

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DETECÇÃO DE FALHAS EM MANCAIS DE ROLAMENTO  
POR ANÁLISE DE VIBRAÇÕES EM BANDA LARGA:  
UM CASO PRÁTICO DE APLICAÇÃO EM UMA POPULAÇÃO  
DE EQUIPAMENTOS ROTATIVOS

por

Alexandre Ribeiro Menna

Dissertação para obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, novembro de 2007

DETECÇÃO DE FALHAS EM MANCAIS DE ROLAMENTO  
POR ANÁLISE DE VIBRAÇÕES EM BANDA LARGA:  
UM CASO PRÁTICO DE APLICAÇÃO EM UMA POPULAÇÃO  
DE EQUIPAMENTOS ROTATIVOS

por

Alexandre Ribeiro Menna  
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Alberto Tamagna

Aprovada por:

Prof. Dr. Adyles Arato Junior

Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Prof. Dr. Ignácio Iturrioz

Prof. Dr. Flávio José Lorini  
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 28 de novembro de 2007.

“A melhor maneira de prever o futuro é criá-lo”

*Peter Drucker*

## AGRADECIMENTOS

A concretização deste trabalho é o resultado de uma soma de esforços. Inúmeras pessoas e instituições participaram ativamente de sua elaboração, e é desejo do autor registrar um sincero agradecimento, em particular:

À Universidade Federal do Rio Grande do Sul, através dos professores, funcionários e colegas do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica;

Ao Professor Alberto Tamagna, orientador deste trabalho;

À COPESUL, Companhia Petroquímica do Sul, nas pessoas de Jader Weber Brun e Paulo Ermida Moretti, pela oportunidade, apoio, e imensurável compreensão;

Aos colaboradores dos times de Engenharia de Manutenção e Avaliação e de Oficinas da COPESUL, entre os quais gostaria de destacar pelas valiosas contribuições: André Jober de Castro Gonçalves, Erli Tadeu Taschetto, Fábio Almeida Ribeiro de Castro, José Luís Rodrigues Rabadan, Mauro Luis da Silva, Otávio Luiz Dibe Vescovi e Valtemir Zandona;

Aos amigos do time de Oficinas da IPQ pelo incentivo constante, em especial: Luis Mário Alves dos Santos, Paulo Renato Pinho Romão e Paulo Schöning.

À Shana, pelas valiosas lições de planejamento, revisões do texto, e apoio na coleta de dados. Pela compreensão e por todo o amor que compartilhamos.

Aos meus irmãos Daniel e Josiane, por terem sido companheiros de casa com conduta exemplar.

E, finalmente, aos meus pais Ademar e Aida. Por quem são, pelos valores a mim transmitidos, e por nunca terem poupado na construção de minha maior riqueza: o conhecimento.

## RESUMO

No contexto industrial atual, no qual a máxima disponibilidade dos equipamentos ligados ao processo produtivo representa um fator crítico de sucesso, a manutenção industrial passa a desempenhar função estratégica, uma vez que se mostra necessário trabalhar pela prevenção e detecção antecipada das falhas. O constante desenvolvimento das técnicas de análise de vibração tem representado um diferencial na manutenção preditiva de equipamentos rotativos. A detecção de defeitos cada vez menores é constantemente demandada, a fim de possibilitar a ação planejada das equipes de manutenção. O acompanhamento de valores globais de velocidade não é totalmente eficaz nesta situação, e a análise do espectro em baixas frequências do sinal de vibração nem sempre fornece indícios com a antecipação necessária. Nos equipamentos rotativos, a análise espectral do envelope de aceleração tem sido a alternativa mais precisa para a detecção de defeitos nos mancais de rolamento. O objetivo deste trabalho é avaliar a viabilidade de uma análise simplificada do envelope de aceleração através do estabelecimento de um valor numérico único, dotado de referenciais práticos que permitam o diagnóstico de pequenos defeitos com a antecedência adequada. Parte-se da análise de sinais de vibração reais obtidos a partir de uma amostra de conjuntos motor – bomba centrífuga, no instante em que as intervenções de manutenção corretiva nos mancais de rolamento foram recomendadas. A obtenção de um valor global a partir do espectro do envelope de aceleração representa a simplificação desejada, uma vez que se conhece o valor correspondente a detecção efetiva de um defeito. O resultado da análise espectral é confirmado pela desmontagem dos mancais de rolamento danificados e determinação de seu estágio de falha. As conclusões apontam para a viabilidade técnica e econômica de um modelo otimizado de monitoramento preditivo de conjuntos motor – bomba centrífuga, a partir da medição combinada do Valor Global de velocidade RMS e do Valor Global do envelope de aceleração. Ao final do trabalho, uma proposta prática para aplicação na amostra de equipamentos estudada é apresentada.

## ABSTRACT

In the current industry, in which the maximum availability of equipment connected to the production process is a critical factor for success, the industrial maintenance has a strategic role to play, since it appears to work for prevention and early detection of equipment failures. The constant development of the vibration analysis techniques has represented a spread in predictive maintenance of rotating equipment. The detection of smaller defects is constantly becoming possible, in order to enable the planned action of the maintenance teams. The monitoring of overall velocity values is not fully effective in this situation, and the analysis of the low frequencies vibration spectrum not always provides evidence with the required anticipation. In rotating equipment, the analysis of the acceleration envelope spectrum has been the more accurate alternative to the detection of defects in rolling bearing. The purpose of this study is to assess the feasibility of a brief analysis of the acceleration envelope through the establishment of a single numerical value, with practical benchmarks that allow the diagnosis of small defects with the appropriate notice. This study is the analysis of real vibration signals, obtained from a sample of electrical motors and centrifugal pumps, in the moment which the corrective maintenance of the rolling bearing was requested. Achieving the overall value from the envelope acceleration spectrum is the desired simplification, because the analyzed data corresponds to effective detection of a bearing defect. The result of the spectral analysis is confirmed by the disassembly of the damaged rolling bearing, and the determination of their failure stage. The optimized predictive technique composed by the overall envelope spectrum, and the overall velocity has its technical and economic feasibility confirmed. The proposed model can be successfully applied to the electrical motor and centrifugal pumps studied sample.

## ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO .....	1
1.1	Descrição do Problema.....	3
1.2	Objetivo Geral .....	4
1.3	Objetivos Específicos .....	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
2.1	Conceituação de Falha de um Componente Mecânico .....	10
2.2	Análise de Vibração em Equipamentos Rotativos .....	12
2.2.1	Análise da Forma de Onda .....	12
2.2.2	Análise de Freqüências.....	13
2.2.3	Quantificação da Vibração em Equipamentos Rotativos .....	15
2.2.4	O Valor Global de Vibração.....	17
2.2.5	Referenciais à Análise pelo Valor Global de Vibração.....	18
2.2.5.1	Carta de Rathbone .....	18
2.2.5.2	Critério IRD.....	19
2.2.5.3	Carta de Blake .....	20
2.2.5.4	Carta de Severidade do Hydraulic Institute.....	21
2.2.5.5	Especificação CDA/MA/NVSH 107.....	22
2.2.5.6	Carta de Severidade FUPAI.....	23
2.2.5.7	Normas ISO 2372, VDI 2056 e NBR 10082.....	25
2.2.5.8	Método Estatístico.....	28
2.3	Mancais de rolamento .....	30
2.3.1	Expectativa de vida para um mancal de rolamento.....	32
2.3.2	Características da Vibração nos Mancais de Rolamento .....	32
2.3.2.1	A seqüência de pulsos em um mancal de rolamento.....	33
2.3.3	Os estágios primários de falha nos mancais de rolamento.....	34
2.3.3.1	1º Estágio.....	35
2.3.3.2	2º Estágio.....	35
2.3.3.3	3º Estágio.....	35
2.3.3.4	4º Estágio.....	36
2.3.4	Lubrificação .....	37
2.3.5	A origem dos defeitos nos mancais de rolamento.....	37
2.3.5.1	Fadiga dos materiais.....	38

2.3.5.2	Corrosão .....	39
2.3.6	Caracterização dos defeitos nos rolamentos.....	39
2.3.6.1	Escamamento .....	40
2.3.6.2	Descascamento (Peeling) .....	41
2.3.6.3	Arranhadura.....	42
2.3.6.4	Impressões .....	43
2.3.6.5	Escorregamento .....	44
2.3.6.6	Trincas .....	45
2.3.6.7	Fraturas.....	46
2.3.6.8	Pitting .....	47
2.3.6.9	Corrosão por Contato .....	48
2.3.6.10	Corrosão Elétrica.....	49
2.3.6.11	Oxidação e Corrosão .....	50
2.3.6.12	Esmagamento .....	50
2.3.6.13	Superaquecimento .....	51
2.3.6.14	Defeito na Gaiola .....	52
2.4	Análise de Vibrações em Mancais de Rolamento.....	53
2.4.1	Monitoramento com Medições de Banda Larga .....	53
2.4.2	A Técnica do Fator de Crista.....	54
2.4.3	Sinais de Vibração Modulados.....	55
2.4.4	Análise de Sinais de Vibração Repetitivos – A técnica do Envelope .....	56
2.4.4.1	A Região de Maior Relação entre Sinal e Ruído .....	57
2.4.4.2	Separação da Faixa de Frequências de Interesse.....	57
2.4.4.3	Detecção da Ocorrência de Séries de Impacto – A Transformada de Hilbert.....	57
2.4.4.4	Demodulação de Sinais .....	61
2.4.4.5	Identificação das Séries de Impacto .....	63
2.4.4.6	Determinação das Frequências das Séries de Impacto.....	64
2.4.4.7	O Cálculo Discreto da Transformada de Hilbert.....	65
2.4.4.8	O Valor Global do Envelope .....	67
	PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS .....	69
2.5	A manutenção preditiva na COPESUL.....	69
2.6	Seleção da amostra a ser estudada.....	70
2.7	Medições de vibração avaliadas .....	72
2.8	CrITÉrios de avaliação do sinal de vibração .....	73

2.9	Análise visual da falha do mancal de rolamento.....	73
2.10	Classificação do estágio de dano inicial do rolamento .....	74
2.11	Pontos de medição da vibração .....	74
2.12	Instrumentação utilizada .....	77
2.13	Fichas de Manutenção .....	81
2.14	Análise de viabilidade financeira do modelo proposto .....	83
3	ANÁLISE SIMPLIFICADA DO ENVELOPE DE ACELERAÇÃO .....	85
3.1	Estudo de Caso .....	85
3.1.1	Bomba Centrífuga 02B03A.....	85
3.1.2	Bomba Centrífuga 03B03A.....	91
3.1.3	Bomba Centrífuga 22B12B.....	98
3.1.4	Motor Elétrico 13MB02A .....	103
3.2	Discussão dos Resultados.....	109
3.3	Carta de severidade da amostra estudada.....	116
3.4	Uma Rotina otimizada para monitoramento de moto-bombas centrífugas.....	119
3.4.1	Proposta 1: Aplicação do Valor Global do Envelope de Aceleração.....	122
3.4.2	Proposta 2: Coleta e análise executadas pelo técnico de preditiva .....	124
4	CONSIDERAÇÕES FINAIS .....	126
5	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	131
	ANEXOS.....	135
	ANEXO I – Configurações do Coletor Brüel & Kjaer 2526 E.....	135
	ANEXO II – Fichas de Manutenção .....	136
	ANEXO III – Jean-Baptiste Joseph Fourier – Biografia resumida.....	164
	ANEXO IV – David Hilbert – Biografia resumida.....	166

## LISTA DE SÍMBOLOS

$t$ – tempo	[s]
$x(t)$ – sinal de deslocamento que se desenvolve no domínio do tempo	[m]
$m(t)$ - sinal modulador que se desenvolve no domínio do tempo	[m]
$X(\omega)$ – sinal de deslocamento que se desenvolve no domínio da frequência	[m]
$M(\omega)$ - sinal modulador que se desenvolve no domínio da frequência	[m]
$F\{x(t)\}$ - transformada de Fourier de um sinal que se desenvolve no domínio do tempo, indicada pela aplicação de um operador $F$	[m]
$\tilde{x}(t)$ – transformada de Hilbert de um sinal que se desenvolve no domínio do tempo	[m]
$H\{x(t)\}$ - transformada de Hilbert de um sinal que se desenvolve no domínio do tempo, indicada pela aplicação de um operador $H$	[m]
$\tilde{X}(t)$ - transformada de Fourier de $\tilde{x}(t)$	
$z(t)$ - sinal analítico que se desenvolve no domínio do tempo	[m]
$\phi(t)$ e $\theta(t)$ - ângulo de fase instantâneo em relação ao tempo	[rad]
$\omega$ - frequência do sinal analisado	[rad/s]
$f$ - frequência do sinal analisado	[Hz]
$f_0$ - frequência constante do sinal portador	[Hz]
$f_m$ - frequência moduladora do sinal analisado	[Hz]
$\omega_m$ - frequência moduladora do sinal analisado	[rad/s]
$\omega_n$ - uma das frequências naturais do sinal analisado	[rad/s]
$T$ – intervalo de tempo em que se desenvolve um ciclo do movimento	[s]
$T_n$ - período associado a uma das frequências naturais do sinal analisado	[s]
$i$ – designação da parte imaginária de um número complexo	
FFT – Transformada Rápida de Fourier	
RMS – valor eficaz da variável monitorada	
$n$ – número de pontos de um sinal no domínio do tempo	
$m$ – número de pontos de um sinal no domínio da frequência	
$\frac{dx(t)}{dt}$ - primeira derivada temporal do deslocamento – velocidade	[m/s]
$\frac{d^2x(t)}{dt^2}$ - segunda derivada temporal do deslocamento – aceleração	[m/s <sup>2</sup> ou G]

$x_0$ – amplitude do deslocamento	[m]
$A(t)$ - função modulação ou “envelope” de um sinal no domínio do tempo	
$VG$ - Valor Global de vibração (medida <i>overall</i> )	
$V$ - variável aleatória	
$\sigma$ - desvio padrão obtido a partir de uma amostra	
$v_{RPM}$ - velocidade de rotação do eixo	[RPM]
$L_{10h}$ - estimativa de vida nominal de um rolamento	[h]
$C$ - capacidade normal de carga dinâmica do rolamento	[N]
$P$ - carga dinâmica equivalente do rolamento	[N]
$n$ - velocidade de rotação do eixo;	[RPM]
$p$ - expoente da equação de vida do rolamento	

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - [Moubray, 1997] Evolução das expectativas com relação à manutenção industrial.....	6
Figura 2 - [Moubray, 1997] Evolução das ações e técnicas de manutenção no século XX.....	7
Figura 3 - [Vescovi, 2000] Modelo de modo de deterioração e métodos de detecção. ....	11
Figura 4 - [Cesa, 2006] Nível de vibração ao longo do tempo medido na direção radial de um rolamento NSK 6204 com defeito pré-determinado em sua pista externa. Evidência da ocorrência de fenômenos em alta frequência .....	13
Figura 5 - [Cesa, 2006] Espectro de frequências obtido a partir da FFT. Medição realizada na direção radial de um rolamento NSK 6204 com defeito pré-determinado em sua pista externa. Evidência da ocorrência de fenômenos em alta frequência, como a indicada pelo cursor em 11,19 kHz. ....	15
Figura 6 - [Almeida et. al. 2006]. Comparação gráfica entre as medidas zero-a-pico, pico-a-pico, valor médio e valor RMS, considerando uma senoide simples e um sinal composto. Apesar de numericamente inferior, o valor RMS apresenta informações históricas relacionadas ao nível de energia do movimento vibratório. ....	17
Figura 7 - [Almeida et. al. 2006] Carta de Severidade de Rathbone, 1939. Utilizada para avaliação de medidas sobre a carcaça, até a frequência de 6000 RPM.....	19
Figura 8 - [Almeida et. al. 2006] Carta de Severidade da IRD. Utilizada principalmente para avaliações de desbalanceamentos e desalinhamentos, em frequências de até 100.000 RPM.....	20
Figura 9 - [Almeida et. al. 2006] Carta de Severidade de Blake. Introdução do Fator de serviço na avaliação da vibração em equipamentos rotativos, em frequências de até 10.000 RPM. ....	21
Figura 10 - [Almeida et. al. 2006] Carta de Severidade do <i>Hydraulic Institute</i> para avaliação dos mancais de bombas centrífugas verticais, onde o ponto de medição encontra-se distante do mancal monitorado. ....	22
Figura 11 - [Almeida, 2006] Gráfico de severidade de vibrações FUPAI, aplicável a vibrações excitadas por desbalanceamentos e desalinhamentos em equipamentos rotativos. ....	24
Figura 12 – [Almeida et. al. 2006] Diagrama dos níveis de severidade estabelecidos pelas normas ISO 2372, VDI 2056 e NBR 10082. ....	27
Figura 13 - [SKF, 1997] Rolamento rígido de esferas. ....	30
Figura 14 - [SKF, 1997] Rolamento rígido com dupla carreira de esferas. ....	31
Figura 15 - [SKF, 1997] Rolamento de esferas de contato angular. ....	31
Figura 16 - [SKF, 1997] Rolamento de rolos cilíndricos. ....	31

Figura 17 - [Almeida et. al., 2007] Dimensões de um rolamento rígido de esferas utilizadas no cálculo de suas frequências características.....	33
Figura 18 - [NSK, 2001] Escamamento ocorrido em componentes de rolamentos. (a) na pista interna em decorrência de desalinhamento na montagem; (b) e (c) marcas na pista interna e esferas, respectivamente, por impacto na montagem; (d) descascamento localizado da pista interna em decorrência de lubrificação deficiente; (e) e (f) nas pistas interna e externa do mesmo rolamento, em decorrência de sobrecarga na direção axial.....	41
Figura 19 - [NSK, 2001] Descascamento da pista do anel interno de um rolamento como consequência de lubrificação deficiente; (b) Detalhe ampliado do observado em (a).....	42
Figura 20 - [NSK, 2001] Arranhadura ocorrida em componentes de rolamentos. Em (a) e (b) a pista interna e os elementos rolantes de um rolamento auto-compensador de rolos, respectivamente, em decorrência de escorregamento dos rolos. Em (c) e (d) detalhe da borda da pista interna e os rolos de um rolamento de rolos cilíndricos, respectivamente, em decorrência de montagem com pré-carga axial elevada. ....	43
Figura 21 - [NSK, 2001] Impressões provocadas pela presença de impurezas sobre a pista do anel interno de um rolamento de rolos cônicos (a), e sobre os elementos rolantes de um rolamento de rolos cilíndricos (b). ....	44
Figura 22 - [NSK, 2001] Sinais de escorregamento sofrido por componentes de mancais de rolamento. Em (a) e (b) as pistas interna e externa de um rolamento de rolos cilíndricos, em decorrência de deficiência de lubrificação. Em (c) os elementos rolantes de um rolamento auto-compensador de rolos, que funcionaram com lubrificação deficiente. ....	45
Figura 23 - [NSK, 2001] Trincas observadas em componentes de rolamentos. Em (a) na pista interna de um rolamento de rolos cilíndricos, em decorrência de choque na direção axial. Em (b) no elemento rolante de um rolamento auto-compensador de rolos, devido ao funcionamento em contato com deformidades nas pistas de rolamento. Em (d) detalhe da trinca apresentada em (c), em função do ajuste de montagem, que não considerava a elevada temperatura de operação do eixo. ....	46
Figura 24 - [NSK, 2001] Fraturas no anel interno de rolamentos de contato angular. Em (a) em decorrência de impacto na montagem, e em (b), de carga excessiva em operação. ....	47
Figura 25 - [NSK, 2001] Pitting sobre a pista do anel externo (a) e o elemento rolante (b) de um rolamento axial, provocado pela exposição ao meio ambiente. ....	47
Figura 26 - [NSK, 2001] Corrosão por contato sobre a superfície do furo (a) e no anel externo (b) ocasionada por ajuste inadequado e exposição a vibrações. Em (c) e (d) marcas na pista e elementos rolantes, ocasionada por longo período com o equipamento fora de operação. ....	48

Figura 27 - [NSK, 2001] Exemplos de corrosão elétrica ocorrida em mancais de rolamento. Em (a) a pista do anel interno de um rolamento de rolos cilíndricos. Em (b) o escurecimento dos elementos rolantes de um rolamento rígido de esferas. Em (c) e (d) detalhes da fusão de material ocorrida na pista de um rolamento rígido de esferas.....	49
Figura 28 - [NSK, 2001] Oxidação provocada sobre a superfície das pistas de rolamentos provocada pela presença de umidade no interior da caixa de mancal. Em (a) o aspecto da pista do anel externo de um rolamento rígido de esferas. Em (b) a pista do anel interno de um rolamento auto-compensador de rolos.....	50
Figura 29 - [NSK, 2001] Esmagamento ocorrido na superfície de componentes de rolamentos em decorrência de vibração da circunvizinhança do equipamento. (a) mostra a pista do anel externo de um rolamento rígido de esferas, e (b) os elementos rolantes de um rolamento de rolos cilíndricos. ....	51
Figura 30 - [NSK, 2001] Superaquecimento observado sobre o anel interno (a) e elementos rolantes (b) de um rolamento auto-compensador de rolos. Lubrificação deficiente ocasionou a falha. ....	52
Figura 31 - [NSK, 2001] Defeitos ocorridos na gaiola de um rolamento. Em (a) e (b) em decorrência de desalinhamento entre os anéis interno e externo, em rolamento rígido de esferas e de rolos cônicos, respectivamente. Em (c) e (d) deformação da gaiola provocada por choque no manuseio e montagem, em um rolamento rígido de esferas e de rolos cilíndricos, respectivamente. ....	53
Figura 32 - [Randall et. al. 1987] Aplicação de seqüência de duas transformadas de Hilbert em uma senoide, visualizada no domínio da freqüência. ....	60
Figura 33 - [Almeida et. al. 2006]. Exemplo de sinal de vibração com amplitude modulada (AM), acompanhado de seu espectro de Fourier, evidenciando o aparecimento de pares de bandas laterais em torno da freqüência portadora $f_0$ . ....	62
Figura 34 - [Almeida et. al. 2007]. Sinal modulado em amplitude, com pulsos oriundos da sucessão de impactos das esferas contra um defeito localizado na pista externa de um rolamento. Os pulsos excitam uma freqüência natural da pista do rolamento. ....	64
Figura 35 [Almeida et. al. 2007]. Princípio básico da técnica do envelope, aplicada na determinação das freqüências das séries de impulsos em um sinal de vibração.....	65
Figura 36 - [Almeida et. al. 2007]. Carta de Severidade para o Valor Global do Envelope aplicável a rolamentos de esferas lubrificados a óleo (linha inferior) ou graxa (linha superior). $1G = 9,81 \text{ m/s}^2$ .....	67

Figura 37 - [Almeida et al, 2007]. Carta de Severidade para o Valor Global do Envelope aplicável a rolamentos de rolos lubrificados a óleo (linha inferior) ou graxa (linha superior). $1G = 9,81 \text{ m/s}^2$ .....	68
Figura 38 – Exemplo de conjunto motor-bomba centrífuga, objeto deste estudo. Os equipamentos acionadores e acionados possuem acoplamento direto. As setas indicam o sentido de fluxo do fluido bombeado. ....	71
Figura 39 – [Sulzer, 2002] Desenho em corte de uma bomba centrífuga horizontal simples-estágio, com rotor montado em balanço. As direções típicas de monitoramento do sinal de vibração são apresentadas. ....	75
Figura 40 – [WEG, 2006] Desenho de conjunto de um motor elétrico trifásico com carcaça a prova de explosão. As direções típicas de monitoramento do sinal de vibração são apresentadas. ....	75
Figura 41 – [Sulzer, 2002] Detalhe da caixa de mancais de uma bomba centrífuga horizontal simples-estágio, com rotor em balanço. Indicação do ponto LA H, de medição de vibração, utilizado neste estudo. ....	76
Figura 42 – [WEG, 2006] Detalhe da tampa e rotor de um motor elétrico trifásico a prova de explosão. Indicação do ponto LA H, de medição de vibração, utilizado neste estudo. ....	77
Figura 43 – [WEG, 2006] Detalhe da tampa traseira de um motor elétrico trifásico a prova de explosão. Indicação do ponto LOA H, de medição de vibração, utilizado neste estudo. ....	77
Figura 44 - [Brüel & Kjaer, 1998] Coletor portátil de vibração B&K 2526 E .....	78
Figura 45 - [Brüel & Kjaer, 2007] Acelerômetro B&K 4391 utilizado em aplicações industriais. ....	79
Figura 46 - [Brüel & Kjaer, 1998] Desenho esquemático de um acelerômetro do tipo “ <i>Delta Shear</i> ”. ....	79
Figura 47 - [Brüel & Kjaer, 2007] Curva de sensibilidade típica para um acelerômetro B&K 4391. ....	79
Figura 48 – [Brüel & Kjaer, 1998] Comparação da sensibilidade dos diferentes métodos de acoplamento de acelerômetros a superfície do equipamento a ser medido. A sensibilidade é apresentada em função da faixa de frequências atendida. ....	80
Figura 49 - Tela do software de análises de vibrações “ <i>Compass</i> ” utilizado na COPESUL. É apresentado o espectro do envelope do mancal LA da bomba centrífuga 13B01A. ....	81
Figura 50 – Resumo da metodologia proposta. ....	84
Figura 51 - Bomba Centrífuga 02B03A em 14/05/07. Espectro do Envelope de aceleração medido no mancal do lado do acoplamento, na direção horizontal. ....	87

Figura 52 - Bomba Centrífuga 02B03A em 14/05/07. Espectro do Envelope de aceleração medido no mancal do lado do acoplamento, na direção horizontal. Medição da amplitude em escala linear. ....	88
Figura 53 - Defeito localizado em esfera de um rolamento 6207. Posição 1 (LOA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 02B03A .....	88
Figura 54 - Defeito localizado e sinais de oxidação na pista externa de um rolamento 6306 NR. Posição 2 (LA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 02B03A.....	89
Figura 55 - Gráfico comparativo entre os espectros do envelope antes (segundo plano) e depois (primeiro plano) da intervenção de manutenção na bomba 03B02A. Medições executadas em ponto na direção horizontal do lado do acoplamento da bomba. ....	90
Figura 56 - Bomba Centrífuga 03B03A em 25/04/07. Espectro do Envelope de aceleração medido no mancal do lado do acoplamento, na direção horizontal. ....	92
Figura 57 - Bomba Centrífuga 03B03A em 25/04/07. Espectro do Envelope de aceleração medido no mancal do lado do acoplamento, na direção horizontal. Medição da amplitude em escala linear. ....	93
Figura 58 - Aspecto geral da pista externa do rolamento 7312 BEP. Posição 2 (LA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 03B03A .....	94
Figura 59 - Aspecto geral da pista interna do rolamento 7312 BEP. Posição 2 (LA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 03B03A .....	94
Figura 60 - Aspecto geral da gaiola do rolamento 7312 BEP. Posição 2 (LA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 03B03A .....	95
Figura 61 - Detalhe do alojamento da esfera na gaiola 7312 BEP. Posição 2 (LA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 03B03A .....	95
Figura 62 - Aspecto geral da pista interna do rolamento 6212. Posição 1 (LOA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 03B03A .....	96
Figura 63 - Aspecto geral da pista externa do rolamento 6212. Posição 1 (LOA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 03B03A .....	96
Figura 64 - Gráfico comparativo entre os espectros do envelope antes (segundo plano) e depois (primeiro plano) da intervenção de manutenção na bomba 03B03A. Medições executadas em ponto na direção horizontal do lado do acoplamento da bomba. ....	97
Figura 65 - Bomba Centrífuga 22B12B em 23/03/05. Espectro do Envelope de aceleração medido no mancal do lado do acoplamento, na direção horizontal. ....	100

Figura 66 - Bomba Centrífuga 22B12B em 23/03/05. Espectro do Envelope de aceleração medido no mancal do lado do acoplamento, na direção horizontal. Medição da amplitude em escala linear. ....	101
Figura 67 - Aspecto geral das pistas externa e interna do rolamento 6304 NR. Posição 1 (LOA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 22B12B .....	101
Figura 68 - Detalhe da pista externa do rolamento 6304 NR. Posição 1 (LOA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 22B12B.....	101
Figura 69 - Detalhe da pista interna do rolamento 6304 NR. Posição 1 (LOA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 22B12B.....	102
Figura 70 - Detalhe do dano localizado em esfera do rolamento 6205. Posição 2 (LA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 22B12B.....	102
Figura 71 - Gráfico comparativo entre os espectros do envelope antes (segundo plano) e depois (primeiro plano) da intervenção de manutenção na bomba 22B12B. Medições executadas em ponto na direção horizontal do lado do acoplamento da bomba. ....	103
Figura 72 - Motor Elétrico 13MB02A em 06/01/06. Espectro do Envelope de aceleração medido no mancal do lado do acoplamento, na direção horizontal. ....	105
Figura 73 - Bomba Centrífuga 13MB02A em 06/01/06. Espectro do Envelope de aceleração medido no mancal do lado do acoplamento, na direção horizontal. Medição da amplitude em escala linear. ....	106
Figura 74 - Aspecto geral das pistas externa e interna do rolamento 6314 C3. Posição 4 (LA) do mancal do motor elétrico 13MB02A.....	106
Figura 75 - Detalhe da pista externa do rolamento 6314 C3. Posição 4 (LA) do mancal do motor elétrico 13MB02A.....	107
Figura 76 - Gráfico comparativo entre os espectros do envelope antes (segundo plano) e depois (primeiro plano) da intervenção de manutenção no motor 13MB02A. Medições executadas em ponto na direção horizontal do lado do acoplamento do motor. ....	107
Figura 77 - Comparativo entre o Valor Global do envelope de aceleração antes e após a intervenção de manutenção recomendada com base no espectro do envelope. Os valores são apresentados para os dezessete equipamentos rotativos da COPESUL que compõem o presente estudo de caso.....	109
Figura 78 - Comparativo entre o Valor Global de velocidade antes e após a intervenção de manutenção recomendada com base no espectro do envelope. Os valores são apresentados para os dezessete equipamentos rotativos da COPESUL que compõem o presente estudo de caso. ....	110

Figura 79 - Comparativo entre a redução do Valor Global de velocidade e do Valor Global do Envelope após a substituição dos rolamentos danificados. Os valores são apresentados para os dezessete equipamentos rotativos da COPESUL que compõem o presente estudo de caso.....	111
Figura 80 - Comparativo entre os Valores Globais do Envelope de aceleração relacionados à velocidade de rotação e ao estágio de falha dos rolamentos. Os valores são apresentados para os dezessete equipamentos rotativos da COPESUL antes de passarem por intervenção de manutenção.....	112
Figura 81 - Comparativo entre os Valores Globais do Envelope de aceleração relacionados à velocidade de rotação e ao lubrificante utilizado nos rolamentos. Os valores são apresentados para os dezessete equipamentos rotativos da COPESUL antes de passarem por intervenção de manutenção.....	113
Figura 82 - Comparativo entre os Valores Globais do Envelope de aceleração relacionados à potência do equipamento e ao estágio de falha dos rolamentos. Os valores são apresentados para os dezessete equipamentos rotativos da COPESUL antes de passarem por intervenção de manutenção.....	114
Figura 83 - Localização dos pontos de Valor Global do envelope avaliados em relação aos valores de referência propostos por Almeida et. al. [2007] .....	115
Figura 84 - Distribuição do Valor Global do envelope de aceleração em torno da média. Valores associados a velocidade de rotação de 3550 RPM.....	117
Figura 85 - Carta de severidade para o Valor Global do envelope de aceleração obtida para a amostra estudada, com os limites de “Alerta” e “Crítico” obtidos estatisticamente.....	118
Figura 86 - Probabilidade de detecção de um defeito em um mancal de rolamento em função da faixa de alarme aplicada. Valores apresentados para as velocidades de rotação de 1750 e 3550 RPM. ....	119
Figura 87 - Comparativo entre o custo de monitoramento de um conjunto motor-bomba centrífuga para um período operacional de 42 meses. Estimativa com base em valores fornecidos pela COPESUL. ....	125

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 - [Almeida et. al. 2006] Resumo da especificação do Governo Canadense CDA/MA/NVSH 107 “ <i>Vibration Limits for Maintenance</i> ”. Reparar a distinção realizada entre equipamentos “novos” e “desgastados” .....	23
Tabela 2 - [ABNT NBR 10082, 1987] Faixas de severidade fixadas pelas Normas NBR 10082, ISO 2372, VDI 2056, para o intervalo de frequências de 10 a 1000 Hz.....	25
Tabela 3 - [Almeida et. al., 2007] Frequências Características de Defeitos em Rolamentos .....	34
Tabela 4 - [Berry, 1997] Estágios primários de evolução dos danos em um mancal de rolamento.....	36
Tabela 5 – [Scheite, 1992] Causas de Falha em Mancais de Rolamento e seu percentual de ocorrência .....	40
Tabela 6 - [Almeida et al, 2007] Carta de severidade para monitoramento de mancais de rolamento com base na experiência da Rhodia Química. ....	54
Tabela 7 – [Moubray, 1997] Intervalo entre medições em função da disponibilidade operacional requerida.....	70
Tabela 8 - Critério COPESUL para avaliação de rolamentos pelo Valor Global do envelope de aceleração.....	123

## 1 INTRODUÇÃO

Qualquer planejamento tem início na definição do objetivo a ser alcançado. No caso de uma intervenção de manutenção, o objetivo é reconduzir a máquina às suas condições operacionais originais, ou pelo menos, às condições mínimas que atendam às necessidades operacionais atuais. Em outras palavras, busca-se a restauração da capacidade da máquina cumprir sua função no processo para o qual foi projetada. A partir deste ponto fundamental é que se iniciarão os estudos quanto à quantidade de mão de obra, ferramentas, peças sobressalentes e prazos necessários.

O processo de gerenciamento de ativos na indústria mundial tem passado por profundas modificações ao longo dos últimos 30 anos. Os fatores que norteiam este processo estão ligados às crescentes expectativas dos usuários com relação ao desempenho dos equipamentos em serviço. Máquinas cada vez mais complexas são projetadas para atender condições de serviço cada vez mais severas, e seu bom desempenho também estará atrelado à redução das consequências de eventuais falhas, seja no que diz respeito aos impactos ao meio ambiente, ou a segurança dos próprios usuários.

Em um ambiente empresarial de produção contínua, assegurar as condições físicas e funcionais dos ativos é condição de sobrevivência. Se particularizarmos o foco ao setor petroquímico, no qual a produção de *commodities* como os combustíveis ou o etileno é realizada em elevados volumes, extrema confiabilidade em todos os processos produtivos e de apoio é demandada. A crescente automação industrial é de extrema relevância na observação desta tendência, uma vez que se passa ao controle cada vez mais responsável das instalações. A crescente pressão social e de legislação no que tange a preservação da segurança do usuário e do meio-ambiente deve também ser levada em conta, uma vez que a responsabilidade sócio-ambiental será consequência da robustez e da operabilidade dos equipamentos.

Em resposta a este contexto, o processo de Manutenção passa a constituir fator crítico de sucesso para o ambiente industrial, e a combinação ideal de técnicas, procedimentos e novas tecnologias deve ser constantemente revisada. Passam a ganhar força as técnicas de manutenção preditiva, nas quais os técnicos de manutenção e usuários passam a observar variáveis operacionais do equipamento, e a analisar seus eventuais desvios.

Uma vez que todo equipamento rotativo apresenta um determinado nível de vibração, uma alteração do comportamento vibratório pode ser indício do agravamento de um defeito. Um nível de vibração elevado costuma ser consequência de desbalanceamento de rotores, desalinhamento entre equipamentos acionador e acionado, deformações na carcaça do equipamento, ro-

çamentos, falhas de lubrificação, desgaste e defeitos superficiais nos seus componentes. O presente trabalho faz uso da análise de vibrações para a investigação de defeitos em mancais de rolamento, onde a detecção de um defeito e o acompanhamento de sua progressão geram os subsídios necessários à tomada de decisão. A possibilidade de antecipar as falhas proporciona o planejamento adequado das intervenções de manutenção, otimizando recursos humanos e financeiros, racionalizando o consumo de materiais sobressalentes, reduzindo os impactos ambientais.

Os primeiros grandes desenvolvimentos da análise de vibrações aplicada à manutenção industrial datam do final da década de 30. A ampla aplicação destes princípios, entretanto, só foi possível a partir do desenvolvimento de ferramentas eletrônicas portáteis e robustas que possibilitassem maior facilidade na coleta e processamento de dados. O advento da computação digital possibilitou a gradual compactação destes instrumentos, que culminou com a popularização dos coletores e analisadores portáteis a partir da metade da década de 80.

A correta aplicação da tecnologia disponível deve ser precedida de análise acerca das variáveis que se deseja monitorar, e dos limites de avaliação aplicáveis para a correta tomada de decisão. A escolha da variável a ser monitorada está ligada aos distúrbios que se deseja detectar. Assim, as medições de deslocamento, velocidade e aceleração cumprirão diferentes funções de diagnóstico.

A medição de velocidade em banda larga é o parâmetro de avaliação mais comumente utilizado nas cartas de severidade de vibração, e é a partir dele que são estabelecidos os limites de “Alerta” e “Crítico” que subsidiam a tomada de decisão. O analista de vibração deverá dispor de um conhecimento aprimorado da técnica e das características construtivas do equipamento rotativo, afim de que possa estabelecer os requisitos de monitoramento mais adequados a cada caso.

Chama atenção o fato de nem todos os defeitos que se desenvolvem em um equipamento rotativo poderem ser detectados através do monitoramento de uma única variável. Medições de aceleração são as mais confiáveis para detecção de defeitos perceptíveis em altas frequências, casos em que a análise de velocidade em banda larga deixa a desejar em termos de precisão.

O presente trabalho apresentara uma ampla discussão em torno do tema análise de vibrações e sua aplicação como técnica de manutenção preditiva. Um estudo de caso é desenvolvido a partir de dados coletados em uma população de equipamentos rotativos (conjuntos motor – bomba centrífuga), no qual a eficiência da técnica será posta à prova, e uma série de considerações teóricas e práticas poderão ser realizadas.

## 1.1 Descrição do Problema

A escolha da variável a ser medida constitui uma das etapas mais importantes do processo de implantação de um programa de manutenção preditiva por análise de vibração. O processo de detecção de um defeito está diretamente ligado ao nível energético com que este se manifesta quando o equipamento encontra-se em funcionamento. A energia envolvida está diretamente ligada ao tamanho dos defeitos e a massa relativa dos componentes em que o defeito se manifesta. Componentes defeituosos com maior massa, se comparados com a massa bruta total do equipamento, ou com defeitos em estágio avançado de progressão terão maior facilidade de serem detectados. Já os componentes menores demandarão maior complexidade no seu processo de monitoramento. No processo de manutenção preditiva em plantas industriais não são raros os casos em que falhas catastróficas dos mancais de rolamento, por exemplo, não foram sequer “alertadas” pelos métodos mais usuais de análise pela medida eficaz do Valor Global de velocidade.

Os problemas mecânicos que se manifestam em baixas frequências são mais facilmente detectados pela análise espectral, ou pela simples leitura do Valor Global de velocidade RMS. Ocorrências de desbalanceamentos de eixos e rotores, desalinhamento entre uma bomba centrífuga e seu equipamento acionador, roçamentos entre partes girantes e estáticas costumam ser precisamente detectados antes de assumir maior criticidade. No espectro de frequências em velocidade, as amplitudes associadas às frequências que caracterizam os defeitos dos mancais de rolamento tornam-se imperceptíveis em meio às frequências associadas aos defeitos anteriormente citados.

A aplicação da técnica de espectro do “envelope” de aceleração, que parte da demodulação do sinal de vibração com amplitude modulada, em alta frequência, como o meio de obter o espectro da onda demodulada, tem se mostrado o método mais eficaz para diagnóstico de defeitos em mancais de rolamento. Alguns trabalhos disponíveis na literatura atestam esta efetividade ao comparar a magnitude dos defeitos detectáveis, significativamente menores que os encontrados em intervenções de manutenção motivadas pelos métodos tradicionais, tais como o Valor Global de velocidade RMS e a análise do espectro de velocidade da onda completa.

No caso dos mancais de rolamento, entender os mecanismos de desgaste, e a influência dos defeitos de diferentes tamanhos no comportamento dinâmico da máquina, constituem o princípio do desenvolvimento de uma técnica preditiva que possibilite a antecipação dos defeitos mais comuns com uma margem segura. Planejar intervenções de manutenção corretiva com relativa antecedência proporciona uma melhor aplicação dos recursos disponíveis, reduz o tempo de

maquina parada, minimiza a incidência de impactos ambientais e a exposição do homem de manutenção aos riscos inerentes às tarefas de manutenção.

É fato que a análise espectral se mostra um procedimento mais complexo. A grande maioria dos critérios de avaliação de vibração (ou de severidade de vibração) busca a simplicidade de diagnostico, e é concebida com base na medição de vibração em banda larga. A variável mais usual é o Valor Global em velocidade RMS, e sua simples avaliação pode implicar nas desvantagens anteriormente citadas.

A possibilidade de simplificar a análise do “envelope” de aceleração pode ser avaliada. O cálculo de um Valor Global do envelope de aceleração a partir do espectro do envelope pode complementar a avaliação realizada através dos padrões disponíveis na literatura para o Valor Global de velocidade.

O presente trabalho apresenta o estudo realizado em uma população de conjuntos motor – bomba centrífuga de uma planta industrial petroquímica. A análise dos dados de vibração coletados possibilitará concluir acerca da viabilidade técnica destas proposições.

## 1.2 Objetivo Geral

A análise espectral do envelope de aceleração, além de bastante difundida, tem apresentado resultados bastante satisfatórios na detecção de falhas de mancais de rolamentos. O principal objetivo deste trabalho é o de qualificar uma metodologia capaz de simplificar esta análise, partindo da obtenção de um valor numérico único a partir do espectro do envelope de aceleração.

## 1.3 Objetivos Específicos

Obter um valor numérico único para avaliação da condição de mancais de rolamento. Parte-se da observação de dados práticos de uma população de conjuntos motor - bomba centrífuga, em que intervenções de manutenção para substituição dos rolamentos foram recomendadas. De posse destes valores de referência, as pela análise espectral do envelope de aceleração. Uma vez que os espectros analisados refletem uma condição de falha dos rolamentos, estabelecer um critério de avaliação específico dotado de valores de “Alerta” e “Crítico” para o monitoramento da amostra estudada.

Verificar a viabilidade de um programa de monitoramento de conjuntos motor – bomba centrífuga que utilize a análise simplificada do envelope de aceleração. Agregar estes valores a tradicional medição do Valor Global de velocidade RMS e seu julgamento através dos critérios de severidade de vibração disponíveis na literatura. O estudo de viabilidade compreenderá a capacidade técnica do método, os possíveis ganhos em disponibilidade operacional do equipamento, e sua viabilidade econômica.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A expressiva evolução das técnicas de manutenção nos últimos trinta anos decorre de dois aspectos básicos: primeiro a complexidade crescente dos equipamentos e suas condições de serviço cada vez mais severas, segundo, pela expectativa criada com relação às conseqüências de eventuais falhas, no que diz respeito aos impactos ao meio ambiente e aos usuários. Moubray [1997] divide a evolução da manutenção ao longo do século XX em três gerações, como pode ser observado na figura 1 abaixo.

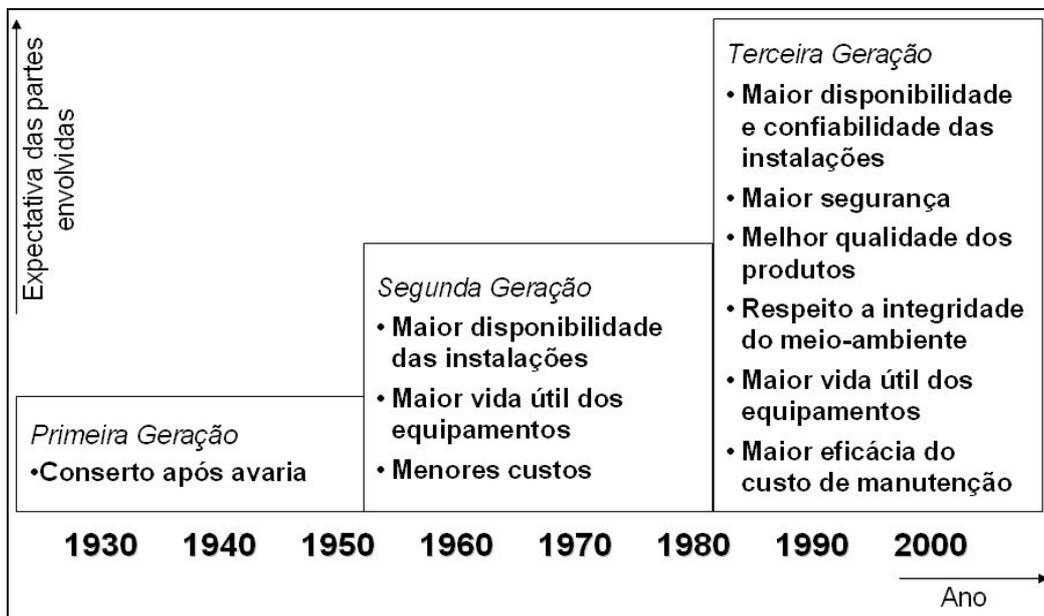


Figura 1 - [Moubray, 1997] Evolução das expectativas com relação à manutenção industrial

No início do século XX impera o conceito de Manutenção meramente Corretiva, atendo-se a cultura de conserto após a avaria, onde a função do equipamento é restaurada quando de sua quebra ou parada. Neste caso, observam-se os elevados custos de manutenção atrelados a quebras catastróficas e lucros cessantes em função de grandes intervenções para restauração. Ainda são avaliadas as graves conseqüências da exposição de pessoas e do meio ambiente ao risco decorrente das quebras (vazamentos, altas temperaturas, estilhaços, contaminação).

A cultura da manutenção preventiva surge em idos de 1970, da observação do período semelhante entre quebras de componentes, correspondessem ao seu final de vida. A partir deste histórico, passa-se a programar parada de tempos em tempos para a substituição dos componentes frágeis de um equipamento. A generalização de tal prática em uma planta de processo acaba por reduzir as conseqüências das falhas, mas acaba por elevar o custo financeiro com a substitui-

ção de partes ainda em bom estado, além de incorrer na possibilidade de introdução de falhas no equipamento a ser mantido.

O desenvolvimento de técnicas para diagnóstico de falhas, a necessidade de redução de custos atrelados à substituição desnecessária de componentes, e a necessidade de explorar ao máximo a vida útil dos equipamentos revelou na década de 90 a manutenção preditiva, quando intervenções de manutenção são executadas somente com grande e real necessidade, através de monitoramento de condição operacional que possibilita antecipar as falhas [Moubray, 1997]. A figura 2 sintetiza a evolução das técnicas em resposta as expectativas com relação a manutenção industrial.

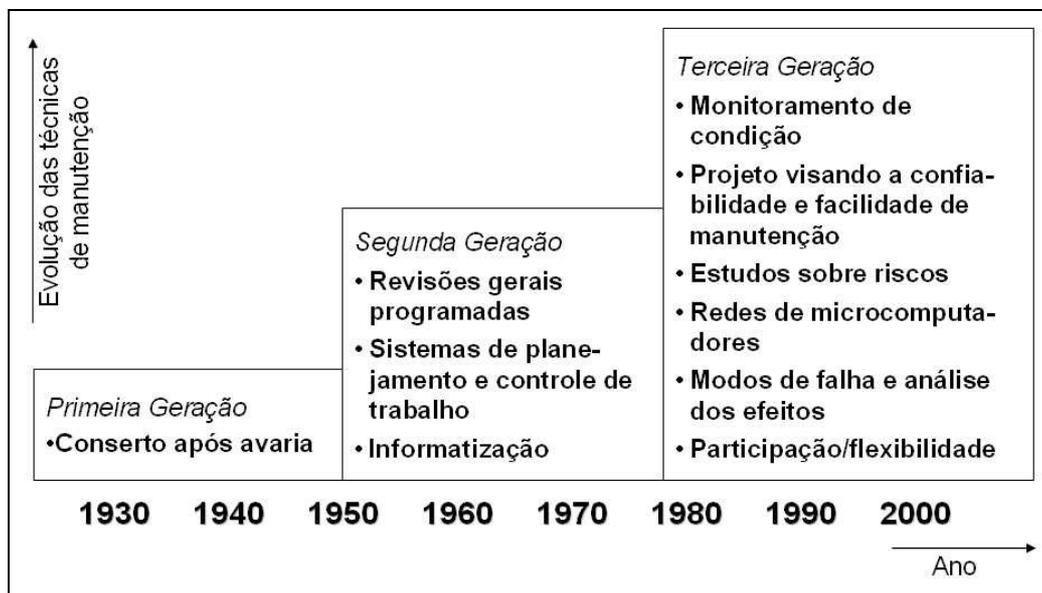


Figura 2 - [Moubray, 1997] Evolução das ações e técnicas de manutenção no século XX

A definição de manutenção preditiva apresentada por Affonso [2002] “(...) No processo de manutenção de ativos industriais, além de analisar as falhas que ocorrem e programar ações corretivas, também é necessário agir para evitar falhas previsíveis. Programas de monitoração e de manutenção preditiva tratam desta parte da questão. A definição de manutenção preditiva passa pela compreensão dos seguintes conceitos:

- a) *Monitoração do desempenho dos equipamentos*: avaliações de desempenho são feitas através da monitoração de pressões, vazões e temperatura do fluido de processo em sistemas de bombeamento, monitoração de rotação, corrente elétrica de motores, vazão de vapor de turbinas, etc. O mecanismo ideal é fazer toda a coleta de dados e a avaliação automaticamente, estabelecendo níveis de alarme para todas as variáveis.

- b) *Monitoramento de condição*: visa a subsidiar um programa de manutenção preditiva (baseado na condição do equipamento), utilizando o monitoramento de vibração, temperatura dos mancais, temperatura e pressão de óleo, vazamentos de selo, ruído, etc. Idealmente executado através de coleta e análise automática dos parâmetros. (...)”

Tamagna [2002] resume como “Forma moderna de manutenção que visa assegurar a operação contínua do equipamento com o objetivo de prevenir as falhas esperadas”.

De maneira generalista pode ainda se definir como qualquer atividade de monitoramento que seja capaz de fornecer dados suficientes para uma análise de tendência, emissão de diagnóstico para tomada de decisão. A análise e interpretação do registro histórico destes dados são facilitadas através do estabelecimento de níveis limite (ou de alarme). [Kardec et. al. 2002]

Toda máquina apresenta um determinado nível de vibração, e qualquer defeito mecânico, excitação secundárias perturbadora, alteração de variável operacional podem agravá-lo. Sob este ponto de vista, alteração do comportamento vibratório pode ser indício do agravamento de um defeito, seja ele um desbalanceamento, um empenamento de eixo, um defeito de rolamento.

Além da comprovada influência dos defeitos mecânicos no comportamento vibratório, mostra-se importante avaliar a relação dos defeitos com as variáveis operacionais do equipamento. A dilatação térmica devida a gradientes de temperatura pode gerar empenamentos de eixo e rotores, que por sua vez influenciam no comportamento vibratório. [Almeida et. al. 2007]

Vescovi [2000] atribui a crescente aplicação da análise de vibração ao desenvolvimento de equipamentos e sistemas de medição, atestando o incremento experimentado na eficácia dos custos de manutenção:

“(...) Os conceitos básicos da teoria de vibração evidentemente já eram conhecidos há muitos anos, porém sua aplicação prática na indústria somente foi possível com o desenvolvimento de equipamentos eletrônicos portáteis e robustos. Isto fez com que o uso da análise de sinais, e conseqüentemente a pesquisa e as bases de dados relativas ao assunto, tomassem impulso a partir do final dos anos setenta (...). Esta estratégia preditiva tem permitido a execução da manutenção com custos decrescentes e com poucas ocorrências de falhas súbitas de equipamentos, pois um dos itens fundamentais de qualquer programa de qualidade aplicado à manutenção é o conhecimento profundo dos equipamentos e seus processos, para que possamos nos antecipar às falhas (...)” [Vescovi, 2000]

Mitchell [2007] realiza um apanhado histórico da evolução da análise de vibrações aplicada à manutenção preditiva nos últimos 70 anos. O marco inicial é a publicação da carta de severidade de vibração de Rathbone, em 1939, com o intuito de acompanhar a condição operacional dos equipamentos mecânicos. O segundo grande avanço ocorre em 1953 com as aplicações iniciais da análise espectral, que possibilitaram maior precisão de diagnóstico ao método. Em 1965, com o avanço da eletrônica, inicia-se a medição de deslocamento diretamente sobre o eixo dos equipamentos. Até então, todos os sinais de vibração eram gravados e posteriormente analisados pelo usuário, em laboratório. A grande evolução que promoveu a rápida identificação e solução de problemas foi o surgimento dos primeiros analisadores FFT em tempo real, em idos de 1972.

Ainda segundo Mitchell [2007], a popularização da análise de vibrações como técnica de manutenção surge em 1985 com os primeiros coletores portáteis de vibração. As expectativas para o futuro surgem em torno da integração das diferentes técnicas de manutenção preditiva para um diagnóstico integrado de defeitos nos equipamentos rotativos. Vescovi [2000] menciona a aplicação de redes neurais e inteligência artificial incrementando a análise espectral.

Uma série de autores tem apresentado os bons resultados alcançados na predição de defeitos a partir da análise de vibrações. A integração com outras técnicas preditivas também é bastante referenciada.

Bebbe [2003] apresenta uma série de boas práticas ligadas ao monitoramento vibratório de bombas centrífugas, recomendando amplitudes inferiores a 1 mm/s associadas as frequências de 0,5 e 1 vez a velocidade de rotação da bomba.

A experiência da indústria norte-americana no monitoramento de turbo – geradores é relatada por Bloch [2006], ao afirmar que os limites de alarme praticados com base na experiência das equipes de manutenção tendem a ser mais conservativos que o padrão internacional estipulado pela norma ISO 7919.

Randall [2004], em seu artigo “Estado da Arte no Monitoramento de Máquinas Rotativas” realiza um apanhado geral das técnicas mais avançadas de monitoramento dos últimos 30 anos, comentando que a análise de vibrações deve ser tratada como método de detecção de falhas, diagnóstico e prognóstico. Para a efetivação destes dois últimos, a atuação do analista de vibração mostra-se indispensável, enquanto que a tarefa de detecção de defeitos poderá ser desempenhada pelo próprio usuário do equipamento. Ações oriundas de um prognóstico a partir da análise de vibrações podem se concentrar no estreitamento das faixas de alarme, a fim de refinar os critérios de parada do equipamento em limites mais confiáveis.

Doan et. al. [2003] relata o bom resultado da aplicação do monitoramento da corrente elétrica na predição de defeitos em ventiladores axiais. Alterações na corrente elétrica são evidências, inclusive, de defeitos nos rolamentos do ventilador.

Sayer [2004] apresenta os benefícios da análise pelo Método dos Elementos Finitos, que contribui não somente com a análise de equipamentos rotativos já existentes, mas também contribui para a melhorias estruturais ainda na etapa de projeto, especialmente para problemas de tensões em componentes rotativos como rotores de bombas e ventiladores, eixos de motores.

Discenzo et. al. [2006] apresentam uma alternativa interessante para o monitoramento de equipamentos rotativos a distância, como o caso de bombas instaladas em navios. Trata-se de um sistema sem-fio, com baterias carregadas por energia oriunda do próprio meio ambiente.

Apesar da série de benefícios observados nas últimas décadas, que qualificaram a análise de vibrações como uma das técnicas mais eficientes para diagnóstico de falhas em equipamentos rotativos, uma grande dificuldade ainda é encontrada para justificar financeiramente um programa de monitoramento de vibração na indústria. Mitchell [2007] menciona a clara justificação financeira como o “elo perdido” deste processo. Um ambiente industrial em que somente os ganhos imediatos são claramente justificáveis, a possibilidade de evitar gastos no futuro acaba sendo deixada em segundo plano.

## 2.1 Conceituação de Falha de um Componente Mecânico

Um comentário interessante, ainda que apresentado sinteticamente, é o conceito de falha de um componente que será aplicado ao longo deste trabalho.

Uma falha, neste contexto, não significará necessariamente o colapso total do elemento estrutural. O estado de falha do equipamento é o instante a partir do qual ele se torna incapaz de atender alguma ou várias de suas funções, primárias ou secundárias, segundo os padrões de desempenho que são aceitáveis pelo usuário. Assim sendo, um mancal de rolamento que ainda esteja operando e cumprindo sua função primária, pode ser considerado em estado de falha parcial quando exceder algum limite ou comportamento preestabelecido, como temperatura, ruído, vibração, deslocamento, integridade estrutural, entre outros. [Vescovi, 2000; Moubray, 1997]

A função primária é definida como a razão da existência daquele componente (raramente mais de uma). No caso de mancais de rolamento, os mesmos podem simplesmente suportar e transmitir cargas nas condições de processo desejadas pelo usuário. As funções secundárias deste mesmo rolamento serão funções acessórias, algumas das quais podem ser definidas pelo próprio

usuário. As funções secundárias não necessariamente são menos importantes, como por exemplo, a manutenção dos padrões de integridade ambiental, integridade estrutural e de segurança, condições de controle pelo usuário, contenção ou conforto, aparência, economia, eficiência, entre outras. [Moubray, 1997]

O presente trabalho estabelece como critério de classificação de falha o cumprimento satisfatório das seguintes funções secundárias:

- a integridade estrutural;
- a integridade dimensional;
- a segurança operacional do equipamento;
- a segurança das pessoas e do meio ambiente;
- os aspectos perceptíveis da qualidade da operação do componente (ruído, aquecimento excessivo);
- os valores de vibração medidos.

Algumas destas funções são de interpretação subjetiva ou sujeitas ao arbítrio dos usuários do equipamento, e assim tem de ser aceitas. Isso implica que o estado incipiente de falha que se deseja perceber através da análise preditiva será aquele no qual uma ação corretiva antecipada a falha seja possível, de modo a evitar o descumprimento de qualquer função atribuída ao equipamento, primária ou secundária. A figura 3 ilustra este conceito, apresentando o decréscimo da condição funcional em função do tempo no qual o estado de falha se desenvolve. Vale ressaltar que o período operacional isento de falhas não está representado.

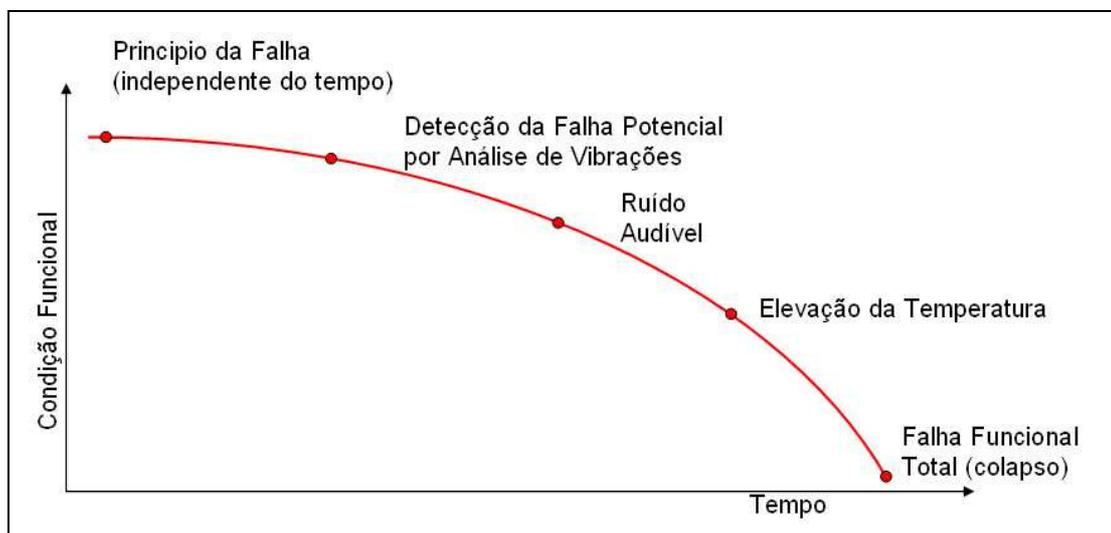


Figura 3 - [Vescovi, 2000] Modelo de modo de deterioração e métodos de detecção.

O conceito apresentado pressupõe que as falhas em questão se desenvolvem gradativamente. O método de monitoramento, seja ele a análise de vibração ou outro qualquer, deverá ser aplicável neste mesmo intervalo de tempo, com a frequência necessária à percepção da passagem do estado “saudável” para o estado “falha em progressão”. Todo o método de monitoramento tecnicamente viável tem de ser suficientemente sensível, de modo a perceber as alterações de desempenho funcional com antecedência superior aos sentidos humanos.

## 2.2 Análise de Vibração em Equipamentos Rotativos

Todo equipamento rotativo apresenta determinados níveis de ruído e vibração quando em funcionamento. Uma parcela destas vibrações é ocasionada por defeitos mecânicos ou excitações secundárias perturbadoras, que interferem diretamente no desempenho do equipamento. Qualquer que seja o incremento no nível de vibração, o mesmo será indício do agravamento de um defeito, seja ele um desbalanceamento, um rolamento em estado de falha, uma folga mecânica acima da especificada pelo projeto, etc.

Cada equipamento rotativo possui uma forma característica de vibração em aspecto e nível, sendo a mesma dependente das características de projeto e da observação dos limites operacionais por parte do usuário. Em contrapartida, variações neste comportamento dinâmico poderão ocorrer atreladas a ajustes de montagem inadequados, variações de tolerância, e principalmente, a defeitos em seus componentes. Cada componente de um equipamento rotativo induz uma excitação própria, gerando formas específicas de vibração.

Um criterioso monitoramento das vibrações de um equipamento rotativo poderá indicar as principais causas de desvios no comportamento dinâmico, constituindo a base das técnicas de manutenção preditiva.

