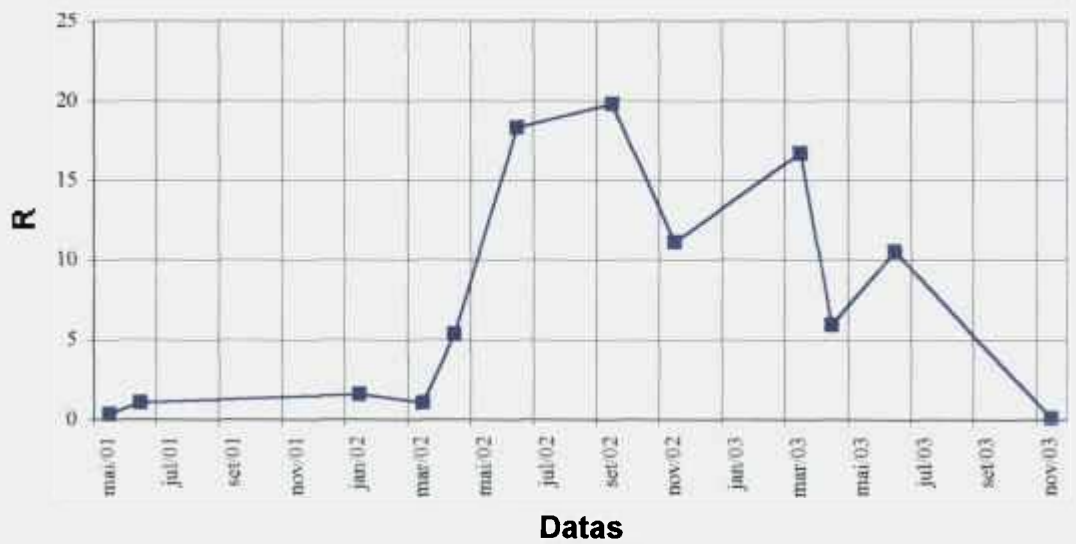


FIGURA 55. Fator de Amplitude médio para os quatro primeiros harmônicos do f_{i_e} no ponto A5 da Bomba A.

Pode-se observar que:

- os parâmetros em aceleração e altas frequências indicaram o defeito antes dos parâmetros em velocidade e baixas frequências;
- o espectro do envelope indicou o defeito ($R > 1,6$) antes de todas as outras técnicas e cinco meses antes do que o espectro direto da velocidade;
- os maiores valores de R foram atingidos no espectro do envelope;
- o defeito foi indicado simultaneamente pelos 4 primeiros harmônicos de f_{ie} e pelo FA, no espectro do envelope;
- desta forma, o espectro do envelope foi o mais eficiente na indicação precoce do defeito, dentro do conjunto dos parâmetros testados, em concordância com as informações da literatura [6, 7, 15, 20 e 30];
- o Pico_{1a5} foi o primeiro a indicar o defeito, dentro do conjunto de parâmetros testados e que são disponibilizados pelo sistema on-line de monitoração de vibração das bombas do primário;
- o Pico_{1a5} indicou o defeito um ano antes da parada da bomba para reforma;

Nas FIG.56 a 59, a seguir, pode-se ver a diminuição da amplitude dos harmônicos das frequências características de defeito na pista interna ($1^{\circ}fi$, $2^{\circ}fi$ e $3^{\circ}fi$), nos espectros da vibração e de seu envelope, e dos harmônicos das frequências características de defeito no elemento rolante ($1^{\circ}fb$, $2^{\circ}fb$ e $3^{\circ}fb$), no espectro do envelope da vibração, que acompanhou a troca do rolamento defeituoso do mancal equivalente ao ponto A5 da Bomba A. A diminuição do nível geral das amplitudes, nos dois tipos de espectro apresentados, está em acordo com a diminuição observada tanto para o RMS_v quanto para o RMS_{1a5} e o Pico_{1a5}, por ocasião da correção do problema. Os outros picos que aparecem nestes espectros são, na sua maioria, harmônicos da frequência de rotação do eixo ou bandas laterais dos harmônicos das frequências características, que correspondem a modulações das mesmas pela própria frequência de rotação.

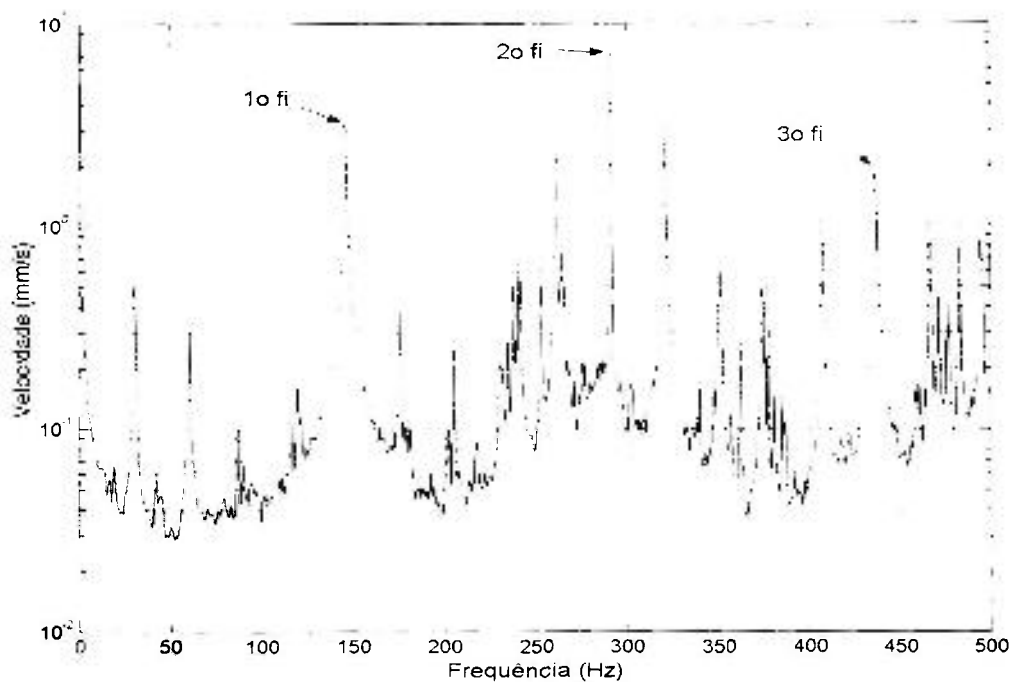


FIGURA 56. Espectro da vibração (velocidade) do ponto A5 da Bomba A – 03/junho/2003 – antes da troca do rolamento defeituoso do respectivo mancal.

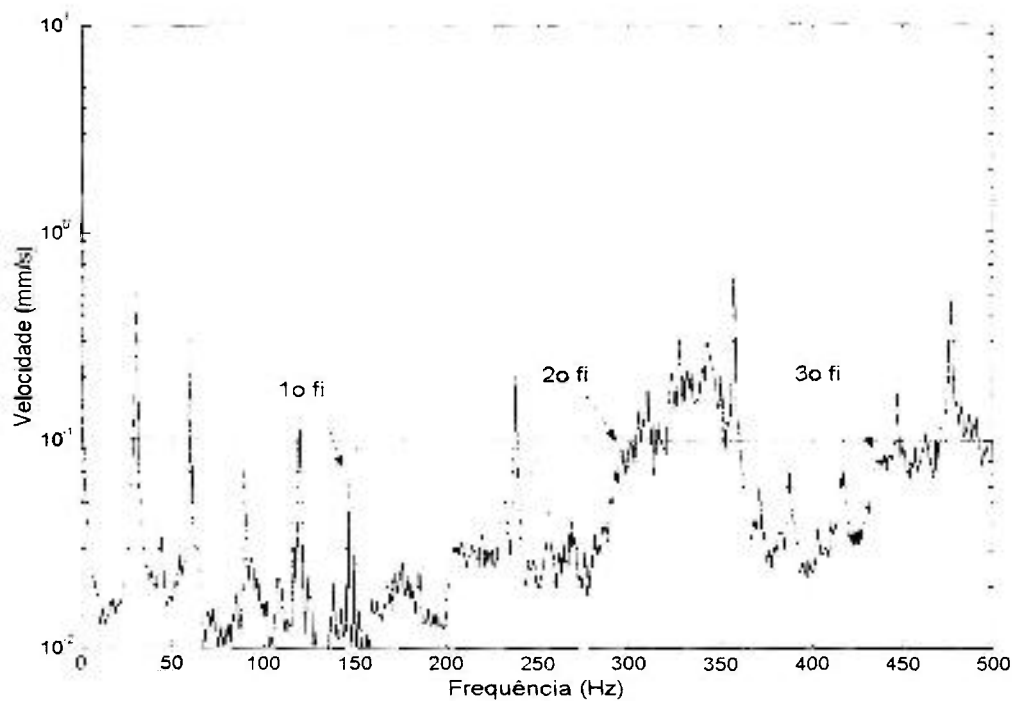


FIGURA 57. Espectro da vibração (velocidade) do ponto A5 da Bomba A – 05/novembro/2003 – após a troca do rolamento defeituoso do respectivo mancal.

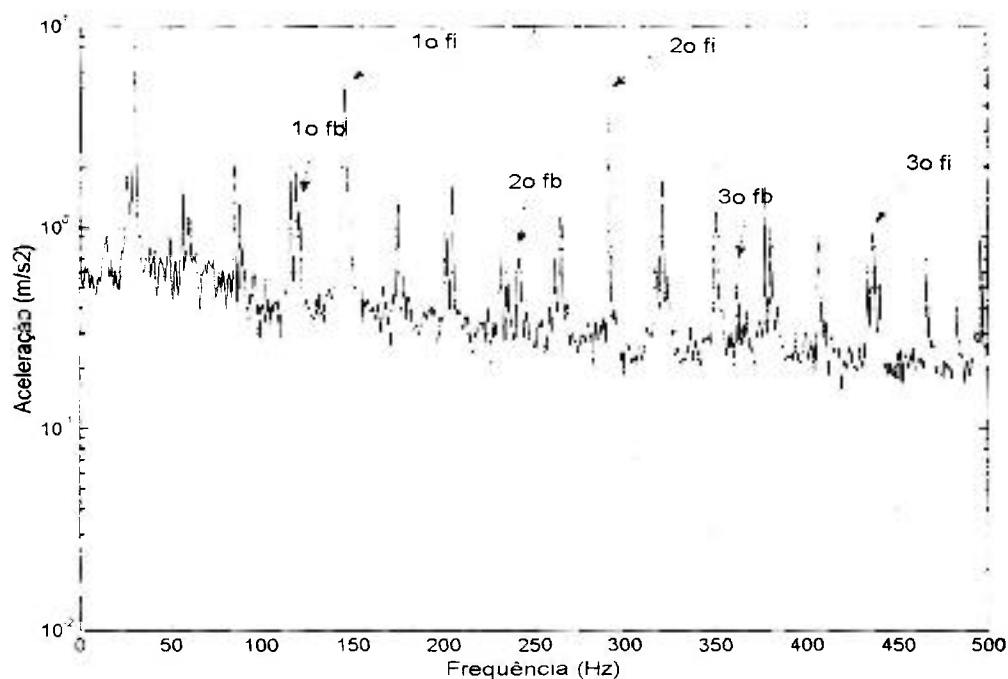


FIGURA 58. Espectro do envelope da vibração (aceleração) do ponto A5 da Bomba A – 03/junho/2003 – antes da troca do rolamento defeituoso do respectivo mancal.

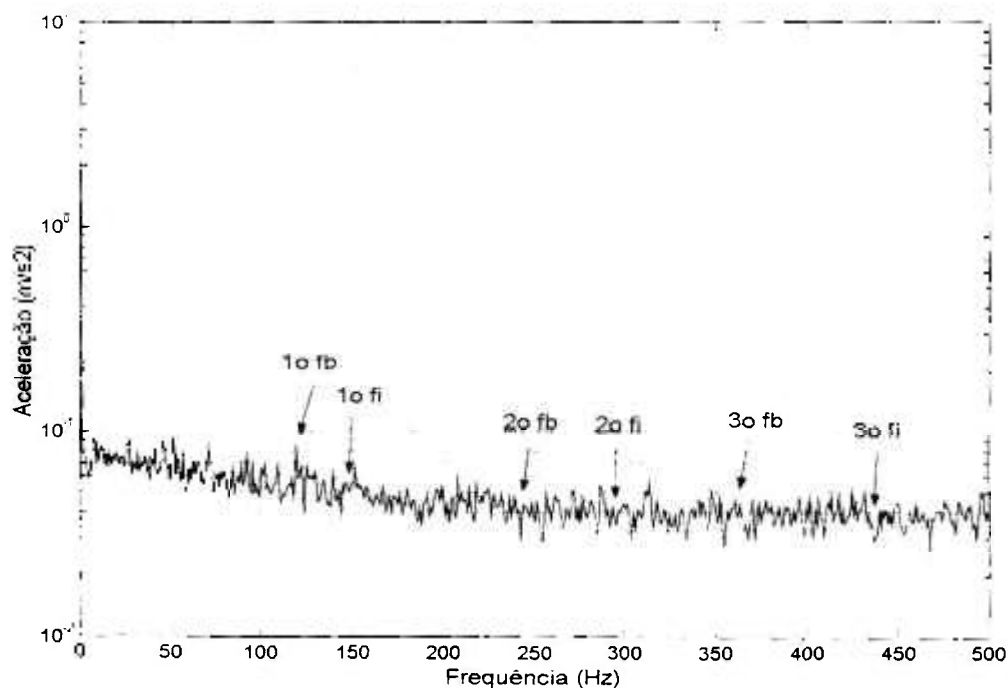


FIGURA 59. Espectro do envelope da vibração (aceleração) do ponto A5 da Bomba A – 05/novembro/2003 – após a troca do rolamento defeituoso do respectivo mancal.

7.3.4.3) Defeito no elemento rolante do rolamento de esferas da caixa mancal da bomba.

Na mesma ocorrência do item anterior, p \hat{o} de-se observar a exist \hat{e} ncia de defeitos avan \hat{c} ados nos elementos rolantes do rolamento de esferas da caixa mancal da Bomba A, como tamb \acute{e} m se pode ver na FIG.50.

- Ponto de monitora \hat{c} o: caixa mancal da bomba, lado do acoplamento (A5)
- A \hat{c} o: substitui \hat{c} o dos rolamentos da caixa mancal.
- Defeito corrigido: defeito no elemento rolante (esferas) do rolamento.
- Indicadores: os quatro primeiros harm \acute{o} nicos e o FA de fb_e (FIG.60 e 61).

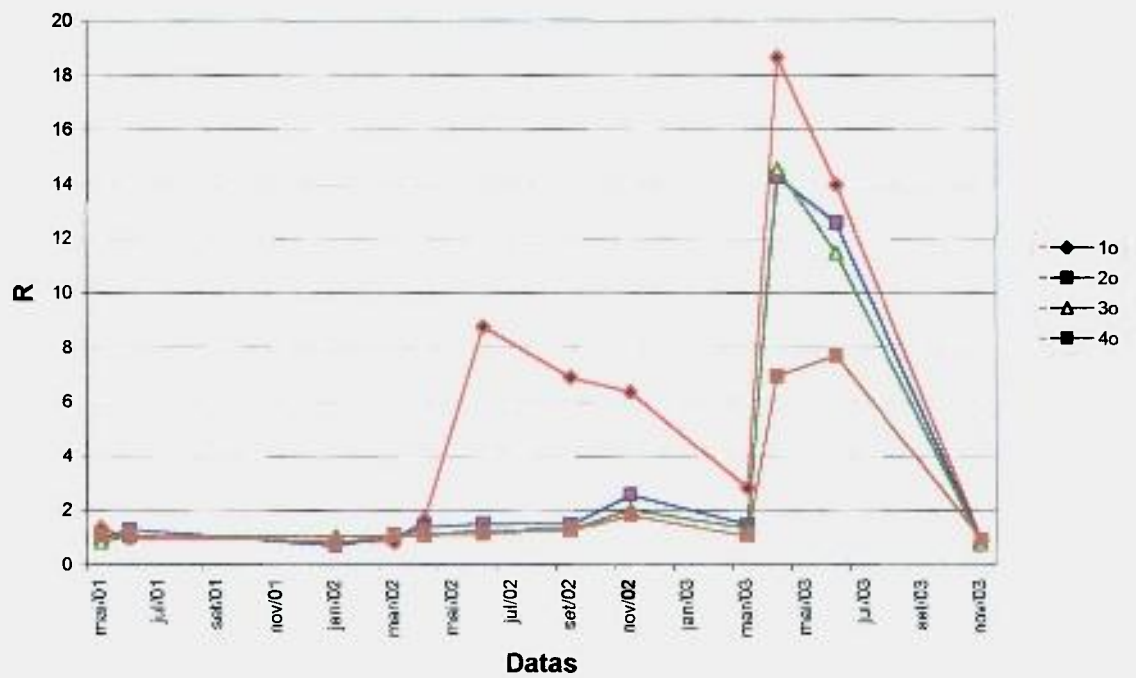


FIGURA 60. Primeiros quatro harm \acute{o} nicos do fb_e no ponto A5 da Bomba A.

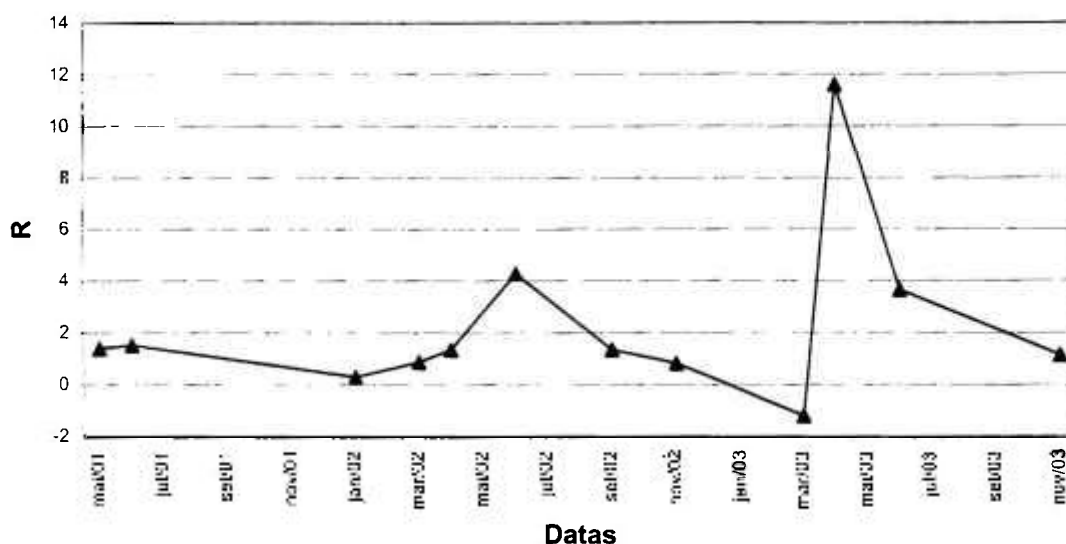


FIGURA 61. Fator de Amplitude médio para os quatro primeiros harmônicos do fb_e no ponto A5 da Bomba A.

Pode-se observar que:

- o primeiro harmônico do fb_e foi o indicador mais precoce e também o único que se manteve como indicador em todas as medições efetuadas até a correção do problema;
- tanto os 2º, 3º e 4º harmônicos de fb_e quanto o FA oscilaram e deixaram de indicar o defeito em pelo menos uma situação desde abril de 2002; a instabilidade dos indicadores deste defeito está de acordo com informações da literatura, que relatam a dificuldade de detecção do mesmo [39].
- diferentemente do defeito de pista interna, apresentado no item anterior, as frequências características no espectro da velocidade não foram indicadoras do defeito neste caso; isto provavelmente se deve a dois motivos principais: a maior dificuldade de detecção do defeito nos elementos rolantes do que dos defeitos nas pistas e o fato de que, neste caso, a frequência característica de defeito no elemento rolante está muito próxima e se confunde com os próprios harmônicos da rotação, que costumam ser dominantes neste tipo de espectro;
- as medidas globais também apresentaram um aumento durante o período de indicação do presente defeito, no entanto os seus valores devem ter sofrido uma influência maior do defeito na pista interna, pois as frequências

características dominantes, tanto no espectro da velocidade quanto no do envelope da aceleração, eram as associadas a este defeito, e não as dos elementos rolantes.

Assim sendo, entre as técnicas testadas, o espectro do envelope foi a única forma de monitoração eficiente para a detecção deste defeito localizado de rolamento. No entanto, lembrando que na ordem de evolução dos defeitos de rolamento os defeitos de pista costumam aparecer primeiro e serem mais intensos que os dos elementos rolantes, podemos dizer que a condição defeituosa do rolamento, como um todo, também foi indicada por todas as outras formas de monitoração referidas no item anterior.

A diminuição das amplitudes dos harmônicos da frequência características de defeito no elemento rolante (1° fb, 2° fb e 3° fb), por ocasião da troca do rolamento defeituoso, pode ser observada pela comparação dos espectros de envelope da vibração apresentados nas FIG.58 e 59, acima.

7.3.4.4) Problema de lubrificação nos rolamentos do volante de inércia da Bomba A.

A partir da reforma da Bomba A, em julho de 2000, foi possível se perceber uma oscilação acentuada da vibração nos mancais do volante de inércia nos seguintes parâmetros: os três primeiros harmônicos do f_{ov} , os quatro primeiros harmônicos da rotação e o RMS_v . Em maio de 2001, constatou-se que a graxa dos rolamentos do volante de inércia estava bastante ressecada e efetuou-se a sua substituição.

Ponto de monitoração: mancais do volante de inércia da Bomba A (A3 e A4)

Ação: substituição da graxa dos rolamentos do volante de inércia.

Defeito corrigido: graxa ressecada.

