

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA**

**ESTUDO COMPARATIVO DE TÉCNICAS DE
MEDIÇÃO E ANÁLISE DE VIBRAÇÕES PARA A
MANUTENÇÃO PREDITIVA EM MANCAIS DE ROLAMENTOS**

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE
FEDERAL DE SANTA CATARINA PARA A OBTENÇÃO
DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

EDILAR BENTO ANTONIOLLI



FLORIANÓPOLIS, ABRIL DE 1999

**ESTUDO COMPARATIVO DE TÉCNICAS DE
MEDIÇÃO E ANÁLISE DE VIBRAÇÕES PARA A
MANUTENÇÃO PREDITIVA EM MANCAIS DE ROLAMENTO**

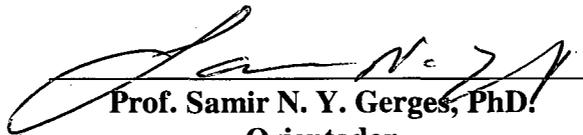
EDILAR BENTO ANTONIOLLI

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
MESTRE EM ENGENHARIA**

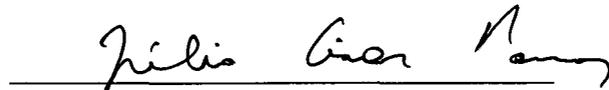
**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA EM SUA
FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**



**Prof. Acires Dias, Dr. Eng.
Orientador**

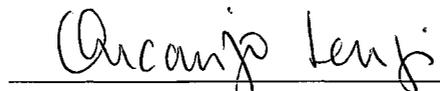


**Prof. Samir N. Y. Gerges, PhD.
Orientador**

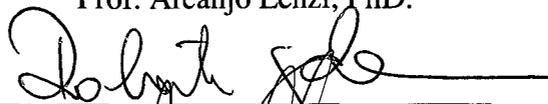


**Prof. Júlio César Passos Dr.
Coordenador do curso**

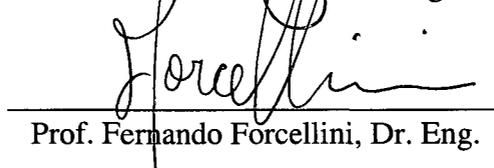
BANCA EXAMINADORA



Prof. Arcanjo Lenzi, PhD.



Prof. Roberto Jordan, Dr. Eng.



Prof. Fernando Forcellini, Dr. Eng.

OFERECIMENTO

*À MINHA ESPOSA
ALEXA TEREZINHA*

AGRADECIMENTOS

A Deus.

À minha família.

Aos professores Samir N. Y. Gerges e Acires Dias pelo apoio, incentivo, orientação e ensinamentos na realização deste trabalho.

Aos professores Arcanjo Lenzi, Roberto Jordan, Roberto M. Heidrich e Renan R. Brazzale, José João Espindola pela amizade, incentivo e colaboração durante o curso.

Ao CEFET PR e aos professores do curso de eletromecânica por terem tornado possível a liberação para realizar esta pesquisa.

Aos meus amigos Gustavo Mello, Newton Soeiro, Felipe Vergara, Fabiano Diesel, Micael, Márcio Mattos, Arlinton J. Calza, Gustavo Dantas, Germano e Adilto Teixeira pela amizade, incentivo e colaboração na realização deste trabalho.

A NSK e ao engenheiro Alexandre Frões, a FAG e ao professor Walter Weingaertner pelo empenho dedicado para viabilizar a doação e envio dos rolamentos que foram utilizados neste trabalho.

A todas as pessoas que contribuíram para a realização deste trabalho

SUMÁRIO

OFERECIMENTO	III
AGRADECIMENTOS	IV
SUMÁRIO	V
SIMBOLOGIA.....	IX
ABREVIACÕES.....	XI
LISTA DE FIGURAS.....	XII
LISTA DE TABELAS	XV
RESUMO.....	XVI
ABSTRACT.....	XVII
CAPÍTULO 1	1
INTRODUÇÃO.....	1
1.1- OBJETIVOS.....	2
1.1.1- <i>Objetivos gerais</i>	2
1.1.2- <i>Objetivos específicos</i>	2
1.2- ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO.....	2
CAPÍTULO 2	4
SISTEMAS DE MANUTENÇÃO E DEFINIÇÕES BÁSICAS DE PROBABILIDADE.....	4
2.1- INTRODUÇÃO.....	4
2.2- SISTEMAS DE MANUTENÇÃO.....	4
2.2.1- <i>Manutenção Corretiva</i>	4
2.2.2- <i>Manutenção Preventiva</i>	5
2.2.3- <i>Manutenção Preditiva</i>	6
2.2.3.1- <i>Parâmetros da preditiva</i>	7
2.2.3.2- <i>Temperatura</i>	7
2.2.3.2- <i>Óleos lubrificantes</i>	7
2.2.3.3- <i>Ruídos</i>	7
2.2.3.4- <i>Pressão</i>	8
2.2.3.5- <i>Ensaio não destrutivo</i>	8
2.2.3.6- <i>Vibrações</i>	8
2.3- DEFINIÇÕES BÁSICAS DE PROBABILIDADE	9
2.3.1- <i>Introdução</i>	9
2.3.2- <i>Distribuição normal ou Gaussiana</i>	9

2.3.2.1- Intervalos de confiança.....	10
2.3.2.2- Seleção do coeficiente de confiança	11
2.3.2.3- Distribuição T de Student	12
2.3.2.4- Medidas de dispersão	14
2.3.3- Distribuição exponencial.....	14
2.3.4- Distribuição de Weibull.....	16
CAPÍTULO 3	18
TÉCNICAS DE MONITORAMENTO POR ENSAIO DE VIBRAÇÕES	18
3.1- INTRODUÇÃO.....	18
3.2- NÍVEL GLOBAL DE VIBRAÇÕES	19
3.3- CEPSTRUM.....	21
3.4- CURTOSE.....	22
3.5- ANÁLISE ESPETRAL	23
3.5.1- Frequências relacionadas aos defeitos;	24
3.5.2- Modelo matemático simplificado dos defeitos em rolamentos	26
3.6- TÉCNICA FATOR DE CRISTA (CREST-FACTOR)	30
3.7- TÉCNICA DE ENVELOPE	35
3.7.1- Frequência de ressonância.....	36
3.7.2- Princípio da técnica do envelope.....	38
3.7.3- Método digital.....	39
3.7.4- Método analógico	41
CAPÍTULO 4	42
ROLAMENTOS	42
4.1- INTRODUÇÃO.....	42
4.2- CARACTERÍSTICAS DOS ROLAMENTOS	42
4.2.1- Defeitos mais comuns	46
4.2.2- Defeitos nas pistas;.....	46
4.2.3- Defeito nos elementos rolantes;.....	47
4.2.4- Gaiolas.....	47
4.3- BANCADA DE TESTE	47
4.4- INSTRUMENTOS UTILIZADOS.....	49
4.5- DESCRIÇÃO DOS INSTRUMENTOS	49
CAPÍTULO 5	51
CALIBRAÇÃO DOS SISTEMAS DE MEDIÇÃO	51
5.1- INTRODUÇÃO.....	51
5.2- CALIBRAÇÃO.....	51
5.3- CALIBRAÇÃO DO SISTEMA DE MEDIÇÃO	51
5.4- TÉCNICA DO FATOR DE CRISTA USANDO O B & K 2513	52
5.4.1- Sistema de medição.....	52
5.4.2- Calibração do sistema de medição.....	52
5.4.3- Repetitividade da cadeia de medição	53
5.5- TÉCNICA DO FATOR DE CRISTA USANDO O ANALISADOR TEKTRONIX 2630	53
5.5.1- Sistema de medição.....	53
5.5.2- Calibração do sistema de medição.....	53

5.5.3- Repetitividade das medições	53
5.6- ANÁLISE ESPECTRAL	54
5.6.1- Sistema de medição.....	54
5.6.2- Calibração do sistema de medição.....	54
5.6.3- Repetitividade do sistema de medição.....	56
5.7- TÉCNICA DE ENVELOPE	56
5.7.1- Proposta para calibrar a técnica do envelope	57
5.7.2- Aplicação prática.....	57
5.7.3- Avaliação dos resultados.....	63
5.7.4- Sistema de medição.....	66
5.7.5- Calibração da cadeia de medição da técnica de envelope.....	66
5.7.6- Procedimentos de calibração	67
5.7.7- Repetitividade das medições.....	72
CAPÍTULO 6	73
MEDIÇÕES DE VIBRAÇÕES	73
6.1- INTRODUÇÃO.....	73
6.2- SISTEMAS DE MEDIÇÃO.....	73
6.2.1- Procedimento geral de medição	73
6.3- FATOR DE CRISTA	73
6.3.1-Medições com o medidor de vibrações B & K 2513.....	73
6.3.1.1- Procedimentos de medição	73
6.3.1.2- Medições dos rolamentos novos com o B & K 2513	74
6.3.2- Medições do fator de crista no Tektronix 2630.....	76
6.3.2.1- Procedimentos de medição	76
6.3.2.2- Rolamentos novos	76
6.4- ANÁLISE ESPECTRAL	78
6.4.1- Determinação das frequências relacionadas aos defeitos	78
6.4.2- Procedimento de medição.....	79
6.4.3- Rolamentos novos	79
6.4.3.1- Medições na pista externa	79
6.4.3.2- Medições na pista interna.....	81
6.5- MEDIÇÕES COM A TÉCNICA DO ENVELOPE.....	83
6.5.1- Medições da frequência de ressonância do sistema.....	84
6.5.2- Procedimento de medição.....	87
6.5.3- Rolamentos novos	88
6.6- ROLAMENTOS COM DEFEITOS SIMULADOS.....	90
6.6.1- Comparativo rolamento novo e rolamento com defeito simulado.....	96
6.6.1.1- Fator de crista	97
6.6.1.2- Análise espectral.....	98
6.6.1.3- Medições com a técnica do envelope.....	99
6.6.2- Verificação da quantidade de energia do espectro do envelope.....	99
6.6.3- Medições no rolamento número 7.....	101
6.6.3.1- Fator de crista	106
6.6.3.2- Análise espectral.....	107
6.6.3.3- Técnica do envelope.....	108
6.7.4- Medições de defeitos reais.....	109
6.7.5- Coeficiente de variação (CV).....	116

<i>6.7.6- Relação entre o tamanho do defeito e o resultado das medições pelas técnicas estudadas.....</i>	<i>117</i>
CAPÍTULO 7-.....	119
CONCLUSÕES E SUGESTÕES	119
7.1- CONCLUSÕES.....	119
7.2- SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	121
BIBLIOGRAFIA.....	123

SIMBOLOGIA

$v(t)$	Assinatura de vários defeitos localizados, modif. pela resposta de estrutura [V]
e	Base do logaritmo natural
x_{kn}	Coefficiente da série exponencial de Fourier
K	Curtose
D	Diâmetro das esferas [mm]
d_m	Diâmetro primitivo [mm]
$C(\tau)$	Espectro de potência do espectro de potência
$X(f)$	Espectro de potência do sinal
f_c	Fator de crista
f_f	Fator de forma
f_r	Frequência de rotação do eixo [Hz]
f_g	Frequência do defeito na gaiola [Hz]
f_e	Frequência do defeito na pista externa [Hz]
f_i	Frequência do defeito na pista interna [Hz]
f_b	Frequência do defeito nas esferas [Hz]
$F(w)$	Função complexa de frequência
$U(t)$	Função degrau unitário
L	Limite inferior
U	Limite superior
T_k	Intervalo entre os pulsos gerados pelo defeito [s]
n	Número de esferas, número de elementos da amostra
m^4	Quarto momento estatístico
$h(t)$	Resposta impulsiva
x_{rms}	Valor eficaz
x_m	Valor médio da amostra
\bar{x}	Valor médio da amostra
t_α	Coefficiente de Student's
$R(t)$	Função de confiabilidade
$A(t)$	Envelope sinal no tempo [V, m/s ²]
dB	decibels
$f(t)$	Função densidade de probabilidade
Hz	Rotações por segundos [s ⁻¹]

mV	miliVolts
j	Unidade imaginária [$\sqrt{-1}$]
T	Período [s]
t	Variável aleatória
V	Volts
s	Segundos
γ	Parâmetro de escala ou vida característica
τ	Quefrência
∞	Infinito
α	Nível de significância
β	Parâmetro de forma da distribuição de Weibull
α	Parâmetro local da distribuição de Weibull
λ	Taxa de falhas
μ	Valor médio da população
β_1	Ângulo de contato rolamento de esfera
σ	Desvio padrão
δ	Delta de Dirac
ϕ	Função distribuição acumulada normal

ABREVIAÇÕES

<i>TF</i>	Transformada de Fourier
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
Amp	Âmplitude
B & K	Brüel & Kjaer
FC	Fator de crista
MP	Manutenção preventiva
MTBF	Tempo médio entre falhas
MTTF	Tempo médio até a falha
NSK	Indústria de rolamentos
RMS	Raiz média quadrática
FDP	Função densidade de probabilidade
CV	Coefficiente de variação
FAG	Indústria de rolamentos
LVA	Laboratório de Vibrações e Acústica da UFSC

LISTA DE FIGURAS

Figura 2. 1- Função densidade de Probabilidade do processo Gaussiano	10
Figura 2. 2- Intervalos de confiança[WHITMORE[1993]]	11
Figura 2. 3- Curva da taxa de falha ou curva da banheira [DIAS[1997]].....	15
Figura 2. 4- Distribuição de Weibull para β de 0.5, 1, 2 e 4	17
Figura 3. 1- Curva de tendências[HEIDRICH[1996]]	21
Figura 3. 2- “Cepstrum” de uma engrenagem desbalanceada	22
Figura 3. 3- Rolamento na forma esquemática[HARRIS[1966]]	25
Figura 3. 4- Representação da equação 2.5.1.....	27
Figura 3. 5- Sinais típicos de vibração gerados por defeitos localizados	29
Figura 3. 6- Sinal vibração do rolamento no tempo.....	30
Figura 3. 7- Espectro de amplitude de aceleração da figura 3.6	30
Figura 3. 8- Fator de crista.....	31
Figura 3. 9- Princípio do fator de crista[HEIDRICH[1996]].....	31
Figura 3. 10- Evolução do fator de crista.....	32
Figura 3. 11- Sinal harmônico[HEIDRICH[1996]]	33
Figura 3. 12- Picos da ressonância do mancal de rolamento	37
Figura 3. 13- Espectro de frequência de um impacto de falha idealizado	38
Figura 3. 14- Princípio da análise de envelope[GERGES e NUNES[1996]]	39
Figura 3. 15- Envelope de um sinal no tempo	40
Figura 4. 1- Tipos de rolamentos [Fonte NSK]	42
Figura 4. 2- Pista interna com trinca por fadiga[LEENDERS[1983]].....	44
Figura 4. 3- Falha por fadiga[LEENDERS[1983]].....	45
Figura 4. 4- Falha progressiva [HARRIS[1966]]	46
Figura 4. 5- Bancada de teste.....	48
Figura 5. 1- Procedimento de calibração	51
Figura 5. 2- Sistema de medição do 2513.....	52
Figura 5. 3- Calibração sistema de medição do B & K 2513	52
Figura 5. 4- Cadeia de medição espectro direto.....	54
Figura 5. 5- Sistema de calibração	55
Figura 5. 6- Sinal do calibrador B & K 4294 no tempo.....	55
Figura 5. 7- Amplitude de aceleração de vibração do calibrador de acelerômetros 4294	56
Figura 5. 8- Cadeia de calibração da técnica de envelope	57
Figura 5. 9- Seno de alta frequência	58
Figura 5. 10- Seno de 100 Hz	58
Figura 5. 11- Seno 4000 Hz X Seno 100 Hz	59
Figura 5. 12- FFT do sinal modulado	59
Figura 5. 13- Filtro utilizado nas medições	60
Figura 5. 14- Sinal filtrado.....	60
Figura 5. 15- IFFT de 5.14.....	61
Figura 5. 16- Módulo da transformada de Hilbert da figura 5.15.....	61
Figura 5. 17- FFT do envelope	62
Figura 5. 18- Períodos das funções seno 100 Hz, envelope e modulada	63
Figura 5. 19- Comportamento do sinal variando amplitude do sinal modulado.....	64
Figura 5. 20- Comportamento da amplitude do sinal modulado	65
Figura 5. 21- Comportamento da amplitude do espectro direto com a variação de f_1	66

Figura 5. 22- Calibração da cadeia de medição da técnica do envelope.....	66
Figura 5. 23- Seno de alta frequência	67
Figura 5. 24- Sinal de calibração gerado no B & K 4294.....	68
Figura 5. 25- Sinal modulado.....	68
Figura 5. 26- Transformada de Fourier (FFT) da figura. 5.27	69
Figura 5. 27- Filtro digital.....	69
Figura 5. 28- Sinal filtrado.....	70
Figura 5. 29- Transformada inversa de Fourier (IFFT) da figura 5.28	70
Figura 5. 30- Envelope da figura 5.29	71
Figura 5. 31- Espectro do envelope	71
Figura 6 1- Medições do FC rolamentos novos	74
Figura 6 2- Distribuição estatística do fator de crista da tabela 11 e a distribuição Gaussiana do fator de crista da tabela 10.....	75
Figura 6 3- Medições FC rolamentos novos	77
Figura 6 4- Distribuição estatística do fator de crista da Tabela 13 e a distribuição Gaussiana dos fatores de crista da Tabela 12	78
Figura 6 5- Amplitude de aceleração de vibração na frequência de 92,37 Hz	80
Figura 6 6- Distribuição estatística da amplitude de aceleração na frequência de 92,37 Hz Tabela 15, e a distribuição Gaussiana das amplitudes de aceleração da tabela 14	81
Figura 6 7- Amplitude de aceleração de vibração em 152 Hz.....	82
Figura 6 8- Distribuição estatística das amplitudes de aceleração tabela 17 e a distribuição Gaussiana das amplitudes de aceleração de vibração da tabela 16.....	83
Figura 6 9- Cadeia de medição para determinar a frequência de ressonância	84
Figura 6 10- Resposta do sinal captado pelo acelerômetro.....	85
Figura 6 11- Espectro da força de excitação.....	85
Figura 6 12- Função transferência rolamento novo e defeituoso.....	86
Figura 6 13- Função coerência.....	86
Figura 6 14- Cadeia de medição da técnica do envelope.....	87
Figura 6 15- Amplitudes de aceleração de vibração na frequência de 87.41 Hz.....	89
Figura 6 16- Distribuição estatística das amplitudes de aceleração de vibração da tabela 19.....	90
Figura 6 17- Caneta elétrica.....	90
Figura 6 18- Amplitude de aceleração de vibração do espectro do envelope.....	91
Figura 6 19 Amplitude de aceleração de vibração medição número 18 da Tabela 22	93
Figura 6 20- Espectro da técnica do envelope da medição número 1, da Tabela 23	94
Figura 6 21- Amplitude de aceleração de vibração rolamento 5, medição n° 05, da Tabela 24... ..	96
Figura 6 22- Espectro da técnica do envelope, medição n° 03, da tabela 24.....	96
Figura 6 23- Comparativo do FC entre rolamento novo(“referência”) e defeituosos.....	97
Figura 6 24- Comparativo do FC entre rolamento novo(“referência”) e defeituosos.....	97
Figura 6 25- Comparativo das amplitudes da técnica da análise espectral entre rolamento novo e defeituosos na frequência de 92,37 Hz.....	98
Figura 6 26- Comparativo das amplitudes de aceleração de vibração da técnica da análise na frequência de 152 Hz	98
Figura 6 27- Comparativo das amplitudes da técnica do envelope entre rolamento novo e defeituosos na frequência de 87,41 Hz.....	99
Figura 6 28- Variações na amplitude em função da frequência central do filtro passa banda B & K 1617	100
Figura 6 29- Envelopes da tabela 6.11	101
Figura 6 30- Amplitude de aceleração de vibração rolamento 7, medição n° 01, da Tabela 26. ..	102

Figura 6 31- Espectro do envelope da medição número 1 na frequência de 149,8 Hz, medição n° 01, da Tabela 26	103
Figura 6 32- Espectro do sinal de aceleração do rolamento 07, medição n° 12, da Tabela 27... ..	104
Figura 6 33- Espectro do envelope do sinal de aceleração do rolamento 07, medição n° 2, Tabela 27	104
Figura 6 34- Amplitude de aceleração de vibração rolamento 7	105
Figura 6 35- Espectro do envelope da medição 4 da tabela 6.19.....	106
Figura 6 36- Medições do rolamento 07 com a técnica do FC com o B & K 2513.....	106
Figura 6 37- Medições do rolamento 07 com a técnica do FC com o Tektronix 2630	107
Figura 6 38- Amplitude de aceleração de vibrações na frequência de 92.37 Hz.....	107
Figura 6 39- Amplitude de aceleração de vibração na frequência de 152 Hz	108
Figura 6 40- Amplitude de aceleração de vibração em 87,414 Hz.....	108
Figura 6 41- Amplitudes de aceleração de vibração em 149.85 Hz	109
Figura 6 42- Espectro do envelope do rolamento com a pista externa com defeito de brunimento.	111
Figura 6 43- Amplitude de aceleração de vibração da análise espectral.....	111
Figura 6 44- Amplitude de aceleração de vibração da técnica do envelope.....	112
Figura 6 45- Espectro do rolamento com defeito na esfera.....	112
Figura 6 46- Amplitude de aceleração de vibração defeito pista interna.....	113
Figura 6 47- Rolamento com a pista interna danificada.....	113
Figura 6 48- Amplitude de aceleração rolamento com as pistas sujas.....	114
Figura 6 49- Amplitude de aceleração	114
Figura 6 50- Amplitude de aceleração de vibração do rolamento com pista interna mal brunidas	115
Figura 6 51- Amplitude de aceleração de vibração	115
Figura 6 52- Coeficiente de variação	116
Figura 6 53- Comportamento das medições com a técnica do fator de crista	117
Figura 6 54- Comportamento das medições com a análise espectral	118
Figura 6 55- Comportamento das medições com a técnica do envelope.....	118

LISTA DE TABELAS

Tabela 1- Recomendações SEECO 1975.....	34
Tabela 2- Instrumentação.....	49
Tabela 3- Valores do fator de crista.....	53
Tabela 4- Valores das medições do fator de crista	53
Tabela 5- Valores da amplitude de aceleração de vibração dos espectros de calibração	56
Tabela 6- Simulação 1	63
Tabela 7- Simulação 2	64
Tabela 8- Simulação 3	65
Tabela 9- Amplitudes de aceleração espectros da técnica do envelope.....	72
Tabela 10- Fator de crista para rolamentos novos	74
Tabela 11- Distribuição estatística do fator de crista.....	75
Tabela 12- Fator de crista com o Tektronix 2630.....	76
Tabela 13- Distribuição estatística do fator de crista.....	77
Tabela 14- Amplitude de aceleração de vibração na frequência de 92,37 Hz (mm/s ²).....	80
Tabela 15- Distribuição estatística da amplitude de aceleração na frequência de 92,37 Hz	81
Tabela 16- Amplitude de aceleração de vibração na frequência de 152 Hz (mm/s ²).....	82
Tabela 17- Distribuição estatística da amplitude de vibração na frequência de 152 Hz	83
Tabela 18- Amplitude de aceleração de vibração na frequência de 87.41 Hz (m/s ²).....	88
Tabela 19- Distribuição estatística das amplitudes de aceleração de vibração na frequência de 87.41 Hz	89
Tabela 20- Medições do rolamento 01, com defeito na pista externa	91
Tabela 21- Medições no rolamento 02, com defeitos na pista externa.....	92
Tabela 22- Medições no rolamento 03, com defeitos na pista externa.....	93
Tabela 23- Medições no rolamento 04, com defeito na pista externa	94
Tabela 24- Medições no rolamento 05, com defeitos na pista externa.....	95
Tabela 25- Amplitude de aceleração de vibração variando a frequência central do filtro passa banda 1617 (m/s ²)	100
Tabela 26- Medições rolamento número 07, com defeito pista interna.....	102
Tabela 27- Medições rolamento número 07 com defeito pista interna + pista externa	103
Tabela 28- Medições rolamento número 07 com defeito pista externa + interna.....	105

RESUMO

A vibração é o melhor indicador das condições dinâmicas em equipamentos industriais, como balanceamento, estabilidade nos mancais, tensões dinâmicas existentes em componentes e falhas incipientes em rolamentos e engrenagens, além de identificar desalinhamentos entre eixos e tolerância limite de funcionamento. As vibrações podem ser medidas externamente, sem abrir ou parar as máquinas. É um método não destrutivo, o qual possibilita o diagnóstico das condições de falha, a um custo competitivo.

Com o aprimoramento das técnicas de análise de sinais, tem sido possível o desenvolvimento e a implantação de programas de manutenção preditiva com base no controle e análise de vibrações. As técnicas de análise de vibrações mais utilizadas são: nível global de vibrações; curtose; cepstrum; análise espectral; fator de crista e a técnica do envelope. Tais técnicas se baseiam em medições periódicas dos níveis de vibração dos pontos críticos. Os mancais de rolamento são considerados um dos pontos críticos na maioria das máquinas e são responsáveis pela maioria das paradas das máquinas rotativas; por isso os programas de manutenção preditiva estão orientados para a detecção antecipada das falhas deste componente.

Este trabalho tem por objetivos propor uma metodologia de calibração para a técnica do envelope; verificar a variação e a repetibilidade das medições dos fatores de crista e das amplitudes de aceleração de vibrações; comparar a sensibilidade dos resultados obtidos das medições realizadas com as técnicas do fator de crista, análise espectral e envelope; utilizar as técnicas de medição e análise de vibrações como ferramenta de acompanhamento e detecção de defeitos na manutenção preditiva.

No decorrer deste trabalho apresenta-se a revisão bibliográfica dos sistemas de manutenção e definições básicas de probabilidade, das técnicas de monitoramento e diagnóstico das condições das máquinas, através dos ensaios das vibrações em rolamentos.

Como resultado da pesquisa, apresenta-se uma metodologia de calibração para a técnica do envelope; as medições dos fatores de crista e das amplitudes de aceleração de vibração realizadas em mancais de rolamento tipo 6305 para condição de novo e após a introdução de defeitos; a comparação entre os fatores de crista medidos com o B & K 2513 e o Tektronix 2630; a comparação entre as técnicas do fator de crista, análise espectral e do envelope no que diz respeito à sensibilidade na detecção de defeitos e da variação dos resultados medidos.

ABSTRACT

Vibration is the best indicator of dynamic conditions in industry equipments, like balancing, rollings stability, dynamic tensions in components and incipient faults in bearings and gears. Vibration can also identify misalignment between shafts and functioning tolerance. Vibrations can be external measured, without opening or stopping the machines. It's a non destructive method that enables the diagnosis of the faults conditions at a low cost.

With the excellence of the signal analyze techniques has been possible the development an implant of predictive maintenance programs, based on the vibration control and analysis. The most used analysis techniques are: vibration global level; curtose; cepstrum; spectral analysis; crest factor and the envelope technique. These techniques are based in predictive measurement of the vibration levels of the critic points. The rolling bearings are considered one of the critic points, and they are responsible for the majority of the stops of rotating machines, so the predictive maintenance programs are oriented to the early detection of the failures of this component.

The purpose of this research work is to propose a calibration methodology for the envelope technique; to verify the variability and repeatability of the crest factor measurements and of the extent of acceleration of vibrations; to compare the sensibility of the results obtained from measurements done with the crest factor, spectral analysis and envelope; to use the measurements techniques and vibration analysis as a tool of attendance and detection of faults in predictive maintenance.

In the course of this research, a bibliographic review of the maintenance systems and basic definitions of the probability and diagnostic of the machines conditions through tests of vibrations in bearings, are presented.

This research presents a methodology of calibration on the envelope technique; the crest factor and acceleration extent of vibration, done in rolling bearings type 6305 for a new condition and after an introduction of a defect; a comparison between crest factor measured with B & K and Tektronix 2630; the comparison between crest factor, spectral analysis and envelope technique related to sensibility in the detection of faults and variability of the measured results.

CAPÍTULO 1

Introdução

Segundo HEIDRICH[1996], uma máquina ideal não produziria nenhuma vibração porque toda energia seria empregada no trabalho a ser feito. Na prática, ocorre a vibração como um subproduto da transmissão normal de forças cíclicas através dos mecanismos. À medida em que há o defeito, começam a ocorrer alterações nas características dinâmicas das máquinas, eixos começam a desalinhar, peças começam a gastar, rotores tornam-se desbalanceados e as folgas aumentam. Todos estes fatores se refletem num aumento da energia vibratória, a qual, à medida que é dissipada através da máquina, excita ressonâncias e coloca uma considerável carga dinâmica adicional nos mancais.

O sinal de vibração carrega informações relacionadas à condição de funcionamento da máquina e é a base para se usar a medição regular de vibração como indicador da saúde da máquina e a necessidade de manutenção. A utilização das vibrações como parâmetro é fato relativamente recente, datando os primeiros trabalhos do início da década de 60. Isto se deve ao desenvolvimento da tecnologia dos transdutores e do instrumental eletrônico. Durante anos, a identificação de problemas mecânicos e a determinação de sua severidade foram função da experiência e do bom senso do mestre responsável pela manutenção dos equipamentos.

Com o advento de máquinas cada vez mais complexas, com maiores potências e velocidades envolvidas, além de maior custo, tornou-se necessário um controle mais exato das suas condições mecânicas. Para isto, desenvolveram-se sistemáticas de controle baseadas na temperatura, níveis de pressão, resíduos nos óleos de lubrificação, níveis de ruídos, e a análise das vibrações. A análise de vibrações vem-se destacando, pois normalmente estão presentes nas máquinas, permitindo assim determinar com maior segurança: quando parar o equipamento, a fim de evitar que ocorram danos mais sérios; qual foi defeito e qual sua localização. Isto constitui o que se chama de programa de manutenção preditiva, com base no controle de vibração.

Normalmente os mancais constituem pontos obrigatórios de medida e análise de vibrações. Isto porque é exatamente em tais regiões que se localizam as cargas dinâmicas e forças maiores existentes no equipamento. Segundo KLEMPNOW[1998], os mancais de rolamento são um dos elementos mecânicos que originam a maioria das paradas das máquinas rotativas, por isso é que uma das premissas básicas nos programas de manutenção preditiva está orientada para a detecção antecipada das falhas deste tipo de componente.

O propósito desta pesquisa é de atualizar e reciclar os conhecimentos relativos a manutenção preditiva, conhecer novas tecnologias, instrumentos de medição e análise que possam auxiliar a implementação e gerenciamento, através do controle de vibração. O interesse se deve por ter trabalhado e vivenciado, dentro das oficinas de manutenção, as dificuldades de se trabalhar com dados empíricos, durante a execução das tarefas de manutenção, e por ter ingressado no Cefet/ PR em 1990, para ministrar aulas da disciplina de manutenção de máquinas eletromecânica no curso de eletromecânica, e as disciplinas relativas à manutenção no curso de Tecnologia de Manutenção implantado em 1999.

1.1- Objetivos

1.1.1- Objetivos gerais

- 1- Revisão dos sistemas de manutenção;
- 2- Pesquisar as técnicas de diagnóstico e monitoramento utilizadas na manutenção preditiva, especialmente as baseadas na análise de vibrações: nível global, análise espectral, fator de crista, cepstrum, curtose e técnica de envelope.

1.1.2- Objetivos específicos

- 1- Propor uma metodologia para calibração da técnica do envelope, a partir da multiplicação de sinais controlados, que possibilite verificar o comportamento dos sinais durante o processo de cálculo da Transformada de Fourier do envelope;
- 2- Comparar os valores dos fatores de crista medidos com os sugeridos por SEECO[1975];
- 3- Comparar as medições do fator de crista do medidor de vibrações B & K 2513, com as do Analisador de Fourier Tektronix 2630;
- 4- Comparar os resultados obtidos pelas medições das técnicas em estudo, considerando um mesmo defeito;
- 5- Definir um espaço amostral representativo dos resultados experimentais e estudar a dispersão desses resultados, a partir da distribuição de Gauss;
- 6- Verificar a sensibilidade das técnicas de medição de vibrações, fator de crista, análise espectral e técnica do envelope, na detecção e diagnóstico de defeitos em rolamentos.

1.2- Organização do trabalho

Na parte experimental foram utilizados 14 rolamentos rígidos de uma carreira de esferas tipo 6305, fabricados e doados pela NSK do Brasil e FAG da Alemanha. Os resultados das medições serão analisados com auxílio das ferramentas da estatística, já que são variáveis aleatórias, em maior ou menor grau.

A caracterização da condição da falha será estabelecida em função dos critérios de falha do item que está sendo avaliado através das técnicas de envelope, análise espectral e fator de crista, partindo dos níveis de vibrações emitidos por rolamentos novos, e após a introdução de defeitos nas pistas do rolamento. Para auxiliar nesta avaliação serão traçados gráficos característicos para as técnicas de envelope, da análise espectral e do fator de crista.

Os resultados obtidos a partir das três técnicas serão registrados e comparados, levando em consideração o mesmo estado do componente, considerando o nível de complexidade empregado nas medições dos defeitos.

O conjunto dessas informações será processado para sistematizar a manutenção preditiva por monitoramento por vibrações, objetivando obter parâmetros que permitam aos responsáveis pelo projeto e/ou manutenção em verificar a sensibilidade das técnicas na detecção de defeitos.

O capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica das técnicas de manutenção: corretiva, preventiva e preditiva, e serão definidas algumas definições básicas de probabilidade.

O capítulo 3 apresenta uma revisão bibliográfica das técnicas de medição e análise por ensaios de vibrações, nível global de vibrações, cepstrum, curtose, análise espectral, fator de crista e a técnica do envelope. Na análise espectral serão apresentadas as frequências relacionadas aos defeitos e o modelo matemático simplificado dos defeitos em rolamentos. No fator de crista será apresentada a metodologia de cálculo e a tabela recomendada por SEECO[1975] dos valores do fator de crista para rolamentos. Na técnica do envelope será apresentada a teoria sobre frequência de ressonância, princípio da técnica do envelope, método

digital através da Transformada de Hilbert e o método analógico através de um circuito eletrônico.

O capítulo 4 contém as informações sobre os rolamentos, principais defeitos em rolamentos, especificação da bancada de teste, os instrumentos utilizados durante o trabalho, com as especificações e descrição.

No capítulo 5 apresenta-se o procedimento de calibração dos sistemas de medição, utilizados nas medições das vibrações com as técnicas fator de crista, análise espectral e a técnica do envelope. Para a técnica do envelope será apresentada uma proposta de calibração a partir de dois sinais senoidais controlados. Os sistemas de medição foram calibrados a partir do calibrador de acelerômetros B & K 4294.

No capítulo 6 apresentam-se as medições, os resultados obtidos, e as respectivas análises geradas a partir das distribuições estatísticas para as técnicas do fator de crista, análise espectral e a técnica do envelope, na detecção de defeitos em rolamentos.

No capítulo 7 estão as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

Sistemas de manutenção e definições básicas de probabilidade

2.1- Introdução

Neste capítulo será feita uma revisão das definições de probabilidade e dos sistemas de manutenções corretiva, preventiva e preditiva. Com ênfase especial à manutenção preditiva, por abranger as técnicas de diagnóstico de defeitos em máquinas, por medições e análise das vibrações.

2.2- Sistemas de manutenção

Segundo a NBR-5462[1994], “manutenção é a combinação de todas as ações técnicas e administrativas, incluindo as de supervisão, destinadas a manter ou recolocar um item em um estado no qual possa desempenhar uma função requerida. Item é definido como qualquer parte, conjunto, dispositivo, subsistema, unidade funcional, equipamento ou sistema que possa ser considerado individualmente”.

A manutenção é um conjunto de técnicas e de organização capaz de conservar tão bem quanto novas, máquinas, instalações e edificações, durante o maior tempo possível, com máxima eficiência, tendo sempre em vista diminuir desperdício, satisfazer e motivar tanto os que recebem como os que fazem manutenção.