### 2.2.1 Análise da Forma de Onda

A observação do nível de vibração ao longo do tempo permite concluir quanto a intensidade de vibração, taxas de repetição de um determinado fenômeno, suavidade ou rapidez com que as mudanças de direção e sentido ocorrem. A ocorrência de alterações na forma original do sinal poderá indicar o início de um mecanismo de falha do equipamento ou um de seus componentes.

É bastante comum a detecção de problemas de folga em pinos e parafusos chumbadores, sucessões de impactos ou pontos de atrito, pela simples observação do nível de vibração ao longo do tempo. A figura 4 apresenta o sinal de vibração ao longo do tempo em mancal de rolamento com defeito pré-determinado em sua pista externa, onde é possível identificar a incidência de fenômenos em alta frequência.

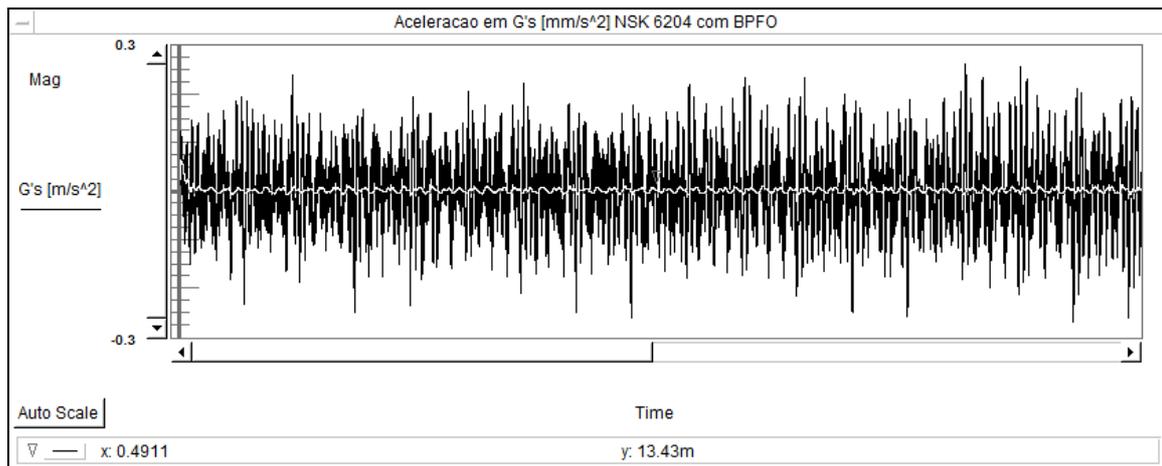


Figura 4 - [Cesa, 2006] Nível de vibração ao longo do tempo medido na direção radial de um rolamento NSK 6204 com defeito pré-determinado em sua pista externa. Evidência da ocorrência de fenômenos em alta frequência

### 2.2.2 Análise de Frequências

Na observação de um fenômeno vibratório, o conteúdo de frequências depende do agente causador e do ambiente pelo qual ele se propaga. A observação das componentes de um sinal em amplitude e frequência é que levará a correta identificação dos agentes causadores do fenômeno.

Tipicamente, a análise do conteúdo de frequências é realizada através de uma função matemática desenvolvida pelo físico e matemático francês Jean Baptiste Fourier (1768 – 1830). A Transformada de Fourier aplicada a um sinal  $x(t)$  que se desenvolve no tempo faz sua transposição para o domínio da frequência  $X(\omega)$ . Tal transformação possibilita a identificação das diversas componentes de frequência de um sinal, como informações precisas quanto aos valores individuais de amplitude e de possíveis defasagens entre elas.

A transformada de Fourier para sinais contínuos que se desenvolvem desde  $-\infty$  até  $+\infty$ , na forma complexa é:

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)e^{-i\omega t} dt \quad (1)$$

Onde:  $i = \sqrt{-1}$  e  $X(\omega)$  é a Transformada de Fourier de  $x(t)$ .

Na análise de vibração de equipamentos rotativos a visualização do espectro de frequências é de grande valia, uma vez que possibilita associar as componentes de frequência e suas respectivas amplitudes aos componentes mecânicos do equipamento, criando subsídio para o diagnóstico das causas da vibração.

Com o advento dos métodos computacionais foi desenvolvida a Transformada Discreta de Fourier, que trabalha com o sinal desenvolvido no domínio do tempo na forma discreta. Em 1965, a publicação do algoritmo de Cooley-Tukey reduziu significativamente o número de operações aritméticas para a obtenção do espectro de frequências. A relativa agilidade com a qual passaram a ser realizados os cálculos possibilitou o desenvolvimento de analisadores de sinais portáteis equipados com a Transformada Rápida de Fourier – FFT. É esta a técnica que, a partir de  $n$  amostras do sinal no domínio do tempo, calcula o espectro de frequências composto de  $m$  valores distintos.

$$X(m) = \frac{1}{N_a} \sum_{n=0}^{N_a-1} x(n)e^{-i2\pi\left(\frac{nm}{N_a}\right)} \quad (2)$$

Onde:  $X(m)$  é o resultado da FFT de um sinal discretizado no domínio do tempo com  $m$  bandas discretas.  $N_a = a.m$  é o número de amostras a serem coletadas para a confecção do espectro de frequências, sendo que a maioria dos analisadores de sinais adota  $a = 2,56$  [Almeida et. al. 2006].

A figura 5 apresenta o espectro de frequências do sinal desenvolvido no tempo apresentado pela figura 4 obtido pela aplicação da FFT. O espectro é de um rolamento rígido de esferas NSK 6204 com um defeito pré-determinado em sua pista externa.

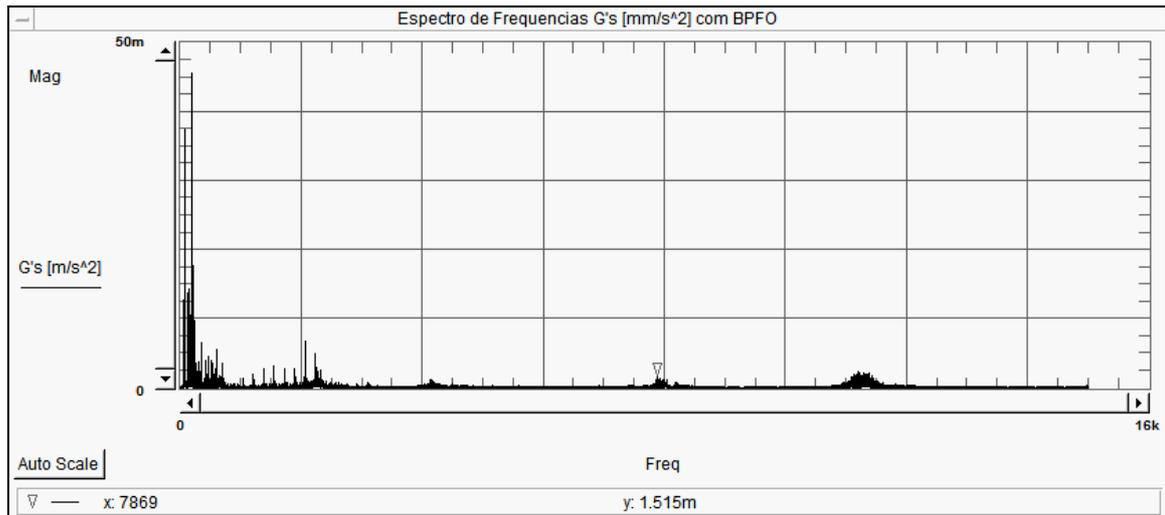


Figura 5 - [Cesa, 2006] Espectro de frequências obtido a partir da FFT. Medição realizada na direção radial de um rolamento NSK 6204 com defeito pré-determinado em sua pista externa. Evidência da ocorrência de fenômenos em alta frequência.

### 2.2.3 Quantificação da Vibração em Equipamentos Rotativos

Todo o movimento oscilatório pode ser caracterizado de várias formas. Movimentos com características senoidais compostas como a vibração podem ser expressos em termos de seu deslocamento, suas velocidade e aceleração. O movimento tornar-se-á completamente definido se, além destas características, a frequência for conhecida.

Uma vez que a relação entre deslocamento, velocidade e aceleração para uma composição de senoides é similar a de uma senoide simples, pode-se escrever:

$$\begin{aligned}
 x(t) &= x_0 \cdot \text{sen}(\omega t) \\
 \frac{dx(t)}{dt} &= \omega \cdot x_0 \cdot \text{cos}(\omega t) \\
 \frac{d^2x(t)}{dt^2} &= -\omega^2 \cdot x_0 \cdot \text{sen}(\omega t)
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

Onde:  $x_0$  é a amplitude do deslocamento.

Cada um destes parâmetros tem diferentes utilidades na análise dinâmica de equipamentos rotativos. A medida de deslocamento é utilizada no monitoramento do excesso de desbalanceamento, de empenamentos do eixo, da progressão de folgas mecânicas e contagem de ciclos para verificação de fadigas. A medida de velocidade é o indicador do nível de energia envolvido no movimento, sendo ela a medida utilizada na identificação da maioria dos problemas que provocam vibração.

A relação da medida de aceleração com a frequência do movimento pode ser observada na equação (3). Tal relação indica sua aplicação na identificação de problemas que se manifestam em altas frequências, como o defeito na pista externa de um rolamento, como o que foi apresentado da figura 4.

Além da grandeza a ser mensurada deverá ser definida a forma de quantificar a vibração. Almeida et. al. [2006] apresenta as medidas mais tradicionais. Os valores de zero-a-pico e pico-a-pico são as diferenças entre o maior valor da onda e zero, e entre o maior e o menor valor da onda em um determinado intervalo de tempo. Apesar de não apresentarem relação com a história do fenômeno, representam bom indicativo da resposta do equipamento a choques mecânicos, folgas e tensões dinâmicas geradas pela vibração.

O valor médio apresentado pela equação (4), apesar de não estar relacionado com a magnitude de nenhuma grandeza física, contempla em sua formulação dados históricos da vibração em um determinado intervalo de tempo  $\Delta t$ .

$$\text{Valor Médio} = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} f(t) dt \quad (4)$$

Onde:  $f(t)$  é a grandeza de vibração que se deseja mensurar, e  $T$  o intervalo de tempo em que o movimento estudado se desenvolve.

Outra medida bastante utilizada é a de valor eficaz, ou valor quadrático médio (*root mean square - RMS*). O valor RMS, como é usualmente conhecido, está diretamente relacionado com o nível de energia da vibração, ou seja, com o potencial de dano associado ao movimento vibratório. O valor RMS também possui características históricas da vibração.

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} f^2(t) dt} \quad (5)$$

A figura 6 apresenta comparação gráfica das medidas de vibração anteriormente apresentadas, aplicadas a uma senoide simples e a um sinal composto. A observação da figura permite concluir que, apesar de numericamente menor, o valor RMS torna-se mais significativo quando tratamos de ondas compostas por várias senoides. Os valores de zero-a-pico e pico-a-pico trazem informações instantâneas, e não contemplam o comportamento da vibração ao longo do tempo.

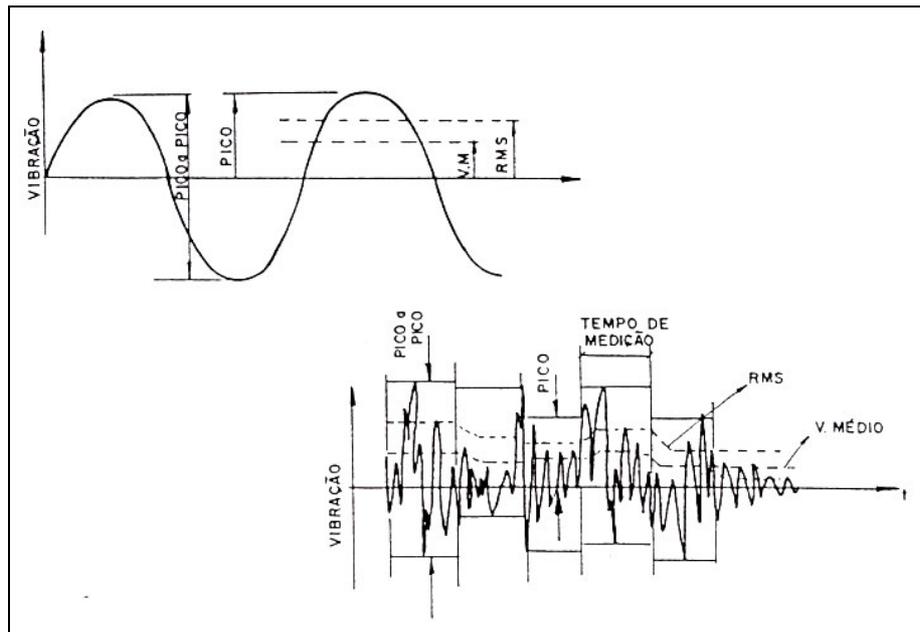


Figura 6 - [Almeida et. al. 2006]. Comparação gráfica entre as medidas zero-a-pico, pico-a-pico, valor médio e valor RMS, considerando uma senoide simples e um sinal composto. Apesar de numericamente inferior, o valor RMS apresenta informações históricas relacionadas ao nível de energia do movimento vibratório.

#### 2.2.4 O Valor Global de Vibração

A maneira mais básica de medir o nível de vibração de um equipamento é através de um único número. Uma destas medidas é o Valor Global de vibração (*overall*), que é obtido através da análise do sinal de vibração em banda larga (entre 10 e 1.000 Hz, ou 10 e 10.000 Hz, por exemplo). Usualmente, a largura da banda de interesse estará entre 30% e 400% da velocidade de rotação do eixo do equipamento que se deseja medir [Almeida et. al. 2006; Brüel & Kjaer, 1983].

A instrumentação aplicada nestas medidas retornará o Valor Global de vibração (pico, pico-a-pico ou RMS) na faixa de frequência especificada. Seu princípio de funcionamento parte da medição da vibração total resultante da ação de todas as frequências presentes no sinal de vibração. O Valor Global poderá ser obtido para quaisquer grandezas que se desejem avaliar (descolamento, velocidade ou aceleração). De maneira prática, realiza-se o somatório das influências de cada frequência através da seguinte relação [Brüel & Kjaer, 1983; Almeida et. al. 2007]:

$$VG = \sqrt{\sum_{k=1}^m X(k)^2} \quad (7)$$

Onde:  $X(k)$  é a amplitude do sinal de vibração na frequência analisada, que varia para valores de  $k$  correspondentes a banda de frequências de interesse.

A análise de tendência do Valor Global consiste numa robusta ferramenta de monitoramento de equipamentos rotativos, uma vez que um incremento de seu valor ao longo do tempo será indicativo de deterioração da máquina. A seção (2.2.5) apresentará uma série de critérios que podem auxiliar no estabelecimento de limites de vibração praticáveis em equipamentos rotativos.

## 2.2.5 Referenciais à Análise pelo Valor Global de Vibração

Na análise do comportamento do equipamento rotativo pelo Valor Global de Vibração, o controle do estado do equipamento é realizado com base no Valor Global calculado para o sinal de vibração medido em pontos críticos da superfície da máquina. Como esse valor é decorrente de um sinal de resposta da estrutura às excitações dinâmicas decorrentes do funcionamento do equipamento, ele representa uma medida do nível de amplitudes do seu sinal vibratório.

Na aplicação da análise de vibrações como técnica preditiva, organismos nacionais e internacionais definem critérios para avaliação do Valor Global. Uma coletânea histórica destes critérios será apresentada a seguir.

### 2.2.5.1 Carta de Rathbone

Em novembro de 1939, T. C. Rathbone publicou na revista *Power Plant Engineering*, a carta de severidade designada pelo seu nome, um dos primeiros trabalhos sobre avaliação de vibração. Criada para avaliar a amplitude de vibração para frequências de até 6000 RPM medidas nos mancais e filtrada, apresenta como limitações não poder ser utilizada para vibração medida diretamente no eixo, e nem para valores medidos em banda larga. A figura 7 apresenta a carta de Rathbone.

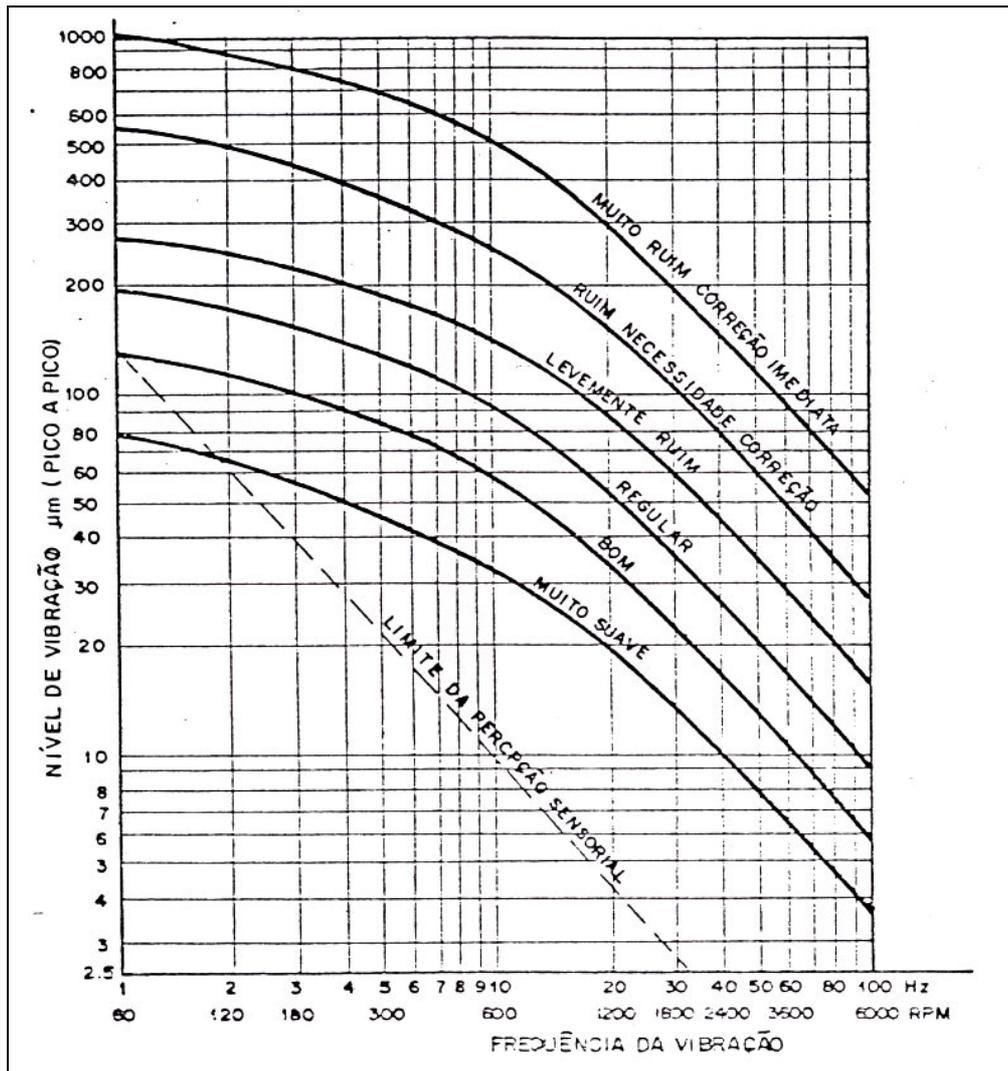


Figura 7 - [Almeida et. al. 2006] Carta de Severidade de Rathbone, 1939. Utilizada para avaliação de medidas sobre a carcaça, até a frequência de 6000 RPM.

#### 2.2.5.2 Critério IRD

Outra referência bastante utilizada é a carta da IRD, também para valores filtrados e medidos sobre a carcaça dos mancais. Também conhecida como Carta de Severidade para Máquinas em Geral, tem como principais aplicações a detecção de problemas de desalinhamento e desbalanceamento. É importante ressaltar que a classificação da severidade dependerá da avaliação do deslocamento e da velocidade, aquele que mais severo o for. A figura 8 apresenta a carta de severidade proposta pela IRD. [Brueel & Kjaer, 1983; Almeida et. al. 2006]

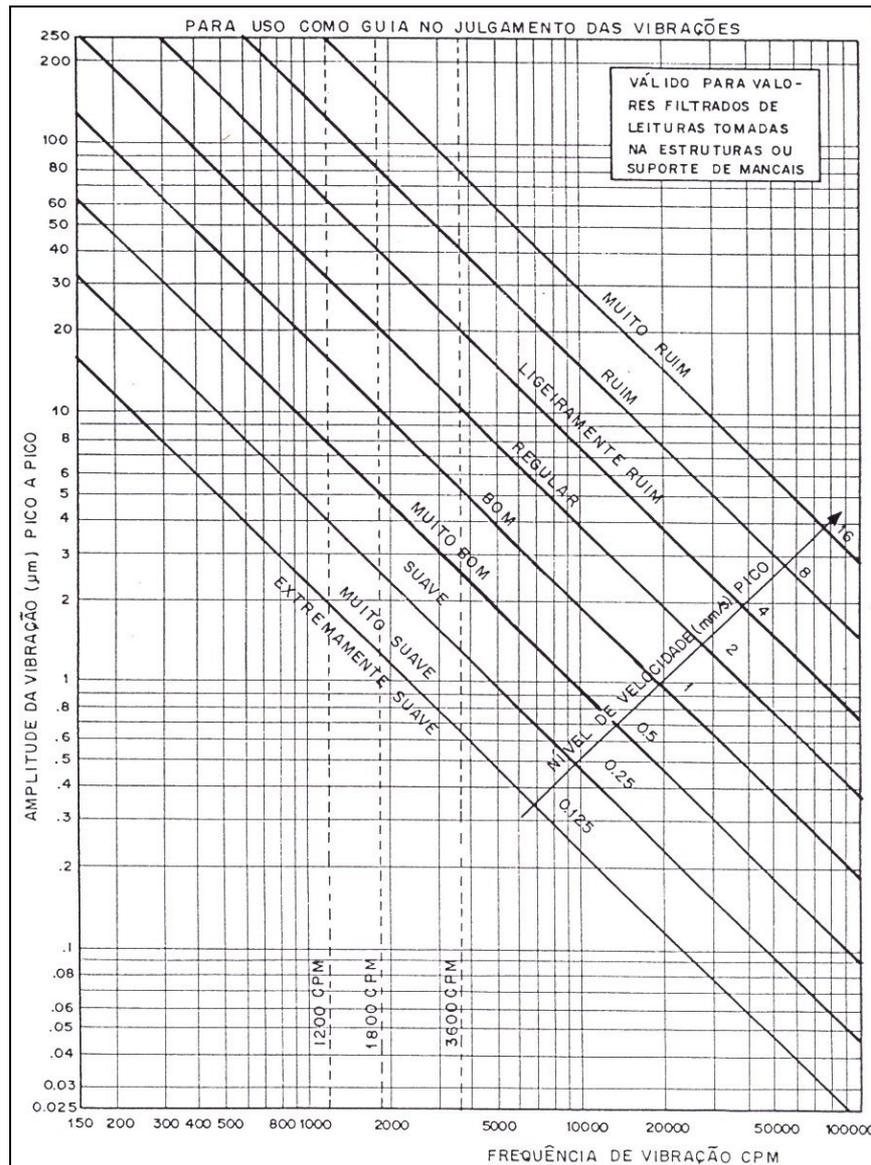


Figura 8 - [Almeida et. al. 2006] Carta de Severidade da IRD. Utilizada principalmente para avaliações de desbalanceamentos e desalinhamentos, em frequências de até 100.000 RPM.

### 2.2.5.3 Carta de Blake

Em janeiro de 1964, Mitchel Blake publicou na revista *Hydrocarbon Processing* a sua carta de severidade. A carta baseia-se no mesmo princípio de avaliação da carta da IRD, sendo acrescentado ainda valores limites de aceleração, para frequências de até 10.000 RPM. A grande inovação introduzida por Blake foi o conceito de vibração efetiva, no qual o valor medido deverá ser multiplicado por um fator de serviço a ser definido para cada categoria de máquina. A figura 9 apresenta a carta de Blake, bem como os fatores de serviço a serem aplicados na avaliação.

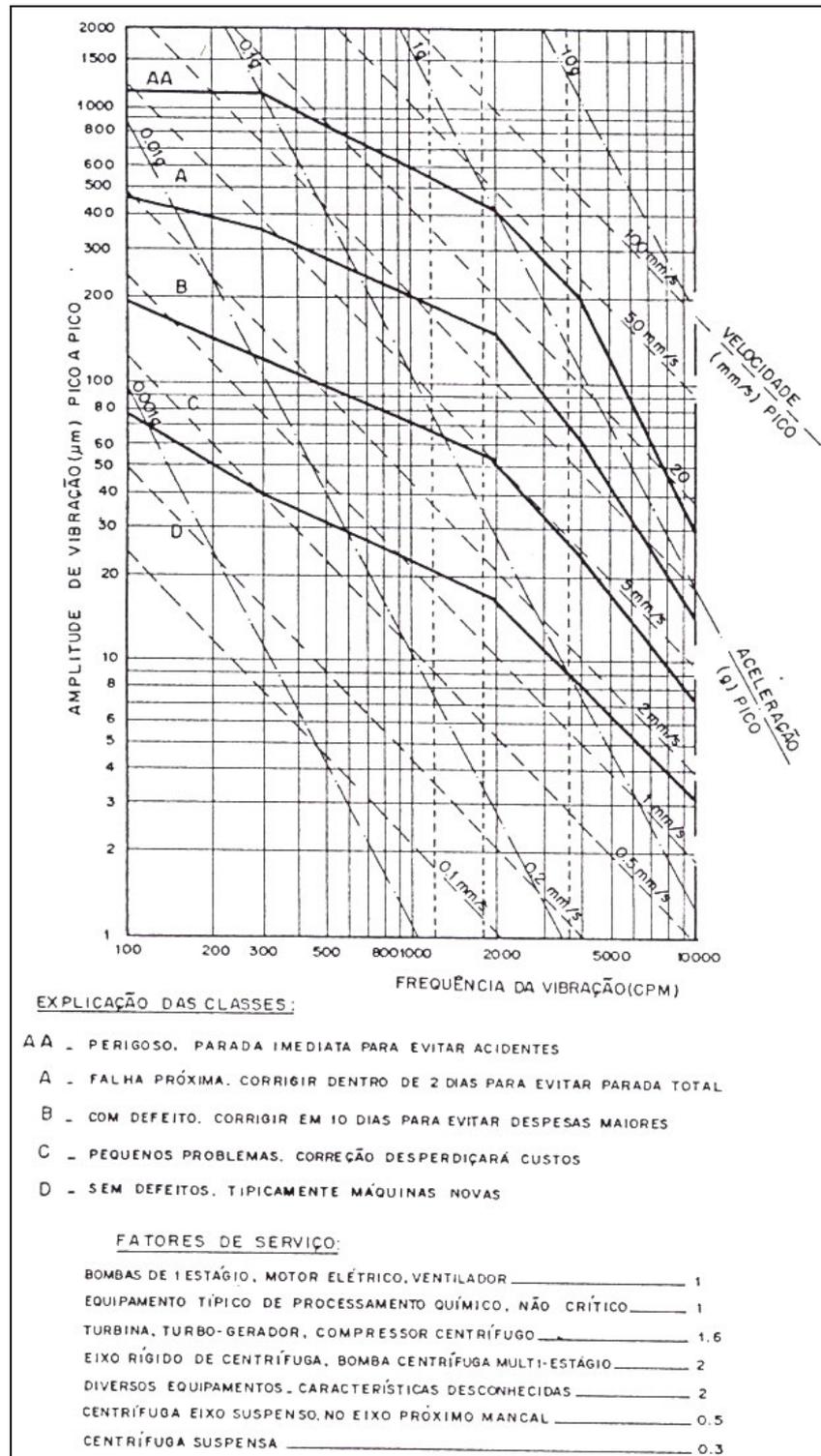


Figura 9 - [Almeida et. al. 2006] Carta de Severidade de Blake. Introdução do Fator de serviço na avaliação da vibração em equipamentos rotativos, em frequências de até 10.000 RPM.

#### 2.2.5.4 Carta de Severidade do Hydraulic Institute

Em 1967, o *Hydraulic Institute*, dos EUA, apresentou a Norma B-74-1, com carta de severidade para vibração em bombas centrífugas, contemplando medições realizadas sobre a car-

caça da bomba, para frequências filtradas de até 3.600 RPM. A grande inovação introduzida pelo *Hydraulic Institute* nesta ocasião foi a possibilidade de avaliar bombas verticais, quando o ponto de medição encontra-se distante do mancal monitorado. A figura 10 reproduz o trecho da norma exclusivo à avaliação de bombas verticais.

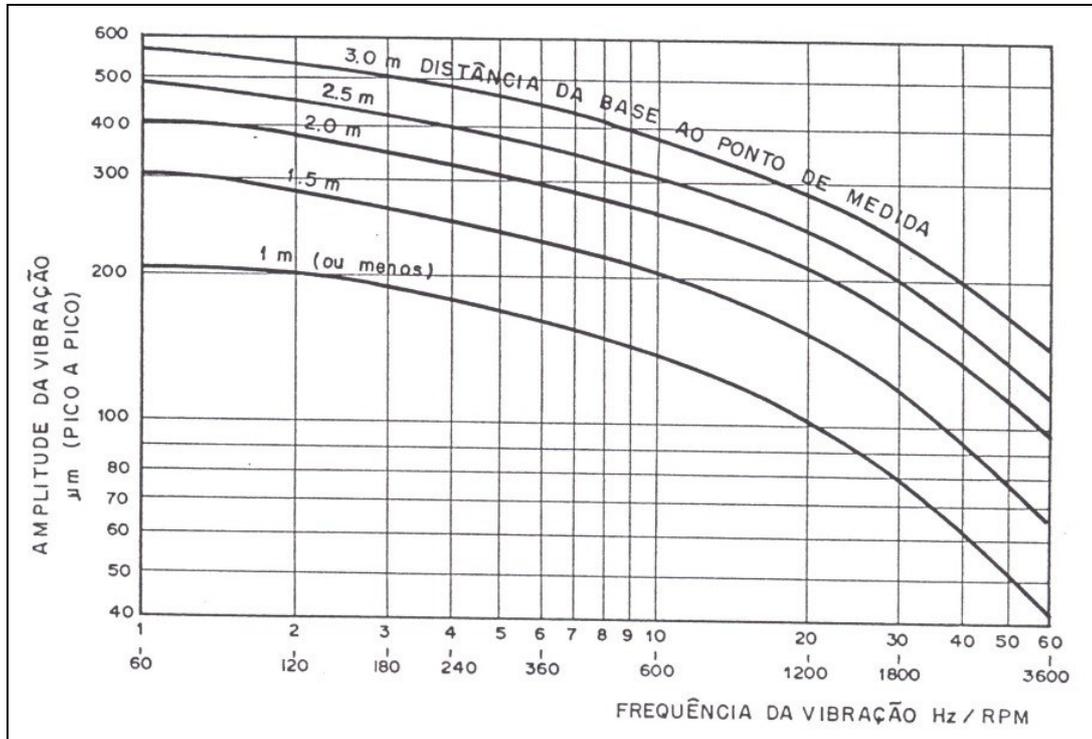


Figura 10 - [Almeida et. al. 2006] Carta de Severidade do *Hydraulic Institute* para avaliação dos mancais de bombas centrífugas verticais, onde o ponto de medição encontra-se distante do mancal monitorado.

#### 2.2.5.5 Especificação CDA/MA/NVSH 107

Outro exemplo interessante é a especificação do Governo Canadense CDA/MA/NVSH 107 “*Vibration Limits for Maintenance*”, desenvolvida pela Marinha Canadense para medições realizadas sobre a carcaça dos mancais, mas apresentando diferencial ao contemplar faixa de frequências entre 10 Hz e 10.000 Hz. Outro aspecto interessante é a segmentação entre máquinas novas e “desgastadas”, representando o momento a partir do qual o equipamento deve ser parado para manutenção. Atualmente, esta especificação não se encontra vigente. A tabela 1 apresenta o resumo da CDA/MA/NVSH 107. É considerado o valor eficaz da velocidade (RMS).

Medições do Valor Global de Velocidade RMS e limites admissíveis aos seguintes tipos de máquinas:	Máquinas Novas		Máquinas Desgastadas	
	Vida Longa <sup>1</sup>	Vida Curta <sup>2</sup>	Verificar e Realizar Análise de Oitavas <sub>3</sub>	Revisar o Equipamento <sup>4</sup>
	mm/s	mm/s	Mm/s	mm/s
<b>Turbinas a Gás</b>				
acima de 20.000 HP	7,9	18	18	32
entre 6.000 e 20.000 HP	2,5	5,6	10	18
até de 6.000 HP	0,79	3,2	5,6	10
<b>Turbinas a Vapor</b>				
acima de 20.000 HP	1,8	18	18	32
entre 6.000 e 20.000 HP	1,0	5,6	18	32
até de 6.000 HP	0,56	3,2	10	18
<b>Compressores de Pistão</b>	10	32	32	56
Ar – alta pressão / Ar Condicionado	4,5	10	10	18
Ar – baixa pressão	1,4	5,6	10	18
Refrigeração	0,56	5,6	10	18
<b>Geradores Diesel</b>	1,4	10	18	32
<b>Centrífugas e separadores de Óleo</b>	1,4	10	18	32
<b>Redutores de Velocidade</b>				
Mais de 10.000 HP	1,0	10	18	32
entre 10 e 10.000 HP	0,56	5,6	18	32
até 10 HP	0,32	3,2	10	18
<b>Caldeiras (equipamentos auxiliares)</b>	1,0	3,2	5,6	10
<b>Conjuntos Moto-gerador</b>	1,0	3,2	5,6	10
<b>Bombas</b>				
acima de 5 HP	1,4	5,6	10	18
até 5 HP	0,79	3,2	5,6	10
<b>Ventiladores</b>				
acima de 1800 RPM	1,0	3,2	5,6	10
até 1800 RPM	0,56	3,2	5,6	10
<b>Motores Elétricos</b>				
acima de 5 HP ou abaixo de 1200 RPM	0,25	1,8	3,2	5,6
até 5 HP ou acima de 1200 RPM	0,14	1,8	3,2	5,6
<b>Transformadores</b>				
acima de 1 kVA	0,14	-	0,56	1,0
até 1 kVA	0,10	-	0,32	0,56
<p>1) Vida longa é um período de vida remanescente de 1.000 a 10.000 horas</p> <p>2) Vida curta é um período de vida remanescente de 100 a 1.000 horas</p> <p>3) Quando este nível é atingido, o serviço de manutenção deverá ser solicitado. A partir deste ponto, deverá ser intensificada a rotina de análise, incluindo o monitoramento de oitavas de banda.</p> <p>4) Se este nível de vibração for excedido em alguma das oitavas de banda, o reparo do equipamento deverá ser imediato</p>				

Tabela 1 - [Almeida et. al. 2006] Resumo da especificação do Governo Canadense CDA/MA/NVSH 107 “*Vibration Limits for Maintenance*”. Reparar a distinção realizada entre equipamentos “novos” e “desgastados”.

#### 2.2.5.6 Carta de Severidade FUPAI

Almeida et. al. [2006] apresenta um gráfico de severidade específico para o Valor Global do sinal de vibração em equipamentos rotativos excitadas por desbalanceamentos e/ou desali-

nhamentos. A carta reproduzida na figura 11 é aplicável a motores elétricos, bombas centrífugas, ventiladores, exaustores, compressores rotativos e turbinas.

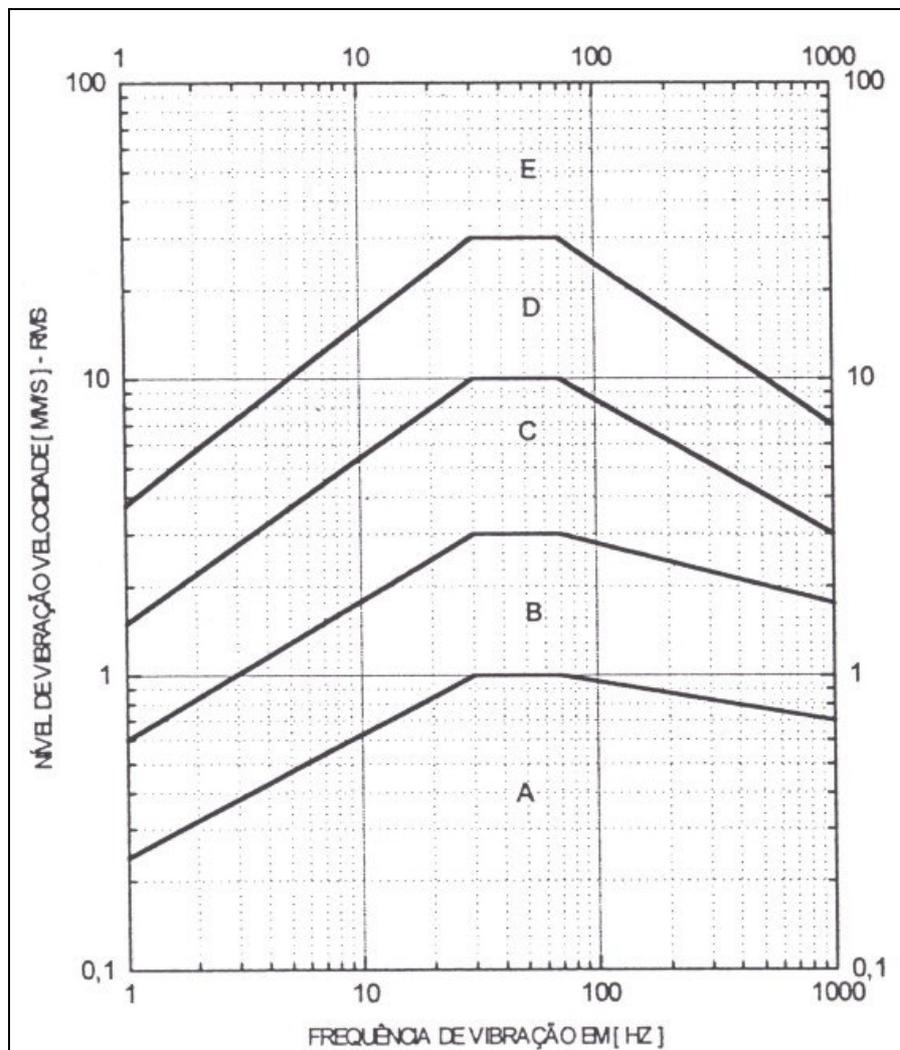


Figura 11 - [Almeida, 2006] Gráfico de severidade de vibrações FUPAI, aplicável a vibrações excitadas por desbalanceamentos e desalinhamentos em equipamentos rotativos.

A seguinte escala deverá ser considerada no gráfico de severidade:

- A) Máquinas novas – Sem defeito;
- B) Máquinas com pequenos problemas;
- C) Máquinas com defeito – Corrigir;
- D) A falha está próxima – Corrigir com urgência;
- E) Perigo – Parada imediata.

### 2.2.5.7 Normas ISO 2372, VDI 2056 e NBR 10082

Para máquinas girantes com velocidades de rotação na faixa de 600 a 12.000 rpm (10 a 200 Hz), a norma ISO 2372, o critério VDI Richiline 2056, e no Brasil, a NBR 10082, adotam o valor eficaz da velocidade do sinal de vibração, conhecido como Valor Global de Velocidade RMS do sinal, como unidade de medida para identificação da severidade de vibração. [Arato Jr., 2004] A norma NBR 10082 abrange máquinas de 600 a 12.000 RPM medidas em RMS e banda larga.

O Valor Global de velocidade do sinal de vibração não é representado por uma escala de valores única. Isto se deve à grande diversidade de formas, massa, montagem e condições operacionais dos equipamentos, o que acarreta valores da velocidade RMS diferentes para níveis de severidade aceitáveis, [Arato Jr, 2004].

A despeito desse fato e com base em experiência, é assumido que vibrações com mesma velocidade eficaz em qualquer ponto, no intervalo de frequência de 10 a 1000Hz, são de igual severidade. Considerando que uma diferença de 1 para 1.6 na vibração (4 dB) representa uma variação de velocidade absoluta de vibração que acarreta uma mudança, é possível a construção de uma escala geral, independente, para severidade de vibração [Arato Jr, 2004; Almeida et. al. 2006].

A tabela 2 apresenta a escala publicada na NBR 10082, baseada na norma ISO 2372, segundo a qual a severidade de vibração é classificada em 15 faixas distintas.

FAIXA DE CLASSIFICAÇÃO	FAIXA DE VELOCIDADE RMS (VALOR EFICAZ DA VELOCIDADE DE VIBRAÇÃO) – mm/s	
	ACIMA DE	ATÉ
0,11	0,071	0,112
0,18	0,112	0,18
0,28	0,180	0,28
0,45	0,28	0,45
0,71	0,45	0,71
1,12	0,71	1,12
1,8	1,12	1,80
2,8	1,8	2,8
4,5	2,8	4,5
7,1	4,5	7,1
11,2	7,1	11,2
18	11,2	18
28	18	28
45	28	45
71	45	71

Tabela 2 - [ABNT NBR 10082, 1987] Faixas de severidade fixadas pelas Normas NBR 10082, ISO 2372, VDI 2056, para o intervalo de frequências de 10 a 1000 Hz.

A partir desta escala, as normas anteriormente mencionadas estabelecem uma classificação de níveis aceitáveis de severidade de vibração para máquinas semelhantes, agrupadas em classes. A tabela da figura 13 reproduz a orientação oferecida pela NBR 10082 (sendo que a ISO 2372 faz menção apenas aos quatro primeiros grupos) [Almeida et. al. 2006], onde:

Classe I (Grupo K da ISO 2372) – Máquinas pequenas, com acionamento por motor elétrico diretamente acoplado, potência máxima de 15 KW.

Classe II (Grupo M da ISO 2372) – Máquinas médias, do tipo da classe I, com potência maior que 15 KW, até 75 KW. Motores ou máquinas montadas rigidamente até 300 KW.

Classe III (Grupo G da ISO 2372) – Máquinas motrizes grandes e outras máquinas grandes (>75 KW), com massas rotativas montadas sobre fundações rígidas e pesadas, que são relativamente rígidas na direção de medição de vibração.

Classe IV (Grupo T da ISO 2372) – Máquinas do tipo da classe III, montadas sobre fundações relativamente flexíveis na direção de medição de vibração, por exemplo, conjunto de turbogeradores.

Classe V – Máquinas e sistemas de acionamento mecânico com esforços de inércia de desbalanceamento (partes alternativas) montadas em fundações relativamente rígidas na direção de medição de vibração.

Classe VI – Máquinas e sistemas de acionamento mecânico com esforços de inércia devido a partes alternativas, montadas em fundações relativamente flexíveis na direção de medição de vibração; máquinas com pêndulos rotativos tais como martelos de moinhos, máquinas com desbalanceamento variável capazes de girar com umidade auto-contida sem componentes de conexão (tais como centrífugas); calhas vibratórias, máquinas de teste de fadiga e excitadores de vibração usados em processos industriais.

A figura 12 apresenta diagrama ilustrando os limites estabelecidos pelas ISO 2372, VDI 2056 e NBR 10082. Reparar ao fato de que as Classes V e VI da NRB 10082 não estão contempladas. Os diferentes níveis de severidade de vibrações constantes no diagrama serão apresentados na seqüência.

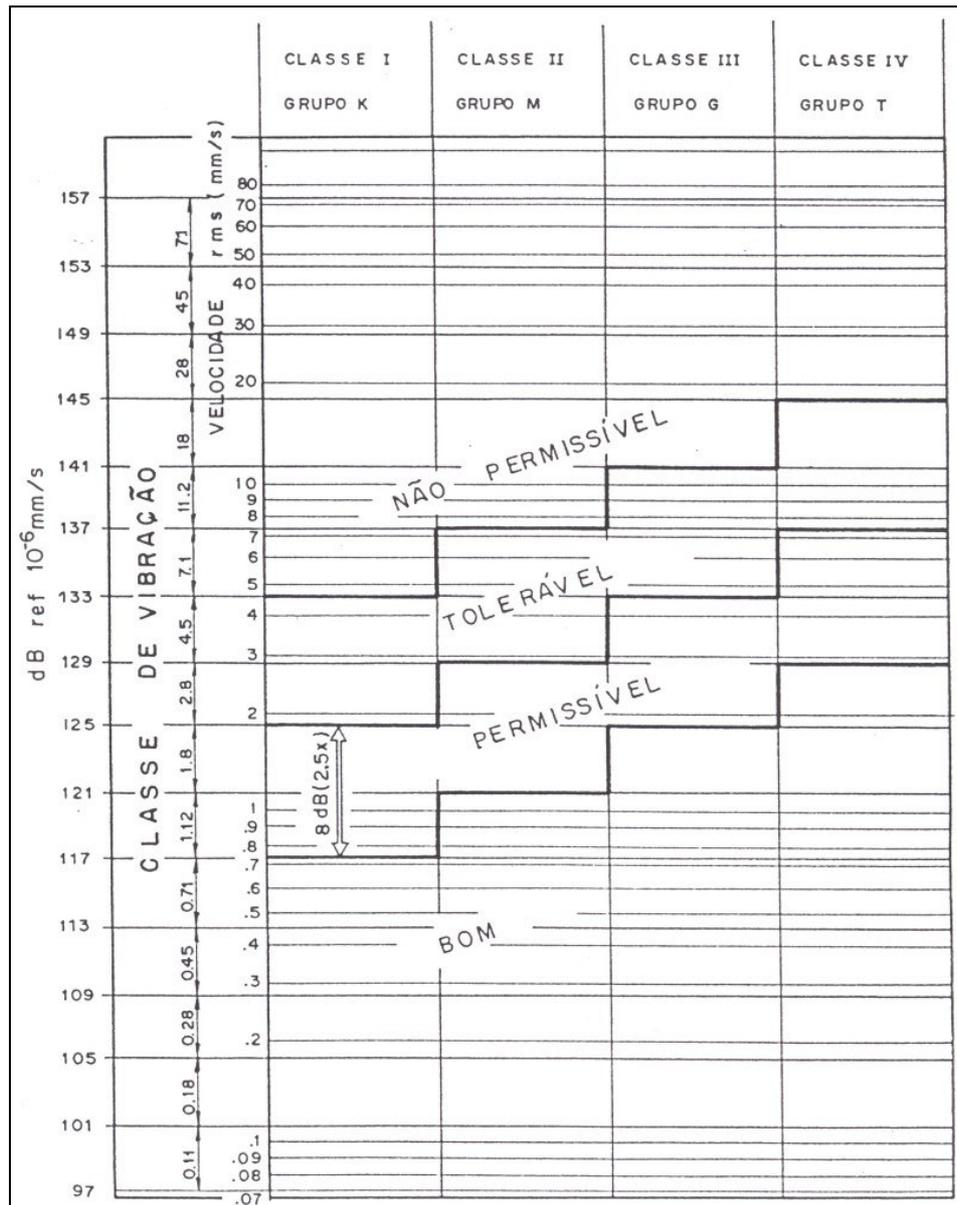


Figura 12 – [Almeida et. al. 2006] Diagrama dos níveis de severidade estabelecidos pelas normas ISO 2372, VDI 2056 e NBR 10082.

Nível A – Boas condições. Faixa normalmente encontrada após amaciamento, em máquinas novas ou revisadas.

Nível B – Aceitável para operação continuada. Faixa de operação normal para máquinas que estejam em boas condições de manutenção e operadas adequadamente.

Nível C – Limite tolerável. Faixa não aceitável para operação continuada. Nesta faixa deve-se operar o equipamento por um período limitado e deve-se programar uma revisão para ajustes ou consertos mais rápidos possíveis.

Nível D – Não permissível. A severidade neste nível é considerada danosa para o equipamento. Deve-se parar imediatamente e realizar uma manutenção corretiva.

A manutenção preditiva pela observação dos níveis globais de vibração em banda larga é de grande interesse, consistindo um processo perfeitamente adequado para uma vasta gama de problemas de vibração nos equipamentos rotativos. Além de bastante confiável, pois permite que sejam tomadas providências muito antes de atingir uma fase perigosa ou mesmo catastrófica, esse é o processo menos oneroso que pode ser estabelecido. Os valores e as indicações fornecidas pelas especificações mencionadas devem ser encarados como recomendações, não representando valores absolutos. [Arato Jr, 2004]

Cunha [2005] relata que uma das desvantagens deste método é que ele não permite que se estabeleça um diagnóstico preciso sobre a origem da falha que provocou a vibração excessiva. Para tal, há necessidade não só da medida do nível global de vibração, mas também de uma análise detalhada do espectro de frequências do sinal de vibração. No monitoramento de mancais de rolamento, por exemplo, na grande maioria dos casos, o nível de energia desprendido nos estágios iniciais de falha passa despercebido nas medições de valor global de velocidade em banda larga (este tema será explorado com maior detalhe na seção 2.3).

#### 2.2.5.8 Método Estatístico

Para Nascif [et. al. 2002] quando da implantação de um programa de monitoramento por análise de vibração, o estabelecimento prévio de níveis de alarme (como através das cartas de severidade, por exemplo) deve ser encarado como uma providência de curta duração. Logo que possível deve-se buscar a referência fornecida pela própria máquina, através do estabelecimento da “assinatura do equipamento”, ou linha de base. Neste sentido, propõe a adoção de método prático para o estabelecimento dos níveis de alarme. Em primeiro lugar, admite-se que a evolução do comportamento vibratório das máquinas em geral apresenta uma taxa de incidência e intensidade que seguem a Distribuição Normal de Probabilidades. As equações (8) e (9) apresentam a média e a variância, pontos de partida para análise por esta distribuição.

$$\bar{V} = \frac{V_1 + V_2 + \dots + V_n}{n} \quad (8)$$

$$\sigma^2 = \frac{\sum (V_i - \bar{V})^2}{(n-1)} \quad (9)$$

onde:  $V$  é uma variável aleatória,  $n$  o número de elementos da amostra e  $\sigma$  o desvio-padrão.

Uma vez considerada um evento cada medição de vibração realizada, a amostra será composta pelo histórico de medições análogas. Esta análise poderá ser realizada para o histórico de medições em um mesmo equipamento, ou para um conjunto de medições que caracterizem um mesmo fenômeno, em equipamentos diferentes.

A equação (10) apresenta a função densidade de probabilidade para a distribuição normal, que corresponde ao cálculo da integral da área sob a curva da distribuição.

$$f(V; \bar{V}, \sigma) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma^2}} e^{-\left(\frac{(V-\bar{V})^2}{2\sigma^2}\right)} \quad (10)$$

Onde  $f(V)$  é a função densidade de probabilidade para a distribuição normal.

Tal distribuição possui características conhecidas e de extrema valia no que diz respeito à análise de tendência:

- A área sob a curva Normal e à esquerda do ponto correspondente a média e uma vez o desvio-padrão, engloba 84,134 % dos eventos observados;
- Mesmo, porém com duas vezes o desvio-padrão, representa 97,724 % dos casos;
- Utilizando-se agora três vezes o desvio-padrão, cobre-se 99,865 % das ocorrências.

Uma vez que se deseja determinar as faixas de alarme mais adequadas, a partir de uma determinada probabilidade de detecção dos defeitos, passa-se ao cálculo do número de desvios padrão que deverão compor a faixa de alarme. Os valores de probabilidade apresentados são os sugeridos por Nascif [et. al. 2002].

- Alerta, ou primeiro alerta: 85% de probabilidade da medição de vibração representar a ocorrência de um defeito, correspondente a 1,036 desvios padrão;
- Crítica, ou segundo alerta: 99% de probabilidade da medição de vibração representar a ocorrência de um defeito, correspondente a 2,326 desvios padrão;

Nesta abordagem, bastaria seguir as leis de probabilidade para pequenas amostras através da seleção de no mínimo sete medições confiáveis e não disparatadas, para o cálculo dos convencionados níveis estatísticos de alerta.

### 2.3 Mancais de rolamento

O mancal é o componente responsável por acoplar as partes móveis às partes fixas de um equipamento. Um mancal de rolamento é composto de dois anéis metálicos concêntricos nos quais se encontram pistas, uma no anel externo e outra no anel interno, por um elemento espaçador ou gaiola, e pelos elementos rolantes (rolos ou esferas).

Segundo SKF [1997]:

“(…) Existem diferentes tipos de rolamentos, projetados para suportarem cargas radiais, axiais, ou cargas combinadas. De um modo geral, rolamentos de esferas são recomendados para cargas baixas e médias, enquanto os rolamentos de rolos são recomendados para cargas pesadas. (…)” [SKF, 1997]

As cargas radiais são aquelas que possuem direção de atuação perpendicular ao eixo do equipamento rotativo. As cargas axiais são aplicadas ao longo da linha de centro do eixo. As cargas combinadas são formadas por cargas radiais e axiais que atuam simultaneamente. As figuras que seguem apresentam os diferentes tipos de rolamentos que compõem este estudo: rígido de esferas, rígido com dupla carreira de esferas, de esferas de contato angular e de rolos cilíndricos.

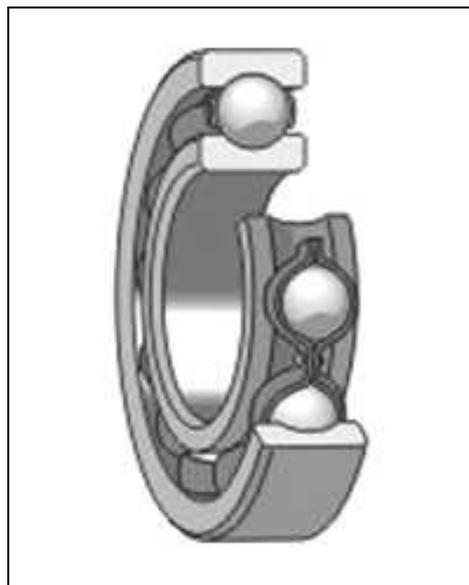


Figura 13 - [SKF, 1997] Rolamento rígido de esferas.

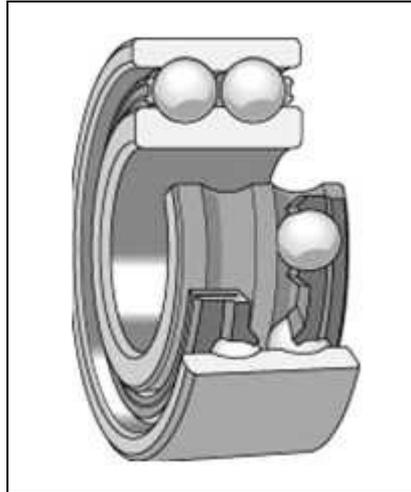


Figura 14 - [SKF, 1997] Rolamento rígido com dupla carreira de esferas.

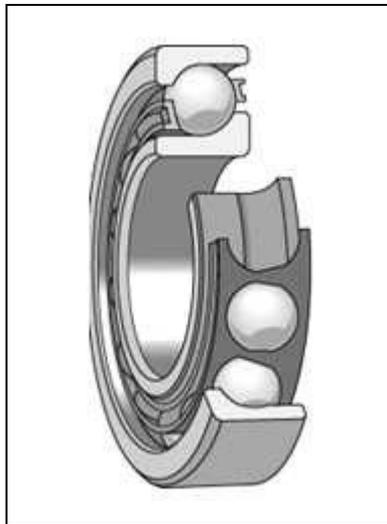


Figura 15 - [SKF, 1997] Rolamento de esferas de contato angular.

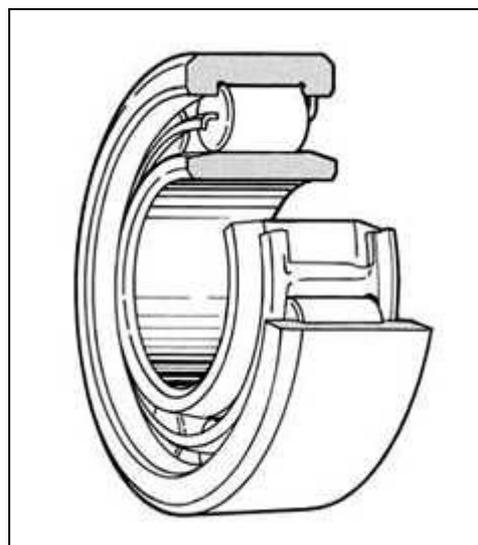


Figura 16 - [SKF, 1997] Rolamento de rolos cilíndricos.

### 2.3.1 Expectativa de vida para um mancal de rolamento

Uma das etapas do processo de especificação de um mancal de rolamento é o cálculo da estimativa de vida. SKF [2007] apresenta o cálculo da vida nominal segundo a norma ISO 281 [1990], que determina a expectativa de vida em função das dimensões do rolamento, suas condições de rotação e carregamento. Considerando frequência de rotação do eixo constante, a equação (11) apresenta esta relação:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60.n} \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (11)$$

Onde:

- $L_{10h}$  é a estimativa de vida nominal (com confiabilidade de 90%), em horas;
- $C$  a capacidade normal de carga dinâmica em kN, função do projeto do rolamento;
- $P$  a carga dinâmica equivalente do rolamento, em kN;
- $n$  a velocidade de rotação do eixo;
- $p$  o expoente da equação de vida (3 para rolamentos de esferas, e 3/10 para rolamentos de rolos).

### 2.3.2 Características da Vibração nos Mancais de Rolamento

Em um equipamento rotativo os mancais de rolamento desempenham a função de suportar as cargas estáticas e dinâmicas existentes nas partes móveis ou estacionárias do equipamento em funcionamento. Os rolamentos operam sob rotação e mantêm as posições relativas entre as partes rotativas e estacionárias, ou entre as várias partes rotativas.

Desta evidente responsabilidade em operação advém que falhas que comprometam estas funções básicas tenham um potencial de destruição elevado. Pode ocorrer contato indevido entre partes rotativas e estacionárias, o que na grande maioria das vezes acarreta o colapso dos rolamentos. A consequência deste colapso é a liberação da energia contida na máquina de forma descontrolada, comprometendo a condição física da própria máquina e do ambiente fabril que a circunda.

Danos em mancais de rolamento constituem uma das causas mais comuns de falha dos equipamentos rotativos. Fato este decorre não somente da grande quantidade de componentes

instalada em todo o tipo de máquinas, mas também da relativa dificuldade encontrada em detectar o princípio e a evolução dos mecanismos de falha em operação.

Vescovi, 2000 atribui tal dificuldade de detecção à reduzida massa própria dos mancais de rolamento em relação: à massa da carcaça onde encontram-se instalados, e à massa dos eixos e componentes por estes sustentados.

### 2.3.2.1 A seqüência de pulsos em um mancal de rolamento

A causa mais comum das ações impulsivas em rolamentos é a remoção de porções de material das superfícies de pistas e elementos rolantes. O material removido dá origem a pequenas cavidades denominadas “pitting”, que produzem pulsos que se propagam como ondas de choque.

O conhecimento das características de projeto do rolamento possibilita determinar as frequências com que os choques ocorrerão, de acordo com cada tipo de defeito. A figura 17 apresenta vista em corte longitudinal do rolamento, indicando as dimensões principais aplicadas na obtenção das frequências características.

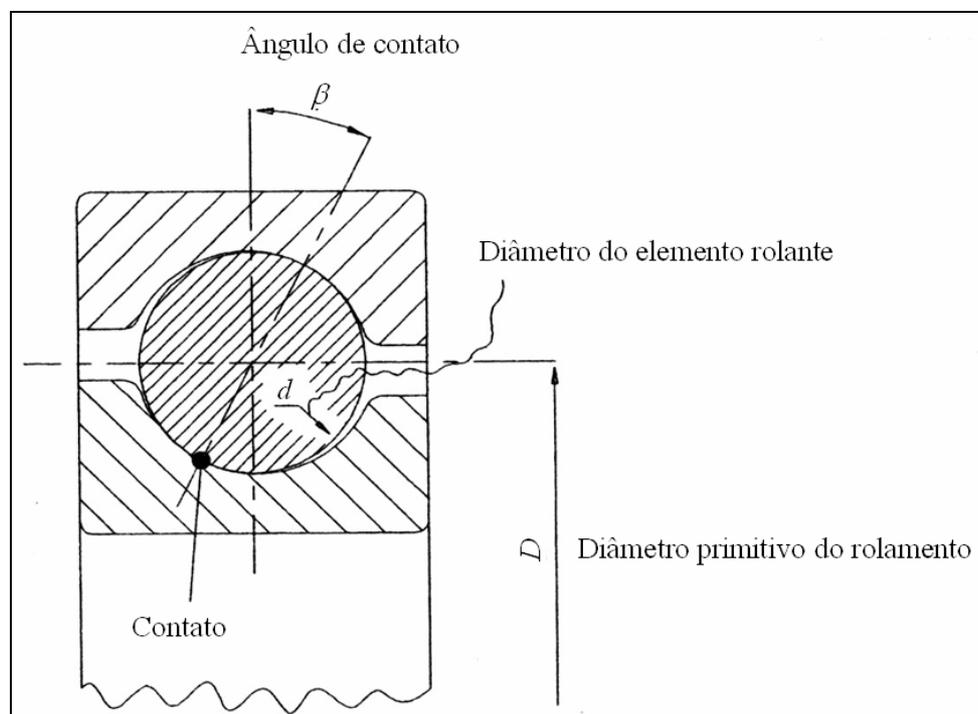


Figura 17 - [Almeida et. al., 2007] Dimensões de um rolamento rígido de esferas utilizadas no cálculo de suas frequências características.