Indicadores: 1° h, 2° h, 3° h, 4° h e RMS_v , nos pontos A3 e A4, e os três primeiros harmônicos de f_{ov} , no ponto A3 (FIG.62 a 66)

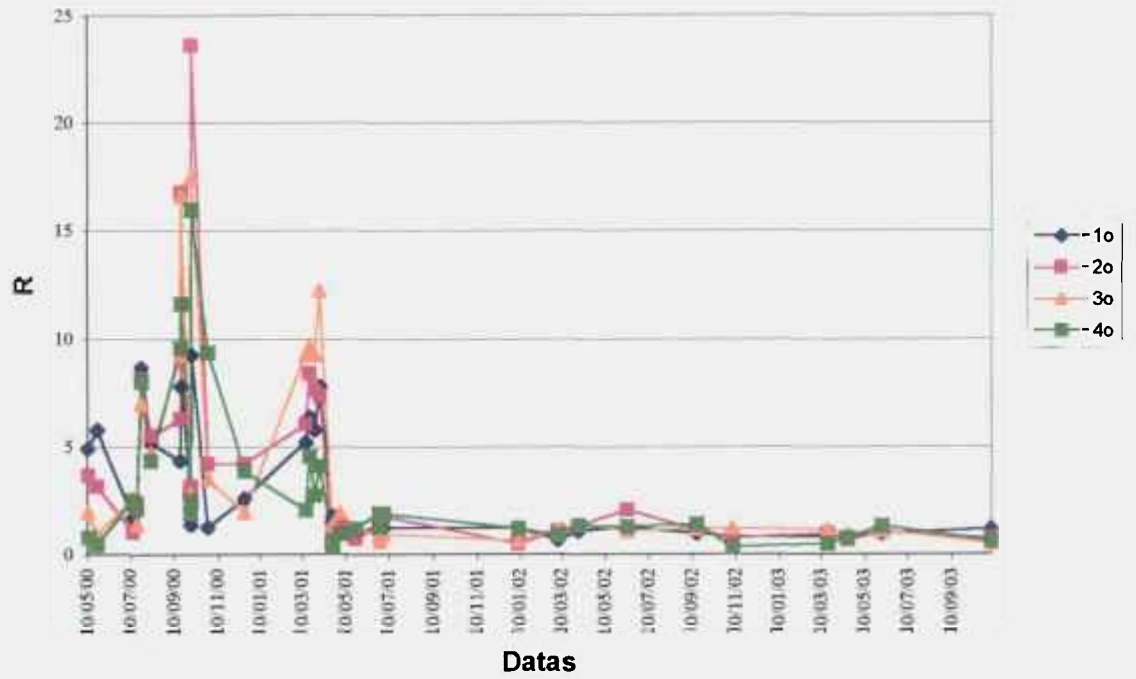


FIGURA 62. 1^oh, 2^oh, 3^oh e 4^oh no ponto A3 da Bomba A.

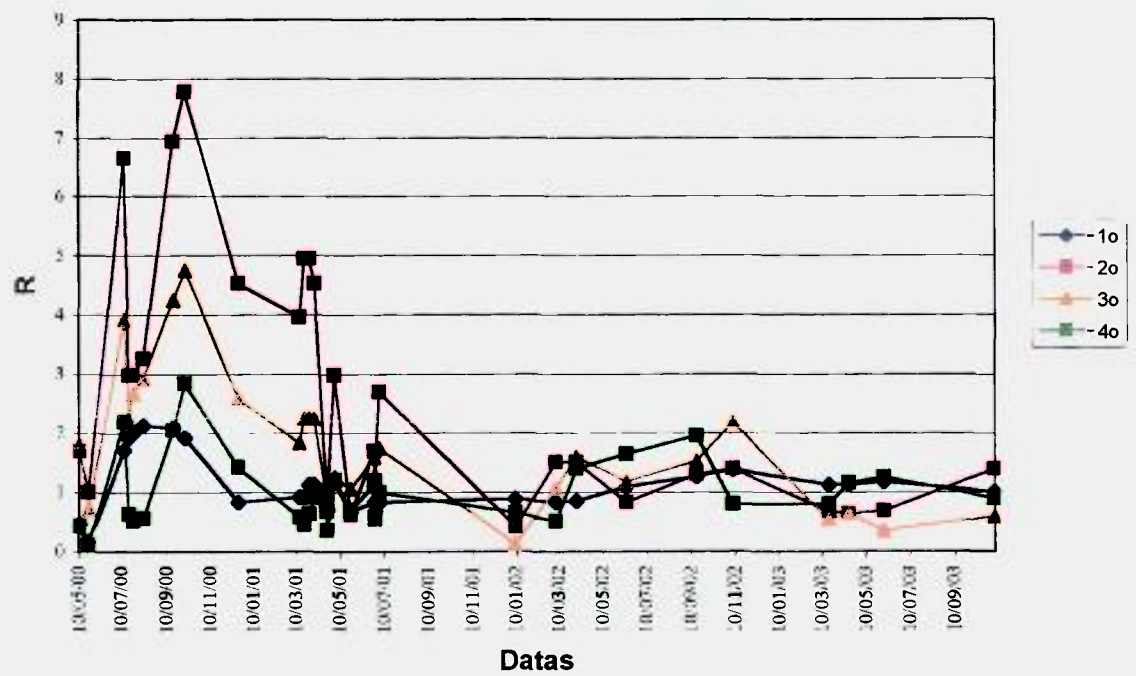


FIGURA 63. 1^oh, 2^oh, 3^oh e 4^oh no ponto A4 da Bomba A.

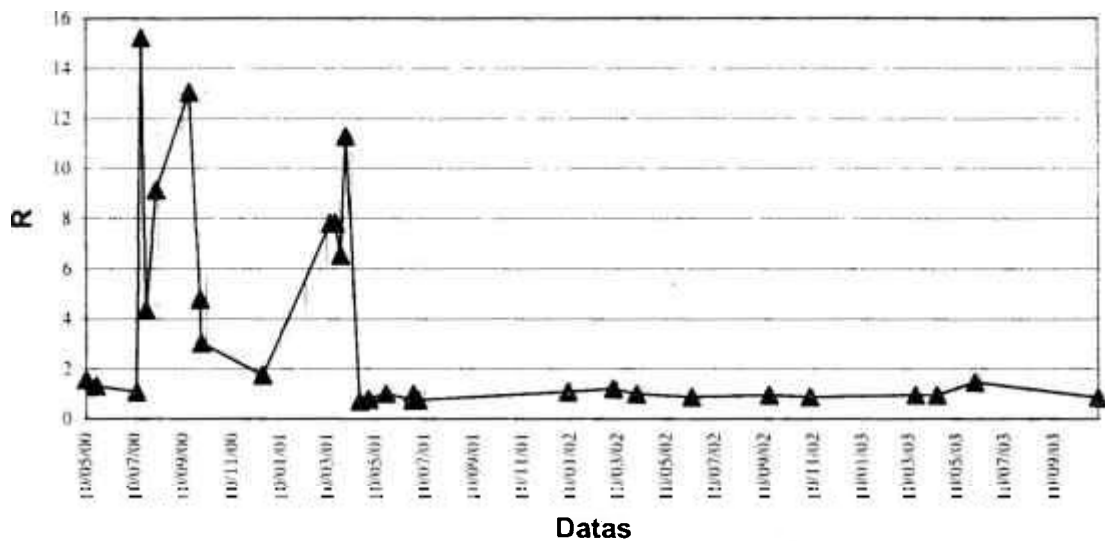


FIGURA 64. RMSv no ponto A3 da Bomba A.

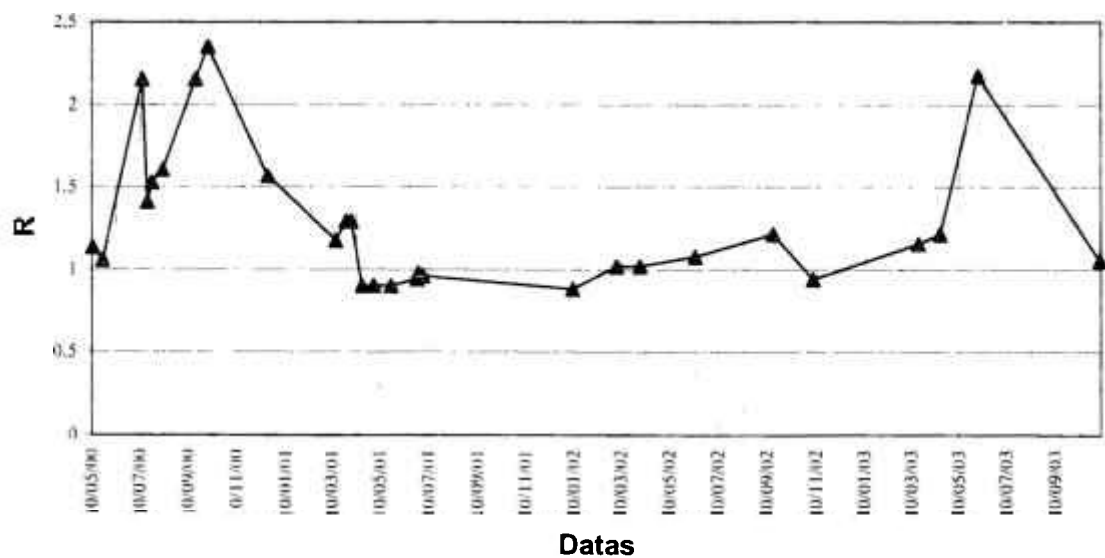


FIGURA 65. RMSv no ponto A4 da Bomba A.

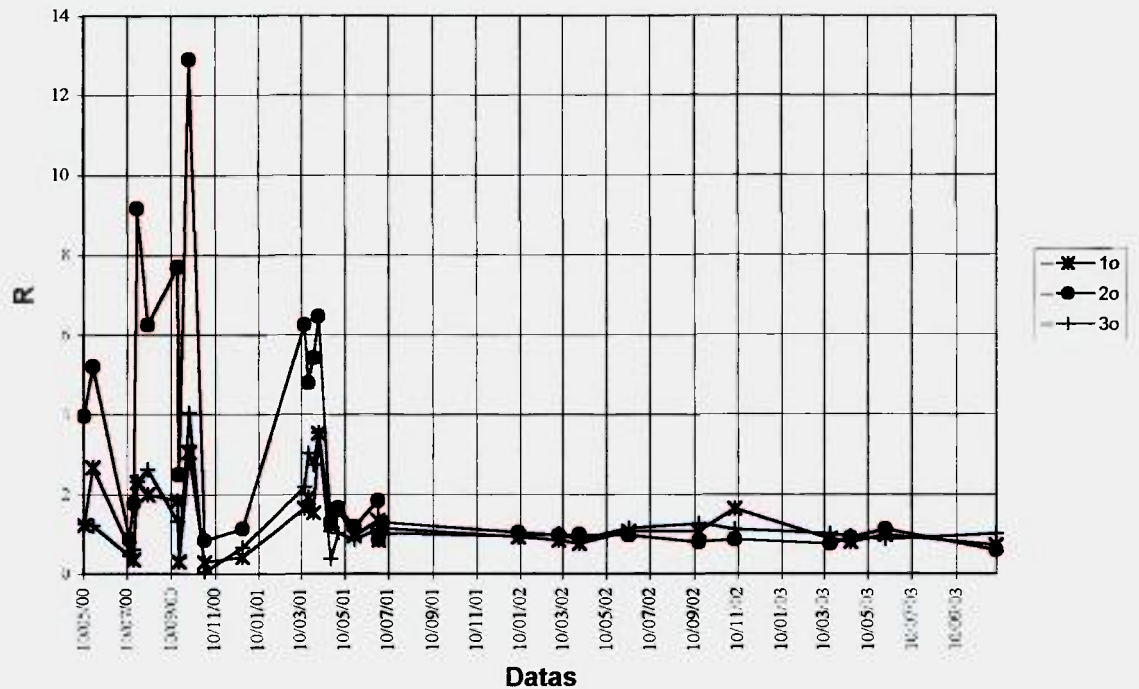


FIGURA 66. Primeiros três harmônicos de f_{0v} no ponto A3 da Bomba A.

Pode-se observar que:

- o problema de lubrificação apresenta vários indicadores em comum com outros problemas;
- há uma grande oscilação na intensidade dos indicadores, o que pode ser um fator de discriminação deste tipo de problema, principalmente em relação aos defeitos localizados de rolamento que não apresentaram uma oscilação tão acentuada (FIG.52, 53, 54, 56, 57, 58, 59 e 60);
- há uma necessidade de acompanhamento histórico dos níveis de vibração para diferenciarmos este tipo de problema de outros, tendo em vista a observação anterior.

7.3.4.5) Problema de lubrificação nos rolamentos do volante de inércia da Bomba B.

Em outubro de 2002, por ocasião de sua lubrificação, constatou-se que a graxa dos mancais do volante de inércia da Bomba B estava ressecada.

Ponto de monitoração: mancal do volante de inércia, lado da bomba (A4)

Ação: substituição da graxa dos rolamentos do volante de inércia.

Defeito corrigido: graxa ressecada.

Indicadores: 2º, 3º e 4º harmônicos de f_{0e} no ponto A4 (FIG.67).



FIGURA 67. 2º, 3º e 4º harmônicos de f_{0e} no ponto A4 da Bomba B.

Pode-se observar que:

- este problema não apareceu da mesma forma e intensidade que o problema similar na Bomba A (item 7.3.4.4): aqui só apareceu no espectro do envelope, que é mais sensível a problemas de rolamento que as outras técnicas de monitoração testadas, o que está de acordo com as informações da literatura,

reforçadas pelos resultados do problema anterior, de defeito localizado de rolamento;

- o fato acima deve estar relacionado com o nível maior de degradação da graxa na Bomba A (maio de 2001): a sua aparência era pior (mais ressecada) do que a da graxa da Bomba B neste caso, assim como o tempo transcorrido desde a última lubrificação era maior na Bomba A (1 ano até maio de 2001) do que na Bomba B (4 meses até outubro de 2002); a graxa havia sido repostada em junho de 2002, e logo em seguida notou-se o crescimento nos valores dos indicadores;
- algo semelhante, embora menos intenso, se pode observar para vários parâmetros de vibração, logo após o engraxamento dos mancais do volante de inércia das bombas do primário, em outubro de 2002: este fenômeno é discutido a seguir e pode estar relacionado à forma como tem sido feita a lubrificação nos mancais das bombas do primário.

A diminuição das amplitudes dos harmônicos da frequência características de defeito na pista externa (1^ofo, 2^ofo e 3^ofo), por ocasião do engraxamento dos mancais do volante de inércia da Bomba B, pode ser observada pela comparação dos espectros do envelope da vibração do ponto A4 da respectiva Bomba, apresentados nas FIG.68 e 69, a seguir. Os outros picos que aparecem nos espectros são, na sua maioria, harmônicos da frequência de rotação do eixo (29,8Hz) ou bandas laterais dos harmônicos da frequência característica, que correspondem a modulações dos mesmos pela própria frequência de rotação e, por isso, estão igualmente espaçadas por esta frequência.

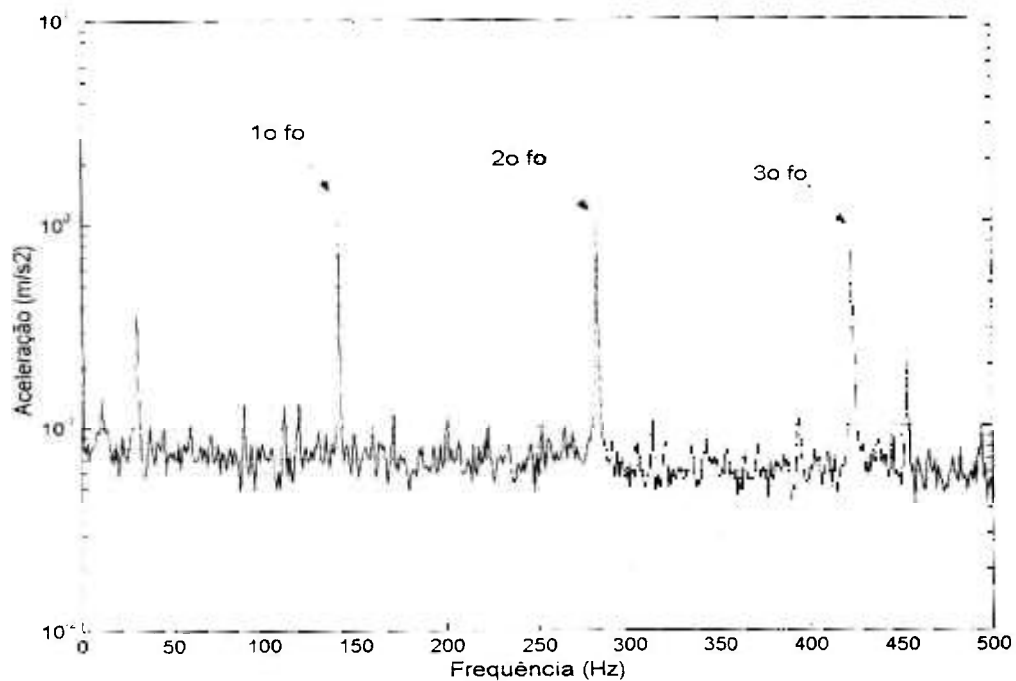


FIGURA 68. Espectro do envelope da vibração (aceleração) do ponto A4 da Bomba B – 08/outubro/2002 – antes da lubrificação do respectivo mancal.

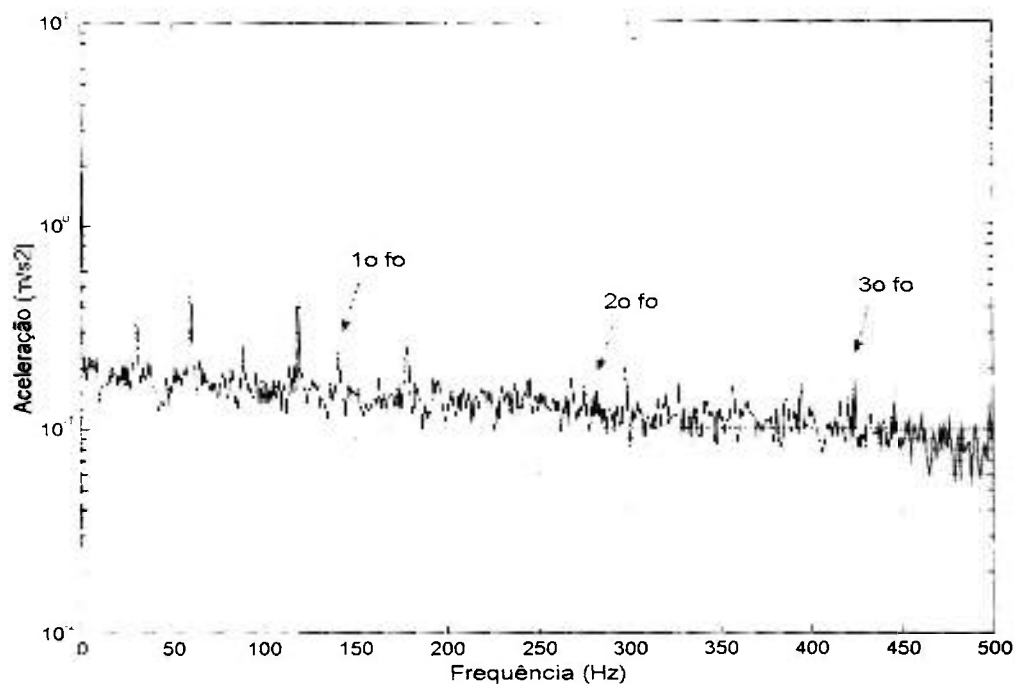


FIGURA 69. Espectro do envelope da vibração (aceleração) do ponto A4 da Bomba B – 16/dezembro/2002 – após a lubrificação do respectivo mancal.

7.3.4.6) Outras correlações com a condição de lubrificação

Em muitos casos não se pôde caracterizar um parâmetro como indicador de problema de lubrificação, seja porque não foi possível se estabelecer um nível de referência ou porque o parâmetro não atingiu 1,6 vezes o valor da referência, não obstante pôde-se perceber alguma relação entre a condição de lubrificação e o valor do parâmetro. As TAB.8 e 9, a seguir, mostram vários casos onde houve alguma alteração nos valores da vibração acompanhando uma suposta alteração na condição de lubrificação da máquina. São apresentadas três medidas: uma antes e duas depois do engraxamento dos mancais do volante de inércia de ambas as bombas, em outubro de 2002.

TABELA 8. Parâmetros de vibração, em velocidade (mm/s), que apresentaram variação em seus valores com o engraxamento do mancal.

Bomba	Ponto	Parâmetro	antes	depois 1	depois 2
			08/10/02	11/11/02	16/12/02
B	A3	2oh	0,25	0,29	0,6
B	A3	4oh	0,22	0,15	1,44
B	A3	fo _v (1o)	0,03	0,043	0,021
B	A3	RMSv	0,42	0,4	1,26
B	A4	1oh	0,15	0,2	0,17
B	A4	4oh	0,028	0,13	1,01
B	A4	fo _v (1o)	0,0071	0,036	0,009
B	A4	RMSv	0,32	0,43	0,99
B	A4	AM _{1a15}	0,05	0,074	0,2
			16/09/02	05/11/02	18/03/03
A	A3	fo _v (1o)	0,039	0,06	0,032
A	A4	fo _v (1o)	0,096	0,17	0,14
A	A4	RMSv	0,62	0,48	0,59

TABELA 9. Parâmetros de vibração, em aceleração (m/s²), que apresentaram variação em seus valores com o engraxamento do mancal.

Bomba	Ponto	Parâmetro	antes	depois 1	depois 2
			08/10/02	11/11/02	16/12/02
B	A3	RMS _{1a5}	6,14	3,43	4,52
B	A3	RMS _{5a9}	23,33	5,66	9,69
B	A3	f_{o_e} (1o)	1,27	0,13	0,2
B	A4	RMS _{1a5}	4,5	3,62	6,57
B	A4	f_{o_e} (1o)	1,29	0,76	0,26
			16/09/02	05/11/02	18/03/03
A	A4	Pico _{1a5}	2,33	1,31	1,45
A	A3	f_{o_e} (1o)	0,17	0,2	0,16
A	A4	f_{o_e} (1o)	1,79	1,23	1,24
A	A4	f_{o_e} (2o)	1,13	0,84	0,57

Pode-se observar que:

- embora o comportamento dos parâmetros tenha sido diverso de uma situação para outra, o caso dominante, na aceleração, foi o de uma diminuição inicial, logo após a colocação da graxa, seguida de uma subida que, no entanto, não foi suficiente para recuperar o valor anterior à lubrificação;
- na velocidade, no entanto, a grande maioria dos parâmetros aumentou na primeira medição após o engraxamento, sendo que alguns diminuíram na segunda e outros continuaram a aumentar;
- assim sendo, na maioria dos casos, os parâmetros em velocidade aumentaram e os parâmetros em aceleração diminuíram com a colocação da graxa, o que está de acordo com as observações de Kim [17] sobre os efeitos da adição de lubrificante a um mancal de rolamento;
- a maioria das variações significativas (>60%) dos parâmetros ocorreu na Bomba B, o que está de acordo com a observação visual da graxa nas duas bombas por ocasião da lubrificação efetuada em outubro de 2002: a graxa da Bomba B estava com uma aparência muito pior, mais ressecada, do que a da Bomba A, na época desta lubrificação.

Tudo indica que a lubrificação dos mancais do volante de inércia tem sido feita com excesso de graxa, o que pode estar causando uma elevação da temperatura do mancal [25] e provocando o ressecamento freqüentemente observado na mesma. Este fato pode ser a explicação para a elevação da vibração observada em muitos casos após a colocação da graxa, principalmente nos parâmetros em velocidade. A elevação da vibração poderia estar correlacionada inicialmente com a elevação da temperatura e mais adiante com o ressecamento da graxa, quando ela atingiria também os parâmetros em aceleração, devido ao aumento do atrito.

7.4) Os limites de alerta e de perigo

Os limites de alarme para as medições efetuadas nas bombas do primário foram estabelecidos de acordo com o que foi exposto no item 5.2.4 deste trabalho, assim sendo, correspondem a uma reprodução das TAB.4 a 7 com todos os seus valores multiplicados por 2, no caso dos limites de alerta, e por 3,2 nos casos dos limites de perigo. Nos gráficos apresentados no item 7.3, os limites de alerta e de perigo são atingidos toda vez que R ultrapassar os valores de 2 e de 3,2, respectivamente, para o parâmetro em questão. A seguir é feita uma análise do desempenho destes limites nas ocorrências das bombas do primário.