Segundo GOMES e BORONI[1990], existe três formas de se fazer a manutenção em equipamentos: deixar quebrar para consertar; fazer revisões e trocas após tempo predeterminado; ou fazer medições com instrumentos apropriados, a fim de descobrir qual o momento exato em que será necessário um reparo. Para os autores essas formas deram origem às classificações usuais de manutenção corretiva ou de emergência, preventiva, preditiva.

2.2.1- Manutenção Corretiva

Da NBR-5462[1994], “a manutenção corretiva é a manutenção efetuada após a ocorrência de uma pane destinada a recolocar um item em condições de executar uma função requerida”. Sendo considerado item qualquer parte, componente, dispositivo, subsistema, unidade funcional, equipamento ou sistema que possa ser considerado individualmente. Pane é o estado de um item caracterizado pela incapacidade de desempenhar uma função requerida, excluindo a incapacidade durante a manutenção preventiva ou outras ações planejadas, ou pela falta de recursos externos.

Segundo MITCHELL[1984], a manutenção corretiva constitui o extremo oposto da manutenção preventiva e ação corretiva é tomada somente após a falha de uma peça ou componente. Sob uma análise superficial, tem-se a idéia que tal tipo de manutenção é menos onerosa. Entretanto, as perdas de produção originadas pela falha, a elevada probabilidade de rupturas e avarias secundárias decorrentes, o tempo excessivo demandado para sanar problemas que inevitavelmente ocorrem nos momentos menos adequados, contribuem apreciavelmente para aumentar os custos. A manutenção corretiva é adequada para equipamentos duplicados, quando existem em estoque as peças de reposição, ou em instalações de baixo custo.

2.2.2- Manutenção Preventiva

Na NBR-5462[1994], “a manutenção efetuada em intervalos predeterminados, ou de acordo com critérios prescritos, destinada a reduzir a probabilidade de falha ou a degradação do funcionamento de um item”.

Segundo GOMES e BARONI [1990], a manutenção preventiva surgiu em meados do século XX, como solução para aumentar a produção, impedindo que ocorressem falhas em momentos de maior necessidade da máquina. Baseia-se na história passada como suposição de que a vida útil dos componentes de uma máquina pode ser conhecida mediante registro prolongado de ocorrências na própria máquina ou em similares. A manutenção preventiva (MP) é a execução de qualquer tarefa programada, feita de acordo com um plano preestabelecido, cujo objetivo é reduzir o potencial de falhas que teria um impacto adverso na confiabilidade ou na segurança da instalação.

Essa definição contempla os três objetivos da manutenção preventiva: prevenir a deterioração e falha do equipamento; detectar falhas incipientes; e descobrir falhas ocultas em condições de espera antes que ocorra a necessidade de entrar em operação. Está associada a manutenção.

- a) Definida pelo tempo - esta atividade é usualmente conhecida como manutenção preventiva sistemática ou, simplesmente, manutenção preventiva que é executada com base em uma periodicidade preestabelecida.
- b) Definida pela condição - esta atividade mede periodicamente (continuamente ou a intervalos regulares) o desempenho ou a condição de um item. Quando algum limite ou padrão preestabelecido for atingido, a intervenção é feita para substituir ou recuperar o item antes de ocorrer a falha completa. Esta atividade é conhecida como a manutenção preventiva preditiva ou simplesmente manutenção preditiva.
- c) Descoberta da falha - muitos equipamentos só são usados ocasionalmente, como sistemas de proteção e segurança, ou equipamentos redundantes, etc. Nesses casos, esses equipamentos são testados para verificar se já estão em estado de falha. Em caso positivo, a ação corretiva é tomada antes que a necessidade de uso ocorra.

Para preservar as funções, e assim manter a disponibilidade e a segurança das instalações, precisam-se tomar decisões de uma forma sistematizada para priorizar a utilização de recursos limitados. Isto é feito para cada modo de falha dominante através de uma árvore de decisão.

Segundo LEWIS e PEARSON[1965], para que se possa implantar um programa eficiente de manutenção preventiva, é necessário que se tomem as seguintes providências:

- 1- Colocar em funcionamento um sistema de controle de manutenção;
- 2- Fazer um inventário de máquinas, equipamentos e instalações, verificar a que está e a que não está sendo dada manutenção e, a partir disto, estabelecer um fichário de máquinas, equipamentos e instalações;
- 3- Analisar e estabelecer os itens obrigatórios de inspeção preventiva relativos a todas as máquinas;
- 4- Submeter cada procedimento de inspeção a um estudo de tempos e movimentos, antecipadamente, se possível, ou assim que for iniciado o programa.

Uma vez tomadas estas providências básicas, uma análise completa dos procedimentos de manutenção preventiva existentes deve ser feita antes de modificá-los. Para a realização desta análise os autores sugerem a adoção das seguintes medidas:

- 1- Inicie a análise pelos quatro pontos seguintes:
 - A- o processo de fabricação;
 - B- o pessoal de manutenção e produção que pode ser aproveitado;
 - C- a organização existente;

D- o mercado a que se destina o produto;

- 2- Esquematize, tomando por base os resultados da análise dos quatro pontos expostos no item 1, o programa, sua organização e sua implantação;
- 3- Estabeleça formulários e instruções gerais e particulares;
- 4- Inicie um programa de treinamento de todo pessoal envolvido.

Para LEWIS e PEARSON[1965], o objetivo final da preventiva é obter a utilização máxima do equipamento nas tarefas de produção, com a correspondente redução no tempo de máquina parada e nos custos de manutenção. Por isso, várias são as medidas a serem tomadas:

- 1- Determinar padrões que permitam avaliar a eficiência da manutenção;
- 2- Planejar e configurar tabelas com antecedência;
- 3- Melhorar a produtividade de cada operário, diminuindo os atrasos evitáveis e inevitáveis;
- 4- Assegurar-se de que tanto o equipamento quanto a mão de obra de manutenção estão disponíveis simultaneamente para a realização das inspeções preventivas;
- 5- Assegurar-se de que o departamento de produção está cooperando para a realização correta, e nos horários previstos, das inspeções preventivas.

A adoção destas medidas deve permitir a identificação e a correção de defeitos nas máquinas e instalações, evitando assim as interrupções da linha de produção.

A manutenção preventiva se baseia em tempo médio de falha (vida útil) muitas vezes fornecidos pelo fabricante do componente. A substituição do componente antes de ter sido atingido o seu limite de vida, promove reparos desnecessários e caros, devido ao custo das peças de reposição e custo da mão de obra, perdas de produção e aumento dos riscos de falhas introduzidos pela interferência do homem.

2.2.3- Manutenção Preditiva

Segundo a NBR-5462[1994], “a manutenção preditiva é o tipo de manutenção que garante uma qualidade de serviço desejada, com base na aplicação sistemática de técnicas de medições e análise, utilizando-se de meios de supervisão ou de amostragem, para reduzir ao mínimo a manutenção preventiva e diminuir a manutenção corretiva”. E geralmente usada em instalações de alto custo.

Segundo YACUBSOHN[1986], denomina-se manutenção preditiva o controle, efetuado com instrumental de medição próprio, das condições de funcionamento de máquinas em serviço, com a finalidade de prever falhas e detectar as mudanças no estado físico que tornem necessária a programação dos serviços de manutenção com a antecedência necessária para evitar quebras ou estragos maiores. Entre os objetivos da manutenção preditiva destacam-se:

- 1- Determinar antecipadamente quando será necessário realizar serviços de manutenção numa peça específica de um equipamento;
- 2- Eliminar desmontagens desnecessárias para inspeção;
- 3- Aumentar o tempo de disponibilidade dos equipamentos;
- 4- Minimizar trabalhos de emergência ou não planejados;
- 5- Impedir a propagação dos danos;
- 6- Aproveitamento da vida útil total dos componentes ou linha de produção;
- 7- Aumentar a confiabilidade de um equipamento ou linha de produção;
- 8- Determinar previamente uma interrupção de fabricação e quais os equipamentos que precisam de manutenção.

A manutenção preditiva será tanto mais eficiente quanto mais rapidamente for detectada a variação dos parâmetros, tornando possível prever, com uma antecedência satisfatória, quais as providências que devem ser tomadas para evitar uma parada ou pane não programada. É, então,

importante que o responsável pela manutenção esteja em condições de determinar quais parâmetros são importantes, estabelecer limites admissíveis para a operação e implantar métodos de medição, acompanhamento e diligenciamento e registrar adequadamente os parâmetros observados e suas variações com o funcionamento do equipamento.

Segundo NEPOMUCENO[1989], a manutenção preditiva deve ser estabelecida com extremo cuidado, pois necessita de informações precisas sobre o funcionamento do equipamento, as condições ambientais em que o equipamento trabalha, o processo de envelhecimento de cada componente, etc.

2.2.3.1- Parâmetros da preditiva

Os parâmetros ou variáveis que são usados para monitoramento na manutenção preditiva, são:

2.2.3.2- Temperatura

A temperatura constitui um parâmetro que deve ser considerado e controlado em todo e qualquer programa de manutenção, visando manter os componentes operando em condições satisfatórias. Os melhores resultados são obtidos quando o controle é feito continuamente, mediante monitoramento associado a dispositivos de parada em casos de sobre aquecimento. Permite a detecção imediata dos “pontos quentes”, exatamente nos locais onde há maior probabilidade de aparecimento de perturbações internas, nem sempre perceptíveis externamente, exceto pela elevação da temperatura. É utilizado em equipamentos ou estruturas complexas (petroquímica, siderurgia, etc.).

O controle deste parâmetro é realizado medindo a variação da temperatura de um ponto em relação a uma temperatura preestabelecida que é tomada como referência. Quando há um crescimento ou aumento da temperatura de maneira anormal, a variação pode ser tomada como sintoma de uma irregularidade ou avaria. O diagnóstico deverá, então, ser feito por outros métodos.

2.2.3.2- Óleos lubrificantes

Segundo HEIDRICH[1996], é usado para definir um grupo de técnicas que podem ser aplicadas a uma amostra de óleo lubrificante da máquina, retirada de um ponto de coleta apropriado. O método mais simples é usar um microscópio ótico para examinar um volume padrão de óleo, filtrado através de uma membrana. As partículas são manualmente contadas e comparadas com uma lâmina de microscópio padrão. Além da contagem de partículas, outras técnicas podem ser empregadas para a análise da condição do óleo: variação da indução do metal, variação da força do campo magnético, ferrografia, etc.

Para NEPOMUCENO[1984], o problema do controle do óleo consiste, na grande maioria dos casos, em verificar a viscosidade e a umidade do lubrificante, visando sempre o estado do lubrificante como tal. Na manutenção preditiva, a análise e o controle do óleo devem visar o equipamento e não o lubrificante, cujas propriedades devem ser controladas sem, no entanto, prejudicar as observações pertinentes ao equipamento. Tal análise visa determinar quais componentes estão apresentando desgaste anormal

2.2.3.3- Ruídos

O monitoramento de ruídos é o acompanhamento dos sons ou barulhos emitidos por uma vibração mecânica no ar e que está dentro da faixa de frequência auditiva. Este parâmetro não é usado pois o ruído nos ambiente das fábricas são muito altos.

Segundo HEIDRICH[1996], a comparação do ruído produzido por uma máquina ao longo do tempo é análoga a comparação de vários espectros de frequência. Contudo, necessita-se de um operador experiente para se mostrar útil. Vale como uma ferramenta auxiliar.

2.2.3.4- Pressão

O controle da pressão de um fluido num equipamento, em qualquer ponto é um dos parâmetros fundamentais à boa operação do mesmo. É importante um monitoramento adequado dos circuitos de lubrificação e/ ou refrigeração, com dispositivos que identifiquem eventuais quedas ou aumentos da pressão. O controle da pressão permite identificar defeitos e situações catastróficas.

2.2.3.5- Ensaio não destrutivos

Dentro dos diversos recursos disponíveis para a atividade de manutenção os ensaios não destrutivos são ferramentas fundamentais na avaliação dos itens sujeitos a manutenção. Os ensaios ultrasônicos, radiográficos, partículas magnéticas, correntes parasitas e líquidos penetrantes, usados individualmente ou combinados, totalizam técnicas eficientes, cobrindo praticamente todas as necessidades atuais na detecção e caracterização de descontinuidades.

A emissão acústica, é o ensaio não destrutivo mais recente, trazendo um conceito inovador com o qual, além da detecção e localização, permite avaliar a atividade manifestada pela descontinuidade nas condições de operação.

São usados para acompanhar o estado de peças de responsabilidade em relação a anomalias, ou seja, partes de equipamentos ou estruturas, com a finalidade de se evitar que peças vitais em serviço entrem em colapso, causando a paralisação dos serviços, perdas de vidas humanas e de patrimônio. As inspeções periódicas são realizadas com o intuito de se detectar anomalias devido ao tempo de serviço, tais como: fissuras, corrosão, desgaste, empenos, trincas de fadiga e outros.

2.2.3.6- Vibrações

O monitoramento das vibrações é uma das técnicas mais utilizadas para verificar as condições reais dos equipamentos, e pode variar desde uma simples medição do nível global de vibrações, análise espectral, cepstrum, curtose, fator de crista, envelope e outras. Este sistema de monitoramento será o objetivo deste trabalho.

Com a impossibilidade de processos de fabricação perfeitos, as máquinas são fabricadas e montadas dentro de uma faixa de tolerância, ficando sujeitas a imperfeições como folgas, desalinhamentos, desbalanceamentos etc., que vão gerar as vibrações/ ruídos.

No monitoramento pelas técnicas de vibração, as vibrações das máquinas podem ser medidas externamente, sem abrir ou parar as máquinas. É um método não destrutivo, que dá a possibilidade do diagnóstico das condições de falha, a um custo não proibitivo. E segundo LENZI[1991], a análise das vibrações é o melhor parâmetro para avaliar as condições dinâmicas, como balanceamento, estabilidade nos mancais, tensões dinâmicas existentes em componentes, e falhas incipientes em rolamentos e engrenagens, além de identificar desalinhamentos entre eixos e tolerância limite de funcionamento. Outro ponto importante é que todos os níveis de vibrações medidos e analisados, podem ser comparados aos limites recomendados pelos fabricantes e/ou por informações da máquina quando nova ou em boas condições de operação.

Segundo MATOS[1980], o programa de manutenção preditiva, com base no controle de vibração, parte do princípio de que toda máquina vibra e que quanto maior é o defeito existente tanto maior será a vibração. Assim, fazendo-se medições periódicas de vibração num determinado equipamento e registrando-se os valores obtidos, pode-se acompanhar o desenvolvimento de um defeito e fazer a manutenção corretiva quando estes valores atingirem

limite predeterminados. Com isso, obtém-se uma série de vantagens em relação às técnicas convencionais de manutenção (corretiva e preventiva).

Segundo MARTINS e GERGES[1985], com o aprimoramento das técnicas de análise de sinais, tem sido possível o desenvolvimento e aplicação de técnicas sofisticadas nas manutenções preventiva / preditiva. Tais técnicas estão dentro do que se chama monitoramento de máquinas e permitem que se saiba quais sejam as condições de operação, sem que seja necessário pará-las para vistoria.

2.3- Definições básicas de probabilidade

2.3.1- Introdução

A grande parte das variáveis que vão quantificar a confiabilidade, normalmente, não podem ser definida com exatidão, ou seja, são variáveis aleatórias, em maior ou menor grau, requerendo um tratamento estatístico para seu cálculo. Segundo ROSA[1976], todos os fenômenos cuja ocorrência só pode ser prevista de um modo probabilístico são fenômenos aleatórios. Assim, uma dada variável t será aleatória quando esta variável assume valores diferentes, cada vez que for medida. Uma variável aleatória fica caracterizada pela função densidade de probabilidade $f(t)$ que representa a freqüência de assumir um valor definido.

Dentre as funções de densidade de probabilidade mais importantes tem-se:

2.3.2- Distribuição normal ou Gaussiana.

Segundo MEYER[1973], existem muitos componentes ou experimentos cujo comportamento das falhas pode ser representado pela distribuição normal. A sua função densidade de probabilidade é dada por:

$$f(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{t-\mu}{\sigma}\right)^2\right] \quad -\infty < t < \infty \quad (2.1)$$

Sendo t é a variável aleatória;

μ o valor médio;

σ o desvio padrão

Os parâmetros μ e σ devem satisfazer às condições:

$$-\infty < \mu < \infty, \text{ e } \sigma > 0$$

A distribuição normal dada pela Figura 2.1 é completamente determinada pelos dois parâmetros μ e σ . Os problemas de estimativa para populações normais são, por conseguinte, reduzidos às estimativas da média (μ) e do desvio padrão (σ).

A forma da função densidade e probabilidade normal está indicada na Fig. 2.1. A lei de falhas normal indica que a maioria das peças falha em torno da duração até a falha média. A lei das falhas normal representa um modelo apropriado para componentes nos quais a falha é devida a algum efeito de desgaste. MEYER[1973] não inclui a distribuição normal entre as mais importantes leis de falhas.

A função de confiabilidade da lei de falhas normal pode ser expressa em termos da função de distribuição acumulada normal, tabulada, ϕ , da seguinte maneira:

$$R(t) = P(T > t) = 1 - P(T \leq t)$$

$$R(t) = 1 - \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} \int_{-\infty}^t \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{t-\mu}{\sigma}\right)^2\right] dt \quad (2.2)$$

$$R(t) = 1 - \phi\left(\frac{t-\mu}{\sigma}\right)$$

Sendo T é a duração da vida do componente
 t é a variável aleatória

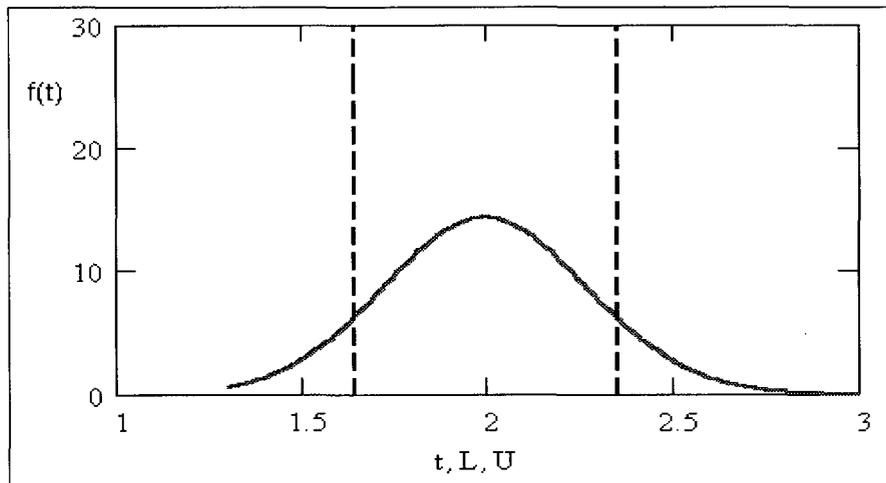


Figura 2. 1- Função densidade de Probabilidade do processo Gaussiano

Segundo DIAS[1997], a função densidade de probabilidade de Gauss tem uma distribuição perfeitamente simétrica, o que não representa a maioria das distribuições de falha de equipamentos ou sistemas. Para essa distribuição, a forma e a posição da função densidade pode ser especificada somente em termos do valor médio e do desvio padrão. Essas propriedades criam a possibilidade de usar a distribuição normal, incorretamente, já que a maioria dos eventos de falha não podem ser caracterizados pela média e pelo desvio padrão

2.3.2.1- Intervalos de confiança

A norma NBR-9321[1986], define um intervalo de confiança em torno da estimativa por pontos, o qual inclui o verdadeiro valor do parâmetro que está sendo estimado com uma certa probabilidade, o nível de confiança. O intervalo de confiança será mais estreito à medida que mais informações estejam disponíveis.

Para COSTA NETO[1977] intervalo de confiança é o intervalo que, com probabilidade conhecida, deverá conter o verdadeiro valor do parâmetro avaliado.

Na NBR-9321[1986], o nível de confiança preferencial escolhido é de 90 %. Desta forma o intervalo de confiança inclui os verdadeiros valores das características com uma probabilidade de 90 %.

Segundo WHITMORE[1993], o intervalo $L \leq \mu \leq U$ é um intervalo de confiança $1 - \alpha$ para a população média μ , se a seguinte probabilidade de conter a amostragem prévia:

$$P(L \leq \mu \leq U) = 1 - \alpha \quad (2.3)$$

Onde: L- é o limite inferior

U- é o limite superior

α - é o nível de significância utilizado para calcular o nível de confiança, é um número maior que 0 e menor que 1.

A Equação 2.3 mostra que existe a probabilidade de acontecer $1 - \alpha$, de que o intervalo calculado $1 - \alpha$, incluirá μ . Portanto, se algumas amostras aleatórias de tamanho n são projetadas de uma população, $100(1 - \alpha)\%$ dos intervalos de confiança calculados das amostras, incluirá μ e conseqüentemente será correto.

2.3.2.2- Seleção do coeficiente de confiança

O coeficiente de confiança deve ser fixado de acordo com a probabilidade de acerto que se deseja ter na estimação por intervalo. O coeficiente de confiança deve ser aumentado até tão próximo de 100 % quanto se queira, mas isso resultará em intervalos de amplitude cada vez maiores, o que significa perda de precisão na estimação.

Segundo COSTA NETO[1977] seria desejável ter intervalos com altos coeficientes de confiança e pequenas amplitudes, o que corresponderia a estimação do parâmetro em questão com pequena probabilidade de erro e grande precisão. Isso, porém, requer uma amostra suficientemente grande, pois com n fixo, a confiança e a precisão variam em sentidos opostos.

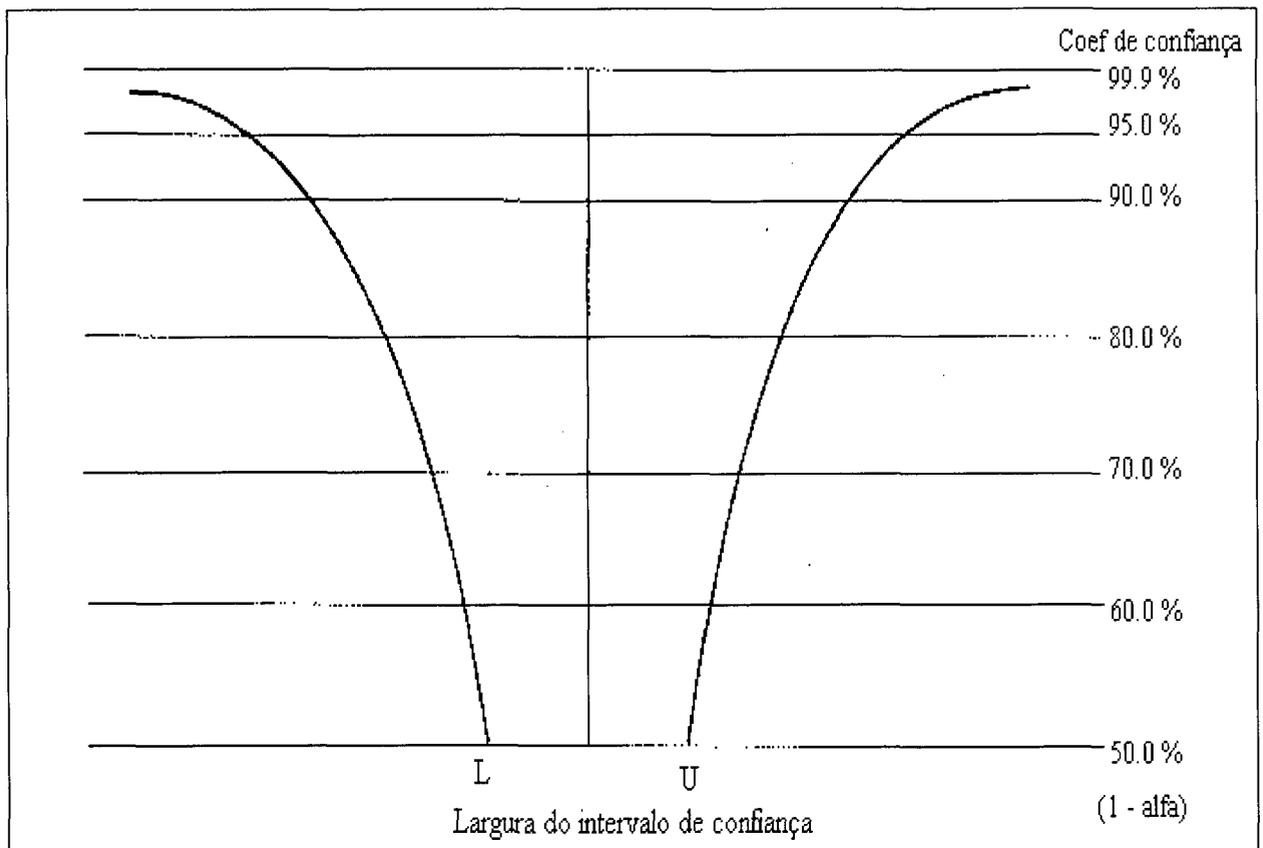


Figura 2. 2- Intervalos de confiança[WHITMORE[1993]]

A Figura 2.2 ilustra este relacionamento e mostra como a largura do intervalo de confiança varia com o coeficiente de confiança para qualquer resultado dado da amostra. Observe como o intervalo de confiança alarga-se rapidamente assim que o coeficiente de confiança se aproxima de 100%.

A escolha do coeficiente de confiança $1 - \alpha$ variará de caso para caso, dependendo de quanto o risco pode ser tomado ao obter um intervalo incorreto. O intervalo de confiança define uma faixa dentro da qual, com algum coeficiente de confiança especificado o parâmetro da população pode ser encontrado. E os coeficientes de confiança mais utilizados são os de 90, 95 e 99%.

Segundo HOEL[1961], uma estimativa por intervalos para um parâmetro é um intervalo determinado por dois números obtidos pela computação sobre os valores da amostra a qual se espera que contenha o valor do parâmetro, no seu interior. A estimativa por intervalos é usualmente constituída de tal maneira que a probabilidade do intervalo conter o parâmetro possa ser especificada. A vantagem da estimativa por intervalos é que ela mostra quão precisamente o parâmetro está sendo estimado. Se o comprimento do intervalo é muito pequeno, uma alta precisão foi atingida, tais estimativas por intervalos são chamadas de intervalos de confiança.

Nos problemas práticos de engenharia, freqüentemente, têm-se poucos dados para serem considerados. Nesses casos não que considerar métodos específicos para calcular as variáveis de uma distribuição.

Um método para calcular o intervalo de confiança para uma amostra menor que 20, denominados de pequenas amostras é apresentado pela distribuição T de Student.

2.3.2.3- Distribuição T de Student

Ela é definida pela fórmula

$$t = \frac{(\bar{x} - \mu)}{S} \sqrt{n} \quad (2.4)$$

Onde: μ - é a média da população
 \bar{x} - é a média da amostra
 S - é o desvio padrão da amostra
 n - é o número de elementos da amostra

Ou através da variável normal padrão z

$$z = \frac{(\bar{x} - \mu)}{\sigma} \sqrt{n} \quad (2.5)$$

A equação de t difere de z por envolver o desvio padrão da amostra, S , em lugar do desvio da população, σ . Desde que t não requer um conhecimento de σ , como no de z , o seu valor pode ser calculado dos dados da amostra, enquanto o valor de z não pode ser computado a menos que σ seja conhecido. Esta é a razão pela qual t pode ser usada para resolver problemas sem necessidade de introduzir aproximações para os parâmetros de população.

Segundo HOEL[1961], a distribuição de t depende apenas do valor de n , desde que a variável básica x possua uma distribuição normal, e que a distribuição de t é muito aproximada de uma variável padrão z , exceto para valores muito pequenos de n .

Os valores de t correspondentes aos vários *graus de liberdade* indicados por v , e várias probabilidades são encontrados em qualquer livro de estatística.

O valor de v é, então, calculado a partir da seguinte equação:

$$v = n - 1 \quad (2.6)$$

O intervalo de confiança para várias probabilidades é dada pela seguinte fórmula:

$$\bar{x} - t \frac{S}{\sqrt{n}} < \mu < \bar{x} + t \frac{S}{\sqrt{n}} \quad (2.7)$$

Este método requer que σ seja aproximado por S , por isto dando uma solução exata para o problema em lugar de uma solução aproximada.

Segundo KOBAYASHI[1987], se a distribuição das médias \bar{x} é normal o desvio padrão de \bar{x} pode ser representado pela equação:

$$S_{\bar{x}} = \frac{S_x}{\sqrt{n}} \quad (2.8)$$

Conhecendo-se o desvio padrão de \bar{x} , pode-se estabelecer o intervalo de confiança para a média. O intervalo dentro da qual a população média, μ , é localizada, é dada pela Equação 2.9.

$$\bar{x} - z S_{\bar{x}} < \mu < \bar{x} + z S_{\bar{x}} \quad (2.9)$$

onde: $\bar{x} - z S_{\bar{x}}$ é o limite de confiança inferior

$\bar{x} + z S_{\bar{x}}$ é o limite de confiança superior

$$z = \frac{(\bar{x} - \mu)}{\sigma}$$

Se z é tomado como 3, a confiança de μ estará localizado dentro do intervalo de confiança estabelecido na equação 2.9 é de 99.9%. Para níveis de confiança de 99.9, 99.0, 95.0, 90.0%, os valores correspondentes de z são 3.30, 2.57, 1.96 e 1.65, respectivamente.

Quando o tamanho da amostra é muito pequeno, $n < 20$, o desvio padrão $S_{\bar{x}}$, não fornece uma estimativa confiável do desvio padrão, σ , da população e a Equação 2.9 não poderia ser empregada. Este erro introduzido pela amostra muito pequena é corrigido pela modificação da Equação 2.9, para:

$$\bar{x} - t_{\alpha} S_{\bar{x}} < \mu < \bar{x} + t_{\alpha} S_{\bar{x}} \quad (2.10)$$

Onde t_{α} é na estatística conhecido como Student's, que é apresentado em tabelas, em função dos graus de liberdades. O parâmetro α é o nível de significância que é a probabilidade de exceder um dado valor de t . O valor de t depende do número de graus de liberdade, v .

O termo $t_{\alpha} S_{\bar{x}}$ na Equação 2.10 representa a medida da média estimada \bar{x} para um ou outro valor do limite de confiança. Este termo pode ser usado para estimar o tamanho da amostra requerida para produzir uma estimativa da média \bar{x} com um confiabilidade especificada.

2.3.2.4- Medidas de dispersão

Segundo COSTA NETO[1977] a informação fornecida pelas medidas de posição necessita, em geral, ser complementada pelas medidas de dispersão. Estas servem para indicar o quanto os dados se apresentam dispersos em torno da região central. Caracterizam, portanto, o grau de variação existente no conjunto de valores. As medidas de dispersão que nos interessam são a amplitude e o coeficiente de variação.

1-Amplitude(Amp)

A variação da amplitude é definida como a diferença entre o maior e o menor valores do conjunto de dados:

$$\text{Amp} = X_{\max} - X_{\min}$$

onde X_{\max} é a amplitude máxima
 X_{\min} é a amplitude mínima

O valor de Amp está relacionado com a dispersão das medições. Entretanto, por depender de apenas dois valores do conjunto de dados, a amplitude contém relativamente pouca informação quanto à dispersão

2-Coeficiente de variação(CV)

Segundo COSTA NETO[1977] e TOLEDO[1985] o coeficiente de variação é definido como o quociente entre o desvio padrão e a média aritmética. É frequentemente expresso em porcentagem e é dado pela equação:

$$CV(x) = \frac{\text{Desvio padrão}}{\text{Média}} 100$$

O coeficiente de variação é caracterizado como a dispersão dos dados em termos relativos a seu valor médio. Por ser adimensional, o coeficiente de variação fornece uma maneira de comparar as dispersões de variáveis cujas unidades são irredutíveis.

A seguir serão apresentadas as distribuições exponencial e de Weibull, mesmo não tendo sido utilizadas durante o trabalho, por serem importantes para o estudo das leis de falhas, quando da análise de componentes em condições reais de funcionamento.

2.3.3- Distribuição exponencial

Segundo MEYER[1973], a distribuição exponencial desempenha importante papel na descrição de uma grande classe de fenômenos, particularmente nos assuntos da teoria da confiabilidade, sendo considerada uma das mais importantes leis de falhas.

A distribuição exponencial supõe que a taxa de falha seja constante (λ), ou seja, para a vida após a fase de falhas prematuras e antes da fase de desgaste, conforme pode ser visto na curva de taxa de falha também chamada de curva da banheira (fig. 2.3). A hipótese de taxa de falhas constante pode também significar que, depois que a peça estiver em uso, sua probabilidade de falhar não se tenha alterado, não é considerado o efeito do desgaste quando se adota o modelo exponencial.

A FDP associada é dada por:

$$f(t) = \lambda e^{-\lambda t} \quad t > 0 \quad (2.11)$$

λ é a taxa de falhas

A função confiabilidade é

$$R(t) = e^{-\lambda t} \quad (2.12)$$

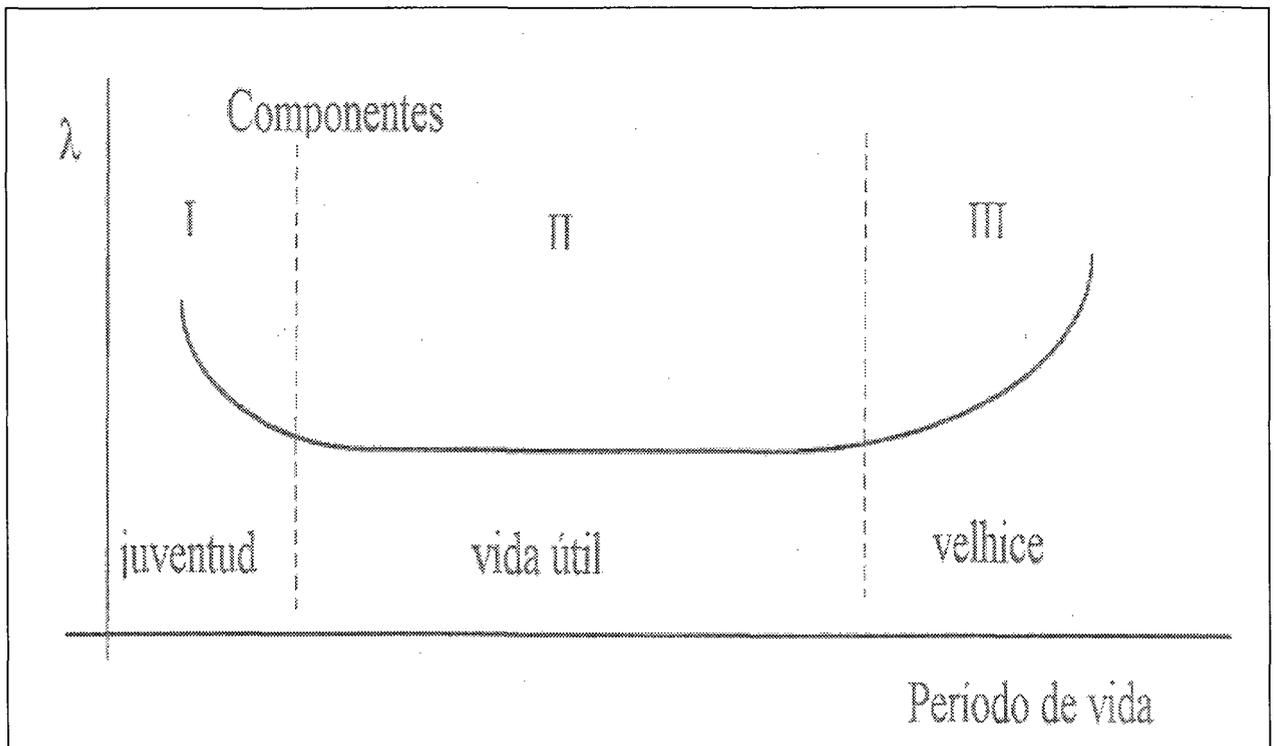


Figura 2. 3- Curva da taxa de falha ou curva da banheira [DIAS[1997]]

Na Figura 2.3 está delimitado, de forma idealizada, que todo item tem do ponto de vista do uso, três períodos de vida distintos: juventude, vida normal e velhice ou senilidade.