Frequência de giro relativo entre as pistas interna e externa do rolamento	$f_0$
Diâmetro do elemento rolante	$d$
Diâmetro primitivo do rolamento, entre as linhas de centro dos elementos rolantes (normalmente $4d$ para rolamentos radiais de esferas)	$D$
Ângulo de contato entre as esferas (roletes) e as pistas (usualmente $0^\circ$ para rolamentos radiais de esferas e $90^\circ$ para rolamentos axiais de esferas)	$\beta$
Ordem dos modos de vibração	$n$
Número de elementos rolantes	$z$
Frequência na qual um defeito da pista interna é atingido pelo elemento rolante BPMI – <i>Ball Passage Frequency Inner</i>	$BPMI = \frac{f_0 z \left[ 1 + \left( \frac{d}{D} \right) \cos \beta \right]}{2} \quad (12)$
Frequência na qual um defeito da pista externa é atingido pelo elemento rolante BPMO – <i>Ball Passage Frequency Outer</i>	$BPMO = \frac{f_0 z \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right) \cos \beta \right]}{2} \quad (13)$
Frequência na qual um ponto do elemento rolante impacta as pistas interna ou externa BSF – <i>Ball Spin Frequency</i>	$BSF = f_0 \left( \frac{D}{d} \right) \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \cos \beta \right)^2 \right] \quad (14)$
Frequência de passagem de um ponto fixo da gaiola separadora FTF – <i>Fundamental Train Frequency</i>	$FTF = \frac{f_0 \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right) \cos \beta \right]}{2} \quad (15)$

Tabela 3 - [Almeida et. al., 2007] Frequências Características de Defeitos em Rolamentos

### 2.3.3 Os estágios primários de falha nos mancais de rolamento

A vibração na frequência característica do defeito torna-se perceptível logo no surgimento do mesmo na superfície do componente do rolamento. Os impactos destes defeitos nos demais componentes do rolamento desencadeiam o processo de degradação, que acaba agravado pela ação da própria vibração originada pelos defeitos.

Os estágios iniciais do processo de desgaste de um rolamento produzem padrões de espectro que os caracterizam. A seguir será apresentada a proposta de Berry [1997], que divide o processo de desgaste inicial em quatro estágios distintos.

### 2.3.3.1 1º Estágio

O primeiro estágio apresenta as primeiras evidências do estado de falha de um rolamento, com o surgimento dos primeiros defeitos sub-superficiais nos componentes. O nível de ruído audível pelo ser humano e a temperatura dos mancais do equipamento em operação mantém-se normais, sendo perceptíveis pequenos acréscimos mensuráveis de som ultrassônico. O valor global de vibração (apresentado na seção 2.2.4) permanece inalterado, e picos discretos no espectro de frequências ainda são imperceptíveis em medições de velocidade.

### 2.3.3.2 2º Estágio

No segundo estágio pequenos sinais de oxidação e pites sobre as superfícies começam a criar pulsos capazes de excitar as frequências naturais dos componentes do rolamento (apresentadas na seção 2.3.2.1). Apesar dos defeitos serem quase imperceptíveis a olho nu, o nível de ruído audível aumenta sensivelmente, ainda permanecendo inalterada a temperatura do mancal. Ocorre grande aumento do som ultrassônico. O nível de vibração do envelope de aceleração sofre alteração, e as frequências características passam a ser perceptíveis em escala logarítmica. O valor global de vibração em velocidade sofre pequeno acréscimo.

### 2.3.3.3 3º Estágio

Neste estágio as frequências de defeito são bem evidentes no espectro do envelope de aceleração, tendo suas amplitudes associadas, anteriormente detectáveis no 2º estágio, duplicadas e até triplicadas. No 3º estágio a razão de desgaste começa a aumentar consideravelmente, com os danos nos componentes do rolamento sendo claramente perceptíveis a olho nu. A temperatura do mancal em operação inicia processo de elevação, e o nível de ruído audível sofre aumento considerável. As frequências de defeitos serão visualizadas em escala linear, e poderão estar ladeadas por bandas laterais distanciadas de 1x a frequência de rotação do eixo.

### 2.3.3.4 4º Estágio

No 4º estágio a vibração em 1x a frequência de rotação do eixo e seus harmônicos crescerá significativamente. As frequências características dos defeitos estarão ladeadas por bandas laterais múltiplas da frequência de rotação do eixo, sendo este o indício de que os danos se prolongaram na extensão de toda superfície do componente danificado. O ruído do mancal torna-se muito forte, e sua temperatura aumenta consideravelmente. No final do 4º estágio as componentes do espectro correspondentes as frequências dos defeitos começam a desaparecer, sendo substituídas por uma vibração aleatória ocupando uma larga faixa de frequências, designada como “carpete” no jargão técnico.

A tabela a seguir resume as informações anteriormente apresentadas, e permanecerá como a ferramenta utilizada na análise de falha dos casos estudados neste trabalho.

Estágio de Falha	Características do Defeito	Ruído Audível	Temperatura do Mancal	Espectro de Frequências
1º	Sub-superficiais	Inalterado	Inalterada	Baixo Valor Global Sem componentes de defeito nos espectros de frequência.
2º	Primeiros pites e sinais de oxidação quase imperceptíveis a olho nu	Sensível aumento	Inalterada	Pequeno acréscimo no Valor Global. Frequências de defeito perceptíveis em escala logarítmica
3º	Defeitos localizados perceptíveis a olho nu	Bem Audível	Sensível elevação	Frequências de defeito perceptíveis em escala linear, podendo estar ladeadas por bandas de 1x a frequência de rotação do eixo
4º	Progresso dos defeitos por toda a superfície do componente do rolamento	Ruído alto e com mudança em seu padrão	Alta	Frequências múltiplas da rotação do eixo torna-se evidentes. Frequências de defeito com várias bandas laterais de múltiplos da frequência de rotação. Surgimento do “carpete”

Tabela 4 - [Berry, 1997] Estágios primários de evolução dos danos em um mancal de rolamento.

#### 2.3.4 Lubrificação

A lubrificação do rolamento tem como função principal a redução de atrito, sendo também responsável por evitar a corrosão, e proteger contra contaminantes sólidos e água. Segundo a SKF [1997] teoricamente, um rolamento lubrificado de maneira adequada, trabalhando sob condições ideais, terá vida infinita. Fato é que, um rolamento adequadamente lubrificado terá maior chance de atingir a máxima vida e desempenho em serviço.

O lubrificante forma uma película entre as superfícies rolantes e deslizantes do rolamento, de modo que o contato metal-metal será evitado mesmo sob condições de carga elevada. Os rolamentos são normalmente lubrificados com graxa ou óleo, e a seleção do lubrificante depende da variação de temperatura do mancal em serviço, da velocidade de rotação do eixo, das condições ambientais, entre outras. A SKF [1997] estima que a graxa seja aplicável em 90% dos casos.

A lubrificação com graxa ocorre quando os rolamentos trabalham sob condições normais de velocidade e temperatura. As principais vantagens de aplicação da graxa em relação ao óleo são: a maior facilidade de manuseio, uma vez que não ocorrem vazamentos, a maior aderência, e a proteção superior contra contaminação por partículas sólidas ou água. Em condições de velocidade de rotação elevada, onde a graxa seria expulsa do interior do rolamento pela ação da força centrífuga, dá-se preferência ao óleo e sua maior capacidade de dissipar calor. [SKF, 1997]

Uma das características indispensáveis na lubrificação dos mancais das bombas centrífugas é a capacidade de dissipar o calor prejudicial aos mancais, uma vez que uma bomba de mesmo projeto poderá trabalhar com fluídos de diferentes temperaturas. Os rolamentos dos motores elétricos, acionadores destas mesmas bombas, poderão tranquilamente operar lubrificados com graxa. Em alguns casos o cárter da bomba centrífuga pode ser dotado de uma serpentina interna para circulação de água, que auxilia no resfriamento do lubrificante.

#### 2.3.5 A origem dos defeitos nos mancais de rolamento

O tempo do equipamento em serviço após longos períodos torna-se a variável determinante ao quantificar o desgaste de peças mecânicas. A perda de massa a que estão submetidas as peças metálicas, principalmente, são responsáveis pelo aumento das folgas entre os componentes mecânicos, e por consequência, pelo aumento do valor de vibração. [Varga, 1990]

Nilsson et. al. [2006] investiga a influência das condições de contato no desgaste abrasivo de rolamentos. Três tipos de desgaste puderam ser identificados em um rolamento de rolos cônicos: abrasão de dois corpos, ocasionando arranhaduras ao longo das pistas de rolamento, abrasão de três corpos, com a formação de endentações pela passagem de uma partícula metálica pela superfície de rolagem, e abrasão de três corpos provocando arranhaduras em ambas as superfícies de contato. Uma comparação entre o desempenho de rolamentos com e sem seus roletes metalizados é realizada, sendo que o comprimento das arranhaduras de ambos os rolamentos, submetidos às mesmas condições de teste, foi independente da metalização dos elementos rolantes.

O desenvolvimento de modelos computacionais capazes de prever a extensão do desgaste, decorrido um tempo em operação, está entre os principais focos de desenvolvimento para a aplicação em equipamentos rotativos.

Gellrich et. al. [1997] apresenta um modelo para o cálculo preditivo do desgaste de bombas de palhetas utilizadas na certificação de fluidos hidráulicos segundo as normas ASTM D 2882 e DIN 389. O modelo considera o desgaste abrasivo e adesivo das partículas sobre a superfície de atrito das palhetas, apontando para resultados bastante semelhantes aos encontrados em testes práticos com óleo mineral.

Um modelo para predição do desgaste por cavitação em bombas centrífugas é apresentado por Dular et. al. [2006], que possibilita prever com precisão a extensão dos defeitos provocados por cavitação em pás de rotores, partindo de dados oriundos da observação física do escoamento pelas pás.

#### 2.3.5.1 Fadiga dos materiais

Em componentes que trabalham sob alternância de tração e compressão, carregamentos torsionais cíclicos ou combinados a flexão, é comum observar a ocorrência de trincas após um determinado tempo em serviço, seguindo e culminando com a fratura e conseqüente final de vida útil do componente. Quebras por fadiga costumam ocorrer sob condição de carregamento muito inferior aos limites de ruptura do material original.

O colapso por fadiga inicia através de trincas microscópicas na região de maior incidência do carregamento. No decorrer da alternância de esforços ocorre a propagação destas pequenas trincas e a conseqüente redução da seção do componente que resiste ao carregamento aplica-

do. Após a fratura por fadiga dificilmente observa-se deformação residual do componente, se o mesmo for comparado com sua configuração original.

O risco de quebras por fadiga pode ser agravado por fatores concentradores de tensões. Os mesmos se formam na transição entre diferentes diâmetros de seção de um eixo, por exemplo, se o raio de concordância for muito pequeno. Outras configurações a serem citadas são os rasgos de chaveta, encaixes, ranhuras e estrições.

O risco de falhas por fadiga pode ser reduzido por refinamento do projeto e aplicação de boas técnicas de fabricação e reparo. Pontos do componente com possível acúmulo de tensões devem ser eliminados. O refinamento dos processos de acabamento superficial e de tratamento térmico como cementação, endurecimento por encruamento, nitretação e cromagem também geram resultados favoráveis. O limite de resistência à fadiga pode ser incrementado com fabricação por conformação e endurecimento superficial. [Lipovszky, 1990]

#### 2.3.5.2 Corrosão

A corrosão é o processo eletroquímico de decomposição que componentes dos equipamentos rotativos estão expostos em seu meio de operação. Tendo início na superfície do componente, o processo corrosivo acarreta a gradativa redução de massa e alteração da forma e dimensões (diâmetros, folgas e interferências). Os limites de resistência à fadiga são sensivelmente alterados em meios corrosivos, podendo as quebras por fadiga ocorrer sob regimes de carregamento ainda menores.

O processo corrosivo ocorre independente do regime de operação ao qual o equipamento está submetido. Equipamentos rotativos que trabalham sob condições ambientais propícias a corrosão devem ser especialmente preparados, seja pela aplicação de ligas metálicas resistentes (presença de níquel e cromo na composição química), ou pela aplicação de revestimentos de proteção que podem ser metálicos (níquel, cromo, cobre e zinco) ou não metálicos (pintura, plásticos e cerâmicos). [Lipovszky, 1990]

#### 2.3.6 Caracterização dos defeitos nos rolamentos

Apesar do escopo deste trabalho não contemplar explicação total acerca dos mecanismos de falha em mancais de rolamento, mostra-se necessário caracterizar o que são as falhas ou condições físicas anormais destes componentes. A diversidade de falhas envolvendo mancais de

rolamento está relacionada ao ambiente, tipo de cargas aplicadas, regime de operação, etc. Levantamento quantitativo das causas mais comuns associadas é apresentado por Scheite [1992] através da tabela 5 abaixo

Desgaste 51%			Sobrecarga 49%			
Abrasão 25%	Fadiga 18%	Corrosão 8%	Deformação 14%	Quebras 12%	Trincas 12%	Aquecimento 11%
Arranhadura	Escamamento	Pitting	Esmagamento	Fraturas	Trincas	Superaquecimento
Escorregamento	Descascamento	Por Contato	Impressões	Defeito da Gaiola		
		Elétrica				
		Oxidação				

Tabela 5 – [Scheite, 1992] Causas de Falha em Mancais de Rolamento e seu percentual de ocorrência

A seguir serão ilustrados os danos mais comuns em mancais de rolamento, associados às suas respectivas causas. [NSK, 2001]

### 2.3.6.1 Escamamento

Quando um mancal de rolamento gira sofrendo carga ocorre saída de material pela fadiga do metal base, seja na superfície do elemento rolante ou nas pistas dos anéis interno e externo.

Como possíveis causas fazem-se citar: (1) carga excessiva; (2) falha de instalação por desalinhamento; (3) carga de flexão oriunda do eixo; (4) contaminação por partículas ou água; (5) lubrificação deficiente ou lubrificante inadequado; (6) folga de montagem na caixa de mancais inapropriada; (7) deformação geométrica do eixo e do alojamento (ovalização); (8) oxidação devido a longos períodos de equipamento fora de uso.

A figura 18 apresenta o escamamento observado em componentes de mancais de rolamento. Em (a) o mesmo é verificado ao longo da pista interna de um rolamento, por ocorrência de desalinhamento na montagem. Em (b) e (c) em decorrência de impacto no procedimento de montagem, escamamento observado no anel interno e esferas, respectivamente. Atentar para o espaçamento entre esferas visível em (b). Em (d) no anel interno de um rolamento auto-compensador, por falha de lubrificação. Em (e) e (f) descascamento integral ao longo da pista interna e externa de um rolamento auto-compensador, em decorrência de sobrecarga na direção axial.



Figura 18 - [NSK, 2001] Escamamento ocorrido em componentes de rolamentos. (a) na pista interna em decorrência de desalinhamento na montagem; (b) e (c) marcas na pista interna e esferas, respectivamente, por impacto na montagem; (d) descascamento localizado da pista interna em decorrência de lubrificação deficiente; (e) e (f) nas pistas interna e externa do mesmo rolamento, em decorrência de sobrecarga na direção axial.

### 2.3.6.2 Descascamento (Peeling)

O descascamento é caracterizado quando pequenos pontos aparecem na superfície das pistas e elementos rolantes. Estes pontos constituem o estágio inicial do escamamento, que evoluirá à medida que o desprendimento de material for ocorrendo. O descascamento pode decorrer principalmente: (1) da escolha inadequada do lubrificante ou mau estado do mesmo; (2) do desgaste dos elementos de vedação dos mancais, tais como retentores e selos; (3) da contaminação por partículas estranhas, introduzidas no procedimento de montagem ou em operação.

A figura 19 apresenta exemplo de descascamento ocorrido na pista do anel interno de um rolamento auto-compensador de rolos. A lubrificação deficiente provocou as pequenas marcas claras observadas em (a), com maior detalhe em (b).

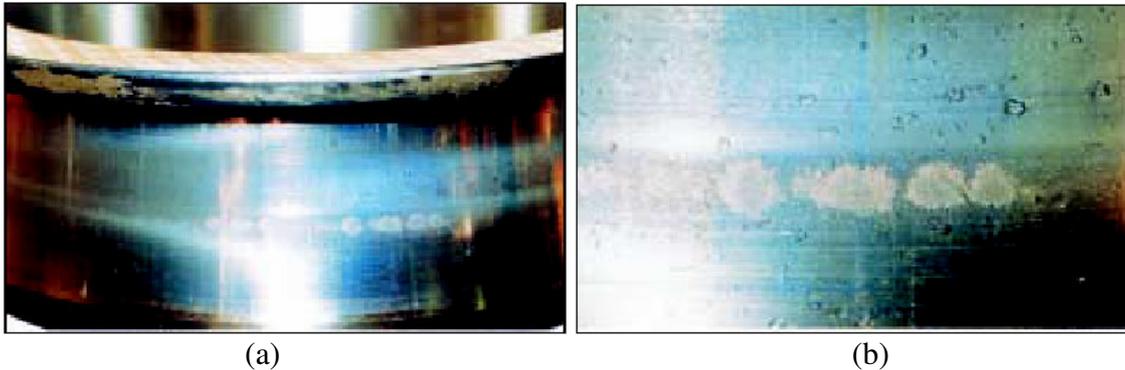


Figura 19 - [NSK, 2001] Descascamento da pista do anel interno de um rolamento como consequência de lubrificação deficiente; (b) Detalhe ampliado do observado em (a).

### 2.3.6.3 Arranhadura

Na grande maioria das vezes a arranhadura ocorre na superfície da pista e dos corpos rolantes. Nos rolamentos para cargas axiais elas ocorrem de forma espiral na superfície das pistas. Nos rolamentos radiais de rolos, as arranhaduras ocorrem na face lateral dos rolos e nas guias da borda das pistas. Na maioria das ocorrências as arranhaduras originam-se: (1) de lubrificação deficiente na partida do equipamento, seja pela alta viscosidade do óleo ou consistência da graxa, ou pelas grandes acelerações envolvidas; (2) de lubrificação deficiente em operação, devida a elevadas velocidades de giro associada a lubrificante com baixa viscosidade; (3) de erros de montagem do rolamento, seja pela falta de paralelismo entre pistas, ou pela montagem com pré-carga na direção axial.

A figura 20 apresenta exemplo de arranhadura ocorrida em rolamentos radiais de rolos. Em (a) é apresentado detalhe da borda de um rolamento auto-compensador de rolos, onde acelerações e desacelerações do equipamento provocaram escorregamento entre pista elementos rolantes, estes últimos ilustrados em (b). Em (c) detalhe da borda de um rolamento de rolos cilíndricos, onde excesso de pré-carga axial no procedimento de montagem provocou as arranhaduras, também observados na lateral dos elementos rolantes, apresentados em (d).

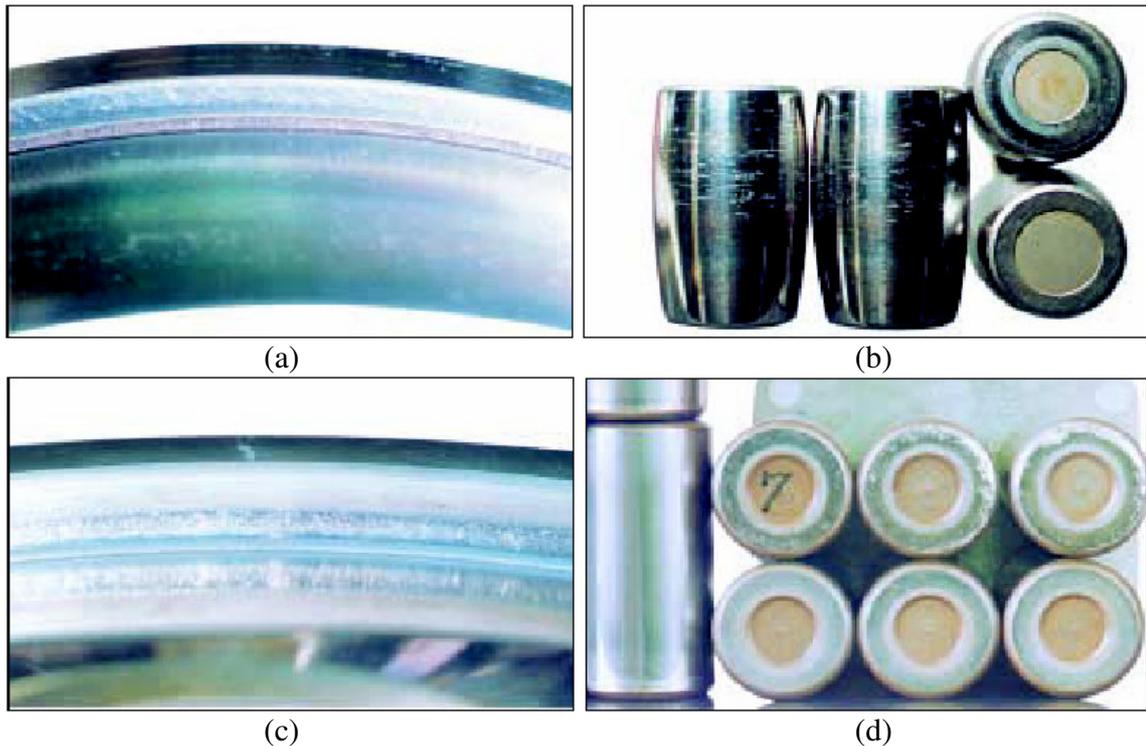


Figura 20 - [NSK, 2001] Arranhadura ocorrida em componentes de rolamentos. Em (a) e (b) a pista interna e os elementos rolantes de um rolamento auto-compensador de rolos, respectivamente, em decorrência de escorregamento dos rolos. Em (c) e (d) detalhe da borda da pista interna e os rolos de um rolamento de rolos cilíndricos, respectivamente, em decorrência de montagem com pré-carga axial elevada.

#### 2.3.6.4 Impressões

Impressões nas pistas e elementos rolantes ocorrerão sempre que partículas estiverem presentes na interface elemento-pista, com o equipamento em funcionamento. As partículas podem estar presentes no lubrificante ou na circunvizinhança do equipamento, atingindo a carga de lubrificante quando a vedação dos mancais for ineficiente. As impressões podem ainda ser originadas por batidas no procedimento de montagem ou manuseio, quando passam a ser observadas com espaçamento equidistante, correspondente à posição de contato dos elementos rolantes. As impressões são assim designadas por não chegarem a constituir uma arranhadura, que é caracterizada pela remoção de material.

A Figura 21 apresenta exemplos de impressões causadas pela presença de impurezas sobre as pistas de rolamento. Em (a) sobre a pista do anel interno de um rolamento de rolos cônicos, e em (b), sobre os elementos de um rolamento de rolos cilíndricos.



Figura 21 - [NSK, 2001] Impressões provocadas pela presença de impurezas sobre a pista do anel interno de um rolamento de rolos cônicos (a), e sobre os elementos rolantes de um rolamento de rolos cilíndricos (b).

#### 2.3.6.5 Escorregamento

Escorregamento é o dano que ocorre na superfície das pistas e elementos rolantes em decorrência da ruptura do filme lubrificante, que é o responsável por evitar o contato metal-metal. Entre as causas mais comuns do escorregamento fazem-se citar: (1) alta velocidade associada à baixa carga nos rolamentos; (2) acelerações e desacelerações repentinas; (3) escolha inadequada do lubrificante; (4) ou contaminação do lubrificante em decorrência de más condições de estocagem e uso.

A Figura 22 ilustra este mecanismo de falha em decorrência de lubrificação deficiente. Em (a) e (b) são mostradas as pistas interna e externa de um rolamento de rolos cilíndricos. Em (c) são apresentados rolos de um rolamento auto-compensador. Vale reparar que em todos os casos ocorre a mudança de coloração da superfície de contato, evidenciando a elevação de temperatura de maneira localizada.

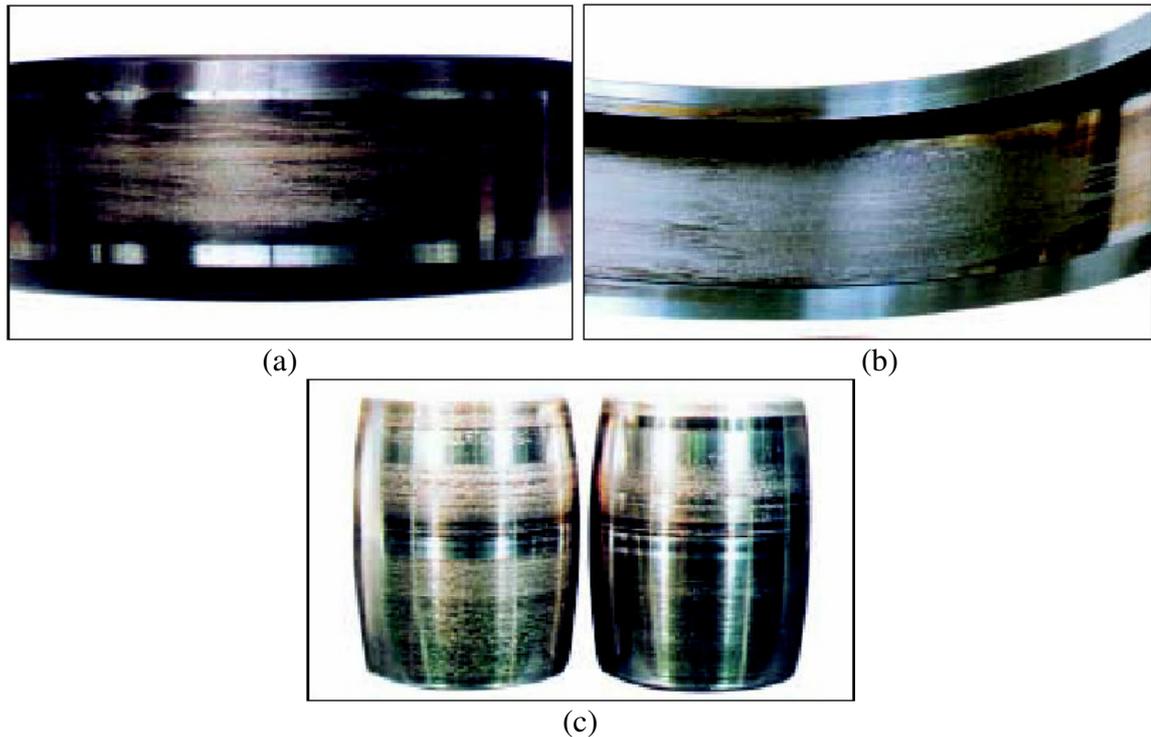


Figura 22 - [NSK, 2001] Sinais de escorregamento sofrido por componentes de mancais de rolamento. Em (a) e (b) as pistas interna e externa de um rolamento de rolos cilíndricos, em decorrência de deficiência de lubrificação. Em (c) os elementos rolantes de um rolamento auto-compensador de rolos, que funcionaram com lubrificação deficiente.

#### 2.3.6.6 Trincas

As trincas têm como principais causas problemas introduzidos durante o processo de montagem. Entre os quais vale citar: (1) queda por descuido no manuseio; (2) batidas no processo de montagem; (3) interferência excessiva na montagem; (4) deficiência geométrica do eixo ou da caixa de mancal (ovalizações); (5) raio de concordância no ressalto do eixo muito grande, para encosto da pista interna; (6) funcionamento sob temperatura elevada em decorrência de fricção, corrosão por contato, descascamento ou escamamento; (7) deficiência de lubrificação.

A figura 23 apresenta falhas por trincas em alguns componentes de rolamentos. Em (a) detalhe do anel interno de um rolamento de rolos cilíndricos, com trinca oriunda de escamamento decorrente de carga de choque na direção axial. Um elemento rolante de um rolamento auto-compensador de rolos é examinado em (b), onde a trinca originou-se do impacto com irregularidade das pistas de rolamento. A análise da falha ocorrida no anel interno de um rolamento auto-compensador de rolos é apresentada em (c) e (d). A imagem (d) é o corte transversal da trinca visualizada em (c). Esta trinca axial teve como causa a temperatura elevada com que trabalhava

o eixo do equipamento, uma vez que o ajuste de montagem efetuado a frio não compensava a temperatura de operação.

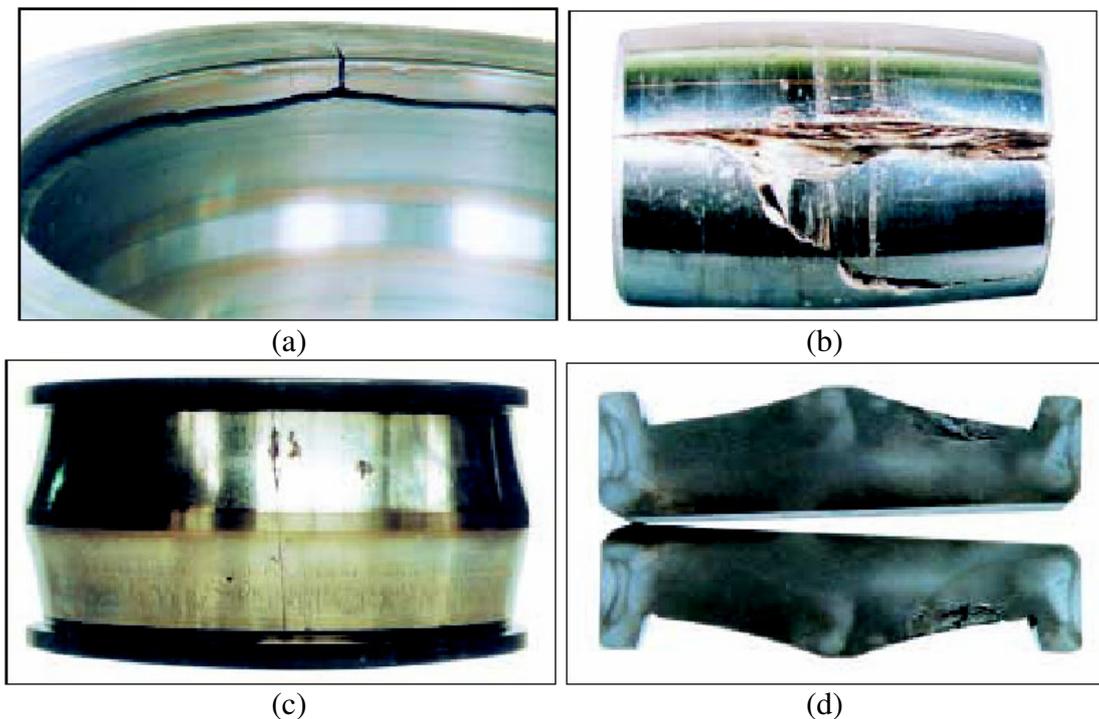


Figura 23 - [NSK, 2001] Trincas observadas em componentes de rolamentos. Em (a) na pista interna de um rolamento de rolos cilíndricos, em decorrência de choque na direção axial. Em (b) no elemento rolante de um rolamento auto-compensador de rolos, devido ao funcionamento em contato com deformidades nas pistas de rolamento. Em (d) detalhe da trinca apresentada em (c), em função do ajuste de montagem, que não considerava a elevada temperatura de operação do eixo.

#### 2.3.6.7 Fraturas

Fraturas são as quebras localizadas que ocorrem em componentes de rolamentos. Constituem estágios posteriores ao escamamento, descascamento, arranhaduras e trincas, possuindo dimensões consideravelmente superiores. Podem ser observados em todos os componentes do rolamento, e possui causas comuns aos mecanismos de falha citados anteriormente.

A figura 24 apresenta fraturas ocorridas no anel interno de rolamentos de contato angular. Em (a) apresenta-se fratura originada por impacto no procedimento de montagem. Em (b), fratura originada com o equipamento em operação, por excesso de carga.

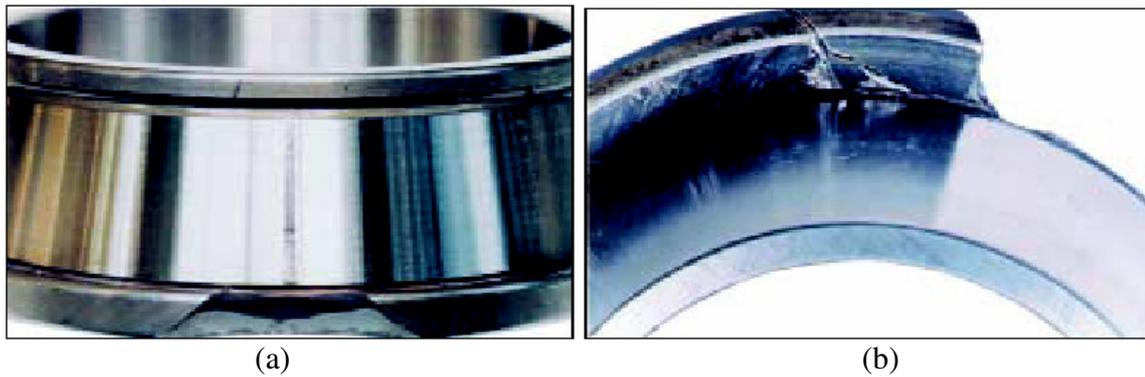


Figura 24 - [NSK, 2001] Fraturas no anel interno de rolamentos de contato angular. Em (a) em decorrência de impacto na montagem, e em (b), de carga excessiva em operação.

#### 2.3.6.8 Pitting

O pitting é o princípio do processo de corrosão sobre a superfície de um metal. No caso de pistas ou elementos rolantes de um rolamento, os pites deixam as superfícies com coloração fosca. O próprio processo corrosivo aponta para as causas do pitting: a exposição do rolamento ou lubrificante ao meio ambiente ou impurezas, associada ao longo período do rolamento fora de serviço.

A figura 25 apresenta pitting sobre a pista do anel externo (a) e o elemento rolante (b) de um rolamento axial. Em ambos os casos o processo foi desencadeado pela exposição do rolamento ao meio ambiente por longo espaço de tempo.



Figura 25 - [NSK, 2001] Pitting sobre a pista do anel externo (a) e o elemento rolante (b) de um rolamento axial, provocado pela exposição ao meio ambiente.

### 2.3.6.9 Corrosão por Contato

A corrosão por contato ocorre sempre que não ocorrer o perfeito contato entre duas superfícies metálicas. No caso de mancais de rolamento, o ajuste mecânico deficiente após o procedimento de montagem provocará corrosão: (1) com o deslizamento entre anel externo e caixa de mancal, ou (2) com o deslizamento entre eixo e furo do anel interno. Dentre as causas mais comuns de corrosão por contato podem-se citar a lubrificação deficiente, o uso lubrificante inadequado, exposição a vibração de pequena amplitude, a pré-carga de montagem excessiva, o ajuste mecânico inadequado. Em equipamentos que permanecem fora de serviço por longos períodos de tempo a corrosão por contato também poderá acontecer entre pistas e elementos rolantes, uma vez que a concentração de carga e as vibrações oriundas da circunvizinhança provocam a ruptura do filme lubrificante entre as superfícies.

A figura 26 apresenta ocorrências de corrosão por contato. Em (a) na superfície do furo de um rolamento de rolos cônicos, atribuído a ajuste inadequado e exposição a vibração com o equipamento parado. Em (b) situação semelhante a observada em (a), mas observada sob a superfície do anel externo. Em (c) e (d) marcas de corrosão na pista de rolamento e elementos rolantes, também atribuídas a longo período com o equipamento fora de operação.

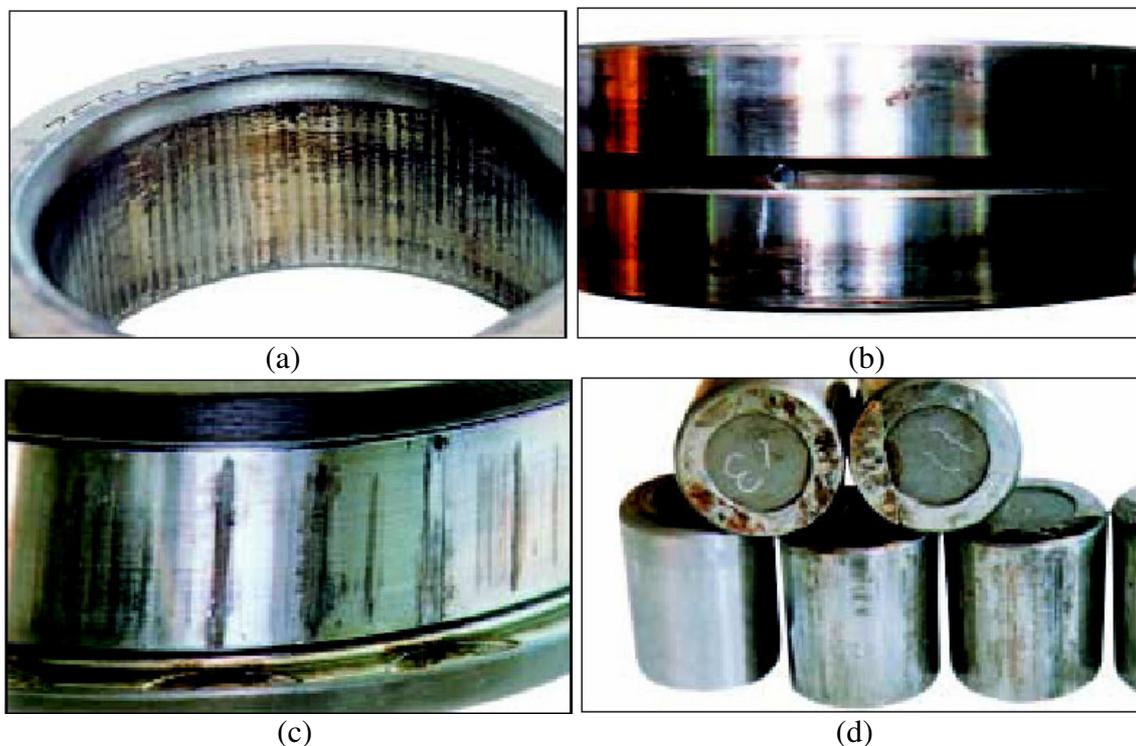


Figura 26 - [NSK, 2001] Corrosão por contato sobre a superfície do furo (a) e no anel externo (b) ocasionada por ajuste inadequado e exposição a vibrações. Em (c) e (d) marcas na pista e elementos rolantes, ocasionada por longo período com o equipamento fora de operação.

### 2.3.6.10 Corrosão Elétrica

A corrosão elétrica se dá quando há passagem de corrente elétrica pelo rolamento. O fluxo de corrente gera arco-elétrico na superfície de contato entre pista e elemento rolante, provocando a fusão do material nesta região. Entre as principais causas de corrosão elétrica está a existência de diferença de potencial entre o eixo e a caixa de mancais, onde o rolamento acaba sendo a via mais simples para descarga elétrica. Tal fato ocorre em motores elétricos com mancais mal isolados eletricamente. Outra ocorrência bastante comum é o aterramento indevido de máquinas de solda na carcaça do equipamento, ou do próprio mancal.

A figura 27 apresenta exemplos da ocorrência de corrosão elétrica em mancais de rolamento. Em (a) a diferença de coloração na região de passagem dos elementos sobre a pista interna de um rolamento de rolos cilíndricos. A região escurecida é repleta de pequenos pontos que evidenciam a fusão do material da superfície. Em (b) a mudança de coloração sofrida pelos elementos rolantes de um rolamento rígido de esferas. As imagens (c) e (d) detalham ao microscópio a região com material fundido sobre a pista de um rolamento rígido de esferas.

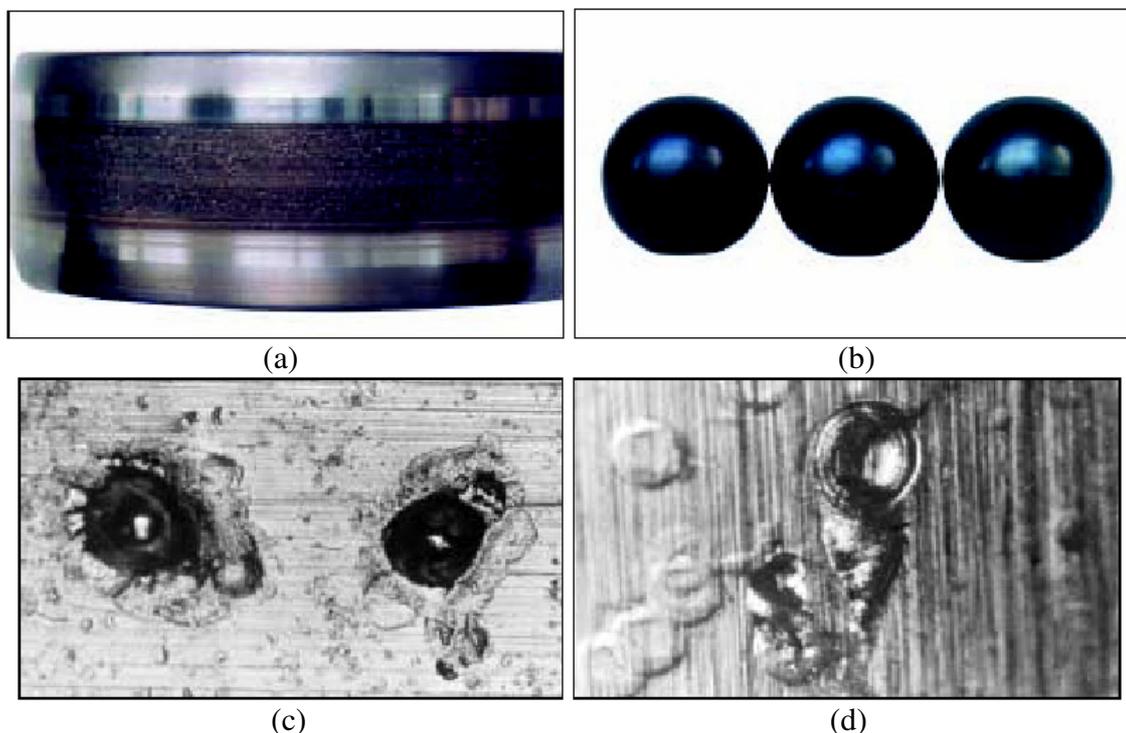


Figura 27 - [NSK, 2001] Exemplos de corrosão elétrica ocorrida em mancais de rolamento. Em (a) a pista do anel interno de um rolamento de rolos cilíndricos. Em (b) o escurecimento dos elementos rolantes de um rolamento rígido de esferas. Em (c) e (d) detalhes da fusão de material ocorrida na pista de um rolamento rígido de esferas.

### 2.3.6.11 Oxidação e Corrosão

A oxidação do rolamento ocorre em regiões dos anéis e elementos rolantes que possuem condições eletroquímicas favoráveis à ocorrência de corrosão galvânica. A oxidação pode ocorrer em pontos isolados, ou de maneira generalizada sobre as superfícies do rolamento. Entre as principais causas de oxidação estão: (1) a entrada de fluidos corrosivos ou água no interior do mancal; (2) a aplicação de lubrificante inadequado; (3) a condensação do vapor de água no interior do mancal; (4) a umidade e temperatura elevadas com o equipamento fora de operação; (5) o manuseio e a aplicação de técnicas de montagem inadequadas.

A figura 28 apresenta ocorrência de oxidação sobre a superfície das pistas de rolamento em decorrência da presença de umidade no interior da caixa de mancal. A imagem (a) apresenta aspecto da pista do anel externo de um rolamento rígido de esferas, destacando o início do desprendimento de material. Em (b) a pista do anel interno de um rolamento auto-compensador de rolos, destacando a distância entre as marcas de oxidação ao longo da pista, que coincide com o espaçamento entre os elementos rolantes.

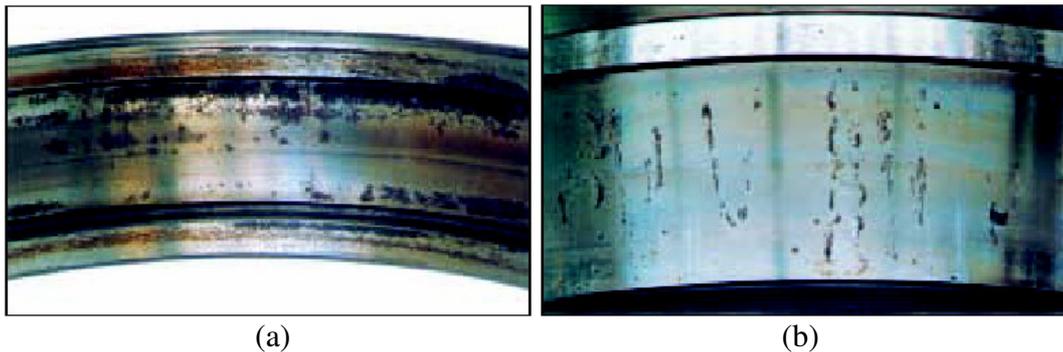


Figura 28 - [NSK, 2001] Oxidação provocada sobre a superfície das pistas de rolamentos provocada pela presença de umidade no interior da caixa de mancal. Em (a) o aspecto da pista do anel externo de um rolamento rígido de esferas. Em (b) a pista do anel interno de um rolamento auto-compensador de rolos.

### 2.3.6.12 Esmagamento

O esmagamento consiste na conformação mecânica do material localizado nas superfícies das pistas e elementos rolantes de um rolamento. Decorrência de vibração ou oscilações entre os pontos de contato, pode acontecer durante o transporte do rolamento ou nos períodos em que o mesmo encontra-se parado, suportando o peso de eixos e componentes de um equipamento. A aplicação de lubrificante inadequado pode agravar o problema.

A figura 29 apresenta exemplos de esmagamento ocorrido entre pista e elementos rolantes. Em (a) na pista do anel externo de um rolamento rígido de esferas, em decorrência de vibrações da circunvizinhança durante os longos períodos em que o equipamento permanecia parado. Em (b), o mesmo agente causador citado em (a), provocando esmagamento na superfície dos elementos rolantes de um rolamento de rolos cilíndricos.

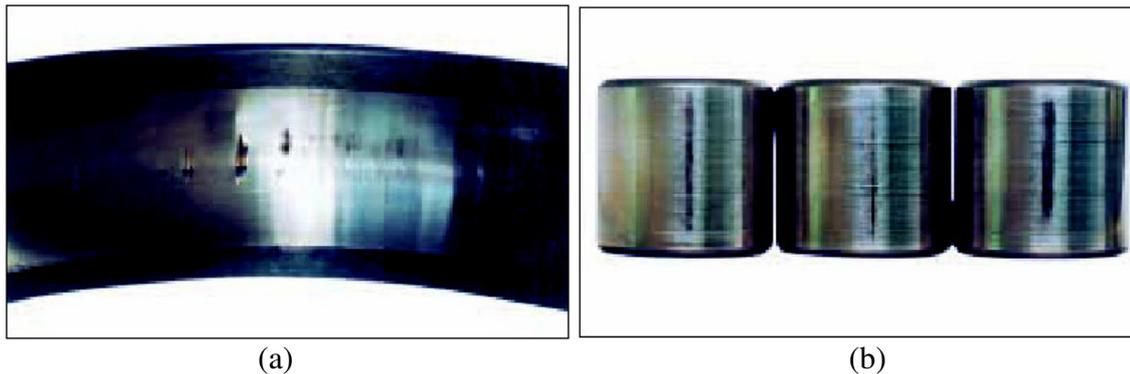


Figura 29 - [NSK, 2001] Esmagamento ocorrido na superfície de componentes de rolamentos em decorrência de vibração da circunvizinhança do equipamento. (a) mostra a pista do anel externo de um rolamento rígido de esferas, e (b) os elementos rolantes de um rolamento de rolos cilíndricos.

#### 2.3.6.13 Superaquecimento

O superaquecimento ocorre com o equipamento em operação, provocando alteração na coloração da peça. A falha do rolamento ocorre pela alteração dimensional e redução da folga interna, que poderá provocar o travamento ou a quebra da gaiola. Entre as principais causas de superaquecimento estão: (1) lubrificação deficiente; (2) excesso de carga em operação; (3) pré-carga excessiva na montagem; (4) rotações acima do limite de projeto do rolamento; (5) folga interna do rolamento muito pequena; (6) contaminação do lubrificante por água e/ou outras impurezas; (7) desvios na geometria de eixo ou caixa de mancais.

As imagens (a) e (b) da figura 30 apresentam falha por superaquecimento ocorrida na pista do anel interno e nos elementos rolantes de um rolamento auto-compensador de rolos. No exemplo, o superaquecimento foi provocado por lubrificação deficiente.



Figura 30 - [NSK, 2001] Superaquecimento observado sobre o anel interno (a) e elementos rolantes (b) de um rolamento auto-compensador de rolos. Lubrificação deficiente ocasionou a falha.

#### 2.3.6.14 Defeito na Gaiola

A gaiola é o componente do rolamento responsável por manter o correto espaçamento entre os elementos rolantes. Defeitos na gaiola podem decorrer: (1) da deformação da mesma durante transporte, manuseio ou procedimento de montagem; (2) do desalinhamento entre eixo e caixa de mancal oriundo do procedimento de montagem; (3) de esforços fletores sofridos pelo eixo da máquina em operação (desbalanceamentos); (4) de rotação excessiva; (5) de acelerações e desacelerações repentinas; (6) de falhas de lubrificação; (7) do aumento de temperatura atribuído a variáveis operacionais.

A figura 31 apresenta falhas oriundas de defeitos na gaiola. Os defeitos provocados por desalinhamento entre os anéis interno e externo podem ser observados em (a) para um rolamento rígido de esferas e em (b) para um rolamento de rolos cônicos. O desalinhamento entre anéis é provocado no procedimento de montagem, seja por deformação ou irregularidade geométrica da caixa de mancal ou do eixo. As deformações apresentadas nas figuras (c) e (d) também foram provocadas por batidas durante o procedimento de montagem para o mesmo tipo de rolamentos acima mencionados.

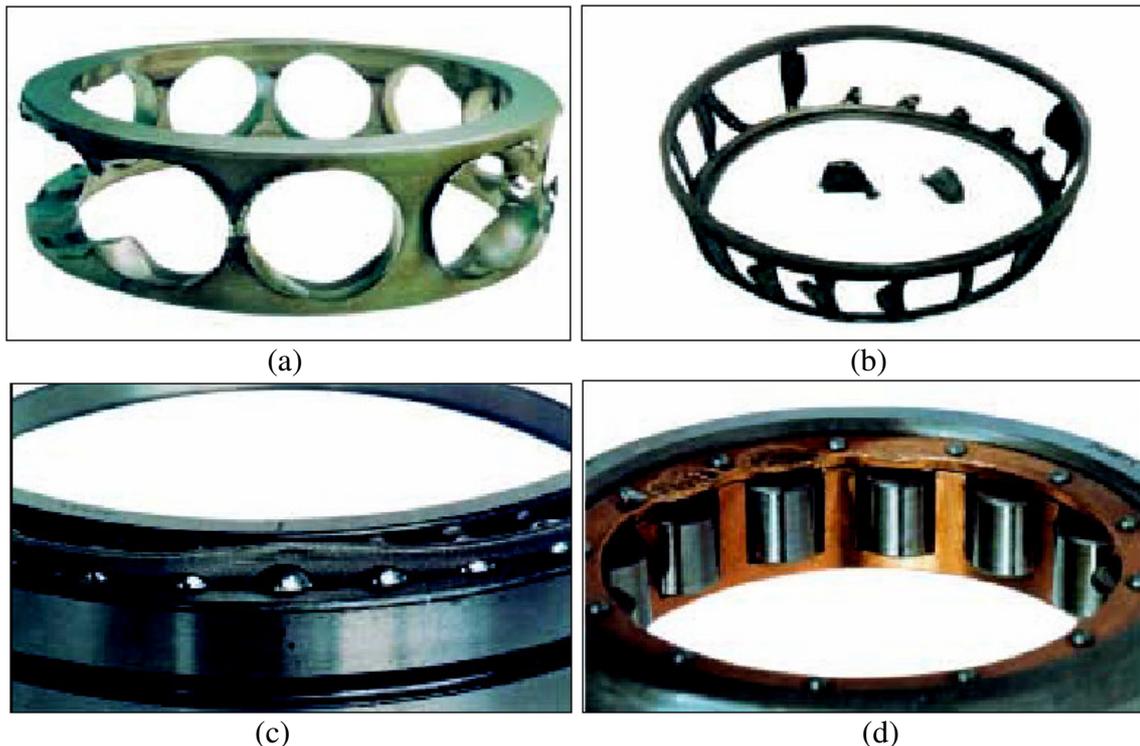


Figura 31 - [NSK, 2001] Defeitos ocorridos na gaiola de um rolamento. Em (a) e (b) em decorrência de desalinhamento entre os anéis interno e externo, em rolamento rígido de esferas e de rolos cônicos, respectivamente. Em (c) e (d) deformação da gaiola provocada por choque no manuseio e montagem, em um rolamento rígido de esferas e de rolos cilíndricos, respectivamente.

## 2.4 Análise de Vibrações em Mancais de Rolamento

A seguir será apresentada uma série de técnicas aplicadas à detecção de falhas em mancais de rolamento. Inicia-se com o monitoramento em Banda Larga do sinal de aceleração medido nos mancais, passando pela técnica de demodulação destes sinais. Conclui-se com o Valor Global do Envelope, um dos principais fundamentos necessários ao desenvolvimento da proposta do presente trabalho.

### 2.4.1 Monitoramento com Medições de Banda Larga

A avaliação do sinal em banda larga é a ferramenta mais simples da análise de vibrações. Uma vez que o Valor Global de vibração é o resultado da medição em uma grande faixa de frequências, este tipo de monitoramento também é conhecido como manutenção sensível do rolamento. [Almeida et. al., 2007]

A presença de ondas de choque nas estruturas rígidas dos rolamentos favorece a geração de vibrações em alta frequência. Em consequência disto as medidas de aceleração aumentam rapidamente, uma vez que com o progresso do dano, a taxa de impulsos tende a aumentar. [Almeida et al, 2007]

Almeida et. al. [2007] apresenta a experiência da Rhodia Química no monitoramento de mancais de rolamento aplicando o Valor Global nas medições de aceleração. Os valores limites apresentados aplicam-se às velocidades de rotação usuais para os motores elétricos, bombas centrífugas e ventiladores de uma unidade da Rhodia Química. A tabela 6 sintetiza os resultados: (considera-se o valor de  $1G = 9,81 \text{ m/s}^2$ )

Experiência da Rhodia Química Motores elétricos, Bombas e Ventiladores com acionamento direto		
Valores medidos em aceleração (G's) RMS		
RPM	Atenção	Troca
1800	3,2	6,0
3600	8,0	10,0

Tabela 6 - [Almeida et al, 2007] Carta de severidade para monitoramento de mancais de rolamento com base na experiência da Rhodia Química.

#### 2.4.2 A Técnica do Fator de Crista

No acompanhamento da vibração gerada por rolamentos, percebe-se que nos estágios iniciais de falha surgem impulsos de curta duração que se sobrepõem ao sinal básico de vibração, até então considerado normal. A presença destes impulsos eleva o valor de pico da medida sem, contudo, alterar de modo significativo o valor RMS. [Almeida et. al. 2007]

Com a evolução dos defeitos o valor RMS que permanecia baixo e estável começa a aumentar, acompanhando a tendência crescente dos valores de pico. O método do Fator de Crista consiste no acompanhamento da tendência desta relação de amplitudes. Um fator de crista que tenha sofrido um aumento significativo é sinal de alerta, e o início de sua baixa indicará o momento em que todo o espectro está aumentando de amplitude, caracterizando a progressão dos defeitos por toda a pista de um rolamento.

### 2.4.3 Sinais de Vibração Modulados

Na análise de vibrações em equipamentos rotativos ocorrem diversos casos de combinação de sinais em forma de modulação. O correto diagnóstico das causas da vibração dependerá do conhecimento das formas de modulação, a fim de identificá-las, e corretamente associá-las as excitações correspondentes.

É grande o número de elementos físicos que provocam modulação destes sinais. A título de exemplificação pode-se citar: a rotação e deformação de eixos, irregularidades no diâmetro primitivo de engrenagens, e no caso deste trabalho, defeitos em mancais de rolamentos. A modulação é composta de um sinal modulador, e de um sinal portador. O sinal portador é responsável pelo “transporte” do sinal modulador ao longo de sua propagação. O sinal modulador modifica o sinal portador, alterando sua amplitude e/ou frequência de propagação.

A modulação em amplitude (AM) pode ser provocada de duas maneiras: por multiplicação, ou por soma.

A modulação de amplitude por multiplicação consiste em multiplicar a frequência portadora, uma harmônica de frequência  $\omega_p$ , pelo sinal modulador  $m(t)$ .

$$m(t)\cos(\omega_p t) \quad (16)$$

A aplicação da equação de Euler a  $\cos(\omega_p t)$  resultará:

$$\cos(\omega_p t) = \frac{1}{2} \left( e^{i\omega_p t} + e^{-i\omega_p t} \right) \quad (17)$$

E a partir da aplicação da transformada de Fourier da equação (16) tem-se:

$$F\{m(t)\cos(\omega_p t)\} = \frac{1}{2} \left[ \int_{-\infty}^{+\infty} m(t).e^{i\omega_p t} e^{i\omega t} dt + \int_{-\infty}^{+\infty} m(t).e^{-i\omega_p t} e^{i\omega t} dt \right] \quad (18)$$

$$F\{m(t)\cos(\omega_p t)\} = \frac{1}{2} [M(\omega - \omega_p) + M(\omega + \omega_p)] \quad (19)$$

O espectro de frequências deste sinal modulado revelará duas componentes de frequência equidistantes de  $\pm \omega_p$  em relação à frequência portadora. É importante frisar que neste tipo de modulação a frequência portadora não ficará evidente no espectro.

A modulação de amplitude por soma ocorre quando os sinais portador e modulador se somam. O espectro de frequência deste sinal modulado conterá um pico na frequência do sinal portador, com pares de bandas laterais espaçadas de  $\pm \omega_m$ , para tantas quantas forem as frequên-

cias que compuserem o sinal modulador  $m(t)$ . A representação de sinais modulados em amplitude através de sinais analíticos é somente aplicável quando as bandas laterais não se sobrepõem à frequência zero, ou seja, o sinal pode ser representado por um espectro unilateral (somente frequências positivas, por exemplo). Em termos práticos, isto significa que para modulação em amplitude, a frequência portadora deve ser maior do que a mais alta frequência de modulação. A equação abaixo representa a amplitude de um sinal modulado desenvolvido no domínio do tempo.

$$x(t) = [x_{0p} + m(t)]\cos(\omega_p t) \quad (20)$$

Onde  $x_{0p}$  é a amplitude do sinal portador.

A modulação em frequência (FM) ocorre quando um sinal de alta frequência (portador) tem sua frequência variando conforme um sinal de menor frequência (modulador). O estudo dos sinais com frequência modulada não será aqui aprofundado, uma vez que o mesmo não integra o objetivo deste trabalho.

#### 2.4.4 Análise de Sinais de Vibração Repetitivos – A técnica do Envelope

A técnica do Envelope é aplicada na análise de fenômenos vibratórios repetitivos, tais como aqueles gerados em mancais de rolamentos e engrenagens. Almeida et. al. [2007] apresenta uma descrição simplificada da técnica, definindo-a como a extração das informações oriundas dos sinais repetitivos da totalidade de informações contidas no sinal de vibração normal do equipamento.

Na análise de mancais de rolamento, a técnica do envelope consiste basicamente em analisar somente a região do espectro de frequências onde os sinais do rolamento apresentam a melhor relação entre sinal e ruído, ou seja, a melhor relação de amplitude de vibração entre as frequências características do rolamento e as demais frequências perceptíveis no espectro. A análise segue o seguinte procedimento:

- a) Determinação da região de maior relação entre sinal e ruído;
- b) Filtragem para utilização somente da faixa de frequências de interesse;
- c) Detectar nesta faixa de frequências a ocorrência de séries de impacto, sem contar a resposta de ressonância da estrutura dos mancais;

- d) Determinar as frequências das séries de impacto através de análise pela Transformada Rápida de Fourier;
- e) Avaliação das frequências encontradas, comparando-as com as frequências características de defeitos do mancal de rolamento.

#### 2.4.4.1 A Região de Maior Relação entre Sinal e Ruído

Um defeito em um mancal de rolamento provocará vibrações impulsivas de pequena potência. Tal razão de grandeza provém de comparação com a potência gerada por outras vibrações do equipamento rotativo. Assim, na análise do espectro de frequências, vibrações de baixa potência só serão destacadas das demais se alguma das frequências naturais estruturais for excitada, o que geralmente ocorrerá na faixa de 1.000 a 3.000 Hz. [Almeida et. al. 2007]

#### 2.4.4.2 Separação da Faixa de Frequências de Interesse

A determinação da região de interesse no espectro de frequências dependerá do conhecimento prévio da faixa de ressonância do elemento estudado. A obtenção destes valores ocorrerá de forma matemática ou experimental (ver seção 2.3.2.1 sobre a determinação das frequências características dos rolamentos). A separação da faixa de interesse do restante do espectro é obtida pela aplicação de um filtro de sinal do tipo passa-banda, sintonizado no centro da faixa de interesse. Esta filtragem do sinal de vibração poderá ser analógica ou digital, e deve ser realizada no instante da aquisição, antes de qualquer processamento. [Almeida et. al., 2007]

#### 2.4.4.3 Detecção da Ocorrência de Séries de Impacto – A Transformada de Hilbert

A definição matemática da transformada de Hilbert é apresentada com propriedade por Vescovi [2000]: “(...) a transformada de Hilbert de um sinal real no domínio do tempo é outro sinal no domínio do tempo simbolizado por  $\tilde{x}(t)$ , de maneira que  $z(t) = x(t) + i\tilde{x}(t)$  seja um sinal analítico. Por definição, sinal analítico é aquele sinal complexo no domínio do tempo no qual a parte imaginária é a transformada de Hilbert da parte real do sinal. (...)” Vale reforçar que a transformada de Fourier do sinal  $x(t)$  é um sinal complexo no domínio da frequência  $X(\omega)$ , que é diferente da transformada de Hilbert  $\tilde{x}(t)$  e do sinal  $z(t)$ .

A partir de  $z(t)$  é possível definir uma função com magnitude  $A(t)$  e ângulo de fase  $\theta(t)$ , onde  $A(t)$  descreve o envelope do sinal original  $x(t)$  no domínio do tempo, e  $\theta(t)$  a fase instantânea de  $x(t)$ . A etapa de identificação de séries de impacto de um sinal vibratório é fortemente embasada na componente de magnitude  $A(t)$ , que doravante será designada como o *envelope* do sinal  $x(t)$ .