7.4.1) O desbalanceamento na reforma da Bomba A, em julho de 2000.

Pode-se ver pelas FIG.33 e 34 que, antes da reforma, tanto o RMSv quanto o 1ºh haviam atingido o limite de alerta, mas não o de perigo. Após a reforma, ambos os parâmetros tiveram seus valores reduzidos, e nenhum deles voltou a ultrapassar qualquer dos limites de alarme. Este resultado condiz com a correção do problema do desbalanceamento no rotor do motor e pode estar confirmando a adequação dos limites estabelecidos, se considerarmos que havia um desbalanceamento não muito grave que foi corrigido: o fato de que o limite de perigo não foi ultrapassado está coerente com o fato de que, nem antes nem após a reforma, houve qualquer indício de que o problema fosse grave.

7.4.2) O desbalanceamento na reforma da bomba B, em julho de 2001.

Pode-se ver pela FIG.35 que o 1ºh só ultrapassou o seu limite de alerta após a reforma da bomba, quando ela funcionou com um rotor novo; no entanto o valor deste parâmetro voltou a cair abaixo daquele limite com a correção do diâmetro desse rotor. O rotor novo estava com o seu diâmetro maior do que o antigo e isto, como foi apontado no item 7.3.1.2, deve ter aumentado o seu desbalanceamento residual, fazendo com que o limite de alerta fosse atingido. A observação de que o limite de perigo não foi ultrapassado neste caso é condizente com a pequena gravidade de um desbalanceamento que se considera como residual e com o fato de que, por ser pouco severo, este desbalanceamento não foi indicado pelo RMSv.

7.4.3) O desalinhamento na reforma da bomba B, em julho de 2001.

A correção da situação de desalinhamento na Bomba B, descrita no item 7.3.2, foi acompanhada pela queda dos valores do 2ºh e do RMSv (FIG.36 e 37), no ponto A4, e do 2º h e 4ºh (FIG.38 e 39), no ponto A5, para baixo dos seus limites de alerta, que já haviam sido ultrapassados antes de julho de 2002. Os valores destes parâmetros não haviam atingido os seus limites de perigo antes da reforma, no entanto pode-se notar que eles voltam a subir, chegando a ultrapassar estes limites no ponto A4, entre novembro de 2001 e junho de 2002. Suspeita-se que este aumento esteja relacionado ao problema de folga no mancal do volante, descrito no item 7.3.3.1, porque os valores destes parâmetros só vieram a diminuir e a se estabilizar após a correção daquela folga. O Valor do RMSv, no entanto, voltou a ultrapassar o limite de alerta em dezembro de 2002, logo após o engraxamento dos mancais do volante. Esta elevação pode estar relacionada ao problema de lubrificação, tratado no item 7.3.4.5. Por outro lado, o aumento da amplitude do 2ºh acima do seu limite de alerta, após a reforma da bomba, pode estar relacionado ao problema de folga acima indicado, enquanto que o aumento do 4ºh, à condição de lubrificação dos mancais do volante de inércia.

Não há motivos para se crer que a condição de desalinhamento fosse grave, mesmo antes de sua correção, já que o limite de tolerância indicado pelo fabricante (0,25mm para o desalinhamento paralelo) só havia sido ultrapassado em aproximadamente 50%, o que é coerente com o fato de que os limites de alerta foram atingidos antes da reforma, mas os de perigo não. No entanto, também se sabe, da literatura e dos experimentos com a SQ, que este defeito apresenta uma relação bastante complexa e não monotônica com a vibração, além do que, como os próprios resultados com as bombas do primário atestam, os seus indicadores também são indicadores e se relacionam com outros tipos de problemas mecânicos.

Levando-se em consideração as poucas informações que se têm com relação a este problema nas bombas do primário e às questões levantadas nos parágrafos anteriores, torna-se bastante difícil fazer qualquer afirmação quanto à adequação dos limites de alarme estabelecidos para este problema. Contudo, espera-se que, com a continuidade da monitoração das bombas do primário, possam emergir novas informações que tragam um pouco mais de clareza a este tema.

7.4.4) A folga no mancal do volante de inércia da Bomba B, em maio de 2002.

As FIG.40 e 41 permitem ver que o limite de alerta foi atingido pelo 1ºh e o de perigo pelos 2º, 3º e 4º inter-harmônicos, no mancal do volante de inércia correspondente à posição A4 da Bomba B, num período que antecede a correção da folga, em junho de 2002. Constata-se também que o 1ºh só ultrapassou o seu limite de alerta na última medição antes da correção, enquanto que os inter-harmônicos o fizeram num intervalo de tempo extenso, de aproximadamente seis meses, antes da mesma. A ultrapassagem do limite de perigo pelos inter-harmônicos é coerente com a gravidade do problema detectado: o rolamento estava solto no mancal. Este conjunto de observações parece indicar que os inter-harmônicos são mais adequados que o 1ºh, para a detecção antecipada deste tipo de defeito no respectivo mancal.

Após a correção, o 2° não caiu imediatamente abaixo dos limites de alarme e ainda voltou a ultrapassar o de alerta, em novembro de 2002. O retardamento de sua queda logo após a correção do problema pode estar relacionado a um processo de acomodação do mancal, e a nova ultrapassagem do limite de alerta pode estar relacionada ao engraxamento do mancal, ocorrido no final de outubro.

7.4.5) A folga na caixa mancal na reforma da Bomba A, em julho de 2000.

Pode-se ver, pelas FIG.44 e 45, que o limite de alerta foi atingido pelo RMSv e o de perigo pelo 2° fp no ponto A6 da Bomba A, nas medições que antecederam à correção da folga na caixa mancal, em junho de 2000. Ambos os valores caíram abaixo dos limites de alarme após a correção do problema. A ultrapassagem do limite de perigo pelos 2° fp parece refletir bem a gravidade do problema, já descrito no item 7.3.3.2. Estas observações parecem indicar uma melhor adequação do 2° fp do que do RMSv para a detecção deste tipo de defeito.

A subida do RMSv acima do limite de perigo, em maio de 2003, deve estar relacionada ao defeito de rolamento descrito no item 7.3.4., enquanto que a subida do 2° fp acima do limite de alerta pode estar indicando um problema na gaxeta da bomba, como já foi apontado no item 7.3.3.2.

7.4.6) O defeito na pista externa dos rolamentos do volante de inércia na reforma da Bomba B, em junho de 2001.

A gravidade deste problema pode ser constatada pela observação das fotos da FIG.46. Pode-se ver, pelas FIG.47 e 48, que o limite de perigo havia sido ultrapassado em muito pelos três primeiros harmônicos de fo_v , o que está de acordo com a gravidade do problema nos rolamentos. Os valores do fo_v caíram drasticamente com a troca dos rolamentos danificados e é nítida a diferença de seus níveis antes e depois da reforma, embora o 2° harmônico do fo_v tenha

voltado a subir acima de seu limite de alerta no segundo semestre de 2001 e tornado a descer e a se estabilizar a partir do início de 2002. Os valores de f_{0v} parecem também estar sujeitos às condições de lubrificação do mancal, como é mostrado no item 7.3.4.3., o que poderia explicar a sua variação mesmo depois da correção do defeito com o rolamento, em junho de 2001.

Pode-se notar, pela FIG.48, que o RMSv também havia ultrapassado o seu limite de alerta, antes da reforma, no entanto não havia ultrapassado o limite de perigo. Este fato pode estar refletindo a menor sensibilidade deste parâmetro, do que dos harmônicos do f_{0v} , para a detecção do problema. Além disto o RMSv voltou a subir depois da troca dos rolamento, ultrapassando o seu limite de perigo em uma medição logo em seguida ao engraxamento do mancal. Desta forma ele parece ser mais sensível à condição de lubrificação do que ao defeito de rolamento.

7.4.7) O defeito na pista interna do rolamento da caixa mancal da Bomba A, em julho de 2003.

A gravidade dos defeitos ocorridos na pista interna do rolamento de esferas da caixa mancal da Bomba A pode ser constatada pela observação da fotografia da FIG.50. Pode-se ver, pelas FIG.52, 53, 54 e 55, que todos os indicadores tiveram os seus limites de perigo ultrapassados antes da correção do defeito, e que o valor dos mesmos voltou a cair abaixo de seus limites de alerta após a troca do rolamento defeituoso. Estas observações confirmam a adequação tanto dos indicadores quanto de seus limites de alarme para a detecção deste tipo de problema, pois os altos valores atingidos pelos mesmos e a ultrapassagem dos seus limites de perigo estão de acordo com a gravidade do problema.

7.4.8) O defeito nas esferas do rolamento da caixa mancal da Bomba A, em julho de 2003.

A gravidade dos defeitos presentes nas esferas do rolamento da caixa mancal da Bomba A pode ser constatada pela observação da foto da FIG.50. Pode-se ver, pelas FIG.60 e 61, que todos os indicadores tiveram os seus limites de perigo ultrapassados antes da correção do defeito e que os valores dos mesmos voltaram a cair abaixo de seus limites de alerta após a troca do rolamento defeituoso. Estas observações confirmam a adequação tanto dos indicadores quanto de seus limites de alarme para a detecção deste tipo de problema, pois os altos valores atingidos pelos mesmos e a ultrapassagem dos seus limites de perigo estão de acordo com a gravidade do problema.

7.4.9) O problema de lubrificação nos mancais do volante de inércia da Bomba A, corrigido em maio de 2001.

Pode-se observar, pelos gráficos apresentados no item 7.3.4.4, que vários dos indicadores deste defeito chegaram a ter seus limites de perigo ultrapassados antes do engraxamento dos mancais do volante de inércia da Bomba A, ocorrido no final de abril de 2001. No entanto, observa-se também que os seus valores apresentavam uma oscilação acentuada antes da correção do problema, o que pode ajudar a diferenciá-lo de um caso de defeito localizado de rolamento.

Os altos valores dos indicadores e a ultrapassagem de seus limites de perigo refletem bem a gravidade do problema: o alto grau de ressecamento encontrado na graxa, quando se abriram os mancais do volante. Assim sendo, os limites de alarme neste caso também parecem estar adequados à detecção deste tipo de problema.

7.4.10) O problema de lubrificação no mancal do volante de inércia da Bomba B, adjacente ao acoplamento da bomba.

Pode-se observar, pela FIG.67, que os 2º e 3º harmônicos de f_{o_e} chegaram a ter seus limites de perigo ultrapassados antes da lubrificação do respectivo mancal, enquanto que o 4º harmônico de f_{o_e} apenas atingiu o seu limite de alerta. Os valores destes parâmetros caíram abaixo de ambos os limites de alarme após o engraxamento do mancal, em outubro de 2002. No entanto, diferentemente do caso anterior, os indicadores apareceram apenas no espectro do envelope, o que pode em parte estar associado à menor gravidade do problema, mas também ao fato de que o mesmo não foi solucionado de forma completa, pois persiste uma condição de vazamento de graxa no mancal. A própria adequação dos níveis de referência pode estar comprometida neste caso. Desta forma, é necessário que se proceda a uma correção completa deste problema antes que se possa ter uma segurança maior quanto à adequação, tanto dos níveis de alarme quanto dos próprios níveis de referência, para a vibração deste mancal.

8) A ESTRATÉGIA DE MONITORAÇÃO E ANÁLISE DE VIBRAÇÃO

A estratégia de monitoração e análise de vibração das bombas do primário é o objetivo final deste trabalho; ela foi elaborada de acordo com o exposto no início desta dissertação, ou seja, a partir de um banco de informações originado de três fontes: a primeira e principal é a monitoração das próprias bombas do primário, as outras duas são a literatura e os resultados experimentais com a SQ. A literatura dá o suporte inicial, os resultados com as bombas fornecem a indicação direta da eficiência das ferramentas utilizadas, enquanto que os resultados com a SQ fornecem informações confirmatórias e complementares em relação às duas fontes anteriores, além do que, a coincidência entre as três fontes aumenta a confiança nos resultados.

8.1) A forma de monitoração dos defeitos

Optou-se pela utilização de um grupo de, no mínimo, três parâmetros para a monitoração de cada um dos defeitos selecionados para as bombas do primário. Os motivos são:

- os resultados obtidos diretamente da monitoração das bombas do primário não permitem cobrir todas as possibilidades de ocorrência dos defeitos, ou seja, é preciso confirmar a eficiência dos parâmetros propostos para a detecção de defeitos ainda não registrados;
- os resultados com as bombas do primário mostram que, dentre os parâmetros testados, há sempre mais de um que é indicador para cada defeito;
- existem parâmetros que são indicadores para mais de um tipo de defeito, o que torna necessário uma combinação de informações para se realizar um diagnóstico mais preciso;

A TAB.10, que segue, apresenta o resultado geral para a utilização dos parâmetros na monitoração de cada um dos problemas selecionados. Nela está indicado em quais pontos das bombas do primário será feito o acompanhamento do comportamento de cada parâmetro para a monitoração de cada tipo de defeito.

TABELA 10. Relação dos parâmetros utilizados na monitoração de cada tipo de defeito, em cada ponto das bombas do primário.

	Defeito Tipo 1	Defeito Tipo 2	Defeito Tipo 3	Defeito Tipo 4	Defeito Tipo 5
RMSv	A1, A3, A4, A5 e A6	A1, A3, A4, A5 e A6	A1, A3, A4 e A5	A1 a A6	A1 a A6
1ºh		A1, A3, A4, A5 e A6	A1, A3, A4 e A5		A1 a A6
2ºh		A1, A3, A4, A5 e A6	A2 e A6	A1 a A6	A1 a A6
3ºh		A1, A3, A4, A5 e A6		A1 a A6	A1 a A6
4ºh		A1, A3, A4, A5 e A6		A1 a A6	A1 a A6
2ºi, 3ºi, 4ºi					A1 a A6
AM _{1a15}		A1, A3, A4, A5 e A6		A1 a A6	
AM _{6a15}					A1 a A6
1ºfp, 2ºfp, 3ºfp, 4ºfp					A6
1º, 2º, 3º, 4º harmônicos de f_{ov} , f_{iv} , f_{bv} e f_{cv}	A1, A3, A4, A5 e A6	A1, A3, A4, A5 e A6			
FA do f_{oe} , f_{ie} , f_{be} e f_{ce}	A1, A3, A4, A5 e A6	A1, A3, A4, A5 e A6			
RMS _{1a5} RMS _{5a9} Pico _{1a5} Pico _{5a9}	A1, A3, A4, A5 e A6	A1, A3, A4, A5 e A6			

Para a tabela acima, consideram-se os seguintes tipos de defeito:

- Defeito Tipo 1 = defeito localizado de rolamento.
- Defeito Tipo 2 = problema de lubrificação de rolamento.
- Defeito Tipo 3 = desbalanceamento mecânico.
- Defeito Tipo 4 = desalinhamento de eixos.
- Defeito Tipo 5 = folga mecânica.

Nos itens seguintes são apresentados os motivos para a utilização dos parâmetros acima relacionados, para a monitoração dos respectivos tipos de defeitos.

8.1.1) Os parâmetros de monitoração para o desbalanceamento

O desbalanceamento será monitorado através do 1ºh e o RMSv, nos quatro pontos radiais de aquisição de sinal das bombas do primário (A1, A3, A4 e A5), e pelo 2ºh, nos dois pontos axiais (A2 e A6), pelos motivos que seguem:

- Há coincidência de informações entre as três fontes para o caso do 1ºh: ele foi indicador nos casos registrados do defeito nas bombas do primário, é apresentado de forma unânime e indubitável pela literatura como sendo eficiente na monitoração do desbalanceamento e foi indicador em todos os casos testados na SQ para uma aquisição de sinal radial, exceto no caso de desbalanceamento conjugado puro;
- o RMSv foi indicador para o caso mais grave deste defeito registrado para as bombas do primário;
- o RMSv foi indicador em alguns casos nos experimentos da SQ e foi o que apresentou maior regularidade na sua relação com a gravidade do defeito, dentre todos os parâmetros testados;
- as direções radiais se mostraram as mais apropriadas para a monitoração deste tipo de defeito, exceto para o caso de desbalanceamento conjugado puro;
- o 2ºh foi indicador na direção axial para o caso de desbalanceamento conjugado puro na SQ, condição em que o 1ºh e o RMS apresentaram o seu pior desempenho – se o 1ºh e o RMS falharam em alguns casos na indicação do desbalanceamento conjugado puro na SQ, conservativamente se pode esperar que o mesmo ocorra na monitoração das bombas do primário, assim sendo o 2ºh é um parâmetro alternativo para a monitoração deste tipo defeito.

Resultados da pesquisa já haviam mostrado que outros harmônicos, além do primeiro, também podem ser afetados pela ocorrência deste tipo de defeito [31], e que a vibração na direção axial, e não só nas direções radiais, também pode aumentar no caso do desbalanceamento ocorrer em um rotor suspenso [16], que é o caso do impelidor das bombas do primário. Os resultados com a SQ confirmaram estas informações, na medida em que se observou em vários casos um aumento das amplitudes dos 2ºh, 3ºh e 4ºh, além de um aumento, normalmente dominante, do 1ºh. No caso do rotor suspenso não foi possível, por uma limitação do aparato instrumental, simular o defeito, no entanto pode-se dizer que o desbalanceamento conjugado apresenta uma semelhança dinâmica com ele: as forças atuantes sobre o eixo provocam um torque radial, o que deve estar relacionado ao aumento da vibração axial em ambos os tipos de desbalanceamento. Estas observações corroboram com a eleição do 2ºh, da vibração axial, como mais um parâmetro de monitoração do desbalanceamento nas bombas do primário.

8.1.2) Os parâmetros de monitoração para o desalinhamento

O desalinhamento será monitorado através do 2ºh, 3ºh, 4ºh, AM_{1a15} e RMS_v , nos seis pontos de monitoração das bombas do primário, pelos motivos que seguem:

- O 2ºh, o 4ºh e o RMS_v foram indicadores no caso registrado de desalinhamento nas bombas do primário;
- no experimento com a SQ não houve nenhum indicador para todos os casos e rotações testadas, entretanto o 2ºh, 3ºh e o AM_{1a15} formaram um conjunto de parâmetros correlacionados com o desalinhamento que abrange qualquer condição testada;
- a literatura [15] informa que as direções radiais são as mais adequadas para a monitoração deste tipo de defeito, principalmente quando há componente paralelo no desalinhamento, por outro lado, os experimentos com a SQ não mostraram que houvesse uma diferença significativa de desempenho entre as direções horizontal e vertical;

- nos experimentos da SQ, o 2^oh apresenta correlação em todos os casos de desalinhamento que têm algum componente paralelo, que segundo Jesse e outros [31] é o tipo de desalinhamento mais prejudicial à vida dos rolamentos;
- alguns trabalhos apontam a eficiência predominante dos harmônicos pares da rotação, em especial do 2^oh e do 4^oh, para a monitoração deste tipo de defeito [15, 33, 44 e 45];
- a utilização do 3^oh e do AM_{1a15} também é justificada pela informação da literatura de que o desalinhamento em muitos casos pode provocar a elevação de uma série grande de harmônicos da rotação, e que a configuração específica destes aumentos pode diferir muito de caso para caso [67 e 68].

Os resultados deste trabalho, em especial os resultados experimentais da SQ, confirmam as informações da literatura e enfatizam a complexidade deste tipo de problema: foi possível se notar a dificuldade de sua detecção e a forma complexa como o padrão espectral da vibração é alterado quando se alteram a intensidade e o tipo do desalinhamento e a velocidade de rotação do eixo. Por este motivo, torna-se prudente a utilização de um grupo de parâmetros que abranja uma faixa significativa do espectro (de vários harmônicos da rotação) e não de apenas uma ou duas frequências isoladas, para a monitoração deste defeito.

8.1.3) Os parâmetros de monitoração para as folgas mecânicas

As folgas serão monitoradas através do 1^oh, 2^oh, 3^oh, 4^oh, 2^oi, 3^oi, 4^oi, AM_{6a15} e RMSv, nos seis pontos de aquisição de sinais das bombas do primário, e através dos quatro primeiros harmônicos da frequência de batida das pás do rotor da bomba (*fp*), no ponto A6, pelos motivos que seguem:

- O 1^oh, 2^oi, 3^oi, 4^oi, 2^ofp e o RMSv foram indicadores deste tipo de defeito nas bombas do primário;
- no experimento com a SQ não houve nenhum indicador para todos os casos de folga e para todas as rotações testadas, no entanto o 2^oh, 3^oh, 4^oh e o AM_{6a15} foram indicadores no caso de folga no mancal com rolamento solto,

que é semelhante a um dos casos reais de folga registrados para as bombas do primário;

- o 1ºh apresentou correlação com a folga em dois dos três casos testados na SQ;
- a literatura aponta que a folga pode aumentar a amplitude de um grande número de harmônicos e de inter-harmônicos da rotação [9], além de intensificar a amplitude de vibrações já existentes na sua ausência [76], como a dos harmônicos da frequência de batida das pás;
- o ponto A6 é o que se encontra mais próximo do impelidor da bomba, além do que, a força provocada no eixo, devido à interação do impelidor com a água, é axial, como a direção do sensor localizado neste ponto.

Este defeito assemelha-se em complexidade ao anterior, no que diz respeito a sua resposta em vibração: ainda não se têm uma explicação teórica que relacione adequadamente as suas causas com os seus efeitos [15]; o problema pode surgir e se apresentar de diversas formas, e não se pode esperar que todas possuam um mesmo padrão de resposta; há a possibilidade do próprio defeito dificultar a sua detecção na medida em que ele pode prejudicar a transmissão do sinal e a sua conseqüente captação pelo sensor, como em um caso em que o sensor esteja posicionado em um mancal cuja capa está frouxa. Esta complexidade foi confirmada pelos resultados experimentais com a SQ. Por estes motivos, da mesma forma que no caso anterior, é prudente que se utilize um conjunto de parâmetros para a detecção deste defeito: este conjunto de parâmetros foi determinado pela reunião de todos os indicadores do defeito nas bombas do primário com os indicadores do defeito nos experimentos com a SQ, e será utilizado pelo menos até que o próprio histórico de monitoração das bombas do primário nos forneça informações que possibilitem uma redução na quantidade dos mesmos.