Período I- as falhas são denominadas de juventude, ou mortalidade infantil, por ocorrerem no período inicial. Essas falhas estão geralmente associadas a erros de manufatura, montagem ou instalação não detectados no controle de qualidade. Quando do primeiro projeto pode também estar associado a erro de projeto.

Período II- este período é chamado de vida útil. Esse trecho é caracterizado por falhas aleatória, oriundas de cargas externas inevitáveis e imprevisíveis. É nesse intervalo que se terão as chamadas falhas aleatórias, podendo, portanto ser representada pela distribuição exponencial.

Período III- representa o desgaste ou a fase da fadiga e é caracterizado pelo aumento da taxa de falha. Esse período é caracterizado por uma forte influência da degradação, principalmente pela fadiga. A variação de λ , geralmente, pode ser representada pela distribuição normal.

Segundo DIAS[1997], a hipótese de falha constante constitui uma simplificação do problema. E que é possível usar a distribuição exponencial em três situações:

1- As técnicas analíticas, particularmente, para sistemas grandes são muito complexas a menos que simplificações sejam feitas. Nestes casos, supor taxa de falha constante e usar a distribuição exponencial, facilita a solução do problema.

2- Quando os dados usados no exercício de avaliação forem muito limitados e insuficientes para verificação correta da distribuição. Nesses casos diz-se que seria não realístico usar técnicas mais elaboradas devido à pobreza dos dados.

3- Caso seja interessante, usa-se só os valores limites de confiabilidade, então a distribuição em si perde significância e os resultados seriam iguais para qualquer outra distribuição. Essa observação seria inapropriada se os valores de probabilidade forem dependentes do tempo. Nesse caso o uso de uma ou de outra distribuição causaria diferenças quanto aos valores de confiabilidade do sistema.

2.3.4- Distribuição de Weibull

Esta distribuição foi apresentada em 1951 por Waloddi Weibull. O modelo probabilístico de Weibull, por trabalhar com os parâmetros α , β , γ , torna-se mais flexível e é a que melhor se ajusta aos resultados experimentais e operacionais, utilizados na maioria das aplicações em engenharia mecânica, principalmente quando se dispõe de pequena quantidade de dados. Permite ainda analisar as falhas ocorridas em todas as fases da vida do equipamento: juventude, vida útil e velhice (curva da banheira figura 2.3) [DIAS 1997].

A função densidade de probabilidade de Weibull é dada por:

$$f(x) = \frac{\beta}{\alpha} \left(\frac{x-\gamma}{\alpha} \right)^{\beta-1} \exp - \left(\frac{x-\gamma}{\alpha} \right)^{\beta} \quad (2.13)$$

$$x > 0, \beta > 0, \alpha > 0$$

x - variável que define o período de vida útil;

γ - parâmetro local, que caracteriza o período de vida do item, podendo nas aplicações relativas à mecânica ser desconsiderado, por ser muito pequeno quando comparado ao período de vida útil dos componentes.

α - parâmetro de escala ou vida característica, indicado em unidade de tempo, distância, ou número de ciclo.

β - parâmetro de forma. É aquele que dá a aparência da distribuição.

$\beta < 1$ - nessa condição a função densidade de probabilidade diminui muito rapidamente na parte inicial da vida. É próprio para descrever o período chamado de juventude (Fig. 2.3).

$\beta = 1$ - neste caso a função densidade de probabilidade (FDP) equivale à função exponencial, $f(t) = \lambda \cdot e^{-\lambda t}$ e assim sendo tem variação constante com a vida. Nesta condição ela representa o item na fase chamada de vida útil. (Fig. 2.3).

$1 < \beta < 2$ - nesta condição tem-se um rápido aumento da FDP para um curto período de vida. Após, a curva passa a ter uma taxa de falha de crescimento, não mais sendo constante, ou seja, caracteriza o aumento da taxa de falha.

$\beta > 2$ - à medida que o parâmetro de forma aumenta a FDP vai ficando assintótica ao eixo da vida. Isto indica poucas falhas no período inicial da vida e rápido descarte na fase final. Descrevendo o comportamento da fase de velhice (Fig. 2.3).

$\beta \geq 3,44$ - neste caso a distribuição de Weibull se aproxima da distribuição Normal.

A figura 2.4 mostra as funções densidade e probabilidade para a distribuição de Weibull, para o parâmetro de forma variando de 0,5, 1, 2 e 4. Mostra que quando $\beta = 1$, tem-se a curva da distribuição exponencial, e quando $\beta \geq 3,44$ ela se aproxima da distribuição normal.

Segundo HARRIS[1966], a distribuição de Weibull é geralmente usada quando analisamos as propriedades dos materiais; por isto fornece uma descrição bastante precisa do problema da fadiga em rolamentos.

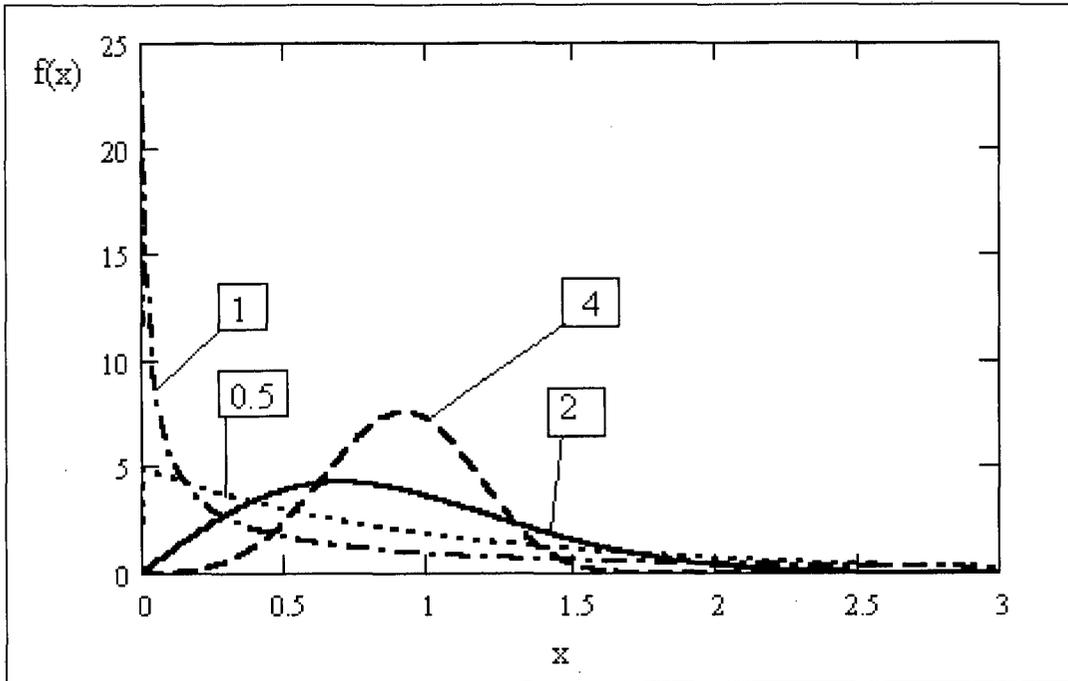


Figura 2. 4- Distribuição de Weibull para β de 0,5, 1, 2 e 4

CAPÍTULO 3

Técnicas de monitoramento por ensaio de vibrações

3.1- Introdução

Neste capítulo serão apresentadas justificativas do porquê trabalhar com as técnicas baseadas nas medições e análise das vibrações, considerações teóricas acerca das técnicas de diagnóstico e análise de vibrações, tais como: nível global de vibrações, cepstrum, curtose, e será dada uma ênfase especial às técnicas do fator de crista, análise espectral e técnica de envelope, que são parte dos objetivos deste trabalho de pesquisa.

A escolha do monitoramento pelas técnicas de vibração, ocorre porque as vibrações das máquinas podem ser medidas e analisadas através de um método não destrutivo, com medições externas, sem abrir ou parar as máquinas durante as condições normais de funcionamento, e da possibilidade do desenvolvimento de um diagnóstico das condições de falha, a um custo efetivo.

Segundo LENZI[1991], a análise das vibrações é o melhor parâmetro para avaliar as condições dinâmicas, como balanceamento, estabilidade nos mancais, tensões dinâmicas existentes em componentes, e falhas incipientes em rolamentos e engrenagens, além de identificar desalinhamentos entre eixos e tolerância limite de funcionamento. Outro ponto importante é que todos os níveis de vibrações medidos e analisados podem ser comparados aos limites recomendados pelos fabricantes e ou por informações da máquina quando nova ou em boas condições de operação.

Já para GERGES e NUNES[1996], a medição das vibrações em superfícies de máquinas rotativas permite detectar e diagnosticar falhas destas máquinas. Os parâmetros que devem ser quantificados nas medições de vibrações são a amplitude e o tempo, informações estas que vão permitir a avaliação das condições reais dos componentes e equipamentos.

Segundo NEPOMUCENO[1989], é importante observar que a escolha dos pontos de aplicação dos dispositivos de medida e análise das vibrações, constitui o fator criticamente fundamental para o sucesso de um programa destinado a análise ou monitoramento de vibrações de máquinas. A escolha de um ponto inadequado não retirará, do sinal global, a componente ou componentes que representam, realmente, as condições do equipamento. Nesse caso, nenhuma análise, por mais completa e complexa que seja, indicará as condições reais do equipamento.

Normalmente os mancais constituem pontos obrigatórios de medida e análise de vibrações. Isto porque é exatamente em tais regiões que se localizam as cargas dinâmicas e forças maiores existentes no equipamento. Segundo KLEMPNOW[1998], os mancais de rolamento são elementos mecânicos que originam a maioria das paradas das máquinas rotativas; por isso é que uma das premissas básicas nos programas de manutenção preditiva está orientada para a detecção antecipada das falhas deste tipo de componente.

A análise de vibração é efetuada no momento em que seus níveis atingirem limites preestabelecidos, a fim de se determinar a causa do problema e sua localização. Esta análise consiste em medir as características de vibração do equipamento (amplitude, frequência, fase etc.) e, em seguida, comparar estes dados com características conhecidas da máquina, tais como velocidade de rotação de seus componentes, condições de operação, elementos construtivos, elementos a ela conectados, etc.

Para NEPOMUCENO[1989], no caso da identificação de defeitos através das vibrações, deve-se notar que o estudo e a análise permitem obter informações sobre o quanto e o quê. Em outras palavras:

Amplitude: indica o quanto de gravidade uma anomalia apresenta;

Frequência: indica qual componente ou qual a região do equipamento que está originando a frequência detectada;

Fase: associada à amplitude e a frequência, permite determinar o como a anomalia se originou. Dá a causa ou origem da anomalia.

Existem algumas dezenas de defeitos que podem gerar vibrações, tais como:

- 1- desbalanceamentos;
- 2- desalinhamentos;
- 3- defeitos em engrenagens;
- 4- defeitos em rolamentos;
- 5- empenamentos de eixos;
- 6- vibrações induzidas por eletricidade;
- 7- vibrações introduzidas por atrito e por turbulências;
- 8- peças frouxas;
- 9- fricção entre partes rotativas e fixas.

A identificação de qual defeito está presente é possível, visto que cada defeito mecânico gera, durante a rotação, forças que vão provocar choques nos mancais, transmitindo-se a todo equipamento em forma de vibração. Estas forças variam em sentido e quantidade, enquanto a parte rotativa muda sua posição em relação à carcaça da máquina. O movimento vibratório determinado por estas forças tem características determinadas pela maneira de como estas forças são geradas (variavam com o tipo e a localização do defeito), sendo possível, portanto, uma análise de causa e efeito para cada caso particular.

Num sistema, muitos componentes vibram, mas estas vibrações serão em diferentes frequências, diferentes amplitudes e diferentes fases; a análise das vibrações deve ser capaz de identificar as vibrações que se originam das forças flutuantes ou torques que são transmitidos através do sistema, ou seja, tem energia se alternando entre os componentes. Estas forças podem ser senoidais em algum caso especial, mas frequentemente são periódicas simples ou mesmo aleatórias.

NEPOMUCENO[1989] ressalta que o interessado na manutenção terá seu trabalho facilitado se possuir dados e valores numéricos dos parâmetros de vibração para o equipamento novo ou em boas condições. Com isto, será possível o acompanhamento e diligenciamento da variação de tais parâmetros, isto porque o valor da variável depende do equipamento e, na manutenção preditiva em base ao estado real dos componentes, o que interessa são as variações dos parâmetros e não seus valores absolutos.

As seguintes técnicas de diagnóstico de defeitos em máquinas, baseadas na análise das vibrações podem ser usadas para avaliar o estado que se encontra as máquinas ou equipamentos.

3.2- Nível global de vibrações

O nível global de vibrações é uma das formas de avaliação do desempenho de equipamentos rotativos, consiste em medir o nível global (valor eficaz) do sinal proveniente de um transdutor, onde a ocorrência de qualquer defeito provoca uma alteração do nível global da vibração característica, pertencentes a cada máquina, provocando alterações deste parâmetro. As medições sistemáticas visam avaliar a intensidade das vibrações e se elas estão dentro das faixas de aceitação.

Segundo LENZI[1991], o nível global obtido no ponto de vibração representa um primeiro passo do monitoramento de vibrações, proporcionando informações básicas para a verificação das condições de funcionamento e para o acompanhamento das variações destas. Trata-se de um procedimento simples, rápido, dispensa pessoal qualificado, bem como equipamentos mais sofisticados. Este procedimento, porém, apresenta sérias desvantagens que limitam a capacidade de identificação de defeitos. Entre elas, por não efetuar uma análise espectral e ser insensível às vibrações de altas frequências, tornando-se inviável para a análise de muitos tipos de defeitos.

Segundo NEPOMUCENO[1989], os instrumentos utilizados na medição do nível global são bastante simples, normalmente constituídos pelo conjunto transdutor - sistema eletrônico amplificador - instrumento de leitura. Via de regra, o instrumento de leitura é o mostrador, com escala indicando diretamente o valor da grandeza medida em decibels. O autor coloca que o método de nível global possui vantagens apreciáveis e constituem um processo perfeitamente válido. Além de confiável e permitir que sejam tomadas providências muito antes de atingir uma fase perigosa ou mesmo catastrófica. Normalmente este método é adotado como estágio inicial, para métodos mais elaborados, que permita o estabelecimento de um diagnóstico mais preciso e que torne possível a eliminação da irregularidade dentro do menor tempo possível. O método de nível global tem como desvantagem não permitir o estabelecimento preciso sobre a origem da falha que originou a vibração excessiva, sendo necessário parar a máquina para verificar a origem da anomalia.

Para LENZI[1991], esta técnica permite apenas detectar desbalanceamentos, desalinhamentos grosseiros e eixos exageradamente tortos (fletidos), os quais produzem altos níveis de vibração. Falhas incipientes em rolamentos e engrenagens produzem baixos níveis de vibração, sendo mascarados pelos altos níveis de vibração produzidos por outros defeitos, tomando assim, difícil a sua identificação. Somente serão detectados quando atingirem níveis de vibração maiores que os de baixa frequência normalmente existentes em máquinas.

Segundo WILHELN HENSELER FILHO[Rhodia de São José dos Campos], pela análise de vibrações através de medições periódicas obtém-se uma curva de tendências, Figura 3.1, onde podem-se observar as vibrações e suas flutuações num equipamento, e fazendo uma avaliação em três níveis: Normal - onde não há ocorrência de problemas; Alerta - que aponta um processo de desgaste não perigoso; e Reparo - que indica a necessidade de se programar uma parada de troca, de balanceamento ou de alinhamento. WILHELN alerta que as medições sistemáticas devem ser feitas sempre com o equipamento operando nas mesmas condições, no mesmo ponto do equipamento, com a mesma carga e igual rotação das medidas anteriores. E que, só o tempo e a experiência permitem uma interpretação segura dos gráficos resultantes da análise vibratória.

Segundo NEPOMUCENO[1989], o método do nível global das vibrações, embora constitua um procedimento excelente para evitar situações graves, o mesmo não permite um diagnóstico preciso para localizar e determinar qual a origem do nível excessivo de vibrações. Outro inconveniente do método do nível global é que as vibrações de um equipamento raramente são constituídas por uma vibração, mas sim por um conjunto de vibrações, contendo várias frequências, cada uma delas originadas num determinado componente.

Tais dificuldades, segundo LENZI[1991], introduziram a análise espectral do sinal de vibração, onde pode-se melhor identificar os componentes que apresentam defeitos, que é realizado através da comparação com espectros já conhecidos de cada componente.

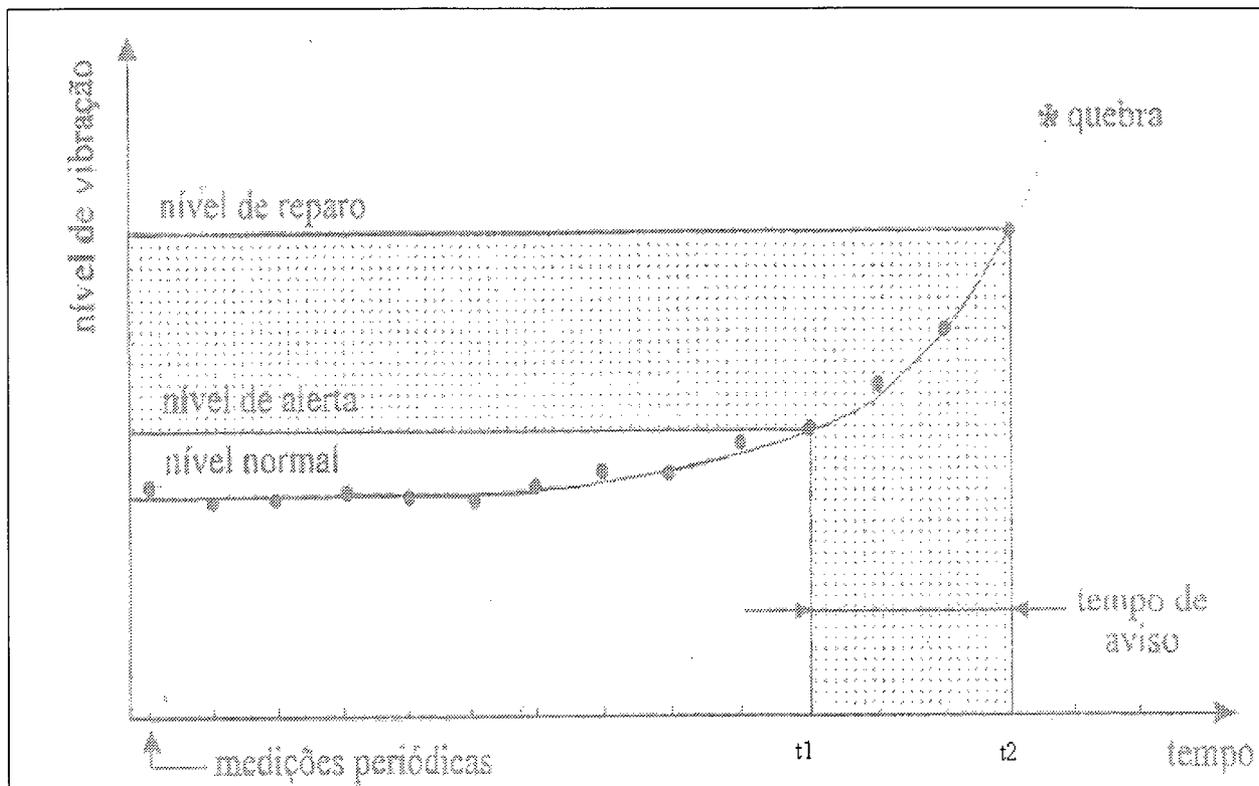


Figura 3. 1- Curva de tendências[HEIDRICH[1996]]

3.3- Cepstrum.

É definido como sendo o espectro de potência do espectro de potência, em escala logarítmica, de um sinal. Matematicamente é definido por:

$$C(\tau) = |TF[\log(X(f))]|^2 \quad (3.1)$$

Onde $X(f)$ é o espectro de potência do sinal $x(t)$, e TF representa a Transformada de Fourier.

$$X(f) = |TF(x(t))| \quad (3.2)$$

O “cepstrum” assim calculado é denominado de “cepstrum” de potência. A unidade τ é denominado de quefrência e representa uma escala de tempo (1/Hz ou segundo), de forma análoga à função auto correlação a qual é expressa pela transformada de Fourier inversa do espectro de potência. Tem sido utilizado principalmente no diagnóstico de defeitos em engrenagens.

Segundo LENZI[1991], o “cepstrum” representa uma técnica de análise importante porque detecta periodicidades em um espectro. As periodicidades podem ser causadas pela modulação de um sinal, em amplitude e em frequência, que se estendem por uma ampla faixa de frequências. Tem sido bastante usado principalmente para a detecção de defeitos em engrenagens e em rolamentos, etc.

Segundo RANDALL[1994], o “cepstrum” é definido como a transformada de Fourier inversa do espectro do logaritmo, e pode ainda ser considerado como um tipo de espectro de um espectro. Uma das propriedades é realçar as características periódicas de um espectro, na mesma maneira que uma análise de espectro normal extrai informações sobre o conteúdo periódico do sinal de tempo.

Segundo LIMA[1985], o uso de “cepstrum” em termos de amplitude e quefrência, τ , do primeiro pico corresponde à frequência de rotação do redutor de velocidade FALK 2050 Y-3-B-194, e também à diferença entre as frequências correspondentes aos lóbulos laterais, destaca-se revelando a sua capacidade de síntese, resumindo famílias de harmônicos e informações destes, no espectro, em apenas um pico, portanto sendo considerado uma ferramenta eficaz para a detecção de falhas em engrenagens. A Figura 3.2 a seguir ilustra o “cepstum” de um desbalanceamento em uma engrenagem.

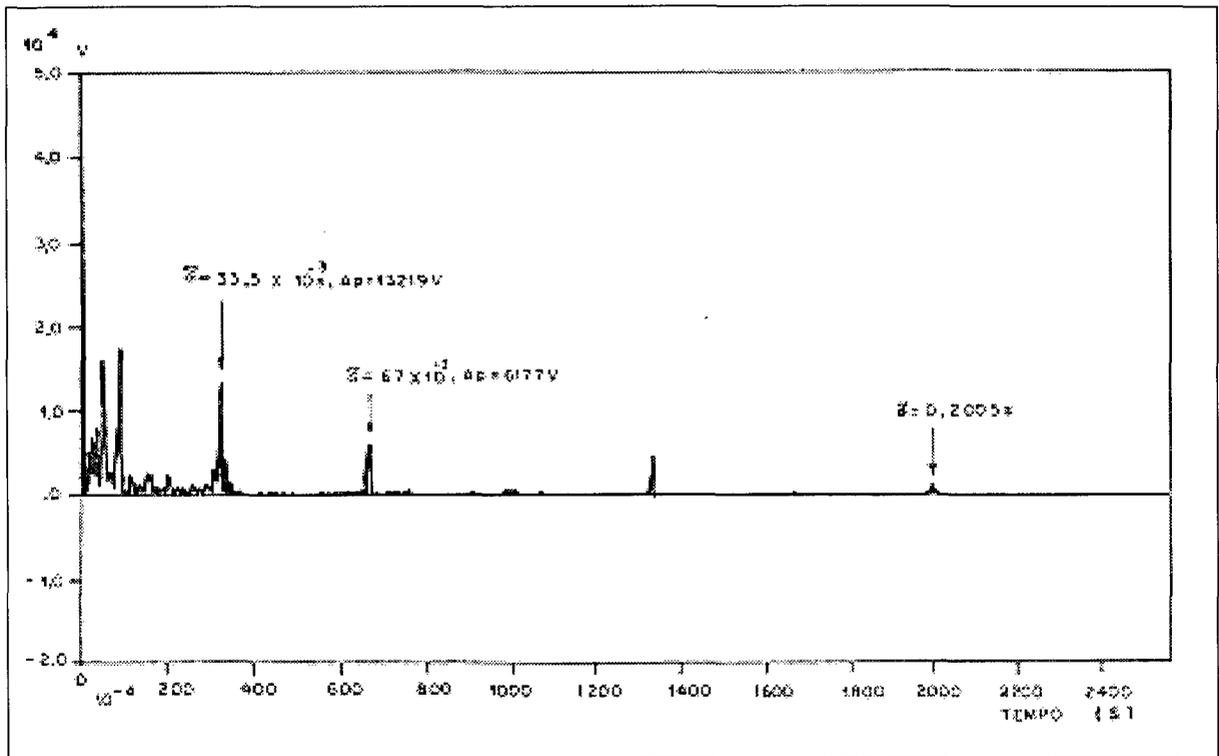


Figura 3. 2- “Cepstrum” de uma engrenagem desbalanceada

3.4- Curtose

A curtose é definida como o quarto momento estatístico central normalizado pelo desvio padrão, na quarta potência, do sinal de vibração o quarto momento é representado pela expressão:

$$m^4 = \int_{-\infty}^{\infty} [x(t) - \mu]^4 p(x) dx \quad (3.3)$$

E portanto a curtose é dada por:

$$k = \left[\frac{m}{\sigma} \right]^4 = \frac{1}{\sigma^4} \int_{-\infty}^{\infty} [x(t) - \mu]^4 p(x) dx \quad (3.4)$$

Onde:

$x(t)$ representa o sinal de vibração;

μ é a média do sinal;

$p(x)$ é a densidade de probabilidade de $x(t)$;

σ é o desvio padrão;

Segundo GERGES e NUNES[1996], é sabido que, num rolamento sem defeito, as vibrações geradas pelo rolamento das esferas sobre as pistas é de natureza aleatória. Além disso, a distribuição de probabilidade de um sinal aleatório, tende à gaussiana quando a sua duração é suficientemente grande. A distribuição gaussiana $p(x)$ é definida por:

$$p(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} \exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{x(t) - \mu}{\sigma} \right)^2 \right] \quad (3.5)$$

A idéia do uso da curtose, (k), consiste em avaliar a ocorrência de um defeito através da função densidade de probabilidade.

Os valores de k são tabelados, sendo que para o caso de analisar um rolamento sem defeito, $k = 3$ (vibrações gaussianas), e quando $k > 3$ temos defeitos introduzindo pulsos no espectro.

Segundo LENZI[1991], esta técnica mostra-se razoavelmente insensível as variáveis como velocidade de rotação e carga. Entretanto, os picos gerados no sinal de vibração podem ser causados por outros defeitos, como folga mecânica, atritos, lubrificação deficiente, cavitação entre outros, os quais podem levar a alarmes falsos quando o objetivo for apenas diagnosticar defeitos em rolamentos. É importante também lembrar que a curtose não consegue diagnosticar a localização de um defeito, se estivesse na pista interna, externa ou nos elementos rolantes. Por isso recomenda-se o uso de uma técnica complementar, como a técnica de envelope.

3.5- Análise espectral

Para MARTINS[1985], o método da análise espectral baseia-se no fato de que as falhas como tensão de contato excessiva, desalinhamentos, imperfeições no material, contaminação dos lubrificantes, descarga elétrica entre os elementos rolantes e pistas, se manifestam com defeitos nas pistas, elementos rolantes ou gaiola, defeitos estes que produzem vibrações em frequências características. Desse modo, de posse de um analisador de frequências, pode-se detectar um ou mais defeitos, acompanhar seu desenvolvimento e prever o término da vida do rolamento, bastando para isso fazer a análise em frequência do sinal de vibrações medido sobre ele.

Segundo MARTINS[1985], o método da análise espectral é eficiente na detecção de defeitos em rolamentos numa montagem simples, apesar de ser mais difícil de se interpretar e requerer equipamentos mais sofisticados, o espectro pode ser usado não só para a detecção de

defeitos em rolamentos, como para a máquina em geral (engrenagens, desalinhamentos, desbalanceamento).

Segundo ARRUDA[1982], a análise espectral é uma técnica onde a amplitude da vibração é o parâmetro tomado para a comparação com determinados valores padrão para o julgamento do estado da máquina, a frequência é o dado indicativo da natureza do problema que pode estar causando um mau funcionamento. Através da análise espectral pequenas variações nos componentes espectrais podem ser facilmente detectadas. Desta forma vários defeitos podem ser identificados através da comparação das amplitudes relativas das principais componentes espectrais.

Para HEIDRICH[1996], uma das grandes vantagens da análise espectral é a possibilidade de se fazer a detecção precoce dos defeitos. Isto é possível devido ao fato da análise espectral indicar o nível de vibração de todas as frequências características da máquina

Segundo LENZI[1991], a identificação do defeito é facilitada ao ser comparado com o espectro típico da máquina quando em condições normais. Este espectro é geralmente chamado de Baseline e deve ser obtido de uma máquina em boas condições de operação ou, quando possível, a partir de um grupo de máquinas de mesmo modelo, também em boas condições. Determinando assim a média estatística e o desvio padrão da amplitude de cada componente espectral de interesse. Desta forma obtém-se uma estimativa dos valores máximos e mínimos de cada componente espectral referente às condições normais de operação.

3.5.1- Frequências relacionadas aos defeitos;

Segundo TAYLOR[1980], cinco frequências tem sido associadas com rolamentos defeituosos. Vários dados são usados em equações relativamente simples para calcular os valores numéricos das frequências. Elas são:

- 1- frequência de rotação do eixo;
- 2- frequência de rotação da gaiola;
- 3- frequência de passagem das esferas na pista interna;
- 4- frequência de passagem das esferas na pista externa;
- 5- frequência de rotação das esferas.

As frequências de passagem das esferas são geradas quando as esferas passam sobre um defeito existente nas pistas. A frequência gerada na pista externa é de aproximadamente 40 % do “balls times” em rps , já para a pista interna a frequência aproxima-se de 60 %. Isto é verdadeiro porque: (1) 40 % da passagem das esferas sobre o defeito é sobre a pista externa durante cada revolução e 60 % passa sobre a pista interna, e (2) a geometria do rolamento é proporcional ao seu tamanho. Além disso, a pista externa é estacionária e a pista interna é rotativa.

Para as deduções que se seguem são necessárias as seguintes suposições:

- i) Os corpos rolantes rolam sobre as pistas sem deslizar;
- ii) A carga aplicada é suficientemente grande e/ ou as velocidades suficientemente pequenas, de modo que o contato entre as superfícies é sempre assegurado.

As frequências relacionadas aos defeitos são demonstradas por MARTINS[1985] em sua tese de mestrado apresentada na UFSC em 1985. A Figura 3.3 mostra esquematicamente um rolamento usado para a dedução das equações das frequências relacionadas aos defeitos.

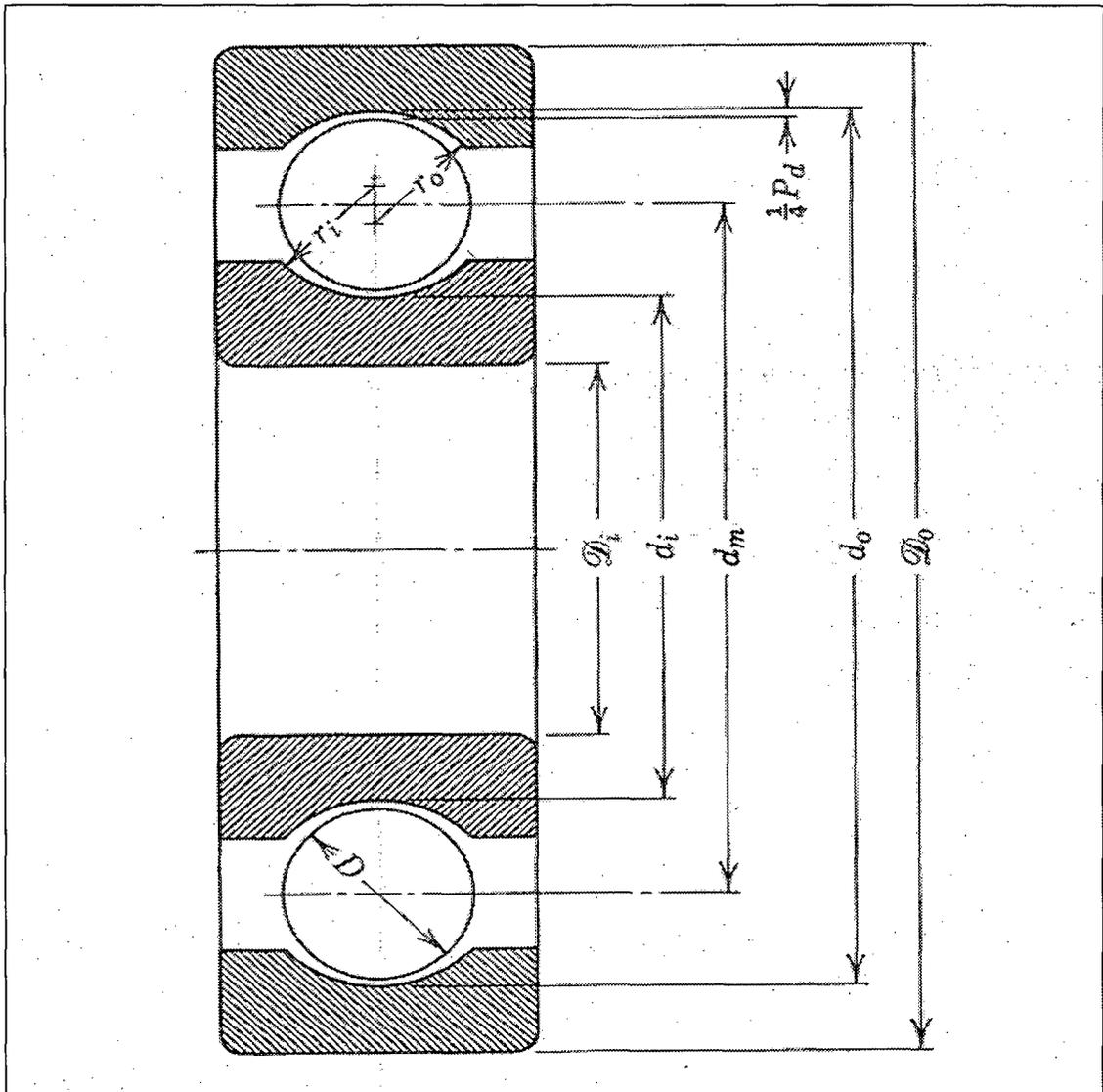


Figura 3. 3- Rolamento na forma esquemática[HARRIS[1966]]

As equações das frequências relacionadas aos defeitos são calculadas em função do tipo de rolamento, da sua geometria, da velocidade de rotação. Estas frequências características são calculadas pelas expressões abaixo:

1- Defeito na pista de rolamento externa:

$$f_e = \frac{n}{2} f_r \left[1 - \frac{D}{d_m} \cos \beta \right] \quad (3.6)$$

2- Defeito na pista de rolamento interna:

$$f_i = \frac{n}{2} f_r \left[1 + \frac{D}{d_m} \cos \beta \right] \quad (3.7)$$

3- Defeito na esfera :

$$f_b = \frac{d_m}{D} f_r \left[1 - \left(\frac{D}{d_m} \cos \beta \right)^2 \right] \quad (3.8)$$

4- Defeito na gaiola:

$$f_g = \frac{1}{2} f_r \left[1 - \frac{D}{d_m} \cos \beta \right] \quad (3.9)$$

Sendo:

- f_r é a velocidade de rotação do eixo (Hz);
- n é o número de esferas;
- D é o diâmetro das esferas (mm);
- d_m é o diâmetro entre centro de esferas (mm);
- β é o ângulo de contato
- d_o é o diâmetro da pista externa;
- d_i é o diâmetro da pista interna;
- D_o é o diâmetro externo;
- D_i é o diâmetro interno.

A seguir será visto um modelo matemático simplificado para a avaliação das características das vibrações produzidas por defeitos localizados.