De acordo com suas propriedades, a transformada de Hilbert pode ser definida de três diferentes maneiras: [Randall et. al. 1987]

- a) como uma integral de convolução;
- b) como uma defasagem de  $\pi/2$  do sinal;
- c) como a parte imaginária do sinal analítico

A transformada de Hilbert  $H\{x(t)\}$  de uma função  $x(t)$  que se desenvolve de  $-\infty < t < +\infty$  é uma função real  $\tilde{x}(t)$  assim definida:

$$\tilde{x}(t) = H\{x(t)\} = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} x(\tau) \left( \frac{1}{t-\tau} \right) \quad (21)$$

$$= \frac{1}{\pi} x(t) * \left( \frac{1}{t} \right) \quad (22)$$

De onde advém que a transformada de Hilbert é o resultado da integral de convolução de  $x(t)$  e  $\frac{1}{\pi.t}$ .

A aplicação do teorema da convolução na equação (22) demonstra que a transformada de Hilbert corresponde a uma defasagem de  $\pi/2$ . Seja  $\tilde{X}(t)$  a transformada de Fourier de  $x(t)$ , e a transformada de Fourier de  $\frac{1}{\pi.t}$  dada por:

$$F\left\{\frac{1}{\pi.t}\right\} = -i.\text{sgn } f = \begin{cases} -i, & \text{para } f > 0 \\ i, & \text{para } f < 0 \\ 0, & \text{para } f = 0 \end{cases} \quad (23)$$

A expressão  $\tilde{x}(t) = x(t) * \left( \frac{1}{\pi.t} \right)$  é equivalente a passagem de  $x(t)$  pelo sistema definido em (23), que fornece:

$$\tilde{X}(f) = (-i.\text{sgn } f).X(f) \quad (24)$$

Sendo a transformada de Hilbert finalmente obtida pela transformada de Fourier inversa de (24).

$$\tilde{x}(t) = F^{-1}\{\tilde{X}(f)\} = \int_{-\infty}^{+\infty} \tilde{X}(f)e^{i2\pi ft} df \quad (25)$$

A transformada de Fourier de  $(-i.\text{sgn } f)$  pode ser assim representada:

$$B(f) = F\{(-i.\text{sgn } f)\} = \begin{cases} e^{-i(\pi/2)} & \text{se } f > 0 \\ e^{i(\pi/2)} & \text{se } f < 0 \\ 0 & \text{se } f = 0 \end{cases} \quad (26)$$

Que de maneira genérica:

$$B(f) = |B(f)|e^{-i\phi_b(f)} \quad (27)$$

Onde  $B(f)$  representa uma defasagem do sistema de  $\pi/2$ , e  $|B(f)| = 1$  para todos os  $f \neq 0$ .

$$\phi_b = \begin{cases} \pi/2 & \text{se } f > 0 \\ -\pi/2 & \text{se } f < 0 \end{cases} \quad (28)$$

Considerando  $X(f) = |X(f)|e^{-i\phi_x(f)}$ , segue-se que:

$$\tilde{X}(f) = \tilde{X}(f)e^{-i\phi_x(f)} = |X(f)|e^{-i[\phi_x(f)+\phi_b(f)]} \quad (29)$$

Onde a transformada de Hilbert consiste em passar  $x(t)$  por uma operação na qual a magnitude de  $X(f)$  permanece inalterada, mas que modifica a fase de  $\phi_x(f)$  para  $\phi_x(f) + \phi_b(f)$ , com  $\phi_b(f)$  seguindo o apresentado em (28). Em outras palavras, defasa-se o sinal de  $\pi/2$  para as frequências positivas, e de  $-\pi/2$  para as frequências negativas. A figura 32 apresenta a aplicação da transformada de Hilbert em uma senoide a partir da defasagem de  $\pi/2$ , visualizada no domínio da frequência.

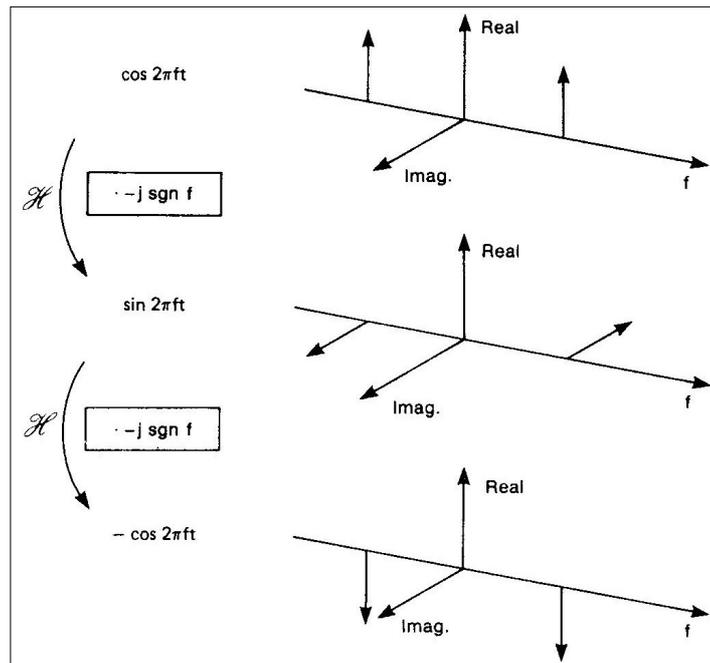


Figura 32 - [Randall et. al. 1987] Aplicação de seqüência de duas transformadas de Hilbert em uma senoide, visualizada no domínio da freqüência.

Uma terceira maneira de obter a transformada de Hilbert é através do sinal analítico  $z(t)$  definido abaixo

$$z(t) = x(t) + i\tilde{x}(t) \quad (30)$$

Que também pode ser escrita como

$$z(t) = A(t)e^{i\theta(t)} \quad (31)$$

Onde  $A(t)$  é chamado de envelope do sinal  $x(t)$ , que expressado em termos de  $x(t)$  e  $\tilde{x}(t)$  fica:

$$A(t) = \sqrt{(x(t))^2 + (\tilde{x}(t))^2} \quad (32)$$

$$\theta(t) = \tan^{-1}\left(\frac{\tilde{x}(t)}{x(t)}\right) = 2\pi \cdot f_0 \cdot t \quad (33)$$

$$f_0 = \left(\frac{1}{2\pi}\right) \frac{d\theta(t)}{dt} \quad (34)$$

Onde  $f_0$  é a “frequência instantânea” em estudo.

Ao realizar  $Z(f)$  a transformada de Fourier de  $z(t)$ , tem-se:

$$Z(f) = F\{z(t)\} = F\{x(t) + i\tilde{x}(t)\} = F\{x(t)\} + iF\{\tilde{x}(t)\} = X(f) + i\tilde{X}(f) \quad (35)$$

Que através da transformada de Fourier inversa:

$$z(t) = F^{-1}\{Z(f)\} = x(t) + i\tilde{x}(t) \quad (36)$$

$$\tilde{x}(t) = H\{x(t)\} = \text{Im}\{z(t)\} \quad (37)$$

Possibilita definir a transformada de Hilbert como a relação entre as componentes real e imaginária da transformada de Fourier de um sinal unilateral (onde  $x(t) = 0$ , para  $t < 0$ ). Tal relação fixa pode ser provada para um sinal causal, a partir da aplicação de algumas propriedades da transformada de Fourier que demonstram que ambas suas partes real e imaginária podem ser calculadas a partir da mesma componente anti-simétrica do sinal, no domínio do tempo. Apresentar tal demonstração não é o objetivo deste texto.

Uma vez apresentada a definição da transformada de Hilbert como uma modificação de fase, sabe-se que os seguintes passos levarão a sua obtenção: transposição do sinal para o domínio da frequência através da transformada de Fourier; modificação da fase da parte positiva do espectro para  $+\pi/2$  e da parte negativa para  $-\pi/2$ ; transformação inversa de Fourier de volta ao domínio do tempo.

As operações acima mencionadas poderão ser realizadas por um analisador de espectro que aplique a transformada rápida de Fourier (FFT). Para análises de vibração executadas somente com um canal de aquisição, a aplicação da transformada de Hilbert estará relacionada com demodulação de amplitude e fase (ou frequência).

#### 2.4.4.4 Demodulação de Sinais

A aplicação da transformada de Fourier leva a pensar que um sinal de vibração resulta das soma de fasores com amplitude e velocidade angular fixas. Entretanto, se for necessário lidar com um sinal modulado genérico  $g(t)$ , este pode ser modelado como um fador com velocidade angular (frequência) e amplitude variáveis, assim sendo escrito:

$$g(t) = \text{Re}\{A(t)e^{i\phi(t)}\} \quad (38)$$

Onde a amplitude  $A(t)$  e o ângulo de fase instantâneo  $\phi(t)$  são funções do tempo. A frequência será.

$$\omega(t) = \frac{d\phi(t)}{dt} \text{ em rad/s, ou} \quad (39)$$

$$f(t) = \frac{1}{2\pi} \frac{d\phi(t)}{dt} \text{ em Hz}$$

Se a expressão  $g(t)$  contiver apenas frequências positivas, este sinal será analítico. Caso o sinal seja modulado somente em amplitude (foco deste trabalho) o mesmo poderá ser escrito:

$$g_a(t) = \text{Re}\{A(t)e^{i2\pi \cdot f_0 t}\} \quad (40)$$

Onde  $f_0$  é a frequência portadora constante, e  $A(t)$  descreve a função modulação de amplitude, ou “envelope” do sinal, como será daqui para a frente designada. Um exemplo de sinal de amplitude modulada (AM), desenvolvido no domínio do tempo e apresentando decompostos os sinais portador e modulador (envelope), bem como seu respectivo espectro de frequências são apresentados na figura 33 abaixo. O espectro de frequências ilustra a frequência portadora constante  $f_0$ , ladeada por dois pares de frequências moduladoras componentes do sinal modulador apresentado no domínio do tempo.

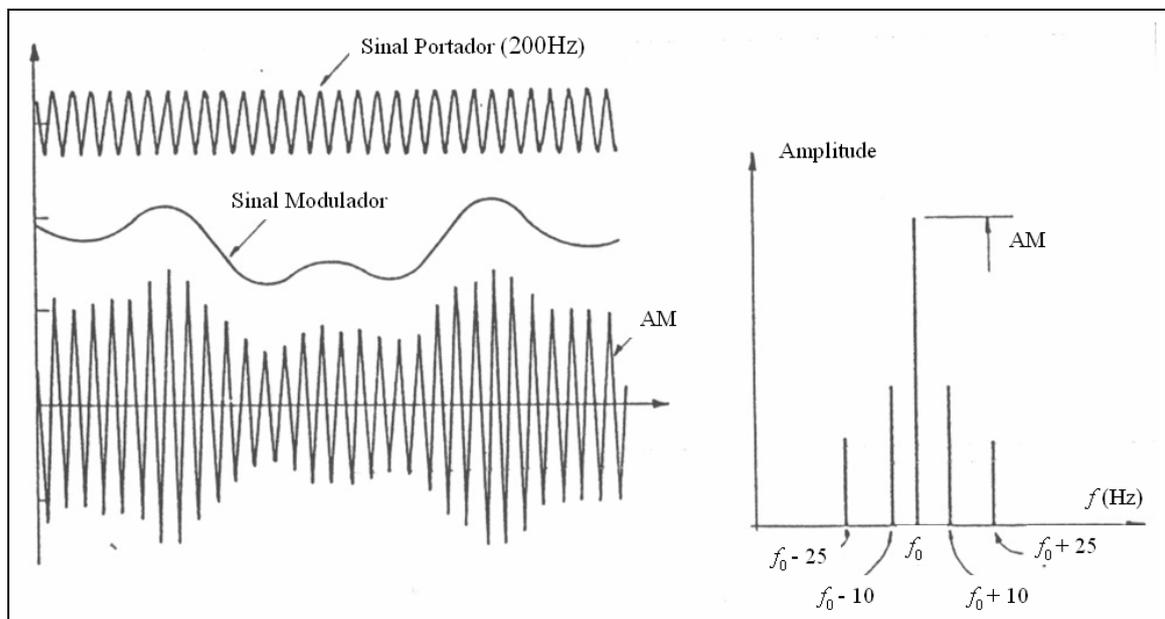


Figura 33 - [Almeida et. al. 2006]. Exemplo de sinal de vibração com amplitude modulada (AM), acompanhado de seu espectro de Fourier, evidenciando o aparecimento de pares de bandas laterais em torno da frequência portadora  $f_0$ .

A partir do exposto, um dado sinal genérico  $g(t)$  pode ser demodulado através da aplicação do seguinte processo:

- a) Calcular a transformada de Hilbert para obter  $\tilde{g}(t)$ ;
- b) Compor o sinal analítico  $g(t) + i\tilde{g}(t)$ ;
- c) Decompor o sinal em suas componentes de amplitude e fase  $A(t)e^{i\phi(t)}$ .  $A(t)$  é o sinal modulador da amplitude (envelope), incluindo a componente constante;
- d) Multiplicar  $e^{i\phi(t)}$  por  $e^{-i.2\pi.f_0.t}$  para remover a frequência portadora  $f_0$ . A função de fase resultante  $\phi(t) - 2\pi.f_0.t$  é o sinal de fase demodulado;
- e) Calcular  $\frac{1}{2\pi} \frac{d\phi(t)}{dt}$  para obter a frequência do sinal de modulação  $f_m(t)$ .

É evidente que no caso de sinais modulados somente em amplitude o procedimento acima completa-se no terceiro passo.

#### 2.4.4.5 Identificação das Séries de Impacto

A necessidade principal da análise de sinais vibratórios é verificar se existem vibrações devidas ao elemento estudado, ou aos seus componentes. O presente trabalho apresenta a situação em que a demodulação de amplitude é aplicada na análise de sinais contendo séries de pulsos quase periódicos em altas frequências. Este tipo de sinal pode emergir da excitação de ressonâncias de alta frequência, como por exemplo, as forças de inércia cíclicas e impulsivas em máquinas alternativas, ou como o são os sinais oriundos de mancais de rolamento defeituosos. As informações úteis ao diagnóstico da falha usualmente estão contidas na frequência de repetição dos pulsos, e não no seu conteúdo de frequência, que são normalmente uma composição de todas as frequências de ressonância excitadas. A figura 34 apresenta um sinal desta espécie, com a sequência de pulsos sendo originada pela passagem das esferas do rolamento por um defeito localizado em sua pista externa. É apresentada vista planificada da pista do rolamento para melhor compreensão, identificando a sequência de esferas que encontram o defeito. No instante registrado a esfera de número 2 gera o pulso responsável pelo aumento do nível de aceleração registrado no sinal, apresentado no domínio do tempo. O período  $T$  corresponde ao período entre repeti-

ções do pulso, e  $T_n$  o período correspondente a uma frequência natural da pista externa do rolamento.

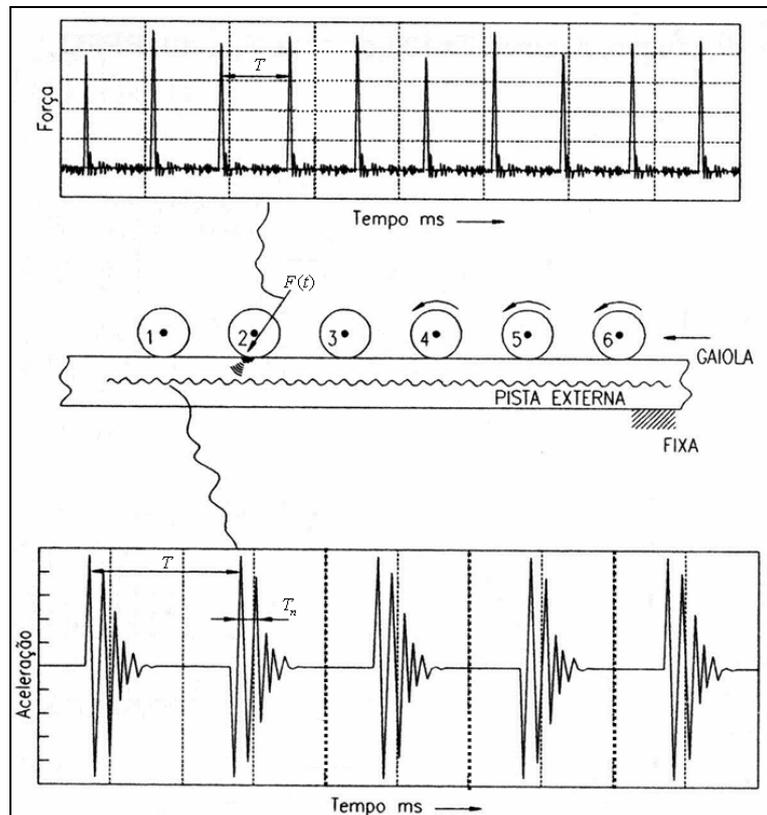


Figura 34 - [Almeida et. al. 2007]. Sinal modulado em amplitude, com pulsos oriundos da sucessão de impactos das esferas contra um defeito localizado na pista externa de um rolamento. Os pulsos excitam uma frequência natural da pista do rolamento.

#### 2.4.4.6 Determinação das Frequências das Séries de Impacto

Se a seqüência no tempo for composta por pulsos idênticos, e uniformemente espaçados, o espectro dos pulsos apresentará todas as harmônicas de repetição  $1/T$ , com amplitudes maiores na proximidade da frequência de ressonância. Em princípio, a frequência de repetição poderia ser obtida pela medição da separação harmônica, visualizada através de um “zoom” na região de interesse do espectro. Na prática, entretanto, uma sobreposição das harmônicas de alta frequência é provocada pelo alargamento das mesmas, em virtude de pequenas variações existentes entre os pulsos e seu espaçamento. Uma variação de 0,1% na velocidade, por exemplo, causaria à sobreposição na frequência correspondente a harmônica de ordem 1000.

A análise do espectro de frequências originado pela FFT do envelope do sinal, obtido pela demodulação da amplitude do sinal no tempo, revelará diretamente a frequência de repeti-

ção  $\frac{1}{T}$ . Eventuais variações de velocidade exercerão leve influência sobre a frequência central desta componente do espectro do envelope.

A figura 35 resume o procedimento aplicado para obtenção do espectro de frequências do envelope de aceleração, que tornará mais explícita as frequências de repetição de impulsos, ao eliminar as componentes de alta frequência oriundas de ressonâncias que decorrem do funcionamento normal do equipamento.

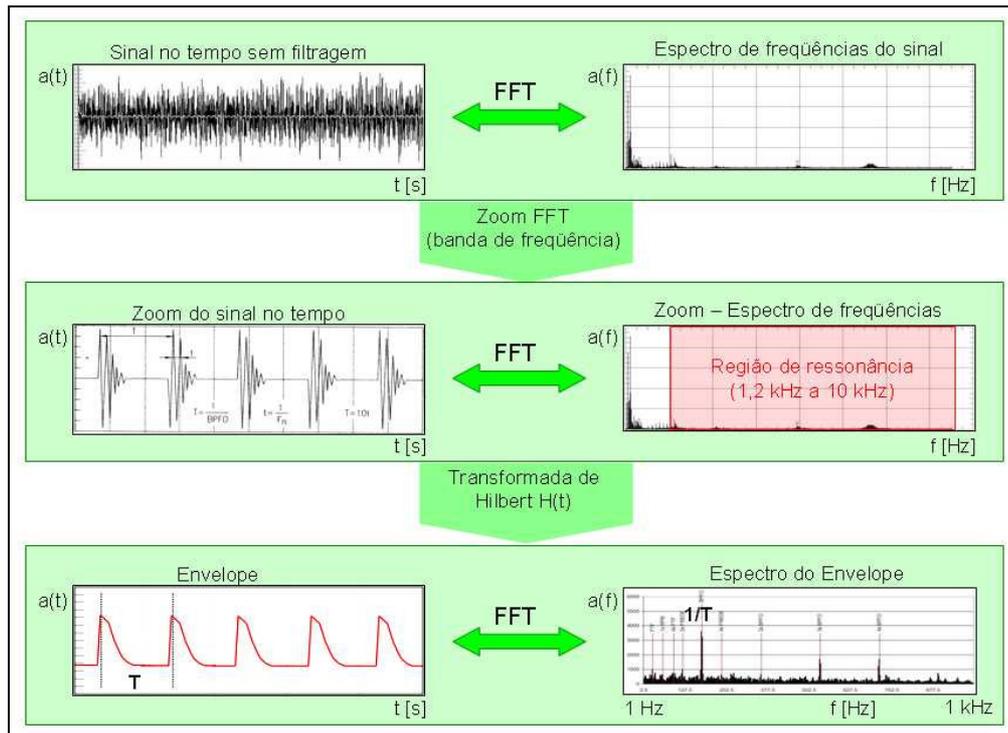


Figura 35 - Princípio básico da técnica do envelope, aplicada na determinação das frequências das séries de impulsos em um sinal de vibração.

#### 2.4.4.7 O Cálculo Discreto da Transformada de Hilbert

Uma das maneiras anteriormente apresentadas para a obtenção da transformada de Hilbert foi a que se dá através do sinal analítico  $z(t)$ . No procedimento de obtenção da transformada de Fourier de  $z(t)$  deve-se notar que

$$\tilde{X}(f) = (-i \operatorname{sgn}(f))X(f) \quad (41)$$

Logo, a equação (35) fica:

$$Z(f) = [1 + \operatorname{sgn}(f)]X(f) = B_1(f)X(f) \quad (42)$$

Onde  $B_1$  assume valores segundo o diagrama de fase a seguir.

$$B_1(f) = \begin{cases} 2 & \text{para } f > 0 \\ 0 & \text{para } f < 0 \\ 1 & \text{para } f = 0 \end{cases} \quad (43)$$

De maneira simplificada, pode-se ainda partir de  $X(f)$  para obter  $Z(f)$ . Uma vez calculada  $X(f)$  para todas as  $f$ , deve ser definida  $Z(0) = X(0)$ , e ainda:

$$Z(f) = \begin{cases} 2X(f) & \text{para } f > 0 \\ 0 & \text{para } f < 0 \end{cases} \quad (44)$$

A transformada de Fourier inversa de  $Z(f)$  fornece  $z(t)$ , com  $\tilde{x}(t) = \text{Im}[z(t)]$ . Com base no exposto, tem-se:

$$x(t) = \text{Re} \left[ 2 \int_0^{\infty} X(f) e^{i2\pi ft} df \right] \quad (45)$$

$$\tilde{x}(t) = \text{Im} \left[ 2 \int_0^{\infty} X(f) e^{i2\pi ft} df \right] \quad (46)$$

Formulação da qual derivam as fórmulas discretas para o cálculo computacional da transformada de Hilbert. A técnica parte de  $n$  amostras do sinal no domínio do tempo, a partir das quais se calculam os valores do espectro de frequências.

$$x(k\Delta t) = 2\Delta f \text{Re} \left[ \sum_{l=1}^{n/2} X(l\Delta f) \exp\left(i \frac{2\pi \cdot l \cdot k}{n}\right) \right] + X_0 \Delta f \quad (47)$$

$$\tilde{x}(k\Delta t) = 2\Delta f \text{Im} \left[ \sum_{l=1}^{n/2} X(l\Delta f) \exp\left(i \frac{2\pi \cdot l \cdot k}{n}\right) \right] \quad (48)$$

Para  $k = 0, 1, 2, \dots, (n-1)$ , com o fator  $\Delta f$ , e  $X(l\Delta f)$  definidos como.

$$\Delta f = \left( \frac{1}{n\Delta t} \right) \quad (49)$$

$$X(l\Delta f) = \Delta t \sum_{p=0}^{n-1} x(p\Delta t) \exp\left(-i \frac{2\pi \cdot p \cdot l}{n}\right) \quad (50)$$

Para  $l = 0, 1, 2, \dots, (n-1)$ .

A forma digital da transformada de Fourier  $X(l\Delta f)$  é necessária apenas para valores de  $l = 0, 1, 2, \dots, (n/2)$ , para obter os valores digitalizados de  $x(k\Delta t)$  e de sua transformada de Hilbert  $\tilde{x}(k\Delta t)$ , a partir das expressões (47) e (48).

A forma digitalizada do envelope de  $x(t)$  é dada por:

$$A(n\Delta t) = \sqrt{x^2(k\Delta t) + \tilde{x}^2(k\Delta t)} \quad (51)$$

#### 2.4.4.8 O Valor Global do Envelope

O Valor Global, que pode ser obtido a partir do espectro do envelope de um sinal de aceleração medido junto aos mancais de um equipamento rotativo, constitui valioso fator de decisão sobre a condição de desgaste dos seus rolamentos. Uma vez obtido o espectro do envelope anteriormente apresentado, passa-se a obtenção do Valor Global pela aplicação da equação (7) apresentada anteriormente. Almeida et. al. [2007] relata sua experiência junto ao monitoramento de mancais de rolamento em indústrias papeleiras, apresentando uma carta de severidade para o Valor Global do Envelope  $VG_E$ . As figuras 36 e 37 apresentam os resultados obtidos para rolamentos de esferas e rolos, respectivamente.

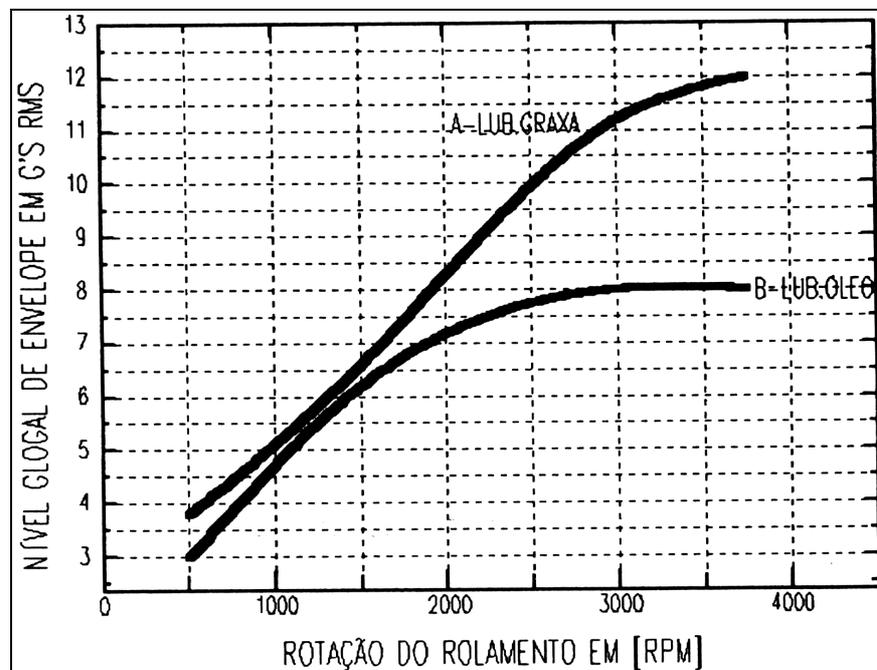


Figura 36 - [Almeida et. al. 2007]. Carta de Severidade para o Valor Global do Envelope aplicável a rolamentos de esferas lubrificadas a óleo (linha inferior) ou graxa (linha superior).  $1G = 9,81 \text{ m/s}^2$ .

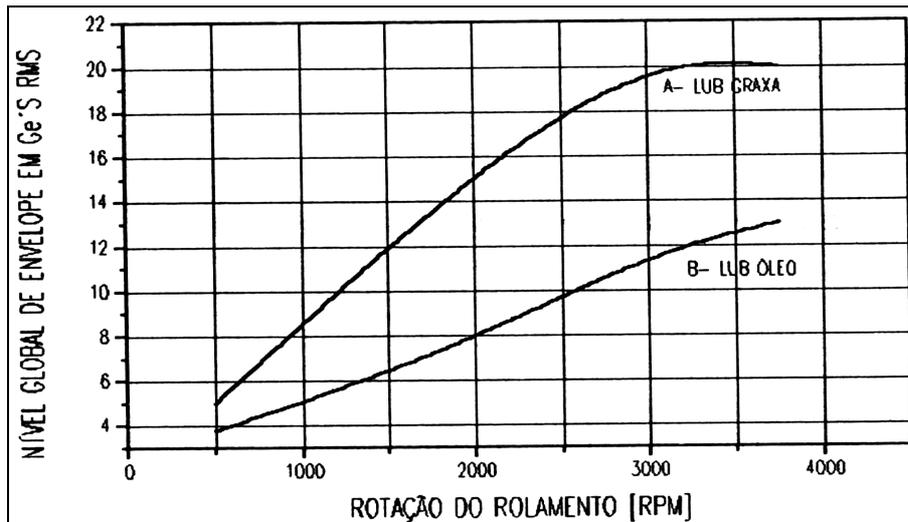


Figura 37 - [Almeida et al, 2007]. Carta de Severidade para o Valor Global do Envelope aplicável a rolamentos de rolos lubrificadas a óleo (linha inferior) ou graxa (linha superior).  $1G = 9,81 \text{ m/s}^2$ .

Almeida et. al. [2007], realizou testes em equipamentos com acionamento direto (a rotação do acionador é igual a do equipamento acionado) e utilizou um filtro passa-banda de 500 Hz a 10 kHz para isolar a faixa de interesse no espectro de frequências. Uma vez obtido o envelope do sinal no domínio do tempo, obteve-se espectro do envelope para frequências entre 0 Hz e 1 kHz para análise das frequências de defeito, faixa para a qual foi calculado o Valor Global do Envelope  $VG_E$ . O autor destaca em suas conclusões a dependência substancial do  $VG_E$  em relação ao tipo de elementos rolante (se esfera ou rolo), do tipo de lubrificação empregada (se óleo ou graxa), e da própria velocidade de rotação do rolamento. Os rolamentos desmontados durante a manutenção encontravam-se bastante avariados.

## PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS

O presente trabalho apresenta estudo de caso de uma população de equipamentos rotativos da planta industrial da COPESUL, Companhia Petroquímica do Sul, localizada no município de Triunfo, Rio Grande do Sul. A COPESUL é a central de matérias primas do Pólo Petroquímico de Triunfo, realizando o processamento de nafta petroquímica (principalmente), gás liquefeito de petróleo (GLP) e condensado. A empresa é responsável por 34,3% do etileno produzido no Brasil, com uma capacidade de produção instalada de 1,135 milhões de toneladas anuais. Além do etileno, seu principal produto, a COPESUL produz propileno, butadieno, benzeno, tolueno, xilenos, MTBE, propeno-1, propano e outros, totalizando 3,2 milhões de toneladas anuais de petroquímicos. Mais de 80% da sua produção é consumida por outras empresas localizadas no Pólo Petroquímico de Triunfo, com o restante sendo absorvido pelo mercado brasileiro ou exportado. [COPESUL, 2007]

A instalação estudada é considerada típica para o tipo de indústria, dada a similaridade da tecnologia que é aplicada nas plantas petroquímicas em todo o mundo. Uma grande quantidade destas plantas encontra-se atualmente em operação, sendo que seu regime operacional, filosofia de projeto e porte dos equipamentos é bastante similar. Tal fato decorre da reduzida quantidade de empresas de engenharia que desenvolvem este tipo de tecnologia, atrelado a eficiente aplicação de recomendações técnicas internacionais, como as normas API (*American Petroleum Institute*), ASME, ANSI, DIN, entre outras.

### 2.5 A manutenção preditiva na COPESUL

A equipe de manutenção da COPESUL aplica o monitoramento preditivo através da análise de vibração a um conjunto de 818 equipamentos rotativos, totalizando 12.687 pontos de medição. Deste universo, 46 equipamentos são monitorados de maneira contínua e automatizada (1.688 pontos), sendo os demais 772 através de coleta manual (10.999 pontos). [COPESUL, 2007]

A periodicidade com que a coleta manual é executada obedece ao critério de disponibilidade operacional requerida ao equipamento, em função de uma estimativa do tempo médio entre falhas (TMEF). Estes valores estão descritos na tabela 7. [Moubray, 1997]

Disponibilidade requerida ao componente (no processo produtivo)	99,99%	99,95%	99,9%	99,5%	99%	98%	95%
Intervalo entre medições (% do TMEF)	0,02%	0,1%	0,2%	1%	2%	4%	10%

Tabela 7 – [Moubray, 1997] Intervalo entre medições em função da disponibilidade operacional requerida.

O TMEF está diretamente ligado à expectativa de vida de um dos componentes do equipamento em operação. Tal informação é disponibilizada pelo fabricante do componente, e no caso de equipamentos de plantas petroquímicas, é citada como um requisito de projeto por recomendações técnicas como as do API. A norma API 682 - *Shaft Sealing Systems for Centrifugal and Rotary Pumps*, por exemplo, estabelece um TMEF de 36 meses como o período operacional mínimo a ser cumprido por um selo mecânico de uma bomba centrífuga [API, 2002]. Na COPE-SUL, a periodicidade de leituras será basicamente quinzenal (1,38% de um período de 36 meses), limitada eventualmente pela disponibilidade do equipamento rotativo (se o mesmo encontra-se ou não, em operação no momento da coleta).

## 2.6 Seleção da amostra a ser estudada

A grande maioria dos equipamentos monitorados na COPE-SUL é de conjuntos motor-bomba centrífuga (80%). As bombas centrífugas são máquinas de fluxo do tipo radial, nas quais o escoamento do fluido através do rotor percorre uma trajetória predominantemente perpendicular ao eixo da máquina. A passagem do fluido bombeado pelo rotor e pela carcaça da bomba é que realiza a transformação da energia mecânica, proveniente do eixo do equipamento acionador, em energia de fluido. Esta transformação energética é que possibilitará a transferência de uma determinada quantidade de fluido entre pontos de diferentes pressões ao longo de um processo petroquímico [Henn, 2001 e Mattos et al. 1998]. Entre os conjuntos inicialmente citados, a maior população é a de bombas horizontais simples-estágio, na qual o equipamento acionado é uma bomba centrífuga horizontal com rotor montado em balanço, e o equipamento acionador é um motor elétrico. O motor e a bomba centrífuga estão diretamente acoplados, ou seja, ambos possuem a mesma velocidade em operação. A figura 38 ilustra um conjunto motor-bomba centrífuga como os que compõem este estudo.

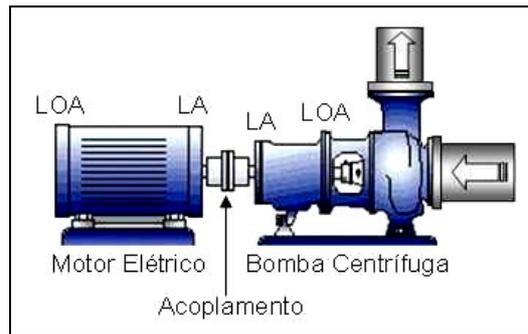


Figura 38 – Exemplo de conjunto motor-bomba centrífuga, objeto deste estudo. Os equipamentos acionadores e acionados possuem acoplamento direto. As setas indicam o sentido de fluxo do fluido bombeado.

Uma vez que se deseja avaliar a efetividade do monitoramento preditivo aplicado na COPESUL, foram analisados equipamentos que comprovadamente tenham apresentado estado de falha detectado pela análise de vibração. Os seguintes critérios foram estabelecidos para escolher quais equipamentos seriam avaliados pela metodologia proposta:

- a) O equipamento deveria ser uma bomba centrífuga horizontal simples-estágio, com rotor em balanço, ou um motor elétrico acionador de uma destas bombas: dada a grande quantidade instalada na COPESUL e em plantas similares, e a disponibilidade de dados comparáveis na literatura;
- b) O acoplamento motor – bomba deveria ser direto: não há interesse em avaliar vibrações oriundas do acoplamento de polias, nem de efeitos originados pela diferença de velocidade de rotação entre equipamentos acionador e acionado;
- c) Os mancais de motor e bomba centrífuga deveriam ser de rolamentos, obrigatoriamente: deseja-se avaliar a efetividade da técnica do Envelope no diagnóstico de falhas em mancais de rolamento, especificamente.
- d) O equipamento deveria ter sofrido intervenção de manutenção entre os dias 01 de janeiro de 2005 e 06 de junho de 2007: este é o período no qual os dados do histórico de manutenção da COPESUL possuem maior confiabilidade. Algumas fichas de manutenção de períodos anteriores poderiam estar incompletas;
- e) A intervenção de manutenção deveria ter sido solicitada pela equipe de manutenção preditiva da COPESUL, sendo obrigatoriamente a análise de vibração a ferramenta utilizada no diagnóstico: um dos objetivos deste trabalho é atestar a efetividade da análise de vibrações como técnica preditiva na manutenção de bombas centrífugas, principalmente;
- f) A análise do Envelope de aceleração deveria indicar falha potencial de um dos rolamentos do equipamento monitorado: um dos objetivos deste trabalho é atestar a efetividade

da técnica do Envelope de aceleração. As intervenções de manutenção que não haviam sido motivadas por análise de vibrações não foram consideradas dada a indisponibilidade de dados confiáveis com relação ao estado dos rolamentos;

- g) A análise de falha visual durante a intervenção corretiva deveria confirmar a suspeita da análise de vibração;
- h) O retorno de manutenção do equipamento deveria ter sido acompanhado por análise de vibração: tal necessidade visa atestar a qualidade da intervenção corretiva executada, através da sensível redução do nível de vibração do Envelope de Aceleração;

A aplicação inicial dos critérios (d) e (e) resultou em 265 (duzentas e sessenta e cinco) recomendações de intervenção por parte da equipe de manutenção preditiva da COPESUL. Destas, restaram 225 (duzentas e vinte e cinco) após a aplicação do critério (a). Ao pesquisar quais as recomendações de intervenção corretiva que apontavam para falha dos mancais (critério (f)) reduziram a listagem para 55 (cinquenta e cinco) intervenções.

Dentre os equipamentos que possuíam falha potencial dos mancais, 7 (sete) deles possuíam mancais de deslizamento sobre filme de óleo (critério (c)), e 9 (nove) eram recomendações que ainda não haviam gerado intervenções de manutenção (critério (h)).

Dos 39 (trinta e nove) equipamentos restantes foram selecionados 17 (dezesete), com base nos critérios (g) e (h), para aplicação da metodologia aqui proposta.

## 2.7 Medições de vibração avaliadas

A partir dos objetivos estabelecidos para este trabalho, o acompanhamento de algumas medições de vibração mostra-se necessário. Quer-se comprovar a efetividade da análise do Envelope de aceleração no diagnóstico de falhas em mancais de rolamento, mas antes disso, uma análise criteriosa do monitoramento do sinal de vibração em banda larga deve ser executada. Com base nestes anseios e na disponibilidade de dados da amostra selecionada, passa-se á avaliação das seguintes medições:

- a) Medida eficaz (RMS) do Valor Global de velocidade de vibração  $VG$ , em mm/s, conforme formulação descrita anteriormente na seção 2.2.4. Para a instrumentação utilizada, será aplicado um filtro passa-banda de 10 Hz a 1 kHz, com um ganho de 20 dB

na medição de aceleração. O tempo de aquisição de valores para composição de uma média é de 1,0 s.

- b) Espectro do Envelope de aceleração, conforme especificado na seção 2.4.4. Para a instrumentação utilizada, será aplicado um filtro passa-banda de 1,2 kHz a 10 kHz, aplicada a demodulação do sinal, e obtido um espectro do envelope de 400 linhas, de 0 Hz a 1 kHz, com largura de banda de 2,5 Hz;
- c) Medida eficaz (RMS) do Valor Global do Envelope de aceleração, conforme apresentado na seção 2.4.4.8. Este valor será calculado a partir do espectro do envelope. O  $VG_E$  é expresso em múltiplos da aceleração da gravidade ( $1 G = 9,81 \text{ m/s}^2$ ).

## 2.8 Critérios de avaliação do sinal de vibração

A seção 2.2.5 apresentou uma série de critérios para diagnóstico a partir da medição de velocidade em banda larga. Um dos objetivos deste trabalho é atestar a efetividade destes métodos com base no diagnóstico a partir das medições executadas na amostra.

As informações contidas no espectro do envelope de aceleração seguirá a metodologia apresentada na seção 2.3.2.1, onde as amplitudes associadas a cada banda de frequência serão comparadas com as frequências de defeito calculadas para o rolamento monitorado.

O Valor Global do Envelope de aceleração foi apresentado na seção 2.4.4.8, e será avaliado segundo o trabalho de Almeida et. al. [2007]. Uma avaliação criteriosa sobre o Valor Global do Envelope, calculado a partir do espectro do Envelope, deve ser executada tendo em vista a qualificação do procedimento de análise atualmente executado na COPESUL.

As medições de vibração executadas no retorno do equipamento a operação, após a intervenção de manutenção corretiva, devem atestar a efetividade do trabalho executado. As mesmas variáveis utilizadas no diagnóstico da falha deverão ser verificadas, e sua sensível redução atestada.

## 2.9 Análise visual da falha do mancal de rolamento

A análise visual da falha sofrida por um rolamento fornece informações úteis à determinação da causa básica da falha sofrida. Falha esta que é responsável pela elevação do sinal de vibração a níveis que motivem uma intervenção corretiva. A comparação visual com os padrões de falha apresentados na seção 2.3 são de grande utilidade nesta etapa da abordagem.

## 2.10 Classificação do estágio de dano inicial do rolamento

A tabela 4, apresentada na seção 2.3.3, resume a metodologia de classificação do estágio de dano inicial de um mancal de rolamento. Informações contidas no espectro do Envelope serão somadas ao resultado da análise visual da falha do mancal de rolamento.

Uma vez que cada estágio de dano terá diferente nível de dissipação energética, é esperado que este efeito se faça sentir tanto no espectro como no Valor Global do Envelope de aceleração. O trabalho de Almeida et. al. [2007] faz referencia a níveis de Valor Global do Envelope para rolamentos que se encontravam bastante avariados quando de sua substituição. A exemplo dos critérios de avaliação para as variáveis vibracionais, a classificação do dano informará acerca da precisão com que a COPESUL tem previsto as falhas dos mancais de rolamento.

## 2.11 Pontos de medição da vibração

A escolha do ponto de medição é etapa crucial da implantação de um programa de monitoramento preditivo por análise de vibrações. Os pontos de medição sobre a carcaça de um equipamento deverão estar situados o mais próximo possível do mancal a ser monitorado, e as medições deverão ser executadas em direções compatíveis aos defeitos que se deseja detectar.

As figuras 39 e 40 ilustram possíveis pontos de monitoramento do sinal de vibração em uma bomba centrífuga, e em um motor elétrico, respectivamente. É importante notar que a eleição dos pontos a serem acompanhados fica a critério do analista de vibração, que poderá utilizar a totalidade dos pontos apresentados, ou optar por uma combinação de pontos e variáveis que atenda a necessidade de seu plano de monitoramento. Esta gama de necessidades estará sempre ligada à experiência da equipe de manutenção preditiva, seja por experiências na própria planta, ou por conhecimento adquirido em plantas de similar tecnologia.

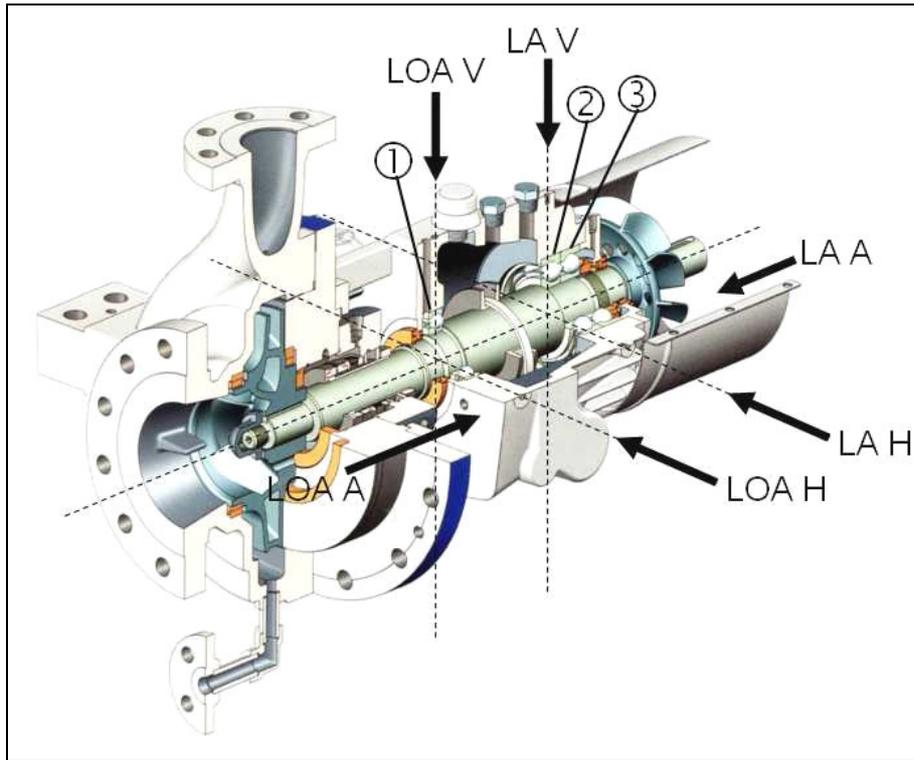


Figura 39 – [Sulzer, 2002] Desenho em corte de uma bomba centrífuga horizontal simples-estágio, com rotor montado em balanço. As direções típicas de monitoramento do sinal de vibração são apresentadas.

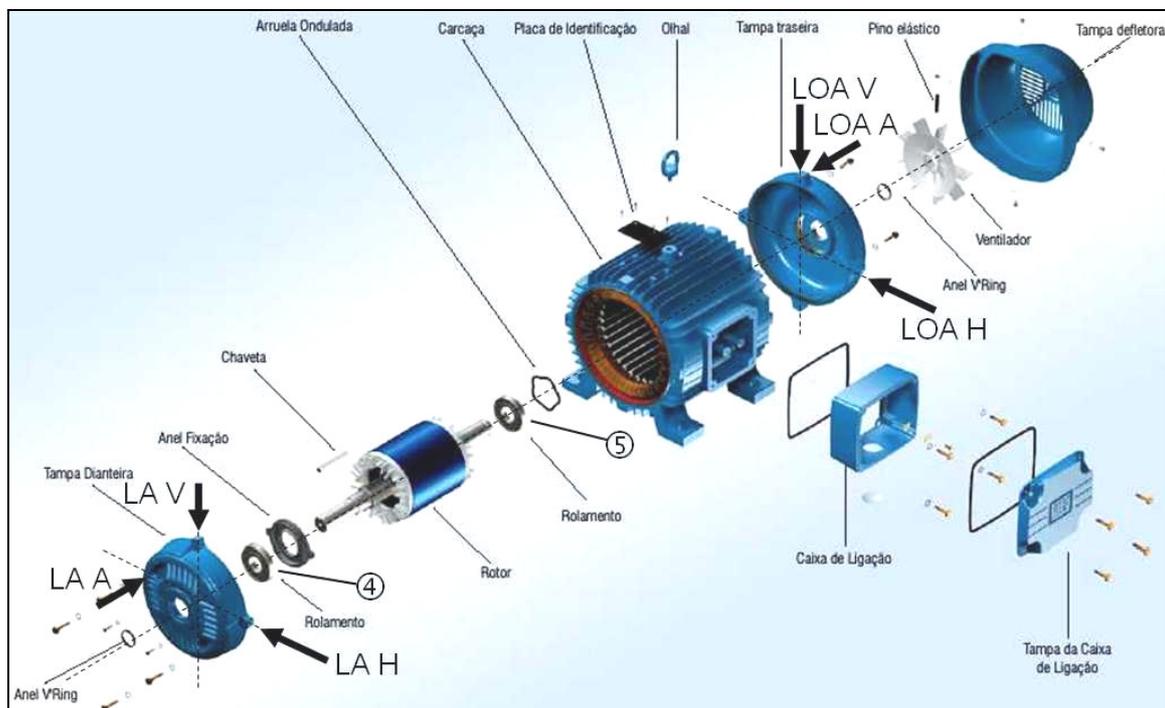


Figura 40 – [WEG, 2006] Desenho de conjunto de um motor elétrico trifásico com carcaça a prova de explosão. As direções típicas de monitoramento do sinal de vibração são apresentadas.

A numeração apresentada para os rolamentos dos equipamentos será a mesma utilizada na análise dos resultados deste trabalho: 1) para o rolamento do lado oposto ao acoplamento da bomba; 2) e 3) para os rolamentos do lado do acoplamento da bomba; 4) para o rolamento do

lado do acoplamento do motor elétrico; e 5) para o rolamento do lado oposto ao acoplamento do motor.

A experiência da COPESUL ao longo dos anos tem mostrado que a medição do espectro do Envelope de aceleração em apenas uma posição, em direção radial do mancal, gera parâmetros suficientes à tomada de decisão quanto à condição dos rolamentos. Por comodidade ao medir estabeleceu-se que o espectro do Envelope de aceleração será acompanhado, na rotina normal de medições, somente na direção horizontal do mancal de interesse.

Fica a critério do analista de vibração incluir ou não pontos adicionais para acompanhamento do espectro do envelope, sempre que, na rotina de medições, o sinal no ponto monitorado sofrer alterações. Neste trabalho, afim de que fosse gerado padrão comparativo entre as medições do Valor Global do Envelope de aceleração, foram eleitos os seguintes pontos de medição na direção horizontal:

- a) na bomba centrífuga, no lado do acoplamento (LA H);
- b) no motor elétrico, no lado do acoplamento (LA H);
- c) no motor elétrico, no lado oposto ao acoplamento (LOA H).

As figuras 41, 42 e 43 apresentam em detalhe estes pontos de medição nos mancais de uma bomba centrífuga e de um motor elétrico, respectivamente. Todos os pontos acompanhados no estudo estão incluídos na rotina de monitoramento preditivo da COPESUL, entretanto, serão apresentadas aqui somente as análises que efetivamente originaram intervenções de manutenção corretiva.

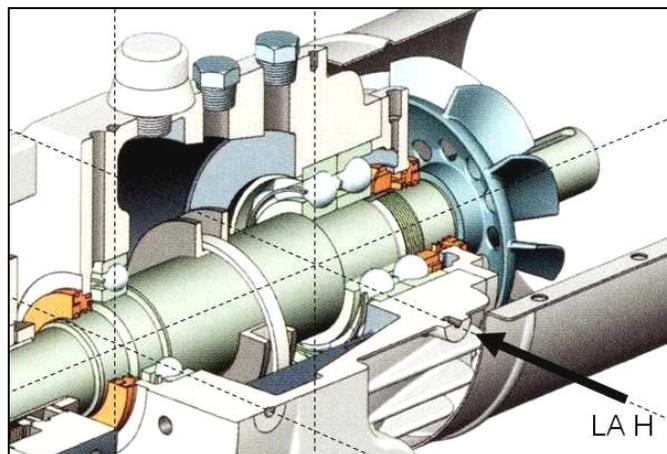


Figura 41 – [Sulzer, 2002] Detalhe da caixa de mancais de uma bomba centrífuga horizontal simples-estágio, com rotor em balanço. Indicação do ponto LA H, de medição de vibração, utilizado neste estudo.

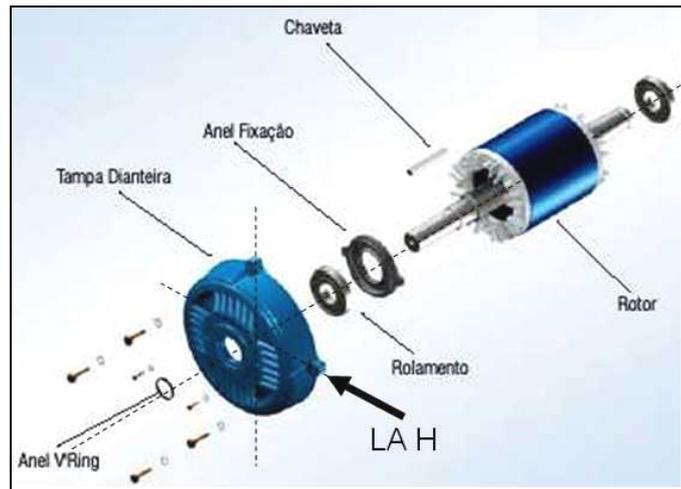


Figura 42 – [WEG, 2006] Detalhe da tampa e rotor de um motor elétrico trifásico a prova de explosão. Indicação do ponto LA H, de medição de vibração, utilizado neste estudo.

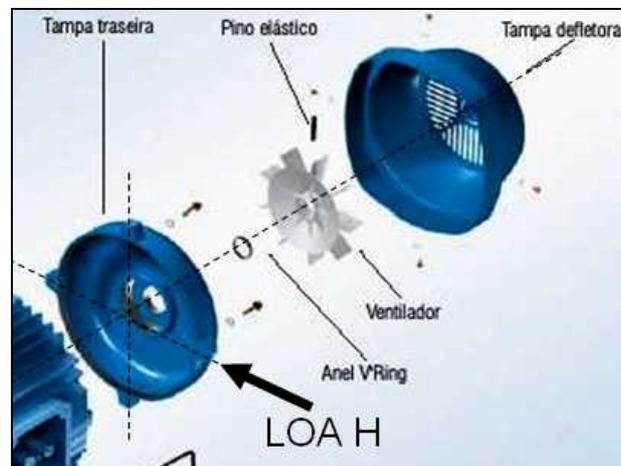


Figura 43 – [WEG, 2006] Detalhe da tampa traseira de um motor elétrico trifásico a prova de explosão. Indicação do ponto LOA H, de medição de vibração, utilizado neste estudo.

## 2.12 Instrumentação utilizada

Para a coleta das variáveis monitoradas foi utilizado um Coletor de Vibrações portátil Brüel & Kjaer modelo 2526 E, de número de série 1707187. A designação “E” indica que o instrumento possui especificação para trabalho em atmosfera explosiva, ou seja, coletor e acelerômetros são a prova de explosão. O instrumento possui certificado de calibração rastreável e seguindo as especificações da norma ISO 9001, na qual a COPESUL possui certificação. O coletor B&K 2526 E encontra-se ilustrado na figura 44.

O coletor utiliza programa proprietário (sistema “Compass” da própria Brüel & Kjaer) que trata, transfere e armazena os dados em banco localizado em servidor específico. A transferência dos dados é feita através de terminais remotos espalhados pela planta da COPESUL, conectados ao servidor através de rede local tipo *Ethernet*. Os dados são tratados digitalmente afim

de comporem as análises utilizadas (espectro de frequências, Valor Global, espectro de Envelope). As configurações do coletor podem ter alguns parâmetros alterados pelo usuário. O Anexo I deste trabalho apresenta algumas das configurações típicas utilizadas, bem como os parâmetros que permitem alterações. Para o espectro do envelope, objeto deste estudo, por exemplo, foi utilizado um filtro passa-banda de 1,2 kHz a 10 kHz, e uma janela de “*Hanning*” para composição do sinal. Procura-se sempre utilizar toda a faixa linear de captação do acelerômetro.



Figura 44 - [Brüel & Kjaer, 1998] Coletor portátil de vibração B&K 2526 E

Os acelerômetros utilizados são do modelo 4391 (serie industrial), de fabricação também da Brüel & Kjaer. Para aquisição dos dados utilizados neste trabalho foram empregados os acelerômetros com número de série 1840149 e 2127239, com as seguintes especificações:

Tipo “*Delta Shear*” (ver figura 45);

Base isolada e conexão de topo roscada de 7/16” – 28 tipo UNEF – 2A;

Peso: 16 gramas;

Sensibilidade: diferença de potencial de 6,67 mV/G ou carga  $9,84 \pm 2\%$  pC/G na frequência de 159,2 Hz e a 25°C (G é a aceleração da gravidade, aqui assumida  $9,81 \text{ m/s}^2$ );

Limite de frequência: 12 kHz  $\pm 10\%$ ; (a curva de calibração típica do acelerômetro B&K 4391 é apresentada na figura 46)

Máxima sensibilidade transversal (a 30 Hz,  $100 \text{ ms}^{-2}$ ): 1,7%;

Frequência típica de ressonância transversal (montado em cubo de titânio com parafuso de aço padrão 1-32 UNF-2A e com torque de montagem 1,8 Nm): 12 KHz;

Resistência mínima à temperatura ambiente: 20.000 MOhm;

Selado à umidade;

Limites de temperatura:  $-60^{\circ}\text{C}$  a  $+180^{\circ}\text{C}$ ;

Máxima aceleração sob choque:  $20 \text{ kms}^{-2}$  pico;

Sensibilidade magnética típica:  $4 \text{ ms}^{-2}/\text{T}$ .

As figuras 45 e 46 apresentam uma fotografia de um acelerômetro B&K 4391, similar ao utilizado, e o desenho esquemático de um acelerômetro do tipo “*Delta Shear*”, respectivamente.



Figura 45 - [Brüel & Kjaer, 2007] Acelerômetro B&K 4391 utilizado em aplicações industriais.

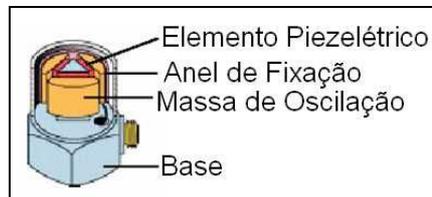


Figura 46 - [Brüel & Kjaer, 1998] Desenho esquemático de um acelerômetro do tipo “*Delta Shear*”.

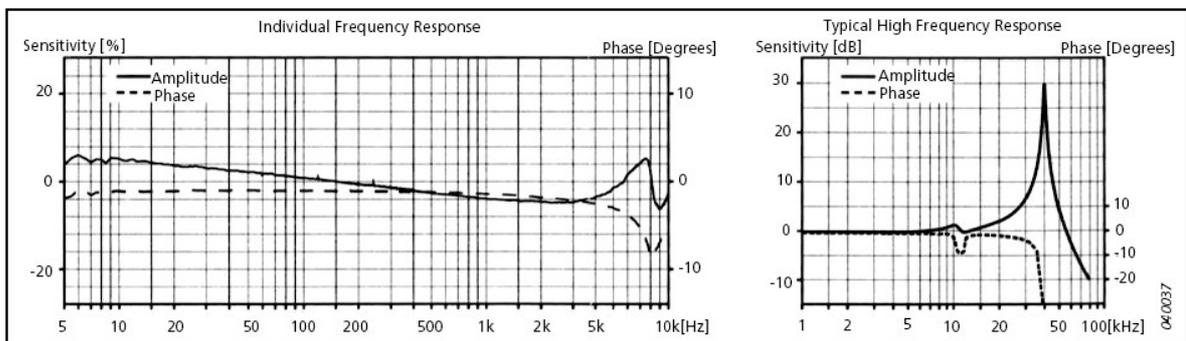


Figura 47 - [Brüel & Kjaer, 2007] Curva de sensibilidade típica para um acelerômetro B&K 4391.

A figura 47 apresenta as curvas de sensibilidade e ângulo de fase para um acelerômetro B&K 4391, similar ao aplicado nas medições pertinentes a este trabalho. A curva da esquerda apresenta a resposta do sensor na medição de frequência única, onde são mostradas as curva da

sensibilidade (%) e do ângulo de fase (graus) do acelerômetro, em função da frequência que se deseja verificar. A curva da direita apresenta a resposta do sensor em altas frequências, para as mesmas variáveis do gráfico da esquerda. Reparar que o sensor apresenta sensibilidade confiável até a sua frequência de ressonância, na frequência de 12 kHz.

Tão importante quanto a seleção do acelerômetro adequado, é a aplicação de método de fixação adequado ao que se deseja medir. É fundamental garantir que as leituras de vibração realizadas sobre a carcaça do equipamento sejam sempre tomadas próximas aos mancais de rolamento, e exatamente na mesma posição em que foram executadas as medidas anteriores. Deseja-se evitar mudanças da função de transferência, dependente das propriedades do material da carcaça e de variações na geometria, bem como aproveitar ao máximo a faixa de frequência disponibilizada pelo acelerômetro [Brüel & Kjaer, 1998].

Na COPESUL, este requisito é cumprido através da marcação dos pontos que se deseja medir sobre a carcaça. O acelerômetro é fixo ao ponto de medição através de um ímã permanente, o que garante praticidade nas mudanças da posição necessárias entre uma medição e outra. Como todos os equipamentos monitorados possuem carcaças fabricadas a partir de material ferromagnético, não existem restrições técnicas quanto a este método de fixação. A Brüel & Kjaer [1998], apresenta estudo que comprova a eficiência da fixação através da base magnética, quando comparada a sensores de contato manual, ou sensores montados sobre haste longa. A Figura 48 sintetiza esta recomendação através de gráfico comparativo da sensibilidade para os diferentes métodos de acoplamento do sensor.

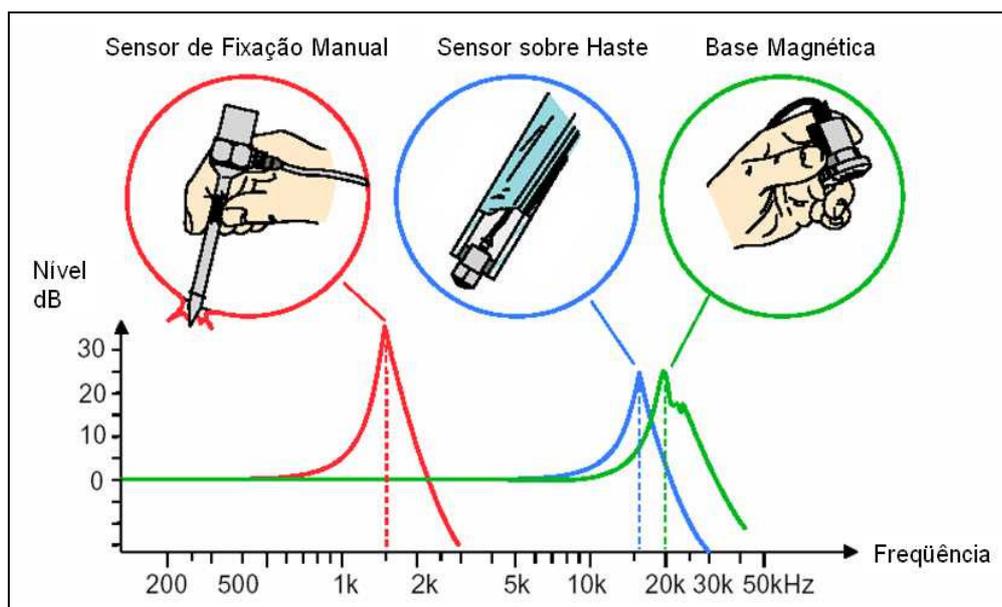


Figura 48 – [Brüel & Kjaer, 1998] Comparação da sensibilidade dos diferentes métodos de acoplamento de acelerômetros a superfície do equipamento a ser medido. A sensibilidade é apresentada em função da faixa de frequências atendida.