8.1.4) Os parâmetros de monitoração para os defeitos localizados de rolamento

Os defeitos localizados de rolamento serão monitorados pelas frequências características de defeito de rolamento (f_o , f_i , f_b , f_c), através do seu FA no espectro do envelope e através de seus quatro primeiros harmônicos no espectro da velocidade, pelo RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$ e pelo RMS_v , para os pontos A1, A3, A4, A5 e A6 de tomada de sinais nas bombas do primário, pelos motivos que seguem:

- As frequências características presentes no espectro do envelope foram indicadores para dois dos três tipos de defeitos localizados de rolamentos, constatados para as bombas do primário: defeito na pista interna e defeito no elemento rolante; elas não foram indicadores no caso do defeito de pista externa pois, na sua ocorrência, não havia disponibilidade de dados para o cálculo do envelope do sinal;
- a literatura traz a informação de que as frequências características muitas vezes não podem ser discriminadas no espectro da velocidade, motivo pelo qual se usa a técnica do envelope; no entanto, as frequências características presentes no espectro da velocidade também foram indicadoras nas duas ocorrências com as bombas do primário que envolveram defeitos localizados de rolamento;
- o FA foi indicador para os dois tipos de defeito de rolamento registrados para as bombas do primário que puderam ser acompanhado pela técnica do envelope, além de ter se mostrado indicador na maioria dos casos de defeitos de rolamentos testados na SQ; por esse motivo pretende-se utilizá-lo isoladamente, em substituição aos harmônicos das frequências características no espectro do envelope;
- o RMS_{1a5} e o $Pico_{1a5}$ foram indicadores nas bombas do primário, no entanto como a melhor região do espectro para a detecção do defeito pode mudar de um ponto para outro, provavelmente acompanhando em alguma medida as frequências naturais dos elementos percorridos pelo sinal, usaremos também os parâmetros RMS_{5a9} e $Pico_{5a9}$ no sentido de abranger igualmente as frequências que vão de 5 a 9kHz;

- o RMSv foi indicador para os defeitos de pista, externa e interna, registrados para as bombas do primário;
- todos os parâmetros acima referidos foram confirmados pelos experimentos com a SQ para a monitoração dos defeitos localizados de rolamento;
- todos os parâmetros acima referidos são indicados pela literatura (item 3.1.3) como sendo correlacionados com a vibração de um rolamento defeituoso, pelo menos em algum momento da evolução do defeito;
- o ponto A2 foi desconsiderado para a monitoração deste tipo de defeito, porque se encontra muito próximo ao ponto A1 que, por ser radial, é o mais indicado neste caso [9].

Os tipos de parâmetro eleitos para a monitoração dos defeitos localizados de rolamento, exceto o FA, são consagrados pela prática industrial: as medidas globais de banda larga são utilizadas na detecção deste tipo de defeito e as frequências características no seu diagnóstico. As frequências características, embora muitas vezes só apareçam no espectro do envelope, no caso das bombas do primário foram discerníveis também no espectro da velocidade. Este fato deve estar relacionado com as características mecânicas e com as condições de operação específicas do equipamento monitorado. Assim sendo, embora este tipo de defeito mecânico seja, conforme o exposto nos itens 3.1.3 e 5.2.1, o problema crítico para as bombas do primário, a sua forma de monitoração nestes equipamentos não apresenta nenhuma novidade em relação às informações da literatura e, conforme apontam os resultados, é muito mais simples que a dos dois problemas anteriores.

8.1.5) Os parâmetros de monitoração para os problemas de lubrificação de rolamentos

Os problemas de lubrificação de rolamentos serão monitorados pelo 1ºh, 2ºh, 3ºh, 4ºh, pelas frequências características de defeito de rolamento (f_o , f_i , f_b , f_c), através do seu FA no espectro do envelope e de seus quatro primeiro harmônicos no espectro da velocidade, pelo RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$,

RMS_v e pelo AM_{1a15}, para os pontos A1, A3, A4, A5 e A6 de tomada de sinais nas bombas do primário, pelos motivos que seguem:

- Os 1ºh, 2ºh, 3ºh, 4ºh, o RMS_v, os quatro primeiros harmônicos de f_{o_v} e os 2º, 3º e 4º harmônicos de f_{o_e} foram indicadores deste problema nas bombas do primário;
- além dos parâmetros acima indicados o RMS_{1a5}, RMS_{5a9}, Pico_{1a5} e o AM_{1a15} apresentaram alguma correlação com este tipo de problema nas bombas do primário, de acordo com o item 7.3.4.6;
- todos os parâmetros referidos acima, exceto o AM_{1a15} (que não foi testado nestes casos), foram indicadores deste tipo de problema nos experimentos da SQ;
- Su e outros [37] mostraram que tanto a energia de vibração quanto a amplitude das frequências características de defeito, já presentes no espectro do envelope (com o rolamento sem defeito), costumam aumentar com a presença de um problema de lubrificação nos rolamentos; desta forma se justifica o uso, tanto de grandezas globais (RMS e Picos) como das frequências características para a monitoração deste tipo de defeito nas bombas do primário: verificou-se um aumento do f_o e do f_i no espectro do envelope para alguns pontos das bombas do primário, mesmo em condições nas quais aparentemente inexistia um problema localizado de rolamento;
- o ponto A2 não será considerado pelo mesmo motivo do item anterior.

Os problemas de lubrificação serão monitorados pelos mesmos parâmetros que os defeitos localizados de rolamento, com a diferença que neste caso também estaremos utilizando os harmônicos da rotação, pois eles também foram indicadores deste problema nas bombas do primário. Embora a maior parte do conjunto de parâmetros seja coincidente, espera-se poder diferenciar um tipo de problema do outro, tanto pela indicação adicional dos harmônicos da rotação quanto pelo próprio comportamento dos parâmetros coincidentes: espera-se que haja uma grande oscilação nos seus valores, caso se trate de um problema de lubrificação.

8.2) Os pontos e as direções de aquisição dos sinais.

Os pontos de aquisição de dados de vibração das bombas do primário estão de acordo com as indicações da literatura, em especial da norma ISO10816, que recomenda que as aquisições sejam feitas o mais próximo possível dos mancais e dos rolamentos, porque é onde são suportadas as maiores cargas da máquina e porque são os pontos de maior importância para a estabilidade e a segurança do equipamento. Além disso, há mais dois motivos para a manutenção de tais pontos: o primeiro é que todos os defeitos até agora constatados nas bombas puderam ser detectados com a presente configuração de pontos de tomada de dados, e o segundo é que a continuidade na forma de aquisição é que possibilita a realização de uma comparação histórica dos sinais que, como vimos, é fundamental para a sua correta interpretação e para a elaboração de diagnósticos.

8.3) A periodicidade da tomada de dados e das análises

Os resultados deste trabalho permitem uma configuração fundamentada das formas de análise e dos limites de alerta e perigo do sistema de monitoração contínua de vibração do reator. Após a realização desta configuração, os sinais de vibração das bombas estarão sendo monitorados constantemente durante o funcionamento dos equipamentos. As análises mais detalhadas continuarão a ser feitas uma vez por mês e também poderão ser disparadas pela ocorrência dos alarmes, o que é o procedimento padrão quando se dispõe de um sistema de monitoração contínua de vibração.

A análise do envelope será uma técnica adicional de monitoração que, no nosso caso, não está disponível através do sistema de monitoração contínua de vibração. Para a sua execução, continuaremos fazendo uma coleta mensal dos dados das bombas (daquela que estiver em operação), através do equipamento de aquisição de sinais de vibração apresentado no item 5.3.2 deste trabalho. Entende-se que não há a necessidade de se aumentar a frequência de tal análise já que, como a literatura aponta e os próprios resultados com as

bombas mostraram (item 7.3.4.2), este tipo de técnica oferece a possibilidade de uma detecção precoce do problema, o que, no caso dos defeitos registrados para as bombas do primário, ocorreu aproximadamente um ano antes da respectiva parada para reforma.

9) CONCLUSÕES

O conjunto de informações utilizado neste trabalho, com prioridade para os resultados obtidos na monitoração das bombas do primário, complementados pelos resultados obtidos nos experimentos com a máquina de simulação de defeitos da SQ, indicam que o conjunto de formas de análise disponibilizadas pelo sistema de monitoração contínua de vibração é suficiente para realizar a monitoração de vibração das bombas do primário para os defeitos selecionados, ou seja, para o desbalanceamento, desalinhamento, folgas e problemas de rolamentos.

O defeito mais importante para a segurança da instalação é o do rolamento do volante de inércia. Neste sentido, a técnica do envelope (não disponível no sistema de monitoração contínua de vibração) se mostrou útil na medida em que indicou um dos defeitos de rolamento ocorridos nas bombas do primário com uma antecedência de pelo menos um mês em relação às outras formas de monitoração testadas (ver item 7.3.4.2). No entanto, a monitoração das frequências características no espectro da velocidade (disponível no sistema de monitoração contínua de vibração) também se mostrou adequada e suficientemente precoce para a detecção dos dois casos de defeitos localizados de pista de rolamento que surgiram durante os três anos de duração do presente estudo: esta técnica indicou ambos os defeitos com uma antecedência aproximada de um ano em relação às reformas efetuadas nas bombas. Todos os outros problemas registrados foram indicados por frequências relacionadas, presentes no espectro da velocidade até 500Hz, e em geral também pelas medidas globais de vibração utilizadas.

Desta forma, espera-se que a monitoração de vibração das bombas do primário possa ser feita através do acompanhamento do comportamento de dois tipos de parâmetros, cujas medidas são todas disponibilizadas pelo sistema de monitoração contínua de vibração, quais sejam: a amplitude de frequências

presentes no espectro da velocidade até 500Hz e o valor de medidas globais de vibração como o RMSv, o RMS_{1a5}, o RMS_{5a9}, o Pico_{1a5} e o Pico_{5a9}. Além disso, os resultados encontrados possibilitam ainda conclusões adicionais, como:

- a relação entre o conjunto de indicadores e o conjunto dos defeitos monitorados não é simples e nem unívoca;
- mesmo o desbalanceamento, que é indicado pelo primeiro harmônico da frequência de rotação, pode ser confundido com outro defeito, como por exemplo um problema de lubrificação, se dependermos isoladamente daquele indicador (1^oh); assim sendo, para a elaboração de qualquer diagnóstico é necessária a consideração de um conjunto de parâmetros que tornem possível a discriminação entre os vários defeitos;
- o conhecimento do histórico de ocorrências do equipamento pode ser fator decisivo na discriminação entre os prováveis defeitos: como o conhecimento preciso dos momentos e da forma de lubrificação dos mancais, da troca de peças, do momento e dos resultados da execução dos procedimentos de alinhamento, entre outros;
- o RMSv é um indicador genérico de defeitos, por isso tem sido o mais usado em análise de vibração, tanto que é o único parâmetro tabelado por uma norma de avaliação de condição de máquina (ISO10816), no entanto por esse mesmo motivo ele não é adequado para a elaboração de diagnósticos;
- os RMS_{1a5}, RMS_{5a9}, Pico_{1a5} e Pico_{5a9}, apesar de serem medidas globais como o RMSv, são, no caso das bombas do primário, indicadores exclusivos de problemas de rolamentos;
- o conjunto de formas de análise disponibilizadas pelo sistema de monitoração contínua pode ser complementado pela análise do envelope, cuja vantagem adicional é a de fornecer uma detecção um pouco mais antecipada dos problemas de rolamento;
- os defeitos mais difíceis de se detectar foram os de folga e desalinhamento, o que está de acordo com as informações da literatura que indicam a complexidade de ambos, inclusive no que diz respeito ao entendimento das causas dinâmicas das vibrações a eles associadas;

- os limites de alarme estabelecidos de acordo com o item 5.2.4 apresentaram coerência com as ocorrências nas bombas do primário, como é mostrado no item 7.4 deste trabalho;
- o conjunto de defeitos selecionados inicialmente, para serem monitorados, foi confirmado pelas ocorrências com as bombas do primário;
- os defeitos mais graves detectados nas bombas do primário e dos quais se têm registro são os de rolamentos e os de folgas, o que confirma a necessidade de sua monitoração, em acréscimo ao que já foi exposto inicialmente no item 5.2.1 deste trabalho;
- os principais resultados com as bombas do primário e a SQ estão de acordo entre si e com as informações da literatura, o que aumenta a confiabilidade dos mesmos, tanto no que diz respeito à detecção do sinal quanto aos procedimentos utilizados para a sua análise.

10) TRABALHOS FUTUROS

A própria natureza deste trabalho aponta para a sua continuidade: é sempre necessário atentar para as novas informações que possam surgir no decorrer do processo de monitoração e análise de vibração, pois elas podem realimentar o processo e otimizar a análise. No entanto, há tarefas adicionais que podem se somar ao presente trabalho, utilizando-se inclusive de seus resultados e conclusões, como por exemplo:

- o teste de outras ferramentas conhecidas, mas ainda não utilizadas, para a monitoração das bombas do primário; como exemplo podemos citar o método do pulso de choque, para a detecção de defeitos incipientes de rolamentos, e o uso da transformada de Wavelet, para a monitoração de sinais transientes, na partida e parada das bombas;
- a pesquisa e o desenvolvimento de outras ferramentas de análise de vibração para a monitoração de máquinas rotativas;
- a busca de técnicas mais eficientes para a monitoração do problema do desalinhamento, mesmo em outras áreas que não a da análise de vibração;
- o desenvolvimento de um sistema autônomo, independente do já existente, de monitoração contínua das bombas do primário; provavelmente utilizando-se da programação em Labview e do conceito de instrumentos virtuais (VI's) deste tipo de linguagem;
- a elaboração de um sistema de automação de diagnósticos de vibração, que pode tanto ser montado em lógica Fuzzy quanto através de redes neurais, ou de uma combinação de ambos;

APÊNDICE A – Tabelas com os valores de R encontrados nos experimentos com a SQ.

Nas tabelas abaixo usam-se as seguintes abreviaturas: 'Pto' para designar o ponto da tomada do sinal, 'Cond' para a condição de defeito e 'Rot' para a velocidade de rotação do eixo no experimento em questão. O ponto é indicado por um número seguido de uma letra: o número indica o mancal e a letra a direção do sensor. Os valores estão em negrito quando o parâmetro é indicador e em itálico quando ele é correlacionado.

TABELA A1. Valores de R para o desbalanceamento 1.

Pto	Rot (rpm)	1ºh	2ºh	3ºh	4ºh	RMSv
1v	600	5	0,686	0,428	0,453	<i>1,125</i>
1v	1800	10	2,167	1,216	2,267	<i>2,067</i>
1v	3000	3,847	1,231	1,563	0,618	<i>2,097</i>
2v	600	6,067	1,346	1,154	1,143	1,233
2v	1800	2,682	2,733	6,8	2,785	<i>2,444</i>
2v	3000	5,059	2,75	1,97	2,658	2,329
1h	600	5,237	3	5,571	7,5	4,038
1h	1800	1,371	1,25	2,239	1,768	1,196
1h	3000	1,319	1,212	2,429	0,475	0,893
2h	600	5,283	1,929	1,722	2,545	2,159
2h	1800	6,792	1,864	0,764	2,636	3,632
2h	3000	14,21	1,048	1,733	1,346	2,905
1a	600	1,031	0,753	0,828	0,769	1,417
1a	1800	0,441	2,205	1,056	3,273	1,304
1a	3000	1	1,491	2,714	0,904	1,037

TABELA A2. Valores de R para o desbalanceamento 2 - conjugado puro.

Pto	Rot (rpm)	1ºh	2ºh	3ºh	4ºh	RMSv
1v	600	2,154	1,667	0,923	0,524	1,1
1v	1800	0,39	1,362	0,961	0,6	1,065
1v	3000	2,17	2,113	1,25	1,412	0,893
2v	600	2,364	1,391	0,75	1	0,805
2v	1800	1,406	1,083	1,131	0,621	1,322
2v	3000	5,139	2,651	0,236	1,786	1,175
1h	600	3,735	3,37	4,636	3,7	2,545
1h	1800	2,333	1	0,984	0,853	1,349
1h	3000	3,321	2,063	1,25	2,857	1,17
2h	600	3,909	2,633	2,765	2,059	1,5
2h	1800	0,797	0,824	0,818	0,965	0,814
2h	3000	5,895	3,636	0,48	5,231	1,269
1a	600	0,7	1,818	1,111	0,895	0,921
1a	1800	0,992	2,2	0,739	0,833	0,948
1a	3000	1,943	1,966	1,9	2,235	0,8

TABELA A3. Valores de R para o desbalanceamento 2 - misto.

Pto	Rot (rpm)	1ºh	2ºh	3ºh	4ºh	RMSv
1v	600	6,769	1,5	1,385	0,857	1,7
1v	1800	5,238	1,149	0,608	0,85	2,087
1v	3000	9,094	4,93	1	2,412	3,231
2v	600	8,091	2	1,25	1,25	1,024
2v	1800	1,827	1,083	0,803	0,586	1,652
2v	3000	20	11,2	0,35	2,786	4,307
1h	600	9,857	5,556	8,636	6,8	7,227
1h	1800	8,25	0,75	1,967	0,912	3,628
1h	3000	11,64	3,333	1,6	4	2,947
2h	600	9,727	4,333	5	3,588	3,575
2h	1800	5,39	0,647	1,545	1,281	4,169
2h	3000	39	3,506	2,533	3,769	6,366
1a	600	1,6	1,909	1,481	0,566	0,899
1a	1800	1,102	2,9	0,87	2,375	1,063
1a	3000	1,255	4,276	2,65	2,059	0,732

TABELA A4. Valores de R para o desbalanceamento 3 - vários casos

Rot (rpm)	Cond	Pto 2v					Pto 2h				
		1ºh	2ºh	3ºh	4ºh	RMSv	1ºh	2ºh	3ºh	4ºh	RMSv
600	b	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
600	d2m1	1	0,758	0,921	1,774	1,268	1,279	0,54	0,48	0,365	0,808
600	d2m2	1,071	0,97	0,787	0,984	1	1,508	0,53	0,44	0,33	0,846
600	d1m1	3,57	0,727	1,124	1,242	1,317	2,49	5,7	8,4	3,217	2,38
600	d3m1	7,5	1,364	1,124	1,935	1,049	4,08	17,9	22	3,913	5,85
600	d1m2	14,8	2,576	3,146	4,194	1,829	7	33,1	35,2	13,04	11,4
600	d4m2	15,9	2,455	3,708	5	1,146	5,59	37,7	33,6	14,78	12,3
600	d3m2	19	3,03	6,067	9,355	1,39	8,13	43,5	44,4	15,22	14,4
1800	b	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
1800	d2m1	1,02	1,167	0,959	0,6	1,056	1,056	1,143	1,313	1	1,058
1800	d2m2	1,176	0,967	0,63	0,5	1,074	0,944	1,143	1,164	0,824	0,942
1800	d1m1	2,25	1,133	0,753	1,05	1,722	3,04	2,071	1,343	2,235	2,48
1800	d3m1	3,41	1,167	0,767	0,95	2,519	8,19	2,286	2,687	2,059	6,38
1800	d1m2	5,47	1,533	2,466	0,9	3,981	16,8	15	16,12	37,65	14,2
1800	d4m2	4,24	3	3,151	1,95	3,389	19,3	23,64	15,07	41,18	16,9
1800	d3m2	5,45	2,9	3,288	2,95	4,204	16,9	40,29	23,58	27,65	16,9
3000	b	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
3000	d2m1	0,879	0,886	0,414	1,549	0,897	0,97	1,033	1,042	0,885	1,029
3000	d2m2	1,033	1,114	0,714	1,972	0,981	1,075	1,033	1,167	0,769	0,891
3000	d1m1	5,56	1,514	1,357	2,535	3,71	4,51	0,967	0,917	0,731	1,95
3000	d3m1	10,8	0,657	2,071	2,394	7,075	8,37	1,367	1,5	1,038	3,31
3000	d1m2	17	5,171	18	5,775	11,53	21,3	3,067	7,25	7,404	8,36
3000	d4m2	8,07	12,4	3,5	27,75	7,467	23,7	4,1	9,417	6,212	9,26
3000	d3m2	10,8	10,17	19,14	47,04	9,832	31,5	8,967	13,83	9,75	12,6

TABELA A5. Valores de R para o desalinhamento angular horizontal.

Rot		harmônicos				amplitudes médias - AM			RMSv
Pto	(rpm) Cond	1ºh	2ºh	3ºh	4ºh	1a15	1a5	6a15	
1h	900 da1	1,104	1,008	1,304	0,534	0,938	0,955	0,901	1,019
1h	900 da2	1,086	1,077	2,402	1,284	1,16	1,17	1,135	1,163
1h	1800 da1	1,648	1,163	1,756	0,993	1,384	1,587	1,034	1,251
1h	1800 da2	1,505	1,392	1,623	1,021	1,455	1,639	1,138	1,331
1h	3000 da1	0,965	0,923	1,161	0,665	0,921	0,933	0,86	1,035
1h	3000 da2	0,948	1,4	1,035	1,193	0,997	1,008	0,939	1,077
1v	900 da1	1,078	1,154	7,918	3,035	1,235	1,202	1,638	1,1
1v	900 da2	1,029	1,314	13,954	4,035	1,37	1,326	1,913	1,12
1v	1800 da1	1,117	2,365	1,399	0,812	1,253	1,227	1,568	1,167
1v	1800 da2	1,097	4,117	1,933	1,123	1,408	1,361	1,968	1,21
1v	3000 da1	0,599	1,128	1,595	1,375	0,876	0,858	1,147	0,89
1v	3000 da2	0,955	1,146	1,229	2,139	1,125	1,13	1,069	1,183

TABELA A6. Valores de R para o desalinhamento paralelo horizontal.

Rot		harmônicos				amplitudes médias - AM			RMSv
Pto	(rpm) Cond	1ºh	2ºh	3ºh	4ºh	1a15	1a5	6a15	
1h	900 dp1	0,963	1,527	2,661	0,381	1,396	0,976	2,262	1,481
1h	900 dp2	1,041	1,953	4,054	0,766	1,681	1,254	2,553	2,752
1h	1800 dp1	1,282	1,835	0,743	1,053	1,252	1,255	1,248	1,712
1h	1800 dp2	1,451	2,021	1,671	2,963	1,922	1,697	2,317	2,167
1h	3000 dp1	0,729	1,996	0,383	1,084	0,732	0,773	0,533	0,755
1h	3000 dp2	0,639	1,976	0,377	4,486	1,334	1,219	1,889	1,182
1v	900 dp1	1,012	1,465	5,209	1,986	1,314	1,114	3,71	1,117
1v	900 dp2	0,797	1,176	8,187	4,273	1,132	0,999	2,725	0,924
1v	1800 dp1	0,951	3,171	2,006	1,718	1,427	1,11	5,284	1,272
1v	1800 dp2	0,837	4,121	2,374	4,673	1,364	1,146	4	1,101
1v	3000 dp1	1,24	0,614	0,366	0,552	1,018	1,028	0,873	1,265
1v	3000 dp2	1,285	0,452	0,666	2,212	1,325	1,272	2,12	1,329

TABELA A7. Valores de R para o desalinhamento combinado horizontal.

Rot		harmônicos				amplitudes médias - AM			RMSv
Pto	(rpm) Cond	1ºh	2ºh	3ºh	4ºh	1a15	1a5	6a15	
1h	900 dc1	0,838	1,363	1,589	0,347	1,507	0,866	2,83	1,614
1h	900 dc2	0,894	1,657	3,036	0,754	1,611	1,045	2,78	1,661
1h	1800 dc1	1,193	1,846	0,626	1,377	1,205	1,232	1,155	1,859
1h	1800 dc2	0,925	2,015	1,289	2,139	1,32	1,303	1,352	1,94
1h	3000 dc1	0,659	1,612	0,505	2,618	0,903	0,964	0,609	0,916
1h	3000 dc2	0,755	1,702	0,568	3,932	1,21	1,239	1,069	1,112
1v	900 dc1	0,933	1,287	2,627	2,434	1,152	0,987	3,13	1,05
1v	900 dc2	0,834	1,428	4,216	3,007	1,177	0,937	4,043	0,966
1v	1800 dc1	0,888	3,76	1,436	2,803	1,239	1,115	2,747	1,127
1v	1800 dc2	0,722	2,811	1,656	3,188	1,107	0,928	3,284	1,083
1v	3000 dc1	1,307	0,539	0,481	1,074	1,128	1,139	0,973	1,324
1v	3000 dc2	1,307	0,606	0,438	1,499	1,201	1,191	1,359	1,356

TABELA A8. Valores de R para o desalinhamento paralelo vertical.