3.5.2- Modelo matemático simplificado dos defeitos em rolamentos

Segundo MARTINS[1985], quando um defeito entra em contato com outra superfície, é gerado um pulso de curta duração que pode excitar muitas ressonâncias do sistema. Neste modelo, entretanto, supõe-se que apenas o modo com frequência ω_0 é significativo. Afirma ainda que tal suposição não é absurda, conforme pode ser observado na Figura 3.4. Outra simplificação é feita quando se assume que os pulsos são gerados em intervalos regulares, T_k . Então segundo BAUN e DATNER[1979], a resposta do sistema ao impacto devido ao defeito K, pode ser modelado como:

$$x_k(t) = \sum_{l=0}^{\infty} g_k(t-lT_k)U(t-lT_k) \quad (3.10)$$

Sendo: $g_k = A_k e^{-\alpha_0 t} \text{sen}(\omega_0 t)$ $T_k = 1/f_k$

$$U(t) = \begin{cases} 0 & \text{para } t < 0 \\ 1 & \text{para } t \geq 0 \end{cases}$$

Nas expressões acima, α_0 é o amortecimento de estrutura para o modo com frequência ω_0 e f_k é a frequência característica do defeito.

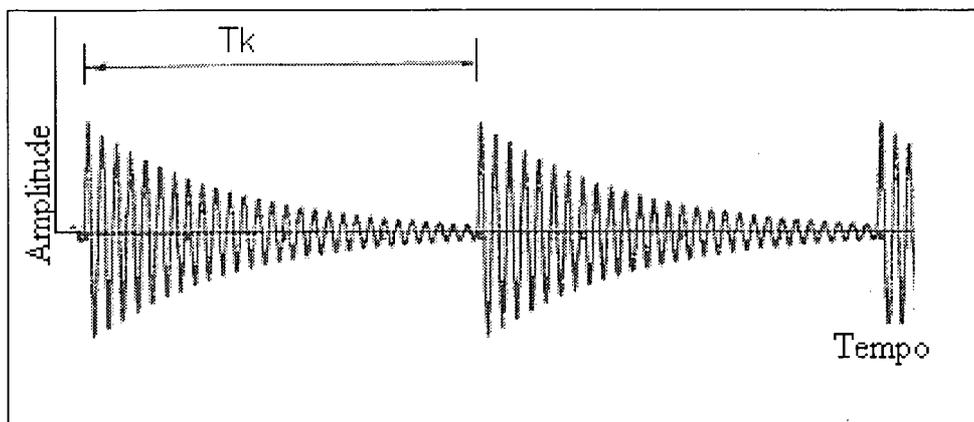


Figura 3. 4- Representação da equação 2.5.1

O sinal característico de cada defeito (Signature) é modificado pela resposta impulsiva da estrutura de modo que, para m defeitos, o sinal medido $v(t)$, é dado por:

$$v(t) = \left\{ \sum_{k=1}^m \sum_{l=1}^{\infty} A_k e^{-\alpha_0(t-lT_k)} \text{sen}[\omega_0(t-lT_k)] U(t-lT_k) \right\} * h(t) \quad (3.11)$$

Onde $h(t)$ é a resposta impulsiva do caminho de transmissão entre o ponto de geração dos pulsos e o ponto de medida. O símbolo $*$ significa produto de convolução.

O sinal medido em um rolamento com defeitos é a soma do sinal descrito pela Equação 3.11 com um sinal aleatório de banda larga, gerado pelo contato das superfícies em boas condições. Assim, o sinal temporal medido é bastante complexo, tornando difícil que se tirem conclusões úteis acerca do estado do rolamento. Este problema pode ser resolvido fazendo-se a análise em frequência do sinal através da Transformada de Fourier, TF , definida por COLLACOTT[1976]:

$$TF[f(t)] = F(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{-j\omega t} dt \quad (3.12)$$

TF é um artifício matemático que transfere um conjunto de dados do domínio do tempo para o domínio da frequência sem perdas de informações. Em geral, $F(\omega)$ é uma função complexa da frequência. Um gráfico do módulo de $F(\omega)$ em função da frequência é chamado de espectro de frequência do sinal. No espectro, quando se trabalha com vibrações ou acústica, como por exemplo, controle de vibrações, controle de ruídos e manutenção preditiva, muitas

conclusões de natureza prática são facilmente obtidas de um conjunto de dados no domínio da frequência.

Para MEIROVITCH[1967] a transformada de Fourier é uma seqüência de picos eqüidistantes no domínio da frequência, separados por um intervalo igual à frequência fundamental. O sinal descrito pela equação 3.10 é periódico conforme ilustra a figura 3.4. Pode-se mostrar que a sua transformada de Fourier $x_k(w)$ é dada por:

$$x_k(w) = 2\pi \sum_{n=0}^{\infty} x_{kn}(w) \delta(w - n \omega_k) \quad (3.13)$$

onde: δ é a função impulso unitário, também chamado de delta de Dirac.

$$\omega_k = 2\pi / T_k$$

x_{kn} é o coeficiente da série exponencial de Fourier, dado por:

$$x_{kn} = \frac{1}{T_k} \int_{-\frac{T_k}{2}}^{\frac{T_k}{2}} g_k(t) e^{-j n \omega_k t} dt \quad (3.14)$$

onde j é a unidade imaginária igual a $\sqrt{-1}$

O teorema da convolução no tempo mostra que, se $X(w)$ é a transformada de Fourier de $x(t)$ e $H(w)$ a transformada de Fourier de $h(t)$, respectivamente, é válida a seguinte relação:

$$F [x(t) * h(t)] = X(w) \cdot H(w) \quad (3.15)$$

Aplicando o teorema da convolução no tempo para a Equação 3.11, tem-se:

$$V(w) = \left[2\pi \sum_{k=1}^m \sum_{n=0}^{\infty} x_{kn}(w) \delta(w - n \omega_k) \right] \cdot H(w) \quad (3.16)$$

Devido à linearidade do operador F , pode-se somar à Equação 3.16 a transformada de Fourier do ruído aleatório de banda larga, $R(w)$, e será obtido a Transformada de Fourier do sinal medido em um rolamentos com m defeitos, $V_m(w)$, ou seja:

$$V_m(w) = \left[2\pi \sum_{k=0}^m \sum_{n=0}^{\infty} x_{kn}(w) \delta(w - n \omega_k) \right] \cdot H(w) + R(w) \quad (3.17)$$

O módulo da Equação 3.17 representa um modelo matemático simplificado para o espectro do sinal de vibração de um rolamento com m defeitos localizados. Na Equação 3.17 tomou-se o somatório a partir de $k = 0$ para incluir o caso $m = 0$, ou seja, o rolamento está em boas condições, $A_k = 0$, $x_{kn} = 0$, restando apenas $R(w)$. Conforme se pode ver, além da contribuição do ruído, o espectro deverá apresentar picos discretos nas frequências relacionadas aos defeitos e nos seus harmônicos. As amplitudes destes picos dependem da resposta em frequência do caminho de transmissão, $H(w)$, e dos coeficientes $x_{kn}(w)$. O método da análise espectral baseia-se no fato de que x_{kn} é proporcional à amplitude A_k de $x_k(t)$, que está diretamente relacionada com a profundidade do defeito. Assim, quando o defeito evolui, a amplitude do pico na frequência a ele relacionada deverá aumentar.

A influência de $H(w)$ pode ser a de amplificar alguns picos e atenuar outros. Por isso, o método baseia-se no conhecimento do espectro do rolamento novo em cada montagem particular, para comparação com os espectros obtidos em medições periódicas.

RANDALL[1994] ilustra a diferença entre os defeitos produzidos por falhas nas pistas internas, externas e elementos rolantes, apresentado na Figura 3.3. Analisando a Figura 3.5 podemos verificar a dificuldade em analisar o espectro de vibração do mancal de rolamento, exigindo muitas vezes, técnicas mais apuradas para a diagnose de tais defeitos.

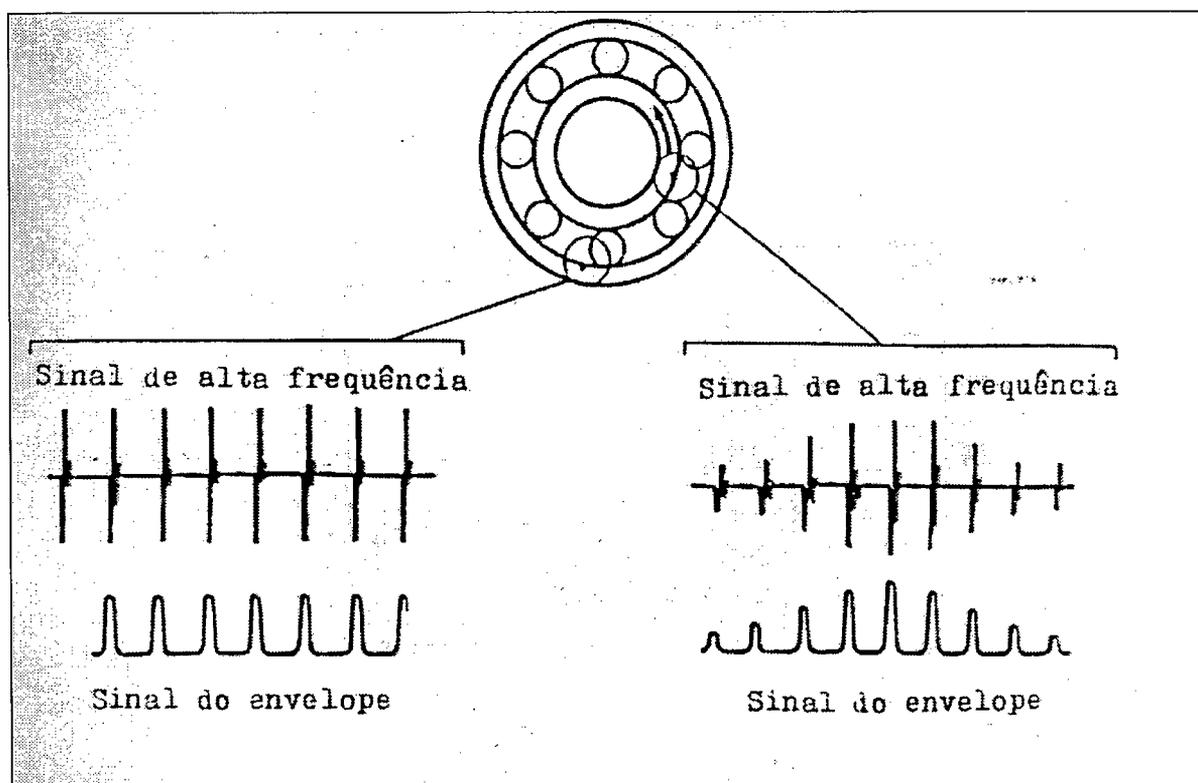


Figura 3. 5- Sinais típicos de vibração gerados por defeitos localizados

A Figura 3.6 mostra o sinal de vibração no tempo para um rolamento NSK 6305 com defeito na pista externa. A Figura 3.7 mostra o espectro da Figura 3.6.

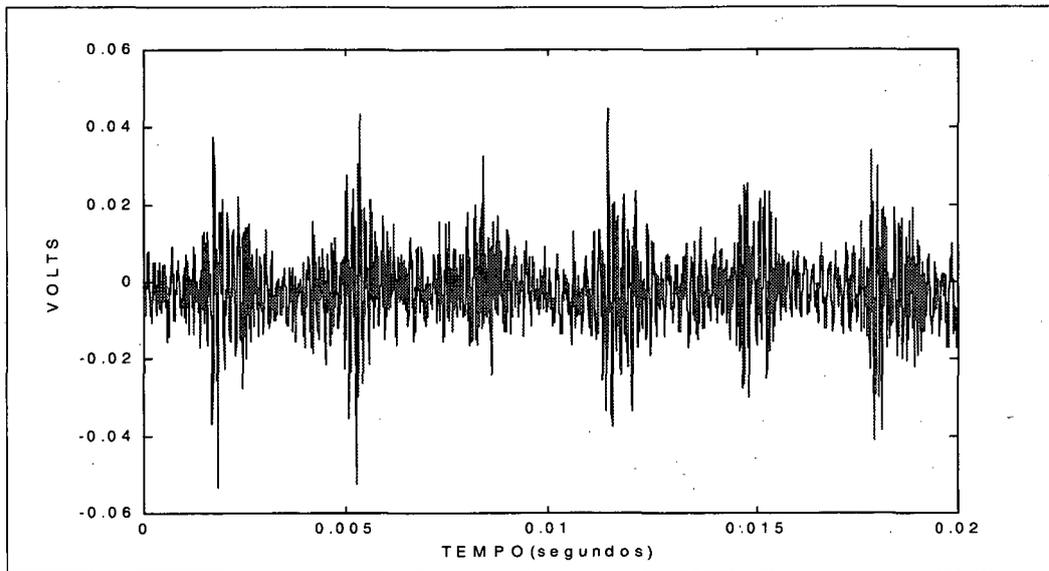


Figura 3. 6- Sinal vibração do rolamento no tempo

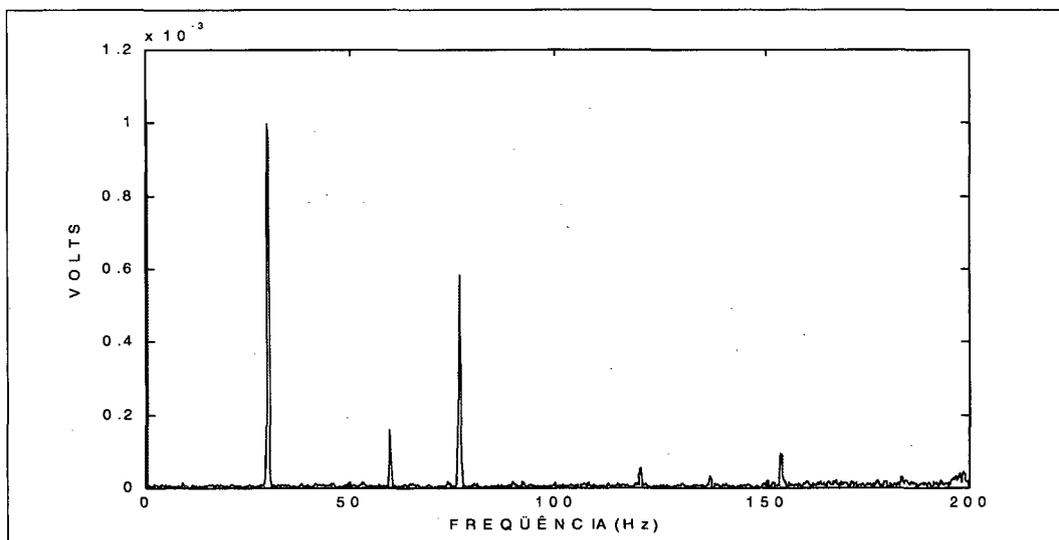


Figura 3. 7- Espectro de amplitude de aceleração da Figura 3.6

3.6- Técnica fator de crista (crest-factor)

Segundo NEPOMUCENO[1989], o fator de crista é um processo desenvolvido pela ICI (Imperial Chemical Industries), sendo considerado um processo que apresenta resultados excelentes, e bastante confiáveis.

Segundo GERGES e NUNES[1996], o fator de crista é definido como a razão do valor do pico de vibrações em relação ao valor de RMS (raiz média quadrática) medido dentro de uma banda de frequência de 1kHz a 10kHz. A medição do fator de crista é simples e requer apenas a medição de pico e RMS sem análise espectral. Portanto não dá diagnóstico, apenas um alarme da falha, sem dizer qual componente está falhando.

Segundo os autores acima este método possui muitas limitações, pois, normalmente, existem outros fatores que podem produzir picos, como folgas excessivas, engrenagens,

cavitação de bombas. Porém, sendo plenamente válido quando o rolamento é única fonte de vibrações.

Segundo HEIDRICH[1996], as Figuras 3.8 e 3.9 abaixo ilustram o princípio do fator de crista:

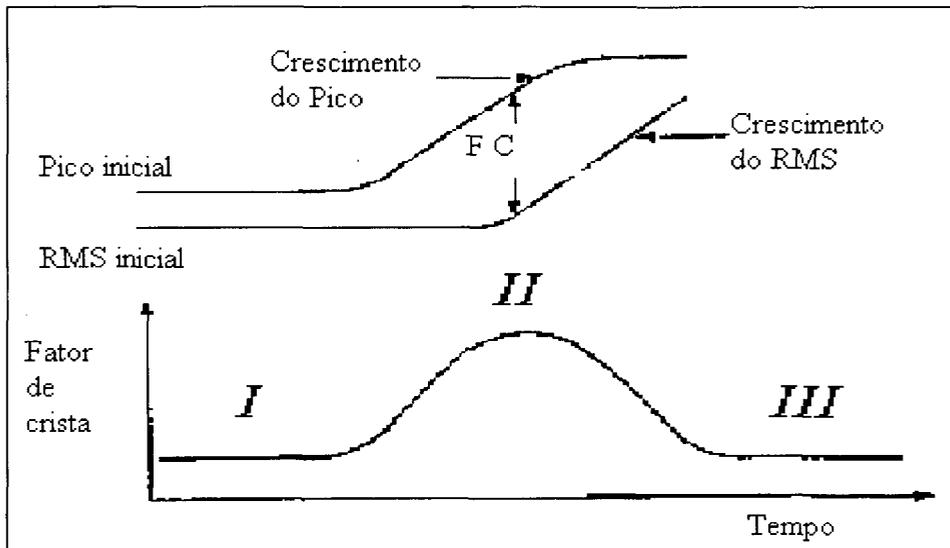


Figura 3. 8- Fator de crista

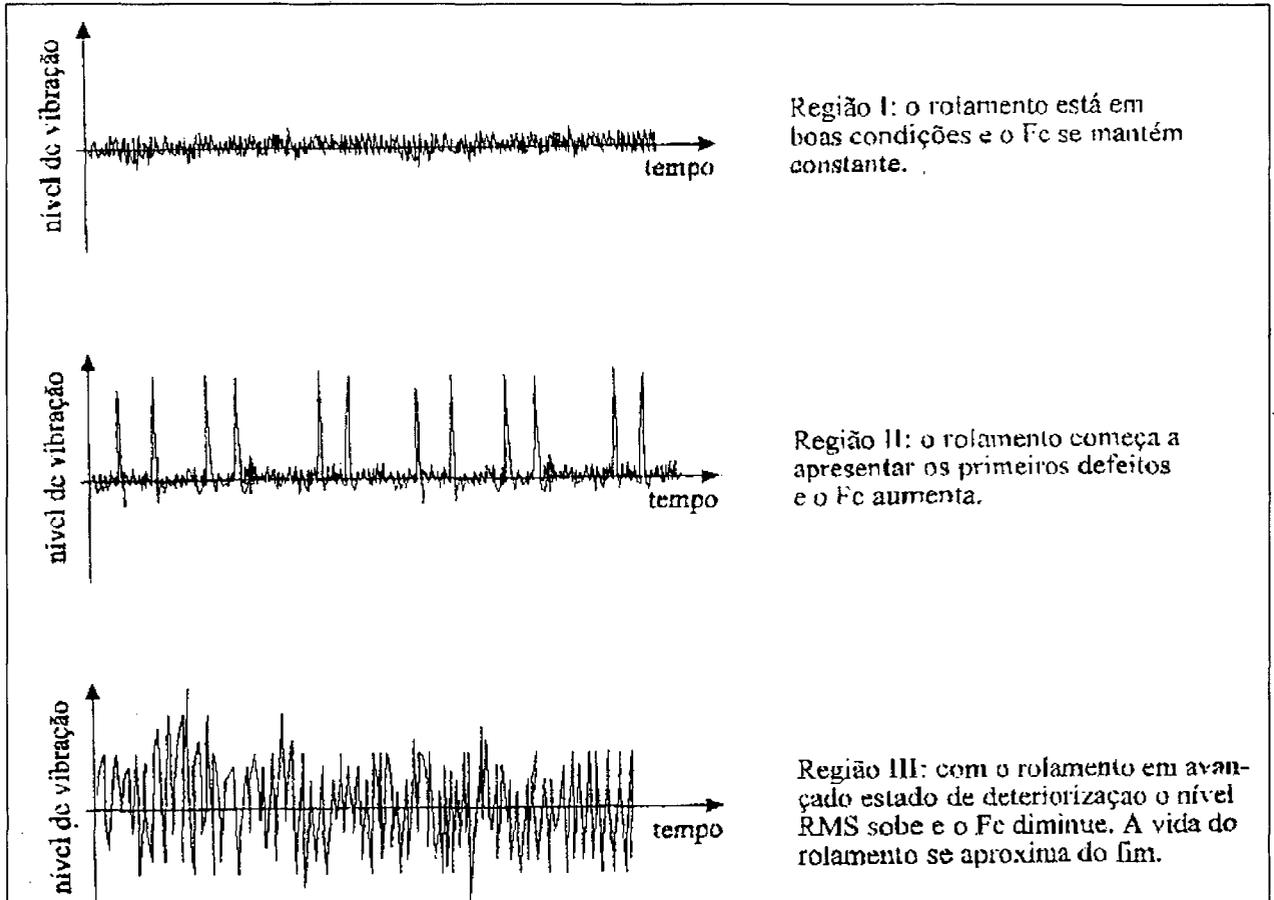


Figura 3. 9- Princípio do fator de crista[HEIDRICH[1996]]

Segundo NEPOMUCENO[1989], o método é o seguinte: Os níveis de vibração são medidos em seus valores de pico e o nível RMS equivalente, x_{rms} , durante um minuto. A diferença para os rolamentos novos é da ordem de 3 dB. À medida que o rolamento é usado, o x_{rms} permanece praticamente constante, enquanto que o nível de pico aumenta. Este aumento do pico é devido a presença de defeitos pequenos e localizados, cujo aumento contribui para o valor de pico mas mantém o valor x_{rms} constante. Num determinado instante, a diferença entre os dois valores medidos x_{rms} e pico, atinge o valor de 18 dB. O x_{rms} passa a aumentar. Possivelmente tal aumento seja devido ao “alargamento” da curva que, de uma senoide “apertada” no sentido horizontal que passa a tender a uma senoide normal. O valor do nível x_{rms} aumenta e, quando atingir uma diferença de 3 dB entre sua leitura e a leitura do valor de pico, o rolamento se rompe. Conforme podemos verificar na Figura 3.10.

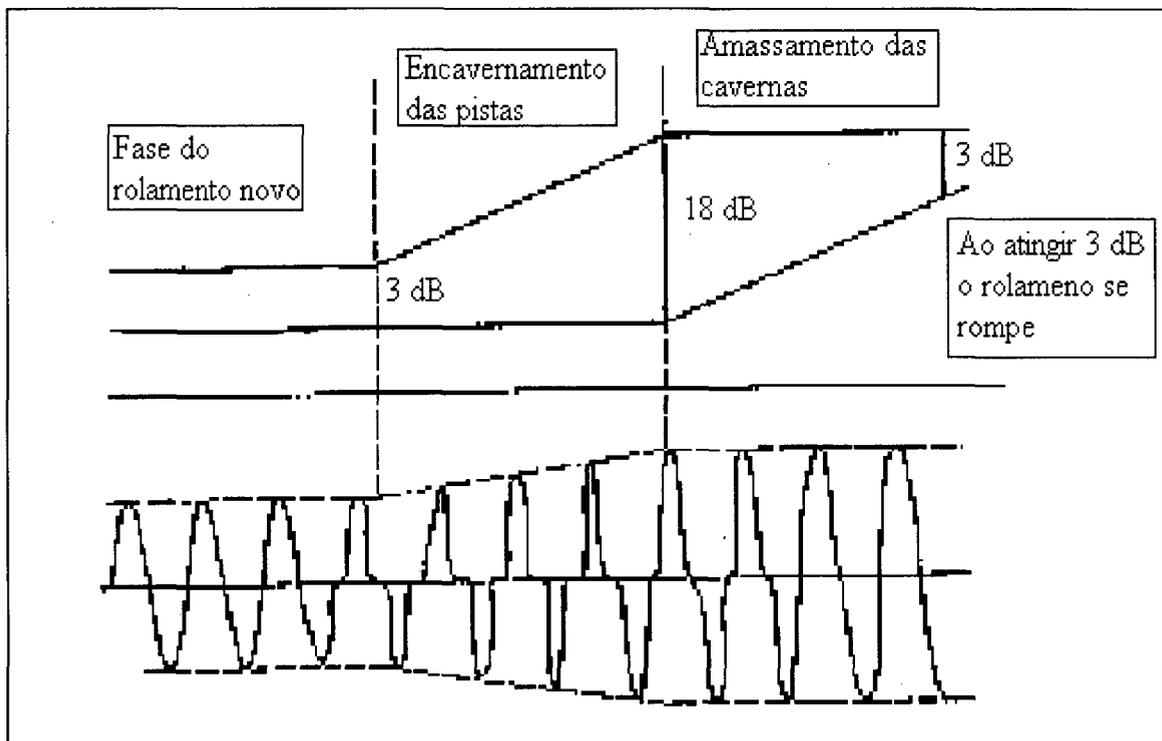


Figura 3. 10- Evolução do fator de crista

Do ponto de vista vibratório, tem-se que um rolamento deve apresentar movimento senoidal durante o seu funcionamento. Em se tratando de uma senoide, COLLACOTT[1976], NEPOMUCENO[1989] e HEIDRICH[1996], colocam os seguintes valores, como fundamentais. Que são ilustrados na Figura 3.11 abaixo.

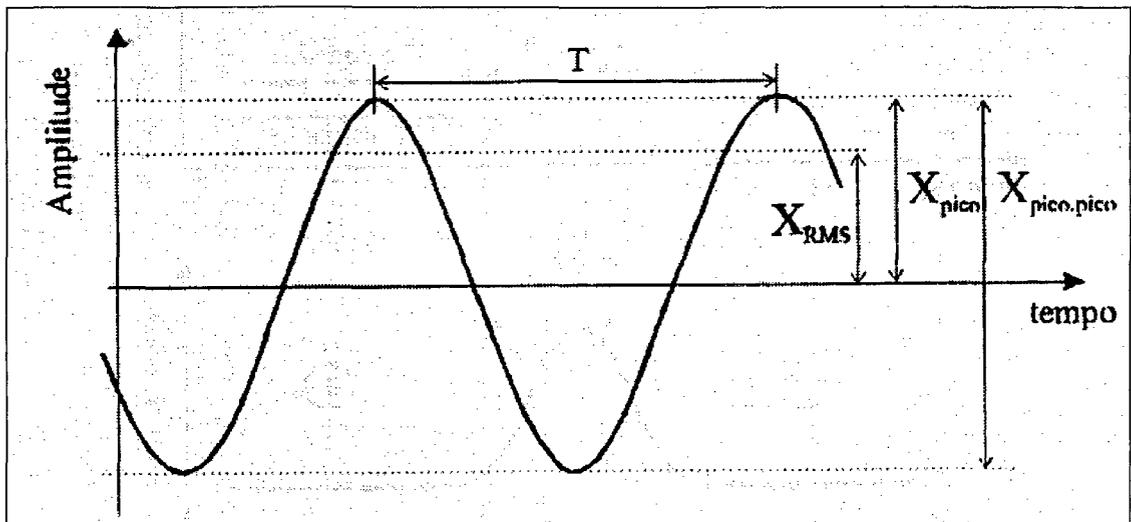


Figura 3. 11- Sinal harmônico[HEIDRICH[1996]]

Partindo de uma vibração descrita pela função senoidal do tipo:

$$x_t = x_0 \text{sen}(w t + \Phi) \quad (3.18)$$

tem-se:

$$\text{Valor médio} \quad x_m = \frac{1}{T} \int_{-\infty}^{\infty} |x_t| dt \quad (3.19)$$

$$\text{Valor eficaz} \quad x_{rms} = \sqrt{\left(\frac{1}{T} \int_0^T |x_t|^2 dt \right)} \quad (3.20)$$

Tem-se as expressões seguintes, válidas para variações senoidais ou cossenoidais

$$x_{rms} = f_f x_m = \frac{1}{f_c} x_{pico} \quad (3.21)$$

Onde f_f é o fator de forma e f_c é o fator de crista do fenômeno. Tais fatores dão uma idéia da forma de onda do fenômeno que está sendo estudado. Em termos abrangentes, tem-se:

$$f_f = \frac{x_{rms}}{x_m} \quad (3.22); \quad f_c = \frac{x_{pico}}{x_{rms}} \quad (3.23)$$

Quando se trata de fenômeno senoidal, tem-se os valores:

$$x_{rms} = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} x_m = \frac{1}{\sqrt{2}} x_{pico} \quad (3.24)$$

Para um sinal senoidal tem-se:

$$f_c = \frac{x_{pico}}{x_{rms}} = \sqrt{2} = 1.4142 \cong 3dB \quad (3.25)$$

Então, um rolamento novo e operando normalmente deve dar origem a uma vibração senoidal e, assim sendo, os valores de pico e RMS devem diferir em 3 dB, o que significa que o valor de pico é igual a $\sqrt{2}$ do valor RMS. No momento que o processo de acavernamento tem lugar, a forma de onda é alterada, com variação nos fatores de forma e de crista, passando a diferença entre x_m e x_{rms} a ser maior que 3 dB.

Em muitos casos, a diferença atinge até 18dB. Quando se inicia o processo de “amassamento” das cavernas, o valor de pico da senóide não diminui mas, tende a voltar a ser senoidal, o valor de x_{rms} aumenta, tendendo a atingir a diferença de 3dB do valor de pico. Quando isto acontece, o processo é novamente senoidal (como pode ser visto na Figura 3.10). Entretanto, devido ao desgaste das pistas e dos elementos girantes, o rolamento deverá ser descartado, pois está fora de condições para uso.

Tabela 1- Recomendações SEECO 1975

RPM	PARÂMETRO	CONDIÇÕES			
		SUAVE	NORMAL	ALGUM DEFEITO	DEFEITO GRAVE
750	RMS (dB)	120 - 134	134 - 146	146 - 154	154 - 160
	RMS (g)	0,1 - 0,5	0,5 - 2	2 - 5	5 - 10
	FC (dB)	6 - 12	12 - 16	16 - 22	22 - 26
	FC	2 - 4	4 - 6	6 - 12	12 - 20
1500	RMS (dB)	126 - 134	134 - 149	149 - 156	156 - 161
	RMS (g)	0,2 - 0,5	0,5 - 3	3 - 6	6 - 15
	FC (dB)	6 - 12	12 - 16	16 - 22	22 - 26
	FC	2 - 4	4 - 6	6 - 12	12 - 20
3000	RMS (dB)	130 - 140	140 - 154	154 - 166	166 - 174
	RMS (g)	0,5 - 1	1 - 5	5 - 20	20 - 50
	FC (dB)	6 - 12	12 - 16	16 - 22	22 - 26
	FC	2 - 4	4 - 6	6 - 12	12 - 20

NEPOMUCENO[1989] conclui que é possível prever qual será a vida útil de um rolamento através das medidas periódicas dos valores eficaz e de pico e, através do gráfico, extrapolar em função do tempo, até que a diferença entre ambos atinja os 3 dB, momento em que a ruptura é esperada.

Segundo SANTIAGO JUNIOR[1990], a técnica de monitoramento do fator de crista (FC), é uma relação dos parâmetros da aceleração de pico(g) dividido pela aceleração RMS(g), na faixa de 1 a 10 kHz, nos planos dos mancais de rolamentos, pode ser:

- 1- Enquadrar o mancal pelo nível da aceleração RMS e pelo valor do fator de crista nas recomendações de SEECO 1975 (Roller Bearing Criteria Chart), e avaliar o seu estado de vida útil. Conforme pode ser visto na Tabela 1.
- 2- Acompanhar a evolução dos níveis de vibração através da “curva de tendências”, conforme Figura 3.1, e avaliar o estado do mancal de rolamento.

A Figura 3.8 mostra o princípio do fator de crista para um rolamento em deterioração. Inicialmente existe uma relação entre os valores de amplitude pico e RMS. Com o aparecimento no rolamento das primeiras falhas localizadas, o valor da amplitude de pico sofre incrementos substanciais, mas com pouca influência no valor RMS, o valor de FC cresce. A medida que o processo de deterioração de rolamento segue, a quantidade de falhas multiplicam-se e mais picos vão aparecendo e passam a influenciar cada vez mais a amplitude RMS, a qual passa a sofrer incrementos significativos.

Quando a vida útil do rolamento está no fim, o valor FC começa a diminuir e aproximar-se do valor original de 1.414.

Está técnica apresenta uma certa coerência na avaliação da vida útil de um rolamento, com a vantagem de ser um método de aplicação rápida, avaliação simples e de pouco investimento.

3.7- Técnica de envelope

A técnica de envelope é a demodulação das frequências de defeito do rolamento na alta frequência de ressonância do mancal, segundo COURRECH e GAUDET citado por NUNES[1989], a técnica de envelope reduz os problemas das altas frequências para baixas frequências.

Segundo GERGES e NUNES[1996], a técnica de envelope é considerada uma das técnicas mais poderosa para detectar e diagnosticar falhas em rolamentos. Consiste na medição das vibrações amplificadas nas ressonâncias estruturais, medidas sobre o mancal. Este sinal é filtrado com um filtro passa banda na frequência de ressonância e após, estimado o espectro do envelope do sinal filtrado nas baixas frequências.

O envelope do sinal no tempo pode ser obtido de duas maneiras: através da técnica digital, utilizando a transformada de Hilbert, ou através de um circuito eletrônico denominado de ‘detetor de envelope’, que retifica o sinal.

Segundo LENZI[1991], a análise de envelope é também chamada de demodulação e é empregada para a detecção de falhas incipientes em rolamentos. Através desta técnica as falhas são detectadas pelo monitoramento do nível de vibração de uma região do espectro, nas altas frequências, que contém pelo menos uma ressonância do mancal do rolamento.

A análise de envelope é uma técnica para verificar a mudança da amplitude de um sinal de vibração de uma máquina. Para o diagnóstico da falha, em certos tipos de máquinas, a informação de interesse está contida na frequência de repetição da falha, por isso a análise de envelope é usada para isolar e medir a frequência de repetição da falha, sobre um pico de ressonância, com isto permitindo uma identificação mais fácil da falha.

Segundo NUNES[1989], a técnica do envelope de vibrações para detecção e diagnose de falhas em rolamentos revelou-se muito poderosa, segura e de muita valia, pois consegue diagnosticar com facilidade e nitidez defeitos que normalmente não são diagnosticados por outras técnicas, como por exemplo defeitos nas pistas rodantes ou mesmos nas esferas.

Segundo NUNES[1989], a técnica do envelope é uma técnica de comparação e por isso deve-se saber com antecedência como o sistema mancal/rolamento novo se comporta(valor referência), ou seja, o método exige que se saibam as condições do rolamento, qual o tipo de

rolamento, suas dimensões, etc. Para que se possa calcular, através das fórmulas do capítulo 3 as frequências relativas aos defeitos, e checar se o rolamento está ou não com defeito.

Segundo NUNES[1989], a técnica do envelope mostra claramente onde o defeito está localizado e qual o nível de vibração que esse defeito está causando ao mancal. A inspeção ou medição no mancal deverá ser periódica para poder identificar as variações do nível de aceleração em relação ao nível inicial de quando o rolamento era novo.

Segundo esclarecimentos feitos por BOB RANDALL, via e-mail na data de 14/08/1998 é muito difícil utilizar o espectro do envelope para a determinação da severidade dos defeitos pelas seguintes razões:

1- frequentemente o espectro do envelope é mais claro nos estágios iniciais do desenvolvimento do defeito, enquanto existe um único defeito que é muito pequeno e portanto dá um impulso curto, com uma faixa larga de frequência. Como o tamanho do defeito aumenta o comprimento do impulso pode se tornar-se muito grande. Deste modo, mesmo que o sinal tenha mais energia, este a transfere para as frequências mais baixas e pode reduzi-la na banda onde foi originalmente detectada.

2- à medida que os defeitos se desenvolvem, a mudança do sinal de um defeito com uma série de picos distintos, sobrepondo os picos que podem reduzir a componente do espectro do envelope. Isto é reconhecido em vários estudos sobre o fator de crista e a curtose, onde é frequentemente encontrado depois do aumento inicial nos primeiros estágios do defeito. Estes dois parâmetros podem retornar ao valor inicial no estágio final do defeito(embora acompanhado por um grande aumento no nível RMS nas faixas excitadas pelo defeito).

RANDALL comenta que um fator de tendências alternativo ao fator de crista foi desenvolvido pela B & K, que consiste do produto do nível de pico e o nível RMS.