O acesso ao banco de dados para análise é realizado através do sistema “Compass”, da própria Brüel & Kjaer. As estações de trabalho localizadas em diferentes locais da fábrica possibilitam acessar o banco de dados, analisar os dados coletados, reconhecer e ajustar eventuais alarmes, compor rotas de coleta para carregamento no coletor portátil. O sistema conta com um “bloco de notas”, que registra todo o histórico de análises executadas por equipamento. Através dele o analista registra suas observações a cada análise, garantindo que as ações tomadas serão do conhecimento de toda a equipe. Sempre que uma intervenção corretiva for recomendada pela equipe de manutenção preditiva, um código de tarefa será gerado, e da mesma forma, registrado. A figura 49 ilustra uma tela do “Compass” com o espectro do envelope de aceleração do mancal de uma bomba centrífuga.

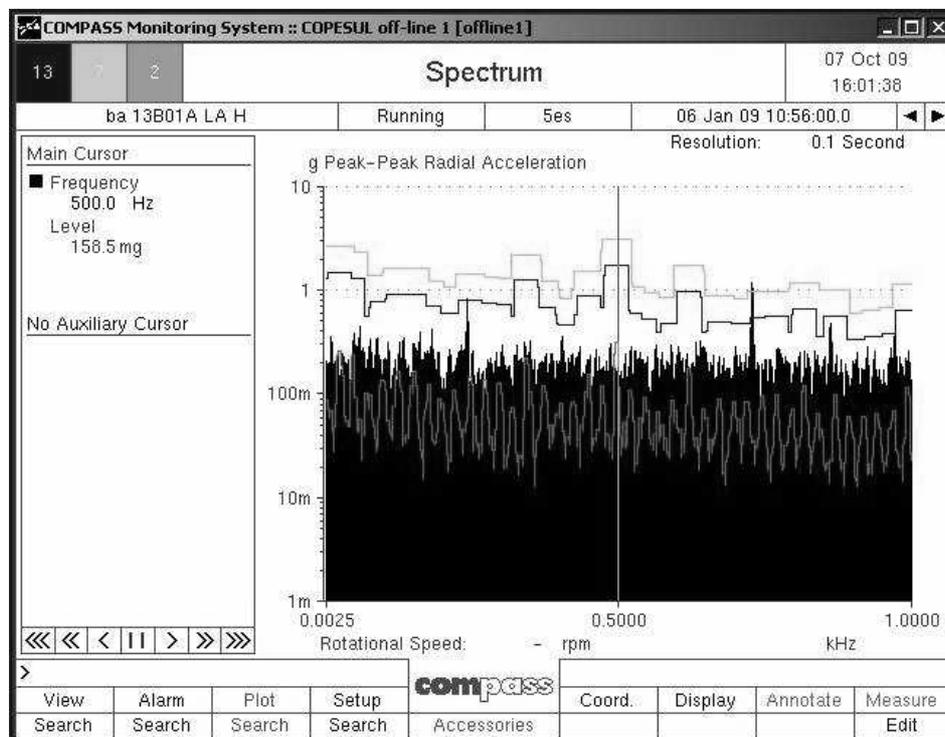


Figura 49 - Tela do software de análises de vibrações “Compass” utilizado na COPESUL. É apresentado o espectro do envelope do mancal LA da bomba centrífuga 13B01A.

### 2.13 Fichas de Manutenção

No presente trabalho a análise executada em cada um dos 17 membros da amostra estudada encontra-se registrada em Fichas de Manutenção. As mesmas são apresentadas no Anexo II, e contemplam as seguintes informações:

- a) Item analisado (código do equipamento);
- b) Data da intervenção de manutenção corretiva;
- c) Condições operacionais do equipamento;
- d) Lubrificação dos mancais (se é por óleo ou graxa);
- e) Rolamentos utilizados nos mancais (código);
- f) Freqüências de defeito calculadas para os rolamentos;
- g) Equipamento acionador (no caso de bomba centrífuga);
- h) Velocidade de rotação do equipamento acionador (em RPM);
- i) Potência do equipamento acionador (em kW);
- j) Espectro do Envelope de aceleração medido no mancal do equipamento, na direção horizontal, antes da intervenção de manutenção corretiva (espectro que efetivamente motivou a intervenção de manutenção);
- k) Espectro do Envelope de aceleração medido no mancal do equipamento, na direção horizontal, depois da intervenção de manutenção corretiva (afim de atestar a efetividade da intervenção de manutenção realizada);
- l) Valor Global de vibração medido no mancal do equipamento, na direção horizontal, antes da intervenção de manutenção corretiva (mm/s RMS);
- m) Valor Global de vibração medido no mancal do equipamento, na direção horizontal, depois da intervenção de manutenção corretiva (mm/s RMS);
- n) Valores de referência para “Alerta” e “Parada” para o Valor Global de vibração, segundo as cartas de severidade: Rathbone, Blake, IRD, CDA/NA/NVSH 107, FUPAI, NBR 10082;
- o) Análise espectral do Envelope de Aceleração;
- p) Classificação do estágio de dano do rolamento segundo a análise espectral do Envelope de Aceleração [Berry, 1997];
- q) Valor Global do Envelope de aceleração, calculado a partir do espectro do Envelope medido no mancal do equipamento, na direção horizontal, antes da intervenção de manutenção corretiva (mG RMS);
- r) Valor Global do Envelope de aceleração, calculado a partir do espectro do Envelope medido no mancal do equipamento, na direção horizontal, depois da intervenção de manutenção corretiva (mG RMS);
- s) Valor de referência para “Parada” segundo o Valor Global do Envelope. Apresenta-se o trabalho de Almeida et. al. [2007] (G RMS);

- t) Resultado da análise de falha visual do rolamento;
- u) Classificação do estágio de dano do rolamento segundo a análise de falha visual do rolamento [Berry, 1997];
- v) Registro fotográfico da análise visual da falha do componente.

As informações dispostas nas Fichas de Manutenção geram os subsídios necessários à análise dos resultados deste trabalho, sintetizando as informações básicas a serem extraídas dos experimentos realizados e da bibliografia de referência.

#### 2.14 Análise de viabilidade financeira do modelo proposto

A COPESUL conhece todos os custos envolvidos na operação de seu programa de manutenção preditiva por monitoramento de vibração. De posse destes custos, deseja-se realizar análise financeira visando viabilizar as melhorias propostas por este trabalho.

As simplificações que se deseja propor ao monitoramento de conjuntos motor elétrico - bomba centrífuga visam otimizar o número total de pontos de medição, tornando o cumprimento do plano normal de monitoramento menos dispendioso. O conhecimento do valor financeiro de uma hora trabalhada por um técnico de manutenção preditiva (homem-hora, ou  $hh$ , em unidades monetárias por hora trabalhada), e do tempo gasto para medir um ponto monitorado ( $t_k$ , em minutos), possibilitará conhecer o custo do monitoramento de um conjunto motor elétrico / bomba centrífuga. As equações (52) e (53) apresentam os custos de monitoramento de um conjunto com, e sem a aplicação das melhorias propostas por este trabalho, respectivamente. Os valores são expressos em unidades monetárias.

$$Custo_{atual} = hh \cdot \left( \sum_{k=1}^{npa} t_k / 60 \right) \quad (52)$$

$$Custo_{proposto} = hh \cdot \left( \sum_{k=1}^{npp} t_k / 60 \right) \quad (53)$$

Onde  $k$  é o  $k$ -ésimo ponto de medição de vibração em um conjunto motor elétrico - bomba centrífuga,  $npa$  e  $npp$  são o número de pontos monitorados atualmente, e o proposto, respectivamente.

A análise de viabilidade financeira consiste da comparação do custo do monitoramento de um conjunto motor elétrico - bomba centrífuga com, e sem a aplicação das melhorias propostas por este trabalho.

A figura 50 resume a metodologia apresentada. A linha vertical realiza distinção entre o sistema de monitoramento de vibração atualmente operante na COPESUL, e as ações particulares da metodologia aqui proposta. Os resultados do trabalho são apresentados como retornos ao sistema de monitoramento da COPESUL.

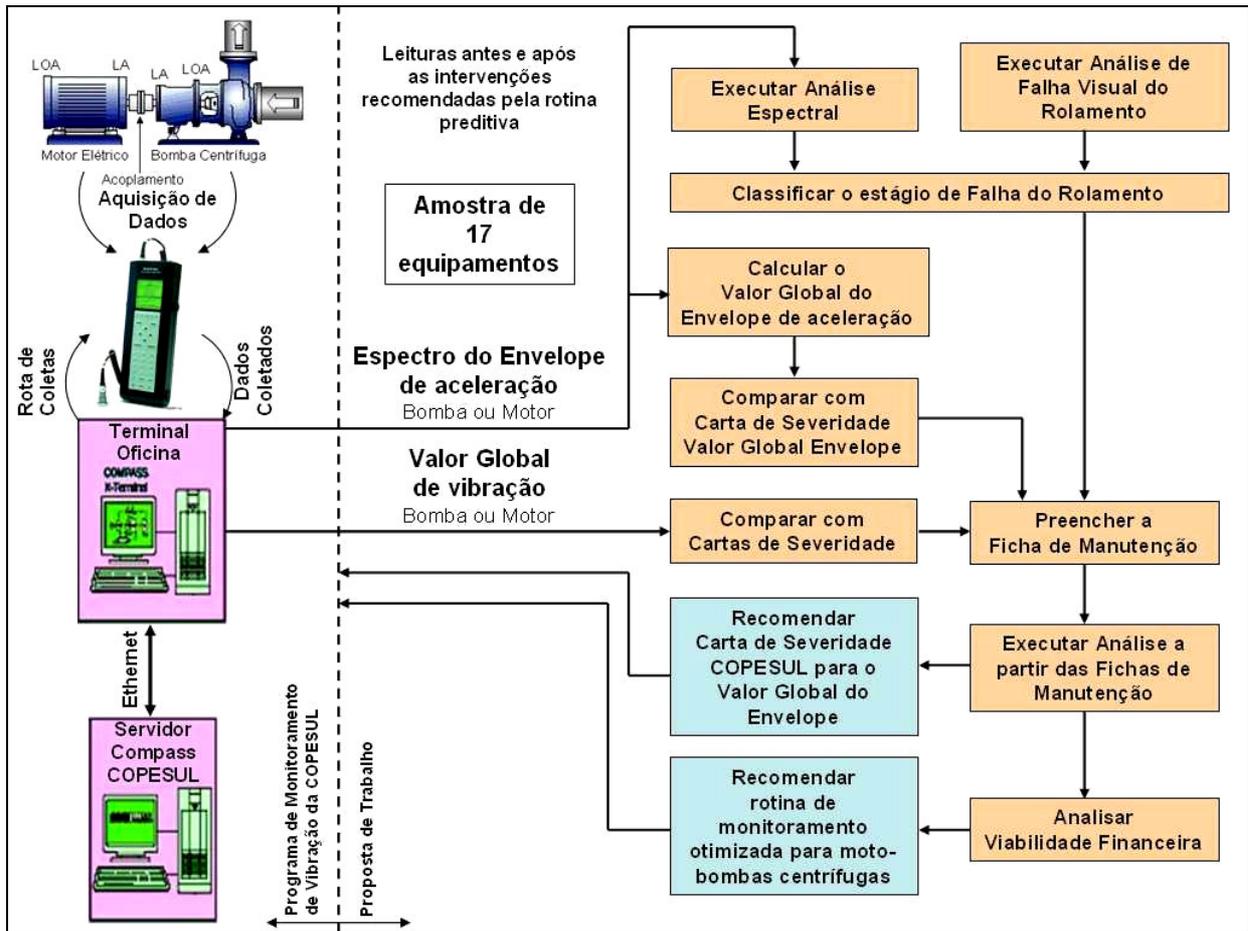


Figura 50 – Resumo da metodologia proposta.

### 3 ANÁLISE SIMPLIFICADA DO ENVELOPE DE ACELERAÇÃO

Esta seção encaminha a análise da viabilidade técnica e econômica do procedimento metodológico proposto neste trabalho.

#### 3.1 Estudo de Caso

A amostra utilizada neste estudo é composta de dezessete equipamentos rotativos da planta industrial da COPESUL. A seguir será apresentado em detalhe o resultado da avaliação executada em quatro destes equipamentos. O Anexo II contempla a totalidade da amostra estudada, apresentando as fichas de manutenção concebidas a partir da metodologia hora proposta.

##### 3.1.1 Bomba Centrífuga 02B03A

A bomba 02B03A é a bomba responsável pela transferência de Solvente C4 na unidade de Aromáticos da COPESUL. Consiste de uma bomba centrífuga horizontal, simples estágio, com rotor em balanço, fabricada pela Worthington sob modelo 1.1/2 HQ 83. Sua altura manométrica total é de 31,5 m, para uma vazão volumétrica 9,5 m<sup>3</sup>/h. A bomba é acionada por um motor elétrico trifásico fabricado pela Eberle com uma velocidade de rotação de 3490 RPM, demandando potência de 3,73 kW. Os mancais de rolamento da bomba são lubrificados a óleo.

A seguir são apresentadas as frequências de defeito para os rolamentos da bomba, obtidas a partir da velocidade de rotação do equipamento.

Posição 1: rolamento SKF 6207 – Rígido de simples carreira de esferas.

- a) Frequência na qual um defeito da pista interna é atingido pelo elemento rolante – BRFI: 316 Hz;
- b) Frequência na qual um defeito da pista externa é atingido pelo elemento rolante – BRFO: 207 Hz;
- c) Frequência na qual um ponto do elemento rolante impacta as pistas interna ou externa – BSF: 268 Hz;
- d) Frequência de passagem de um ponto fixo da gaiola separadora – FTF: 23 Hz.

Posições 2 e 3: par de rolamentos SKF 6306 NR – Rígido de simples carreira de esferas.

- a) Frequência na qual um defeito da pista interna é atingido pelo elemento rolante – BRFI: 288 Hz;
- b) Frequência na qual um defeito da pista externa é atingido pelo elemento rolante – BRFO: 178 Hz;
- c) Frequência na qual um ponto do elemento rolante impacta as pistas interna ou externa – BRF: 232 Hz;
- d) Frequência de passagem de um ponto fixo da gaiola separadora – FTF: 22,2 Hz.

A leitura de vibração executada no mancal do lado do acoplamento da bomba, na direção horizontal (LA H), no dia 14 de maio de 2007 apresentava alterações no espectro do envelope de aceleração. O valor global de vibração era de 2,518 mm/s (valor eficaz, RMS), não representando necessidade de intervenção de manutenção imediata. A partir da literatura pesquisada, os limites aplicáveis para avaliação da medição de vibração em banda larga, neste equipamento, eram os seguintes:

- a) Blake (velocidade – valor de pico)
  - Alerta: 15 mm/s
  - Parada: 40 mm/s
- b) IRD (velocidade – valor de pico)
  - Alerta: 8 mm/s
  - Parada: 16 mm/s
- c) CDA/NA/NVSH 107 (velocidade – valor eficaz – RMS)
  - Alerta: 5,6 mm/s
  - Parada: 10 mm/s
- d) FUPAI (velocidade – valor eficaz – RMS)
  - Alerta: 10 mm/s
  - Parada: 12 mm/s
- e) NBR 10082 (velocidade – valor eficaz – RMS)
  - Alerta: 1,8 mm/s
  - Parada: 4,5 mm/s

Apenas a NBR 10082 recomenda condição de “Alerta”, ainda não demandando uma intervenção de manutenção imediata. Apesar do valor global de velocidade apresentar nível aceitá-

vel, análise do espectro do envelope de aceleração apresentava alterações significativas. A figura 51 apresenta o espectro do envelope de aceleração medido no mesmo ponto de medição do valor global de velocidade (LA H). O valor da amplitude é apresentado em escala logarítmica. A amplitude da aceleração em uma banda de frequência é expressa em  $mG_{env}$ , já considerando a série de operações espectrais executadas para obtenção do envelope do sinal de aceleração ( $1G = 9,81 m/s^2$ ). O mesmo ocorre com a faixa de frequência expressa em  $Hz_{env}$ , com valores entre  $1 Hz_{env}$  e  $1 kHz_{env}$ .

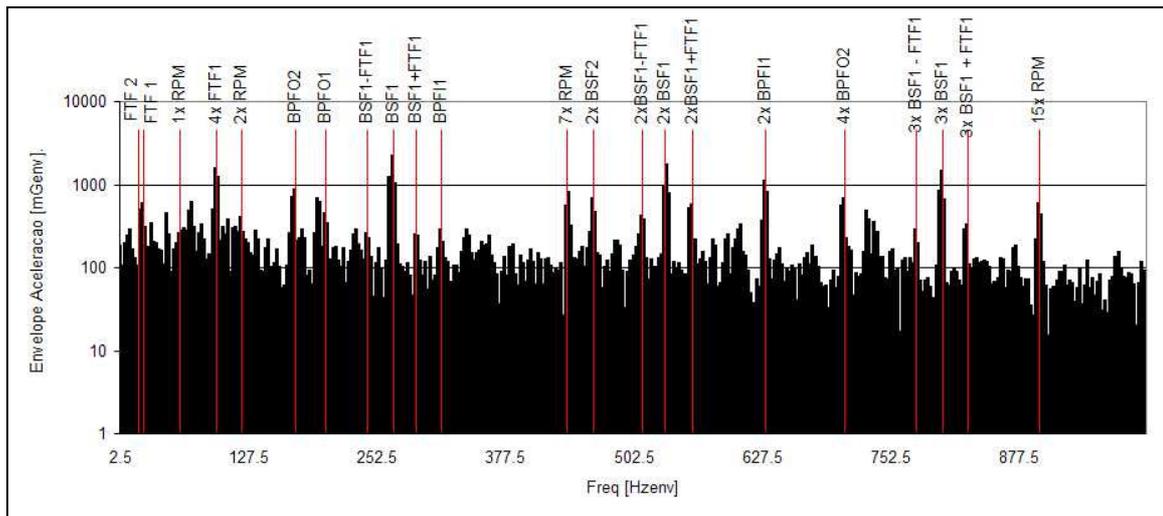


Figura 51 - Bomba Centrífuga 02B03A em 14/05/07. Espectro do Envelope de aceleração medido no mancal do lado do acoplamento, na direção horizontal.

A amplitude associada à frequência de 268 Hz se destaca em meio ao espectro, apontando para um provável defeito em esferas do rolamento da posição 1 (mancal da bomba, LOA). Outro fator relevante é o surgimento da primeira e quarta harmônicas da frequência de 23 Hz, que coincide com a frequência de passagem de um ponto fixo da gaiola pela região de carga deste mesmo rolamento. As três primeiras harmônicas da mesma frequência de 268 Hz (BSF do rolamento da posição 1) aparecem ladeadas por bandas separadas de uma vez a frequência de giro dos elementos rolantes (BSF do rolamento da posição 1). A confluência destes fatores reforça a suspeita de defeito localizado em uma ou mais esferas adjacentes do rolamento da posição 1. As frequências de defeitos nas pistas deste mesmo rolamento estão evidentes, porém com menor nível energético associado.

Passando à análise dos rolamentos das posições 2 e 3 (bomba, LA), percebe-se alteração das segunda e quarta harmônicas da frequência de passagem do elemento rolante por um defeito na pista externa ( $BPFO2 = 178 Hz$ ), indicando um provável defeito localizado.

Se o mesmo espectro do envelope anteriormente apresentado for visualizado com a amplitude em escala linear, ficarão ainda mais evidentes as frequências de defeito anteriormente

comentadas em meio às demais componentes espectrais. A figura 52 ilustra o referido espectro em escala linear. Segundo Berry [1997], a percepção das frequências de defeito em escala linear indica o desenvolvimento do 3º estágio de falha inicial do rolamento.

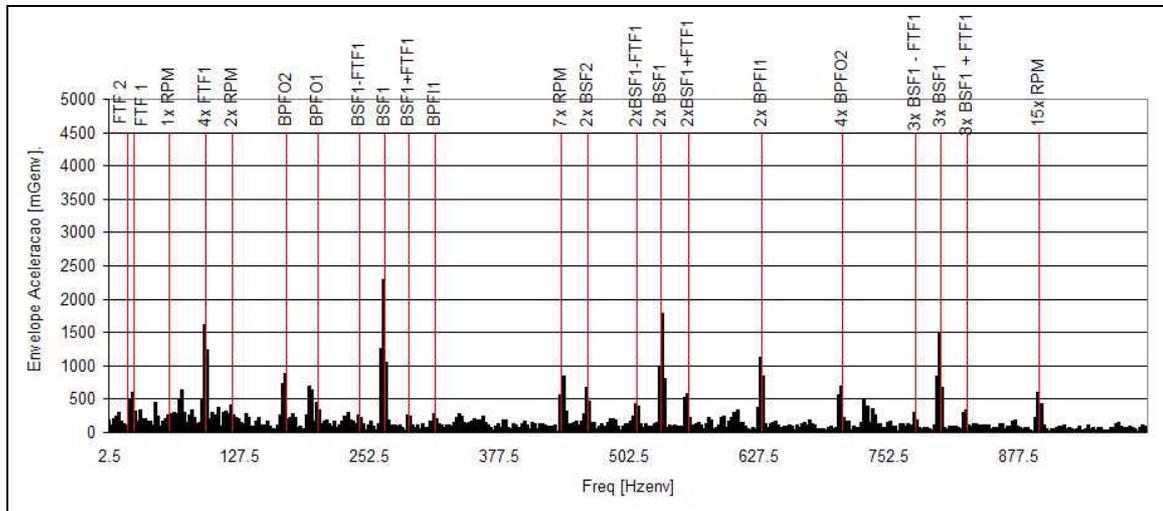


Figura 52 - Bomba Centrífuga 02B03A em 14/05/07. Espectro do Envelope de aceleração medido no mancal do lado do acoplamento, na direção horizontal. Medição da amplitude em escala linear.

Apesar do Valor Global de vibração se apresentar aceitável na data desta medição (2,518 mm/s RMS), o resultado da análise espectral executada gerou subsídios suficientes para a recomendação de intervenção por parte da equipe de manutenção preditiva.

No dia 01 de junho de 2007 foi realizada a manutenção corretiva, e a análise visual das esferas do rolamento da posição 1 confirmou a suspeita de defeito localizado evidente na análise espectral. A figura 53 apresenta o defeito localizado em uma das esferas do rolamento da posição 1.



Figura 53 - Defeito localizado em esfera de um rolamento 6207. Posição 1 (LOA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 02B03A

Do mesmo modo, a observação da pista externa do rolamento da posição 2 confirmou o princípio de corrosão por contato em pontos localizados na parte inferior da pista. A figura 54 apresenta este defeito em detalhe.



Figura 54 - Defeito localizado e sinais de oxidação na pista externa de um rolamento 6306 NR. Posição 2 (LA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 02B03A

A provável causa dos defeitos localizados sobre a pista externa do rolamento da posição 2, e sobre a esfera do rolamento da posição 1 é um longo período no qual a bomba tenha permanecido fora de operação. Tal fato é bastante comum na análise de falhas em equipamentos rotativos de plantas petroquímicas, uma vez que a necessidade de continuidade operacional demanda a instalação de um equipamento reserva. A bomba reserva permanece parada por longos períodos, entrando em operação sempre que manutenção da bomba dita “titular” for necessária. Uma consequência de longos períodos de parada é a ruptura da camada de filme lubrificante entre esfera e pistas, principalmente na região de carga do rolamento (parte inferior da pista externa). A lubrificação também pode tornar-se deficiente pela entrada de contaminantes no interior do cárter, seja por condensação de vapores (equipamento permanece frio) ou entrada de contaminantes sólidos do exterior.

A possibilidade de um procedimento inadequado de montagem do rolamento da posição 2 não pode ser descartada. Batidas e manuseio inadequado devem ser evitados ao máximo. A análise visual dos rolamentos confirmou a suspeita de desenvolvimento do 3º estágio de falha da classificação proposta por Berry [1997].

As medições executadas no mesmo mancal após a intervenção de manutenção confirmaram a efetividade da mesma. O Valor Global de vibração passou por sensível redução ao patamar de 0,637 mm/s RMS. A figura 55 apresenta gráfico comparativo entre os espectros do envelope de aceleração antes e após a intervenção de manutenção. As frequências respectivas aos defeitos investigados na análise espectral estão indicadas, sobrepostas aos espectros do envelope adquiridos antes (segundo plano) e depois (primeiro plano) da intervenção de manutenção corretiva executada em 01 de junho de 2007. Os espectros são apresentados sobre escala comum e logarítmica.

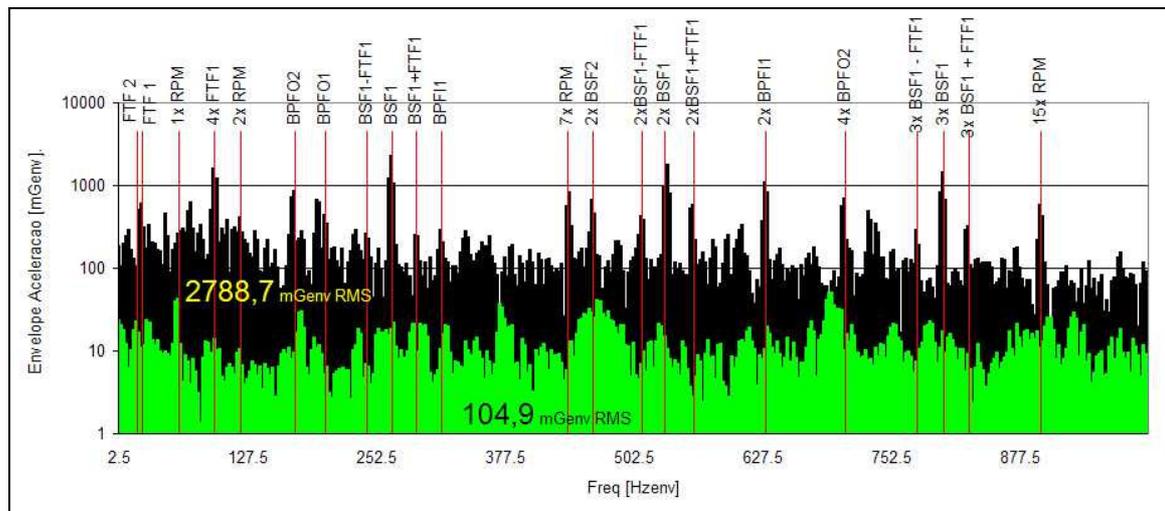


Figura 55 - Gráfico comparativo entre os espectros do envelope antes (segundo plano) e depois (primeiro plano) da intervenção de manutenção na bomba 03B02A. Medições executadas em ponto na direção horizontal do lado do acoplamento da bomba.

O Valor Global do envelope de aceleração foi calculado para ambos os espectros, sendo que a esperada redução do valor em função da intervenção de manutenção se confirma. O Valor Global do envelope  $VG_E$  antes da intervenção era de 2.788,7  $mG_{env}$  RMS, passando para 104,9  $mG_{env}$  RMS após a intervenção de manutenção. Reparar que na figura acima os valores do  $VG_E$  calculados encontram-se sobrepostos aos respectivos espectros. Almeida et. al. [2007] apresentava um valor limite de  $VG_E$  para esta aplicação de 8  $G_{env}$  (rolamento de esferas, lubrificado a óleo, velocidade de rotação de 3490 RPM).

Dada a similaridade de abordagem gráfica e a necessidade de tornar esta narrativa mais objetiva para os casos a seguir apresentados, não será apresentada a descrição detalhada das figuras oriundas da análise de vibração. A mesma premissa é assumida para as frequências características de defeito, às posições dos rolamentos e dos pontos de medição de vibração.

### 3.1.2 Bomba Centrífuga 03B03A

A bomba 03B03A é a bomba responsável pela transferência de mistura de Metanol e MTBE na unidade de Aromáticos da COPELUL. Consiste de uma bomba centrífuga horizontal, simples estágio, com rotor em balanço, fabricada pela Goulds sob modelo 3700M – 1x3-13A. Sua altura manométrica total é de 132 m, para uma vazão volumétrica 282,3 m<sup>3</sup>/h. A bomba é acionada por um motor elétrico trifásico fabricado pela WEG com uma velocidade de rotação de 3500 RPM, demandando potência de 99,2 kW. Os mancais de rolamento da bomba são lubrificados a óleo.

A seguir são apresentadas as frequências de defeito para os rolamentos da bomba, obtidas a partir da velocidade de rotação do equipamento.

Posição 1: rolamento SKF 6212 – Rígido de simples carreira de esferas.

- a) Frequência na qual um defeito da pista interna é atingido pelo elemento rolante – BRFI: 351 Hz;
- b) Frequência na qual um defeito da pista externa é atingido pelo elemento rolante – BRFO: 241 Hz;
- c) Frequência na qual um ponto do elemento rolante impacta as pistas interna ou externa – BRF: 306 Hz;
- d) Frequência de passagem de um ponto fixo da gaiola separadora – RFR: 24,1 Hz.

Posições 2 e 3: par de rolamentos SKF 7312 BEP – Esferas com contato angular.

- a) Frequência na qual um defeito da pista interna é atingido pelo elemento rolante – BRFI: 421 Hz;
- b) Frequência na qual um defeito da pista externa é atingido pelo elemento rolante – BRFO: 289 Hz;
- c) Frequência na qual um ponto do elemento rolante impacta as pistas interna ou externa – BRF: 236 Hz;
- d) Frequência de passagem de um ponto fixo da gaiola separadora – RFR: 24,1 Hz.

A leitura de vibração executada no mancal do lado do acoplamento da bomba, na direção horizontal (LA H), no dia 25 de abril de 2007 apresentava alterações no espectro do envelope de aceleração. O valor global de vibração era de 6,987 mm/s (valor eficaz, RMS), não representando necessidade de intervenção de manutenção imediata. A partir da literatura pesquisada, os li-

mites aplicáveis para avaliação da medição de vibração em banda larga, neste equipamento, eram os seguintes:

- a) Blake (velocidade – valor de pico)
  - Alerta: 15 mm/s
  - Parada: 40 mm/s
- b) IRD (velocidade – valor de pico)
  - Alerta: 8 mm/s
  - Parada: 16 mm/s
- c) CDA/NA/NVSH 107 (velocidade – valor eficaz – RMS)
  - Alerta: 10 mm/s
  - Parada: 18 mm/s
- d) FUPAI (velocidade – valor eficaz – RMS)
  - Alerta: 10 mm/s
  - Parada: 12 mm/s
- e) NBR 10082 (velocidade – valor eficaz – RMS)
  - Alerta: 4,5 mm/s
  - Parada: 11,2 mm/s

Apenas a NBR 10082 recomenda condição de “Alerta”, ainda não demandando uma intervenção de manutenção imediata. Apesar do valor global de velocidade apresentar nível aceitável, análise do espectro do envelope de aceleração apresentava alterações significativas. A figura 56 apresenta o espectro do envelope de aceleração medido no mesmo ponto de medição do valor global de velocidade (LA H).

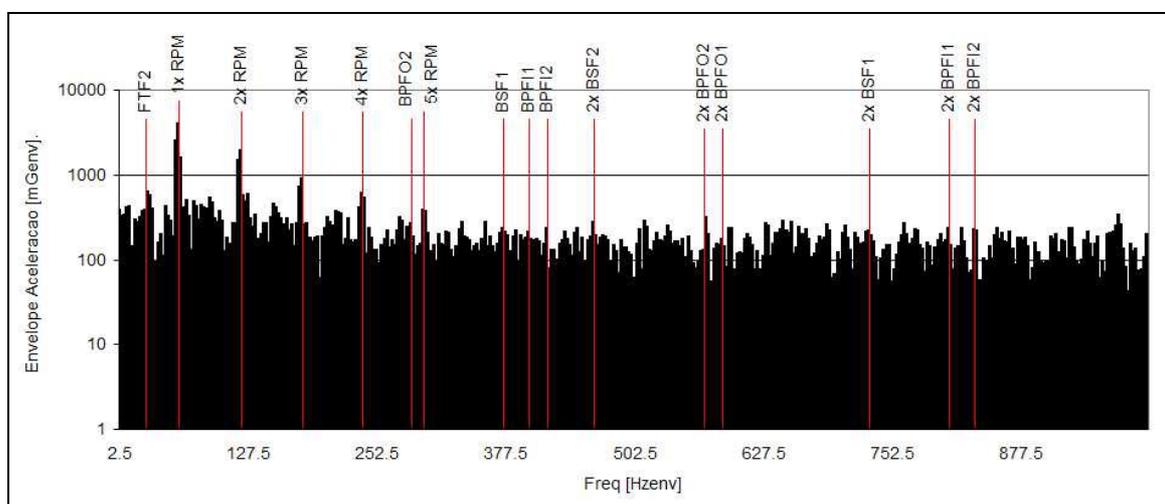


Figura 56 - Bomba Centrífuga 03B03A em 25/04/07. Espectro do Envelope de aceleração medido no mancal do lado do acoplamento, na direção horizontal.

A análise do espectro do envelope não revela diferenciação das amplitudes associadas às frequências características de defeitos anteriormente apresentadas. As frequências que se destacam em meio ao espectro são as associadas às cinco primeiras harmônicas da frequência de rotação do eixo da bomba. Observa-se um incremento significativo do nível energético de todo o espectro, caracterizando o fenômeno conhecido como “carpete”. A seguir, a figura 57 apresenta o mesmo espectro anteriormente apresentado em escala linear. Além de confirmar o que já havia sido observado em escala logarítmica, tornam-se mais evidentes as harmônicas da frequência de rotação do eixo.

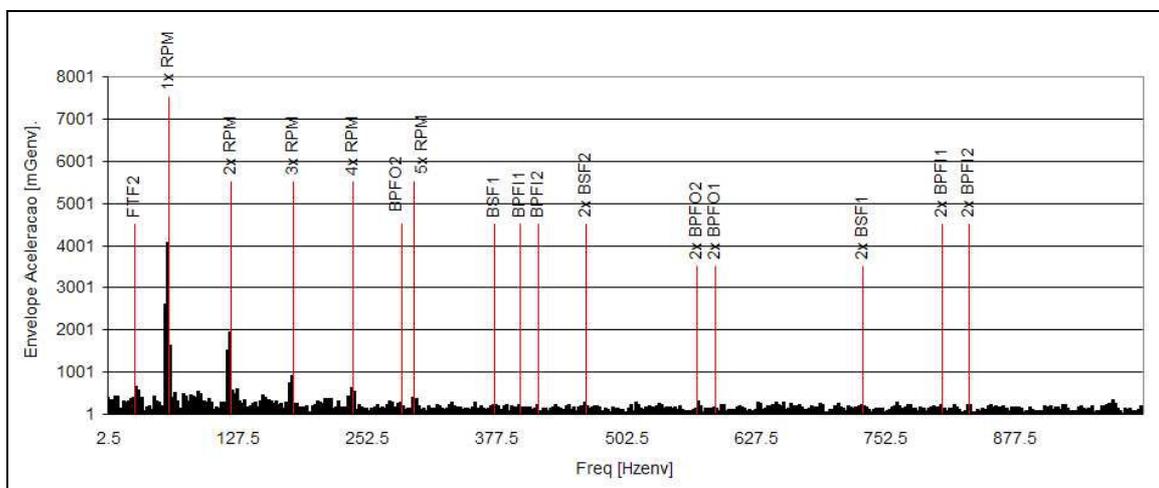


Figura 57 - Bomba Centrífuga 03B03A em 25/04/07. Espectro do Envelope de aceleração medido no mancal do lado do acoplamento, na direção horizontal. Medição da amplitude em escala linear.

O conjunto das características espectrais anteriormente descritas encaminha a classificação do estágio de falha do rolamento segundo o trabalho de Berry [1997]. O aumento do nível energético de todo o espectro, somado ao aparecimento das harmônicas da frequência de rotação indicam que os danos estão espalhados por toda a superfície dos componentes dos rolamentos, caracterizando o 4º estágio de desenvolvimento inicial da falha.

Apesar do Valor Global de vibração se apresentar aceitável para um equipamento deste porte na data desta medição (6,987 mm/s RMS), o resultado da análise espectral do envelope de aceleração executada gerou subsídios suficientes para a recomendação de intervenção por parte da equipe de manutenção preditiva.

No dia 07 de maio de 2007 foi realizada a manutenção corretiva. A figura 58 apresenta o visual da pista externa do rolamento da posição 2, sendo que as marcas de oxidação se estendem por toda a superfície do componente. As impressões mais claras possuem o mesmo espaçamento

dos pontos de apoio das esferas do rolamento, e podem ter origem no processo de desmontagem, ou pela ocorrência de longo período com o equipamento fora de operação.



Figura 58 - Aspecto geral da pista externa do rolamento 7312 BEP. Posição 2 (LA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 03B03A

Danos semelhantes ao encontrados na pista externa podem ser percebidos na análise visual da pista interna do rolamento da posição 2, conforme ilustra a figura 59 abaixo. Os danos estão evidentes em toda a extensão da pista do rolamento.



Figura 59 - Aspecto geral da pista interna do rolamento 7312 BEP. Posição 2 (LA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 03B03A

A análise visual da gaiola do rolamento da posição 2 confirma o anteriormente observado. As figuras 60 e 61 apresentam em detalhe o alojamento das esferas do rolamento, sendo que

sinais de incrustação severa podem ser observados. A vista em detalhe revela ainda o deslocamento de material da superfície de contato da gaiola.



Figura 60 - Aspecto geral da gaiola do rolamento 7312 BEP. Posição 2 (LA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 03B03A



Figura 61 - Detalhe do alojamento da esfera na gaiola 7312 BEP. Posição 2 (LA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 03B03A

Passando a análise do rolamento da posição 1, a figura 62 apresenta o anel interno do rolamento. A ocorrência de marcas igualmente espaçadas sobre a superfície de contato das esferas confirma a suspeita de longos períodos em que a bomba permaneceu fora de operação. Outro detalhe importante são os sinais de corrosão sob contato observada na superfície de contato com o eixo, que evidenciam ajuste de montagem inadequado.



Figura 62 - Aspecto geral da pista interna do rolamento 6212. Posição 1 (LOA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 03B03A

Impressões semelhantes às encontradas na pista interna do rolamento da posição 1 foram detectadas na análise visual da pista externa. A figura 63 apresenta um visual geral da superfície da referida pista.

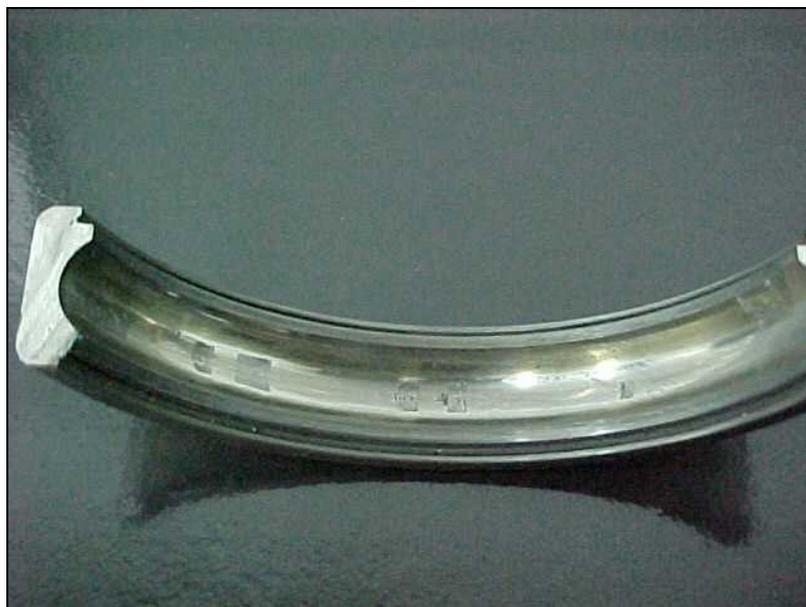


Figura 63 - Aspecto geral da pista externa do rolamento 6212. Posição 1 (LOA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 03B03A

A exemplo da análise de falha realizada para a bomba 02B03A, um longo período no qual a bomba tenha permanecido fora de operação permanece como a causa raiz mais provável. As impressões encontradas sobre as pistas do rolamento da posição 1 têm como provável origem a vibração transmitida por equipamentos da circunvizinhança, que acelera o processo de desgaste nos períodos de parada. No rolamento da posição 2 as marcas espaçadas não encontram-se com a

mesma evidência, mas o estágio de progressão do dano aponta para o espalhamento dos mesmos ao longo de toda a superfície do componente. Um agravante são as condições de trabalho do óleo lubrificante, que também pode se tornar deficiente pela entrada de contaminantes no interior do cárter, seja por condensação de vapores (equipamento permanece frio) ou entrada de contaminantes sólidos do exterior. A análise visual dos rolamentos confirmou a suspeita de desenvolvimento do 4º estágio de falha da classificação proposta por Berry [1997].

As medições executadas no mesmo mancal após a intervenção de manutenção confirmaram a efetividade da mesma. O Valor Global de vibração passou por pequena redução ao patamar de 4,707 mm/s RMS, não sendo reduzido a patamares satisfatórios, o que comprova que a causa da vibração em nível global não está associada unicamente a condição dos rolamentos. Uma medida imediata para a redução deste valor seria verificar o alinhamento entre a bomba e seu equipamento acionador, juntamente com a análise da vibração medida em outros pontos do equipamento afim de complementar o diagnóstico.

A figura 64 apresenta gráfico comparativo entre os espectros do envelope antes e após a intervenção de manutenção. As frequências respectivas aos defeitos investigados na análise espectral estão indicadas, sobrepostas aos espectros do envelope adquiridos antes (segundo plano) e depois (primeiro plano) da intervenção de manutenção corretiva executada em 07 de maio de 2007. Os espectros são apresentados sobre escala comum e logarítmica.

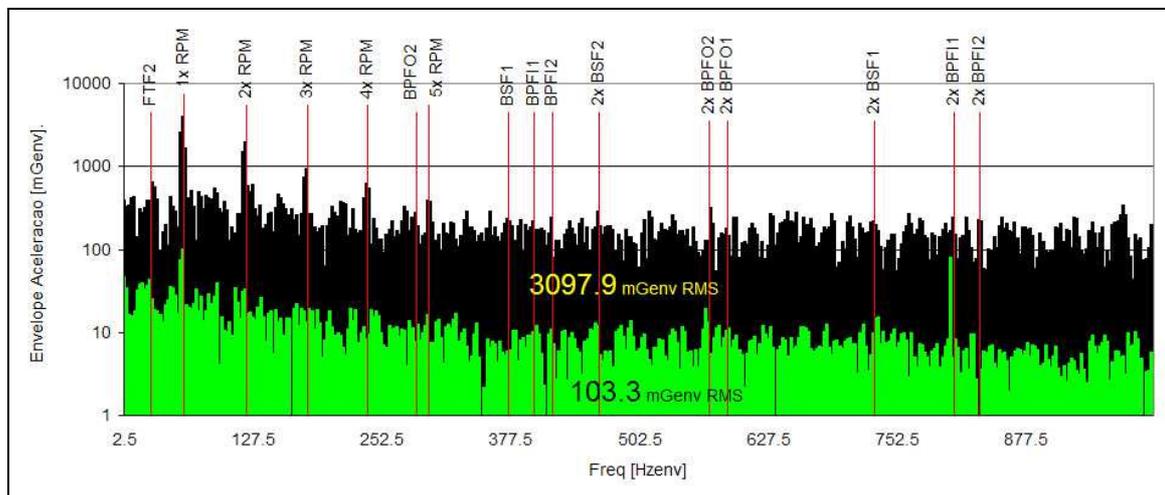


Figura 64 - Gráfico comparativo entre os espectros do envelope antes (segundo plano) e depois (primeiro plano) da intervenção de manutenção na bomba 03B03A. Medições executadas em ponto na direção horizontal do lado do acoplamento da bomba.

O Valor Global do envelope de aceleração foi calculado para ambos os espectros, sendo que a esperada redução do valor em função da intervenção de manutenção se confirma. O Valor Global do envelope  $VG_E$  antes da intervenção era de 3.097,9  $mG_{env}$  RMS, passando para 103,3  $mG_{env}$  RMS após a intervenção de manutenção. Reparar que na figura acima os valores do  $VG_E$

calculados encontram-se sobrepostos aos respectivos espectros. Almeida et. al. [2007] apresentava um valor limite de  $VG_E$  para esta aplicação de  $8 G_{env}$  (rolamento de esferas, lubrificado a óleo, velocidade de rotação de 3550 RPM).

### 3.1.3 Bomba Centrífuga 22B12B

A bomba 22B12B é a bomba responsável pela transferência de mistura de Sulfolane e Água na unidade de Aromáticos da COPESUL. Consiste de uma bomba centrífuga horizontal, simples estágio, com rotor em balanço, fabricada pela Worthington sob modelo 1HA4. Sua altura manométrica total é de 21,7 m, para uma vazão volumétrica  $4,41 \text{ m}^3/\text{h}$ . A bomba é acionada por um motor elétrico trifásico fabricado pela WEG com uma velocidade de rotação de 3550 RPM, demandando potência de 1,5 kW. Os mancais de rolamento da bomba são lubrificados a óleo.

A seguir são apresentadas as frequências de defeito para os rolamentos da bomba, obtidas a partir da velocidade de rotação do equipamento.

Posição 1: rolamento SKF 6304 NR – Rígido de simples carreira de esferas.

- a) Frequência na qual um defeito da pista interna é atingido pelo elemento rolante – BRFI: 258 Hz;
- b) Frequência na qual um defeito da pista externa é atingido pelo elemento rolante – BRFO: 150 Hz;
- c) Frequência na qual um ponto do elemento rolante impacta as pistas interna ou externa – BRF: 205 Hz;
- d) Frequência de passagem de um ponto fixo da gaiola separadora – FTF: 21,4 Hz.

Posições 2 e 3: par de rolamentos SKF 6205 – Rígido de simples carreira de esferas.

- a) Frequência na qual um defeito da pista interna é atingido pelo elemento rolante – BRFI: 316 Hz;
- b) Frequência na qual um defeito da pista externa é atingido pelo elemento rolante – BRFO: 209 Hz;
- c) Frequência na qual um ponto do elemento rolante impacta as pistas interna ou externa – BRF: 275 Hz;
- d) Frequência de passagem de um ponto fixo da gaiola separadora – FTF: 23,2 Hz.

A leitura de vibração executada no mancal do lado do acoplamento da bomba, na direção horizontal (LA H), no dia 23 de março de 2005 apresentava alterações no espectro do envelope de aceleração. O valor global de vibração era de 3,192 mm/s (valor eficaz, RMS), não representando necessidade de intervenção de manutenção imediata. A partir da literatura pesquisada, os limites aplicáveis para avaliação da medição de vibração em banda larga, neste equipamento, eram os seguintes:

- a) Blake (velocidade – valor de pico)
  - Alerta: 15 mm/s
  - Parada: 40 mm/s
- b) IRD (velocidade – valor de pico)
  - Alerta: 8 mm/s
  - Parada: 16 mm/s
- c) CDA/NA/NVSH 107 (velocidade – valor eficaz – RMS)
  - Alerta: 5,6 mm/s
  - Parada: 10 mm/s
- d) FUPAI (velocidade – valor eficaz – RMS)
  - Alerta: 10 mm/s
  - Parada: 12 mm/s
- e) NBR 10082 (velocidade – valor eficaz – RMS)
  - Alerta: 1,8 mm/s
  - Parada: 4,5 mm/s

Apenas a NBR 10082 recomenda condição de “Alerta”, ainda não demandando uma intervenção de manutenção imediata. Apesar do valor global de velocidade apresentar nível aceitável, análise do espectro do envelope de aceleração apresentava alterações significativas. A figura 65 apresenta o espectro do envelope de aceleração medido no mesmo ponto de medição do valor global de velocidade (LA H).

O evidente aumento do nível energético associado as três primeiras harmônicas das frequências de 150 Hz, 205 Hz e 258 Hz (BPFO, BSF e BPF1 do rolamento da posição 1, respectivamente) apontam para a ocorrência de defeitos localizados sobre as superfícies dos componentes do rolamento da posição 1.

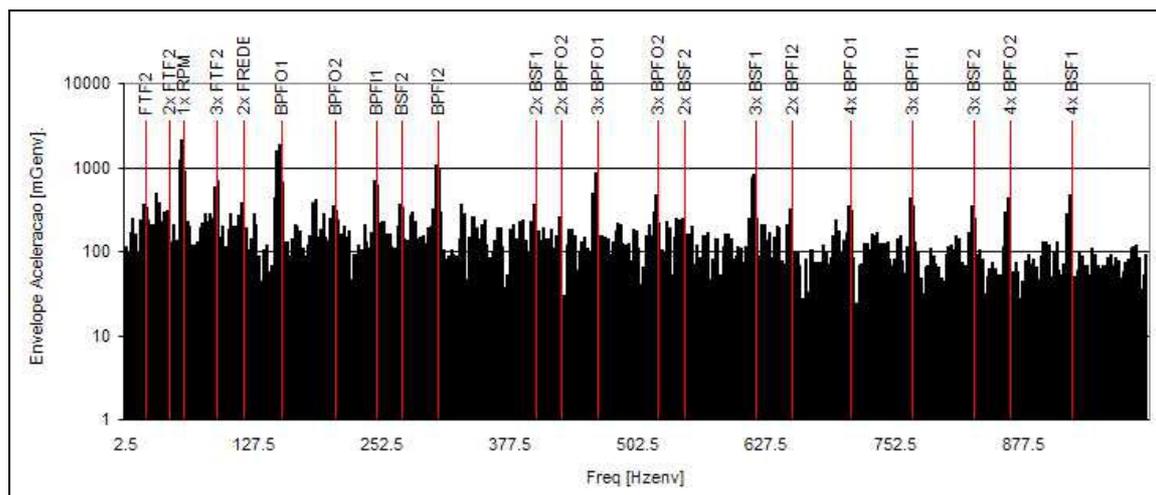


Figura 65 - Bomba Centrífuga 22B12B em 23/03/05. Espectro do Envelope de aceleração medido no mancal do lado do acoplamento, na direção horizontal.

A amplitude associada à frequência de 23,2 Hz e suas harmônicas indicam a possibilidade de defeito na superfície de um dos elementos rolantes do rolamento da posição 2 (FTF do rolamento da posição 2). A frequência de passagem do conjunto de elementos rolantes FTF corresponde a período em que um ponto fixo da gaiola do rolamento realiza uma rotação completa. A sequência de pulsos, portanto, corresponderá à entrada de um elemento rolante danificado na região de carga do rolamento (parte inferior, no caso das bombas centrífugas). Ainda com relação ao rolamento da posição 2, a frequência de 316 Hz conduz a detecção de um provável defeito localizado na pista interna do rolamento.

Se o mesmo espectro do envelope anteriormente apresentado for visualizado com a amplitude em escala linear, ficarão ainda mais evidentes as frequências de defeito anteriormente comentadas em meio às demais componentes espectrais. A figura 66 ilustra o referido espectro em escala linear. Segundo Berry, 1997, a percepção das frequências de defeito em escala linear indica o desenvolvimento do 3º estágio de falha inicial do rolamento, reforçado pela presença de harmônicas da frequência de rotação do equipamento.

Apesar do Valor Global de vibração não demandar a parada imediata de um equipamento deste porte (3,192 mm/s RMS), o resultado da análise espectral do envelope de aceleração gerou subsídios suficientes para a recomendação de intervenção por parte da equipe de manutenção preditiva. No dia 02 de maio de 2005 foi realizada a manutenção corretiva. A figura 67 apresenta o visual das pistas externa e interna do rolamento da posição 1, sendo que as marcas de oxidação se estendem por toda a superfície dos componentes. Maior detalhe do estado da pista externa pode ser visualizado na figura 68.

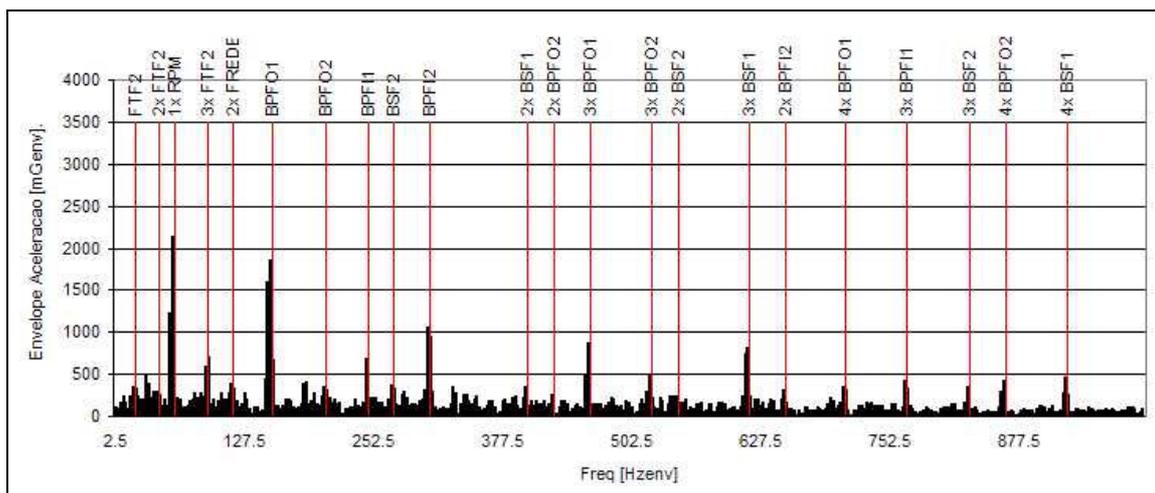


Figura 66 - Bomba Centrífuga 22B12B em 23/03/05. Espectro do Envelope de aceleração medido no mancal do lado do acoplamento, na direção horizontal. Medição da amplitude em escala linear.



Figura 67 - Aspecto geral das pistas externa e interna do rolamento 6304 NR. Posição 1 (LOA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 22B12B



Figura 68 - Detalhe da pista externa do rolamento 6304 NR. Posição 1 (LOA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 22B12B

A figura 69 apresenta detalhe do estado da pista interna do rolamento da posição 1. A exemplo do observado na pista externa do mesmo rolamento, sinais de corrosão podem ser verificados na extensão de toda a pista.



Figura 69 - Detalhe da pista interna do rolamento 6304 NR. Posição 1 (LOA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 22B12B

A análise visual do rolamento da posição 2 confirmou a suspeita de defeito localizado em elemento rolante apontada pela análise espectral. A figura 70 apresenta detalhe da esfera danificada. A análise visual dos rolamentos confirmou a suspeita de desenvolvimento do 3º estágio de falha da classificação proposta por Berry [1997].



Figura 70 - Detalhe do dano localizado em esfera do rolamento 6205. Posição 2 (LA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 22B12B.

As medições executadas no mesmo mancal após a intervenção de manutenção confirmaram a efetividade da mesma. O Valor Global de vibração passou por sensível redução ao patamar de 0,520 mm/s RMS. A figura 71 apresenta gráfico comparativo entre os espectros do envelope antes e após a intervenção de manutenção de 02 de maio de 2005. Os espectros são apresentados sobre escala comum e logarítmica.

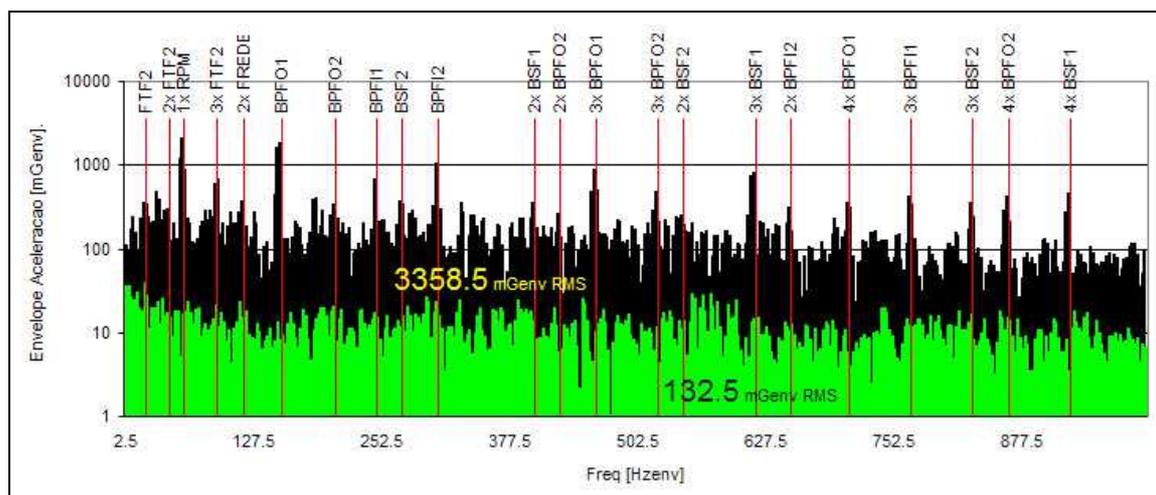


Figura 71 - Gráfico comparativo entre os espectros do envelope antes (segundo plano) e depois (primeiro plano) da intervenção de manutenção na bomba 22B12B. Medições executadas em ponto na direção horizontal do lado do acoplamento da bomba.

O Valor Global do envelope de aceleração foi calculado para ambos os espectros, sendo que a esperada redução do valor em função da intervenção de manutenção se confirma. O Valor Global do envelope  $VG_E$  antes da intervenção era de 3.358,5  $mG_{env}$  RMS, passando para 132,5  $mG_{env}$  RMS após a intervenção de manutenção. Almeida et. al. [2007] apresentava um valor limite de  $VG_E$  para esta aplicação de 8  $G_{env}$  (rolamento de esferas, lubrificado a óleo, velocidade de rotação de 3500 RPM).

### 3.1.4 Motor Elétrico 13MB02A

O motor elétrico 13MB02A é responsável pelo acionamento da bomba centrífuga 13B02A, utilizada no sistema de refluxo do topo da torre despropanizadora da unidade de Olefinas da COPESUL. Consiste de um motor elétrico trifásico fabricado pela Siemens. Sua potência é de 56 kW, para uma velocidade de rotação de 3550 RPM, já considerando o fator de escorregamento. Os mancais de rolamento do motor são lubrificados a graxa.

A seguir são apresentadas as frequências de defeito para os rolamentos do motor, obtidos a partir da velocidade de rotação do equipamento.

Posições 4 e 5: rolamentos SKF 6314 C3 – Rígido de simples carreira de esferas.

- a) Frequência na qual um defeito da pista interna é atingido pelo elemento rolante – BPFI: 291 Hz;
- b) Frequência na qual um defeito da pista externa é atingido pelo elemento rolante – BPFO: 182 Hz;
- c) Frequência na qual um ponto do elemento rolante impacta as pistas interna ou externa – BSF: 243 Hz;
- d) Frequência de passagem de um ponto fixo da gaiola separadora – FTF: 22,8 Hz.

A leitura de vibração executada no mancal do lado do acoplamento do motor, na direção horizontal (LA H), no dia 06 de janeiro de 2006 apresentava alterações no espectro do envelope de aceleração. O valor global de vibração era de 2,757 mm/s (valor eficaz, RMS), não representando necessidade de intervenção de manutenção imediata. A partir da literatura pesquisada, os limites aplicáveis para avaliação da medição de vibração em banda larga, neste equipamento, eram os seguintes:

- a) Blake (velocidade – valor de pico)
  - Alerta: 15 mm/s
  - Parada: 40 mm/s
- b) IRD (velocidade – valor de pico)
  - Alerta: 8 mm/s
  - Parada: 16 mm/s
- c) CDA/NA/NVSH 107 (velocidade – valor eficaz – RMS)
  - Alerta: 3,2 mm/s
  - Parada: 5,6 mm/s
- d) FUPAI (velocidade – valor eficaz – RMS)
  - Alerta: 10 mm/s
  - Parada: 12 mm/s
- e) NBR 10082 (velocidade – valor eficaz – RMS)
  - Alerta: 2,8 mm/s
  - Parada: 7,1 mm/s

Apesar do valor global de velocidade apresentar nível aceitável, análise do espectro do envelope de aceleração apresentava alterações significativas. A figura 72 apresenta o espectro do envelope de aceleração medido no mesmo ponto de medição do valor global de velocidade (LA H).

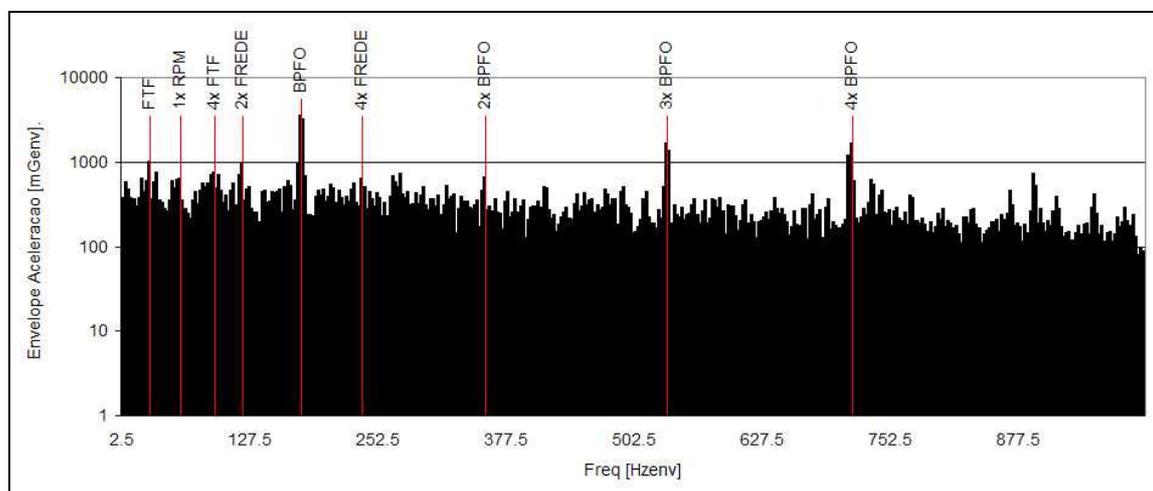


Figura 72 - Motor Elétrico 13MB02A em 06/01/06. Espectro do Envelope de aceleração medido no mancal do lado do acoplamento, na direção horizontal.