Rot	Pto (rpm) Cond	harmônicos				amplitudes médias - AM			RMSv
		1ºh	2ºh	3ºh	4ºh	1a15	1a5	6a15	
1h	900 dv1	1,197	1,283	1,893	0,79	1,184	1,192	1,163	1,167
1h	900 dv2	2,584	1,621	17,64	1,603	2,365	2,986	1,078	2,446
1h	1800 dv1	2,203	1,515	1,015	0,718	1,998	1,75	2,431	1,608
1h	1800 dv2	4,544	0,932	1,859	0,655	2,03	2,999	0,355	2,807
1h	3000 dv1	1,226	1,37	1,278	3,545	1,952	1,702	3,148	1,448
1h	3000 dv2	0,991	1,123	2,046	3,323	1,439	1,552	0,897	1,21
1v	900 dv1	0,926	1,484	1,112	2,196	0,963	0,946	1,188	0,949
1v	900 dv2	0,853	1,351	19,96	5,308	1,468	1,326	3,174	1,096
1v	1800 dv1	1,01	1,084	1,448	0,65	1,145	1,023	2,632	1,02
1v	1800 dv2	0,922	1,503	4,914	0,845	1,038	1,013	1,347	0,984
1v	3000 dv1	1,142	1,319	2,185	1,6	1,391	1,34	2,17	1,219
1v	3000 dv2	0,697	1,237	6,849	4,213	1,65	1,603	2,382	1,183

TABELA A9. Valores de R para a folga na capa do mancal.

Rot	Pto (rpm)	inter-harmônicos					harmônicos				amplitudes médias			RMSv
		1ºi	2ºi	3ºi	4ºi	5ºi	1ºh	2ºh	3ºh	4ºh	1 a 15	1 a 5	6 a 15	
2h	900	0,778		1,077	0,632		1,067	1,071	1,138	2,4	1	1,026	1	1,074
2h	1800	0,935	0,825	1,125	0,739	0,759	0,821	1,75	0,533	1,094	0,893	0,873	1,321	0,826
2h	3000	1	1,12	1,161	1,875	1,148	1,059	1,128	0,767	0,986	1,052	1,035	1,478	1,042
2v	900	1,386			0,677		1,827	0,26	0,394	1,342	1,12	1,149	1	1,497
2v	1800	0,627	1,015	1,114	1,32	0,8	1,012	1,763	1,529	0,508	1,19	1,224	0,692	1,158
2v	3000	1,333	1	0,688	1,343	0,816	1,199	0,585	0,564	1,02	1	1,008	1,043	1,1

TABELA A10. Valores de R para a folga na fixação do rolamento.

Rot	Pto (rpm)	inter-harmônicos					harmônicos				amplitudes médias			RMSv
		1ºi	2ºi	3ºi	4ºi	5ºi	1ºh	2ºh	3ºh	4ºh	1 a 15	1 a 5	6 a 15	
2h	900	1,222			1,263		0,824	2,857	10,69	7,429	1,571	1,184	5,556	0,943
2h	1800	0,87	1,075	1,417	1,043	1,31	0,965	1,781	2,967	1,736	1,536	1,241	5,357	1,087
2h	3000	0,845	2,4	1,29	1,594	1,148	1,191	2,308		21,639	1,414	1,318	4,783	1,276
2v	900	1,432			0,516		1,235	0,25	0,424	1,507	0,88	0,851	1,075	1,006
2v	1800	0,712	0,554	3,143	2,52	1,96	0,567	0,713	2,412	1,333	0,857	0,793	1,423	0,717
2v	3000	1,333	1,477	0,65	0,886	0,605	1,012	0,432	0,974	0,5	0,847	0,844	1,128	0,99

TABELA A11. Valores de R para a folga na base.

Rot	Pto (rpm)	inter-harmônicos					harmônicos				amplitudes médias			RMSv
		1ºi	2ºi	3ºi	4ºi	5ºi	1ºh	2ºh	3ºh	4ºh	1 a 15	1 a 5	6 a 15	
2h	900	0,582	0,857	0,833	1,389		1,268	0,811	0,472	3,273	1,087	1,3	0,765	1,132
2h	1800	0,567	1,378	2,938	2,667	1,526	2,033	11,15	7	7,5	3,415	3,364	3,667	2,224
2h	3000	1,565	5,789	2,4	1,906	0,183	6,211	4,656	15,69	0,542	5	4,909	7,6	4,953
2v	900	0,518		0,606	1		1,278	1,831	0,262	2,212	1,183	1,263	0,523	1,148
2v	1800	0,818	0,327	1,053	2	2,316	1,105	0,818	2	1,846	1,429	1,333	1,75	0,985
2v	3000	3,425	2,286	0,732	0,8	1,417	1,404	0,317	0,232	0,875	1,138	1,116	1,707	1,276

TABELA A12. Valores de R para defeito na pista interna do rolamento.

Pto	Rot (rpm)	f_{ie}					RMS	RMS	Pico		f_{iv}	RMSv			
		1°	2°	3°	4°	FA			1 a 5	5 a 9			1 a 5	5 a 9	
2v	900	6,34	34,5	12,4	18,7	24	3,35	3,37	5,05	3,495	4,56	16,1	2,571	13,5	3,3
2v	1800	34	53,3	49,7	5,15	48	5,42	5,17	11,2	1,311	8,68	23,8	24,11	8,1	2,9
2v	3000	65,7	31,6	30	19,2	61	5,6	3,65	17	2,84	3,93	19,4	1,506	109	1,7
2h	900	13,4	67,4	28,8	46	24	5,22	4,23	6,05	4,1	7,09	26,7	2,99	1,99	3,6
2h	1800	76,7	66	78,4	23,6	55	8,09	5,12	16,3	3,9	18,1	2,35	2,68	8,16	1,7
2h	3000	77,3	48,2	23,6	60,9	141	8,45	4,46	25,3	3,64	3,99	7,09	3,07	7,04	1,9

TABELA A13. Valores de R para defeito no elemento rolante do rolamento.

Pto	Rot (rpm)	f_{be}					RMS	RMS	Pico		f_{bv}	RMSv			
		1°	2o	3o	4o	FA			1 a 5	5 a 9			1 a 5	5 a 9	
2v	900	4,11	2,12	3,77	3,43	2,2	2,3	3,46	2,93	4,37	1,363	10,8	7,06	7,77	1,58
2v	1800	4,11	3,73	4,85	12,9	2,4	3,59	4,52	2,12	4,71	3,185	3,2	10	3,32	2,7
2v	3000	13,4	9,04	8,96	10,9	5,6	4,51	5,45	5,32	3,82	6,092	2,81	5,46	2,19	0,78
2h	900	5,56	2,71	4,64	4,78	1,8	2,64	4,47	2,42	3,61	0,706	2,581	2,93	3,06	1,52
2h	1800	8,4	5,57	8,56	20,2	6,8	4,8	4,53	6,44	4,09	2,211	2,719	7,25	2,25	0,79
2h	3000	17,5	10,5	11,1	10,9	12	6	5,04	4,63	4,78	10,07	0,859	3,08	2,52	0,94

TABELA A14. Valores de R para defeito de folga na gaiola do rolamento.

Pto	Rot (rpm)	f_{ce}					RMS	RMS	Pico		f_{cv}	RMSv			
		1°	2o	3o	4o	FA			1 a 5	5 a 9			1 a 5	5 a 9	
2v	900	0,886	0,791	0,93	0,948	0,041	1,557	1,468	2,69	1,248	1,118	2,558	0,78	1,798	1,146
2v	1800	1,485	1,862	1,236	2,075	0,284	2,839	2,551	2,51	0,491	0,626	1,431	0,288	2,165	1,645
2v	3000	1,995	2,237	1,503	1,811	0,943	2,488	1,958	3,51	0,406	0,439	0,905	0,088	0,774	0,74
2h	900	0,707	0,725	0,712	0,799	0,199	1,389	2,33	1,297	1,231	2,338	4,171	1,341	2,971	2,593
2h	1800	1,512	1,369	0,884	1,47	0,273	2,44	2,76	2,88	1,174	1,368	1,091	0,059	1,274	0,961
2h	3000	1,249	1,899	1,082	1,462	0,845	1,887	2,38	3,674	1,231	1,496	1,573	0,066	1,432	1,077

TABELA A15. Valores de R para defeito de corte na gaiola do rolamento.

Pto	Rot (rpm)	f_{ce}					RMS	RMS	Pico		f_{cv}	RMSv			
		1o	2o	3°	4o	FA			1 a 5	5 a 9			1 a 5	5 a 9	
2v	900	1,17	1,147	1,18	1,173	0,135	1,584	1,209	4,71	1,248	1,619	2,265	0,912	1,417	1,433
2v	1800	1,104	1,107	1,182	1,161	0,369	2,176	1,773	1,72	0,983	2,565	2,576	0,393	2,498	2,255
2v	3000	1,496	1,758	2,362	1,389	1,218	2,22	1,665	1,94	0,431	0,555	0,707	0,201	0,983	0,964
2h	900	0,858	1,003	0,667	0,97	0,264	1,63	2,2	2,03	1,368	1,788	3,981	1,186	2,356	2,704
2h	1800	1,235	2,088	0,92	1,255	0,615	2,36	1,99	3,22	1,249	1,768	1,066	0,104	1,494	1,002
2h	3000	1,57	1,329	1,188	1,275	0,845	2,15	1,8	5,27	0,445	1,006	1,02	0,073	1,189	1,296

TABELA A16. Valores de R para defeito combinado de folga na gaiola com desbaste na pista externa.

Pto	Rot (rpm)	f_{c_e}					FA	RMS		Pico		f_{c_v}				RMSv
		1°	2o	3o	4o			1 a 5	5 a 9	1 a 5	5 a 9	1o	2o	3o	4o	
2v	900	0,957	1,068	1,323	1,083	0,632	1,293	1,77	1,72	1,223	1,581	2,93	1,044	2,89	1,447	
2v	1800	2,408	3,509	3,09	1,556	1,592	2,527	2,39	1,65	0,942	1,82	2,19	0,611	1,67	2,397	
2v	3000	20,45	17,42	14,39	8,755	15,4	3,736	3,32	2,76	1,09	1,936	2,69	0,233	2,01	2,256	
2h	900	1,211	1,003	1,245	1,255	0,812	1,084	2,2	1,64	0,957	3,255	5,69	1,891	3,892	3,421	
2h	1800	2,068	2,739	1,379	1,291	0,661	2,079	1,73	2,88	0,341	0,896	1,7	0,163	1,142	1,511	
2h	3000	18,38	11,91	12,63	7,124	17,03	2,879	1,61	3,12	1,218	1,768	2,25	0,113	1,513	1,723	

TABELA A17. Valores de R (relativos à situação com defeito na pista externa) para defeito combinado de folga na gaiola com desbaste na pista externa.

Pto	Rot (rpm)	f_{c_e}					FA	RMS		Pico		f_{c_v}				RMSv
		1°	2o	3o	4o			1 a 5	5 a 9	1 a 5	5 a 9	1o	2o	3o	4o	
2v	900	2,08	1,421	1,542	1,6	-1,28	0,891	1,206	0,718	1,114	1,367	1,642	1,638	1,767	1,464	
2v	1800	2,03	2,031	2,024	1,286	15,14	0,935	0,986	0,656	0,885	1,525	0,939	1,556	0,968	1,532	
2v	3000	2,73	4,192	6,091	4,143	4,261	1,271	1,43	0,62	2,389	4,545	3,654	1,706	2,824	3,086	
2h	900	2	1,64	2,8	2,268	-105	0,78	1,161	1,118	0,837	1,164	3,243	3,056	2,375	2,214	
2h	1800	1,264	1,7	1,04	0,9	0,829	0,799	0,853	0,739	0,818	1,118	1,426	2,558	1,182	1,484	
2h	3000	3,433	6,9	9,333	3,958	4,91	1,214	0,846	0,534	2,818	2,407	2	1	1,474	1,616	

TABELA A18. Valores de R para problema de falta de graxa no rolamento.

Pto	Rot (rpm)	f_{o_e}					FA	RMS		Pico		f_{o_v}				RMSv
		1°	2°	3°	4o			1 a 5	5 a 9	1 a 5	5 a 9	1o	2o	3o	4o	
2v	900	1,043	0,712	0,793	0,989	0,31	1,452	1,382	1,986	0,924	2,98	10,9	5,8	2,633	1,332	
2v	1800	1,258	1,932	2,142	3,044	1,66	2,214	1,723	1,567	0,332	6,79	4,17	6,1	1,509	1,93	
2v	3000	2,814	1,922	2,533	2,225	2,05	2,469	1,727	1,879	0,355	3,41	3,98	2,98	0,825	1,059	
2h	900	0,777	1,089	1,089	1,74	0,31	1,592	2,2	1,469	1,231	1,82	15,74	1,916	0,536	2,621	
2h	1800	1,351	1,93	2,721	3,28	3,06	2,341	1,95	2,541	0,454	7,99	1,171	0,613	0,61	1,01	
2h	3000	2,902	1,773	2,581	2,33	4,15	2,197	1,89	3,594	0,275	4,04	0,371	1,3	2,016	1,127	

TABELA A19. Valores de R para problema de graxa suja no rolamento.

Pto	Rot (rpm)	f_{o_e}					FA	RMS		Pico		f_{o_v}				RMSv
		1o	2o	3o	4°			1 a 5	5 a 9	1 a 5	5 a 9	1o	2°	3°	4o	
2v	900	2,81	1,79	1,74	1,87	0,42	2,8	3,27	2,558	3,36	11,1	5,86	10,8	2,36	1,59	
2v	1800	8,79	4,45	4,25	3,82	3,37	3,91	3,71	1,511	2,98	10,3	2,92	7,05	2,28	2,519	
2v	3000	15,4	8,89	12,2	11	4,52	7,15	5,66	3,004	3,64	25,4	10,6	3,87	4,72	1,886	
2h	900	1,76	1,86	2,1	2,89	0,3	3,42	4,26	3,15	3,81	3,41	21,1	2,798	1,149	2,186	
2h	1800	30,3	23,7	22	13,6	87,3	5,93	3,95	4,7	3,02	8,44	2,619	1,416	3,052	1,339	
2h	3000	18	11,7	9,71	7,4	4,05	8,95	4,53	4,57	3,43	11,5	0,652	3,857	4,756	1,454	

TABELA A20. Valores de R para defeito de lasqueamento na posição x da pista externa.

Pto	Rot (rpm)	f_{0e}					RMS	RMS	Pico	Pico	f_{0v}				RMSv
		1°	2o	3o	4o	FA	1 a 5	5 a 9	1 a 5	5 a 9	1o	2o	3o	4o	
2v	900	3,83	3,31	1,289	2,1	3,99	1,452	1,468	2,39	1,098	2,152	4,742	5,797	3,072	0,989
2v	1800	12,6	6,32	3,837	6,94	14,7	2,702	2,419	2,51	1,065	2,595	2,995	6,102	1,623	1,564
2v	3000	21,2	14,8	20,82	16,7	50,7	2,939	2,32	4,45	0,456	1,211	1,435	1,255	0,722	0,731
2h	900	1,503	1,43	0,934	1,136	1,72	1,389	1,9	1,469	1,144	1,64	3,57	2,587	1,364	1,545
2h	1800	6,561	3,527	2,721	3,193	27,8	2,603	2,03	3,896	0,416	3,82	1,257	1,268	1,382	1,018
2h	3000	9,821	3,98	4,286	6,172	22,5	2,371	1,9	5,831	0,432	3,17	0,742	0,683	1,14	1,066

TABELA A21. Valores de R para defeito de lasqueamento na posição y da pista externa.

Pto	Rot (rpm)	f_{0e}					RMS	RMS	Pico	Pico	f_{0v}				RMSv
		1o	2o	3o	4o	FA	1 a 5	5 a 9	1 a 5	5 a 9	1o	2o	3o	4o	
2v	900	8,5	5,44	4,96	3,4	6,05	2,09	1,73	3,2	0,961	3,47	22,9	59,9	47,3	1,562
2v	1800	46,9	47,4	57,1	40,6	60,9	5,23	3,46	5,09	1,147	9,78	96,3	173	74	2,519
2v	3000	96	159	128	64,9	162	7,83	4,45	15,1	1,445	7,71	86,1	27,7	14	1,337
2h	900	27,5	20,4	17,9	16,2	14,5	3,18	3,06	3,46	1,219	0,346	43,8	34,5	75,1	2,648
2h	1800	154	164	145	83	520	8,15	5,64	14,1	3,143	6,541	64,2	19	109	1,561
2h	3000	229	209	130	38,5	282	12,3	5,08	51	1,48	6,922	5,41	15,9	54,8	1,105

TABELA A22. Valores de R para defeito de lasqueamento na posição z da pista externa.

Pto	Rot (rpm)	f_{0e}					RMS	RMS	Pico	Pico	f_{0v}				RMSv
		1°	2o	3o	4o	FA	1 a 5	5 a 9	1 a 5	5 a 9	1o	2o	3o	4o	
2v	900	1,005	1,088	1,83	1,422	0,844	1,478	1,86	1,582	1,248	2,38	2,75	4,83	1,722	0,903
2v	1800	6,576	4,919	7,14	4,753	11,54	2,251	2,37	2,742	1,106	2,8	3,21	3,73	0,883	1,523
2v	3000	13,57	14,98	26,4	14,83	55,62	2,096	2,59	2,63	1,217	8,81	1,99	1,87	2,887	1,402
2h	900	0,725	1,089	1,245	1,391	0,326	1,76	2,08	2,2	1,082	1,82	2,596	2,012	1,425	1,545
2h	1800	3,435	3,128	5,611	3,193	21,41	2,55	2,16	4,74	1,325	4,54	2,385	0,402	0,996	1,068
2h	3000	6,696	6,875	8,748	4,226	24,53	2,28	2,01	6,79	1,271	4,25	0,216	1,124	1,271	1,077

TABELA A23. Valores de R para defeito de lasqueamento duplo na pista externa - disposição x.

Pto	Rot (rpm)	f_{0e}					RMS	RMS	Pico	Pico	f_{0v}				RMSv
		1o	2o	3o	4o	FA	1 a 5	5 a 9	1 a 5	5 a 9	1o	2o	3o	4o	
2v	900	12,4	13,4	11,9	5,38	6,41	2,16	4,28	1,68	2,75	5,29	10,6	4,06	5,74	2,32
2v	1800	25,4	50,6	70,9	20,3	35,1	5,28	6,69	4,07	3,44	2,8	4,06	9,49	2,02	2,34
2v	3000	73,8	171	275	22,2	108	9,27	9,64	9,27	3,28	1,87	4,97	8,72	4,74	2,52
2h	900	5,7	7,49	3,66	2,67	4,07	1,22	3,12	1,64	1,057	1,383	4,381	2,108	2,76	3,45
2h	1800	7,72	20	24,7	4,65	73,9	2,865	4,41	3,05	2,537	3,27	3,902	1,268	1,93	1,74
2h	3000	33,9	64	66,5	63,6	108	4,496	4,99	5,11	3,603	2,091	0,34	2,865	2,63	1,92

TABELA A24. Valores de R para defeito de lasqueamento duplo na pista externa - disposição y.

Pto	Rot (rpm)	f_{0e}					RMS 1 a 5	RMS 5 a 9	Pico 1 a 5	Pico 5 a 9	f_{0v}				RMSv
		1°	2o	3°	4o	FA					1°	2o	3o	4o	
2v	900	3,75	18,4	24,3	6,8	9,06	2,77	5,05	1,88	2,75	3,78	71,9	29	94,5	2,45
2v	1800	39,5	47,1	94,1	80,1	50,1	6,74	7,92	6,27	3,73	3,99	96,3	91,5	114	3,68
2v	3000	72,3	115	211	115	143	8,39	8,77	13,2	3,23	2,64	93,9	5,53	13,8	2,83
2h	900	12,4	43,6	59,9	23,2	14,1	5,35	12,4	6,05	10,3	5,19	73	21,1	72	4,28
2h	1800	50,6	100	180	110	255	10,6	8,84	17,4	3,07	2,73	76,7	22,2	196	2,37
2h	3000	122	136	174	86,9	158	12,7	8,71	33,6	4,17	3,32	4,79	52,9	39,5	1,94

TABELA A25. Valores de R para defeito de lasqueamento triplo na pista externa - disposição x.

Pto	Rot (rpm)	f_{0e}					RMS 1 a 5	RMS 5 a 9	Pico 1 a 5	Pico 5 a 9	f_{0v}				RMSv
		1°	2o	3o	4o	FA					1°	2o	3o	4o	
2v	900	11,6	9,63	9,42	14,8	8,64	2,48	1,99	1,95	1,073	16,2	32,1	21,3	50,6	1,92
2v	1800	72,9	54,5	40,6	31,5	39,7	5,57	4,54	2,12	0,983	21,2	19,3	26,8	15,9	3,64
2v	3000	153	135	139	84	103	9,05	7,29	5,32	1,065	62,8	43,1	23,4	15,5	3,66
2h	900	24,9	41,5	23,3	49,9	12,3	5,52	2,69	5,19	1,057	4,06	58,4	29,7	15,3	4,17
2h	1800	134	161	79,9	51,1	209	10,5	5,52	6,27	2,764	7,99	13,9	6,97	14,5	2,04
2h	3000	223	213	119	18	149	14,6	5,51	20,4	3,799	24,9	5,26	26,4	26,3	2,45

TABELA A26. Valores de R para defeito de lasqueamento triplo na pista externa - disposição y.

Pto	Rot (rpm)	f_{0e}					RMS 1 a 5	RMS 5 a 9	Pico 1 a 5	Pico 5 a 9	f_{0v}				RMSv
		1°	2o	3o	4o	FA					1°	2o	3o	4o	
2v	900	6,57	5,02	4,16	3,77	5,89	1,77	1,425	1,447	1,161	6,04	8,11	15,8	5,06	1,95
2v	1800	13,7	20,7	9,37	7,48	19,3	2,89	2,17	1,567	1,147	4,39	4,81	6,78	2,33	2,23
2v	3000	18,7	24,8	21,9	14,2	24,2	3,89	3,747	1,691	0,913	8,48	2,71	4,89	3,51	2,88
2h	900	5,13	6,2	7,24	6,84	7,58	2,13	1,409	2,12	1,107	1,73	7,627	4,024	3,83	3,476
2h	1800	17	21,3	14,5	8,48	95,8	3,23	1,43	2,54	1,136	1,65	0,52	1,374	5,46	1,544
2h	3000	21,9	25	17,9	11,4	31,9	5,18	2,181	3,27	1,1	3,53	0,479	3,747	3,95	2,031

TABELA A27. Valores de R para defeito de lasqueamento triplo na pista externa - disposição z.