3- os valores das componentes do espectro do envelope são afetados por um número grande de artefatos, parâmetros do sinal e da análise. Como exemplo, o mesmo defeito excitará diferentes ressonâncias em níveis diferentes, mas mesmo que o pico de duas ressonâncias tenham o mesmo nível de amplitude de aceleração, eles conteriam quantidades diferentes de energia por causa da constante de tempo diferente associada com um amortecimento daquele modo. Para constante Zeta, a constante de tempo associada, seria um número fixo de períodos, que são mais curtas em frequências mais altas, isto não significa somente que a energia total por pulso seria menor, mas também que seria distribuída sobre um número grande de harmônicos correspondentes.

Naturalmente, os pulsos são também afetados pelo método de análise, o método da transformada de Hilbert permite “envolver o sinal” enquanto que se usa um filtro analógico e o circuito de suavização pode fazer com que a constante de tempo do pulso seja determinada pelo filtro passa banda ou passa baixo utilizado, e não pelo sinal.

3.7.1- Frequência de ressonância

A frequência de ressonância (frequência natural) é a frequência em que a estrutura vibrará naturalmente quando excitada por um impacto. Estas frequências são importantes porque elas limitam a faixa de operação dos transdutores de velocidades e aceleração, e porque elas podem causar grandes mudanças na resposta das vibrações.

A frequência de ressonância é frequentemente identificada por que há uma variação acentuada do nível de vibração nas frequências próximas do pico de ressonância. A ressonância não gera vibração, apenas amplifica vibrações de pequena amplitude oriundas de outras fontes, tornando-as extremamente violentas. O comportamento da vibração natural é resultado da geometria e características do material.

Segundo LENZI[1991], a identificação das frequências naturais (ressonâncias) normalmente baseia-se na análise da resposta em frequência estrutural do componente, obtido por um analisador digital de sinal de dois canais (força e resposta/aceleração). O método mais comum de excitação é o impulsivo (martelada) onde o sinal de força é adquirido por um transdutor de força.

Segundo HEIDRICH[1996], as falhas em rolamentos produzem uma série de impactos que são transmitidos à estrutura na qual o rolamento está inserido, o mancal. Estes impactos vão excitar o conjunto mancal de rolamento, o qual responde nas suas frequências naturais. Estas frequências naturais são elevadas devido à grande rigidez do conjunto mancal/ rolamento.

Segundo COURRECH e GAUDET, citado por NUNES[1989], para se obter um bom resultado com a técnica de envelope, a frequência de ressonância deve se situar dentro da faixa de 5 kHz a 20 kHz.

KLEMPNOW[1998] observou que o espectro do envelope mostra com clareza as falhas incipientes e severas em rolamentos, e obteve bons resultados na forma digital através da transformada de Hilbert, com filtro passa banda filtrando o sinal na faixa de 2 a 5 kHz.

Segundo HEIDRICH[1996], as falhas em rolamentos produzem uma série de impactos que são transmitidos à estrutura na qual o rolamento está inserido, o mancal. Estes impactos vão excitar o conjunto mancal / rolamento, o qual responde nas suas frequências naturais. A estrutura do mancal funciona, no caso, como um amplificador mecânico. Como estes impactos são de curtíssima duração, eles contém uma taxa muito alta de energia no espectro de frequência.

Segundo NUNES[1989], essa energia se concentra mais nas altas frequências do que nas baixas e médias frequências, como podemos ver na Figura 3.12. Esta característica é muito importante para o uso da técnica do envelope. As frequências de ressonância são elevadas, devido à grande rigidez do conjunto mancal /rolamento.

Graças a este fenômeno, um defeito na pista externa, por exemplo, que se manifesta com repetitividade de média frequência, vai gerar um sintoma em alta frequência, na faixa de 1kHz a 10kHz, que é a excitação das frequências naturais do sistema. Com isso, uma parte do sinal de vibração gerado pelo defeito do rolamento não se mistura com as outras componentes do espectro de vibração da máquina, que são: desbalanceamentos; desalinhamentos; empenamentos; engrenamentos; entre outros. Estes defeitos geram vibrações em baixas e médias frequências com níveis muito mais elevados do que os níveis gerados por defeitos de rolamentos.

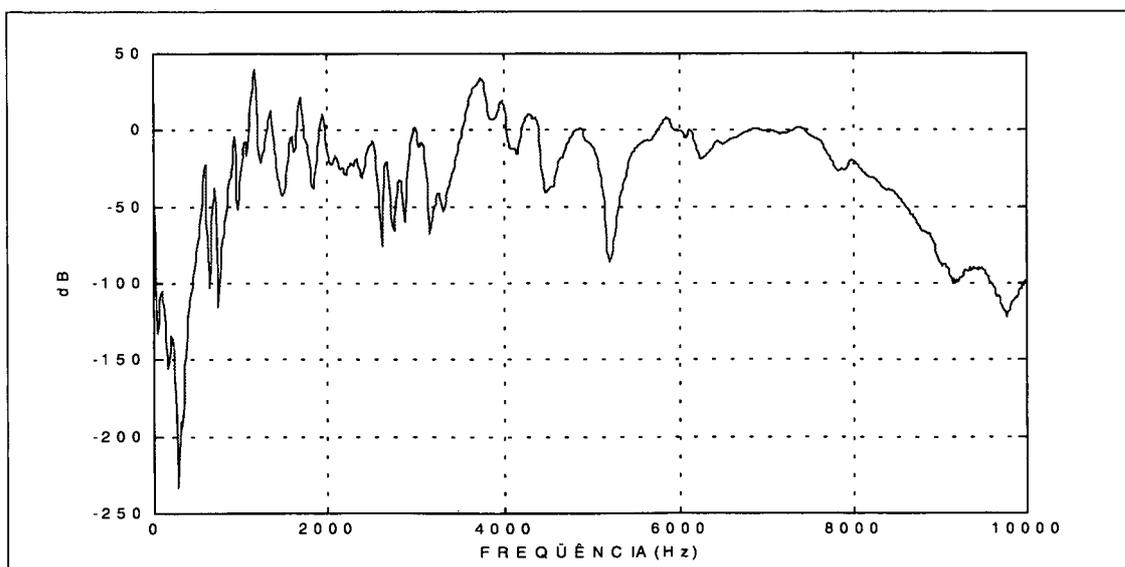


Figura 3. 12- Picos da ressonância do mancal de rolamento

Segundo NUNES[1989], o resultado da análise do impacto de uma falha interna de um rolamento, excitando a frequência de ressonância é ilustrado na Figura 3.13. Onde a linha tracejada representa o espectro de energia de um pulso, que é a resposta em frequência do sistema que no caso possui um único grau de liberdade.

Se os pulsos são idênticos e espaçados uniformemente por T , o espectro da série de impactos seria um espectro de linha contendo todos os harmônicos da frequência de repetição $1/T$, com as amplitudes maiores nas proximidades da frequência de ressonância.

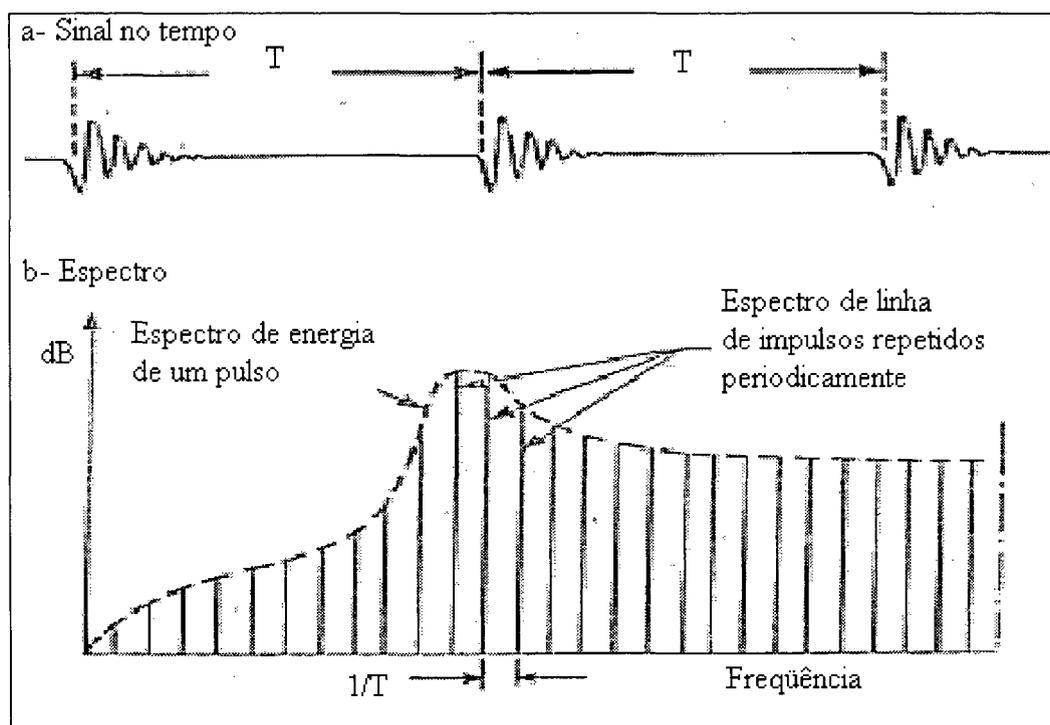


Figura 3. 13- Espectro de frequência de um impacto de falha idealizado

Outra informação importante no estudo dos rolamentos é a frequência relacionada ao defeito, com a qual podemos identificar o defeito relacionado.

3.7.2- Princípio da técnica do envelope

O princípio da análise de envelope é ilustrado na Figura 3.14 apresentada pela Brüel & Kjaer no MASTER CATALOGUE[1989] e por GERGES e NUNES [1996].

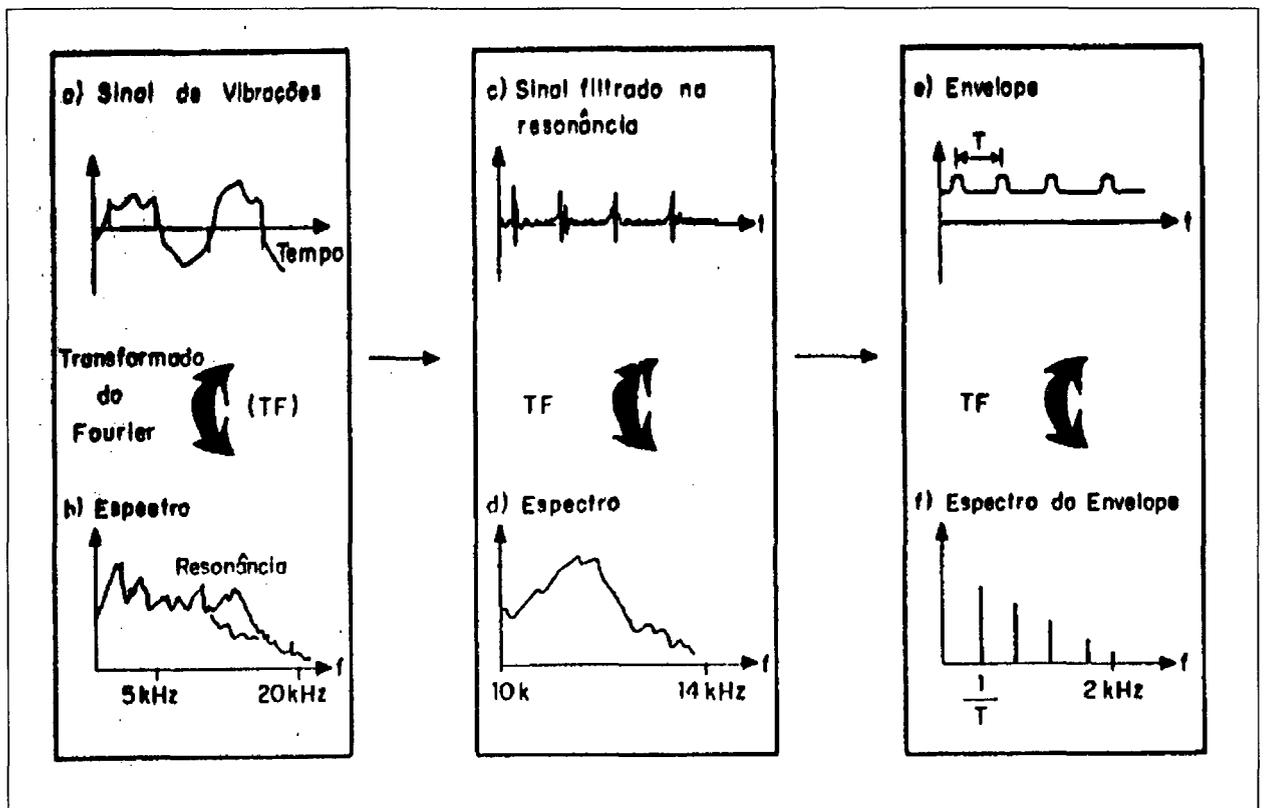


Figura 3. 14- Princípio da análise de envelope[GERGES e NUNES[1996]]

1- (a) é o sinal de vibração no tempo medido sobre o mancal de rolamento, mostrando a frequência fundamental sobreposta, com o rompimento de um rolamento defeituoso que excita a frequência de ressonância do mancal.

2- (b) é o espectro de frequência correspondente a (a), obtido através da transformada de Fourier. O aumento do nível numa faixa particular de frequência, é detectado quando a frequência de ressonância é excitada por um defeito.

3- (c) é o sinal no tempo filtrado, por um filtro passa banda, em torno da frequência de ressonância do mancal.

4- (d) é o espectro de frequência correspondente a (c).

5- (e) este passo pode ser tanto analógico como digital. É o sinal no tempo retificado. Este dá o envelope do sinal no tempo, que contém somente as componentes de frequências de baixa modulação relacionadas com as razões de impacto.

6- (f) é o espectro do envelope analisado nas baixas frequências, indica as frequências de impacto.

Como podemos verificar na Figura 3.14, identificar a frequência de ressonância do mancal de rolamentos é de suma importância para a aplicação da técnica de envelope.

Segundo NUNES[1989], o passo (e) da Figura 3.14, é o envelope do sinal no tempo e pode ser obtido de duas maneiras: através da técnica digital, com a utilização da transformada de Hilbert; ou através de um circuito eletrônico denominado de 'detetor de envelope'.

3.7.3- Método digital

Segundo NUNES[1989], LANGLEY[1986] e BENDAT o princípio da técnica digital baseia-se na Transformada de Hilbert. Seja $x(t)$ um processo aleatório, que pode ser escrito como parte real de um processo complexo $z(t)$, definido por:

$$z(t) = x(t) + iy(t) \quad (3.26)$$

onde $y(t)$ é um processo aleatório arbitrário, usando a equação 1, $x(t)$ pode ser expressado como:

$$x(t) = A(t) \cos(\phi(t)) \quad (3.27)$$

$$\text{Onde: } A(t) = |z(t)| = \sqrt{(x(t))^2 + (y(t))^2} \quad (3.28)$$

$$\phi(t) = \tan^{-1} \left(\frac{y(t)}{x(t)} \right) \quad (3.29)$$

$A(t)$ e $\phi(t)$ são conhecidos como o envelope e a curva de fase associado a $x(t)$. O processo aleatório $y(t)$ deve ser escolhido de tal modo que $A(t)$, tenha o significado físico requerido, e que $A(t)$ é uma curva suave unindo os picos de $x(t)$. Como mostra a Figura 3.15.

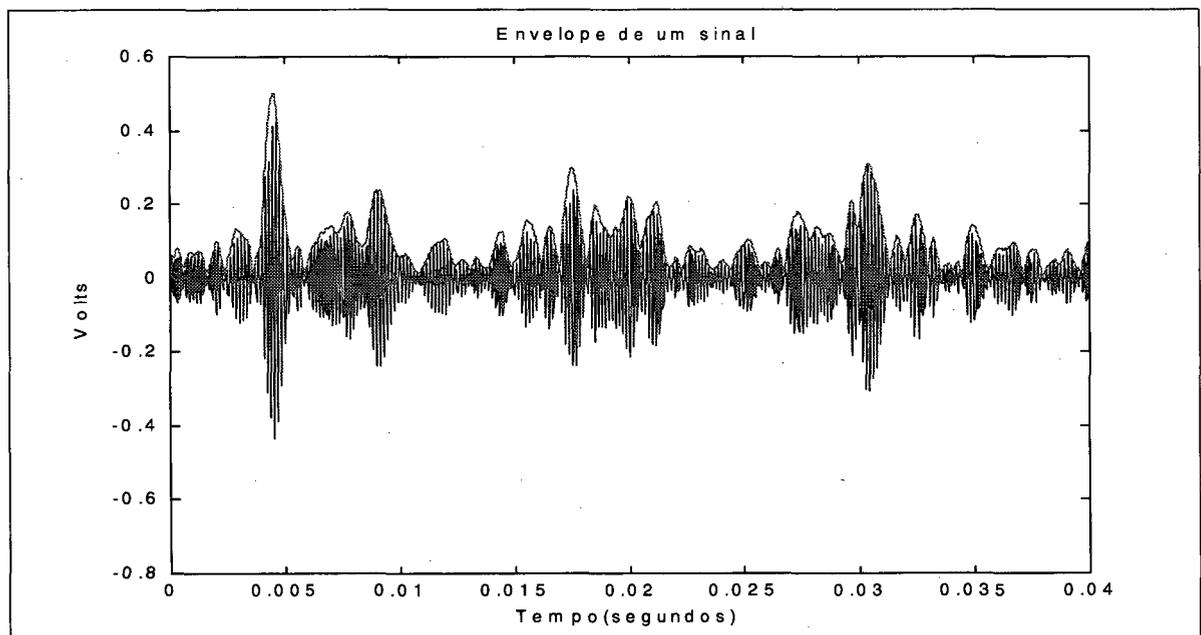


Figura 3. 15- Envelope de um sinal no tempo

A escolha adequada de $y(t)$ pode ser determinada considerando o caso onde $x(t)$ é harmônico, ou seja $x(t) = A \cos(\omega t)$. Neste caso, o envelope requerido é A , o que implica que $y(t) = \pm A \sin(\omega t)$. Este resultado para $y(t)$ pode ser relacionado funcionalmente para $x(t)$ por dois caminhos:

I- derivada no tempo de $x(t)$, $y(t) = x'(t)/\omega$;

II- transformada de Hilbert de $x(t)$, $y = \overline{x(t)}$

A transformada de Hilbert é definida pelos autores como:

$$\overline{x(t)} = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{x(\tau)}{(t - \tau)} d\tau \quad (3.30)$$

Então $\overline{x(t)}$ é integral de convolução de $x(t)$ com $(1/\pi t)$, e escrito como:

$$\overline{x(t)} = x(t) * (1/\pi t) \quad (3.31)$$

A transformada de Hilbert tem a propriedade de converter $\cos(wt)$ para $\sin(wt)$ e $\sin(wt)$ em $-\cos(wt)$. Baseado neste argumento, duas definições para o envelope de um processo aleatório são possíveis:

$$A(t)_1 = \left(x^2(t) + \left(\frac{x'(t)}{w} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.32)$$

$$A(t)_2 = \left(x^2(t) + (\overline{x(t)})^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.33)$$

A equação 3.32 é a definição de envelope de CRANDALL e MARK[1963], conhecida como envelope de energia, e é usada em processos estocásticos. A equação 3.33 é a definição de envelope sugerida por DUGUNDGI[1958], e é usada em problemas de vibrações aleatórias e como extensão, em processos aleatórios não estacionários.

Então, para obter o envelope de uma função qualquer, real e no tempo, devemos calcular o módulo da transformada de Hilbert (equações 3 e 8). E para obter o espectro do envelope utilizaremos a transformada de Fourier.

3.7.4- Método analógico

O método analógico foi apresentado por NUNES e GERGES[1989], em seu trabalho de mestrado em julho de 1989, na UFSC. Na especificação do detetor de envelope (circuito eletrônico), NUNES ressalta que deve ser levado em conta a faixa de frequência dos defeitos dos rolamentos, o que limita a sua aplicação a uma série específica de rolamento.

CAPÍTULO 4

Rolamentos

4.1- Introdução

Neste capítulo será feita uma revisão teórica sobre as características dos rolamentos, defeitos mais comuns, bancada de teste, instrumentos utilizados para medir vibrações e a sua descrição.

4.2- Características dos rolamentos

A crescente exigência do mercado de diversos tipos de máquinas e equipamentos, requer cada vez mais rolamentos com precisão e qualidade. Os rolamentos são compostos por anéis (internos e externos), elementos rolantes (rolos e esferas) e gaiola, e de acordo com a carga que irão suportar, poderão ser classificados em rolamentos radiais e axiais. Podem ser, ainda, classificados como rolamentos de esferas e de rolos, que, por sua vez, poderão sub-classificar-se pelo aspecto constitucional de seus elementos rolantes. Como mostra a figura 4.1- tipos de rolamentos abaixo.

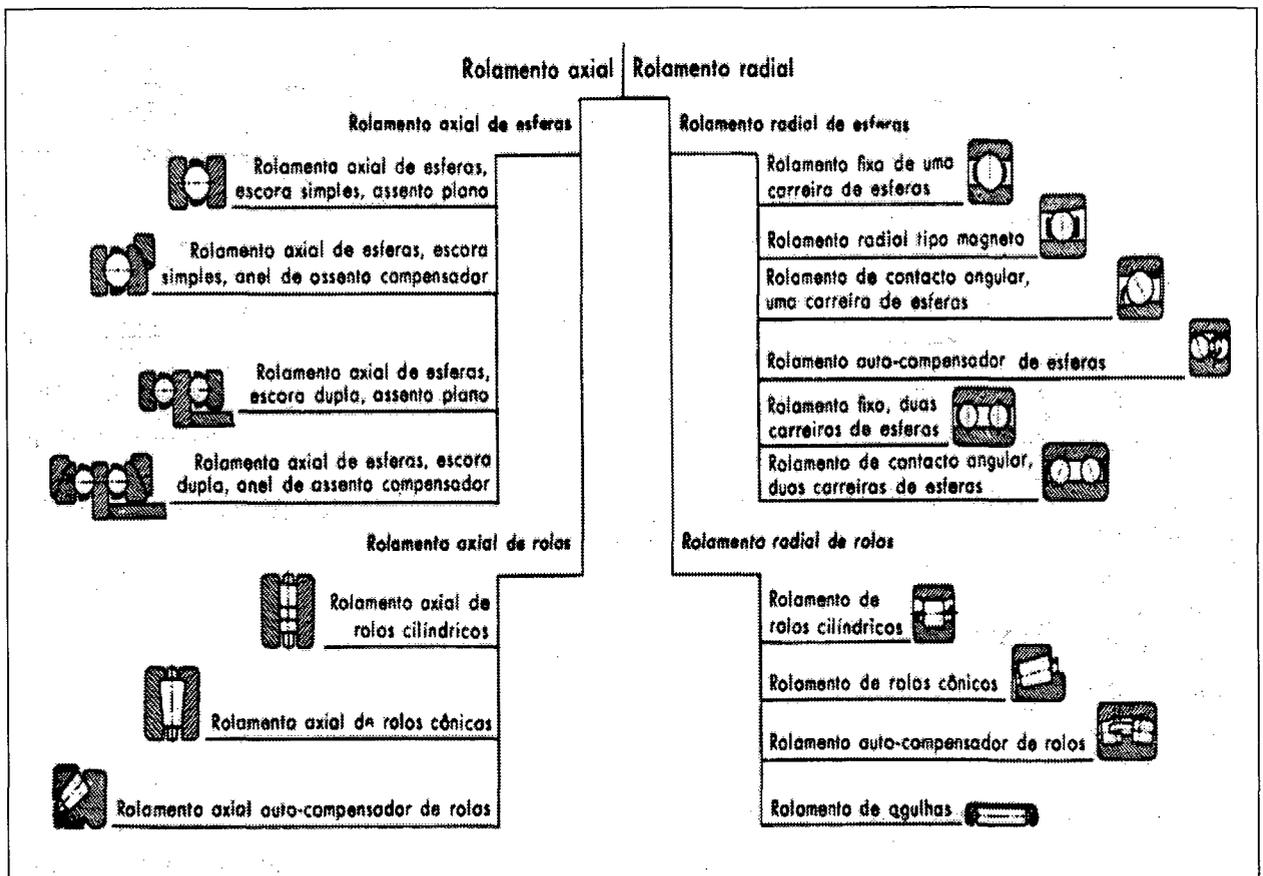


Figura 4. 1- Tipos de rolamentos [Fonte NSK]

Os rolamentos rígidos ou fixos de uma carreira de esferas, apesar de sua simples constituição, são muito utilizados. Suas características são:

- 1- pouco atrito interno, resiste a alta rotação;
- 2- sua construção permite elevada precisão de acabamento;
- 3- suporta, além de carga radial, também carga axial em ambos sentidos;
- 4- normalmente é composto por gaiola de aço prensado; porém os de diâmetro interno acima de 200 mm (milímetros) ou de alta rotação são produzidos com gaiola de bronze usinado.

As principais aplicações dos rolamentos rígidos de uma carreira de esferas são: rodas dianteiras automotivas, caixas de transmissão dínamos, motores elétricos, eletrodomésticos, turbinas a gás, motores de locomotiva elétrica, equipamentos de construção, máquinas agrícolas, máquinas industriais, etc.

Os rolamentos são os componentes que tem recebido tratamento especial pelas técnicas de monitoramento de vibrações, especialmente os rolamentos rígidos de esfera, por ser estes, segundo LENZI[1991]:

- 1- são usados em grandes quantidades;
- 2- o tempo de vida útil possui uma dispersão muito grande;
- 3- requerem cuidados de montagem e de manutenção que nem sempre são observados na prática, levando-os a freqüentes danos irreparáveis;
- 4- possuem baixo custo comparado a outros componentes;
- 5- por se trabalhar a favor da segurança, grande número de rolamentos são substituídos ainda em bom estado.

Para BAILLIE & MATHEW[1994], os rolamentos têm forte participação em falhas nos equipamentos rotativos modernos. Afirmam, ainda que 90% dos rolamentos falham prematuramente. A falha prematura é mais um resultado das condições impróprias de operação, contaminação por água e sujidade, sobre carga devido a especificação incorreta, lubrificante mal especificados, defeitos produzidos pela falta de cuidados durante a montagem, do que da baixa qualidade fornecida pelos fabricantes.

Segundo MARTINS[1985], os rolamentos são elementos indispensáveis na maioria das máquinas. Além disso, nos métodos convencionais é grande o desperdício de elementos que são substituídos estando ainda em bom estado, porquanto os rolamentos têm uma expectativa de vida tão dispersa que o intervalo entre manutenções deve ser menor que a sua vida média, a fim de evitar ou diminuir a possibilidade de falha catastrófica.

NUNES[1989] ressalta que, mesmo que um rolamento seja perfeitamente fabricado, muito bem ajustado, montado, lubrificado, etc., muito provavelmente ele irá falhar por fadiga do material do qual é constituído. E que um rolamento, seja qual for seu tipo, sempre apresentará vibrações.

Dentre os defeitos em rolamentos, localizáveis usando as ferramentas da vibrações, podem-se citar os seguintes:

- 1- falta de lubrificação ou lubrificação inadequada;
- 2- fadiga do material;
- 3- assentos defeituosos no eixo e/ ou dos mancais;
- 4- montagem incorreta;
- 5- corrosão ou erosão do material devido a agentes químicos;
- 6- passagem de corrente elétrica;
- 7- material estranho ao rolamento;
- 8- vibrações externas;
- 9- defeitos de fabricação;
- 10- defeitos nas pistas;

- 11- defeitos nas esferas ou nos rolos;
- 12- defeitos na gaiola.

Um mancal de rolamento consiste normalmente de um anel externo, um anel interno, elementos rolantes e a gaiola que mantém os elementos rolantes equidistantes. Considerando que tenha sido instalado dentro dos padrões aceitáveis e que o ambiente de trabalho não seja agressivo, teremos cinco possibilidades para que um mancal corretamente instalado venha a falhar.

- 1- Fadiga;
- 2- Desgaste;
- 3- Deformações plásticas;
- 4- Aderência;
- 5- Aquecimento.

Segundo ROSA[1976], testes de fadiga com um grande número de rolamentos mostram que a vida de cada rolamento poderia atingir valores bastante dispersos um do outro, mesmo que as condições de teste, como a carga, velocidade, lubrificação, etc., fossem absolutamente idênticos. A dispersão da vida dos rolamentos é devida ao fato que as inclusões no material, que são normalmente o ponto de início da trinca, são distribuídas na massa de um modo aleatório.

Segundo HARRIS[1966] e ROSA[1976], em aplicações dinâmicas, desde que perfeitamente dimensionado, instalado, lubrificado e vedado, o único modo de falha que o mancal pode apresentar é por fadiga. As tensões que ocorrem no contato entre a pista e o elemento rolante pode atingir valores da ordem de 3000 N/mm^2 , devido à pequena zona de transmissão de carga. Esta tensão de compressão desenvolve no interior do metal tensões de cisalhamento também bastante elevadas, que dão início à falha por fadiga. Estas trincas iniciam-se em pontos fracos do material como, por exemplo, pequenas inclusões de escórias.



Figura 4. 2- Pista interna com trinca por fadiga[LEENDERS[1983]]

As Figuras 4.2 e 4.3 mostram exemplos de falhas típicas por fadiga na pista interna de um rolamento de esferas.

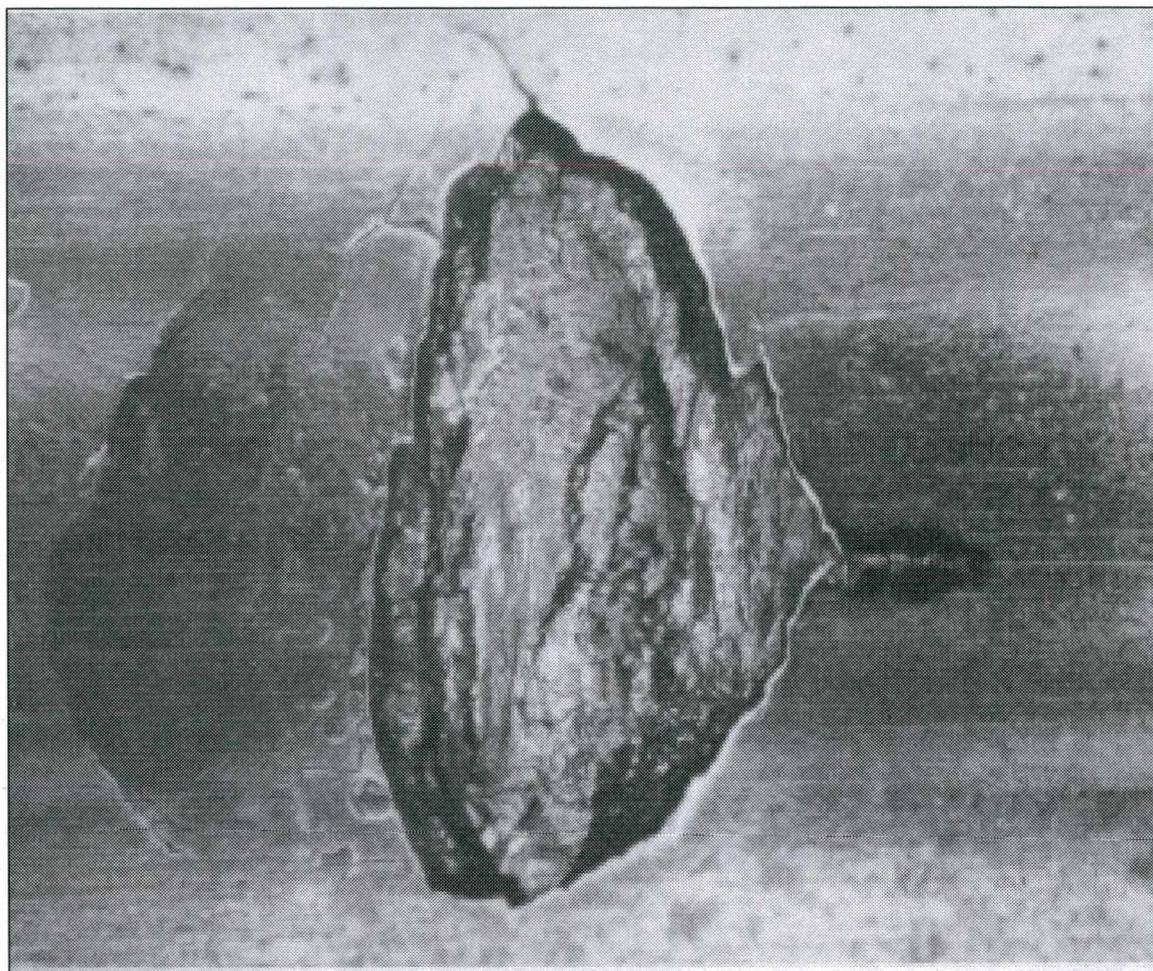


Figura 4. 3- Falha por fadiga[LEENDERS[1983]]

Segundo HARRIS[1966], se um rolamento trabalhasse em condições ideais, ou seja, bem lubrificado, alinhado, mantido livre de elementos abrasivos, umidade e reagentes corrosivos e com carregamento bem especificado, então todas as prováveis causas de perigo de falha estariam eliminadas, exceto a falha por fadiga do material.

A falha por fadiga começa em pontos fracos abaixo da superfície do material. Portanto mudanças da composição química, estrutura metalográfica e homogeneidade do aço afetam significativamente as características da fadiga em um rolamento. A Figura 4.4 mostra como progride a falha por fadiga em um rolamento, e indica as dimensões da área defeituosa.

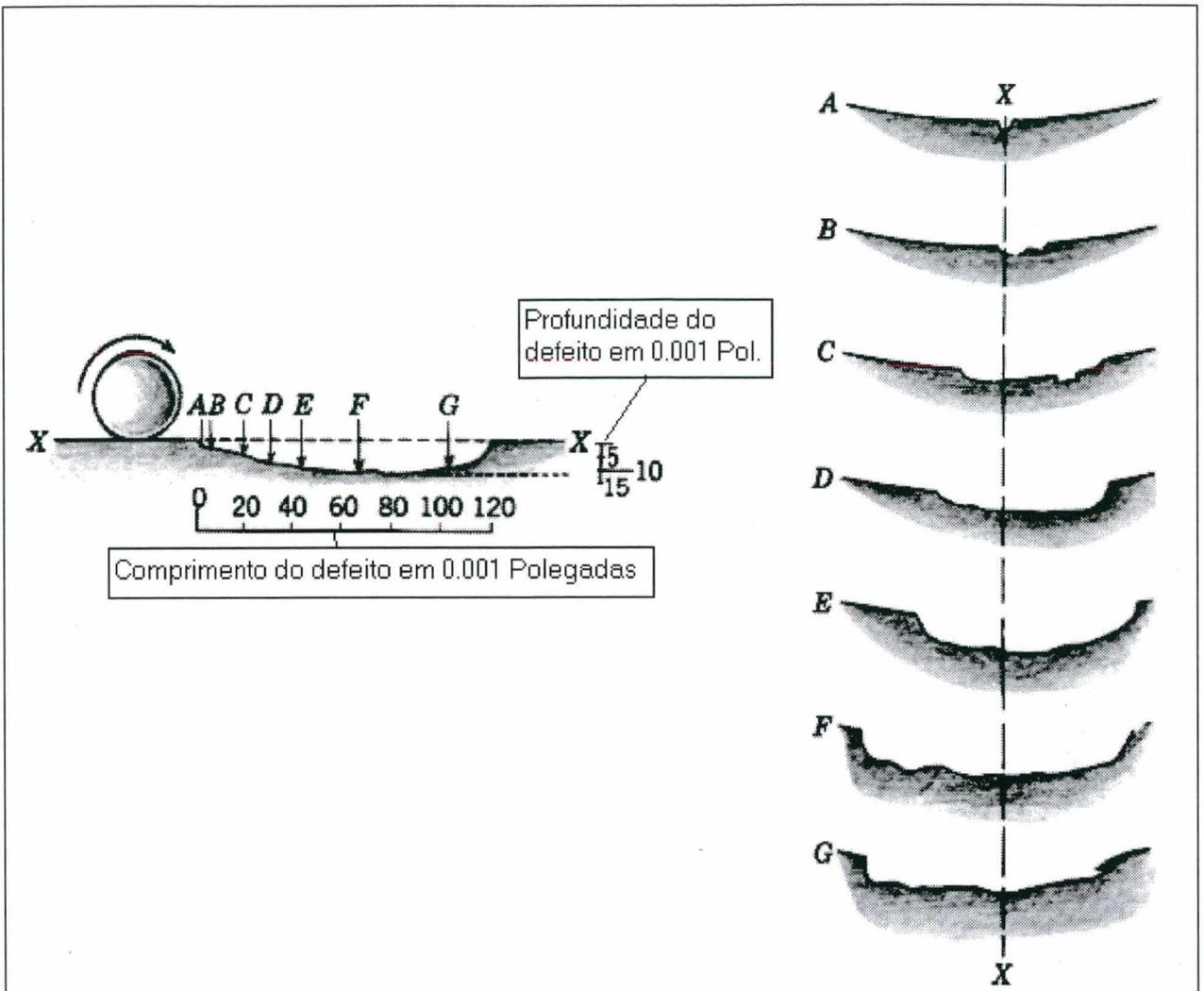


Figura 4. 4- Falha progressiva [HARRIS[1966]]

4.2.1- Defeitos mais comuns

Segundo TAYLOR[1980], os defeitos podem ser assim caracterizados:

4.2.2- Defeitos nas pistas;

As pistas defeituosas podem ser identificadas por um pico de banda estreita na frequência de rotação das esferas da pista sobre a qual existe o defeito. Com o aumento do defeito a largura da banda do espectro pode aumentar e ficar modulada com a RPS (rotação por segundo). Neste ponto o espectro poderia ser de banda larga, com picos de banda estreita nas frequências de rotação das esferas e nas frequências de rotação das esferas mais ou menos RPS. Como o defeito fica cada vez maior, a frequência de rotação das esferas às vezes desaparece; o seu espectro pode ser uma série de picos. A diferença entre os picos é igual a RPS da unidade de rotação.