O evidente aumento do nível energético associado as quatro primeiras harmônicas da frequência de 182 Hz (BPFO) aponta para a ocorrência de defeito localizado sobre a superfície da pista externa do rolamento da posição 4.

A amplitude associada à frequência de 22,8 Hz indica a possibilidade de defeito na superfície de um dos elementos rolantes do rolamento da posição 4 (FTF). A frequência de passagem do conjunto de elementos rolantes FTF corresponde a período em que um ponto fixo da gaiola do rolamento completa uma rotação completa. A sequência de pulsos, portanto, corresponderá à entrada de um elemento rolante danificado na região de carga do rolamento.

Se o mesmo espectro do envelope anteriormente apresentado for visualizado com a amplitude em escala linear, ficarão ainda mais evidentes as frequências de defeito anteriormente comentadas em meio às demais componentes espectrais. A figura 73 ilustra o referido espectro em escala linear. Segundo Berry [1997], a percepção das frequências de defeito em escala linear indica o desenvolvimento do 3º estágio de falha inicial do rolamento, reforçado pela presença de harmônicas da frequência de rotação do equipamento.

Apesar do Valor Global de vibração se apresentar aceitável para um equipamento deste porte na data desta medição (2,757 mm/s RMS), o resultado da análise espectral do envelope de aceleração gerou subsídios suficientes para a recomendação de intervenção por parte da equipe de manutenção preditiva. No dia 17 de fevereiro de 2006 foi realizada a manutenção corretiva. A figura 74 apresenta o visual das pistas externa e interna do rolamento da posição 4, onde aparen-

temente, defeitos superficiais não são perceptíveis. O detalhe ilustrado na figura 75 revela o defeito localizado na pista externa, confirmando a suspeita da análise espectral. A análise visual do rolamento confirmou a suspeita de desenvolvimento do 3º estágio de falha da classificação proposta por Berry [1997].

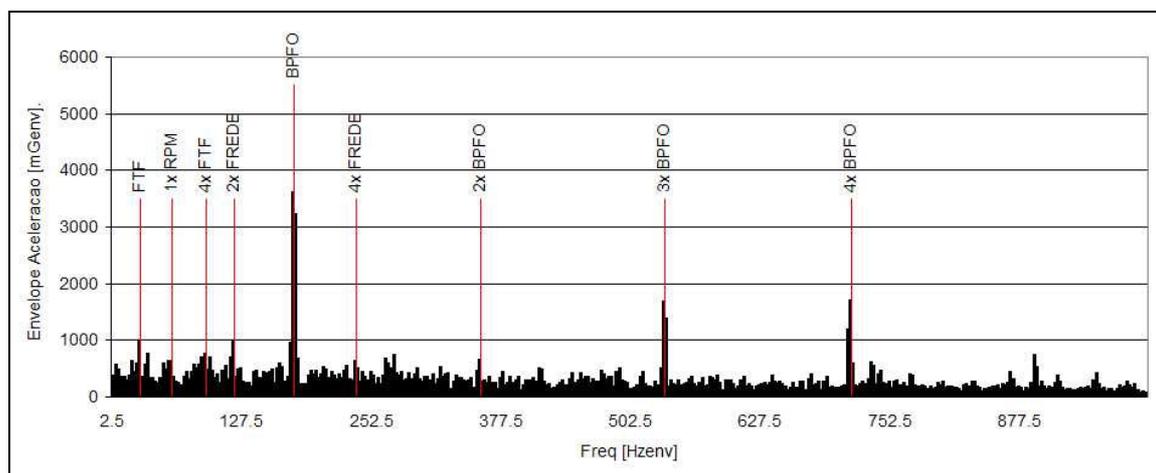


Figura 73 - Bomba Centrífuga 13MB02A em 06/01/06. Espectro do Envelope de aceleração medido no mancal do lado do acoplamento, na direção horizontal. Medição da amplitude em escala linear.



Figura 74 - Aspecto geral das pistas externa e interna do rolamento 6314 C3. Posição 4 (LA) do mancal do motor elétrico 13MB02A

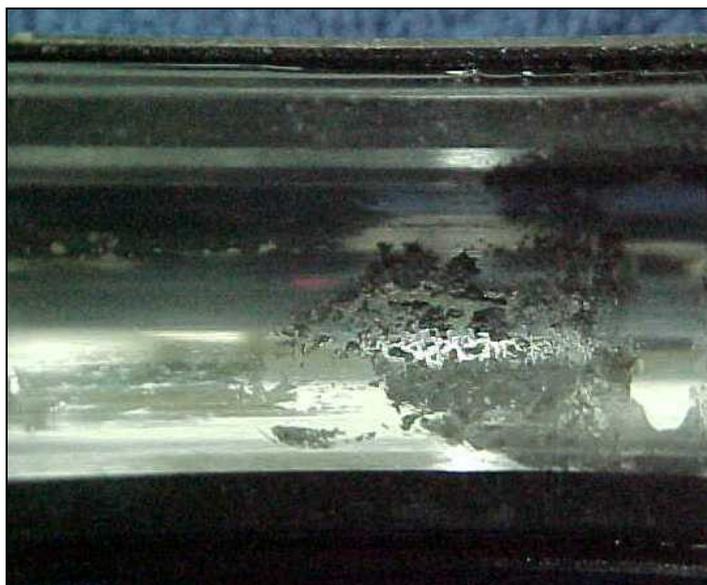


Figura 75 - Detalhe da pista externa do rolamento 6314 C3. Posição 4 (LA) do mancal do motor elétrico 13MB02A

A análise detalhada do defeito da pista externa revela o descascamento do material da superfície do rolamento. As lascas desprendidas da superfície acabam por gerar impressões ao longo da pista, decorrentes da pressão gerada pela passagem dos elementos rolantes. O encruamento gerado sobre a superfície é agravado pela elevação de temperatura do mancal em serviço, e costuma ser consequência de lubrificação deficiente.

As medições de vibração executadas no mesmo ponto após a intervenção de manutenção confirmaram a efetividade da mesma. O Valor Global de vibração foi reduzido ao patamar de 1,544 mm/s RMS. A figura 76 apresenta gráfico comparativo entre os espectros do envelope antes e após a intervenção de manutenção de 17 de fevereiro de 2006. Os espectros são apresentados sobre escala comum e logarítmica.

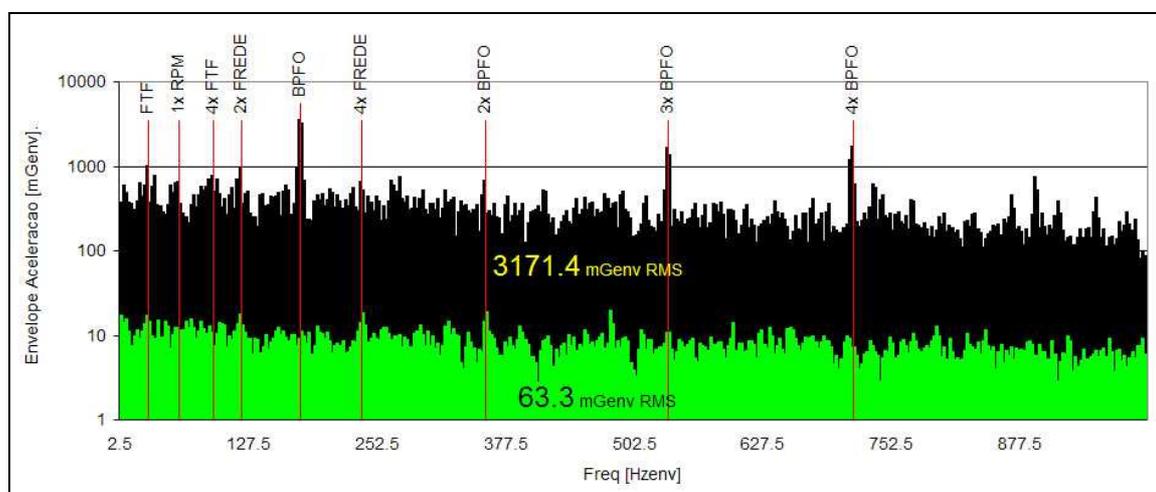


Figura 76 - Gráfico comparativo entre os espectros do envelope antes (segundo plano) e depois (primeiro plano) da intervenção de manutenção no motor 13MB02A. Medições executadas em ponto na direção horizontal do lado do acoplamento do motor.

O Valor Global do envelope de aceleração calculado para ambos os espectros sofreu a redução esperada. O Valor Global do envelope  $VG_E$  antes da intervenção era de 3.171,4  $mG_{env}$  RMS, passando para 63,3  $mG_{env}$  RMS após a intervenção de manutenção. Almeida et. al. [2007] apresenta um valor limite de  $VG_E$  para esta aplicação de 11,7  $G_{env}$  (rolamento de esferas, lubrificado a graxa, velocidade de rotação de 3550 RPM).

### 3.2 Discussão dos Resultados

A discussão dos resultados que será apresentada visa facilitar a compreensão dos dados apresentados nas fichas de manutenção, obtidas a partir da metodologia proposta neste trabalho.

As intervenções de manutenção avaliadas foram em sua totalidade recomendadas com base na análise do espectro do envelope de aceleração. A análise visual de falha posterior a desmontagem dos componentes confirmou o estado de falha dos rolamentos na totalidade dos equipamentos. A figura 77 apresenta comparativo entre o Valor Global calculado a partir dos espectros do Envelope de aceleração antes e após a intervenção de manutenção realizada. Os valores são apresentados para cada um dos equipamentos que compõem este estudo de caso. Como pode ser observada, a totalidade dos equipamentos da amostra apresentou significativa redução do Valor Global do Envelope calculado (1,2 kHz a 10 kHz) após a substituição dos rolamentos.

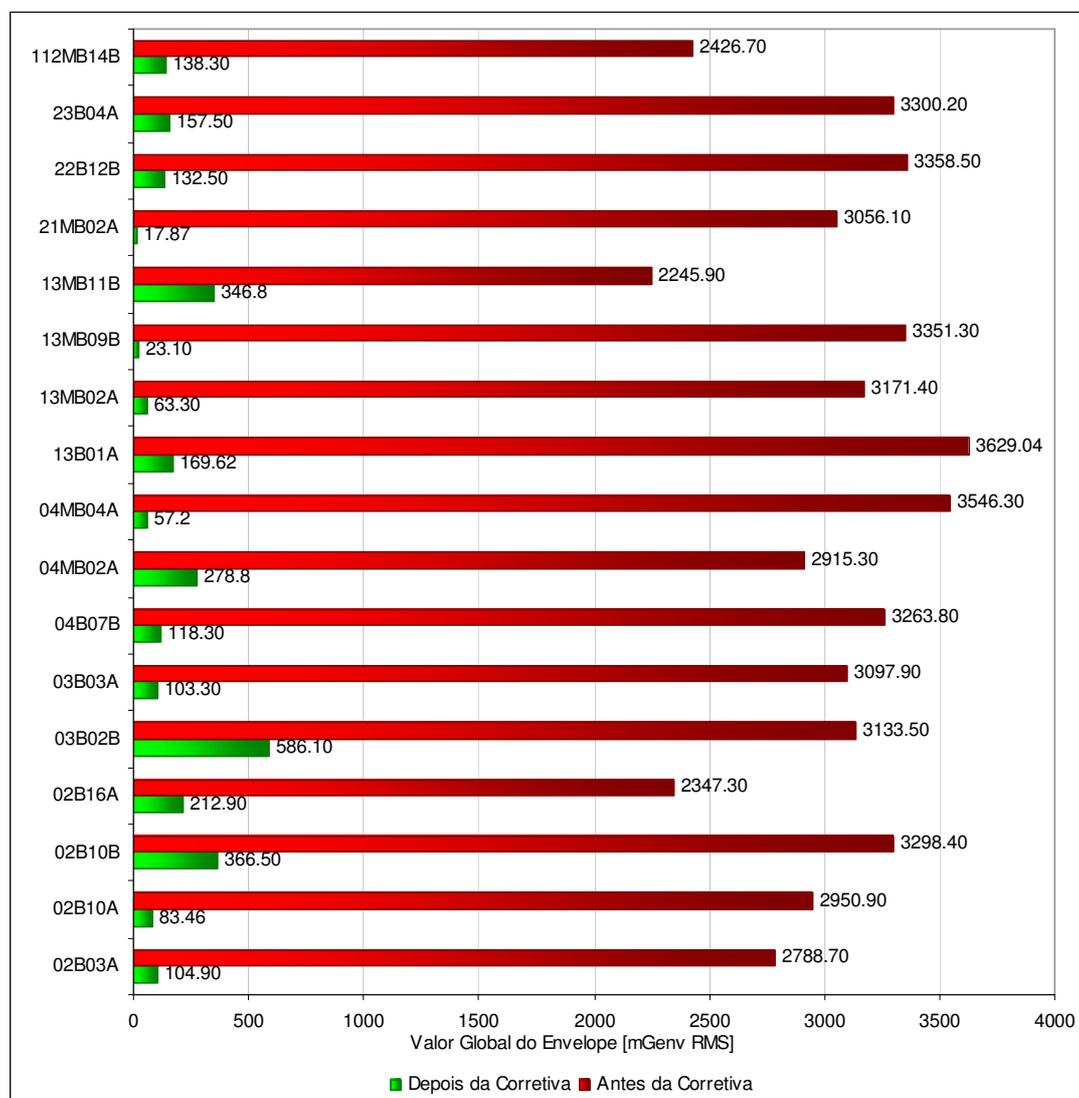


Figura 77 - Comparativo entre o Valor Global do envelope de aceleração antes e após a intervenção de manutenção recomendada com base no espectro do envelope. Os valores são apresentados para os dezessete equipamentos rotativos da COPESUL que compõem o presente estudo de caso.

Uma vez que o nível energético envolvido na vibração de rolamento em falha é relativamente reduzido, espera-se que as medições de velocidade em banda larga não apresentem significativas alterações. A figura 78 apresenta um comparativo entre as medições do Valor Global de velocidade antes e após a intervenção de manutenção realizada. Os valores são apresentados para cada um dos equipamentos que compõem o presente estudo. À exemplo do Valor Global do Envelope, o Valor Global medido em velocidade apresentou redução em todos os equipamentos avaliados.

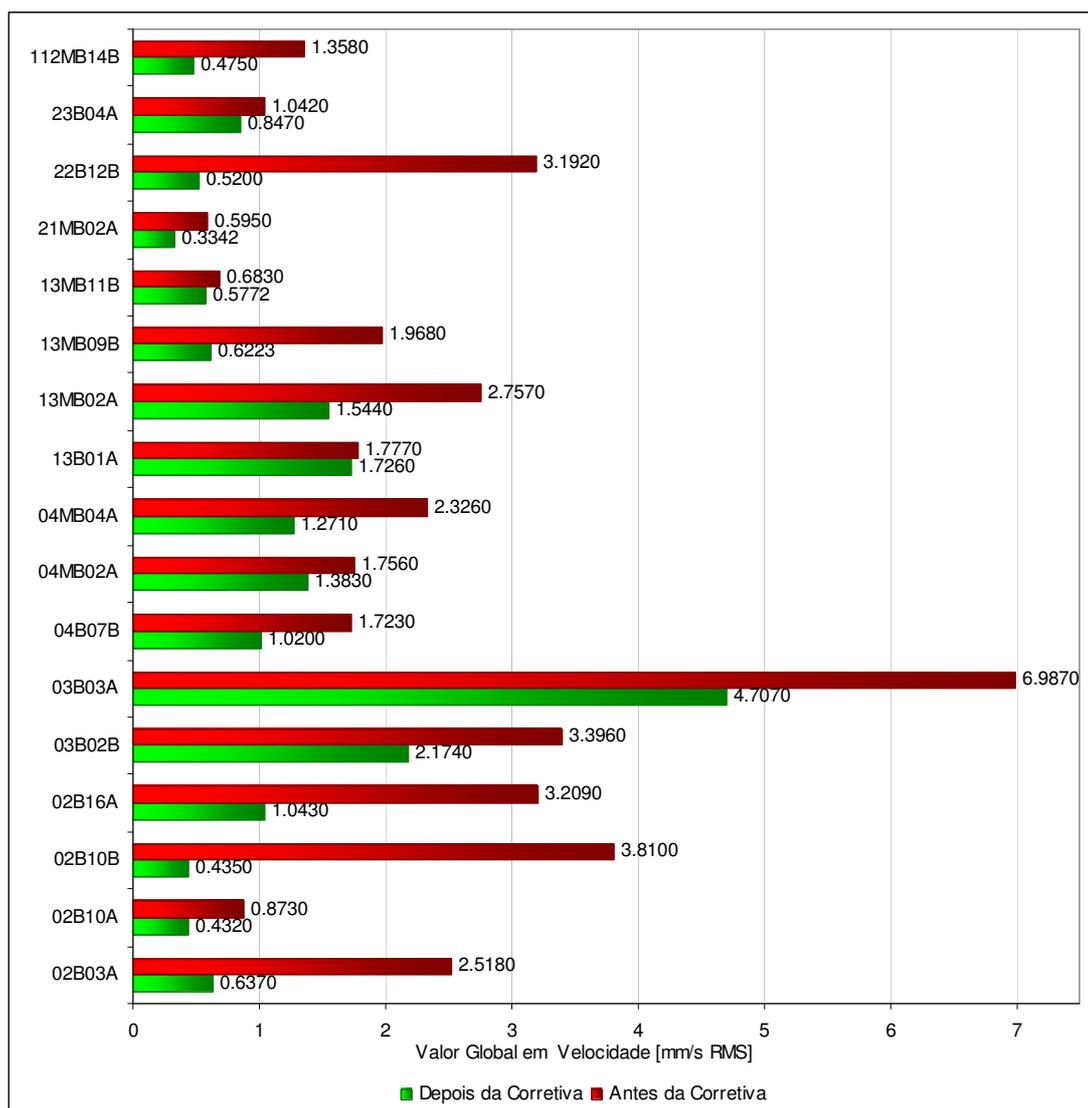


Figura 78 - Comparativo entre o Valor Global de velocidade antes e após a intervenção de manutenção recomendada com base no espectro do envelope. Os valores são apresentados para os dezessete equipamentos rotativos da COPESUL que compõem o presente estudo de caso.

Uma comparação entre o Valor Global de velocidade e os limites estabelecidos pelas cartas de severidade aplicáveis também foi realizada através das fichas de manutenção. Considerando os valores medidos antes da intervenção de manutenção, 64,7% dos equipamentos não apresentavam níveis de vibração que inspirassem sequer estado de “Alerta” pela análise do Valor

Global em velocidade. Apenas 02B03A, 02B10B, 02B16A, 03B02B, 03B03A e 22B12B estariam em estágio de “Alerta” segundo os limites estabelecidos pela NBR 10082.

Após a intervenção corretiva, as bombas 03B02B e 03B03A apresentaram redução do Valor Global de velocidade inferior a 40% (35,98% e 32,63% respectivamente), sendo que a 03B03A manteve seu estado de “Alerta” segundo o critério da NBR 10082. Vale registrar que para todos os equipamentos avaliados o critério de severidade do Valor Global de velocidade (RMS) mais conservativo foi o estabelecido pela NBR 10082 e suas equivalentes (ISO 2372 e VDI 2056).

O principal efeito da substituição dos rolamentos danificados em um equipamento rotativo é a sensível redução do nível energético do Envelope de aceleração. A figura 79 apresenta um comparativo entre a redução percentual dos Valores Globais de velocidade e do Envelope de aceleração.

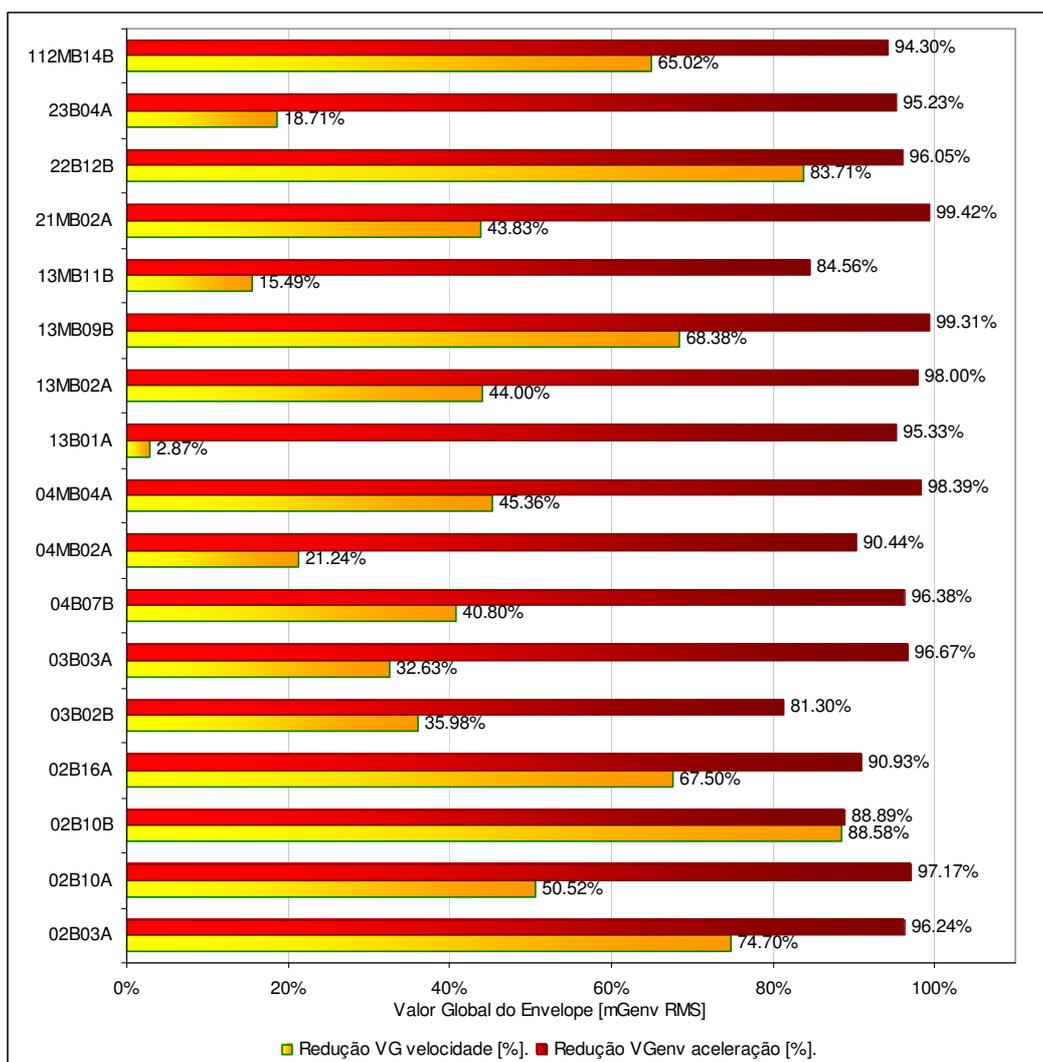


Figura 79 - Comparativo entre a redução do Valor Global de velocidade e do Valor Global do Envelope após a substituição dos rolamentos danificados. Os valores são apresentados para os dezessete equipamentos rotativos da COPESUL que compõem o presente estudo de caso.

A totalidade dos equipamentos da amostra apresentou maior redução percentual do Valor Global do Envelope de aceleração. Em todos os casos, a redução do Valor Global do envelope foi superior a 80%. Somente 11,76% dos equipamentos sofreram redução do Valor Global em velocidade superior a 80% (caso da 02B10B e da 22B12B).

Outra expectativa que deriva da revisão bibliográfica é a da manifestação de diferentes níveis energéticos associados aos quatro estágios iniciais de falha citados por Berry [1997]. A Figura 80 relaciona o Valor Global do envelope de aceleração à velocidade de rotação de cada equipamento. O estágio de falha de cada rolamento é apresentado individualmente. Os valores médios associados ao estágio de falha e a velocidade de rotação de cada equipamento é que subsidiam a avaliação acerca da expectativa citada anteriormente.

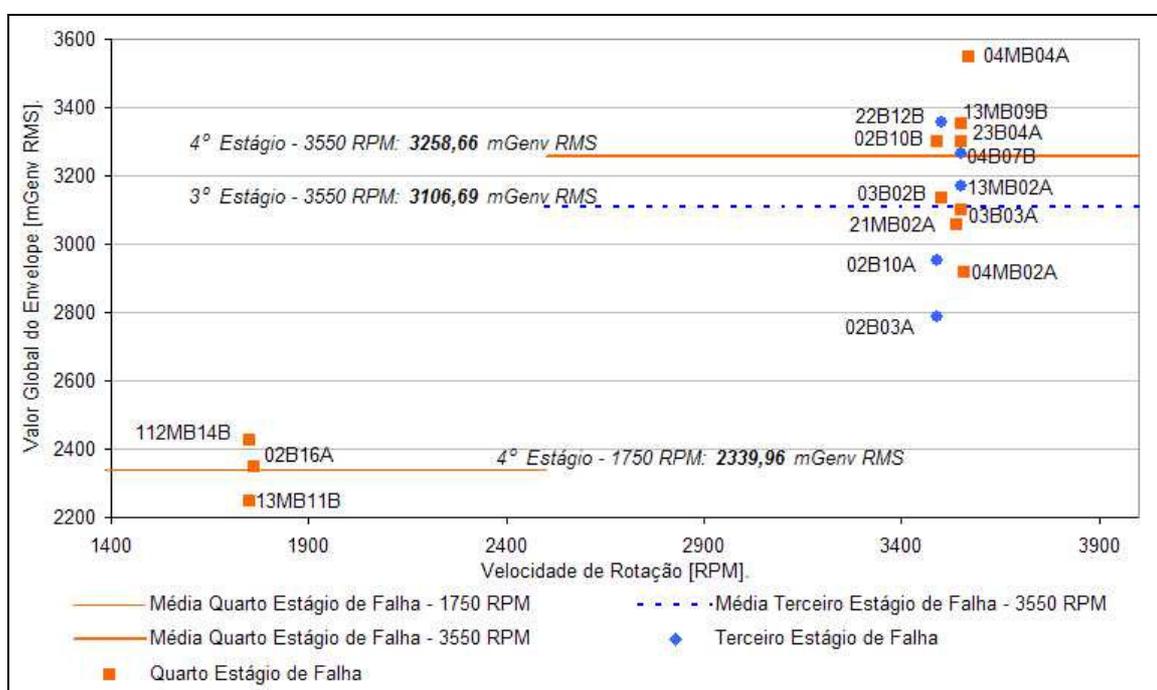


Figura 80 - Comparativo entre os Valores Globais do Envelope de aceleração relacionados à velocidade de rotação e ao estágio de falha dos rolamentos. Os valores são apresentados para os dezessete equipamentos rotativos da COPESUL antes de passarem por intervenção de manutenção.

Uma vez que nesta avaliação é considerado o Valor Global do envelope que efetivamente representa um estado de falha, a análise confirma a significativa diferença do nível de vibração limite para diferentes velocidades de rotação. Os mancais dos equipamentos que operam em velocidades próximas a 1750 RPM (02B16A, 13MB11B e 112MB14B) apresentaram um nível médio de vibração significativamente inferior se comparado aos que operam a 3550 RPM (demais equipamentos da amostra). A média ponderada do Valor Global do envelope atingido pelos equipamentos de menor rotação foi de 2.339,96  $mG_{env}$  RMS, sendo que todos os rolamentos ana-

lisados apresentavam o 4º estágio de falha em desenvolvimento. Já os equipamentos que operam a 3550 RPM manifestaram o 3º e 4º estágios de falha inicial, e a média associada a cada um dos estágios foram de 3.106,69 mG<sub>env</sub> RMS para falhas de 3º estágio, e 3.258,66 mG<sub>env</sub> RMS para as falhas de 4º estágio (diferença de 4,6%).

O tipo de lubrificante aplicado no rolamento poderá influenciar na sua longevidade em serviço. A figura 81 apresenta relação do Valor Global do envelope de aceleração à velocidade de rotação de cada equipamento. O tipo de lubrificante aplicado também é apresentado individualmente. Os valores médios, associados ao tipo de lubrificante e a velocidade de rotação de cada equipamento, é que subsidiam a avaliação do limite de vibração permissível para aplicações com graxa e/ou óleo.

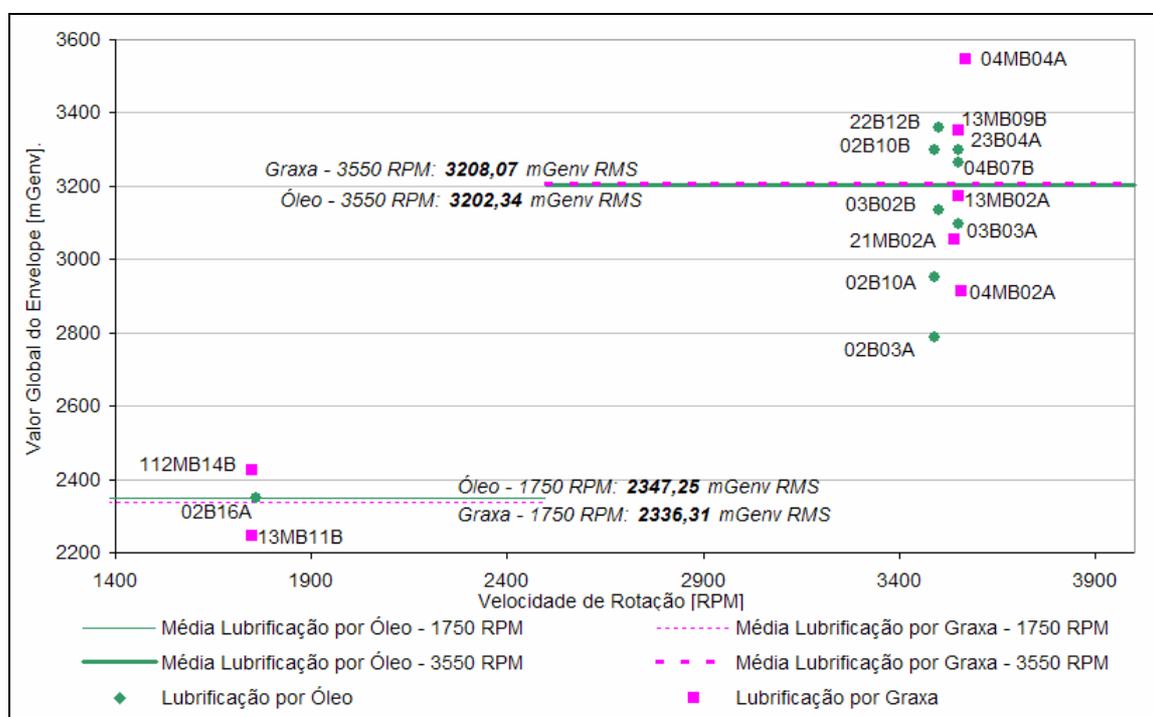


Figura 81 - Comparativo entre os Valores Globais do Envelope de aceleração relacionados à velocidade de rotação e ao lubrificante utilizado nos rolamentos. Os valores são apresentados para os dezessete equipamentos rotativos da COPEsul antes de passarem por intervenção de manutenção.

A análise do Valor Global do envelope a partir do tipo de lubrificante não encontrou nenhuma relação direta entre a aplicação de graxa ou óleo e um possível incremento no nível de vibração admissível em serviço. A média ponderada do Valor Global do envelope atingido pelos equipamentos de menor rotação (em torno de 1750 RPM) foi de 2.347,25 mG<sub>env</sub> RMS para rolamentos lubrificadas por óleo, e 2.336,31 mG<sub>env</sub> RMS para rolamentos lubrificadas por graxa (diferença de 0,46%). Já os equipamentos que operam em torno de 3550 RPM apresentaram

médias de 3.208,07  $mG_{env}$  RMS para rolamentos lubrificados por graxa, e 3.202,34  $mG_{env}$  RMS para rolamentos lubrificados por óleo (diferença de 0,18%).

Algumas cartas de severidade utilizadas para avaliar medições de velocidade em banda larga (a ISO 10082, inclusive) estabelecem diferentes faixas de tolerância de acordo com a potência do equipamento que está sendo avaliado. A figura 82 relaciona o Valor Global do envelope de aceleração à potência de cada equipamento. O estágio de falha de cada rolamento também é apresentado. Os valores médios associados ao estágio de falha e à potência de cada equipamento são as variáveis consideradas nesta avaliação.

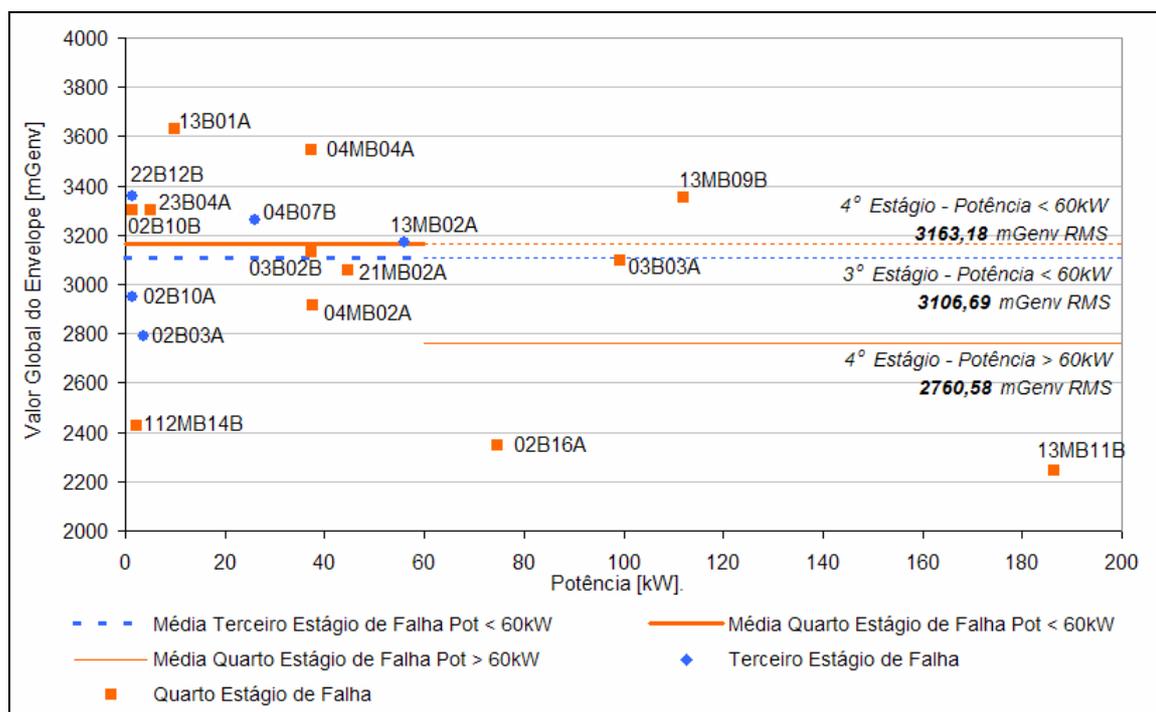


Figura 82 - Comparativo entre os Valores Globais do Envelope de aceleração relacionados à potência do equipamento e ao estágio de falha dos rolamentos. Os valores são apresentados para os dezessete equipamentos rotativos da COPESUL antes de passarem por intervenção de manutenção.

Os equipamentos foram reagrupados em duas faixas de potência para efeito de avaliação (maiores e menores que 60 kW). Os rolamentos dos quatro equipamentos com potência superior a 60 kW apresentavam o 4º estágio de falha em desenvolvimento, com um Valor Global do envelope médio de 2.760,58  $mG_{env}$  RMS. Os equipamentos com potência inferior a 60 kW apresentaram os 3º e 4º estágios de falha, sendo os valores médios associados ligeiramente superiores ao encontrado para os equipamentos de maior potência. Os valores médios encontrados foram 3.106,69  $mG_{env}$  RMS para o 3º estágio, e 3.163,18  $mG_{env}$  RMS para o 4º estágio.

Um critério de parada com base no Valor Global do envelope de aceleração foi proposto por Almeida et. al. [2007]. O trabalho reúne informações coletadas para uma série de rolamentos

monitorados pelo Valor Global do envelope de aceleração, e que quando retirados para manutenção, apresentavam um estágio de falha consideravelmente avançado. A figura 83 apresenta as curvas limite (carta de severidade) proposta para rolamentos de esferas, lubrificadas por graxa ou óleo. Os pontos observados correspondem ao Valor Global do envelope na parada dos equipamentos avaliados neste estudo.

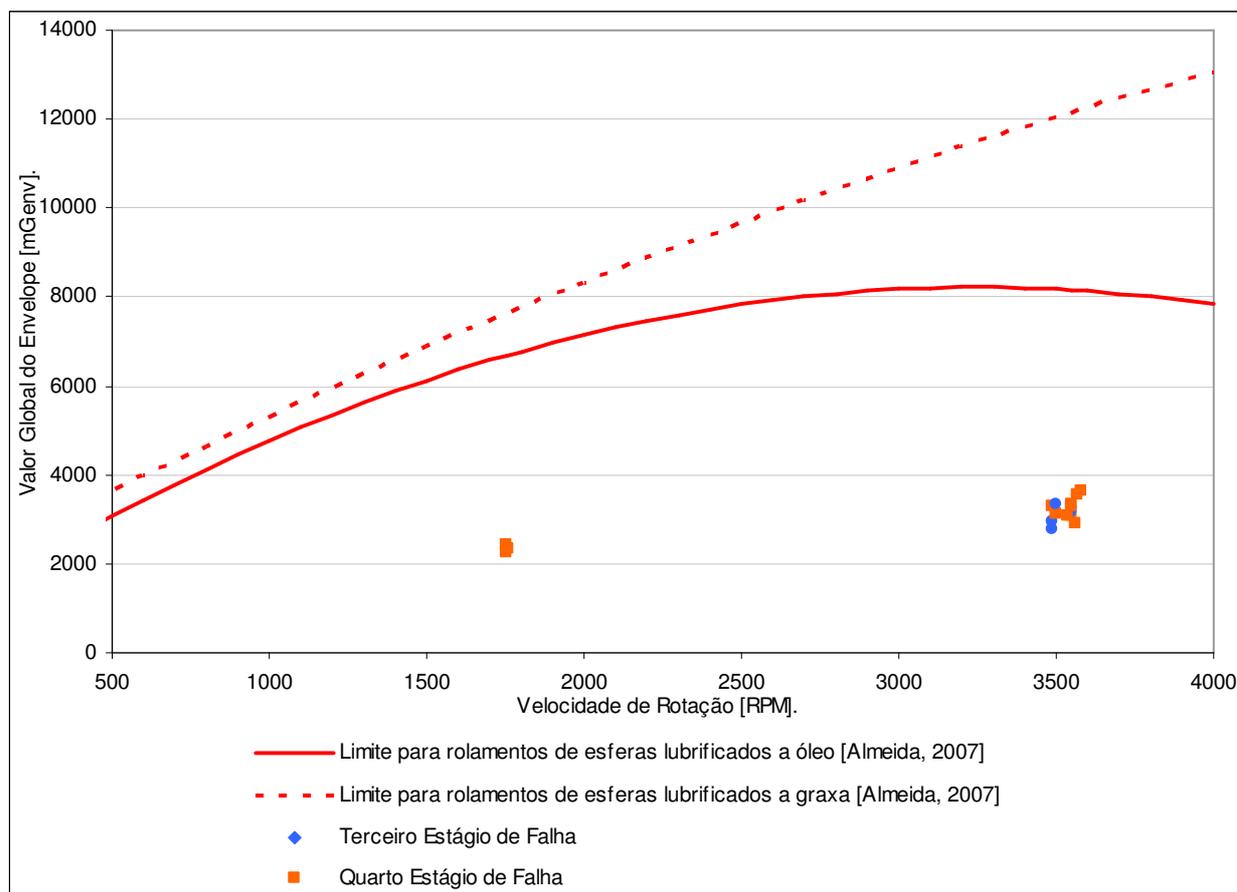


Figura 83 - Localização dos pontos de Valor Global do envelope avaliados em relação aos valores de referência propostos por Almeida et. al. [2007]

Um fato a ser observado é que apenas três rolamentos de rolos compõem a população deste estudo (posição 1 da 02B16A, posição 1 da 04B17B e posição 4 do 13MB11B) sendo que apenas o rolamento da posição 4 do motor elétrico 13MB11B efetivamente apresentou falha. O limite superior de operabilidade observado por Almeida et. al. [2007] para os rolamentos de rolos não pôde ser confirmado a partir da amostra estudada.

A totalidade dos pontos avaliados permanece em margem segura segundo o trabalho de Almeida et. al. [2007], cujo critério de parada proposto é 185,38 % maior que o valor médio de parada para a velocidade de rotação de 1750 RPM. O mesmo se repete para 3550 RPM, com o valor de parada 154,57 % maior que a média dos valores de parada.

Os valores de parada considerados no presente trabalho correspondem aos estágios iniciais de falha, enquanto que Almeida et. al [2007] tratava de rolamentos com danos bastante severos. Dois aspectos devem ser avaliados nesta etapa do desenvolvimento: (a) o critério de parada estabelecido, pura e simplesmente, e (b) a magnitude dos defeitos dos rolamentos. Então, passa a ser aceitável considerar que rolamentos retirados para manutenção em diferentes estágios de avaria apresentarão diferentes critérios de parada segundo o Valor Global do envelope.

A diferença de magnitude dos defeitos também pode justificar diferenças associadas ao fator lubrificante. Almeida et. al. [2007] afirma que os rolamentos lubrificados por graxa apresentam limites de vibração superiores se comparados aos rolamentos lubrificados por óleo.

Um dos recursos muito utilizados para prolongar a vida útil de um rolamento lubrificado por graxa, em seus estágios finais de vida, é administrar quantidades periódicas de graxa associada a medições regulares de vibração. Yáclubsohn [1983] recomenda parcimônia ao executar esta medida paliativa, uma vez que uma quantidade elevada de graxa no interior de um mancal pode agravar o desgaste em decorrência da elevação de temperatura. Esta medida deve ser aplicada em situações extremas, onde a parada imediata do equipamento não for possibilitada. Nos rolamentos lubrificados por óleo o final de vida não pode ser administrado por medidas paliativas.

O fator tipo de lubrificante não se mostrou representativo no presente trabalho, fato que reforça uma possível influência somente no caso de avarias avançadas.

### 3.3 Carta de severidade da amostra estudada

Todas as cartas de severidade de vibração são baseadas em limites seguros de operabilidade dos equipamentos e seus componentes. Tais limites devem alertar quanto ao princípio dos mecanismos de falha, e não somente para a iminência de quebras. Uma vez que os rolamentos analisados neste estudo desenvolviam um estágio inicial de falha, assume-se que os valores que motivaram as intervenções de manutenção se encontram em um limite seguro.

Partindo desta hipótese e da formulação proposta por Almeida et. al. [2007], passa-se a assumir que os valores médios do Valor Global do envelope para as duas velocidades de rotação avaliadas constituirão o valor de referência para caracterização de um princípio de falha. Assim, um rolamento que opere com velocidade de rotação de 1.750 RPM estará em estágio inicial de falha sempre que o Valor Global do envelope estiver próximo a 2.340  $mG_{env}$  RMS. Para a velocidade de 3.550 RPM, próximo a 3.200  $mG_{env}$  RMS.

Os valores médios calculados constituem um bom critério de parada, mas os limites de alarme devem ser estabelecidos de modo a permitir uma ação programada da equipe de manu-

tenção de modo a reduzir os efeitos da falha. A distribuição normal de probabilidade pode auxiliar no estabelecimento das faixas de alarme, a exemplo do método estatístico anteriormente apresentado. A figura 84 apresenta a distribuição dos 14 pontos analisados para a velocidade de rotação de 3550 RPM. Os pontos estão distribuídos nas faixas em torno do Valor Global do envelope médio associado à velocidade de rotação de 3550 RPM.

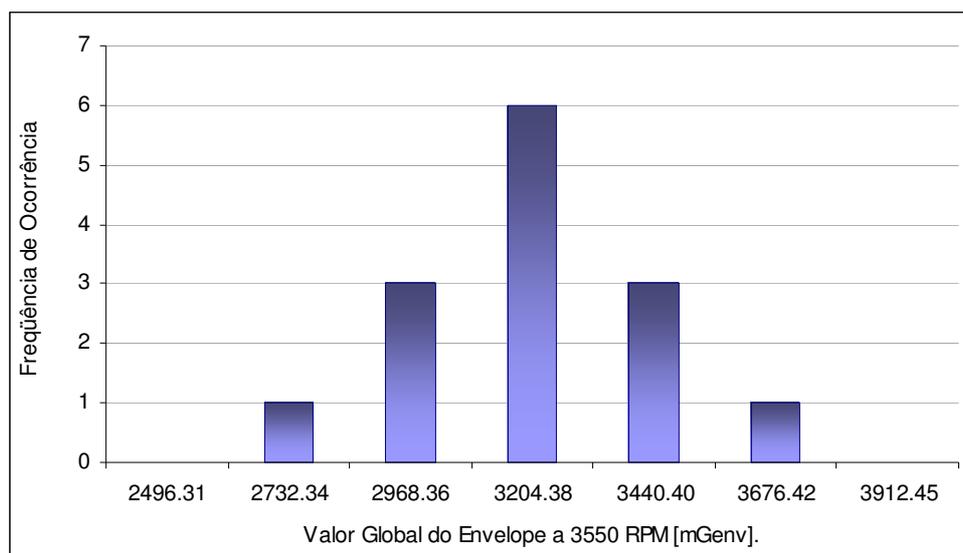


Figura 84 - Distribuição do Valor Global do envelope de aceleração em torno da média. Valores associados a velocidade de rotação de 3550 RPM.

A interpretação da figura permite afirmar que o Valor Global do envelope de aceleração para um rolamento com defeito segue a distribuição normal de probabilidade. Uma vez que apenas três pontos coletados estão associados a velocidade de rotação de 1750 RPM, assumi-se, por semelhança, que os mesmos também seguirão a distribuição normal.

A partir desta constatação, os limites de “Alerta” e “Crítico” poderão ser baseados nos intervalos de probabilidade conhecidos a partir do cálculo do desvio padrão. Os desvios padrão calculados foram de 90,623  $mG_{env}$  RMS para a velocidade de 1750 RPM, e 326,022  $mG_{env}$  RMS para 3550 RPM.

A aplicação da distribuição normal propicia que um nível de alarme possa ser estabelecido a partir de uma probabilidade daquela medição de vibração representar um defeito. Para este estudo de caso será assumido que o nível de “Alerta” acontecerá quando a probabilidade da medição representar um problema for de 0,1 %, equivalendo à aplicação de 3,090 desvios padrão. Uma interpretação física para esta inferência estatística é de que a cada 1000 eventos que transpuserem este limite de “Alerta”, um deles já terá desenvolvido um estágio inicial de falha. Um raciocínio análogo deve ser realizado para o limite “Crítico”. Passa-se a desejar que a probabilidade de detecção seja de 2 %, equivalendo a aplicação de 2,054 desvios padrão.

A fim de obter valores intermediários entre as médias calculadas para as duas velocidades de rotação, um ajuste dos valores médios a uma equação linear pode ser realizado. O mesmo procedimento pode ser adotado para os limites de alarme fixados, através de múltiplos da curva ajustada para o desvio padrão. A equação ajustada para os valores médios fica:

$$\text{Média} = 1.499,571 + 0,480228v_{RPM} \quad (54)$$

E para o desvio padrão:

$$\text{Desvio} = -50,7373 + 0,080777v_{RPM} \quad (55)$$

Onde  $v_{RPM}$  é a velocidade de rotação do eixo do equipamento, expressa em RPM.

A figura 85 apresenta a carta de severidade para o Valor Global do envelope de aceleração obtida estatisticamente. A comparação dos valores de vibração com os limites de alarme propostos comprova a efetividade do modelo estatístico proposto.

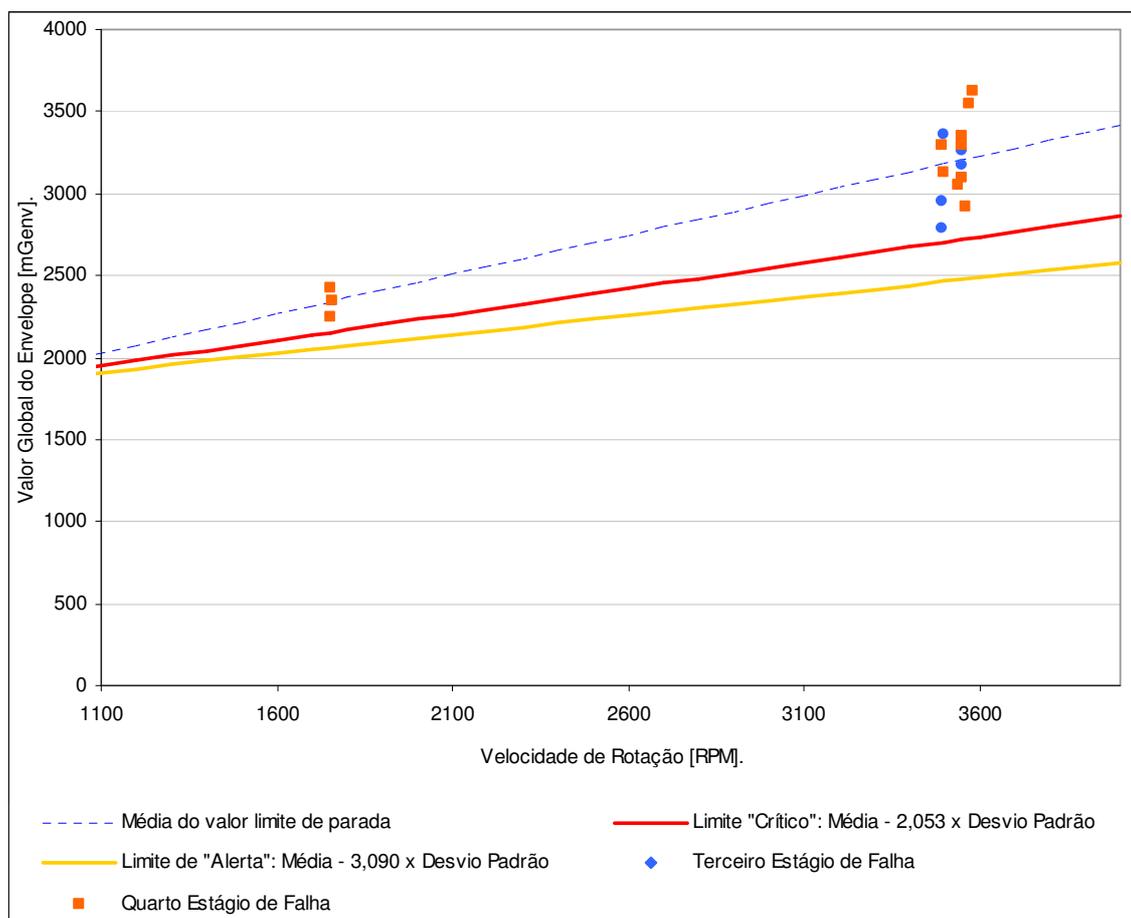


Figura 85 - Carta de severidade para o Valor Global do envelope de aceleração obtida para a amostra estudada, com os limites de "Alerta" e "Crítico" obtidos estatisticamente.

Uma alternativa interessante para aumentar a confiabilidade no processo de tomada de decisão é reduzir as faixas de alarme a fim de torná-las mais conservativas. Para a velocidade de rotação de 3550 RPM, por exemplo, reduzir o limite de “Alerta” para 2326 mG<sub>env</sub> RMS (3,72 desvios padrão) reduziriam a probabilidade de um defeito ocorrer para 0.01 %. Um limite “Crítico” de 2655 mG<sub>env</sub> (2,32 desvios padrão) demandariam a parada da bomba quando a probabilidade de um defeito ter ocorrido fosse de 1 %. A figura 86 apresenta a probabilidade de antecipar o defeito em função do Valor Global do envelope em que a faixa de alarme for posicionada. Reparar que a partir de um determinado valor de alarme não é mais possível conferir um ganho significativo de probabilidade de detecção. A figura apresenta os valores de probabilidade para as velocidades de rotação de 1750 e 3550 RPM.

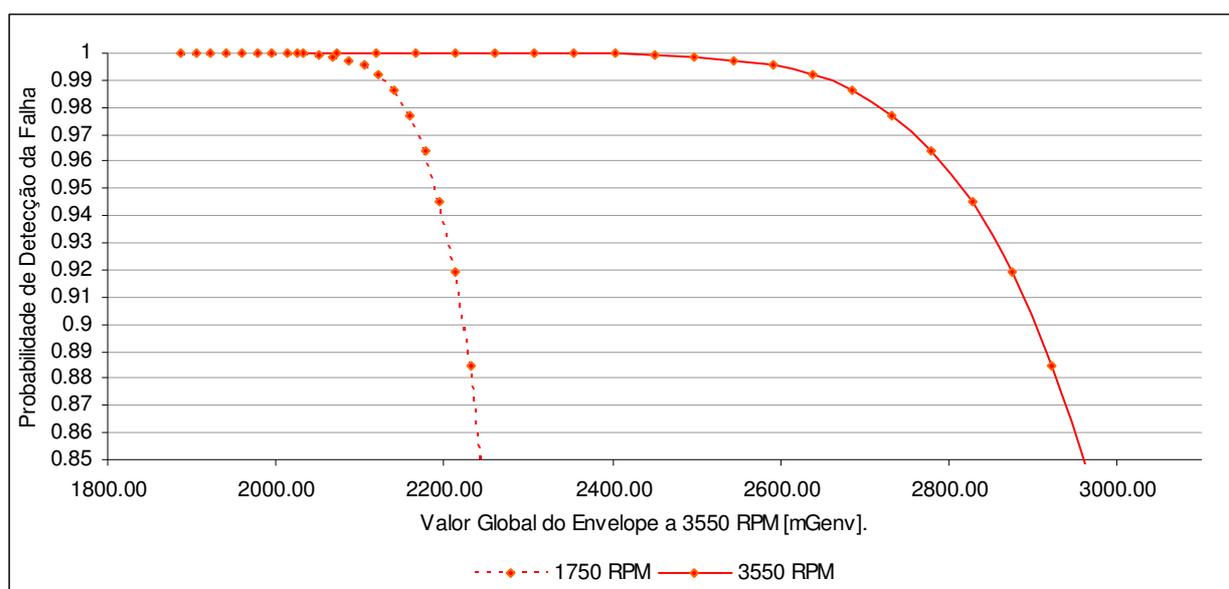


Figura 86 - Probabilidade de detecção de um defeito em um mancal de rolamento em função da faixa de alarme aplicada. Valores apresentados para as velocidades de rotação de 1750 e 3550 RPM.

### 3.4 Uma Rotina otimizada para monitoramento de moto-bombas centrífugas

A rotina preditiva atualmente aplicada pela COPESUL no monitoramento de suas moto-bombas centrífugas prevê medições quinzenais, abrangendo os seguintes pontos e variáveis:

- a) Mancal LA da Bomba Centrífuga
  - Direção Horizontal (tempo de medição aproximado – 60 segundos)
    - i. Valor Global em velocidade
    - ii. Espectro de velocidade
    - iii. Espectro do envelope de aceleração
  - Direção Vertical (tempo de medição aproximado – 45 segundos)
    - i. Valor Global em velocidade
    - ii. Espectro de velocidade
  - Direção Axial (tempo de medição aproximado – 45 segundos)
    - i. Valor Global em velocidade
    - ii. Espectro de velocidade
- b) Mancal LA do Motor Elétrico
  - Direção Horizontal (tempo de medição aproximado – 60 segundos)
    - i. Valor Global em velocidade
    - ii. Espectro de velocidade
    - iii. Espectro do envelope de aceleração
  - Direção Vertical (tempo de medição aproximado – 45 segundos)
    - i. Valor Global em velocidade
    - ii. Espectro de velocidade
  - Direção Axial (tempo de medição aproximado – 45 segundos)
    - i. Valor Global em velocidade
    - ii. Espectro de velocidade
- c) Mancal LOA do Motor Elétrico
  - Direção Horizontal (tempo de medição aproximado – 60 segundos)
    - i. Valor Global em velocidade
    - ii. Espectro de velocidade
    - iii. Espectro do envelope de aceleração
  - Direção Vertical (tempo de medição aproximado – 45 segundos)
    - i. Valor Global em velocidade
    - ii. Espectro de velocidade

Os tempos de medição são estimados com base na experiência de campo dos técnicos que executam a coleta, já contemplando os tempos de troca de posição do sensor. Esta estimativa é válida para o coletor de dados atualmente empregado na COPESUL, podendo variar para equi-

pamentos de outros fabricantes. Segundo esta estimativa, o tempo total empregado na coleta de dados de um conjunto moto-bomba centrífuga é de 6 minutos e 45 segundos.

Uma vez coletados os dados, os mesmos são transferidos ao sistema centralizado para interpretação por parte do analista de vibração. Nesta etapa, o tempo empregado na análise dos sinais de um equipamento pode variar, dependendo da amplitude dos valores e das características espectrais. Uma estimativa baseada na experiência da COPESUL aponta para 1 minuto, nas medições em que os valores de vibração não se encontram em alarme, podendo chegar a 15 minutos, nos casos em que a análise é mais complexa.

Este estudo deseja avaliar o tempo demandado para cumprir a rotina normal de monitoramento de um equipamento, ou seja, as medições de vibração nos períodos em que o equipamento encontra-se em condições normais de operação, isento de falhas. Esta premissa permite descartar o tempo estimado para os casos mais complexos, assumindo um tempo de análise de 1 minuto por conjunto moto-bomba centrífuga.

Um dos indicadores avaliados pela COPESUL para atestar a qualidade dos serviços de manutenção executados é o Tempo Médio entre Falhas (TMEF), ou seja, o período médio entre duas intervenções de manutenção consecutivas em um mesmo equipamento. A experiência dos últimos anos aponta para um TMEF de 42 meses considerando todo o parque de bombas da COPESUL. Vale ressaltar que nem todas as falhas que ocorrem após esta estimativa de tempo envolvem componentes monitoráveis pela análise de vibração (caso do selo mecânico, por exemplo). Dada a indisponibilidade de dados mais específicos, e a necessidade de encontrar uma estimativa para a frequência de análises de vibrações mais complexas (próximas à falha), será assumido um período de 42 meses entre as falhas detectáveis pela análise de vibração.

Outro fator a considerar são as medições de maior complexidade que obrigatoriamente serão executadas sempre que uma falha detectável ocorrer. Neste caso, assume-se que uma análise complexa será demandada no momento da detecção da falha, e outra no retorno de manutenção, a fim de confirmar a efetividade do trabalho executado.

O valor da mão de obra estimado para a tarefa de coleta de dados é de R\$ 30,00 por hora trabalhada (valor estimado do homem-hora de um técnico de manutenção preditiva em outubro de 2007). Já para um analista de vibração, a estimativa é de R\$ 50,00 por hora trabalhada. De posse destes dados, passa-se a compor uma estimativa de custo para o monitoramento de um conjunto moto-bomba centrífuga por um período de 42 meses (TMEF).

- Número de coletas de dados a serem executadas: 84
- Quantidade de análises simples: 82

- Quantidade de análises complexas: 2
- Total de horas trabalhadas pelo técnico de preditiva: 8,4 horas
- Total de horas trabalhadas pelo analista de vibração: 1,87 horas
- Estimativa do custo de mão de obra atualmente praticado para monitoramento de uma moto-bomba, em 42 meses de operação: R\$ 376,83

### 3.4.1 Proposta 1: Aplicação do Valor Global do Envelope de Aceleração

A observação dos resultados para a amostra pesquisada permite concluir sobre a relativa ineficiência do Valor Global de velocidade para a detecção das falhas dos mancais de rolamento. A presente proposta visa introduzir a medição do Valor Global do envelope de aceleração na rotina de monitoramento, sanando esta carência. Vale ressaltar que a deficiência do Valor Global de velocidade é específica para as falhas de rolamentos, sendo que ele permanece como parâmetro eficiente para problemas de desalinhamento, desbalanceamento, tensionamento, entre outros.

Nos conjuntos moto-bomba centrífuga as medições de vibração na direção axial são realizadas com o intuito de detectar problemas de desalinhamento e tensionamento, principalmente. Problemas de desalinhamento podem decorrer da intervenção de manutenção, uma vez que os equipamentos são removidos de sua base para a oficina. As intervenções corretivas demandam abertura de conexões flangeadas para remoção de tubulações e substituição de juntas de vedação, e a conexão dos flanges pode promover modificações de posição dos pontos acoplados à bomba. Estes tensionamentos provocam deformações no corpo da bomba, podendo alterar significativamente o comportamento vibratório. Todas estas anormalidades podem ser detectadas pela medição de vibração logo após a entrada do equipamento em marcha, e pequenos ajustes podem ser realizados para saná-las.

Uma vez que a grande maioria dos problemas manifestados na direção axial é detectada na partida, seu acompanhamento na rotina normal de monitoramento pode ser dispensado, salvas as exceções. Uma complementação de diagnóstico poderá ser realizada em análise pré-reparo, a fim de confirmar as suspeitas de desalinhamento que venham a ocorrer.

Também é fato que a análise espectral gera parâmetros mais que suficientes para a tomada de decisão. Em contrapartida, o tempo empregado pelo analista de vibração neste tipo de análise é comprovadamente superior. A análise de um valor único, com referenciais de “Alerta” e “Crítico” adequados mostra-se simples, e muito mais ágil.