Pto	Rot (rpm)	f_{0e}					RMS 1 a 5	RMS 5 a 9	Pico 1 a 5	Pico 5 a 9	f_{0v}				RMSv
		1o	2o	3o	4o	FA					1°	2o	3o	4o	
2v	900	10,4	3,68	4,96	4,39	6,25	1,531	1,68	1,582	1,248	12,5	19,9	27,1	29,4	1,96
2v	1800	14,9	28,1	17,8	17,6	24,5	3,077	3,86	1,41	3,727	7,19	22,5	32,5	8,54	3,88
2v	3000	72,2	57	45,4	25	66,6	5,727	5,04	5,824	1,002	16	6,63	14,9	5,57	1,96
2h	900	22,8	15	17,9	26,7	8,85	3,83	2,02	3,46	0,92	2,248	9,249	7,28	8,43	3,72
2h	1800	47,5	104	53,6	44,7	176	7,53	3,46	6,44	3,256	0,89	9,539	8,35	8,03	1,68
2h	3000	135	92,6	51,6	53,6	117	10,6	4,16	7,59	3,524	10,24	1,453	12,8	12,3	2,05

TABELA A28. Valores de R para defeito de lasqueamento extenso na posição x da pista externa.

Pto	Rot (rpm)	f_{0e}					RMS 1 a 5	RMS 5 a 9	Pico 1 a 5	Pico 5 a 9	f_{0v}				RMSv
		1°	2o	3o	4o	FA					1o	2o	3o	4o	
2v	900	11,6	2,64	3,37	2,97	2,76	3,3	2,68	5,38	1,173	4,15	2,91	4,64	4,73	1,046
2v	1800	57,5	14,4	13,4	6,94	27	5,72	4,34	9,09	1,024	2,99	7,17	18,3	3,7	1,523
2v	3000	58,6	27,7	38,2	87,8	82,5	7,39	5,19	25,1	1,357	2,64	5,52	5,11	11,1	1,51
2h	900	4,92	1,089	3,04	2,78	2,47	2,07	2,94	2,29	0,995	0,441	3,57	4,216	7,66	2,621
2h	1800	27,8	15,97	3,23	6,93	100	3,47	3,1	6,44	0,352	3,27	4,336	2,642	3,21	0,961
2h	3000	26,3	23,16	14,9	42,7	78,3	4,04	3,11	10,9	1,52	2,163	0,618	1,3	2,41	1,109

TABELA A29. Valores de R para defeito de lasqueamento extenso na posição y da pista externa.

Pto	Rot (rpm)	f_{0e}					RMS 1 a 5	RMS 5 a 9	Pico 1 a 5	Pico 5 a 9	f_{0v}				RMSv
		1°	2o	3o	4o	FA					1°	2o	3o	4o	
2v	900	76,5	41	53,5	35,2	12,7	10,5	4,75	17,2	3,62	4,53	15,3	106	108	1,791
2v	1800	140	141	219	122	83,3	16,4	7,75	18,1	3,4	12,6	56,7	84,7	79,7	2,478
2v	3000	185	292	326	268	147	22	9,07	52,5	2,27	6,17	24,8	29,8	20,2	1,122
2h	900	35,8	60,6	84	90,4	15,6	11,7	8,27	24,2	5,1	2,94	16,2	25,9	118	3,586
2h	1800	172	286	436	286	419	22,1	10,7	35,2	3,22	8,72	42,1	10,4	61	1,232
2h	3000	162	754	178	182	193	33,1	11,4	162	3,52	9,73	3,4	7,71	11	1,217

TABELA A30. Valores de R para defeito de lasqueamento extenso na posição z da pista externa.

Pto	Rot (rpm)	f_{0e}					RMS 1 a 5	RMS 5 a 9	Pico 1 a 5	Pico 5 a 9	f_{0v}				RMSv
		1o	2o	3o	4o	FA					1°	2o	3o	4o	
2v	900	7,34	7,54	9,42	6,8	6,47	1,79	2,98	2,73	1,111	7,17	7,95	8,12	6,076	1,175
2v	1800	26	30,2	21,9	18,7	29,7	3,63	5,76	3,37	2,949	4,19	3,64	4,41	1,48	2,031
2v	3000	31,9	75,1	58,6	50,7	73,3	4,99	7,2	5,14	1,078	2,64	1,88	2,13	1,32	1,182
2h	900	5,7	6,47	8,56	7,54	7,09	1,491	3,37	1,64	1,368	1,383	3,57	3,737	3,678	2,538
2h	1800	14,3	24,6	23,8	17,3	130	2,652	4,81	4,07	3,218	4,179	2,645	0,729	1,478	1,018
2h	3000	14,7	38	29,3	24,7	62,9	3,275	5,02	3,51	4,402	3,677	0,278	2,865	1,929	1,148

TABELA A31. Valores de R para defeito de buracos na posição x da pista externa.

Pto	Rot (rpm)	f_{0e}					RMS 1 a 5	RMS 5 a 9	Pico 1 a 5	Pico 5 a 9	f_{0v}				RMSv
		1°	2o	3o	4o	FA					1o	2o	3o	4o	
2v	900	12,8	6,28	8,92	13,6	6,72	2,56	2,2	3,2	1,236	1,397	1,84	5,41	19,6	2,507
2v	1800	48,3	39	12,9	35,8	38,3	5,54	3,36	7,68	1,024	2,396	2,67	19,3	5,12	2,133
2v	3000	82,9	38,4	68,7	40,8	139	6,13	2,61	18,5	0,609	2,312	1,6	9,15	9,69	1,259
2h	900	3,99	2,25	2,88	6,26	3,09	1,491	3,06	1,64	1,616	0,51	1,444	2,59	13,3	1,6
2h	1800	17	10,6	10,2	21,9	118	2,914	3,08	5,59	0,371	1,708	1,518	1,69	4,5	1,01
2h	3000	40,6	14,5	25,8	35,6	119	2,807	2,68	7,03	0,812	2,163	0,247	2,64	3,51	0,937

TABELA A32. Valores de R para defeito de buracos na posição y da pista externa.

Pto	Rot (rpm)	f_{0e}					RMS 1 a 5	RMS 5 a 9	Pico 1 a 5	Pico 5 a 9	f_{0v}				RMSv
		1°	2o	3o	4o	FA					1°	2o	3o	4o	
2v	900	11,2	3,89	9,91	11,7	7,67	2,11	2,38	2,02	0,949	2,34	2,294	6,96	13,5	1,247
2v	1800	38,3	12,6	15,6	20,8	29,2	4,47	3,05	6,66	1,106	3,19	6,952	40,7	8,83	2,092
2v	3000	41,1	23,9	90,5	37,4	101	5,72	3,21	17	0,811	1,76	0,883	8,09	5,57	0,988
2h	900	10,9	3,88	10,9	15,1	8,12	2,27	2,69	1,73	1,368	1,556	2,272	10,5	19,9	1,904
2h	1800	28,9	9,32	47,6	29,2	139	4,8	2,48	8,3	0,454	3,634	5,637	3,17	7,71	1,092
2h	3000	55,4	6,15	35,9	14,7	81,2	5,5	2,54	15,5	1,402	3,028	0,147	10,6	8,55	1,059

TABELA A33. Valores de R para defeito de buracos na posição z da pista externa.

Pto	Rot (rpm)	f_{0e}					RMS 1 a 5	RMS 5 a 9	Pico 1 a 5	Pico 5 a 9	f_{0v}				RMSv
		1°	2o	3o	4o	FA					1°	2o	3o	4o	
2v	900	2,4	1,381	2,08	1,73	0,93	1,504	2,2	2,63	0,949	1,321	2,6	4,64	2,97	2,006
2v	1800	4,86	4,919	7,14	5,18	7,645	2,577	3,01	2,51	1,27	1,637	4,17	7,12	1,68	2,112
2v	3000	4,47	4,471	5,9	4,02	9,285	2,351	2,36	4,45	0,621	0,87	1,66	2,09	0,619	0,955
2h	900	2,85	2,11	2,72	2,55	1,66	1,321	3	1,69	1,206	1,556	1,785	1,82	2,759	1,821
2h	1800	7,33	9,98	13,6	11,9	89,9	2,145	2,9	4,91	0,454	1,999	3,252	0,465	1,606	1,051
2h	3000	6,92	7,24	8,31	6,65	27,1	1,8	2,44	4,95	0,956	1,442	0,216	1,41	0,921	0,994

APÊNDICE B - Gráficos para o comportamento de R nos experimentos com a SQ: os parâmetros correlacionados aparecem com linhas contínuas e os que não são aparecem com linhas tracejadas e mais fracas.

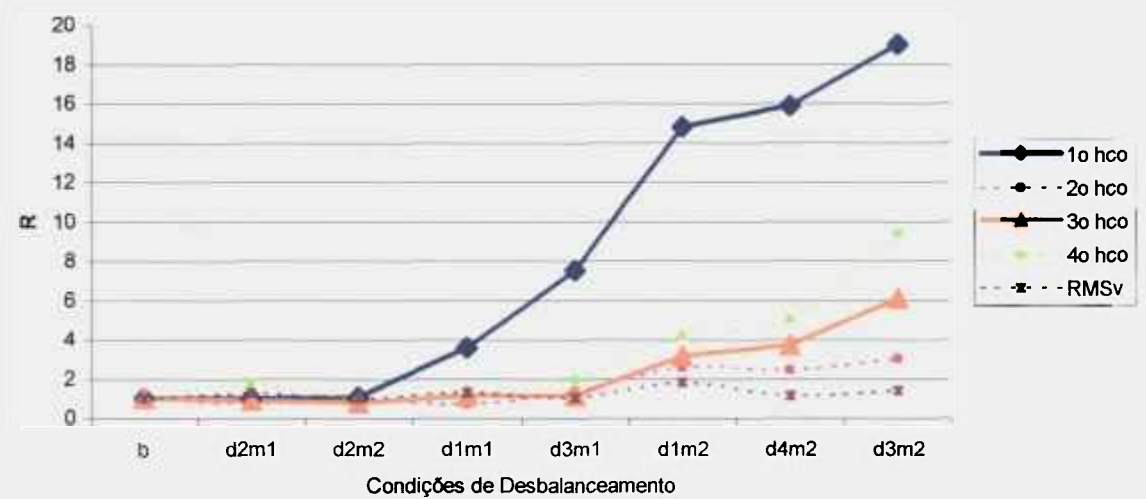


FIGURA B1. Valores de R para os harmônicos da rotação e o RMSv no desbalanceamento 3, para o ponto 2v e para a rotação de 600 rpm.

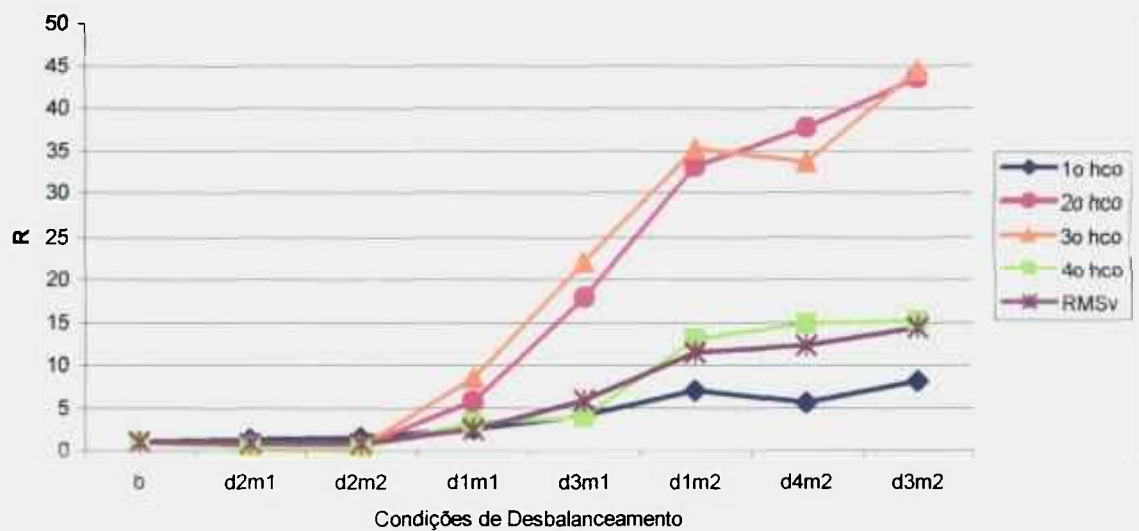


FIGURA B2. Valores de R para os harmônicos da rotação e o RMSv no desbalanceamento 3, para o ponto 2h e para a rotação de 600 rpm.

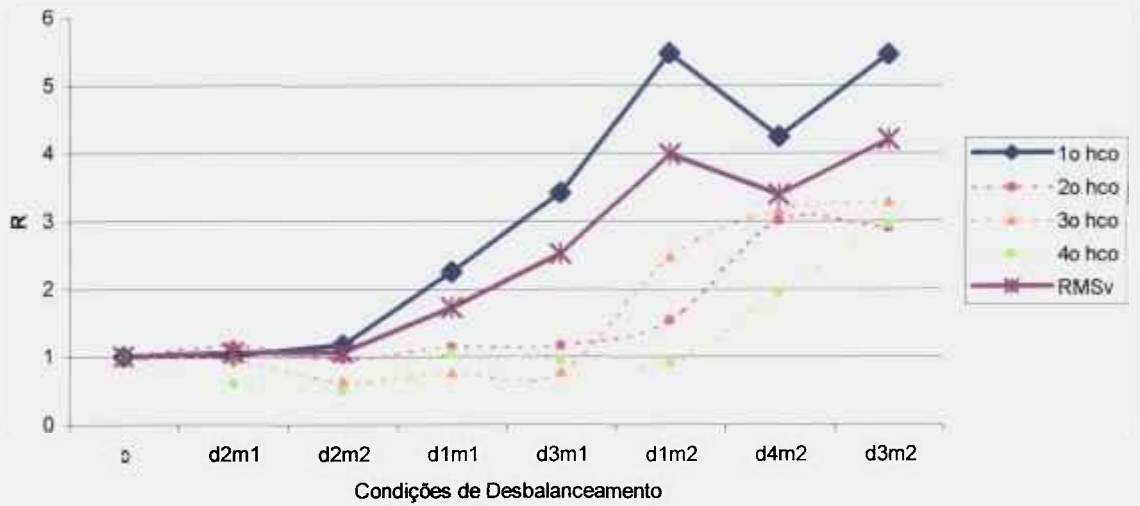


FIGURA B3. Valores de R para os harmônicos da rotação e o RMSv no desbalanceamento 3, para o ponto 2v e para a rotação de 1800 rpm.

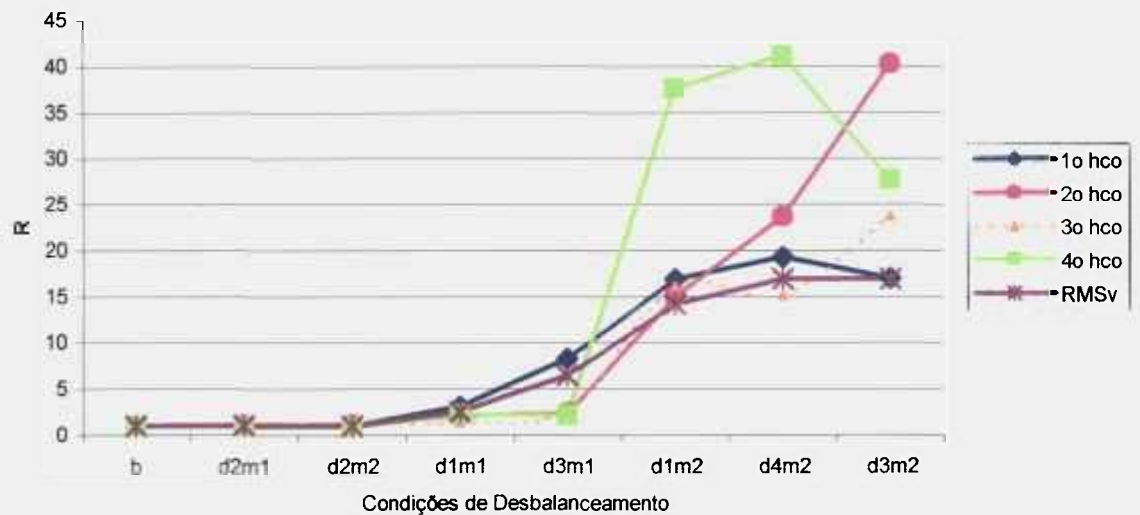


FIGURA B4. Valores de R para os harmônicos da rotação e o RMSv no desbalanceamento 3, para o ponto 2h e para a rotação de 1800 rpm.

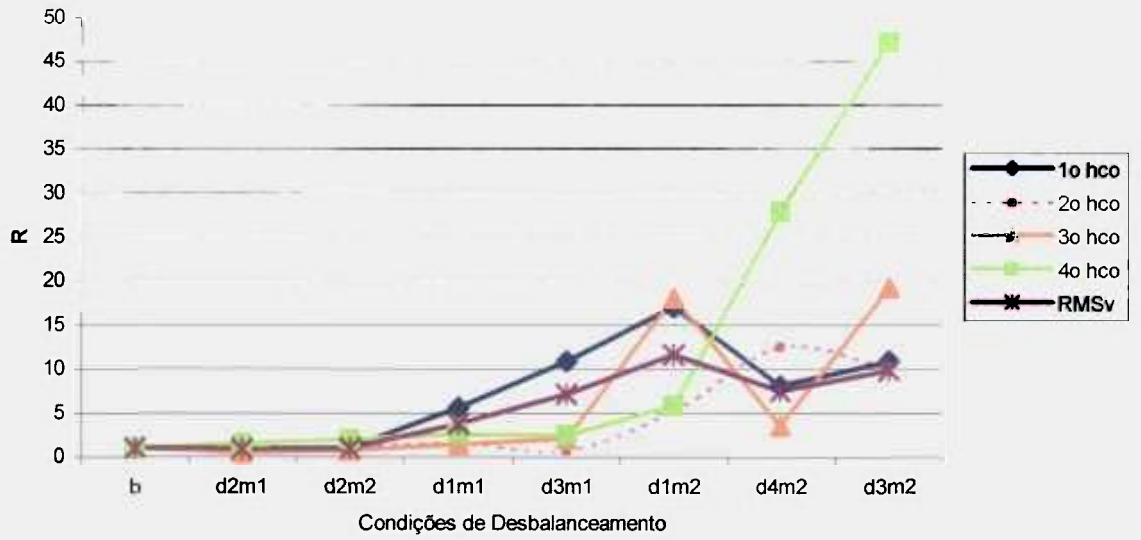


FIGURA B5. Valores de R para os harmônicos da rotação e o RMSv no desbalanceamento 3, para o ponto 2v e para a rotação de 3000 rpm.

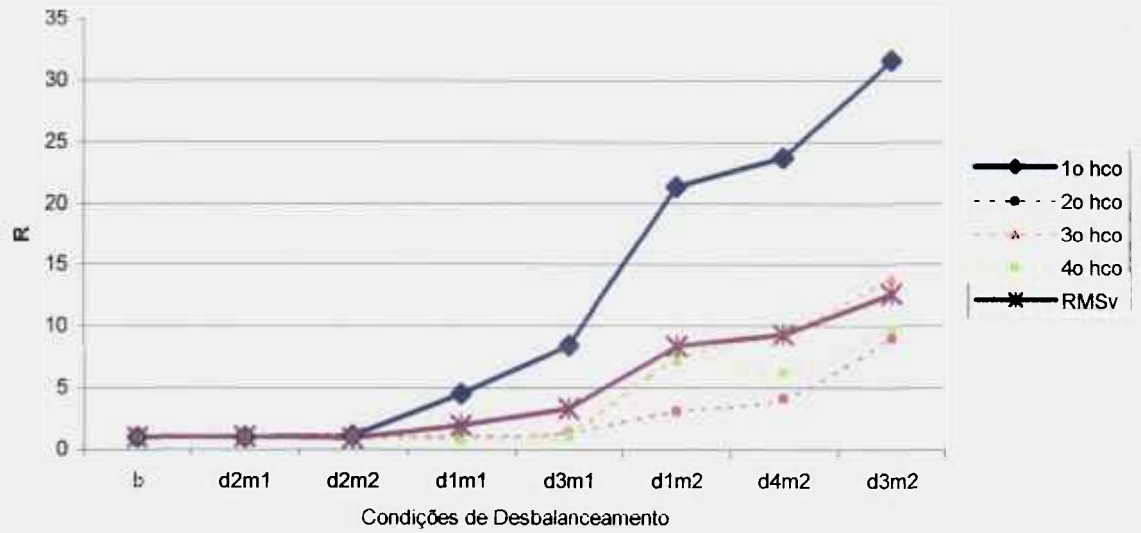


FIGURA B6. Valores de R para os harmônicos da rotação e o RMSv no desbalanceamento 3, para o ponto 2h e para a rotação de 3000 rpm.

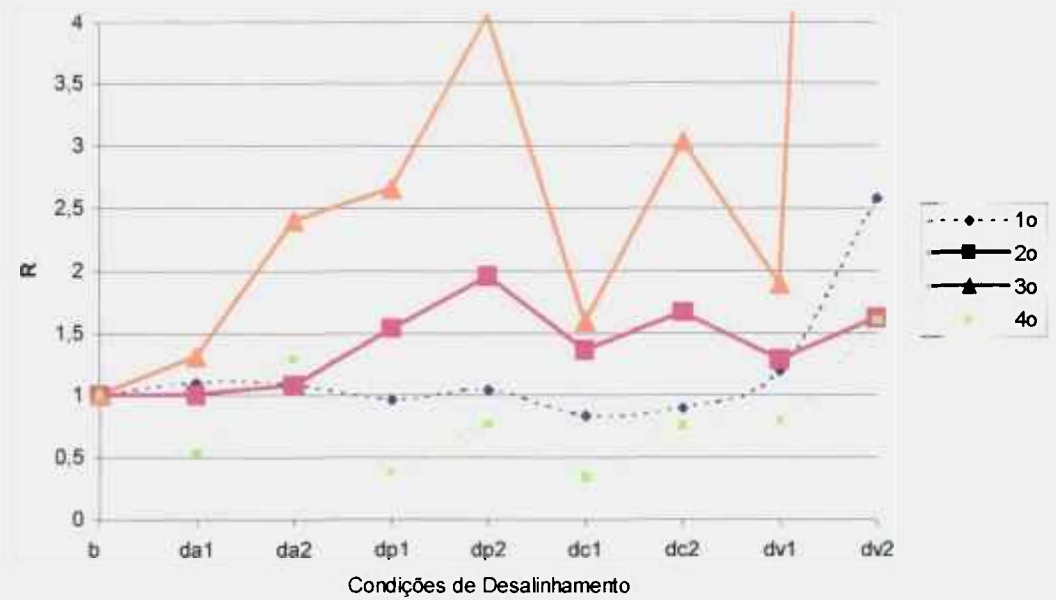


FIGURA B7. Valores de R para os harmônicos da rotação no desalinhamento, para o ponto 1h e para a rotação de 900rpm.