Os defeitos sobre as pistas interna e externa tendem a se comportar de maneira similar, exceto que a amplitude do espectro de um defeito na pista interna é muito menor do que da pista externa para um dado tamanho de defeito. A razão pode ser de que: (A) um defeito sobre a pista interna está na zona de carga somente uma vez por revolução; (B) o sinal deve viajar mais através das interfaces estruturais para alcançar a superfície.

4.2.3- Defeito nos elementos rolantes;

Defeitos sobre os elementos rolantes podem gerar uma frequência de rotação da esfera ou alguns múltiplos desta e da frequência fundamental. O espectro pode ser de dois tipos: um pico de banda estreita em uma das frequências acima, ou uma combinação de picos em que uma das três frequências moduladas, frequência fundamental, frequência do equipamento, frequência de passagem das esferas ou alguma outra frequência disponível. Quando isto ocorre o espectro pode ser de banda larga, consistindo de uma série de picos de banda estreita. A diferença de frequência entre os picos é igual a frequência de rotação das esferas e/ ou a frequência fundamental. Quando uma esfera ou rolo está defeituoso a frequência de rotação das esferas é geralmente gerada. O defeito pode aparecer no espectro como um pico de banda estreita ou como a soma ou a diferença da frequência.

O aparecimento de uma frequência de rotação da esfera não quer dizer que temos uma esfera ou rolo defeituoso. A frequência de rotação da esfera poderia ser gerada se a gaiola estivesse quebrada no rebite, e se as esferas estivessem sendo pressionadas contra a gaiola. Normalmente, defeitos sobre as esferas ou rolos são acompanhados por defeitos nas pistas internas e/ ou externas.

4.2.4- Gaiolas

Como já foi afirmado, alguns defeitos sobre a gaiola aparecem na frequência de rotação das esferas. Defeitos na gaiola também podem gerar as unidades que estão contidas tanto nas capas dos rolamentos quanto no atrito, por que o redemoinho do óleo(oil whirl) e a frequência fundamental, ambos ocorrem aproximadamente a 40% da RPM(rotação por minuto) para alguns rolamentos em velocidades particular. A gaiola é normalmente o último componente a falhar. Uma típica sequência de falha é a seguinte: defeito nas pistas, as esferas, e finalmente a gaiola.

Quando a gaiola está quebrada em lugares suficientes para permitir a união das esferas ou rolos, grandes mudanças na frequência acompanhadas por alto ruído ocorrerão. Quando estes sinais estão presentes, a quebra é iminente.

O autor considera outro defeito como muito importante, quando consideramos os rolamentos, a lubrificação inadequada; as assinaturas geradas por rolamentos inadequadamente lubrificadas são caracterizadas por 3 ou 4 picos na faixa de frequência naturais do rolamento. Quando um rolamento tem um defeito e não é adequadamente lubrificado, o espectro de frequência contém as frequências geradas pelos problemas de lubrificação e as frequências geradas pelo defeito.

4.3- Bancada de teste

Os testes serão feitos numa bancada de teste constituída de um eixo de 25 mm de diâmetro e 500mm de comprimento, montado sobre dois mancais do modelo SN 506. Os rolamento utilizados são os de carga radial de uma carreira de esferas, 6305, acoplados por um acoplamento flexível ao um motor de corrente alternada de marca Weg, de 1/3 de cv de potência e 1780 rotações por minuto, modelo 56A0281. Montados sobre uma base de concreto pesando cerca de 150 quilos, construída por MARTINS[1985], mostrada na Figura 4.5 abaixo.

Segundo NUNES[1989], neste sistema os parâmetros(frequência, rotação) que interessam à análise estão perfeitamente sob controle, fazendo com que se possa verificar e analisar o sinal de vibração dos rolamentos.

As medições foram realizadas no mancal do lado oposto ao motor, que será denominado de mancal B, como pode ser visto na figura 4.5. Salientando que o mancal A foi mantido inalterado, e sem defeito para todas as medições efetuadas.

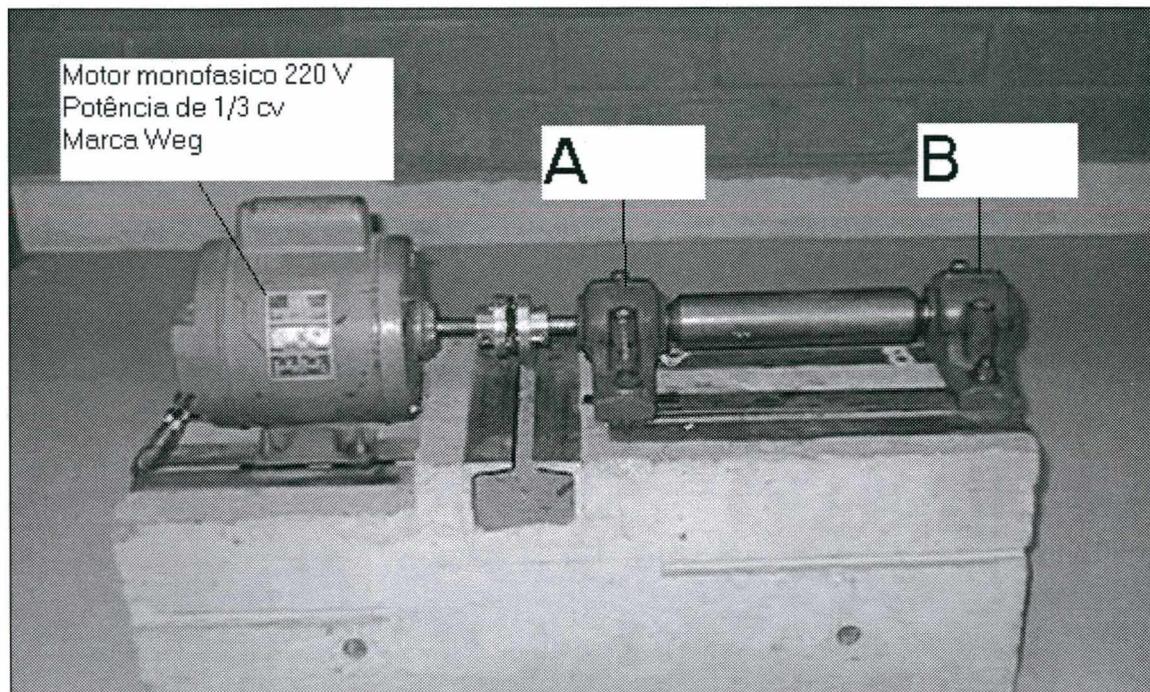


Figura 4. 5- Bancada de teste

A escolha dos rolamentos se deu porque:

- 1- Os rolamentos rígidos de esferas são utilizados na maioria das aplicações industriais;
- 2- A bancada de testes foi dimensionada para trabalhar com o rolamento rígido de uma carreira de esferas número 6305.

Para este trabalho utilizou-se rolamentos rígidos de uma carreira de esferas 6305, marcas NSK, e FAG.

Os rolamentos NSK apresentam as seguintes características:

Diâmetro primitivo	d_m	=	39.35 mm
Diâmetro externo	D_o	=	62.00 mm
Diâmetro interno	D_i	=	25.00 mm
Diâmetro das esferas	D	=	10.30 mm
Largura	B	=	17.00 mm
Número de esferas	n	=	8.00
Ângulo de contato	β	=	0°

Os rolamentos FAG tem as seguintes características:

Diâmetro primitivo	d_m	=	43.35 mm
Diâmetro externo	D_o	=	62.00 mm
Diâmetro interno	D_i	=	25.00 mm
Diâmetro das esferas	D	=	11.50 mm
Largura	B	=	17.00 mm

Número de esferas $n = 7.00$
 Ângulo de contato $\beta = 0^\circ$

O lubrificante utilizado foi a graxa automotiva SKF GS-265 A, por estar disponível no laboratório do LVA.

4.4- Instrumentos utilizados

Os instrumentos utilizados foram os seguintes:

Tabela 2- Instrumentação

NÚMERO	Descrição	Fabricante
1	Acelerômetro B & K 4366	Brüel & Kjaer
2	Amplificador de carga B & K 2635	Brüel & Kjaer
3	Filtro passa banda B & K 1617	Brüel & Kjaer
4	Analizador de Fourier Tektronix 2630	Tektronix
5	Acelerômetro B & K 4375	Brüel & Kjaer
6	Amplificador B & K 2636	Brüel & Kjaer
7	Martelo PCB - 086B03 Sn 5445	PCB Piezotronics
8	Fonte de tensão modelo PCB - 480B02	PCB Piezotronics
9	Calibrador de acelerômetro B & K 4294	Brüel & Kjaer
10	Medidor de vibrações B & K 2513	Brüel & Kjaer
11	Gerador de sinais B & K 1049	Brüel & Kjaer
12	Microcomputador 486	IBM
12	Osciloscópio nº 72120937	Iwatsu Electric Co Ltd
13	Torquímetro Relógio TRC14	Tork Ferramentas Ltda

4.5- Descrição dos instrumentos

A medição das vibrações consiste, simplesmente, em transformar as vibrações mecânicas em sinais elétricos, através do uso de sensores (transdutores) de vibrações. Segundo GERGES[1992], os transdutores de vibrações mecânicas podem ser classificados em dois tipos:

- Sensores sem contato: que permitem medir níveis relativos, em relação ao seu ponto de fixação, localizados fora do sistema vibratório. Por exemplo os transdutores do tipo capacitivo e indutivo.
- Sensores com contato: que são fixados no sistema vibratório e medem níveis absolutos e fases. São transdutores de contato os eletromecânicos e os piezoelétricos.

Pelas características das técnicas usadas neste trabalho, optou-se pelos transdutores com contato, fixos no sistema vibratório, do tipo piezoelétrico, pois segundo GERGES[1992], são usados universalmente para medição de aceleração absoluta de vibrações, apresentando características gerais superiores às de qualquer outro tipo de transdutor de vibrações com as seguintes vantagens:

- a- grande faixa dinâmica;
- b- resposta plana em larga banda de frequência;

- c- linear e estável ao longo do tempo;
- d- robusto;
- e- compacto, pequeno e leve;
- f- não necessita de fonte de energia externa;
- f- saída proporcional à aceleração, podendo ser integrada para fornecer sinal proporcional a velocidade ou ao deslocamento de vibrações.

O acelerômetro utilizado na medição das vibrações emitidas pelo mancal de rolamento foi o B & K 4366, por possuir pequena massa (29 g) se comparada com a massa do mancal (2197 g), portanto não provoca alteração no sistema, tem alta sensibilidade, e sua curva de resposta, para a faixa de frequência utilizada neste trabalho, é plana como pode ser verificado em sua carta de calibração.

O calibrador de acelerômetro utilizado foi o B & K 4294, com frequência de 159.2Hz $\pm 0,02\%$ (1000rad/s), aceleração de 10m/s^2 (RMS) $\pm 0,3\%$. Este calibrador foi utilizado como referência, para ajustar as cadeias de medições.

O analisador de frequências utilizado foi o Tektronix 2630, com 4 canais de entrada e uma saída de dados analógicos, permite que se trabalhe com uma largura de banda de 5 Hz a 20 kHz, utiliza filtros anti-aliasing passa baixo digitais, a razão da amostragem utilizada é de 2,56 vezes a banda selecionada, trabalha com valores de entrada de ± 10 Volts. Neste analisador um grande número de bandas de frequência são filtradas, quase que instantaneamente, e os espectros são mostrados na tela atualizados continuamente, trabalhando com interface com um microcomputador 486.

O martelo com transdutor de força PCB- 086B03 Sn 5445 e a fonte de tensão modelo PCB- 480B02, foram utilizados para excitar a estrutura do mancal de rolamento, para o levantamento das curvas de ressonância do mancal em estudo. O acelerômetro tipo 4375 da B & K, utilizado para captar o sinal produzido pelo martelo de força.

Filtro passa banda de 1/1 oitava e de 1/3 de oitava, B & K 1617 foi utilizado combinado com o amplificador de medição B & K 2636 do mesmo fabricante. O filtro passa banda foi selecionado na faixa de frequência de ressonância do mancal em estudo, sendo de fundamental importância nas medições dos sinais de vibração pela técnica do envelope, Foi utilizado em banda de 1/3 de oitava.

O amplificador de carga B & K 2635 é um amplificador de 4 estágios constituído de um amplificador de entrada, um filtro passa baixo amplificado, um amplificador integrador e um amplificador de saída, utilizado em medições de vibrações que usam os acelerômetros piezoelétricos, podendo ser alimentado através de baterias ou tensão alternada.

O medidor de vibrações B & K 2513 é um instrumento portátil, de fácil manejo, que permite a medição de sinais de vibração em velocidade ou aceleração. Mostra em um dial luminoso os valores de pico e de RMS, possibilitando o cálculo do valor do fator de crista do sinal de vibração. Pode ser utilizado nas frequências de 10 a 10 kHz, resolução de 0,5 dB, pesa 350 gramas e pode trabalhar em temperaturas de -10 a 50 graus centígrados.

CAPÍTULO 5

Calibração dos sistemas de medição

5.1- Introdução

Neste capítulo serão feitas considerações teóricas sobre os tipos de calibração, e será proposta uma metodologia para calibrar as cadeias de medições utilizadas pelas técnicas do fator de crista, análise espectral e na técnica do envelope. Será apresentada uma proposta de calibração para a técnica do envelope.

5.2- Calibração

Calibração em geral, refere-se aos procedimentos de transformar um sinal elétrico (Volts) em grandeza física de engenharia (aceleração m/s^2 , ou outra). Os elementos da cadeia de medição (acelerômetros, filtros, amplificadores, ..), têm sua curva de resposta e aferição individual fornecida pelo seus fabricantes. Uma cadeia de medição é composta de vários elementos, muitas vezes de fabricantes diferentes, que deve ser calibrada como um sistema único.

A calibração possibilita a repetição das condições experimentais utilizadas no momento da realização das medições, pois se utiliza de uma fonte conhecida como padrão ou referencial.

5.3- Calibração do sistema de medição

A calibração necessita de uma referência ou padrão, com o qual a resposta do sistema pode ser comparado. O valor referência pode ser fixado ou ser um valor estimado. No caso de medições de vibrações é comum a utilização de calibradores, que fornecem um sinal senoidal puro, com frequência e amplitudes definidas.



Figura 5. 1- Procedimento de calibração

A Figura 5.1 mostra um procedimento típico de calibração. Normalmente, o valor de saída é comparado com o padrão de referência, e uma relação entre os dois é determinada. Às vezes, na escala de saída pode ser ajustado o ganho de acordo com o padrão desejado. Os fabricantes de instrumentos normalmente fornecem os dados de calibração com seus produtos, e/ou outras informações que podem ajudar no momento de sua calibração.

5.4- Técnica do fator de crista usando o B & K 2513

5.4.1- Sistema de medição

As medições com o medidor de vibrações B & K 2513 serão realizadas de forma direta conforme a Figura 5.2 demonstra. O sistema de medição consiste de um acelerômetro, montado sobre o mancal B da bancada de teste, conectado diretamente ao B & K 2513, e os valores de X_{pico} e X_{rms} serão lidos no mostrador luminoso do instrumento.

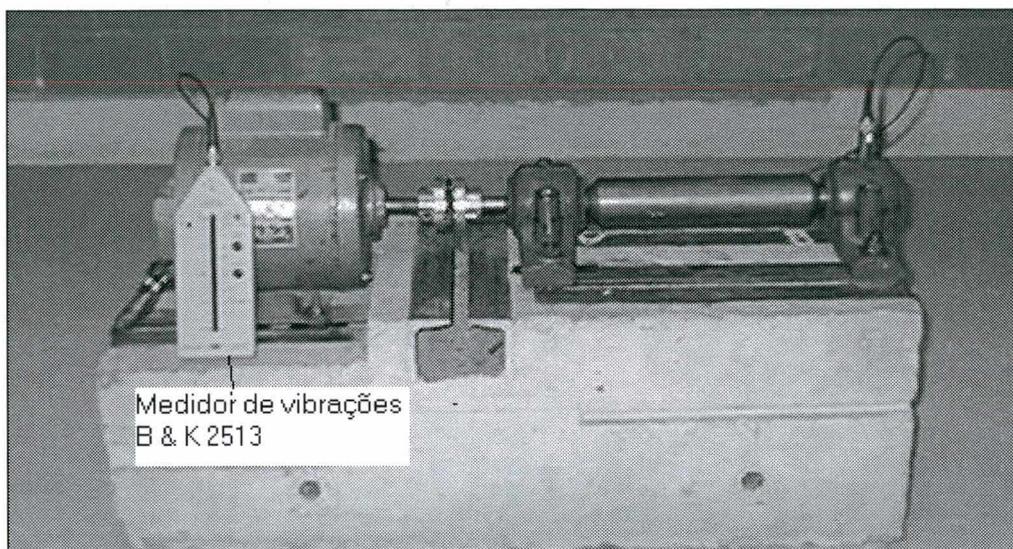


Figura 5. 2- Sistema de medição do 2513

5.4.2- Calibração do sistema de medição

A calibração consiste em medir os valores de X_{pico} e X_{rms} do sinal emitido pelo calibrador de acelerômetros B & K 4294, no sistema de medição da Figura 5.3.

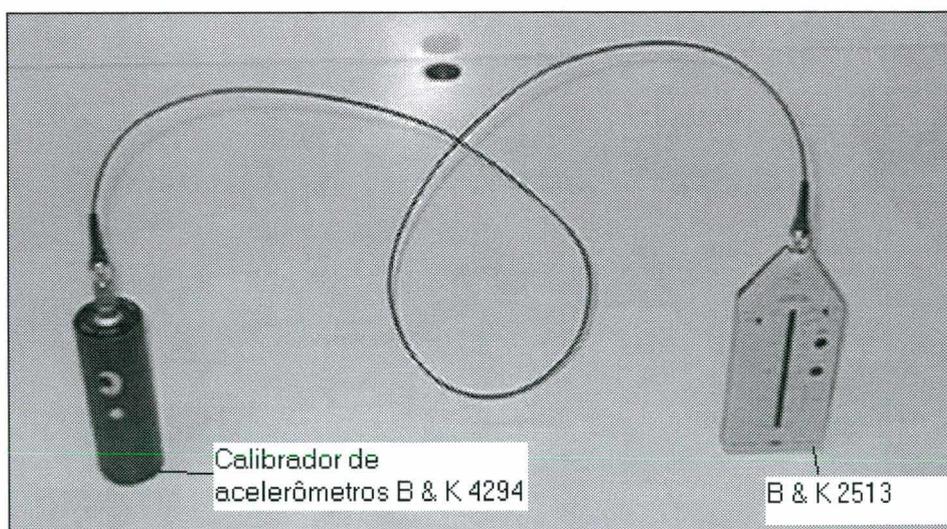


Figura 5. 3- Calibração sistema de medição do B & K 2513

Para calcular o fator de crista de referência, que neste caso é:

$$X_{\text{pico}} = 15.00 \text{ mm/ s}$$

$$X_{\text{rms}} = 10.00 \text{ mm/ s}$$

Fator de crista = 1,50 O que corresponde ao fator de crista de um sinal senoidal. Se este sinal fosse um seno puro, o fator de crista seria de $\sqrt{2}$.

5.4.3- Repetitividade da cadeia de medição

Tabela 3- Valores do fator de crista

medições	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	\bar{x}	Std
F. de crista	1,50	1,40	1,50	1,50	1,50	1,60	1,50	1,60	1,40	1,40	1,49	0,07

Como pode ser verificado existe uma variabilidade nos valores medidos pela cadeia de medição. Os valores estão contidos no intervalo de $\bar{x} \pm 0,04$, para um nível de confiança de 90 %. A resolução da cadeia de medição em amplitude neste caso foi de 2 mm/ s.

A norma NBR-9321[1994] indica o nível de confiança de 90 % como sendo o mais utilizado. Ele inclui os valores verdadeiros com uma probabilidade de 90 % de acerto.

5.5- Técnica do fator de crista usando o analisador Tektronix 2630

5.5.1- Sistema de medição

As medições do fator de crista no analisador de Fourier Tektronix 2630, serão feitas na faixa de frequência de 0 a 1000 Hz, com o sinal de vibração no tempo, e então medem-se os valores de X_{pico} e X_{rms} . O sistema de medição é composto de um acelerômetro piezoelétrico B & K 4366, conectado ao amplificador de carga B & K 2635, selecionado para a sensibilidade de $4,88 \text{ pC/m/s}^2$, com fator de multiplicação do sinal de 3,16 mV/Unidade de saída, limite de frequência inferior de 0,2 Hz e superior de 10 kHz, e unidade de saída de $1,0 \text{ m/s}^2$, interligado ao analisador de Fourier Tektronix 2630(4). Os valores serão colocados em forma de tabelas, para permitir o cálculo do valor do fator de crista correspondente ao componente em teste. A cadeia de medição é mostrada na Figura 5.4.

5.5.2- Calibração do sistema de medição

A calibração consiste em medir os valores de X_{pico} e X_{rms} de um sinal senoidal conhecido, o do calibrador de acelerômetros B & K 4294, na frequência de 159,2 Hz, a aceleração é de 10 m/s^2 (RMS). O sistema de calibração é mostrado na Figura 5.5.

$$X_{pico} = 47,85 \text{ mVolts e } X_{rms} = 30,5 \text{ mVolts,}$$

$$\text{Fator de crista} = 1,57$$

5.5.3- Repetitividade das medições

Tabela 4- Valores das medições do fator de crista

Medições	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	\bar{x}	Std
F de crista	1,58	1,56	1,56	1,56	1,56	1,60	1,56	1,58	1,58	1,56	1,57	0,016

Na tabela acima pode-se verificar que a dispersão dos valores está no intervalo de $\bar{x} \pm 0,01$, com um nível de confiança de 90 %. A resolução da cadeia de medição em frequência neste caso era de 0,3125 Hz.

5.6- Análise espectral

5.6.1- Sistema de medição

As medições da análise espectral, foram feitas na faixa de frequência de 0 a 200 Hz. O sistema de medição é composto de um acelerômetro piezoelétrico B & K 4366, conectado ao amplificador de carga B & K 2635, selecionado para a sensibilidade de $4,88 \text{ pC/m/s}^2$, com fator de multiplicação do sinal de $10 \text{ mV/Unidade de saída}$, limite de frequência inferior de $0,2 \text{ Hz}$ e superior de 10 kHz , e unidade de saída de $1,0 \text{ m/s}^2$, interligado ao analisador de Fourier Tektronix 2630. Os valores serão lidos de forma direta na tela fornecida pelo analisador de Fourier Tektronix 2630. A cadeia de medição é mostrada na Figura 5.4.

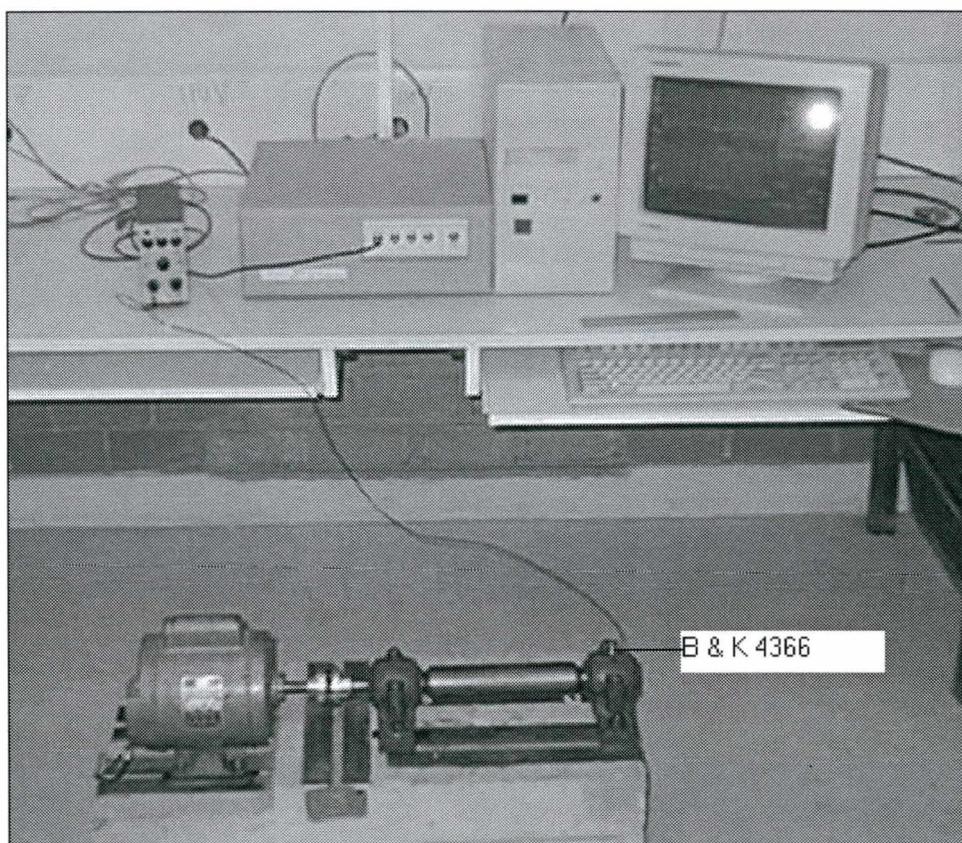


Figura 5. 4- Cadeia de medição espectro direto

5.6.2- Calibração do sistema de medição

A calibração foi feita conforme mostra a Figura 5.5, o calibrador de acelerômetros B & K 4294, gera uma aceleração (RMS) de 10 m/s^2 na frequência conhecida de $159,2 \text{ Hz}$ (valores disponíveis na carta de calibração). O objetivo desta calibração é de se determinar o fator pelo qual o sinal vai ser multiplicado, após ter passado pelo analisador de frequências, ou seja, a relação entre as voltagens e a aceleração conhecida.

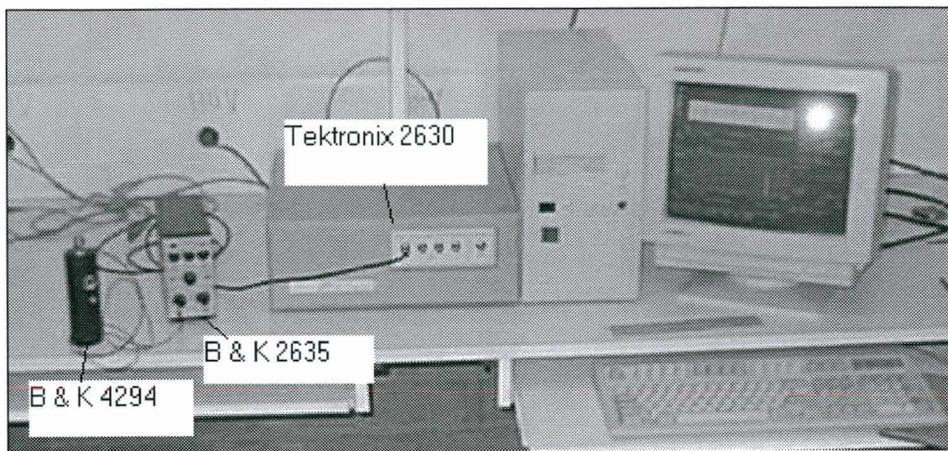


Figura 5. 5- Sistema de calibração

A relação entre o sinal emitido pelo acelerômetro e o valor lido no espectro fornecido pelo analisador de Fourier, dá o fator de multiplicação entre o valor de entrada e o de saída, que neste caso é:

$$10\text{m/s}^2 \text{ -----} \rightarrow 96,3 \text{ mVolts}; \quad \text{logo } 1\text{mVolts} \text{ -----} \rightarrow 0,1038 \text{ m/s}^2$$

O valor esperado era de 100,00 mVolts, houve uma perda de 3,7% devido a vida útil do acelerômetro e as conexões.

A Figura 5.6 mostra o sinal de vibração emitido pelo calibrador de acelerômetros B & K 4294, no tempo.

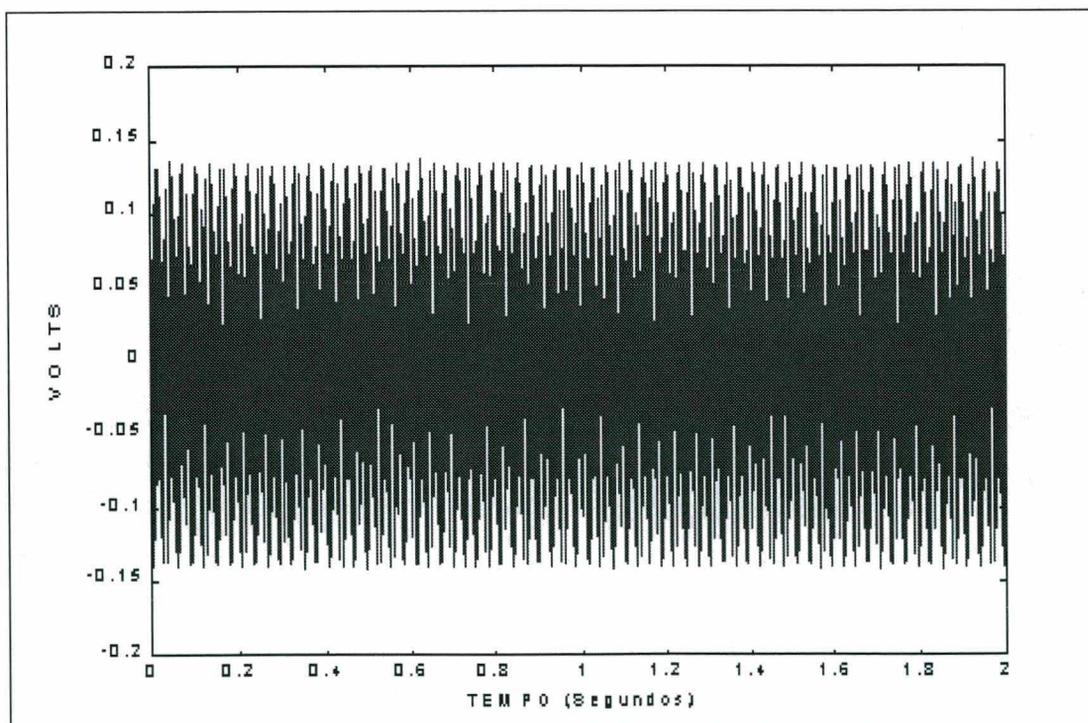


Figura 5. 6- Sinal do calibrador B & K 4294 no tempo

Analisando a Figura 5.7, verifica-se que o fator de calibração entre medições em mVolts e m/s^2 é de 0,1038. Ou seja, para uma amplitude de aceleração de $1m/s^2$ a tensão correspondente, depois de passar pelo amplificador de carga B & K 2635 é de 9,63 mVolts no domínio da frequência.

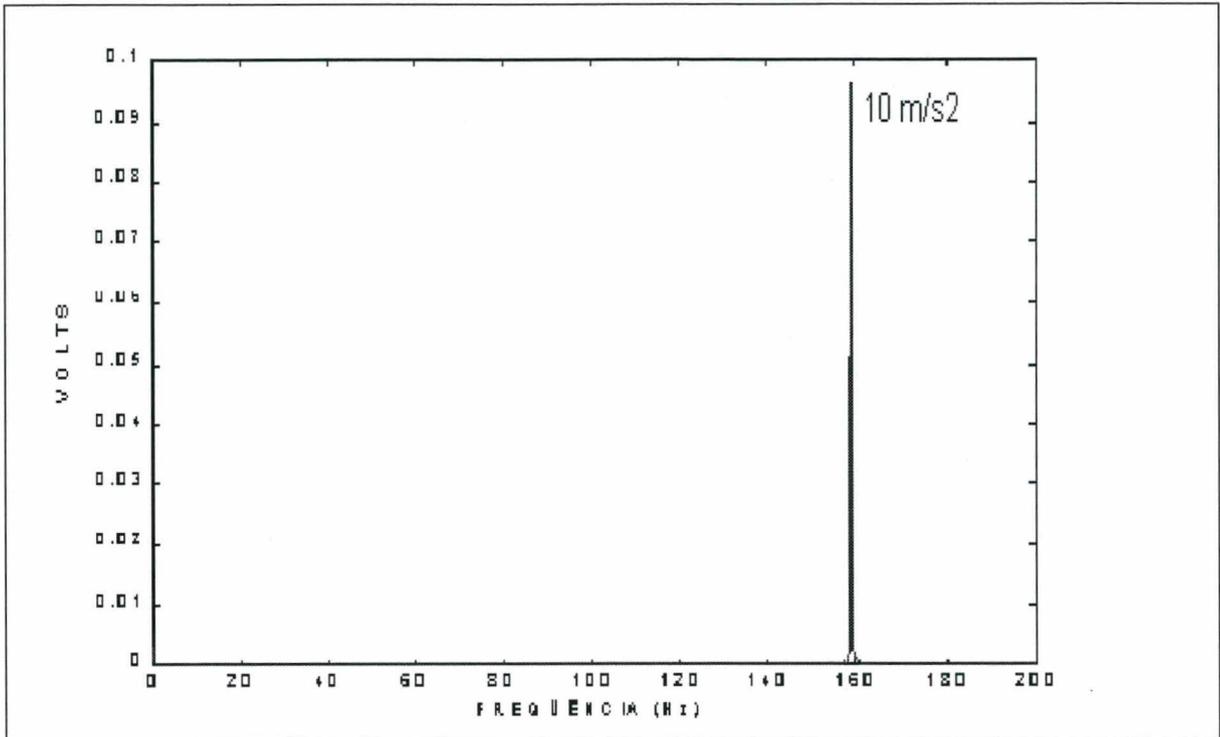


Figura 5. 7- Amplitude de aceleração de vibração do calibrador de acelerômetros 4294

5.6.3- Repetitividade do sistema de medição

A tabela 5.3 apresenta os valores da repetitividade das medições da cadeia da análise espectral

Tabela 5- Valores da amplitude de aceleração de vibração dos espectros de calibração

Medições	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	\bar{x}	Std
Amp (m/s^2)	10,0	10,0	10,0	9,99	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	9,99	0,003

Na tabela 5.3 verifica-se uma baixa variação dos valores medidos, contidos no intervalo de $\bar{x} \pm 0,02$, com um nível de confiança de 90 %. A resolução da cadeia de medição era de 0,125 Hz.