No presente trabalho foi executada avaliação em uma amostra de 17 conjuntos motor-bomba centrífuga que comprovadamente tivessem sofrido falhas em seus rolamentos. O Valor

Global de velocidade não apresentava níveis críticos em nenhum dos equipamentos analisados. O Valor Global do envelope de aceleração calculado a partir dos espectros do envelope proporcionou que estatisticamente fossem obtidos os níveis de “Alerta” e “Crítico”, conferindo à medição de banda-larga a robustez necessária à análise de rolamentos. Considerando as velocidades de rotação presentes na amostra, os valores de referência para análise propostos são:

Velocidade de Rotação	Valor Global do Envelope		Probabilidade de Defeito	
	Alerta	Crítico	Alerta	Crítico
1750 RPM	2060 mG <sub>env</sub>	2150 mG <sub>env</sub>	0,1 %	2,0 %
3550 RPM	2475 mG <sub>env</sub>	2720 mG <sub>env</sub>		

Tabela 8 - Critério COPESUL para avaliação de rolamentos pelo Valor Global do envelope de aceleração.

Os valores de referência para avaliação do Valor Global em velocidade serão os mesmo estabelecidos pela NBR 10082 e análogas.

A proposta sugere a modificação da rotina normal de monitoramento, na qual passam a ser monitorados apenas os seguintes pontos:

a) Mancal LA da Bomba Centrífuga

Direção Horizontal (tempo de medição aproximado – 45 segundos)

- i. Valor Global em velocidade
- ii. Valor Global do envelope de aceleração

b) Mancal LA do Motor Elétrico

Direção Horizontal (tempo de medição aproximado – 45 segundos)

- i. Valor Global em velocidade
- ii. Valor Global do envelope de aceleração

c) Mancal LOA do Motor Elétrico

Direção Horizontal (tempo de medição aproximado – 45 segundos)

- i. Valor Global em velocidade
- ii. Valor Global do envelope de aceleração

Os pontos suprimidos da rotina normal passam a ser medidos somente quando os valores acompanhados pela nova rotina apresentarem nível de “Alerta”. A rotina detalhada contemplará a totalidade dos pontos atualmente medidos, e somente sua análise poderá originar recomendações de manutenção corretiva.

A partir da expectativa de um TMEF de 42 meses e assumindo que análises detalhadas serão executadas, na saída para manutenção e no retorno do equipamento à operação, passa-se à estimativa do custo de monitoramento de um conjunto motor-bomba centrífuga a partir da proposta. Os mesmos valores de mão de obra são considerados.

- Número de coletas de dados simples a serem executadas: 82
- Número de coletas complexas a serem executadas: 2
- Quantidade de análises simples: 82
- Quantidade de análises complexas: 2
- Total de horas trabalhadas pelo técnico de preditiva: 3,07 horas
- Total de horas trabalhadas pelo analista de vibração: 0,73 horas
- Considerando a proposta, estimativa do custo de mão de obra para monitoramento de uma moto-bomba, em 42 meses de operação: R\$ 128,64

#### 3.4.2 Proposta 2: Coleta e análise executadas pelo técnico de preditiva

A significativa redução de complexidade que a rotina de monitoramento simplificada proporciona permite ao próprio técnico responsável pelas coletas participar da tomada de decisão. Sempre que o Valor Global medido no campo transpuser os critérios de avaliação para aquele equipamento, o próprio técnico poderá optar pela coleta detalhada, para posterior ação do analista. A estimativa de custo desta proposta fica:

- Número de coletas de dados simples a serem executadas: 82
- Número de coletas complexas a serem executadas: 2
- Quantidade de análises complexas: 2
- Total de horas trabalhadas pelo técnico de preditiva: 3,07 horas
- Total de horas trabalhadas pelo analista de vibração: 0,5 horas
- Considerando a proposta, estimativa do custo de mão de obra para monitoramento de uma moto-bomba, em 42 meses de operação: R\$ 117,25

A estimativa de redução do custo de mão de obra para a segunda proposta chega a 68%. A figura 87 apresenta um comparativo entre o custo de monitoramento de um conjunto motor-bomba centrífuga para as diferentes situações aqui estudadas.

Vale ressaltar que esta estimativa pode mudar se passarmos a tratar de uma população de bombas centrífugas de diferentes portes, onde a potência e capacidade do equipamento, tamanho e posição dos rolamentos, poderão implicar em diferentes pontos de medição de vibração, de modo a produzir dados de análise mais representativos.

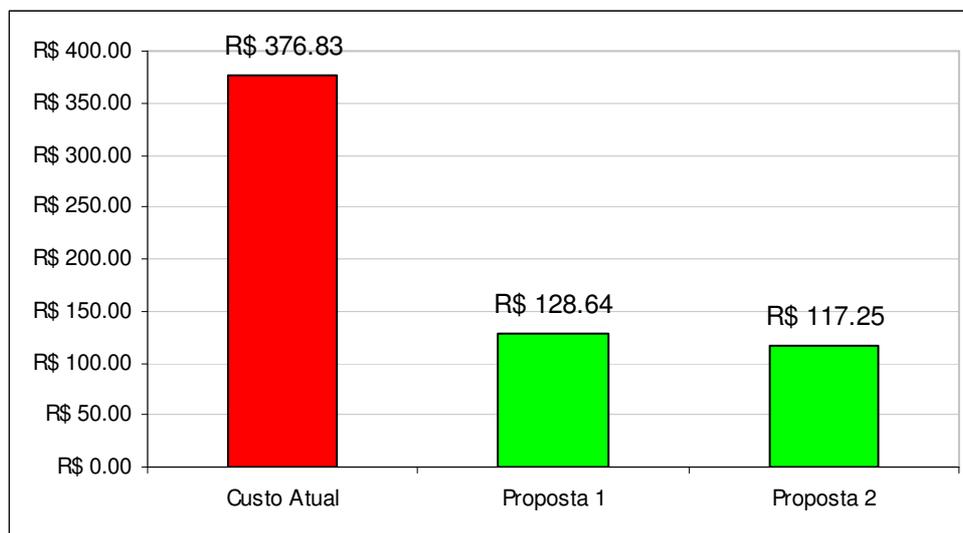


Figura 87 - Comparativo entre o custo de monitoramento de um conjunto motor-bomba centrífuga para um período operacional de 42 meses. Estimativa com base em valores fornecidos pela COPESUL.

Vale ressaltar que a possibilidade de ganhos transcende a expectativa financeira, uma vez que a equipe de preditiva passa a dispor de mais tempo para desenvolver estudos com maior detalhamento, ou mesmo intensificar a frequência de leituras e análises espectrais em equipamentos específicos. Uma alternativa, que promoveria um significativo incremento da confiabilidade operacional dos conjuntos motor-bomba centrífuga, seria aumentar a frequência de leituras de vibração além da quinzenal atualmente aplicada.

Independente dos ganhos financeiros ou do incremento de confiabilidade operacional proporcionados por este trabalho, a metodologia aqui proposta possibilitou o desenvolvimento de uma ferramenta de manutenção preditiva bastante robusta, dotada não somente de uma técnica de monitoramento de condição, mas também dos referenciais práticos que facilitarão o processo de tomada de decisão. As técnicas de diagnóstico aplicadas em equipamentos rotativos devem passar por constante aprimoramento, aumentando continuamente a precisão de diagnóstico dos profissionais de manutenção preditiva.

#### 4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Ao final de uma extensa revisão bibliográfica, do desenvolvimento de uma metodologia de avaliação, da coleta e do tratamento de dados significativos, uma série de considerações pode ser realizada em torno do tema abordado neste trabalho.

Apesar da cultura da manutenção preditiva já estar bastante difundida na indústria brasileira, o tema ainda carece de discussão e amadurecimento. É notável a carência de literatura abrangente e com grau de detalhamento que propicie ao homem de manutenção explorar com maior amplitude as técnicas já desenvolvidas. Uma lacuna bastante grande faz-se notar em torno do tema análise de sinais, onde as melhores técnicas e os desenvolvimentos mais recentes permanecem sob tutela de fabricantes de equipamentos norte-americanos e europeus.

A análise de vibrações permanece como método eficiente para monitoramento da condição de equipamentos rotativos. A possibilidade de antecipar as quebras propicia melhor planejamento das intervenções de manutenção, com maior economia de recursos financeiros, consumo otimizado de materiais, e principalmente, com menor exposição dos recursos humanos ao risco envolvido nas tarefas de manutenção corretiva.

Contudo, a correta aplicação da técnica demanda um conhecimento superior das características de projeto do equipamento analisado, permanecendo a máxima de que é necessário “conhecer” para melhor “prever”. A compreensão detalhada do projeto da máquina passa obrigatoriamente pelo conhecimento das relações de causa e efeito entre projeto e comportamento dinâmico. A aplicação de componentes de diferentes tecnologias e formas, materiais de construção de última geração, ajustes mecânicos e acabamentos superficiais controlados, enfim, cada variável de projeto impactará diretamente no comportamento dinâmico do equipamento em operação. O resultado desta soma de sinergias é a identificação dos pontos fracos de um projeto, e o encaminhamento de melhorias que visam o gradual incremento da vida útil do equipamento. A desejada “falha zero” dos conceitos modernos de manutenção deve ser o objetivo deste processo.

Em um ambiente industrial globalizado e de extrema competitividade, a manutenção passa a ser tratada como função estratégica, fator crítico de sucesso das organizações. Os custos envolvidos transcendem as perdas materiais inerentes a manutenção física do equipamento, ganhando maior dimensão ao considerar os lucros cessantes associados e perda momentânea da capacidade produtiva das instalações.

As normas técnicas e cartas de severidade de vibrações disponíveis na literatura são baseadas nas medições de vibração em banda larga para definir limites de avaliação. Os padrões mais

atuais, tais como a NBR 10082, utilizam-se da medição eficaz do Valor Global de velocidade para estabelecer os limites de “Alerta” e “Crítico” para os equipamentos rotativos.

A literatura pesquisada aponta algumas deficiências dos planos de monitoramento baseados na simples leitura do Valor Global de velocidade. Tal observação vem ao encontro das expectativas em relação à avaliação de mancais de rolamento, uma vez que a massa de um componente do mancal é milhares de vezes inferior a massa da carcaça do equipamento. Vescovi [2000] comenta a dificuldade de monitorar rolamentos sem conhecer as funções de transferência das carcaças que os contém. É muito provável que a energia dissipada pelos componentes do rolamento só seria detectável após um avançado estágio de deterioração, para não mencionar a completa destruição do componente.

O Valor Global de velocidade se mostra fortemente influenciado pelos fenômenos que se manifestam nas baixas frequências do espectro de velocidade. Nos equipamentos rotativos este é o caso de desalinhamentos, desbalanceamentos, deformação de bocais devida a desalinhamento de flanges das tubulações, defeitos estruturais na base de apoio. Em estágios iniciais de falha, as frequências características dos defeitos dos rolamentos permanecem imperceptíveis em meio às frequências associadas aos fenômenos anteriormente citados. Se faz necessário localizar em meio ao espectro a região onde o sinal do rolamento se mostra mais nítido, o que ocorrerá na região de altas frequências.

É sabido que a amplitude associada aos fenômenos que se manifestam em altas frequências torna-se mais nítida em medições de aceleração. A técnica do envelope vem ao encontro desta necessidade, onde o sinal de aceleração em alta frequência é filtrado de modo a facilitar a detecção das frequências das séries de impacto que caracterizam os estágios iniciais de falha do rolamento. Uma vez filtrado e no domínio do tempo, o sinal tem sua amplitude demodulada pela aplicação da Transformada de Hilbert. O resultado desta operação é o conhecido envelope do sinal. A análise do espectro de frequências do envelope finalmente revelará as frequências de interesse.

O presente trabalho investigou a efetividade das cartas de severidade de vibração disponíveis na literatura. A investigação foi realizada em uma amostra de moto-bombas centrífugas que tiveram a falha de seus rolamentos previamente detectada pela técnica do envelope de aceleração. Na totalidade dos casos investigados, os critérios pré-estabelecidos para o Valor Global de velocidade não mostraram a efetividade desejada.

Esta constatação permitiu afirmar que o monitoramento das moto-bombas centrífugas permaneceria dependente de mais de uma variável. O cálculo de um Valor Global a partir dos espectros do envelope de aceleração foi proposto a fim de simplificar a análise através desta fer-

ramenta. Uma vez que se dispunha do espectro do envelope de aceleração no instante da falha, seguiu-se o procedimento já aplicado com sucesso por Almeida et. al. [2007] para obtenção do referido Valor Global. O resultado foi um valor numérico único capaz de informar sobre a condição do rolamento no instante da falha.

A amostra estudada permitiu concluir sobre a efetividade do método para a detecção de falhas em estágios iniciais. O trabalho de Berry et. al. [1997] apresenta classificação para os diferentes estágios das falhas iniciais. No 1º estágio os defeitos ainda são sub-superficiais e possuem difícil detecção. No 2º surgem os primeiros defeitos superficiais, e com eles, a manifestação das frequências de defeito, perceptíveis pela observação do espectro de frequências em escala logarítmica. Defeitos perceptíveis a olho nu caracterizam o 3º estágio, com as frequências de defeito já perceptíveis em escala linear. O 4º estágio reflete o espalhamento dos defeitos, com o aumento da amplitude de todo o espectro. Uma vez que, na amostra estudada, a análise espectral do envelope possibilitou a identificação de falhas de 3º e 4º estágios, acredita-se que o Valor Global do envelope calculado a partir destes espectros possa proporcionar análises de precisão semelhante.

Em contrapartida, a amostra não possibilitou concluir sobre a influência da lubrificação por óleo ou graxa no Valor Global do envelope. Almeida et. al. [2007] recomenda limites mais conservativos para os rolamentos lubrificados a óleo (aproximadamente 15% para velocidades de rotação de 1750 RPM, e 30% para 3550 RPM). Naquele estudo, os rolamentos eram substituídos quando apresentavam danos bastante severos, ao passo que no presente trabalho os rolamentos apresentavam falhas nos 3º e 4º estágios iniciais. Acredita-se que a vantagem da lubrificação por graxa faz-se sentir nos estágios avançados de falha, onde um aumento da frequência de re-lubrificação costuma ser empregado como medida paliativa a manutenção do equipamento em serviço, até que parada programada para manutenção seja possível [Yacubsohn, 1983].

Os limites de parada calculados no presente trabalho se mostraram em torno de 60% mais conservativos que os recomendados pela principal referência bibliográfica. Para a velocidade de rotação de 1750 RPM o valor médio calculado foi de 2340  $mG_{env}$ , contra os 6600  $mG_{env}$  recomendados por Almeida et. al. [2007]. Nesta mesma referência, para a velocidade de rotação de 3550 RPM, o valor médio calculado foi de 3200  $mG_{env}$ , contra os 8100  $mG_{env}$  recomendados.

A principal justificativa para esta defasagem é a diferença entre os estágios de falha nos quais os rolamentos foram substituídos, sendo que Almeida et. al. [2007] encontrava os rolamentos bastante avariados. No presente trabalho, a totalidade dos rolamentos apresentava falhas em estágios iniciais. As bombas centrífugas que operam em processos petroquímicos são responsáveis pela transferência de fluidos muitas vezes inflamáveis ou nocivos ao meio ambiente e as pessoas. Níveis diminutos de vibração devem ser buscados nestes casos, uma vez que oscilações

bruscas do eixo podem provocar falhas da selagem destes equipamentos. O selo mecânico de uma bomba sofrerá falha muito antes da progressão do dano do rolamento a estágios avançados.

O Valor Global do envelope obtido representava o comportamento vibracional do rolamento no instante da falha. A aplicação de método estatístico, a partir da distribuição normal de probabilidade, proporcionou o estabelecimento de critérios de “Alerta” e “Crítico” específicos. A amostra estudada contemplava apenas equipamentos com velocidade de rotação de 1750 e 3550 RPM, possibilitando que curvas de severidade fossem obtidas apenas por ajuste linear. A aplicação da técnica em equipamentos com velocidades de rotação em diferentes faixas mostra-se uma boa oportunidade para futuros desenvolvimentos.

Uma variação dos critérios de avaliação calculados (faixas de alarme) a partir do método estatístico se fez notar de acordo com a velocidade de rotação. Um ponto a ser revisitado é com relação à quantidade de equipamentos presentes na amostra que operam com a velocidade de rotação em torno de 1750 RPM. Uma vez aumentada esta fração da amostra, melhor confiabilidade será proporcionada ao cálculo da média e do desvio padrão associados. Outra oportunidade de aprofundamento é verificar o comportamento do desvio padrão para uma maior diversidade de velocidades de rotação. Ainda com relação aos níveis de alarme calculados, um aumento significativo da confiabilidade do método de detecção pode ser explorado através da variação do número de desvios padrão correspondentes a cada faixa de alarme.

Os fenômenos vibracionais que se manifestam em baixas frequências, tais como desbalanceamento, desalinhamento, e tensionamento, permanecem sendo detectados com eficiência pelo Valor Global de velocidade. A disponibilidade de cartas de severidade que correspondem bem a estas expectativas, aliada a possibilidade de se detectar as falhas de rolamento através do Valor Global do envelope, traz à luz a viabilidade de um modelo de monitoramento simplificado e robusto com acompanhamento de apenas duas variáveis. A apresentação de uma proposta concreta para aplicação na amostra estudada atesta o atendimento do principal objetivo deste trabalho.

A NBR 10082 define as faixas de alarme de acordo com a potência do equipamento. Os resultados observados a partir da amostra não indicam uma relação direta entre a potência do equipamento e o Valor Global do envelope. Assim, o estabelecimento de um critério comum para ambas as variáveis passa a ser sugestão para futuras abordagens deste tema.

A análise de viabilidade econômica do modelo aponta para uma economia de até 66% no custo de mão de obra para um período operacional de 42 meses. A maior disponibilidade de recursos humanos possibilitaria um incremento na frequência de leituras de vibração, e um aumento significativo na confiabilidade operacional. Uma maior disponibilidade de corpo técnico qua-

lificado permitiria análises de falha mais precisas, identificando os pontos fracos do projeto dos equipamentos, recomendando e promovendo as modificações necessárias ao aumento da disponibilidade do equipamento em serviço. Um ponto a ser considerado é a carência de análises espectrais no período em que os valores globais permanecerem abaixo dos limites de alarme, não demandando uma análise mais detalhada.

O conceito de manutenção autônoma tem gradualmente ganhado espaço nas indústrias petroquímicas, com os técnicos de operação desempenhando pequenas atividades de manutenção nos equipamentos sob sua responsabilidade. Uma análise de vibrações simplificada e precisa, aliada a disponibilidade de equipamentos de medição ágeis e de fácil operação, proporcionaria ao próprio técnico de operação avaliar a condição física dos equipamentos rotativos. Neste sentido, a consolidação do método estará diretamente ligada a sua abrangência, conseqüência direta da extensão da amostra estudada a uma maior variedade de equipamentos.

Apesar da eficiente aplicação do Valor Global, a análise espectral não perde espaço. Pelo contrário, passa a ser demandada para o desenvolvimento de análises mais detalhadas e freqüentes, em equipamentos de maior criticidade operacional.

O desenvolvimento de novas técnicas de manutenção preditiva decorre da observação de parâmetros que variam de acordo com a condição física do equipamento em serviço. Equipamentos desgastados apresentarão elevação de sua temperatura, ruído, vibração. Partículas se desprenderão de mancais danificados, ficando reclusas em seu lubrificante. Muito do futuro das técnicas preditivas estará em saber explorar o que de melhor cada técnica pode fornecer em cada aplicação, muitas vezes realizando associações entre seus resultados. Seria possível obter grupos adimensionais que compreendessem esta gama de técnicas aplicáveis? Quais seriam seus limites para aplicação? A busca da resposta a estes questionamentos poderá servir de estímulo a futuros desenvolvimentos.

Por fim, pode-se concluir que a metodologia proposta por este trabalho proporcionou o aperfeiçoamento da já tradicional técnica do envelope de aceleração para detecção de falhas em mancais de rolamento. A possibilidade de obter um Valor Global calculado a partir do espectro do envelope torna a detecção dos defeitos de rolamentos mais simples, proporcionando significativas simplificações às rotinas de coleta e análise de dados atualmente aplicadas na manutenção industrial.

## 5 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Affonso, L. O. A. **Equipamentos Mecânicos: Análise de Falhas e Solução de Problemas**; Rio de Janeiro: Qualitymark: PETROBRAS 2002.

Almeida, M. T.; Góz, R. D. S.; **Análise de Vibrações: Medida e Diagnósticos**. Apostila do Curso realizado na FUPAI, Itajubá, Brasil, 2006.

Almeida, M. T.; Góz, R. D. S. **Análise de Vibrações Avançada: Rolamentos e Engrenagens**. Apostila do Curso realizado na FUPAI, Itajubá, Brasil, 2007.

Almeida, M. T.; ROCHA, L. F. R.; **Confiabilidade dos Métodos Clássicos de Análise de Falhas em Rolamentos na Indústria do Papel**. *Revista de Acústica e Vibrações*. SOBRAC - FLORIANÓPOLIS - SC, v. 1, n. 34, p. 12-19, 2004.

Almeida, M. T. ; Almeida, F. R. V.; **Diagnósticos de Vibrações em Máquinas Rotativas Moduladas em Amplitude**. *Nova Manutenção y Qualidade*, Rio de Janeiro, v. 11, n. 58, p. 24-29, 2005.

API Standard 682. **Pumps – Shaft Sealing System for Centrifugal and Rotary Pumps**. Segunda Edição. American Petroleum Institute. Washington D.C. 2002.

ARATO JR. A., **Manutenção Preditiva Usando Análise de Vibrações**. 1ª ed. Editora Manole Ltda, 2004.190 p.

Baxter, N.; **What is the future of Predictive Maintenance**. *Sound and Vibration Magazine*; 38 no. 5, EUA, maio de 2004.

Bebbe, R., **Use PdM to optimize pumps overhauls**. *Hydrocarbon Processing (International Edition)* 62. nr. 4 44-8, Abril de 2003.

Berry, J. E. 1997. **Tracking of rolling element bearing failure stages using both vibration signature analysis as well as high frequency enveloping and demodulation special techniques** (Terceira Edição). Technical Associates of Charlotte, P.C., Charlotte, Carolina do Norte. EUA. 64 p.

**Biblioteca Virtual do Estudante Brasileiro**. “Manutenção Preditiva”. Disponível em: <http://www.bibvirt.futuro.usp.br/content/download/6227/50523/file>  
Acesso em 07 de agosto de 2007

**Biblioteca Virtual do Estudante Brasileiro**. “Mancais de Rolamento 1”. Disponível em: <http://www.bibvirt.futuro.usp.br/content/download/6240/50679/file>  
Acesso em 07 de agosto de 2007

**Biblioteca Virtual do Estudante Brasileiro**. “Mancais de Rolamento 2”. Disponível em: <http://www.bibvirt.futuro.usp.br/content/download/6241/50691/file>  
Acesso em 07 de agosto de 2007

**Biblioteca Virtual do Estudante Brasileiro**. “Análise de Vibrações”. Disponível em: <http://www.bibvirt.futuro.usp.br/content/download/6255/50859/file>  
Acesso em 07 de agosto de 2007

Bloch, H. P.; **Vibration Limits: is there a consensus?**. Hydrocarbon Processing (International Edition) 85 no. 4, pp 9-10, Abril de 2006.

Brüel & Kjaer; **Machine Health Monitoring using Vibration Analysis** (notas de aula). Curso “Machine Health Monitoring”, Canadian Acoustical Association. Vancouver, Canadá. 17 a 19 de outubro de 1983.

Brüel & Kjaer Vibro. **Data Colector System – 2526 Series**. Publicação BPD0005 EN-13. Naerum, Dinamarca, 1998.

Brüel & Kjaer Vibro. **Piezolectric Accelerometer – Charge Accelerometer – type 4391, 4391 S and 4391 V**. Publicação BP2039-13. Naerum, Dinamarca, maio de 2007.

Brüel & Kjaer Vibro. **Vibration Transducers and Signal Conditioning – Lecture Notes**. Publicação BA7675-12. Naerum, Dinamarca, 1998.

CESA, A. Levantamento Experimental de Vibração em Rolamento com Defeito Pré-estabelecido no Anel Externo. UFRGS, Porto Alegre, Brasil, 2006. Dados experimentais para dissertação de mestrado.

**COPESUL, 2007. Informações sobre o Processo Produtivo**. Disponível em: <http://www.copesul.com.br/site/index.htm>. Acesso em 17 de agosto de 2007.  
Acesso em 09 de outubro de 2007

Cunha, R. C.; **Análise do Estado de Conservação de um Redutor de Velocidade Através da Técnica de Partículas de Desgaste no Óleo Lubrificante Auxiliada Pela Análise de Vibrações**. Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira da Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, Ilha Solteira, Brasil, junho de 2005.

Discenzo, F. M.; Chung, D.; Loparo, K. A., **Pump Condition Monitoring Using Self-Powered Wireless Sensors**; Sound and Vibration Magazine, 40 no. 5, EUA, maio de 2006.

Doan, D. D.; Plummer, M. C. **Condition Monitoring Methods for Vane Axial Fans**; Sound and Vibration Magazine, EUA, junho de 2003.

Dular, M.; Stoffel, B.; Sirok, B.; **Development of a Cavitation Erosion Model**; Wear 261 (2006) 642 – 655, EUA, 2006.

Gellrich, R.; Kunz, A.; Beckmann, G.; Broszeit, E.; **Theoretical and Practical Aspects of the wear of Vane Pumps – Part A. Adaptation of a model for predictive wear calculation**; Wear, 181 – 183 (1995) 862 – 867, EUA, 1995.

Henn, E. A. L. **Máquinas de Fluido** – Santa Maria, Brasil: Editora UFSM, 2001.

Kardec, A.; Nascif, J.; Baroni, T.; **Gestão Estratégica e Técnicas Preditivas**, ABRAMAN Associação Brasileira de Manutenção, Qualitymark. Rio de Janeiro, 2002.

Lipovszky, G. Vibration testing of machines and their maintenance / Lipovszky, Károly Sóll-yomvári, e Gabor Varga. Studies in mechanical engineering; v. 10 / Elsevier Science Publishers, Amsterdam, Holanda, 1990 - O processo de desgaste em máquinas [capítulo 2, pp 15-23]

Mattos, E. E. ; Falco, R. **Bombas Industriais** – 2 ed. – Rio de Janeiro : Interciência, 1998

Mitchell, J. S. ; **From Vibration Measurements to Condition Based Maintenance – Seventy Years of Continous Progress**, Sound and Vibration Magazine, EUA, Janeiro de 2007.

Moubray, J. – **Reliability-centered Maintenance**, Second Edition, Butterworth Heinemann, London UK, 1997.

**NBR 10082** – “Vibração mecânica de máquinas com velocidades de operação de (600 a 12000) RPM - Bases para especificação e padrões de avaliação”. ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas, publicada em novembro de 1987.

Nilsson, R.; Svahn, F.; Olofsson, U.; **Relating Contact Conditions to Abrasive Wear**; Wear 261 (2006) 74-78, EUA, 2006.

**NSK, 2001. NSK Bearing Doctor**. Disponível em: [http://www.nsk.com.br/pag\\_cat\\_bdoc1.pdf](http://www.nsk.com.br/pag_cat_bdoc1.pdf)  
Acesso em 20 de abril de 2007

Randall, R. B.; Tech, B.. **Frequency Analysis**. Brüel & Kjaer, Dinamarca, Setembro de 1987.

Randall, R. B.; **State of Art in Monitoring Rorating Machinery**; Partes 1 e 2; Sound and Vibration Magazine; EUA, 38 no. 4 e 5, março e abril de 2004.

Rao, S. S.; **Mechanical Vibrations** – 4<sup>th</sup> Edition, Pearson Pertince Hall, New Jersey – USA, 2004

Sayer, R. J.; **Finit Element Analysis** – A Numerical Tool for Machinery Vibration Analysis; Sound and Vibration Magazine; EUA, 38 no 4, maio de 2004

Scheite, W. 1992. **Better Bearing Vibration Analysis** – Hydrocarbon Processing, pp. 57-64, EUA.

**SKF, 2007. Catálogo de Engenharia Interativo**. Disponível em:  
<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/calculationsFilter?lang=pt&newlink=&prodid=&action=Calc1>

Acesso em 30 de julho de 2007

**SKF, Manual SKF de Manutenção de Rolamentos**. São Paulo, Brasil, 1997.

**SULZER. Sulzer Technical Review**, 1º semestre de 2002 – Alemanha, 2002

Tallian, T. E.: **Progress in rolling bearing vibration research and control**. ASLE Transactions, No. 3, 1965

Tamagna, A. **Elementos de Vibração Aplicados à Manutenção Preditiva**; Porto Alegre: PRO-MEC / UFRGS: Apostila da Disciplina de Tópicos Especiais em Mecânica dos Sólidos: Manutenção Preditiva: 2004.

Vescovi, O. L. D. 2000. Dissertação de Mestrado “Demodulação de Amplitude Através da Transformada de Hilbert Como Ferramenta de Diagnóstico de Mancais de Rolamento em Uma População de Equipamentos Rotativos”, PROMEC / UFRGS, Porto Alegre, Brasil.

WEG. **Motores Elétricos de Corrente Alternada**. Catálogo Técnico WEG Mod. 050.04/112006. Jaraguá do Sul, Brasil, 2006

Wikipédia, 2007 - Jean-Baptiste Joseph Fourier (Biografia). **Disponível em:**  
[http://pt.wikipedia.org/wiki/Jean-Baptiste\\_Joseph\\_Fourier](http://pt.wikipedia.org/wiki/Jean-Baptiste_Joseph_Fourier)  
Acesso em 09 de outubro de 2007

Wikipédia, 2007 - David Hilbert (Biografia). **Disponível em:**  
[http://pt.wikipedia.org/wiki/David\\_Hilbert](http://pt.wikipedia.org/wiki/David_Hilbert)

Yácubsohn, R. V., **El Diagnostico de Fallas por Analisis Vibratorio** – 1ª Edição, Die Technik LTDA., São Paulo – Brasil, 1983

## ANEXOS

## ANEXO I – Configurações do Coletor Brüel &amp; Kjær 2526 E

## Specifications 2526 Series

<p>Unless otherwise stated, all specifications refer to both 2526 MK2 and 2526E Data Collectors</p> <p><b>GENERAL:</b>  <b>Display:</b>  128 x 128 dots Super Twist LCD. Manual and temperature compensated contrast regulation.  Backlight Display (2526 MK2 only)  Number of Display Lines..... 16  Number of Characters per Line..... 21</p> <p><b>Power Supply:</b>  Charger..... ZG0341 (charge time 4hrs)  2526 MK2 Only:  Battery Pack..... ZG0340 (7.2V @ 1.8Ah)  Operation Time..... 8hrs (normal usage)  (can be reduced by 1 hour with extensive use of backlight)  2526E Only:  Battery Pack..... ZG0349 (7.2V @ 1.8Ah)  Operation Time..... 7hrs under normal usage</p> <p><b>Measurement Storage:</b>  Memory 2526E/2526 MK2..... 2/3 Mbyte  (~ 1.5 Mbyte program, route data 560kbyte  (2526E + 7111, 7112) or 1760kbyte (2526  MK2 + standard program)</p> <p>The number of measurements stored depends on measurement type and package installed i.e.</p>		<p>Output/Supply..... 6.2V/100mA  Note that this input can be used with the MM0024, or other digital input sources</p> <p><b>High Pass Filter:</b>  Lower Limiting Freq. (-0.1dB)..... 1, 3, or 10Hz  Filter Slope..... 60dB/decade</p> <p><b>Integrators:</b>  One or two Integrations (Velocity and Displ.)  Lower Limiting Freq..... 1Hz  Upper Limiting Freq..... Vel. 20kHz/Displ. 500Hz</p> <p><b>Amplifiers:</b>  Settings..... 0 to 40dB in 10dB steps</p> <p><b>Dynamic Range (BW = 1Hz):</b>  Digital (when Analog &gt;80dB)..... &gt;84dB  Analog:</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Amp. Setting</th> <th>Range from Max. Level</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0</td> <td>100dB</td> </tr> <tr> <td>10</td> <td>90dB</td> </tr> <tr> <td>20</td> <td>80dB</td> </tr> <tr> <td>30</td> <td>70dB</td> </tr> <tr> <td>40</td> <td>60dB</td> </tr> </tbody> </table>		Amp. Setting	Range from Max. Level	0	100dB	10	90dB	20	80dB	30	70dB	40	60dB	<p><b>TRIGGER FUNCTION:</b>  On Signal..... Free run, Positive or Negative Slope  On Tacho..... Positive Slope only  Gear Multiplication Factor for FFT Spectra.....  N1/D1 x N2/D2 (N, D= 1 to 999)</p> <p><b>AC/DC OUTPUT:</b>  BNC connector to tape recorder, headphone-preamp, etc</p> <p><b>Output Level:</b>  Charge Input..... 1 mVx.Amp (Setting=pC)  Current-Drive Input (2526 MK2)..... 3.16mVx.Amp  (Setting=mV)  Current-Drive Input (2526E)..... 1mVx.Amp  (Setting=mV)  AC/DC Input..... 0.141mVx.Amp (Setting=mV)  AC/DC Output (max.)..... 1V<sub>RMS</sub></p> <p><b>SERIAL INTERFACE:</b>  9-pin male D-range connector. Complies with EIA 574 (compatible with EIA 232 (RS 232)). Coupled as DTE (Data Terminal Equipment)</p> <p><b>Modem:</b>  Please see your local Sales Representative for up-to-date information on modem requirements</p> <p><b>Body Dimensions:</b>  Length..... 304mm  Width..... 108mm  Height..... 55mm  Weight..... 1.2kg (including battery)</p>																	
Amp. Setting	Range from Max. Level																																
0	100dB																																
10	90dB																																
20	80dB																																
30	70dB																																
40	60dB																																
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Measurement Type</th> <th>Standard Program</th> <th>Balancing/FAB Program</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Scalar - 2526E: 2526 MK2:</td> <td>~ 1720 ~ 3960</td> <td>~ 1240 ~ 3450</td> </tr> <tr> <td>Spectra, no Ref. - 2526E: 2526 MK2:</td> <td>~ 690 ~ 1600</td> <td>~ 500 ~ 1410</td> </tr> <tr> <td>Spectra with Ref. - 2526E: 2526 MK2:</td> <td>~ 430 ~ 990</td> <td>~ 314 ~ 875</td> </tr> </tbody> </table> <p><b>Charge Input (TNC):</b>  Lower Freq. Limit (-1dB)..... 0.16Hz (no gain)  (0.30Hz with gain)  Upper Freq. Limit..... 44.7kHz (40kHz in FFT)  Max. Input (Peak)..... 1420ms<sup>-2</sup>  (0dB gain, B&amp;K Accelerometer Type 4391)</p> <p><b>AC/DC Input (BNC):</b>  Lower Freq. Limit (-1dB)..... DC (no gain)  (0.30Hz with gain)  Upper Freq. Limit..... 44.7kHz (40kHz in FFT)  Max. Input (Peak)..... ±10V  DC Offset..... 0V or -10V  DC Offset Error (0V) &lt;±3mV/(-10V) &lt;±150mV  DC Calibrated Accuracy..... &gt;±0.15dB  Input Impedance..... &gt;0.5MΩ</p> <p><b>Current-drive Input (BNC):</b>  Lower Freq. Limit (-1dB)..... 0.30Hz (no gain)  (0.45Hz with gain)  Upper Freq. Limit..... 44.7kHz (40kHz in FFT)  Max. Input (Peak) (2526 MK2)..... 5000ms<sup>-2</sup>  Max. Input (Peak) (2526E)..... 1420ms<sup>-2</sup>  (0dB gain, B&amp;K Accelerometer Type 8327)</p> <p><b>Tacho (AC Coupled, BNT):</b>  Hysteresis..... 50mV  Trig. Level..... Typically 300mV digital (pk-pk)  (Maximum 42V RMS)</p>		Measurement Type	Standard Program	Balancing/FAB Program	Scalar - 2526E: 2526 MK2:	~ 1720 ~ 3960	~ 1240 ~ 3450	Spectra, no Ref. - 2526E: 2526 MK2:	~ 690 ~ 1600	~ 500 ~ 1410	Spectra with Ref. - 2526E: 2526 MK2:	~ 430 ~ 990	~ 314 ~ 875	<p>Overall Accuracy:  ±0.5dB</p> <p><b>COMPLIANCE WITH STANDARDS</b></p> <table border="1"> <tbody> <tr> <td></td> <td>CE-mark indicates compliance with EMC directive 89/336/EEC and Low Voltage Directive 73/23/EEC</td> </tr> <tr> <td>Safety</td> <td>EN 61010-1 (1993) and IEC 1010-1 (1990): Safety requirements for electrical equipment for measurement, control and laboratory use.</td> </tr> <tr> <td>EMC Emission</td> <td>EN 50081-1 (1992): Generic emission standard. Residential, commercial and light industry. EN 50081-2 (1993): Generic emission standard. Industrial environment. CISPR 22 (1993): Radio disturbance characteristics of information technology equipment. Class B Limits. FCC Rules, Part 15. Complies with the limits for a Class B digital device.</td> </tr> <tr> <td>EMC Immunity</td> <td>EN 50082-1 (1992): Generic immunity standard. Residential, commercial and light industry. EN 50082-2 (1995): Generic immunity standard. Industrial environment. Note: The above is guaranteed using accessories listed in this Product Data sheet only.</td> </tr> <tr> <td></td> <td>2526E Only EN 50014 (1997): Electrical apparatus for potentially explosive atmospheres. General requirements. Including amendments 1 and 2. EN 50020 (2002): Electrical apparatus for potentially explosive atmospheres. Intrinsic safety "i". Refer to the Ex-certificate for further details.</td> </tr> <tr> <td>Temperature</td> <td>IEC68-2-1, IEC68-2-2 &amp; IEC68-2-14: Environmental testing. Cold, Dry Heat, Change of Temperature Storage temperature: -25°C to +70°C 2526 MK2/2526E: Operating Temperature: -10°C to +55°C Change of Temperature: -10°C to +55°C (2 cycles, 1°C/min.) ZG0341: Operating Temperature: 0°C to +40°C</td> </tr> <tr> <td>Humidity</td> <td>IEC68-2-3: Damp heat: 90% RH (non-condensing at 40°C)</td> </tr> <tr> <td>Mechanical</td> <td>Non-operating: IEC68-2-6: Vibration: 0.3mm, 20m/s<sup>2</sup>, 10-500Hz IEC68-2-27: Bump: 3000 bumps at 400m/s<sup>2</sup> IEC68-2-29: Shock: 1000m/s<sup>2</sup></td> </tr> <tr> <td>Enclosure</td> <td>IEC 529 (1989): Protection provided by enclosures (IP-code): IP54</td> </tr> </tbody> </table>			CE-mark indicates compliance with EMC directive 89/336/EEC and Low Voltage Directive 73/23/EEC	Safety	EN 61010-1 (1993) and IEC 1010-1 (1990): Safety requirements for electrical equipment for measurement, control and laboratory use.	EMC Emission	EN 50081-1 (1992): Generic emission standard. Residential, commercial and light industry. EN 50081-2 (1993): Generic emission standard. Industrial environment. CISPR 22 (1993): Radio disturbance characteristics of information technology equipment. Class B Limits. FCC Rules, Part 15. Complies with the limits for a Class B digital device.	EMC Immunity	EN 50082-1 (1992): Generic immunity standard. Residential, commercial and light industry. EN 50082-2 (1995): Generic immunity standard. Industrial environment. Note: The above is guaranteed using accessories listed in this Product Data sheet only.		2526E Only EN 50014 (1997): Electrical apparatus for potentially explosive atmospheres. General requirements. Including amendments 1 and 2. EN 50020 (2002): Electrical apparatus for potentially explosive atmospheres. Intrinsic safety "i". Refer to the Ex-certificate for further details.	Temperature	IEC68-2-1, IEC68-2-2 & IEC68-2-14: Environmental testing. Cold, Dry Heat, Change of Temperature Storage temperature: -25°C to +70°C 2526 MK2/2526E: Operating Temperature: -10°C to +55°C Change of Temperature: -10°C to +55°C (2 cycles, 1°C/min.) ZG0341: Operating Temperature: 0°C to +40°C	Humidity	IEC68-2-3: Damp heat: 90% RH (non-condensing at 40°C)	Mechanical	Non-operating: IEC68-2-6: Vibration: 0.3mm, 20m/s <sup>2</sup> , 10-500Hz IEC68-2-27: Bump: 3000 bumps at 400m/s <sup>2</sup> IEC68-2-29: Shock: 1000m/s <sup>2</sup>	Enclosure	IEC 529 (1989): Protection provided by enclosures (IP-code): IP54
Measurement Type	Standard Program	Balancing/FAB Program																															
Scalar - 2526E: 2526 MK2:	~ 1720 ~ 3960	~ 1240 ~ 3450																															
Spectra, no Ref. - 2526E: 2526 MK2:	~ 690 ~ 1600	~ 500 ~ 1410																															
Spectra with Ref. - 2526E: 2526 MK2:	~ 430 ~ 990	~ 314 ~ 875																															
	CE-mark indicates compliance with EMC directive 89/336/EEC and Low Voltage Directive 73/23/EEC																																
Safety	EN 61010-1 (1993) and IEC 1010-1 (1990): Safety requirements for electrical equipment for measurement, control and laboratory use.																																
EMC Emission	EN 50081-1 (1992): Generic emission standard. Residential, commercial and light industry. EN 50081-2 (1993): Generic emission standard. Industrial environment. CISPR 22 (1993): Radio disturbance characteristics of information technology equipment. Class B Limits. FCC Rules, Part 15. Complies with the limits for a Class B digital device.																																
EMC Immunity	EN 50082-1 (1992): Generic immunity standard. Residential, commercial and light industry. EN 50082-2 (1995): Generic immunity standard. Industrial environment. Note: The above is guaranteed using accessories listed in this Product Data sheet only.																																
	2526E Only EN 50014 (1997): Electrical apparatus for potentially explosive atmospheres. General requirements. Including amendments 1 and 2. EN 50020 (2002): Electrical apparatus for potentially explosive atmospheres. Intrinsic safety "i". Refer to the Ex-certificate for further details.																																
Temperature	IEC68-2-1, IEC68-2-2 & IEC68-2-14: Environmental testing. Cold, Dry Heat, Change of Temperature Storage temperature: -25°C to +70°C 2526 MK2/2526E: Operating Temperature: -10°C to +55°C Change of Temperature: -10°C to +55°C (2 cycles, 1°C/min.) ZG0341: Operating Temperature: 0°C to +40°C																																
Humidity	IEC68-2-3: Damp heat: 90% RH (non-condensing at 40°C)																																
Mechanical	Non-operating: IEC68-2-6: Vibration: 0.3mm, 20m/s <sup>2</sup> , 10-500Hz IEC68-2-27: Bump: 3000 bumps at 400m/s <sup>2</sup> IEC68-2-29: Shock: 1000m/s <sup>2</sup>																																
Enclosure	IEC 529 (1989): Protection provided by enclosures (IP-code): IP54																																

Brüel & Kjær Vibro reserves the right to change specifications and accessories without notice.

# Brüel & Kjær Vibro

World Headquarters: 2850 Nærum - Denmark - Phone: +45 45 80 05 00 - Fax: +45 45 80 29 37 - Internet: www.bkvibro.com

Local representatives and service organisations worldwide

BPD0005-EN-13

## ANEXO II – Fichas de Manutenção

ANEXO II – Fichas de Manutenção

Item: <b>02B03A</b>		Manutenção Corretiva em: 01/06/2007			
Descrição: Bomba Centrífuga Simples Estágio com Rotor em Balanço WOTHINGTON 1.1/2 HQ 83					
Função no Processo: Bomba de Solvente C4 HC					
Altura Manométrica Total (AMT): 31,5 m					
Vazão: 9,5 m <sup>3</sup> /h					
Lubrificação dos Mancais: <b>Óleo</b>					
Rolamentos					
Posição 1		6207		Posições 2 e 3	
Frequências de Defeito		BPFI: 316 Hz		Frequências de Defeito	
		BPFO: 207 Hz			
		BSF: 268 Hz			
		FTF: 23 Hz			
		6306 NR			
				BPFI: 288 Hz	
				BPFO: 178 Hz	
				BSF: 232 Hz	
				FTF: 22,2 Hz	
Equipamento Acionador: Motor Elétrico Eberle Trifásico					
Velocidade de Rotação: 3490 RPM					
Potência: 3,73 kW					
<p><b>02B03A Mancal LA H - Espectro do Envelope</b></p>					
Análise de Vibração em Banda Larga <i>VG</i>					
<i>VG</i> antes da intervenção (RMS)		<b>2,518 mm/s em 14/05/07</b>		<i>VG</i> depois da intervenção	
				<b>0,637 mm/s em 02/06/07</b>	
Rathbone (desl. PP)	Blake (Pico)	IRD (Pico)	CDA/NA/NVSH 107	FUPAI (RMS)	NBR 10082 (RMS)
Alerta em 50 µm	Alerta em 15 mm/s	Alerta em 8 mm/s	Alerta em 5,6 mm/s	Alerta em 10 mm/s	Alerta em 1,8 mm/s
Parada em 90 µm	Parada em 40 mm/s	Parada em 16 mm/s	Parada em 10 mm/s	Parada em 12 mm/s	Parada em 4,5 mm/s
Análise Espectral					
<p>Defeito em esferas do rolamento da posição 1 evidentes pelo aparecimento de 1x e 4x FTF1, além da própria frequência de defeito na esfera BSF1. BSF1 e múltiplas surgem ladeadas por bandas laterais de FTF1, evidenciando que o defeito encontra-se localizado em algumas esferas, principalmente. As frequências de defeitos nas pistas do rolamento 1 estão evidentes, porém com menos nível energético associado.</p> <p>A segunda e quarta harmônicas de BPFO2 apontam para defeito localizado na pista externa dos rolamentos da posição 2.</p> <p>O espectro do envelope de aceleração após a intervenção (em verde) evidencia o desaparecimento das frequências de defeito dos rolamentos, além de apresentar considerável redução de seu valor global.</p> <p>Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>3º estágio</b>.</p>					
Análise pelo Valor Global do Envelope $VG_E$					
$VG_E$ antes	<b>2788,7 mGenv</b> em 14/05/07	$VG_E$ depois	<b>104,9 mGenv</b> em 02/06/07	Critério $VG_E$ [Almeida et al., 2007]	Parada em 8 $G_{env}$
Análise de Falha dos Rolamentos					
<p>Análise visual confirmou a presença de defeitos em algumas esferas do rolamento da posição 1. As esferas danificadas eram adjacentes, fato que reforça o aparecimento de modulação pela passagem de um ponto fixo da gaiola do rolamento. Princípio de defeitos na pista externa do rolamento da posição 2, ocasionados por oxidação.</p> <p>Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>Pos 1: 3º estágio / Pos 2: 3º estágio</b>.</p>					

## ANEXO II – Fichas de Manutenção

Item: <b>02B10A</b>		Manutenção Corretiva em: 06/11/2005			
Descrição: Bomba Centrífuga Simples Estágio com Rotor em Balanço WOTHINGTON 1-HA-62					
Função no Processo: Bomba de Solvente C4+					
Altura Manométrica Total (AMT): 30,2 m					
Vazão: 2,2 m <sup>3</sup> /h					
Lubrificação dos Mancais: <b>Óleo</b>					
Rolamentos					
Posição 1		6207		Posições 2 e 3	
Frequências de Defeito		BPFI: 316 Hz		Frequências de Defeito	
		BPFO: 207 Hz			
		BSF: 268 Hz			
		FTF: 23 Hz			
		6306 NR			
		BPFI: 288 Hz			
		BPFO: 178 Hz			
		BSF: 232 Hz			
		FTF: 22,2 Hz			
Equipamento Acionador: Motor Elétrico Eberle Trifásico					
Velocidade de Rotação: 3490 RPM					
Potência: 1,49 kW					
02B10A Mancais LA H - Espectro do Envelope					
<p>Envelope Aceleracao [mGenV]</p> <p>2950.9 mGenV RMS</p> <p>83.46 mGenV RMS</p> <p>Freq [Hzenv]</p> <p>Enveloppe Antes da Manutenção</p> <p>Enveloppe Depois da Manutenção</p>					
Análise de Vibração em Banda Larga <i>VG</i>					
<i>VG</i> antes da intervenção (RMS)		<b>0,873 mm/s em 30/08/05</b>		<i>VG</i> depois da intervenção	
				<b>0,432 mm/s em 07/11/05</b>	
Rathbone (desl. PP)	Blake (Pico)	IRD (Pico)	CDA/NA/NVSH 107	FUPAI (RMS)	NBR 10082 (RMS)
Alerta em 50 µm	Alerta em 15 mm/s	Alerta em 8 mm/s	Alerta em 5,6 mm/s	Alerta em 10 mm/s	Alerta em 1,8 mm/s
Parada em 90 µm	Parada em 40 mm/s	Parada em 16 mm/s	Parada em 10 mm/s	Parada em 12 mm/s	Parada em 4,5 mm/s
Análise Espectral					
O espectro do envelope antes da intervenção, com relação ao rolamento da posição 1, evidencia múltiplos da frequência de passagem de um elemento rolante pela região de carga 1x, 2x, 3x, 4x e 7x FTF1. A frequência BSF1 apresenta-se muito próxima a sétima harmônica de FTF1, mas a amplitude associada a segunda harmônica de BSF aponta para possível defeito localizado em elemento rolante do mesmo rolamento.					
As harmônicas 2x, 3x e 4x BPFO2 apontam para possível falha localizada na pista externa do rolamento da posição 2. A segunda e a terceira harmônicas de BSF2 estão mais evidentes que a primeira, o que aponta para provável defeito nos elementos deste rolamento. O valor global do envelope após a intervenção de manutenção retorna para níveis bastante aceitáveis.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>3º estágio.</b>					
Análise pelo Valor Global do Envelope <i>VG<sub>E</sub></i>					
<i>VG<sub>E</sub></i> antes	<b>2950,9 mG<sub>env</sub></b> Em 30/08/05	<i>VG<sub>E</sub></i> depois	<b>83,46 mG<sub>env</sub></b> em 07/11/05	Critério <i>VG<sub>E</sub></i>	Parada em
				[Almeida et al., 2007]	8 G <sub>env</sub>
Análise de Falha dos Rolamentos					
Análise visual registrada em relatório confirmou a existência de defeitos localizados na parte inferior dos anéis externos nos rolamentos de ambas as posições (na Pos. 1, não acusada pela análise espectral). Encontrados defeitos localizados em esferas adjacentes no rolamento da Pos. 1. Tais evidências apontam como causa dos defeitos um longo período de equipamento parado, fora de operação, levando à ruptura do filme lubrificante e o contato metal-metal entre os componentes dos rolamentos.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>3º estágio em ambos os rolamentos.</b>					

## ANEXO II – Fichas de Manutenção

Item: <b>02B10B</b>		Manutenção Corretiva em: 30/05/2005			
Descrição: Bomba Centrífuga Simples Estágio com Rotor em Balanço WOTHINGTON 1-HA-62					
Função no Processo: Bomba de Solvente C4+					
Altura Manométrica Total (AMT): 30,2 m					
Vazão: 2,2 m <sup>3</sup> /h					
Lubrificação dos Mancais: <b>Óleo</b>					
Rolamentos					
Posição 1		<b>6207</b>		Posições 2 e 3	
Frequências de Defeito		BPFI: 316 Hz		Frequências de Defeito	
		BPFO: 207 Hz			
		BSF: 268 Hz			
		FTF: 23 Hz			
				<b>6306 NR</b>	
				BPFI: 288 Hz	
				BPFO: 178 Hz	
				BSF: 232 Hz	
				FTF: 22,2 Hz	
Equipamento Acionador: Motor Elétrico Eberle Trifásico					
Velocidade de Rotação: 3490 RPM					
Potência: 1,49 kW					
02B10B Mancal LA H - Espectro do Envelope					
Análise de Vibração em Banda Larga <i>VG</i>					
<i>VG</i> antes da intervenção (RMS)		<b>3,810 mm/s em 27/04/05</b>		<i>VG</i> depois da intervenção	
<b>0,435 mm/s em 01/06/05</b>					
Rathbone (desl. PP)	Blake (Pico)	IRD (Pico)	CDA/NA/NVSH 107	FUPAI (RMS)	NBR 10082 (RMS)
Alerta em 50 µm Parada em 90 µm	Alerta em 15 mm/s Parada em 40 mm/s	Alerta em 8 mm/s Parada em 16 mm/s	Alerta em 5,6 mm/s Parada em 10 mm/s	Alerta em 10 mm/s Parada em 12 mm/s	Alerta em 1,8 mm/s Parada em 4,5 mm/s
Análise Espectral					
A envelope antes da manutenção aponta para possível falha nos componentes do rolamento da posição 2, uma vez que estão evidentes BPFO2, BPFI2 e BSF2. Apesar de evidentes, as frequências características dos defeitos aparecem juntas de múltiplas da velocidade de rotação da bomba. Estágio inicial da evolução do “carpete”					
Apesar da significativa redução do valor global do envelope de aceleração após a intervenção de manutenção, muitas frequências permanecem destacadas no espectro, demandando acompanhamento nas próximas leituras de vibração.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>4º estágio.</b>					
Análise pelo Valor Global do Envelope <i>VG<sub>E</sub></i>					
<i>VG<sub>E</sub></i> antes	<b>3298,4 mG<sub>env</sub></b> Em 27/04/05	<i>VG<sub>E</sub></i> depois	<b>366,5 mG<sub>env</sub></b> em 01/06/05	Critério <i>VG<sub>E</sub></i> [Almeida et al., 2007]	Parada em 8 G <sub>env</sub>
Análise de Falha dos Rolamentos					
A análise visual da falha confirmou a suspeita de extensão dos defeitos por toda a superfície de contato dos componentes dos rolamentos.					
Todos os rolamentos (posições 1, 2 e 3) apresentavam marcas de oxidação severas, e em alguns pontos, o lascamento do material da superfície das pistas externas já havia ocorrido.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>4º estágio para todas as posições.</b>					

## ANEXO II – Fichas de Manutenção

Item: <b>02B16A</b>		Manutenção Corretiva em: 13/11/2005			
Descrição: Bomba Centrífuga Simples Estágio com Rotor em Balanço SULZER MZ-150-400					
Função no Processo: Bomba de Água					
Altura Manométrica Total (AMT): 67,8 m					
Vazão: 160 m <sup>3</sup> /h					
Lubrificação dos Mancais: <b>Óleo</b>					
Rolamentos					
Posição 1		NU 313 ECM C3		Posições 2 e 3	
Frequências de Defeito		BPFI: 229 Hz		Frequências de Defeito	
		BPFO: 152 Hz			
		BSF: 139 Hz			
		FTF: 11,7 Hz			
		7313 BEP			
		BPFI: 208 Hz			
		BPFO: 144 Hz			
		BSF: 116 Hz			
		FTF: 12 Hz			
Equipamento Acionador: Motor Elétrico WEG Trifásico					
Velocidade de Rotação: 1760 RPM					
Potência: 74,6 kW					
02B16A Mancais LA H - Espectro do Envelope					
<p>Enveloppe Aceleracao [mGenv].</p> <p>10000 1000 100 10 1</p> <p>2.5 127.5 252.5 377.5 502.5 627.5 752.5 877.5</p> <p>Freq [Hzenv]</p> <p>2347,3 mGenv RMS</p> <p>212,9 mGenv RMS</p> <p>Enveloppe Antes da Manutenção</p> <p>Enveloppe Depois da Manutenção</p>					
Análise de Vibração em Banda Larga VG					
VG antes da intervenção (RMS)		3,209 mm/s em 31/05/05		VG depois da intervenção	
1,043 mm/s em 14/11/05					
Rathbone (desl. PP)	Blake (Pico)	IRD (Pico)	CDA/NA/NVSH 107	FUPAI (RMS)	NBR 10082 (RMS)
Alerta em 100 µm Parada em 200 µm	Alerta em 15 mm/s Parada em 40 mm/s	Alerta em 8 mm/s Parada em 16 mm/s	Alerta em 10 mm/s Parada em 18 mm/s	Alerta em 10 mm/s Parada em 12 mm/s	Alerta em 2,8 mm/s Parada em 7,1 mm/s
Análise Espectral					
<p>1ª e 2ª harmônicas de BPFI dos rolamentos das posições 2 e 3 são as componentes mais evidentes; As FTF dos rolamentos 1, 2 e 3 estão evidentes; Diversas harmônicas da frequência de rotação da bomba; Observa-se o crescimento da amplitude em todo o espectro (carpete). O envelope após a intervenção de manutenção comprova a eficiência do reparo realizado.</p>					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>4º estágio ou posterior.</b>					
Análise pelo Valor Global do Envelope $VG_E$					
$VG_E$ antes	2347,3 mG <sub>env</sub> em 31/05/05	$VG_E$ depois	212,9 mG <sub>env</sub> em 14/11/05	Critério $VG_E$ [Almeida et al., 2007]	Parada em P1: 7,0 e P2: 6,7 G <sub>env</sub>
Análise de Falha dos Rolamentos					
<p>Os rolamentos das posições 1, 2 e 3 apresentavam sinal de oxidação em suas pistas externas, sendo que na região de carga, as mesma apresentava descascamento do metal da camada superficial da pista. Pequenos sinais de oxidação (pites) eram observados nas esferas. O rolamento NU da posição 1 apresentava sinais de oxidação ao longo de uma linha na região de contato de alguns roletes. Os padrões disponíveis na literatura apontam como provável causa um longo período com o equipamento fora de operação, com o processo de corrosão sobre contato sendo desencadeado pela ruptura localizada do filme lubrificante. Não se pode descartar a contaminação do óleo por umidade.</p> <p>Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>4º estágio.</b></p>					

## ANEXO II – Fichas de Manutenção

Item: <b>03B02B</b>		Manutenção Corretiva em: 04/04/2006			
Descrição: Bomba Centrífuga Simples Estágio com Rotor em Balanço GOULDS 3700M-1x3-13 <sup>a</sup>					
Função no Processo: Bomba de Metanol					
Altura Manométrica Total (AMT): 209 m					
Vazão: 4,7 m <sup>3</sup> /h					
Lubrificação dos Mancais: <b>Óleo</b>					
Rolamentos					
Posição 1		<b>6212</b>		Posições 2 e 3	
Frequências de Defeito		BPFI: 405 Hz		Frequências de Defeito	
		BPFO: 295 Hz			
		BSF: 364 Hz			
		FTF: 24,6 Hz			
				<b>7312 BEP</b>	
				BPFI: 415 Hz	
				BPFO: 285 Hz	
				BSF: 233 Hz	
				FTF: 23,8 Hz	
Equipamento Acionador: Motor Elétrico WEG Trifásico					
Velocidade de Rotação: 3500 RPM					
Potência: 37,4 kW					
03B02B Mancais LA H - Espectro do Envelope					
<p>Envelope Aceleracao [mGenV]</p> <p>3133.5 mGenV RMS</p> <p>568.1 mGenV RMS</p> <p>2.5 127.5 252.5 377.5 502.5 627.5 752.5 877.5</p> <p>Freq [Hzenv]</p> <p>■ Envelope Antes da Manutenção ■ Envelope Depois da Manutenção</p>					
Análise de Vibração em Banda Larga VG					
VG antes da intervenção (RMS)		<b>3,396 mm/s em 19/01/06</b>		VG depois da intervenção	
<b>2,174 mm/s em 05/04/06</b>					
Rathbone (desl. PP)	Blake (Pico)	IRD (Pico)	CDA/NA/NVSH 107	FUPAI (RMS)	NBR 10082 (RMS)
Alerta em 50 µm Parada em 90 µm	Alerta em 15 mm/s Parada em 40 mm/s	Alerta em 8 mm/s Parada em 16 mm/s	Alerta em 10 mm/s Parada em 18 mm/s	Alerta em 10 mm/s Parada em 12 mm/s	Alerta em 2,8 mm/s Parada em 7,1 mm/s
Análise Espectral					
As frequências características dos defeitos do rolamento ficam confundidas em meio às demais frequências do espectro, caracterizando o crescimento do “carpete”. Tal configuração espectral evidencia estágio terminal de falha dos rolamentos de ambas as posições 1 e 2.					
A análise do espectro em escala logarítmica pode confundir com relação a redução do nível energético da vibração dos mancais do equipamento. Mesmo assim, é evidente a redução do valor do envelope após a manutenção.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>4º estágio ou posterior.</b>					
Análise pelo Valor Global do Envelope VG <sub>E</sub>					
VG <sub>E</sub> antes	<b>3133,5 mG<sub>env</sub></b> em 19/01/06	VG <sub>E</sub> depois	<b>568,1 mG<sub>env</sub></b> em 05/04/06	Critério VG <sub>E</sub> [Almeida et al., 2007]	Parada em 8 G <sub>env</sub>
Análise de Falha dos Rolamentos					
Os rolamentos das posições 2 e 3 apresentavam pequenas evidências de defeito. Desgaste normal decorrente do tempo em serviço, e pontos de oxidação junto aos rebordos das pistas e das gaiolas. Pequeno desgaste na gaiola. O rolamento da posição 1 apresentava sinais de oxidação, com lascamento de material ao longo de toda a pista externa. Lascamento localizado na pista interna. Marcas de superaquecimento em serviço na pista externa.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>Pos. 1: 4º estágio / Pos. 2 e Pos. 3: 3º estágio.</b>					