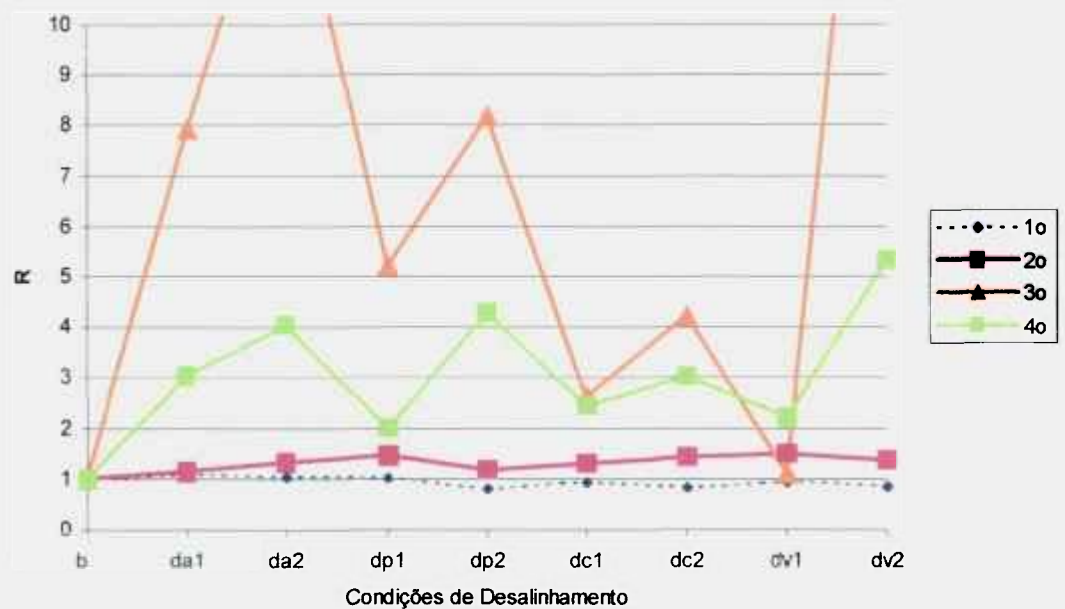


FIGURA B8. Valores de R para os harmônicos da rotação no desalinhamento, para o ponto 1v e para a rotação de 900rpm.

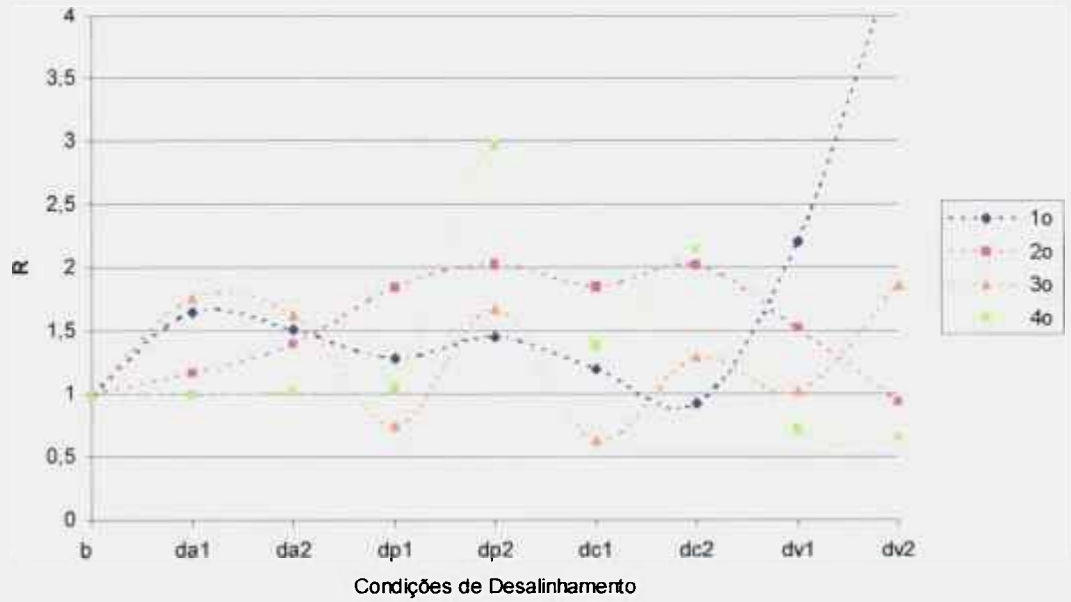


FIGURA B9. Valores de R para os harmônicos da rotação no desalinhamento, para o ponto 1h e para a rotação de 1800rpm.



FIGURA B10. Valores de R para os harmônicos da rotação no desalinhamento, para o ponto 1v e para a rotação de 1800rpm.

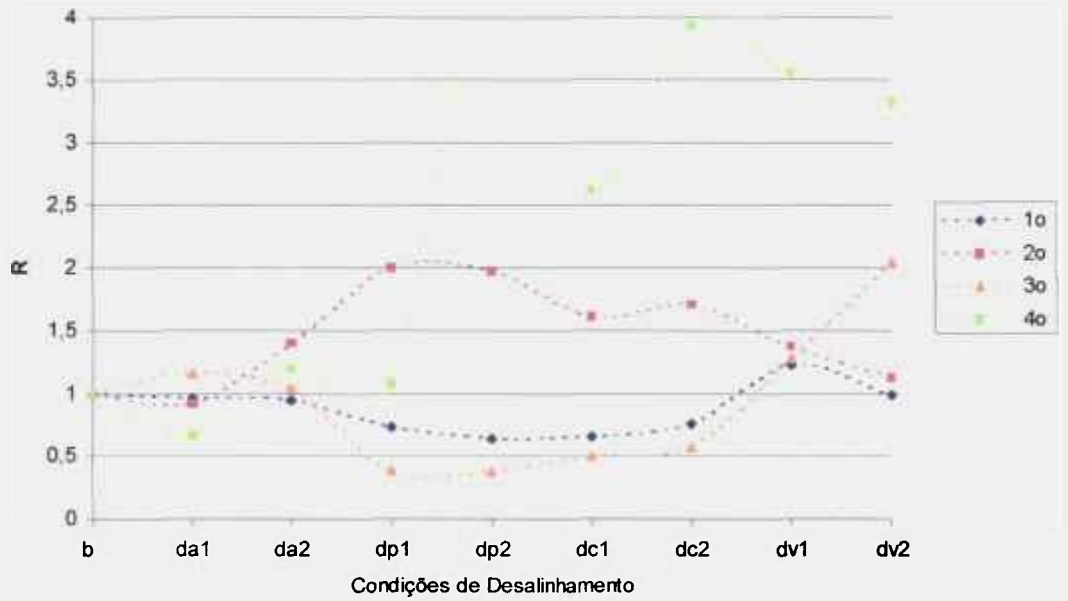


FIGURA B11. Valores de R para os harmônicos da rotação no desalinhamento, para o ponto 1h e para a rotação de 3000rpm.

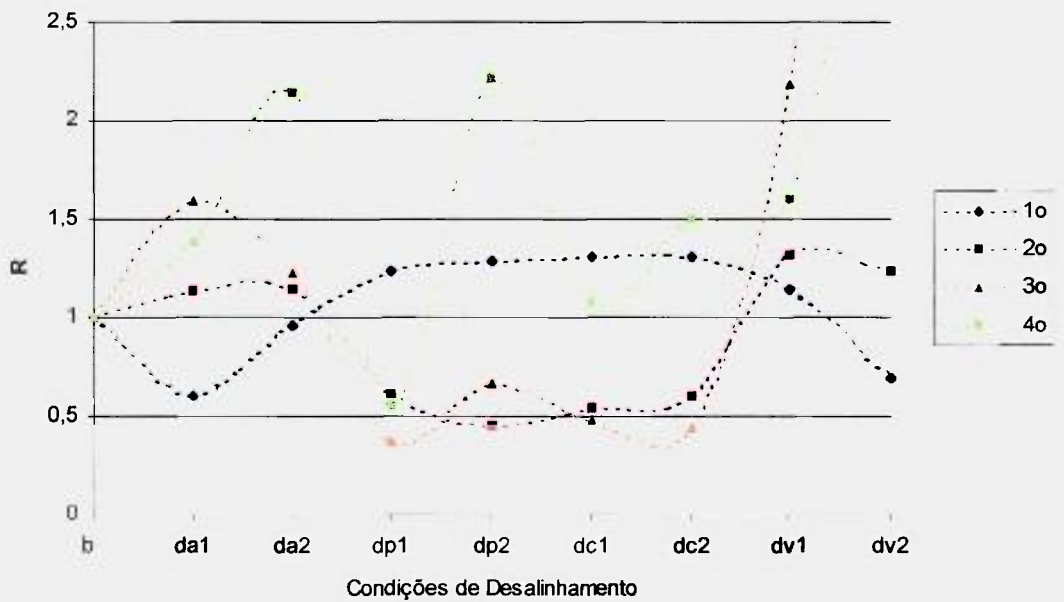


FIGURA B12. Valores de R para os harmônicos da rotação no desalinhamento, para o ponto 1v e para a rotação de 3000rpm.

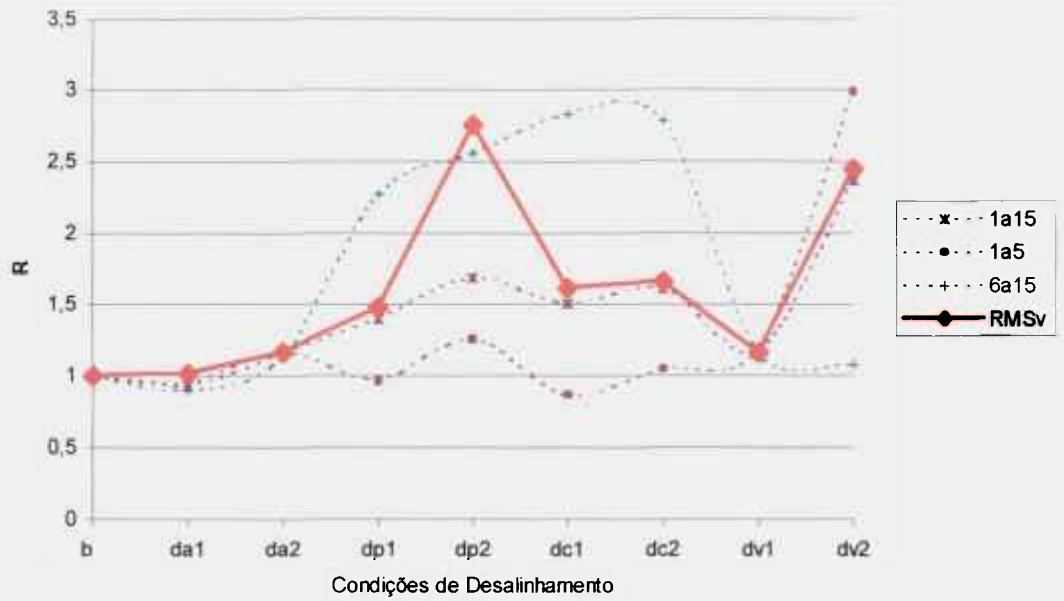


FIGURA B13. Valores de R para médias de harmônicos e para o RMSv no desalinhamento, para o ponto 1h para a rotação de 900rpm.

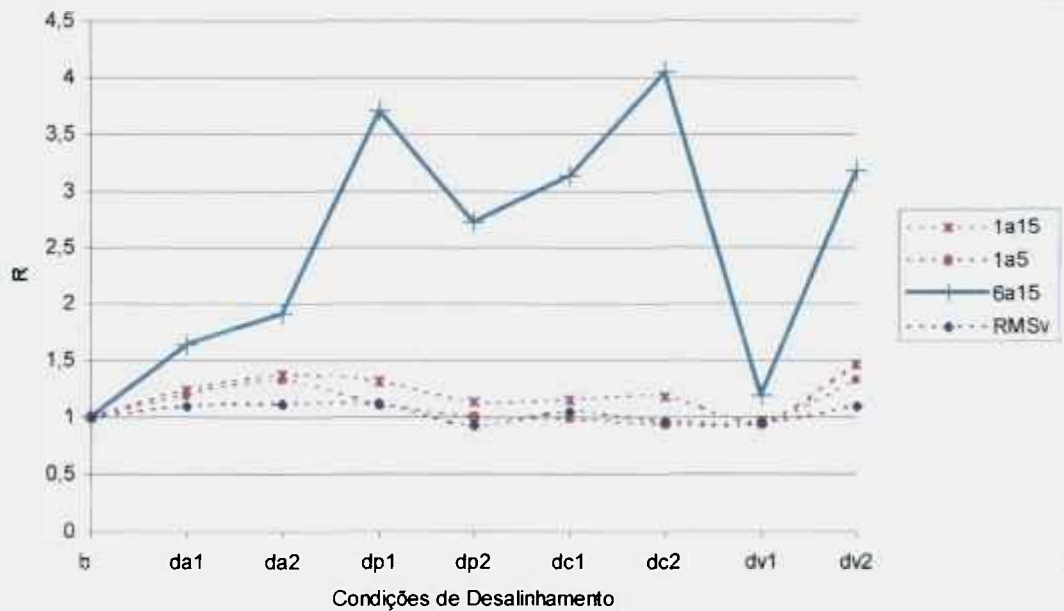


FIGURA B14. Valores de R para médias de harmônicos e para o RMSv no desalinhamento, para o ponto 1v para a rotação de 900rpm.

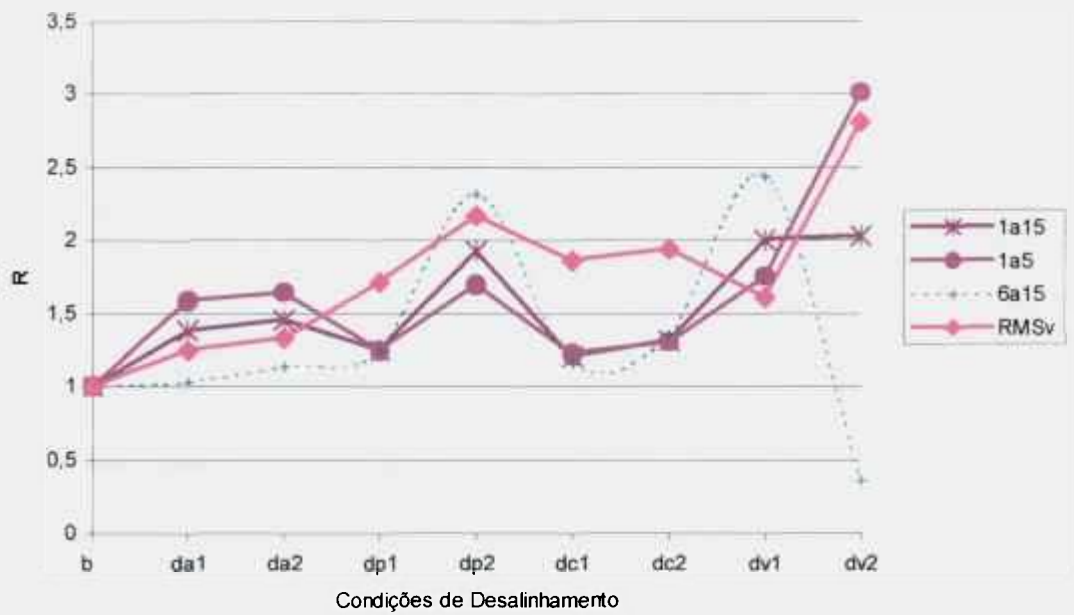


FIGURA B15. Valores de R para médias de harmônicos e para o RMSv no desalinamento, para o ponto 1h para a rotação de 1800rpm.

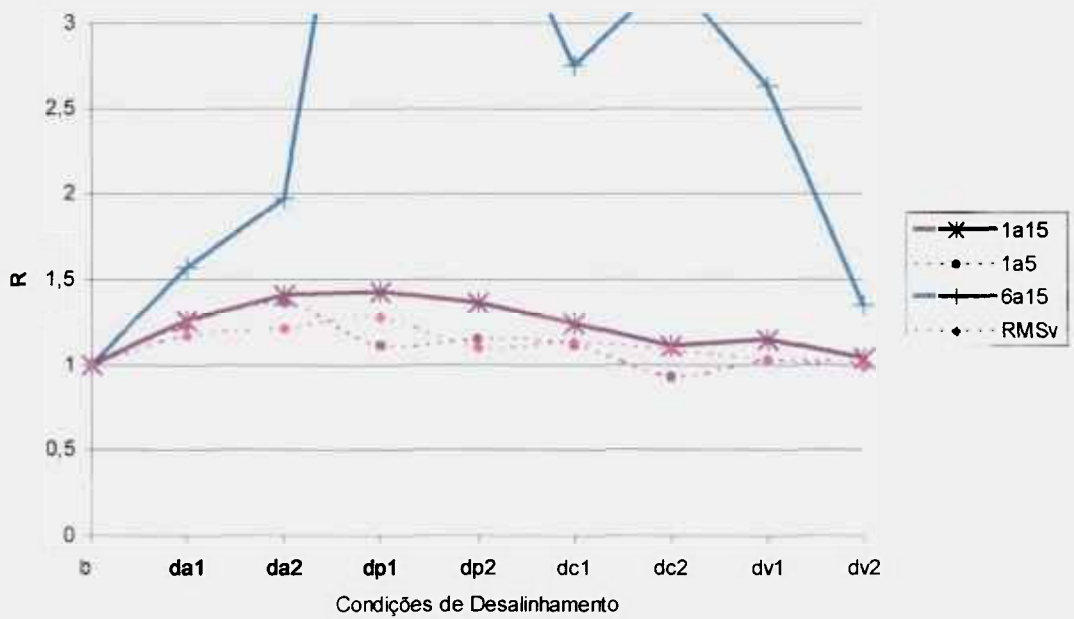


FIGURA B16. Valores de R para médias de harmônicos e para o RMSv no desalinamento, para o ponto 1v para a rotação de 1800rpm.

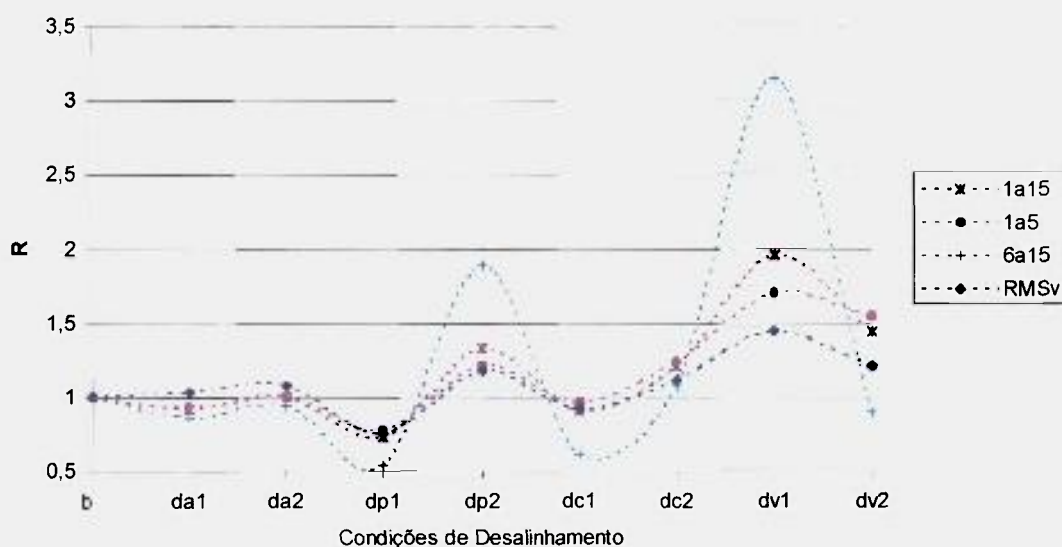


FIGURA B17. Valores de R para médias de harmônicos e para o RMSv no desalinhamento, para o ponto 1h para a rotação de 3000rpm.

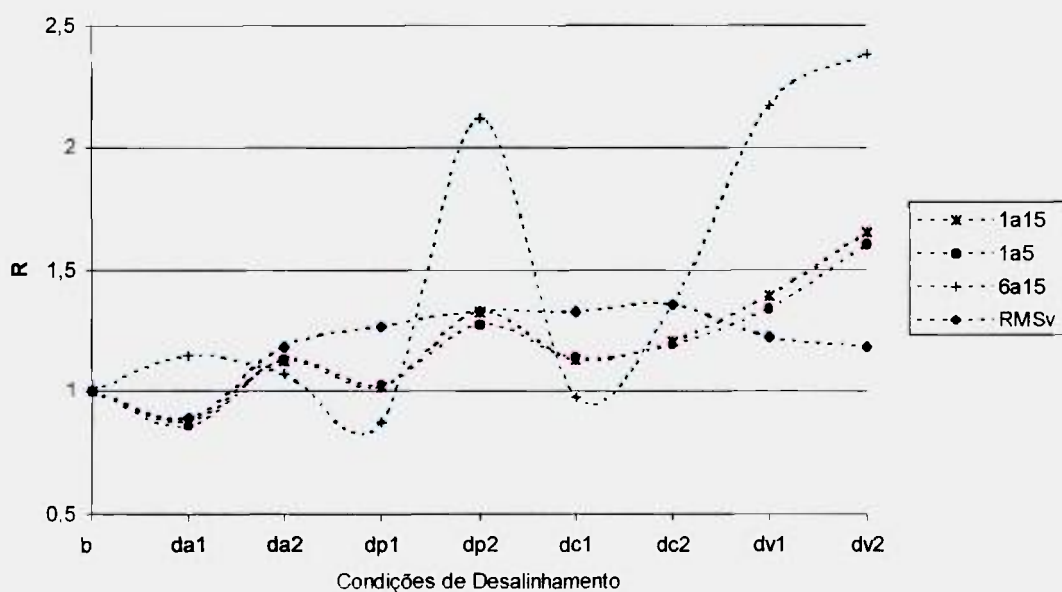


FIGURA B18. Valores de R para médias de harmônicos e para o RMSv no desalinhamento, para o ponto 1v para a rotação de 3000rpm.

A escala do gráfico foi truncada em alguns casos (FIG.B7, B8, B9, B11, B12 e B16), deixando de fora os valores mais elevados de R, de forma a melhorar a visualização do conjunto.

APÊNDICE C – Tabelas com os resultados do desempenho dos parâmetros testados nos experimentos com a SQ.

TABELA C1. Desempenho dos parâmetros no desbalanceamento de força.

Mancal	Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
1	Vertical	1ºh e RMSv	1ºh	1ºh
1	Horizontal	1ºh, 2ºh e 3ºh	3ºh	3ºh
1	Axial	RMSv		
2	Vertical	1ºh, 2ºh, 3ºh, 4ºh e RMSv	1ºh	1ºh
2	Horizontal	1ºh, 2ºh, 4ºh e RMSv	1ºh e RMSv	1ºh

TABELA C2. Desempenho dos parâmetros no desbalanceamento conjugado puro.