5.7- Técnica de envelope

Inicialmente será proposta uma metodologia de calibração da técnica do envelope. A calibração da técnica de envelope objetiva quantificar o comportamento de um sinal modulado, quando submetido a seqüência de cálculo para obtenção da Transformada de Fourier do envelope, módulo da Transformada de Hilbert do sinal.

5.7.1- Proposta para calibrar a técnica do envelope

Nesta proposta de calibração da técnica de envelope, o sinal modulado será obtido a partir da multiplicação entre dois senos: um seno de alta frequência, e um seno de baixa frequência, simulando um sinal no tempo de um rolamento. O critério de escolha das frequências neste caso foi em função da frequência de ressonância e das frequências dos defeitos dos rolamentos calculados a partir das equações apresentadas no capítulo 3.

A Figura 5.8 apresenta os instrumentos utilizados na obtenção dos sinais que simularão a seqüência empregada nesta proposta de calibração.

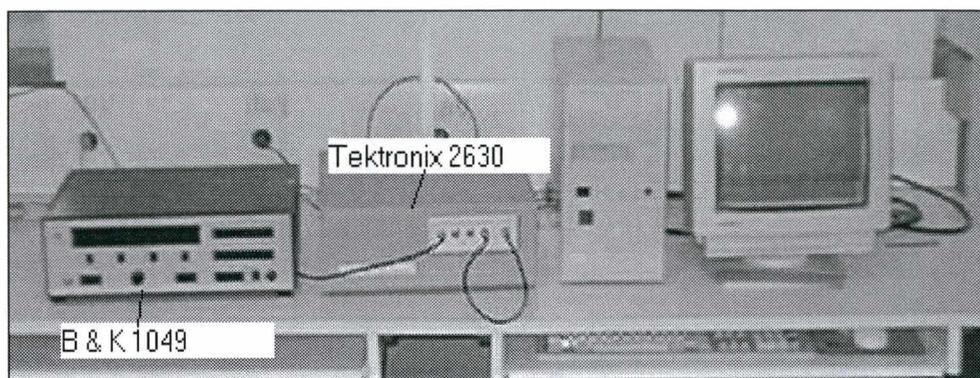


Figura 5. 8- Cadeia de calibração da técnica de envelope

Uma proposta para a calibração da técnica de envelope pode ser:

- A- gerar um seno de alta frequência;
- B- gerar um seno de baixa frequência;
- C- multiplicar $A \times B$;
- D- fazer a transformada de Fourier de C;
- E- filtrar o sinal resultante de C, em um filtro passa banda com frequência central igual ao sinal de alta frequência, em banda de 1/3 de oitava;
- F- fazer a transformada inversa de Fourier de sinal filtrado;
- G- fazer a transformada de Hilbert do sinal resultante de F;
- H- obter o envelope do sinal de F (o modulo da transformada de Hilbert);
- I- obter a transformada de Fourier do sinal resultante de H;
- J- verificar o comportamento do espectro de I, a partir da modificação das condições de entrada, ou seja: alterando a amplitude do sinal de alta frequência, alterando a amplitude do sinal de baixa frequência e / ou alterando a sua frequência.

5.7.2- Aplicação prática

Um exemplo prático de calibração da técnica do envelope seguindo os passos sugeridos no item 5.7.1 é o seguinte:

Passo A:

Gerar no analisador de Fourier um seno de 4000 Hz e amplitude de 1Volt.

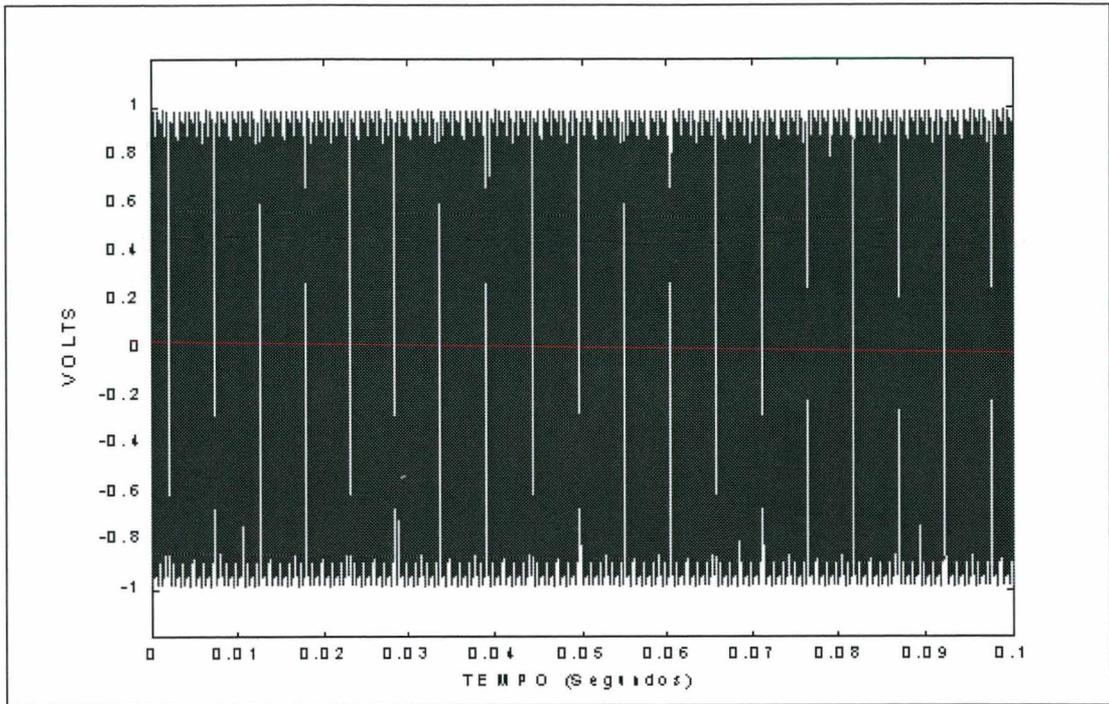


Figura 5. 9- Seno de alta frequência

Passo B:

Gerar no gerador de sinais 1049, um seno de 100 Hz com 500 mV (RMS) de amplitude, simulando uma frequência de defeito em um rolamento.

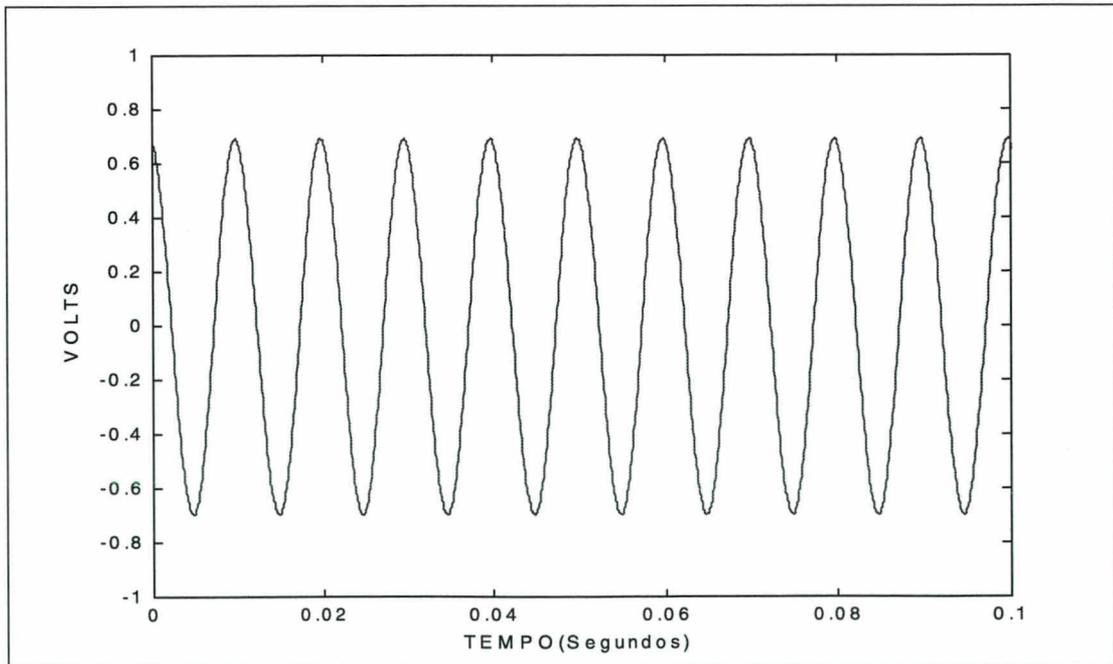


Figura 5. 10- Seno de 100 Hz

Passo C:

Os dois sinais serão multiplicados com auxílio do programa Math do analisador Tektronix 2630 resultando em um sinal modulado, que simula o sinal no tempo de um rolamento, como é mostrado na Figura 5.11.

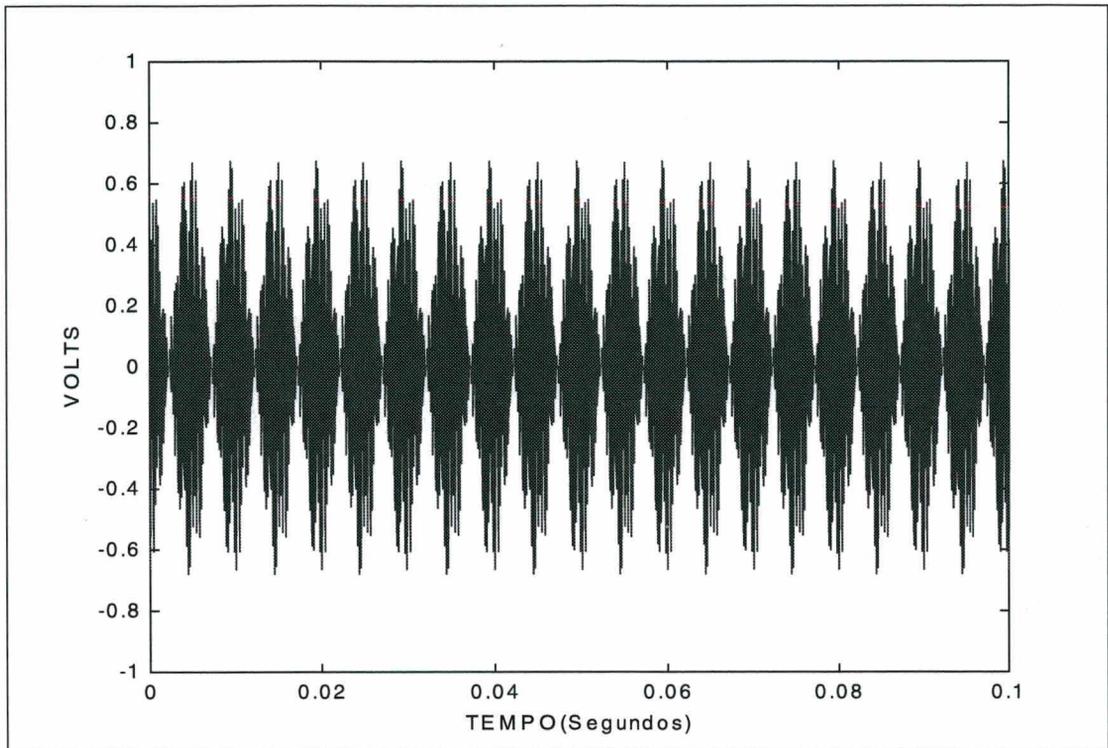


Figura 5. 11- Seno 4000 Hz X Seno 100 Hz

Passo D:

Fazer a transformada de Fourier do sinal da Figura 5.11, plotado na Figura 5.12.

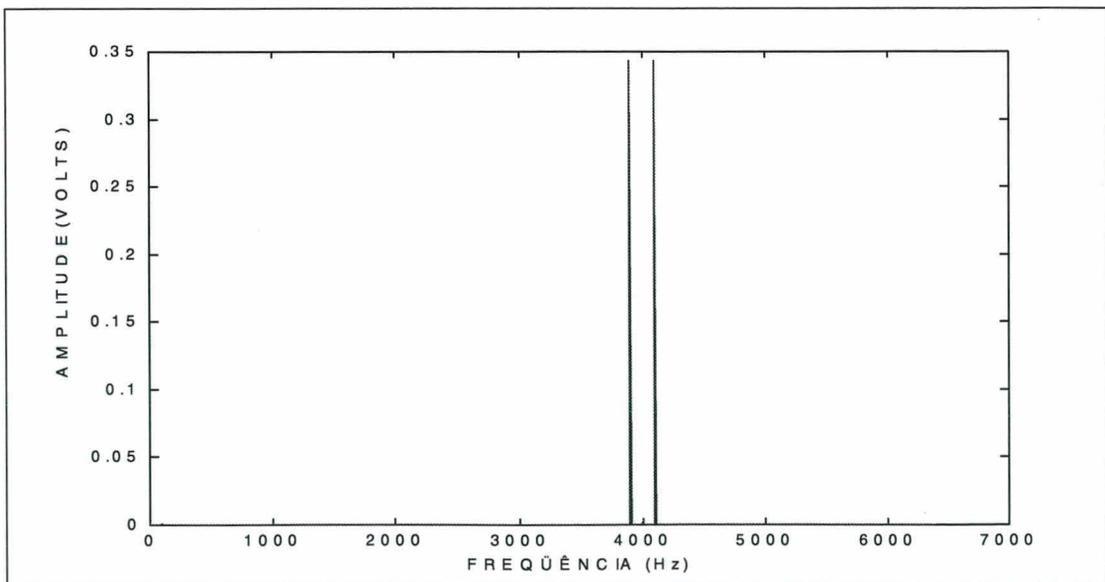


Figura 5. 12- FFT do sinal modulado

Passo E:

O espectro de Fourier do passo D deverá ser filtrado por um filtro passa banda com frequência central de 4000 Hz com banda de 1/3 de oitava. O procedimento de filtragem consiste em multiplicar o espectro do passo D pelo filtro apresentado na Figura 5.13.

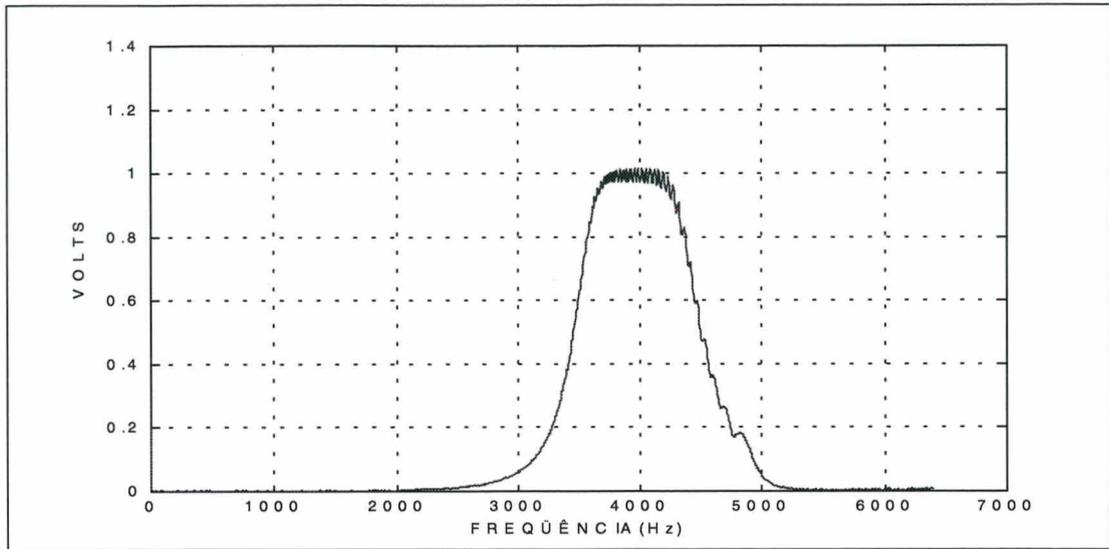


Figura 5. 13- Filtro utilizado nas medições

O filtro apresentado na figura 5.13 foi obtido a partir da função 'chirp' de 2 volts, multiplicado por um fator constante k para dar a amplitude igual a unidade, gerada pelo analisador de Fourier da Tektronix, passando pelo filtro B & K 1617, com frequência central em 4000 Hz e filtrando em 1/3 de oitava.

A função resultante desta multiplicação é:

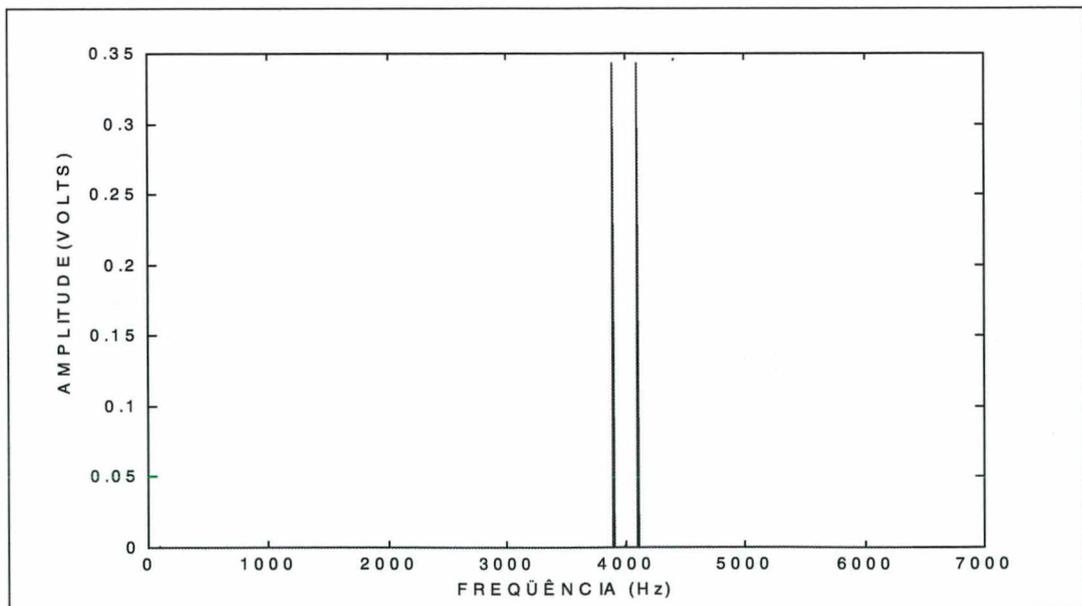


Figura 5. 14- Sinal filtrado

Passo F:

Em seguida deve-se retornar o sinal para o tempo através da Transformada inversa de Fourier, pois só é possível aplicar a Transformada de Hilbert em um sinal no tempo.

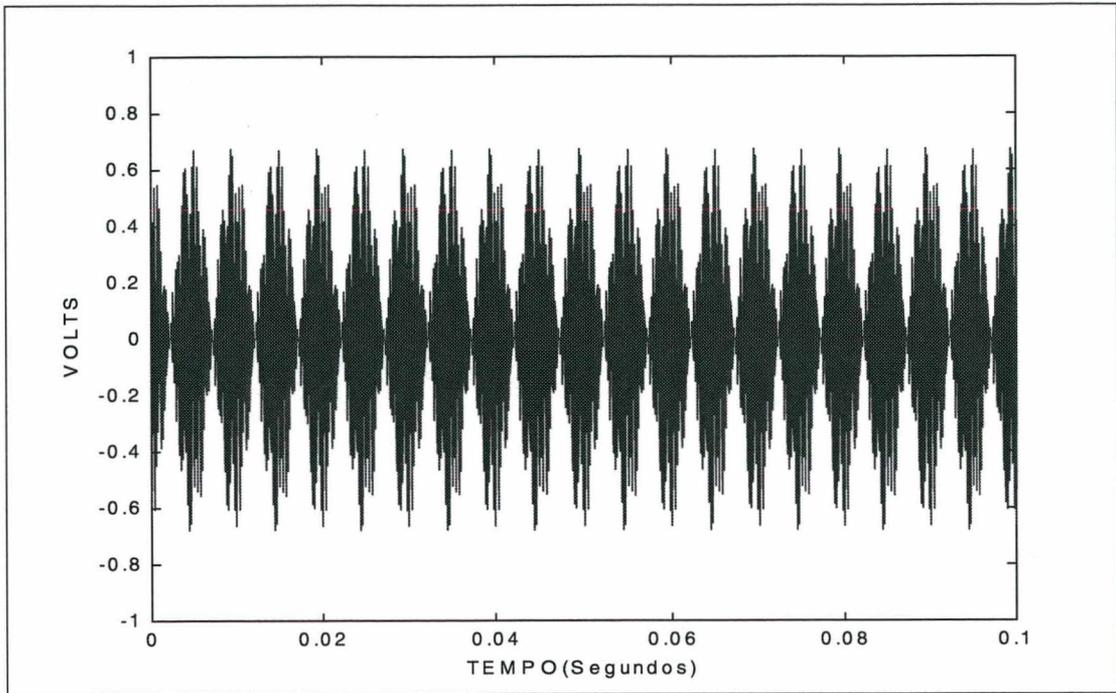


Figura 5. 15- IFFT de 5.14

Passo G:

O próximo passo é calcular o envelope do sinal mostrado na Figura 5.15, que é o módulo da Transformada de Hilbert.

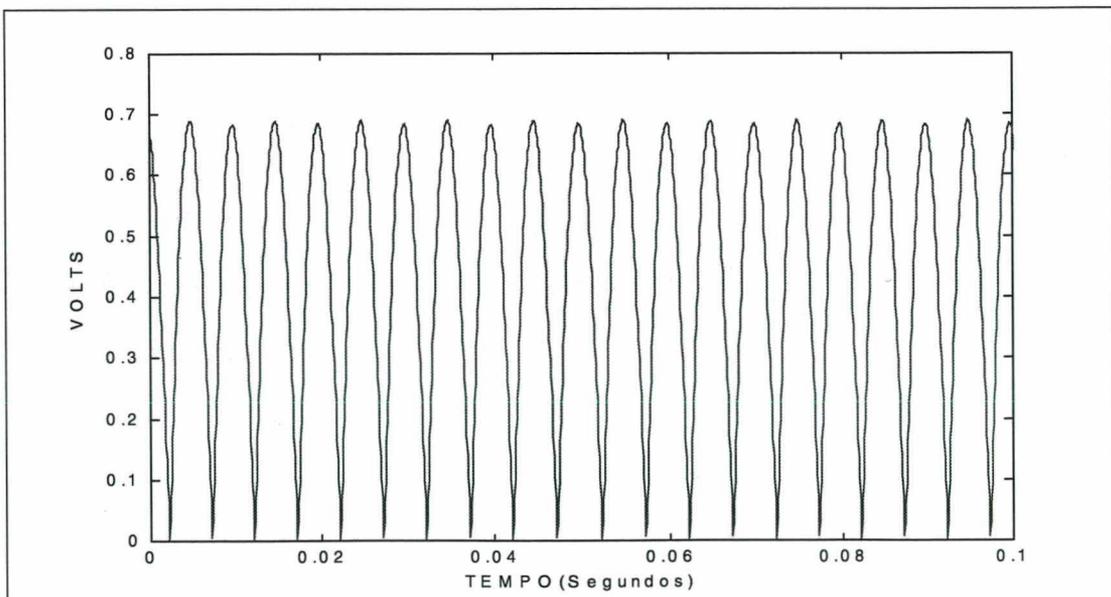


Figura 5. 16- Módulo da transformada de Hilbert da figura 5.15

Passo I:

O último passo para calcular a amplitude resultante é através da FFT do envelope como mostra a Figura 5.17.

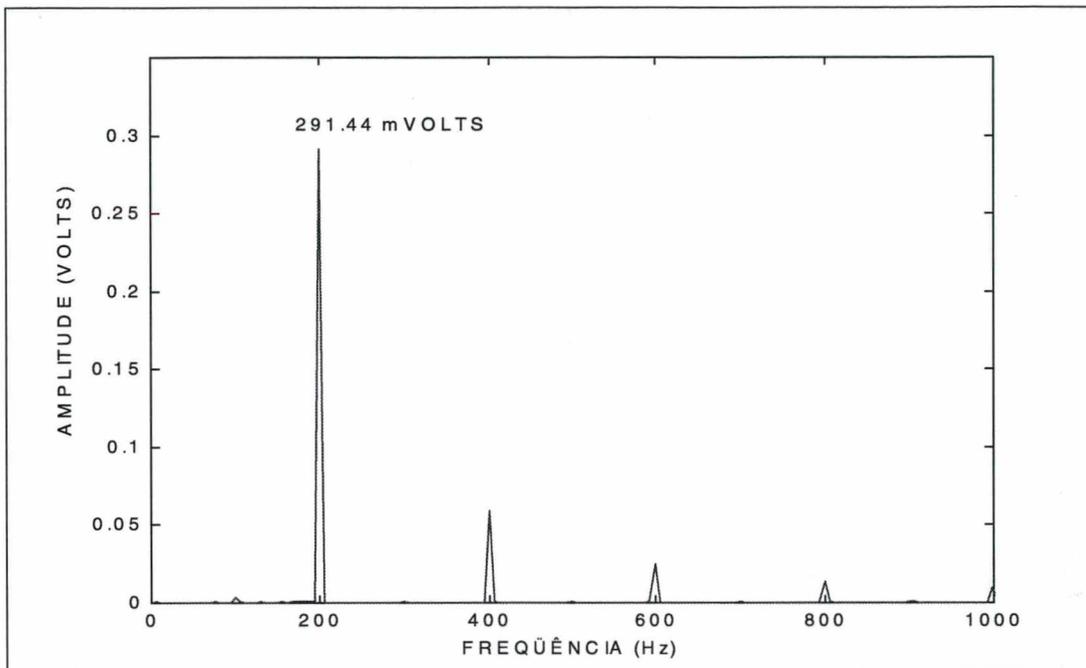


Figura 5. 17- FFT do envelope

Passo J:

Analisando a figura 5.17 verifica-se:

1- Que o espectro da Figura 5.17, independe da freqüência do sinal de alta freqüência, neste caso, o seno de 4000 Hz. Mas é proporcional à sua amplitude.

2- Que a freqüência característica do espectro do envelope é duas vezes maior do que a do sinal de baixa freqüência utilizado como dado de entrada. Isto ocorreu porque o período da função de entrada é duas vezes maior que o período da função envelope, como pode ser verificado na Figura 5.18.

De onde pode-se comprovar que:

$$T_1 = 2 \cdot T_2 \quad \text{onde} \quad \begin{array}{l} T_1 \text{ é o período da função seno de } 100 \text{ Hz.} \\ T_2 \text{ é o período da função do envelope.} \end{array}$$

Então $f = 1 / T$ temos:

$$\frac{1}{f_1} = \frac{2}{f_2} \quad \text{Ou seja:} \quad f_2 = 2 \cdot f_1$$

Comprovando que a freqüência da função resultante do envelope é a metade da freqüência moduladora.

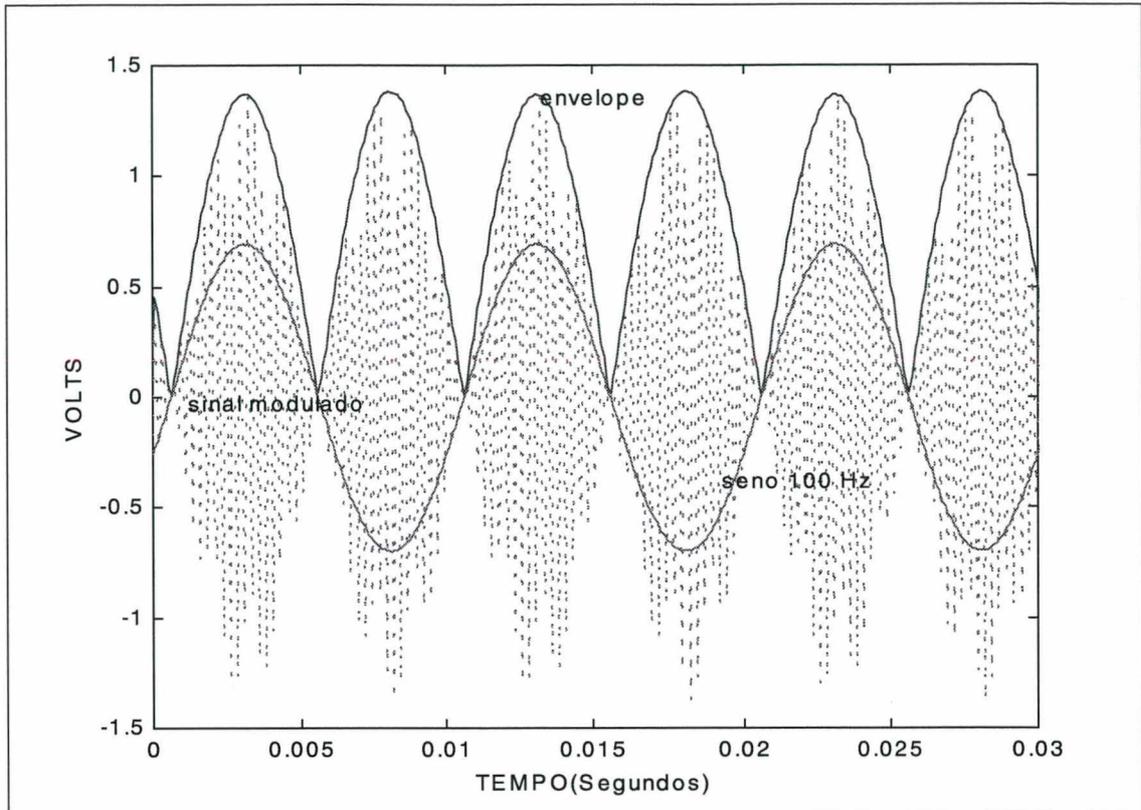


Figura 5. 18- Períodos das funções seno 100 Hz, envelope e modulada

5.7.3- Avaliação dos resultados

A partir dos resultados obtidos do item 5.7.2 foram realizadas várias simulações com os sinais de entrada, para verificar qual seria o comportamento dos espectros direto (obtido diretamente do sinal) e do envelope resultantes.

As simulações foram as seguintes:

- 1- Variar a amplitude do sinal de alta frequência (seno de 4000 Hz) e mantendo o seno 100 Hz e 500 mV constante, obtiveram-se as seguinte amplitudes resultantes:

Tabela 6- Simulação 1

Amplitude (Volts)	Espectro direto(mV)	Espectro do envelope(mV)
0,250	85,471	72,588
0,500	170,895	145,150
1,000	343,440	291,338
2,000	687,355	584,070
3,000	1031,125	874,638

Plotando os valores acima tem-se:

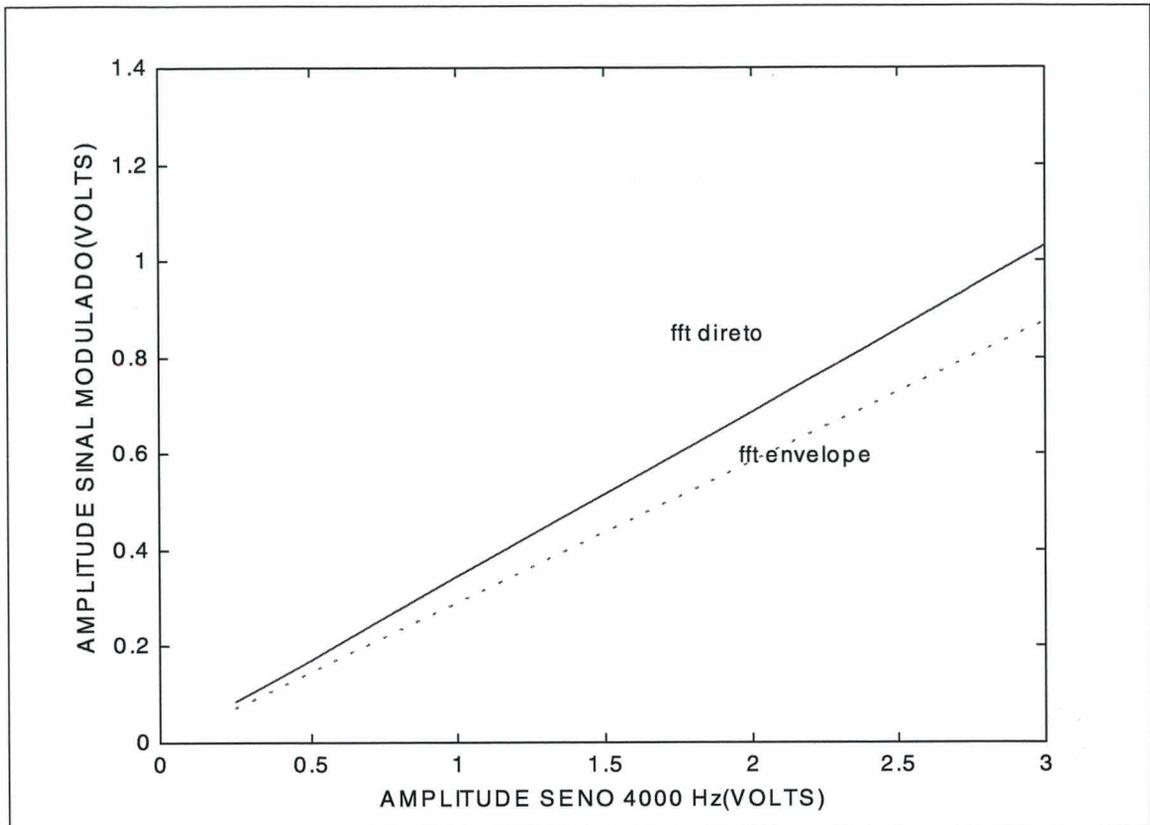


Figura 5. 19- Comportamento do sinal variando amplitude do sinal modulado

Na Figura 5.19 pode-se verificar neste caso que o comportamento das curvas é linear conforme esperado, ou seja, aumentando a amplitude do sinal de alta frequência aumenta o valor dos espectros.

- 2- Na segunda simulação foi mantido constante o sinal de alta frequência (4000 Hz e 1,0 V) e a frequência do sinal de modulação ($f_1 = 100$ Hz), variando a sua amplitude, conforme mostra a tabela abaixo:

Tabela 7- Simulação 2

Amplitude(mVolts)	Espectro direto(mV)	Espectro do envelope(mV)
100,0	68,530	58,284
250,0	171,535	145,825
500,0	343,475	291,664
1000,0	690,025	586,059

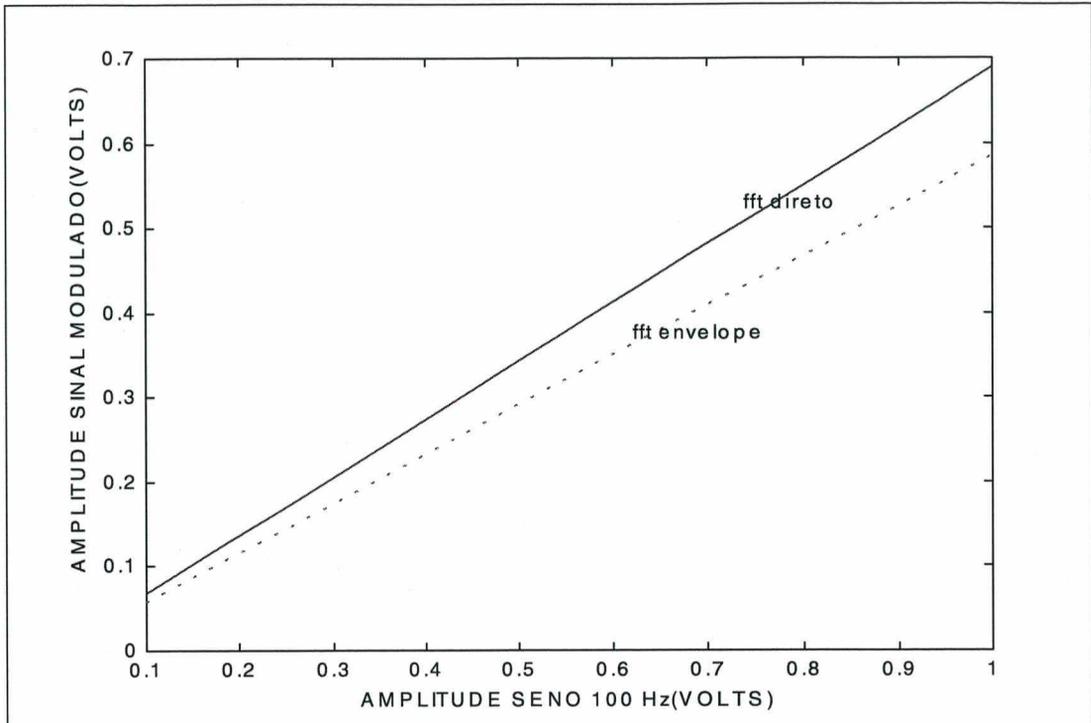


Figura 5. 20- Comportamento da amplitude do sinal modulado

A figura 5.20 mostra que o comportamento das amplitudes, resultantes da variação da amplitude do sinal modulador, são lineares.