## ANEXO II – Fichas de Manutenção

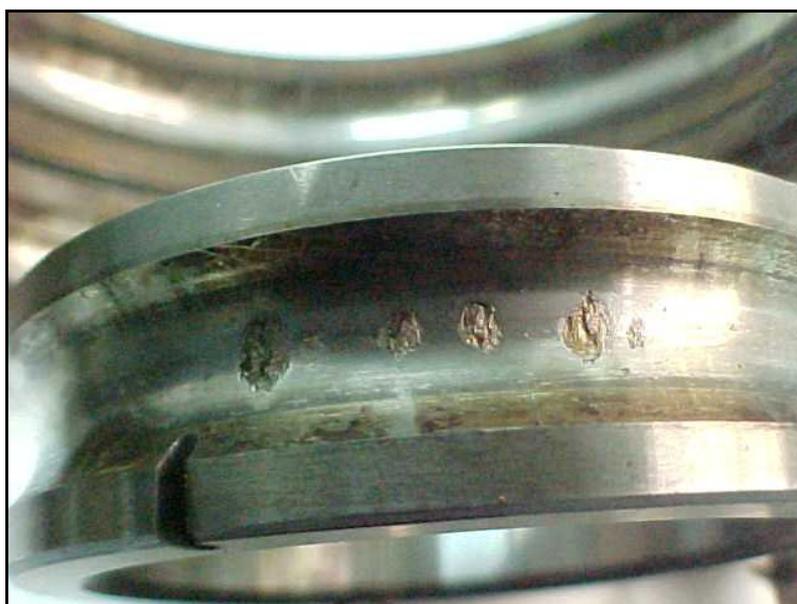
Item: <b>03B02B</b>	Manutenção Corretiva em: 04/04/2006
Descrição: Bomba Centrífuga Simples Estágio com Rotor em Balanço GOULDS 3700M-1x3-13 <sup>a</sup>	
Função no Processo: Bomba de Metanol	
Altura Manométrica Total (AMT): 209 m	
Vazão: 4,7 m <sup>3</sup> /h	
Lubrificação dos Mancais: <b>Óleo</b>	

## Rolamentos

Posição 1	<b>6212</b>	Posições 2 e 3	<b>7312 BEP</b>
-----------	-------------	----------------	-----------------



Defeitos ao longo de toda a pista externa ocasionadas por corrosão em um rolamento 6212 Posição 1 (LOA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 03B02B



Defeitos localizados na pista interna ocasionados pelo contato com as esferas após longo período do equipamento fora de operação. Sinais de corrosão também evidentes. Rolamento 6212 Posição 1 (LOA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 03B02B

(continuação)

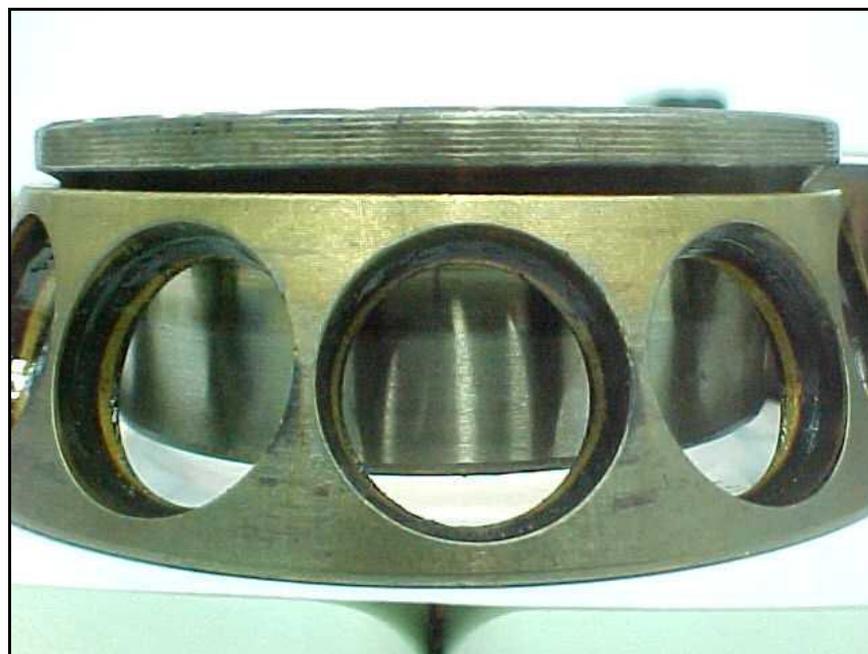
## ANEXO II – Fichas de Manutenção

Item: <b>03B02B</b>	Manutenção Corretiva em: 04/04/2006
Descrição: Bomba Centrífuga Simples Estágio com Rotor em Balanço GOULDS 3700M-1x3-13 <sup>a</sup>	
Função no Processo: Bomba de Metanol	
Altura Manométrica Total (AMT): 209 m	
Vazão: 4,7 m <sup>3</sup> /h	
Lubrificação dos Mancais: <b>Óleo</b>	

Rolamentos			
Posição 1	6212	Posições 2 e 3	7312 BEP



Estado geral dos componentes de rolamentos 7312 BEP  
Posições 2 e 3 (LA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 03B02B



Detalhe da gaiola do rolamento, evidenciando sinais de corrosão e desgaste. Rolamento 7312 BEP.  
Posição 2 (LA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 03B02B

(continuação)

## ANEXO II – Fichas de Manutenção

Item: <b>03B02B</b>	Manutenção Corretiva em: 04/04/2006		
Descrição: Bomba Centrífuga Simples Estágio com Rotor em Balanço GOULDS 3700M-1x3-13 <sup>a</sup>			
Função no Processo: Bomba de Metanol			
Altura Manométrica Total (AMT): 209 m			
Vazão: 4,7 m <sup>3</sup> /h			
Lubrificação dos Mancais: <b>Óleo</b>			
Rolamentos			
Posição 1	<b>6212</b>	Posições 2 e 3	<b>7312 BEP</b>



Detalhe da pista externa, e estado geral das esferas de um rolamento 7312 BEP.  
 Sinais de oxidação na pista ocasionados por contaminação do óleo lubrificante.  
 Leve oxidação na superfície das esferas do rolamento.  
 Posição 2 (LA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 03B02B

(continuação)

## ANEXO II – Fichas de Manutenção

Item: <b>03B03A</b>	Manutenção Corretiva em: 07/05/2007				
Descrição: Bomba Centrífuga Simples Estágio com Rotor em Balanço GOULDS 3700M-1x3-13 <sup>a</sup>					
Função no Processo: Bomba de Metanol + MTBE					
Altura Manométrica Total (AMT): 132 m					
Vazão: 282,3 m <sup>3</sup> /h					
Lubrificação dos Mancais: <b>Óleo</b>					
Rolamentos					
Posição 1	<b>6212</b>		Posições 2 e 3	<b>7312 BEP</b>	
Frequências de Defeito	BPFI: 351 Hz		Frequências de Defeito	BPFI: 421 Hz	
	BPFO: 241 Hz			BPFO: 289 Hz	
	BSF: 306 Hz			BSF: 236 Hz	
	FTF: 24,1 Hz			FTF: 24,1 Hz	
Equipamento Acionador: Motor Elétrico WEG Trifásico					
Velocidade de Rotação: 3550 RPM					
Potência: 99,2 kW					
03B03A Mancais LA H - Espectro do Envelope					
<p>The graph displays the envelope spectrum of the bearings. The y-axis represents 'Envelope Aceleração [mGenv]' on a logarithmic scale from 1 to 10000. The x-axis represents 'Freq [Hzenv]' from 2.5 to 877.5. Two traces are shown: a black trace for 'Envelope Antes da Manutenção' and a green trace for 'Envelope Depois da Manutenção'. Key peaks are labeled with their corresponding frequencies: FTF2, 1x RPM, 2x RPM, 3x RPM, 4x RPM, BPFO2, 5x RPM, BSF1, BPFI1, BPFI2, 2x BSF2, 2x BPFO2, 2x BPFO1, 2x BSF1, 2x BPFI1, and 2x BPFI2. The overall RMS level decreased from 3097.9 mGenv before to 103.3 mGenv after maintenance.</p>					
Análise de Vibração em Banda Larga <i>VG</i>					
<i>VG</i> antes da intervenção (RMS)		<b>6,987 mm/s em 25/04/07</b>		<i>VG</i> depois da intervenção	
<b>4,707 mm/s em 08/05/07</b>					
Rathbone (desl. PP)	Blake (Pico)	IRD (Pico)	CDA/NA/NVSH 107	FUPAI (RMS)	NBR 10082 (RMS)
Alerta em 50 µm Parada em 90 µm	Alerta em 15 mm/s Parada em 40 mm/s	Alerta em 8 mm/s Parada em 16 mm/s	Alerta em 10 mm/s Parada em 18 mm/s	Alerta em 10 mm/s Parada em 12 mm/s	Alerta em 4,5 mm/s Parada em 11,2 mm/s
Análise Espectral					
As frequências características dos defeitos do rolamento ficam confundidas em meio às demais frequências do espectro, caracterizando o crescimento do “carpete”. Tal configuração espectral evidencia estagio terminal de falha dos rolamentos de ambas as posições 1 e 2. Além disso, a elevação do nível de 1x, 2x e 3x a velocidade de rotação vêm a confirmar o avançar do 4 <sup>o</sup> estágio de falha do rolamento.					
Significativa redução do nível energético da vibração dos mancais do equipamento pode ser observada no espectro do envelope após a intervenção de manutenção.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>4<sup>o</sup> estágio ou posterior.</b>					
Análise pelo Valor Global do Envelope <i>VG<sub>E</sub></i>					
<i>VG<sub>E</sub></i> antes	<b>3097,9 mG<sub>env</sub></b> em 25/04/07	<i>VG<sub>E</sub></i> depois	<b>103,3 mG<sub>env</sub></b> em 08/05/07	Critério <i>VG<sub>E</sub></i> [Almeida et al., 2007]	Parada em 8 G <sub>env</sub>
Análise de Falha dos Rolamentos					
O rolamento da posição 1 apresentava desgaste ao longo de toda a pista do rolamento, sendo que defeitos de maior magnitude não estavam evidentes. Sinais de oxidação. O anel interno apresentava desgaste em pontos adjacentes, evidenciando que o equipamento esteve fora de operação por longo período.					
O rolamento da posição 2 apresentava descascamento da superfície das pistas interna e externa, ao longo de toda a extensão. O mesmo descascamento pôde ser percebido na gaiola do rolamento.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>4<sup>o</sup> estágio ou posterior para todos os rolamentos.</b>					

## ANEXO II – Fichas de Manutenção

Item: <b>04B07B</b>		Manutenção Corretiva em: 06/02/2005			
Descrição: Bomba Centrífuga Simples Estágio com Rotor em Balanço SULZER ZE 40-3315					
Função no Processo: Bomba de Condensado de Buteno-1					
Altura Manométrica Total (AMT): 133,09 m					
Vazão: 26 m <sup>3</sup> /h					
Lubrificação dos Mancais: <b>Óleo</b>					
Rolamentos					
Posição 1		<b>NU 310 ECP</b>		Posições 2 e 3	
Frequências de Defeito		BPFI: 461 Hz		Frequências de Defeito	
		BPFO: 309 Hz			
		BSF: 288 Hz			
		FTF: 23,7 Hz			
		<b>7310 BEP</b>			
		BPFI: <b>388 Hz</b>			
		BPFO: 265 Hz			
		BSF: <b>232 Hz</b>			
		FTF: 24,1 Hz			
Equipamento Acionador: Motor Elétrico WEG Trifásico					
Velocidade de Rotação: 3550 RPM					
Potência: 37 kW					
04B07B Mancais LA H - Espectro do Envelope					
<p>Enveloppe Aceleracao [mGenv].</p> <p>3263,8 mGenv RMS</p> <p>118,3 mGenv RMS</p> <p>Envelpe Antes da Manutenção</p> <p>Envelpe Depois da Manutenção</p>					
Análise de Vibração em Banda Larga <i>VG</i>					
<i>VG</i> antes da intervenção (RMS)		<b>1,723 mm/s em 27/06/04</b>		<i>VG</i> depois da intervenção	
<b>1,020 mm/s em 06/02/05</b>					
Rathbone (desl. PP)	Blake (Pico)	IRD (Pico)	CDA/NA/NVSH 107	FUPAI (RMS)	NBR 10082 (RMS)
Alerta em 50 µm	Alerta em 15 mm/s	Alerta em 8 mm/s	Alerta em 10 mm/s	Alerta em 10 mm/s	Alerta em 2,8 mm/s
Parada em 90 µm	Parada em 40 mm/s	Parada em 16 mm/s	Parada em 18 mm/s	Parada em 12 mm/s	Parada em 7,1 mm/s
Análise Espectral					
1ª e 2ª harmônicas de BPFI dos rolamentos das posições 2 e 3;					
1ª e 2ª harmônicas de BSF dos rolamentos das posições 2 e 3;					
Diversas harmônicas da frequência de rotação da bomba.					
Ocorre sensível redução do nível energético do envelope de aceleração, tornando evidente a eficiência da manutenção executada.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>3º estágio.</b>					
Análise pelo Valor Global do Envelope <i>VG<sub>E</sub></i>					
<i>VG<sub>E</sub></i> antes	<b>3263,8 mG<sub>env</sub></b> Em 27/07/04	<i>VG<sub>E</sub></i> depois	<b>118,3 mG<sub>env</sub></b> em 06/02/05	Critério <i>VG<sub>E</sub></i> [Almeida et al., 2007]	Parada em P1: 12,7 e P2: 8 G <sub>env</sub>
Análise de Falha dos Rolamentos					
Comentários:					
A análise visual do rolamento da posição 3 detectou defeito localizado na parte inferior da pista interna do rolamento, bem como processo corrosivo severo em uma das esferas do mesmo rolamento. As esferas adjacentes a esfera com maior dano também apresentavam início de processo corrosivo. Os padrões disponíveis na literatura apontam como provável causa um longo período com o equipamento fora de operação, com o processo de corrosão sobre contato sendo desencadeado pela ruptura localizada do filme lubrificante.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>Pos 3: 3º estágio / Demais: Sem evidências.</b>					

## ANEXO II – Fichas de Manutenção

Item: <b>13B01A</b>		Manutenção Corretiva em: 23/01/2006			
Descrição: Bomba Centrífuga Simples Estágio com Rotor em Balanço United Pumps L-3 x 11 TC					
Função no Processo: Bomba de Refluxo do Topo da 13T01 – Despropanizadora					
Altura Manométrica Total (AMT): 106,7 m					
Vazão: 75 m <sup>3</sup> /h					
Lubrificação dos Mancais: <b>Óleo</b>					
Rolamentos					
Posição 1		<b>6210</b>		Posições 2 e 3	
Frequências de Defeito		BPFI: 352 Hz		Frequências de Defeito	
		BPFO: 244 Hz			
		BSF: 318 Hz			
		FTF: 24,4 Hz			
		<b>3309 A</b>			
		BPFI: 316 Hz			
		BPFO: 209 Hz			
		BSF: 275 Hz			
		FTF: 23,2 Hz			
Equipamento Acionador: Motor Elétrico SIEMENS Trifásico					
Velocidade de Rotação: 3580 RPM					
Potência: 9,8 kW					
13B01A Mancais LA H - Espectro do Envelope					
<p>Envelope Aceleração [mGenv]</p> <p>10000 1000 100 10 1</p> <p>2.5 127.5 252.5 377.5 502.5 627.5 752.5 877.5</p> <p>Freq [Hzenv]</p> <p>Enveloppe Antes da Manutenção Enveloppe Depois da Manutenção</p>					
Análise de Vibração em Banda Larga <i>VG</i>					
<i>VG</i> antes da intervenção (RMS)		<b>1,777 mm/s em 17/10/05</b>		<i>VG</i> depois da intervenção	
<b>1,726 mm/s em 23/01/06</b>					
Rathbone (desl. PP)	Blake (Pico)	IRD (Pico)	CDA/NA/NVSH 107	FUPAI (RMS)	NBR 10082 (RMS)
Alerta em 50 µm Parada em 90 µm	Alerta em 15 mm/s Parada em 40 mm/s	Alerta em 8 mm/s Parada em 16 mm/s	Alerta em 10 mm/s Parada em 18 mm/s	Alerta em 10 mm/s Parada em 12 mm/s	Alerta em 2,8 mm/s Parada em 7,1 mm/s
Análise Espectral					
Emergem em meio ao espectro do envelope de aceleração as 1 <sup>a</sup> , 2 <sup>a</sup> , 3 <sup>a</sup> e 4 <sup>a</sup> harmônicas de BPFO1, apontando para possível defeito localizado na pista externa do rolamento da posição 1.					
Também estão evidentes a 1 <sup>a</sup> e 2 <sup>a</sup> harmônicas da velocidade de rotação do eixo da bomba centrífuga, indicando que é provável a extensão dos defeitos por toda a superfície do componente do rolamento.					
O espectro após a manutenção comprova a eficácia do reparo executado.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>4º estágio.</b>					
Análise pelo Valor Global do Envelope <i>VG<sub>E</sub></i>					
<i>VG<sub>E</sub></i> antes	<b>3629,04 mG<sub>env</sub></b> Em 17/10/05	<i>VG<sub>E</sub></i> depois	<b>169,62 mG<sub>env</sub></b> em 23/01/06	Critério <i>VG<sub>E</sub></i> [Almeida et al., 2007]	Parada em 8 G <sub>env</sub>
Análise de Falha dos Rolamentos					
A análise visual da falha evidenciou a presença de defeito localizado na parte inferior da pista externa do rolamento da posição 1. Tal região apresentava arrancamento de material e corrosão junto ao rebordo das pistas.					
O rolamento da posição 2 apresentava marcas normais de desgaste devido ao tempo em serviço. Defeitos superficiais não visíveis a olho nu.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>Pos. 1: 4º estágio / Pos. 2: 2º estágio, ou anterior.</b>					

## ANEXO II – Fichas de Manutenção

Item: <b>13B01A</b>	Manutenção Corretiva em: 23/01/2006		
Descrição: Bomba Centrífuga Simples Estágio com Rotor em Balanço United Pumps L-3 x 11 TC			
Função no Processo: Bomba de Refluxo do Topo da 13T01 – Despropanizadora			
Altura Manométrica Total (AMT): 106,7 m			
Vazão: 75 m <sup>3</sup> /h			
Lubrificação dos Mancais: <b>Óleo</b>			
Rolamentos			
Posição 1	<b>6210</b>	Posições 2 e 3	<b>3309 A</b>



Detalhe da pista externa do rolamento 6210  
Posição 1 (LOA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 13B01A



Aspecto geral dos componentes do rolamento 3309 A  
Posição 2 (LA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 13B01A

(continuação)

## ANEXO II – Fichas de Manutenção

Item: <b>22B12B</b>		Manutenção Corretiva em: 02/05/2005			
Descrição: Bomba Centrífuga Simples Estágio com Rotor em Balanço WORTHINGTON 1HA4					
Função no Processo: Bomba de Sulfolane + Água					
Altura Manométrica Total (AMT): 21,7 m					
Vazão: 4,41 m <sup>3</sup> /h					
Lubrificação dos Mancais: <b>Óleo</b>					
Rolamentos					
Posição 1		<b>6304 NR</b>		Posições 2 e 3	
Frequências de Defeito		BPFI: 258 Hz		Frequências de Defeito	
		BPFO: 150 Hz			
		BSF: 205 Hz			
		FTF: 21,4 Hz			
		<b>6205</b>			
		BPFI: 316 Hz			
		BPFO: 209 Hz			
		BSF: 275 Hz			
		FTF: 23,2 Hz			
Equipamento Acionador: Motor Elétrico WEG Trifásico					
Velocidade de Rotação: 3500 RPM					
Potência: 1,5 kW					
22B12B Mancais LA H - Espectro do Envelope					
Análise de Vibração em Banda Larga <i>VG</i>					
<i>VG</i> antes da intervenção (RMS)		<b>3,192 mm/s em 23/03/05</b>		<i>VG</i> depois da intervenção	
<b>0,520 mm/s em 02/05/05</b>					
Rathbone (desl. PP)	Blake (Pico)	IRD (Pico)	CDA/NA/NVSH 107	FUPAI (RMS)	NBR 10082 (RMS)
Alerta em 50 µm	Alerta em 15 mm/s	Alerta em 8 mm/s	Alerta em 5,6 mm/s	Alerta em 10 mm/s	Alerta em 1,8 mm/s
Parada em 90 µm	Parada em 40 mm/s	Parada em 16 mm/s	Parada em 10 mm/s	Parada em 12 mm/s	Parada em 4,5 mm/s
Análise Espectral					
Rolamento da posição 1: As harmônicas de BPFO1, BPFI1 e BSF1 apontam para a existência de defeitos localizados nas pistas interna e externa, e sobre o elemento rolante.					
Rolamento da posição 2: Harmônicas de FTF2 indicam que o defeito nos elementos rolantes encontra-se localizado em apenas uma posição do rolamento. O aparecimento de BPFI2 aponta para provável defeito localizado sobre a pista interna do rolamento desta posição.					
O espectro após a intervenção não contempla as frequências características de defeitos.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>3º estágio.</b>					
Análise pelo Valor Global do Envelope <i>VG<sub>E</sub></i>					
<i>VG<sub>E</sub></i> antes	<b>3358,5 mG<sub>env</sub></b> Em 23/03/05	<i>VG<sub>E</sub></i> depois	<b>132,5 mG<sub>env</sub></b> em 02/05/05	Critério <i>VG<sub>E</sub></i> [Almeida et al., 2007]	Parada em 8 G <sub>env</sub>
Análise de Falha dos Rolamentos					
A análise visual do rolamento da posição 1 confirmou a ocorrência de defeitos sobre toda a superfície da pista interna, pista externa e elementos rolantes. Sinais de oxidação severa também são evidentes, provavelmente oriundos de contaminação do óleo lubrificante com água, associada a longos períodos com o equipamento fora de operação. Desgaste dentro da normalidade para os rolamentos das posições 2 e 3. Leve oxidação.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: Pos. 1: <b>4º estágio</b> / Pos. 2 e 3: <b>2º estágio, ou anterior.</b>					

## ANEXO II – Fichas de Manutenção

Item: <b>23B04A</b>	Manutenção Corretiva em: 29/08/2006				
Descrição: Bomba Centrífuga Simples Estágio com Rotor em Balanço WORTHINGTON 1.1/2 HQ 83					
Função no Processo: Bomba de Tolueno					
Altura Manométrica Total (AMT): 68 m					
Vazão: 28 m <sup>3</sup> /h					
Lubrificação dos Mancais: <b>Óleo</b>					
Rolamentos					
Posição 1	<b>6309</b>		Posições 2 e 3		<b>7309 BEP</b>
Frequências de Defeito	BPFI: 294 Hz		Frequências de Defeito		BPFI: 386 Hz
	BPFO: 180 Hz				BPFO: 265 Hz
	BSF: 231 Hz				BSF: 234 Hz
	FTF: 22,5 Hz				FTF: 24,1 Hz
Equipamento Acionador: Motor Elétrico WEG Trifásico					
Velocidade de Rotação: 3550 RPM					
Potência: 5,2 kW					
23B04A Mancais LA H - Espectro do Envelope					
Análise de Vibração em Banda Larga <i>VG</i>					
<i>VG</i> antes da intervenção (RMS)		<b>1,042 mm/s</b> em 01/08/06		<i>VG</i> depois da intervenção	
<b>0,847 mm/s</b> em 29/08/06					
Rathbone (desl. PP)	Blake (Pico)	IRD (Pico)	CDA/NA/NVSH 107	FUPAI (RMS)	NBR 10082 (RMS)
Alerta em 50 µm Parada em 90 µm	Alerta em 15 mm/s Parada em 40 mm/s	Alerta em 8 mm/s Parada em 16 mm/s	Alerta em 10 mm/s Parada em 18 mm/s	Alerta em 10 mm/s Parada em 12 mm/s	Alerta em 1,8 mm/s Parada em 4,5 mm/s
Análise Espectral					
Dois aspectos são decisivos para a classificação do estágio deste defeito. Um deles é o crescimento da amplitude de todas as frequências do espectro, caracterizando o “carpete”. O outro, é a diferenciação da amplitude em 1x a velocidade de rotação do eixo da bomba centrífuga.					
Apesar de permanecer 1x RPM no espectro após a manutenção, é evidente a redução significativa do nível de vibração.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>4º estágio ou posterior.</b>					
Análise pelo Valor Global do Envelope <i>VG<sub>E</sub></i>					
<i>VG<sub>E</sub></i> antes	<b>3300,2 mG<sub>env</sub></b> Em 01/08/06	<i>VG<sub>E</sub></i> depois	<b>157,5 mG<sub>env</sub></b> em 29/08/06	Critério <i>VG<sub>E</sub></i> [Almeida et al., 2007]	Parada em 8 G <sub>env</sub>
Análise de Falha dos Rolamentos					
A análise visual aponta estágio avançado de corrosão sobre as superfícies das pistas de todos os rolamentos da bomba. Tal corrosão decorre da contaminação do óleo lubrificante com água.					
O rolamento da posição 3 apresentou descascamento severo em região localizada da pista interna.					
Os rolamentos das posições 2 e 3 apresentavam sinais de corrosão sob contato entre furo e eixo, evidenciando ajuste de montagem inadequado.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>4º estágio para todas as posições.</b>					

## ANEXO II – Fichas de Manutenção

Item: <b>23B04A</b>	Manutenção Corretiva em: 29/08/2006		
Descrição: Bomba Centrífuga Simples Estágio com Rotor em Balanço WORTHINGTON 1.1/2 HQ 83			
Função no Processo: Bomba de Tolueno			
Altura Manométrica Total (AMT): 68 m			
Vazão: 28 m <sup>3</sup> /h			
Lubrificação dos Mancais: <b>Óleo</b>			
Rolamentos			
Posição 1	<b>6309</b>	Posições 2 e 3	<b>7309 BEP</b>



Estado geral da pista externa de um rolamento 7312 BEP.  
Evidência de corrosão severa por contaminação do óleo lubrificante.  
Posição 2 (LA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 23B04A.



Estado geral da pista interna de um rolamento 7312 BEP.  
Evidência de corrosão severa por contaminação do óleo lubrificante.  
Posição 2 (LA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 23B04A.

(continuação)

## ANEXO II – Fichas de Manutenção

Item: <b>23B04A</b>	Manutenção Corretiva em: 29/08/2006		
Descrição: Bomba Centrífuga Simples Estágio com Rotor em Balanço WORTHINGTON 1.1/2 HQ 83			
Função no Processo: Bomba de Tolueno			
Altura Manométrica Total (AMT): 68 m			
Vazão: 28 m <sup>3</sup> /h			
Lubrificação dos Mancais: <b>Óleo</b>			
Rolamentos			
Posição 1	<b>6309</b>	Posições 2 e 3	<b>7309 BEP</b>



Estado geral da pista externa de um rolamento 7312 BEP.  
Evidência de corrosão severa por contaminação do óleo lubrificante.  
Posição 3 (LA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 23B04A.



Estado geral da pista interna de um rolamento 7312 BEP.  
Evidência de corrosão severa por contaminação do óleo lubrificante. Defeitos com o espaçamento entre esferas.  
Posição 3 (LA) do mancal da bomba centrífuga horizontal simples estágio 23B04A.

(continuação)

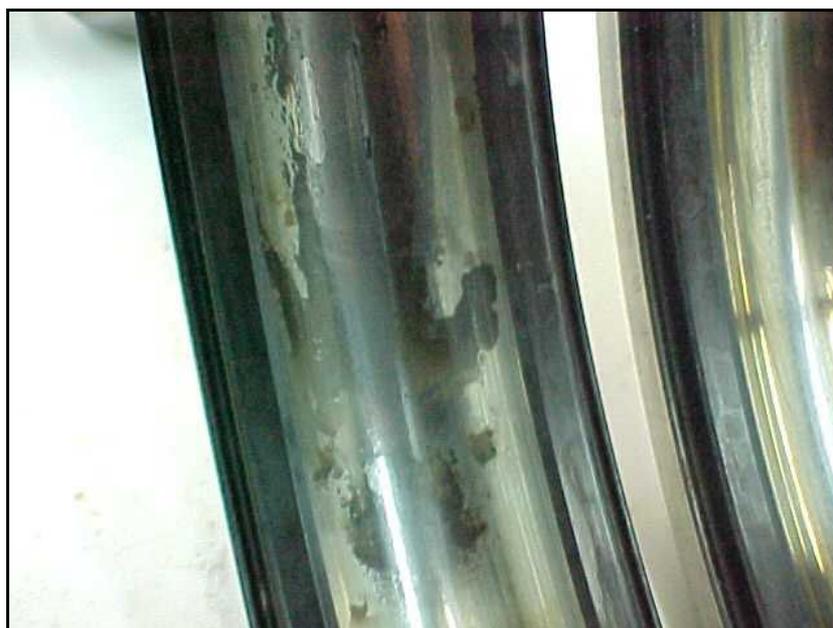
Item: <b>04MB02A</b>		Manutenção Corretiva em: 27/05/2007			
Descrição: Motor Elétrico WEG Trifásico					
Função no Processo: Acionamento da Bomba Centrífuga Horizontal 04B02A					
Velocidade de Rotação (considerando o escorregamento): 3560 RPM					
Potência: 37,5 kW					
Lubrificação dos Mancais: <b>Graxa</b>					
Rolamentos					
Posição 4		<b>6314 C3</b>		Posição 5	
Frequências de Defeito		BPFI: 292 Hz		Frequências de Defeito	
		BPFO: 183 Hz			
		BSF: 243 Hz			
		FTF: 22,8 Hz			
		<b>6314 C3</b>			
		BPFI: 292 Hz			
		BPFO: 183 Hz			
		BSF: 243 Hz			
		FTF: 22,8 Hz			
04MB02A Mancal LA H - Espectro do Envelope					
<p style="text-align: center;">Enveloppe Aceleracao [mGenV]</p> <p style="text-align: center;">Freq [Hzenv]</p> <p style="text-align: center;">■ Envelope Antes da Manutenção      ■ Envelope Depois da Manutenção</p>					
Análise de Vibração em Banda Larga $V_G$					
$V_G$ antes da intervenção (RMS)		<b>1,756 mm/s em 30/10/06</b>		$V_G$ depois da intervenção	
<b>1,383 mm/s em 27/05/07</b>					
Rathbone (desl. PP)	Blake (Pico)	IRD (Pico)	CDA/NA/NVSH 107	FUPAI (RMS)	NBR 10082 (RMS)
Alerta em 50 $\mu$ m Parada em 90 $\mu$ m	Alerta em 15 mm/s Parada em 40 mm/s	Alerta em 8 mm/s Parada em 16 mm/s	Alerta em 3,2 mm/s Parada em 5,6 mm/s	Alerta em 10 mm/s Parada em 12 mm/s	Alerta em 2,8 mm/s Parada em 7,1 mm/s
Análise Espectral					
As frequências de defeitos do rolamento da posição 4 não se apresentam evidentes ao longo do espectro do envelope. Tal fato aponta para elevação de todo o espectro (“carpete”).					
Fato relevante neste espectro é o aparecimento das 1ª e 2ª harmônicas, da frequência correspondente a 2x a frequência da tensão elétrica de alimentação do motor elétrico (2 x 60 Hz). Apesar desta configuração espectral não confirmar a existência de defeitos elétricos, é o indicativo de que testes elétricos específicos deverão ser realizados durante a intervenção de manutenção.					
O retorno à operação após manutenção confirma a redução da amplitude ao longo de todo o espectro. As componentes de frequências características de problemas elétricos também deixaram de ser relevantes.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>4º estágio ou posterior.</b>					
Análise pelo Valor Global do Envelope $V_{G_E}$					
$V_{G_E}$ antes	<b>2915,3 mG<sub>env</sub></b> Em 30/10/06	$V_{G_E}$ depois	<b>278,8 mG<sub>env</sub></b> em 27/05/07	Critério $V_{G_E}$ [Almeida et al., 2007]	Parada em 11,7 G <sub>env</sub>
Análise de Falha dos Rolamentos					
Sinais de corrosão foram detectados ao longo de toda a superfície do rolamento da posição 4 (LA). As marcas de oxidação são acompanhadas de leves sinais de aumento de temperatura, o que estaria associado à lubrificação deficiente.					
A elevação de todo o “carpete” pode ser reforçada pela ocorrência de corrosão sob contato entre o furo do rolamento e o eixo. Conseqüência de ajuste de montagem inadequados, podem provocar vibração que se manifesta em harmônicas da frequência de rotação do equipamento.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>4º estágio.</b>					

## ANEXO II – Fichas de Manutenção

Item: <b>04MB02A</b>	Manutenção Corretiva em: 27/05/2007		
Descrição: Motor Elétrico WEG Trifásico			
Função no Processo: Acionamento da Bomba Centrífuga Horizontal 04B02A			
Velocidade de Rotação (considerando o escorregamento): 3560 RPM			
Potência: 37,5 kW			
Lubrificação dos Mancais: <b>Graxa</b>			
Rolamentos			
Posição 4	<b>6314 C3</b>	Posição 5	<b>6314 C3</b>



Corrosão por contato, observada na superfície de montagem do anel interno de um rolamento 6314 C3.  
Evidência de ajuste inadequado eixo-furo na montagem do rolamento.  
Posição 4 (LA) do mancal do motor elétrico acionador da bomba centrífuga horizontal simples estágio 04B02A.



Detalhe da pista externa de um rolamento 6314 C3.  
Evidência de corrosão por contaminação do óleo lubrificante (água).  
Posição 4 (LA) do mancal do motor elétrico acionador da bomba centrífuga horizontal simples estágio 04B02A.

(continuação)

## ANEXO II – Fichas de Manutenção

Item: <b>04MB04A</b>		Manutenção Corretiva em: 17/04/2007			
Descrição: Motor Elétrico WEG Trifásico					
Função no Processo: Acionamento da Bomba Centrífuga Horizontal 04B04A					
Velocidade de Rotação (considerando o escorregamento): 3570 RPM					
Potência: 37,3 kW					
Lubrificação dos Mancais: <b>Graxa</b>					
Rolamentos					
Posição 4		<b>6314 C3</b>		Posição 5	
Frequências de Defeito		BPFI: 293 Hz		Frequências de Defeito	
		BPFO: 183 Hz			
		BSF: 244 Hz			
		FTF: 22,9 Hz			
		<b>6314 C3</b>			
		BPFI: 293 Hz			
		BPFO: 183 Hz			
		BSF: 244 Hz			
		FTF: 22,9 Hz			
04MB04A Mancais LOA H - Espectro do Envelope					
Análise de Vibração em Banda Larga <i>VG</i>					
<i>VG</i> antes da intervenção (RMS)		<b>2,326 mm/s em 26/02/07</b>		<i>VG</i> depois da intervenção	
<b>1,271 mm/s em 17/04/07</b>					
Rathbone (desl. PP)	Blake (Pico)	IRD (Pico)	CDA/NA/NVSH 107	FUPAI (RMS)	NBR 10082 (RMS)
Alerta em 50 $\mu$ m Parada em 90 $\mu$ m	Alerta em 15 mm/s Parada em 40 mm/s	Alerta em 8 mm/s Parada em 16 mm/s	Alerta em 3,2 mm/s Parada em 5,6 mm/s	Alerta em 10 mm/s Parada em 12 mm/s	Alerta em 2,8 mm/s Parada em 7,1 mm/s
Análise Espectral					
As frequências de defeitos do rolamento da posição 5 não se apresentam evidentes ao longo do espectro do envelope. Exceção deve ser feita às harmônicas de BPFO, que apontam para provável defeito localizado na pista externa do rolamento.					
O retorno à operação após manutenção confirma a redução da amplitude ao longo de todo o espectro. Um comportamento diferente do esperado é com relação às 1ª, 2ª, 3ª e 4ª harmônicas da frequência correspondente a 2x a frequência da tensão elétrica de alimentação do motor elétrico (2 x 60 Hz). Apesar desta configuração espectral não confirmar a existência de defeitos elétricos, é o indicativo de que testes elétricos específicos deverão ser realizados durante a próxima intervenção de manutenção.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>4º estágio.</b>					
Análise pelo Valor Global do Envelope <i>VG<sub>E</sub></i>					
<i>VG<sub>E</sub></i> antes	<b>3546,3 mG<sub>env</sub></b> Em 26/02/07	<i>VG<sub>E</sub></i> depois	<b>57,2 mG<sub>env</sub></b> em 17/04/07	Critério <i>VG<sub>E</sub></i> [Almeida et al., 2007]	Parada em 11,7 G <sub>env</sub>
Análise de Falha dos Rolamentos					
Observado na intervenção de manutenção que o rolamento apresentava descascamento em pontos adjacentes localizados na região inferior da pista externa. Sinais de oxidação e/ou sobre-aquecimento não estavam evidentes. O descascamento destes pontos na região de carga, em geral, está associado a longos períodos com o motor fora de operação, período no qual o peso do eixo fica concentrado na parte inferior do rolamento provocando ruptura do filme lubrificante. O arrancamento de material é agravado na entrada do equipamento em marcha, momento no qual a lubrificação é deficiente.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>4º estágio.</b>					

## ANEXO II – Fichas de Manutenção

Item: <b>13MB02A</b>		Manutenção Corretiva em: 17/02/2006			
Descrição: Motor Elétrico Siemens Trifásico					
Função no Processo: Acionamento da Bomba Centrífuga Horizontal 13B02A					
Velocidade de Rotação (considerando o escorregamento): 3550 RPM					
Potência: 56 kW					
Lubrificação dos Mancais: <b>Graxa</b>					
Rolamentos					
Posição 4		<b>6314 C3</b>		Posição 5	
Frequências de Defeito		BPFI: 291 Hz		Frequências de Defeito	
		BPFO: 182 Hz			
		BSF: 243 Hz			
		FTF: 22,8 Hz			
		<b>6314 C3</b>			
		BPFI: 291 Hz			
		BPFO: 182 Hz			
		BSF: 243 Hz			
		FTF: 22,8 Hz			
13MB02A Mancais LA H - Espectro do Envelope					
Análise de Vibração em Banda Larga <i>VG</i>					
<i>VG</i> antes da intervenção (RMS)		<b>2,757 mm/s em 06/01/06</b>		<i>VG</i> depois da intervenção	
<b>1,544 mm/s em 17/02/06</b>					
Rathbone (desl. PP)	Blake (Pico)	IRD (Pico)	CDA/NA/NVSH 107	FUPAI (RMS)	NBR 10082 (RMS)
Alerta em 50 $\mu$ m Parada em 90 $\mu$ m	Alerta em 15 mm/s Parada em 40 mm/s	Alerta em 8 mm/s Parada em 16 mm/s	Alerta em 3,2 mm/s Parada em 5,6 mm/s	Alerta em 10 mm/s Parada em 12 mm/s	Alerta em 2,8 mm/s Parada em 7,1 mm/s
Análise Espectral					
O espectro do envelope do rolamento da posição 4 destaca as quatro primeiras harmônicas de BPFO, apontando para provável defeito localizado na pista externa.					
É comum em mancais lubrificadas a graxa o crescimento de todo o espectro (“carpete”) em função de lubrificação deficiente, mesmo assim, as frequências características de defeito continuam evidentes.					
O espectro após a manutenção aponta para a significativa redução dos níveis de vibração.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>3º estágio.</b>					
Análise pelo Valor Global do Envelope <i>VG<sub>E</sub></i>					
<i>VG<sub>E</sub></i> antes	<b>3171,4 mG<sub>env</sub></b> Em 06/01/06	<i>VG<sub>E</sub></i> depois	<b>63,3 mG<sub>env</sub></b> em 17/02/06	Critério <i>VG<sub>E</sub></i> [Almeida et al., 2007]	Parada em 11,7 G <sub>env</sub>
Análise de Falha dos Rolamentos					
A análise visual de falha do rolamento confirmou a suspeita de defeito localizado na pista externa do rolamento, apontado pela análise espectral. O defeito consistia de descascamento do material da superfície oriunda de processo corrosivo.					
O anel interno do rolamento apresentava sinais de oxidação sobre o rebordo da pista interna.					
As esferas também apresentavam sinais de desgaste.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>3º estágio.</b>					

## ANEXO II – Fichas de Manutenção

Item: <b>21MB02A</b>		Manutenção Corretiva em: 11/09/2006			
Descrição: Motor Elétrico WEG Trifásico					
Função no Processo: Acionamento da Bomba Centrífuga Horizontal 21B02A					
Velocidade de Rotação (considerando o escorregamento): 3540 RPM					
Potência: 44,7 kW					
Lubrificação dos Mancais: <b>Graxa</b>					
Rolamentos					
Posição 4		<b>6314 C3</b>		Posição 5	
Frequências de Defeito		BPFI: 290 Hz		Frequências de Defeito	
		BPFO: 182 Hz			
		BSF: 242 Hz			
		FTF: 22,7 Hz			
		<b>6314 C3</b>			
		BPFI: 290 Hz			
		BPFO: 182 Hz			
		BSF: 242 Hz			
		FTF: 22,7 Hz			
21MB02A Mancais LOA H - Espectro do Envelope					
<p>Enveloppe Aceleracao [mGenV]</p> <p>10000 1000 100 10 1</p> <p>2.5 127.5 252.5 377.5 502.5 627.5 752.5 877.5</p> <p>FTF 1x RPM 2x FREDE BPFO BSF BPFI 2x BPFO 2x BSF 2x BPFI 10x RPM 11x RPM 12x RPM 13x RPM 15x RPM</p> <p>3056.1 mGenV RMS</p> <p>Freq [Hzenv]</p> <p>Enveloppe Antes da Manutenção Enveloppe Depois da Manutenção</p>					
Análise de Vibração em Banda Larga <i>VG</i>					
<i>VG</i> antes da intervenção (RMS)		<b>0,595 mm/s</b> em 19/07/06		<i>VG</i> depois da intervenção	
				<b>0,3342 mm/s</b> em 11/09/06	
Rathbone (desl. PP)	Blake (Pico)	IRD (Pico)	CDA/NA/NVSH 107	FUPAI (RMS)	NBR 10082 (RMS)
Alerta em 50 $\mu$ m	Alerta em 15 mm/s	Alerta em 8 mm/s	Alerta em 3,2 mm/s	Alerta em 10 mm/s	Alerta em 2,8 mm/s
Parada em 90 $\mu$ m	Parada em 40 mm/s	Parada em 16 mm/s	Parada em 5,6 mm/s	Parada em 12 mm/s	Parada em 7,1 mm/s
Análise Espectral					
Com relação ao rolamento da posição número 5, pode-se afirmar: O aparecimento de harmônicas das frequências de defeito BSF, BPFO e BPFI aponta para falhas em todos os componentes do rolamento em questão. Uma vez que estas frequências encontram-se ladeadas por bandas múltiplas da velocidade de rotação do eixo do motor elétrico, tem-se idéia do estagio de evolução da falha (4º estágio). Harmônicas da velocidade de rotação do eixo também confirmam o estagio de falha detectado. A manutenção corretiva executada foi efetiva, apesar da leitura executada não apresentar-se muito legível a partir da resolução do espectro utilizada.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>4º estágio.</b>					
Análise pelo Valor Global do Envelope <i>VG<sub>E</sub></i>					
<i>VG<sub>E</sub></i> antes	<b>3056,1 mG<sub>env</sub></b> Em 19/07/06	<i>VG<sub>E</sub></i> depois	<b>17,87 mG<sub>env</sub></b> em 11/09/06	Critério <i>VG<sub>E</sub></i> [Almeida et al., 2007]	Parada em 11,7 G <sub>env</sub>
Análise de Falha dos Rolamentos					
A análise visual da falha do rolamento da posição 5 apontou para leve defeito observado sobre a pista externa do rolamento. Chamou atenção à ocorrência de defeito na superfície das esferas, confirmando o destaque de BSF da análise espectral. A análise visual não permite concluir sobre a origem da falha, especifica nas esferas do rolamento. Defeitos do material de fabricação das esferas justificariam o aparecimento de falha somente nas esferas.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>3º estágio.</b>					

Item: <b>21MB02A</b>	Manutenção Corretiva em: 11/09/2006		
Descrição: Motor Elétrico WEG Trifásico			
Função no Processo: Acionamento da Bomba Centrífuga Horizontal 21B02A			
Velocidade de Rotação (considerando o escorregamento): 3540 RPM			
Potência: 44,7 kW			
Lubrificação dos Mancais: <b>Graxa</b>			
Rolamentos			
Posição 4	<b>6314 C3</b>	Posição 5	<b>6314 C3</b>



Aspecto geral da pista externa do rolamento 6314 C3.

Posição 5 (LOA) do mancal do motor elétrico acionador da bomba centrífuga horizontal simples estágio 21B02A.



Detalhe da pista externa do rolamento 6314 C3.

Posição 5 (LOA) do mancal do motor elétrico acionador da bomba centrífuga horizontal simples estágio 21B02A.

(continuação)

## ANEXO II – Fichas de Manutenção

Item: <b>21MB02A</b>		Manutenção Corretiva em: 11/09/2006	
Descrição: Motor Elétrico WEG Trifásico			
Função no Processo: Acionamento da Bomba Centrífuga Horizontal 21B02A			
Velocidade de Rotação (considerando o escorregamento): 3540 RPM			
Potência: 44,7 kW			
Lubrificação dos Mancais: <b>Graxa</b>			
Rolamentos			
Posição 4	<b>6314 C3</b>	Posição 5	<b>6314 C3</b>



Defeito localizado em uma das esferas do rolamento 6314 C3.  
Posição 5 (LOA) do mancal do motor elétrico acionador da bomba centrífuga horizontal simples estágio 21B02A.

(continuação)

Item: <b>13MB09B</b>		Manutenção Corretiva em: 21/05/2007			
Descrição: Motor Elétrico Siemens Trifásico					
Função no Processo: Acionamento da Bomba Centrífuga Horizontal 13B09B					
Velocidade de Rotação (considerando o escorregamento): 3550 RPM					
Potência: 112 kW					
Lubrificação dos Mancais: <b>Graxa</b>					
Rolamentos					
Posição 4		<b>6319 C3</b>		Posição 5	
Frequências de Defeito		BPFI: 290 Hz		Frequências de Defeito	
		BPFO: 183 Hz			
		BSF: 248 Hz			
		FTF: 22,9 Hz			
		<b>6319 C3</b>			
		BPFI: 290 Hz			
		BPFO: 183 Hz			
		BSF: 248 Hz			
		FTF: 22,9 Hz			
13MB09B Mancais LOA H - Espectro do Envelope					
Análise de Vibração em Banda Larga <i>VG</i>					
<i>VG</i> antes da intervenção (RMS)		<b>1,968 mm/s em 13/03/07</b>		<i>VG</i> depois da intervenção	
				<b>0,6223 mm/s em 21/05/07</b>	
Rathbone (desl. PP)	Blake (Pico)	IRD (Pico)	CDA/NA/NVSH 107	FUPAI (RMS)	NBR 10082 (RMS)
Alerta em 50 $\mu$ m Parada em 90 $\mu$ m	Alerta em 15 mm/s Parada em 40 mm/s	Alerta em 8 mm/s Parada em 16 mm/s	Alerta em 3,2 mm/s Parada em 5,6 mm/s	Alerta em 10 mm/s Parada em 12 mm/s	Alerta em 4,5 mm/s Parada em 11,2 mm/s
Análise Espectral					
As frequências de defeitos do rolamento da posição 5 não se apresentam evidentes ao longo do espectro do envelope. O crescimento da amplitude ao longo de todo o espectro do envelope (“carpete”) deriva da extensão dos defeitos por toda a superfície dos componentes do rolamento. Uma falha de lubrificação também não pode ser descartada. O retorno à operação após manutenção confirma a redução da amplitude ao longo de todo o espectro. Um comportamento diferente do esperado é com relação às 1ª e 2ª harmônicas da frequência correspondente a 2x a frequência da tensão elétrica de alimentação do motor elétrico (2 x 60 Hz). Apesar desta configuração espectral não confirmar a existência de defeitos elétricos, é o indicativo de que testes elétricos específicos deverão ser realizados durante a próxima intervenção de manutenção.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>4º estágio ou posterior.</b>					
Análise pelo Valor Global do Envelope <i>VG<sub>E</sub></i>					
<i>VG<sub>E</sub></i> antes	<b>3351,3 mG<sub>env</sub></b> Em 13/03/07	<i>VG<sub>E</sub></i> depois	<b>23,1 mG<sub>env</sub></b> em 21/05/07	Critério <i>VG<sub>E</sub></i> [Almeida et al., 2007]	Parada em 11,7 G <sub>env</sub>
Análise de Falha dos Rolamentos					
A análise visual aponta estágio avançado de corrosão sobre a superfície da pista externa do rolamento. Tal corrosão decorre da contaminação do óleo lubrificante com água. A entrada de umidade no interior do alojamento do rolamento decorre de vedação deficiente do mancal.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>4º estágio ou posterior.</b>					

## ANEXO II – Fichas de Manutenção

Item: <b>13MB11B</b>		Manutenção Corretiva em: 08/05/2007			
Descrição: Motor Elétrico Villares Trifásico					
Função no Processo: Acionamento da Bomba Centrífuga Horizontal 13B11B					
Velocidade de Rotação (considerando o escorregamento): 1750 RPM					
Potência: 186,4 kW					
Lubrificação dos Mancais: <b>Graxa</b>					
Rolamentos					
Posição 4		NU 322 C3		Posição 5	
Frequências de Defeito		BPFI: 243 Hz		Frequências de Defeito	
		BPFO: 165 Hz			
		BSF: 146 Hz			
		FTF: 11,8 Hz			
		6319 C3			
		BPFI: 143 Hz			
		BPFO: 90,3 Hz			
		BSF: 122 Hz			
		FTF: 11,3 Hz			
13MB11B Mancais LA H - Espectro do Envelope					
Análise de Vibração em Banda Larga <i>VG</i>					
<i>VG</i> antes da intervenção (RMS)		<b>0,683 mm/s em 19/12/06</b>		<i>VG</i> depois da intervenção	
<b>0,5772 mm/s em 08/05/07</b>					
Rathbone (P-P)	Blake (Pico)	IRD (Pico)	CDA/NA/NVSH 107	FUPAI (RMS)	NBR 10082 (RMS)
Alerta em 100 $\mu$ m Parada em 200 $\mu$ m	Alerta em 15 mm/s Parada em 40 mm/s	Alerta em 8 mm/s Parada em 16 mm/s	Alerta em 3,2 mm/s Parada em 5,6 mm/s	Alerta em 10 mm/s Parada em 12 mm/s	Alerta em 4,5 mm/s Parada em 11,2 mm/s
Análise Espectral					
<p>As frequências de defeitos do rolamento da posição 4 não se apresentam evidentes ao longo do espectro do envelope. O crescimento da amplitude ao longo de todo o espectro do envelope (“carpete”) deriva da extensão dos defeitos por toda a superfície dos componentes do rolamento. Uma falha de lubrificação também não pode ser descartada. O retorno à operação após manutenção confirma a redução da amplitude ao longo de todo o espectro. Um comportamento diferente do esperado é com relação às 1ª, 2ª e 3ª harmônicas da frequência correspondente a 2x a frequência da tensão elétrica de alimentação do motor elétrico (2 x 60 Hz). Apesar desta configuração espectral não confirmar a existência de defeitos elétricos, é o indicativo de que testes elétricos específicos deverão ser realizados durante a próxima intervenção de manutenção.</p>					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>4º estágio ou posterior.</b>					
Análise pelo Valor Global do Envelope <i>VG<sub>E</sub></i>					
<i>VG<sub>E</sub></i> antes	<b>2245,9 mG<sub>env</sub></b> Em 19/12/06	<i>VG<sub>E</sub></i> depois	<b>346,8 mG<sub>env</sub></b> em 08/05/07	Critério <i>VG<sub>E</sub></i> [Almeida et al., 2007]	Parada em 7 ou 13,5 G <sub>env</sub>
Análise de Falha dos Rolamentos					
<p>A análise visual aponta corrosão sobre a superfície da pista externa do rolamento. Tal corrosão decorre da contaminação do óleo lubrificante com água. A entrada de umidade no interior do alojamento do rolamento decorre de vedação deficiente do mancal.</p> <p>Marcas sobre a superfície dos rolos apontam para um longo período em que o motor permaneceu fora de operação. Tal desgaste neste tipo de rolamento torna o problema mais evidente à análise de vibração.</p>					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>3º estágio.</b>					

## ANEXO II – Fichas de Manutenção

Item: <b>13MB11B</b>	Manutenção Corretiva em: 08/05/2007		
Descrição: Motor Elétrico Villares Trifásico			
Função no Processo: Acionamento da Bomba Centrífuga Horizontal 13B11B			
Velocidade de Rotação (considerando o escorregamento): 1750 RPM			
Potência: 186,4 kW			
Lubrificação dos Mancais: <b>Graxa</b>			
Rolamentos			
Posição 4	NU 322 C3	Posição 5	6319 C3



Corrosão por contato observada sobre pista externa de um rolamento NU 322 C3. Evidência de longos períodos com o motor parado, fora de operação. Possibilidade de contaminação do lubrificante. Posição 4 (LA) do mancal do motor elétrico acionador da bomba centrífuga horizontal simples estágio 13B11B.



Detalhe de pontos de corrosão na superfície do rolo de um rolamento NU 322 C3. Evidência de longos períodos com o motor parado, fora de operação. Posição 4 (LA) do mancal do motor elétrico acionador da bomba centrífuga horizontal simples estágio 13B11B.

(continuação)

Item: <b>112MB14B</b>		Manutenção Corretiva em: 11/08/2006			
Descrição: Motor Elétrico WEG Trifásico					
Função no Processo: Acionamento da Bomba Centrífuga Sundyne 112B14B					
Velocidade de Rotação (considerando o escorregamento): 1750 RPM					
Potência: 2,24 kW					
Lubrificação dos Mancais: <b>Graxa</b>					
Rolamentos					
Posição 4		<b>6206 ZZ</b>		Posição 5	
Frequências de Defeito		BPFI: 158 Hz		Frequências de Defeito	
		BPFO: 104 Hz			
		BSF: 135 Hz			
		FTF: 11,6 Hz			
		<b>6206 ZZ</b>			
		BPFI: 158 Hz			
		BPFO: 104 Hz			
		BSF: 135 Hz			
		FTF: 11,6 Hz			
112MB14B Mancais LA H - Espectro do Envelope					
Análise de Vibração em Banda Larga <i>VG</i>					
<i>VG</i> antes da intervenção (RMS)		<b>1,358 mm/s em 05/04/06</b>		<i>VG</i> depois da intervenção	
<b>0,475 mm/s em 11/08/06</b>					
Rathbone (P-P)	Blake (Pico)	IRD (Pico)	CDA/NA/NVSH 107	FUPAI (RMS)	NBR 10082 (RMS)
Alerta em 100 $\mu$ m Parada em 200 $\mu$ m	Alerta em 15 mm/s Parada em 40 mm/s	Alerta em 8 mm/s Parada em 16 mm/s	Alerta em 3,2 mm/s Parada em 5,6 mm/s	Alerta em 10 mm/s Parada em 12 mm/s	Alerta em 1,8 mm/s Parada em 4,5 mm/s
Análise Espectral					
As frequências de defeitos do rolamento da posição 4 não se apresentam evidentes ao longo do espectro do envelope. O crescimento da amplitude ao longo de todo o espectro do envelope (“carpete”) deriva da extensão dos defeitos por toda a superfície dos componentes do rolamento. Uma falha de lubrificação também não pode ser descartada. Destaque deve ser feito para harmônicas da frequência de rotação do eixo do motor elétrico, fato que reforça o desenvolvimento do 4º estágio de falha inicial do mancal de rolamento. O retorno à operação após manutenção confirma a redução da amplitude ao longo de todo o espectro.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>4º estágio ou posterior.</b>					
Análise pelo Valor Global do Envelope <i>VG<sub>E</sub></i>					
<i>VG<sub>E</sub></i> antes	<b>2426,7 mG<sub>env</sub></b> Em 05/04/06	<i>VG<sub>E</sub></i> depois	<b>138,3 mG<sub>env</sub></b> em 11/08/06	Critério <i>VG<sub>E</sub></i> [Almeida et al., 2007]	Parada em 7,5 G <sub>env</sub>
Análise de Falha dos Rolamentos					
As marcas observadas sobre a superfície da pista externa do rolamento evidenciam um longo período no qual o equipamento encontrou-se fora de operação. Tal desgaste decorre de corrosão sob contato devido a ruptura do filme lubrificante entre elemento rolante e pista. Falha de lubrificação, ou contaminação do lubrificante não fica evidente pela análise visual do rolamento.					
Estágio de Falha do Rolamento [Berry, 1997]: <b>4º estágio.</b>					

Item: <b>112MB14B</b>		Manutenção Corretiva em: 11/08/2006	
Descrição: Motor Elétrico WEG Trifásico			
Função no Processo: Acionamento da Bomba Centrífuga Sundyne 112B14B			
Velocidade de Rotação (considerando o escorregamento): 1750 RPM			
Potência: 2,24 kW			
Lubrificação dos Mancais: <b>Graxa</b>			
Rolamentos			
Posição 4	<b>6206 ZZ</b>	Posição 5	<b>6206 ZZ</b>



Detalhe de pontos de corrosão sob contato na superfície da pista externa de um rolamento 6206 ZZ.  
Evidência de longos períodos com o motor parado, fora de operação.  
Posição 4 (LA) do mancal do motor elétrico acionador da bomba centrífuga simples estágio 112B14B.

(continuação)

### ANEXO III – Jean-Baptiste Joseph Fourier – Biografia resumida.

#### **Jean-Baptiste Joseph Fourier**

(Auxerre, 21 de Março de 1768 - Paris, 16 de Maio de 1830) foi um matemático e físico francês, celebrado por iniciar a investigação sobre a decomposição de funções periódicas em séries trigonométricas convergentes chamadas séries de Fourier e a sua aplicação aos problemas da condução do calor. A Transformada de Fourier foi designada em sua homenagem.



Filho de um alfaiate, Fourier ficou órfão com a idade de oito anos e é encaminhado para a escola militar de Auxerre dirigida por Beneditinos. Inicialmente destinado à vida monástica, ele prefere no entanto dedicar-se à matemática. Foi professor de matemática nessa escola, até que os ideais republicanos o fizeram juntar-se à Revolução Francesa de 1789, tendo tido um papel importante no seu distrito.

Em dezembro de 1789 Fourier foi a Paris para apresentar, na Academia, suas pesquisas para a solução de equações numéricas, assunto que o interessou pelo resto da vida. Quando a École Normale é fundada em 1794 em Paris, ele é um dos seus primeiros alunos. Tem como professores Joseph-Louis Lagrange e Pierre-Simon Laplace. Mais tarde é professor nessa escola. Em 1795, com a abertura da École Polytechnique, ele torna-se aí professor, tendo como colega Gaspard Monge.

Em 1798, junta-se a Napoleão na sua expedição ao Egito e é feito governador e secretário do Instituto Egípcio fundado por Napoleão no Cairo. Em 1801, depois das vitórias inglesas e resultante capitulação francesa, Fourier volta a França e é nomeado por Napoleão Prefeito de Isère, posto que conserva até à Restauração. Tendo mais tarde sido nomeado prefeito de Grenoble.

É em Grenoble que Fourier desenvolve a maioria do seu trabalho experimental e teórico sobre a propagação do calor. Este permite-lhe modelar a evolução da temperatura através de séries trigonométricas. Em 1822 Fourier escreve "Theorie analytique de la chaleur" (Teoria Analítica do Calor), um marco na física-matemática. Este trabalho contribui aos fundamentos da termodinâmica e constitui uma melhoria muito importante para a modelização matemática dos fenómenos físicos. Abre a área matemática de teoria de análise de Fourier. No entanto, uma

simplificação excessiva e pouco rigorosa, geram muitas críticas de Laplace e Lagrange. Em particular, neste trabalho Fourier afirma que uma função de uma variável, contínua ou descontínua, pode ser expandida em uma série de senos de múltiplos da variável. Este resultado incorrecto teve no entanto uma grande importância ao incluir a possibilidade de expandir deste modo também funções descontínuas. Lagrange, que já tinha estudado este problema anteriormente, foi particularmente crítico da demonstração apresentada por Fourier. Mais tarde esta demonstração foi melhorada por matemáticos como Johann Dirichlet, François Budan e Jacques Charles François Sturm, que apresentou a versão final ao chamado teorema de Fourier em 1829.

Hoje a análise de Fourier é uma das técnicas matemáticas com maior número de aplicações práticas. Além de ser utilizada extensivamente em cálculo numérico nas áreas mais diversas das ciências aplicadas e engenharias, a análise de Fourier constitui ainda a base do processamento de sinais. Tem por isso um papel central nas telecomunicações modernas e também no processamento de imagens digitais. Como curiosidades: é utilizando análise de Fourier que se retira a voz das canções para fazer karaokê e também que se faz a compressão de imagens em formato JPEG.

## ANEXO IV – David Hilbert – Biografia resumida.

### **David Hilbert**

(23 de janeiro de 1862 em Wehlau, hoje Znamensk, perto de Königsberg - 14 de fevereiro de 1943 em Göttingen) foi um matemático alemão.



Hilbert nasceu na cidade de Königsberg e na faculdade de lá fez seus estudos. Em 1895 foi nomeado para Göttingen, onde ele ensinou até se aposentar, em 1930.

Hilbert é frequentemente considerado como um dos maiores matemáticos do século XX, no mesmo nível de Henri Poincaré. Devemos a ele principalmente a lista de 23 problemas, alguns dos quais não foram resolvidos até hoje, que ele apresentou em 1900 no Congresso Internacional de Matemática em Paris.

Suas contribuições à Matemática são diversas:

- Consolidação da teoria dos invariantes, que foi o objeto de sua tese.
- Transformação da geometria euclidiana em axiomas, para torná-la consistente, publicada no seu *Grundlagen der Geometrie (Bases de geometria)*.
- Trabalhos sobre a teoria dos números algébricos, retomando e simplificando, com a ajuda de seu amigo Minkowski, os trabalhos de Kummer, Kronecker, Dirichlet e Dedekind, e publicando-os no seu *Zahlbericht (Relatório sobre os números)*.
- Criação dos espaços que levam seu nome, durante seus trabalhos em análise sobre as equações integrais.
- Contribuição para as formas quadráticas, bases matemáticas da Relatividade de Einstein.

Infelizmente para Hilbert, ele viveu o suficiente para assistir ao fim da grande dinastia matemática da Universidade de Göttingen, que se deu a partir de 1933 (ano da chegada de Hitler ao poder), quando os Nazis afastaram muitos dos mais proeminentes membros da faculdade. Quando Hilbert faleceu em 1943, os Nazis tinham praticamente acabado com a Universidade,

uma vez que muitos dos melhores membros eram Judeus ou casados com Judeus. Ao seu funeral assistiram menos de uma dúzia de pessoas, das quais apenas duas eram colegas da universidade.