Mancal	Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
1	Vertical	2ºh		
1	Horizontal	1ºh e RMSv	1ºh	1ºh
1	Axial	2ºh	2ºh	2ºh
2	Vertical	1ºh e 2ºh		
2	Horizontal			

TABELA C3. Desempenho dos parâmetros no desbalanceamento misto.

Mancal	Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
1	Vertical	1ºh, 2ºh e RMSv	1ºh e RMSv	1ºh
1	Horizontal	1ºh, 3ºh e RMSv	1ºh, 3ºh e RMSv	1ºh
1	Axial	1ºh e 2ºh	2ºh	2ºh
2	Vertical	1ºh, 2ºh e RMSv	1ºh	1ºh
2	Horizontal	1ºh, 3ºh, 4ºh e RMSv	1ºh e RMSv	1ºh

TABELA C4. Desempenho dos parâmetros em várias condições de desbalanceamento de força.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Parâmetros Regulares	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	1ºh e RMSv		1ºh	1ºh
Horizontal	1ºh e RMSv	RMSv	1ºh e RMSv	RMSv

TABELA C5. Desempenho dos parâmetros no desalinhamento angular horizontal.

Direção	Parâmetros correlacionados	Parâmetros Regulares	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	2ºh, 3ºh e AM _{6a15}	2ºh		
Horizontal	3ºh e RMSv	RMSv		

TABELA C6. Desempenho dos parâmetros no desalinhamento paralelo horizontal.

Direção	Parâmetros correlacionados	Parâmetros Regulares	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	AM _{1a15}			
Horizontal	2°h			

TABELA C7. Desempenho dos parâmetros no desalinhamento combinado horizontal.

Direção	Parâmetros correlacionados	Parâmetros Regulares	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	4°h e AM _{1a15}	4°h		
Horizontal	2°h	2°h		

TABELA C8. Desempenho dos parâmetros no desalinhamento paralelo vertical.

Direção	Parâmetros correlacionados	Parâmetros Regulares	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	2°h, 3°h e AM _{6a15}	3°h		
Horizontal	3°h, AM _{1a15} , AM _{1a5} e RMSv	3°h		

TABELA C9. Desempenho dos parâmetros na folga na capa do mancal.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	1°h, AM _{1a5} e RMSv		
Horizontal	3°i e 2°h		

TABELA C10. Desempenho dos parâmetros na folga na fixação do rolamento.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	AM _{6a15}		
Horizontal	2°i, 3°i, 4°i, 5°i, 2°h, 3°h, 4°h, AM _{1a5} , AM _{1a15} e AM _{6a15}	2°h, 3°h, 4°h e AM _{6a15}	AM _{6a15}

TABELA C11. Desempenho dos parâmetros na folga na base.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	5°i, 1°h, AM _{1a15} e AM _{1a5}		
Horizontal	4°i, 1°h, AM _{1a15} , AM _{1a5} e RMSv		

TABELA C12. Desempenho dos parâmetros no problema de defeito na pista interna do rolamento.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	f_{ie} (1° , 2° , 3° , 4° , FA), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, f_{iv} (1° , 2° , 3° , 4°) e RMS_v	f_{ie} (1° , 2° , 3° , 4° , FA), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, f_{iv} (1° , 2° , 4°) e RMS_v	f_{ie} (2°)
Horizontal	f_{ie} (1° , 2° , 3° , 4° , FA), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, f_{iv} (1° , 2° , 3° , 4°) e RMS_v	f_{ie} (1° , 2° , 3° , 4° , FA), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, f_{iv} (1° , 2° , 3° , 4°) e RMS_v	f_{ie} (2°)

TABELA C13. Desempenho dos parâmetros no problema de defeito nas esferas do rolamento.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	fb_e (1° , 2° , 3° , 4° , FA), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$ e fb_v (1° , 2° , 3° , 4°)	fb_e (1° , 2° , 3° , 4° , FA), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, fb_v (2° , 3° , 4°)	fb_v (3°)
Horizontal	fb_e (1° , 2° , 3° , 4° , FA), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$ e fb_v (3° , 4°)	fb_e (1° , 2° , 3° , 4° , FA), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, fb_v (3° , 4°)	fb_e (1°)

TABELA C14. Desempenho dos parâmetros no problema de folga na gaiola do rolamento.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	RMS_{1a5} , RMS_{5a9} e $Pico_{1a5}$	$Pico_{1a5}$	$Pico_{1a5}$
Horizontal	RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$ e fc_v (1° , 2° , 4°)	RMS_{5a9}	RMS_{5a9}

TABELA C15. Desempenho dos parâmetros no problema de corte na gaiola do rolamento.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	fc_e (1° , 2° , 3° , 4°), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} e $Pico_{1a5}$	$Pico_{1a5}$	$Pico_{1a5}$
Horizontal	fc_e (2°), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, fc_v (1° , 2° , 4°) e RMS_v	RMS_{1a5} , RMS_{5a9} e $Pico_{1a5}$	$Pico_{1a5}$

TABELA C16. Desempenho dos parâmetros no problema combinado de folga na gaiola com defeito na pista externa do rolamento.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	f_{c_e} (2°, 3°, 4°), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, f_{c_v} (1°, 2°, 4°) e RMS_v	RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$ e f_{c_v} (2°, 4°)	f_{c_v} (2°)
Horizontal	f_{c_e} (1°, 2°, 3°, 4°), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, f_{c_v} (2°, 4°) e RMS_v	RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$ e f_{c_v} (2°)	f_{c_v} (2°)

TABELA C17. Desempenho dos parâmetros no problema de falta de graxa no rolamento.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	f_{o_e} (1°), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, f_{o_v} (1°, 2°, 3°) e RMS_v	f_{o_v} (1°, 2°, 3°)	f_{o_v} (2°)
Horizontal	f_{o_e} (2°, 3°, 4°), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, f_{o_v} (1°) e RMS_v	f_{o_e} (4°), RMS_{5a9} e f_{o_v} (1°)	RMS_{5a9}

TABELA C18. Desempenho dos parâmetros no problema de graxa suja no rolamento.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	f_{o_e} (1°, 2°, 3°, 4°), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, f_{o_v} (1°, 2°, 3°, 4°) e RMS_v	f_{o_e} (1°, 2°, 3°, 4°), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{5a9}$ e f_{o_v} (1°, 2°, 3°, 4°)	f_{o_v} (1°)
Horizontal	f_{o_e} (1°, 2°, 3°, 4°), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, f_{o_v} (1°, 3°, 4°) e RMS_v	f_{o_e} (1°, 2°, 3°, 4°), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$ e f_{o_v} (1°)	RMS_{5a9}

TABELA C19. Desempenho dos parâmetros no problema de lasqueamento em um ponto na posição x da pista externa do rolamento.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	f_{o_e} (1°, 2°, 3°, 4°, FA), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, f_{o_v} (1°, 2°, 3°)	f_{o_e} (1°, 2°, 4°, FA), $Pico_{1a5}$	f_{o_e} (FA)
Horizontal	f_{o_e} (1°, 2°, 4°, FA), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, f_{o_v} (1°, 4°) e RMS_v	f_{o_e} (FA), RMS_{5a9} , f_{o_v} (1°)	RMS_{5a9}

TABELA C20. Desempenho dos parâmetros no problema de lasqueamento em um ponto na posição y da pista externa do rolamento.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	f_{o_e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, f_{o_v} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ$) e RMS_v	f_{o_e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$ e f_{o_v} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ$)	f_{o_v} (3°)
Horizontal	f_{o_e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, f_{o_v} ($2^\circ, 3^\circ, 4^\circ$) e RMS_v	f_{o_e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, e f_{o_v} ($2^\circ, 3^\circ, 4^\circ$)	f_{o_v} (4°)

TABELA C21. Desempenho dos parâmetros no problema de lasqueamento em um ponto na posição z da pista externa do rolamento.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	f_{o_e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$ e f_{o_v} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ$)	f_{o_e} (3°), RMS_{5a9} , e f_{o_v} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ$)	f_{o_v} (1°)
Horizontal	f_{o_e} ($2^\circ, 3^\circ, 4^\circ$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, f_{o_v} (1°) e RMS_v	RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$ e f_{o_v} (1°)	$Pico_{1a5}$

TABELA C22. Desempenho dos parâmetros no problema de lasqueamento em dois pontos da pista externa do rolamento – disposição x.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	f_{o_e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, f_{o_v} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ$) e RMS_v	f_{o_e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, f_{o_v} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ$) e RMS_v	f_{o_e} (2°)
Horizontal	f_{o_e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, f_{o_v} ($1^\circ, 3^\circ, 4^\circ$) e RMS_v	f_{o_e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, f_{o_v} (4°) e RMS_v	f_{o_e} (2°)

TABELA C23. Desempenho dos parâmetros no problema de lasqueamento em dois pontos da pista externa do rolamento – disposição y.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	f_{o_e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, f_{o_v} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ$) e RMS_v	f_{o_e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, f_{o_v} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ$) e RMS_v	f_{o_v} (2°)
Horizontal	f_{o_e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, f_{o_v} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ$) e RMS_v	f_{o_e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, f_{o_v} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ$) e RMS_v	f_{o_e} (3°)

TABELA C24. Desempenho dos parâmetros no problema de lasqueamento em três pontos da pista externa do rolamento – disposição x.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	$fo_e (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA)$, RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $fo_v (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ)$ e RMS_v	$fo_e (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA)$, RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $fo_v (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ)$ e RMS_v	$fo_v (3^\circ)$
Horizontal	$fo_e (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA)$, RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, $fo_v (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ)$ e RMS_v	$fo_e (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA)$, RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$ $fo_v (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ)$ e RMS_v	$fo_e (2^\circ)$

TABELA C25. Desempenho dos parâmetros no problema de lasqueamento em três pontos da pista externa do rolamento – disposição y.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	$fo_e (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA)$, RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $fo_v (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ)$ e RMS_v	$fo_e (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA)$, RMS_{1a5} , $fo_v (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ)$ e RMS_v	$fo_e (1^\circ)$
Horizontal	$fo_e (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA)$, RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, $fo_v (1^\circ, 3^\circ, 4^\circ)$ e RMS_v	$fo_e (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA)$, RMS_{1a5} , $Pico_{1a5}$ e $fo_v (1^\circ, 4^\circ)$	$fo_e (FA)$

TABELA C26. Desempenho dos parâmetros no problema de lasqueamento em três pontos da pista externa do rolamento – disposição z.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	$fo_e (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA)$, RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, $fo_v (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ)$ e RMS_v	$fo_e (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA)$, RMS_{5a9} , $fo_v (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ)$ e RMS_v	$fo_v (3^\circ)$
Horizontal	$fo_e (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA)$, RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $fo_v (2^\circ, 3^\circ, 4^\circ)$ e RMS_v	$fo_e (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA)$, RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $fo_v (3^\circ, 4^\circ)$ e RMS_v	$fo_e (4^\circ)$

TABELA C27. Desempenho dos parâmetros no problema de lasqueamento extenso na posição x da pista externa do rolamento.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	$fo_e (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA)$, RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, $fo_v (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ)$ e RMS_v	$fo_e (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA)$, RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, e $fo_v (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ)$	$fo_e (1^\circ)$
Horizontal	$fo_e (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA)$, RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$ e $fo_v (3^\circ, 4^\circ)$	$fo_e (1^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA)$, RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, e $fo_v (4^\circ)$	$fo_e (1^\circ)$

TABELA C28. Desempenho dos parâmetros no problema de lasqueamento extenso na posição y da pista externa do rolamento.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	f_{0e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, f_{0v} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ$) e $RMSv$	f_{0e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$ e f_{0v} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ$)	f_{0e} (1°)
Horizontal	f_{0e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, f_{0v} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ$) e $RMSv$	f_{0e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$ e f_{0v} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ$)	f_{0e} (4°)

TABELA C29. Desempenho dos parâmetros no problema de lasqueamento extenso na posição z da pista externa do rolamento.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	f_{0e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, f_{0v} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ$) e $RMSv$	f_{0e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, e f_{0v} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ$)	f_{0e} (3°)
Horizontal	f_{0e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, $Pico_{5a9}$, f_{0v} ($1^\circ, 4^\circ$) e $RMSv$	f_{0e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{5a9} e $Pico_{1a5}$	f_{0e} (3°)

TABELA C30. Desempenho dos parâmetros no problema de seqüência de pequenos buracos na posição x da pista externa do rolamento.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	f_{0e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, f_{0v} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ$) e $RMSv$	f_{0e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$ e f_{0v} ($2^\circ, 3^\circ, 4^\circ$)	f_{0e} (4°)
Horizontal	f_{0e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, e f_{0v} ($3^\circ, 4^\circ$)	f_{0e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$ e f_{0v} ($3^\circ, 4^\circ$)	f_{0e} (4°)

TABELA C31. Desempenho dos parâmetros no problema de seqüência de pequenos buracos na posição y da pista externa do rolamento.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	f_{0e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$ e f_{0v} ($1^\circ, 3^\circ, 4^\circ$)	f_{0e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$ e f_{0v} ($1^\circ, 3^\circ, 4^\circ$)	f_{0e} (4°)
Horizontal	f_{0e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, f_{0v} ($1^\circ, 3^\circ, 4^\circ$) e $RMSv$	f_{0e} ($1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA$), RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$ e f_{0v} ($3^\circ, 4^\circ$)	f_{0e} (4°)

TABELA C32. Desempenho dos parâmetros no problema de seqüência de pequenos buracos na posição z da pista externa do rolamento.

Direção	Parâmetros Correlacionados	Indicadores	Indicador Crítico
Vertical	$fo_e (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ)$, RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$, e $fo_v (2^\circ, 3^\circ)$	$fo_e (1^\circ, 3^\circ, 4^\circ)$, RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$ e $fo_v (2^\circ, 3^\circ)$	$Pico_{1a5}$
Horizontal	$fo_e (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA)$, RMS_{1a5} , RMS_{5a9} , $Pico_{1a5}$ e $fo_v (1^\circ)$	$fo_e (1^\circ, 2^\circ, 3^\circ, 4^\circ, FA)$, RMS_{5a9} e $Pico_{1a5}$	$fo_e (1^\circ)$

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1- Alguindigue I.E., Loskiewicz-Buczak,A., Uhrig,R.E., "Monitoring of Vibrating Machinery Using Artificial Neural Networks", 2nd Government Neural Network Applications Workshop, Huntsville, Alabama, September 10-12, 1991.
- 2- Barszczewski L., Flanagan,M.A., "Detect Shaft Cracks Earlier", Hydrocarbon Processing (United States). ISSN 0018-8190 .v. 74(11) (Nov 1995) .p. 155-160.
- 3- Barthel K., "The Shock Pulse Method for Measuring the Condition of Antifriction Bearings", TAPPI Journal, August 1977, Vol. 60, No. 8: 111-113.
- 4- Bently D.E., Muszynska,A., Bosmans,R.F., "Vibration Monitoring and Shaft Crack Detection", Trans.Am.Nucl.Soc. . ISSN 0003-018X.v.60p.569-570 (Nov 1989).
- 5- Braum S., "Mechanical Signature Analysis", Academic Press, 1986
- 6- Brown D.N., "Envelope Analysis Detects Bearing Faults Before Major Damage Occurs", Pulp & Paper 1989; 63 [13]: 113-7.
- 7- Burgess P.F.J., "Antifriction Bearing Fault Detection Using Envelope Detection", Transactions Inst Prof Engrs New Zealand 1988;15(2):77-82.
- 8- Butler D.E., "The shock-pulse method for the detection of damaged rolling bearings", Non-Destructive Testing, 1973:92-95.
- 9- David S., Home Page: "Equipment Condition Monitoring", Disponível em: <<http://www.vibanalysis.co.uk>>
- 10- ENTEK IRD International Corporation, "Introduction to Vibration Technology", Milford, USA, 1994.
- 11- Ganeriwala S., Patel S., Hartung H.A., "The Truth Behind Misalignment Vibration Spectra of Rotating Machinery", SpectraQuest, Inc, 3987 Deep Rock Road, Richmond, VA 23233 (804) 270-9411.
- 12- Guy K.R., "Pump Monitoring and Analysis", second NRC/ASME symposium on pump and valve testing. NUREG/CP-0123. EGG-2676; CONF-920732-.598 p. Jul 1992.
- 13- Harris FJ, "On the Use of Windows for Harmonic Analysis with the Discrete Fourier Transform", Proceedings of the IEEE, vol.66, No1, January 1978.
- 14- Jesse S, Hines JW, 'Study Shows Shaft Misalignment Reduces Bearing Life', Disponível em: <<http://mt-online.com/articles/04-99ma.cfm?pf=1>>.
- 15- Jones R.M., "A Guide to the Interpretation of Machinery Vibration Measurements – Part I", SKF Conditioning Monitoring, Herndon, Virginia, Sound and Vibration, May 1994, 24-35.

- 16- Jones R.M., "A Guide to the Interpretation of Machinery Vibration Measurements – Part II", SKF Conditioning Monitoring, Herndon, Virginia, Sound and Vibration, September 1994, 12-20.
- 17- Kim P.Y., "A Review of Rolling Element Bearing Health Monitoring (II) Preliminary Test Results on Current Technologies", Proceedings of Machinery Vibration Monitoring and Analysis Meeting, Vibration Institute, New Orleans, LA (26-28 June), 1984: 127-137.
- 18- Li CJ, Ma J., "Wavelet decomposition of vibrations for detection of bearing-localized defects." NDT&E Int 1997;30(3):143–9. 83- Mori K, Kasashima N, Yoshioka T, Ueno Y. Prediction of spalling on a ball bearing by applying the discrete wavelet transform to vibration signals. Wear 1996;195:162–8.
- 19- Mathew J., Alfredson, R.J., "The Condition Monitoring of Rolling Element Bearings Using Vibration Analysis", Journal of vibration, acoustics, stress and reliability in design, July 1984, Vol. 106: 447-453.
- 20- McFadden P.D., Smith J.D., "Vibration monitoring of rolling element bearings by the high frequency resonance technique —a review", Tribol Int 1984;17(1):3–10.
- 21- McFadden P.D., Smith J.D., "The Vibration Produced by Multiple Point Defects in a Rolling Element Bearing", Journal of Sound and Vibration (1985) 98(2), 263-273.
- 22- McFadden P.D., Smith J.D., "Vibration Monitoring of Rolling Element Bearing by the High-Frequency Resonance Technique – A Review", Tribology International 1984; 17(1):3-10.
- 23- Miyachi T, Seki K. "An investigation of the early detection of defects in ball bearings using vibration monitoring — practical limit of detectability and growth speed of defects." In: Proceedings of the International Conference on Rotordynamics, JSME-IFTToMM, Tokyo, 14–17 September, 1986. p.403–8.
- 24- Mori K, Kasashima N, Yoshioka T, Ueno Y. "Prediction of spalling on a ball bearing by applying the discrete wavelet transform to vibration signals.", Wear 1996;195:162-8.
- 25- Nepomuceno LX, "Técnicas de Manutenção Preditiva", Editora Edgard Blücher Ltda, 1989
- 26- Norton M.P., "Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers", Cambridge University Press, 1989.
- 27- Padovese L.R., Apostila do Curso de "Processos Aleatórios e Análise de Sinais Aplicados a Engenharia Mecânica", PMC5827, Escola de Engenharia Mecânica – USP, 2000.

- 28- Padovese L.R., "Comparison of Neural Networks Performance for Fault Classification in Rolling Bearing", IASTED International Conference Applied Modelling and Simulation, September 1-3, 1999, Cairns, Australia.
- 29- Piety KR, "Statistical Technique for Automating the Detection of Anomalous Performance in Rotating Machinery", Proceedings of Society for Machinery Failure Prevention Technology, 28th meeting.
- 30- Prashad H., Ghosh M., Biswas S., "Diagnostic Monitoring of Rolling-Element Bearings by High-Frequency Resonance Technique", ASLE Transactions 1985;28(4):439-48.
- 31- Ruilan L., Guanghui S., Zhi S., Dounan J., "Application of Frequency Spectrum Analysis in the Rotator Moving Equilibrium", School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, Shaanxi, 710049.
- 32- Sadat A.B., "Tool Wear Measurement and Monitoring Techniques for Automated Machining Cells", PD-Vol.61, Tribology Symposium-1994. ASME 1994.
- 33- Sekhar A.S., Prabhu B.S., "Effects of Coupling Misalignment on Vibration of Rotating Machinery", Journal of Sound and Vibration (1995) 185(4), 655-671.
- 34- Serra R.C., Tecco D.G., "Shaft Crack Detection on Centrifugal Pumps by Vibration Analysis", Transactions of the 13th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology (SMiRT 13), Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Brazil, August 13-18, 1995.
- 35- SKF Condition Monitoring Inc, 'Implantação de um Programa de Monitoramento das Condições de Máquinas', 1996.
- 36- Sundberg A., "Monitoring Bearing with the Shock Pulse Method", SPM Instrument Inc., PIMA, July 1984.
- 37- Su YT, Sheen YT, Lin MH, "Signature Analysis of Roller Bearing Vibration: lubrication effects", Journal of Mechanical Engineering Science (1992); 206:193-202.
- 38- Tandon N., Choudhury A., "A Review of Vibration and Acoustic Measurement Methods for the Detection of Defects in Rolling Element Bearings", Department of Mechanical Engineering, Regional Engineering College, Sillehar 788010, India, October, 1999, Tribology International 32 (1999) 469-480.
- 39- Tandon N., Nakra B.C., "Detection of defects in rolling element bearings by vibration monitoring." J Instn Engrs (India) — Mech Eng Div, IE (I) Journal-MC 1993;73:271-82.
- 40- Tandon N., Nakra B.C., "Vibration and Acoustic Monitoring Techniques for the Detection of Defects in Rolling Element Bearing – A Review", Shock and vibration digest, 1992, Vol.24 (3):3-11.

- 41- Ting D.K.S., Padovese L.R., "Comparing Methods for the Numerical Integration of Signals in Accelerometry" - Proceedings of the XVI Brazilian Congress of Mechanical Engineering, November, 26-30, 2001, Uberlandia, Brazil.
- 42- Washo M.W., "A Quick Method of Determining Root Causes and Corrective Actions of Failed Ball Bearings", Journal of the Society of Tribologists and Lubrication Engineers 1996;52(3):206-13.
- 43- Wowk V., "Machinery Vibration – Measurement and Analysis", McGraw-Hill, 1991.
- 44- Xu M., Marangoni R.D., "Vibration Analysis of a Motor-Flexible Coupling-Rotor System Subject to Misalignment and Unbalance, Part I: Theoretical Model and Analysis", Journal of Sound and Vibration (1994) 176(5), 663-679.
- 45- Xu M., Marangoni R.D., "Vibration Analysis of a Motor-Flexible Coupling-Rotor System Subject to Misalignment and Unbalance, Part II: Experimental Validation", Journal of Sound and Vibration (1994) 176(5), 681-691.
- 46- Zhengjia H, Jiyuan Z, Qingfeng M, Yiming N. "Wavelet transform in tandem with autoregressive technique for monitoring and diagnosis of machinery." In: Proceedings of Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management Conference, New Delhi, 1994. p.204–11.