- 3- Na terceira simulação, serão mantidos o sinal de alta frequência e a amplitude do sinal modulador constantes, ou seja, variamos a frequência moduladora, como pode se verificar na tabela abaixo:

Tabela 8- Simulação 3

Frequência moduladora f_1 (Hz)	Amplitude do espectro direto (mV)	Frequência do espectro do envelope f_2 (Hz)	Amplitude do espectro do envelope (mV)
50	343,48	100	291,80
100	343,31	200	291,44
150	343,05	300	291,36
200	342,70	400	290,90
250	342,35	500	290,90
300	342,00	600	290,60

Na figura 5.21 pode-se verificar que o comportamento da amplitude dos espectros diretos e do envelope, em função da variação da frequência moduladora f_1 é uma relação constante, ou seja, a calibração da cadeia de medição da técnica de envelope pode ser realizada independentemente da frequência de modulação, sendo portanto, função das características do filtro passa banda utilizado, já que este será o limitador da faixa de frequência útil.

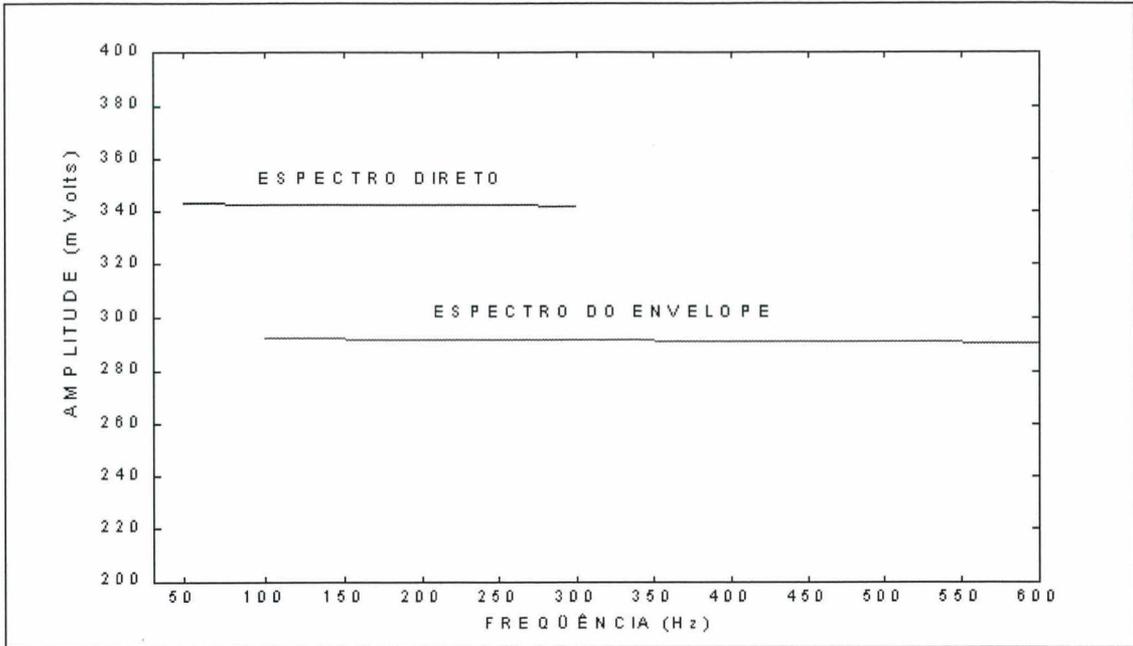


Figura 5. 21- Comportamento da amplitude do espectro direto com a variação de f_1

5.7.4- Sistema de medição

O sistema de medição utilizado para calibrar a técnica do envelope é composto dos seguintes instrumentos: acelerômetro B & K 4366, calibrador B & K 4294; amplificador de carga B & K 2635; amplificador de medição B & K 2636; filtro passa banda B & K 1617 selecionado na banda de 1/3 oitava; analisador de Fourier Tektronix 2630; computador IBM 486. A cadeia de medição é mostrado na Figura 5.22.

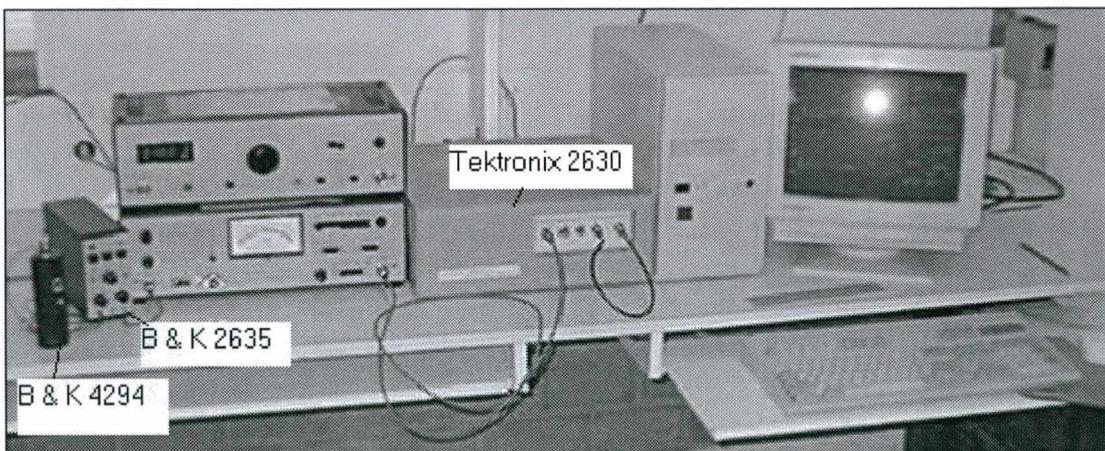


Figura 5. 22- Calibração da cadeia de medição da técnica do envelope

5.7.5- Calibração da cadeia de medição da técnica de envelope.

A cadeia de medição será calibrada a partir da multiplicação de duas funções seno, para simular o sinal de aceleração de um mancal de rolamento. Uma com frequência de 6300 Hz com amplitude de 1,0 Volt, gerada pelo analisador de Fourier Tektronix 2630, e pela senóide do

calibrador de acelerômetro 4294, com frequência de 159,2 Hz, medida após passar pelos instrumentos da cadeia 5.22.

A seleção da frequência do sinal de alta frequência será em função da:

- 1- Frequência de ressonância da estrutura em estudo, no caso o mancal B do sistema de medição apresentado na Figura 4.5;
- 2- Frequências centrais disponíveis do filtro passa banda B & K 1617.

5.7.6- Procedimentos de calibração

O procedimento de calibração foi o seguinte:

- 1- gerar um seno de 6300 Hz de 1,0 V, no canal de entrada 2 do analisador de Fourier Tektronix 2630, Figura 5.23.

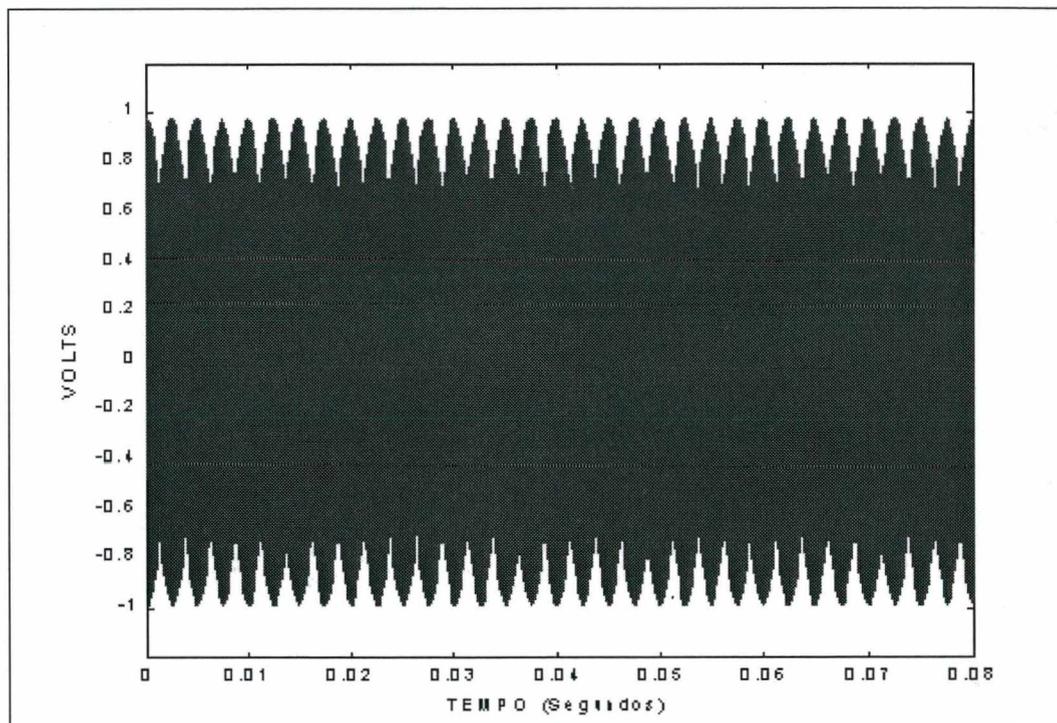


Figura 5. 23- Seno de alta frequência

- 2- montar o calibrador de acelerômetros B & K 4294, na cadeia de medição, conforme Figura 5.22, e acionar o calibrador, e medir no canal de entrada de dados número 1 do analisador de Fourier, Figura 5.24.

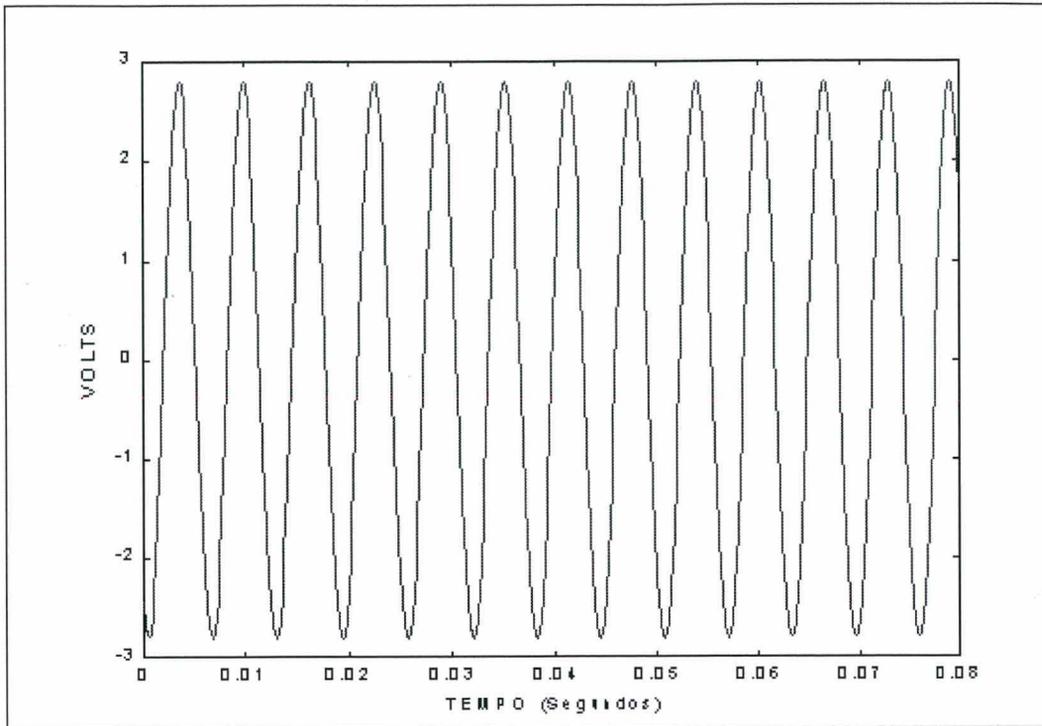


Figura 5. 24- Sinal de calibração gerado no B & K 4294

3- Multiplicar os sinais dos canais 1 e 2, simulando o sinal de um rolamento no tempo.

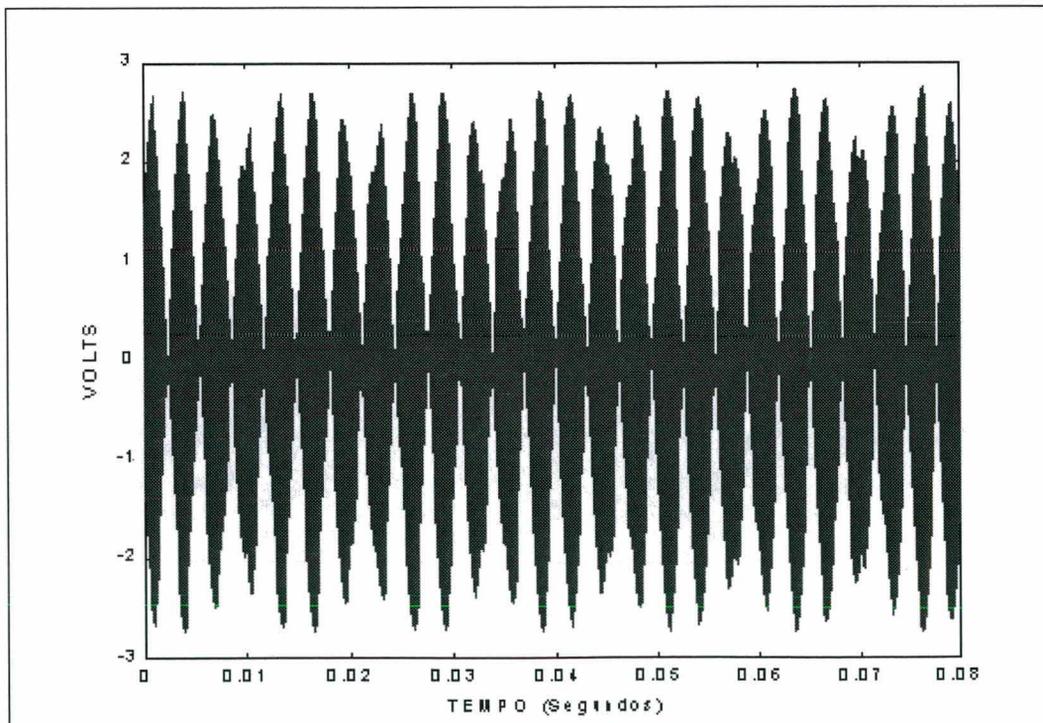


Figura 5. 25- Sinal modulado

4- Aplicar a transformada de Fourier no sinal modulado, Figura 5.26

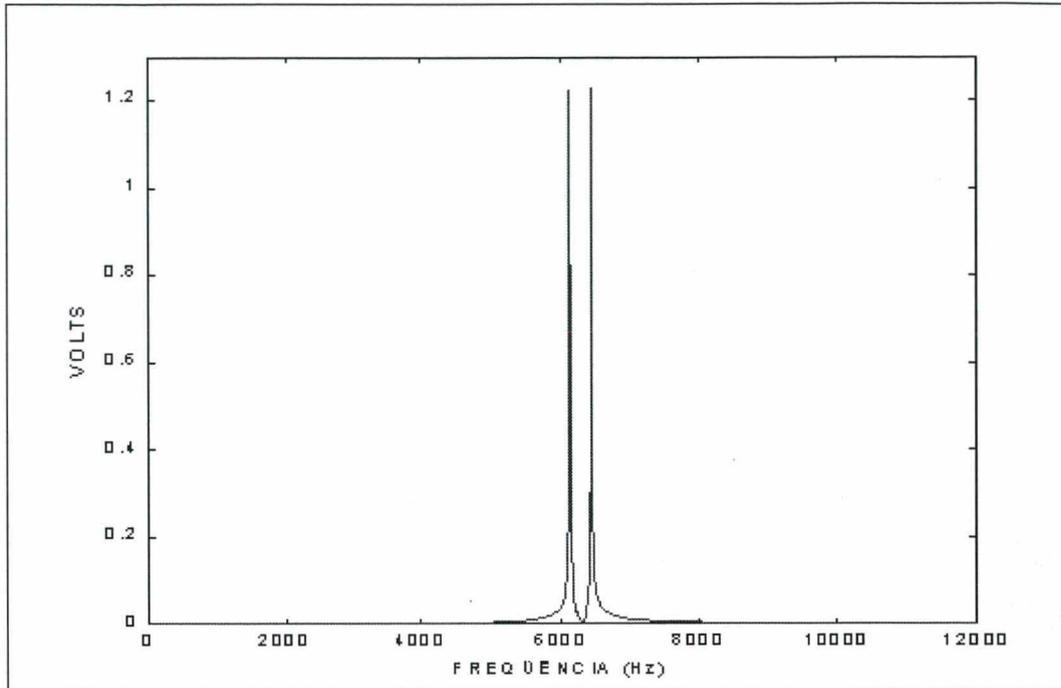


Figura 5. 26- Transformada de Fourier (FFT) da Figura. 5.27

5- Filtrar o sinal no filtro passa banda com frequência central em 6300 Hz com banda de 1/3 de oitava. O filtro utilizado foi o da Figura 5.27.

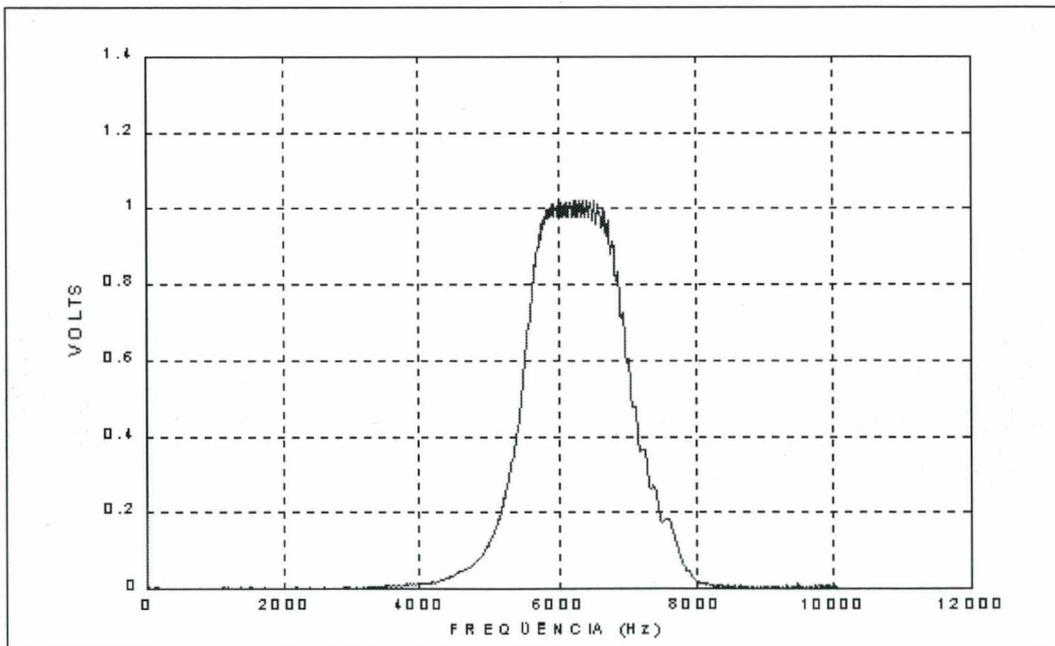


Figura 5. 27- Filtro digital

A filtragem do sinal na faixa de frequência desejada foi conseguida pela multiplicação entre o sinal da figura 5.26 e o da Figura 5.27, resultando no sinal da Figura 5.28, que é igual a

Figura 5.26, já que a amplitude do filtro está próxima da unidade na faixa de frequência que esta sendo efetuada a multiplicação.

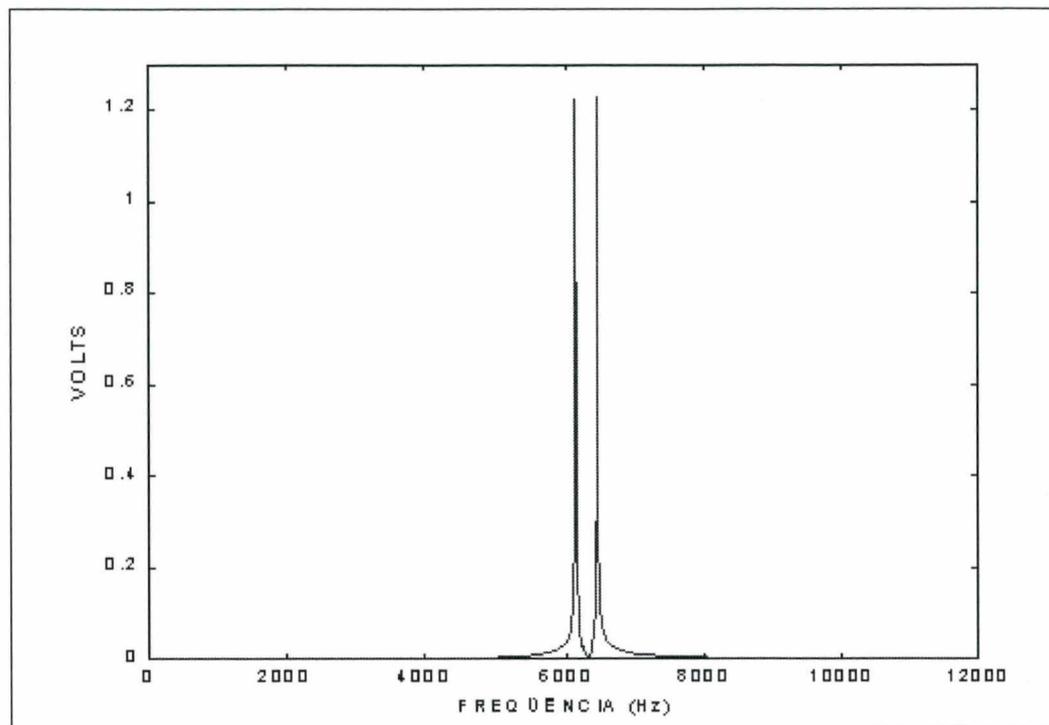


Figura 5. 28- Sinal filtrado

6- Fazer a transformada inversa de Fourier do passo 5, que possibilitará o cálculo da transformada de Hilbert do sinal filtrado.

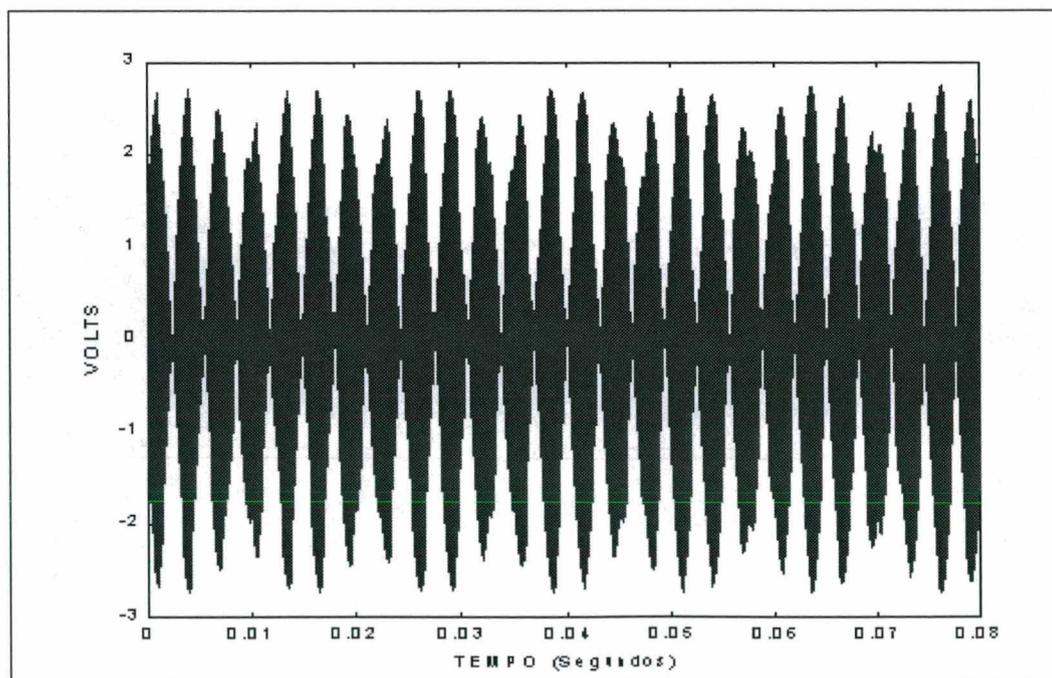


Figura 5. 29- Transformada inversa de Fourier (IFFT) da figura 5.28

7- Calcular o envelope (módulo da Transformada de Hilbert do passo 6).

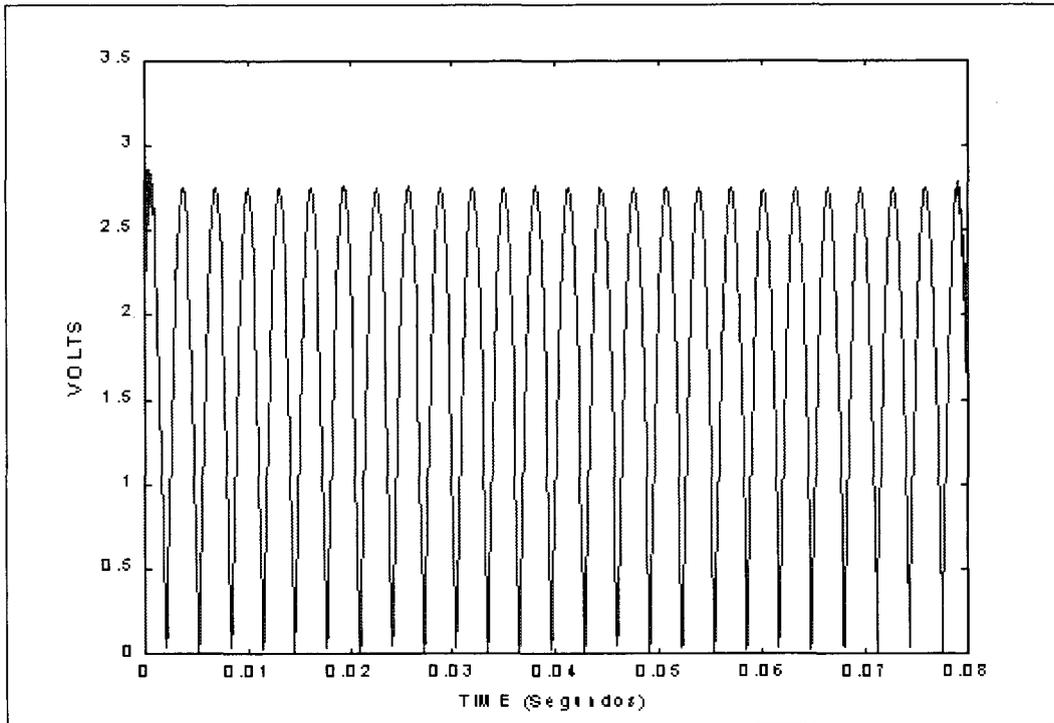


Figura 5. 30- Envelope da figura 5.29

8- Calcular a transformada de Fourier do envelope da Figura 5.30.

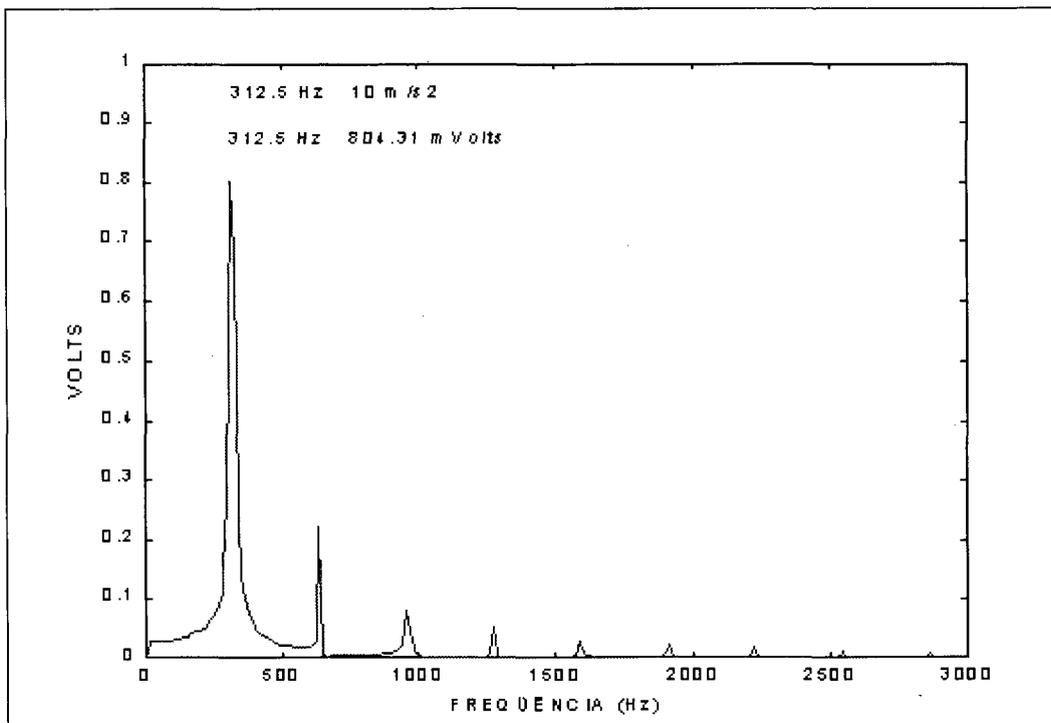


Figura 5. 31- Espectro do envelope

9- Relacionar a amplitude resultante do espectro com a amplitude do calibrador de acelerômetros B & K 4294 (10 m/s^2).

A relação entre o sinal fornecido pelo calibrador B & K 4294 e o valor do pico do espectro do envelope, dá o fator de multiplicação a ser utilizado na conversão dos valores de mVolts para m/s^2 .

$$10\text{m/s}^2 \text{-----} \rightarrow 804,31 \text{ mVolts} \quad \text{Então: } 1 \text{ mVolts -----} \rightarrow 0,0125\text{m/s}^2$$

Ou seja, para a aceleração de 1 m/s^2 , a voltagem correspondente, depois de passar pelo amplificador de carga B & K 2635, filtro passa banda B & K 1617 e amplificador B & K 2636, com uma janela retangular é de 80,43 mVolts no domínio da frequência.

5.7.7- Repetitividade das medições

A Tabela 9 apresenta os valores de 10 medições feitas de forma sequencial, donde será verificado a repetitividade do sistema de medição utilizado na técnica do envelope. Verifica-se que existe uma variação em torno do valor da média, com um desvio padrão de 0,06, para um coeficiente de confiança de 90 %, o intervalo de confiança é de $10,00 \pm 0,03$, ou seja existe a probabilidade de 90 % de que o valor medido esteja neste intervalo.

Tabela 9- Amplitudes de aceleração espectros da técnica do envelope

Medições (6.3 kHz)	Amplitudes (m/s^2)
1	10,01
2	10,01
3	10,01
4	9,89
5	9,97
6	9,90
7	10,07
8	10,05
9	10,06
10	10,05
\bar{x}	10,00
Std	0,06

- Os resultados das medições dos níveis de vibração do calibrador de acelerômetros B & K 4294 utilizado nas calibrações das técnicas do fator de crista, análise espectral e da técnica do envelope, apresentados nas Tabelas 3, 4, 5 e 9 demonstraram uma boa repetibilidade nas amplitude medidas, a repetibilidade da frequência característica dos defeitos foi de 100%. Comprovando com isso que os instrumentos de medição não interferem diretamente nos valores medidos.

CAPÍTULO 6

Medições de Vibrações

6.1- Introdução

Neste capítulo serão apresentadas as medições e os resultados obtidos, com o objetivo de verificar a sensibilidade dos métodos de medição e análise de vibrações, fator de crista, análise espectral e a técnica do envelope, na detecção de defeitos em rolamentos. Fizeram-se medições em rolamentos novos e nos mesmos rolamentos após a introdução de defeitos na pista externa. Além destas fizeram-se medições em rolamentos com defeitos reais na pista externa. Esta foi escolhida porque os pulsos gerados pelos defeitos tem melhor repetitividade e geram impactos de mesmas amplitude, tornando o defeito mais fácil de se detectar.

6.2- Sistemas de medição

6.2.1- Procedimento geral de medição

Foram realizadas, para cada rolamento, 20 medições, com intervalos de 10 a 15 minutos entre as medições, totalizando um período de cerca de 5 horas de ensaios por rolamento. A bancada de teste permaneceu girando a 1780 rotações por minutos, durante o período de testes. Foram utilizados 3 sistemas de medições independentes, para as medições do fator de crista com o B & K 2513, do fator de crista e da amplitude na análise espectral no analisador de Fourier Tektronix 2630, e da amplitude na técnica do envelope, dos rolamentos testados.

6.3- Fator de crista

6.3.1-Medições com o medidor de vibrações B & K 2513

As medições com o medidor de vibrações tipo 2513, foram realizadas nas seguintes condições:

- A- seletor na opção velocidade (10 mm/s);
- B- seletor de funções na opção peak (1 segundo), que indica o valor de X_{pico} e em seguida na posição RMS(1 segundo) que indica o valor de X_{rms} do sinal emitido pelo rolamento em avaliação.

6.3.1.1- Procedimentos de medição

Após uma homogeneização e pré aquecimento do rolamento por 10 minutos, iniciaram-se as medições do fator de crista com o B & K 2513. O procedimento de medição deste sistema consiste em:

- A- aparafusar o acelerômetro no ponto de medição sobre o mancal B, Figura 4.5;
- B- conectar o acelerômetro ao medidor de vibrações;
- C- selecionar a faixa de medição, e realizar a leitura dos valores de X_{pico} e X_{rms} no mostrador do medidor de vibrações. Em seguida são calculados os valores do fator de crista que serão registrados em forma de tabelas.

6.3.1.2- Medições dos rolamentos novos com o B & K 2513

A tabela 9 apresenta os valores dos fatores de crista das medições dos rolamentos 5, 6, 7, 8, 9 e o valores médios dos cinco rolamentos. Os valores variaram de um mínimo de 1,51 a um valor máximo de 2,54, com uma média de 2,00 e desvio padrão de 0,277. Portanto, satisfazendo as condições propostas pela Tabela 3.1 do capítulo 3, no qual os valores do fator de crista para um rolamento novo deve se encontrar no intervalo de 2 a 4. As medições apresentaram um coeficiente de variação de 13,85 %.

Tabela 10- Fator de crista para rolamentos novos

Medição n°	Rol n° 05	Rol n° 06	Rol n° 07	Rol n° 08	Rol n° 09	Média
1	2,15	1,68	2,54	1,56	2,32	2,05
2	2,01	1,79	2,18	1,73	2,21	1,98
3	2,15	1,79	2,18	1,56	2,32	2,01
4	2,01	1,68	2,41	1,56	2,42	2,02
5	2,02	1,79	2,22	1,56	2,21	1,96
6	2,36	1,79	2,22	1,63	2,31	2,06
7	2,18	1,79	2,22	1,56	2,21	1,99
8	2,18	1,68	2,04	1,51	2,32	1,95
9	2,18	1,79	2,22	1,56	2,32	2,01
10	2,18	1,79	2,22	1,56	2,22	1,99
11	2,15	1,79	2,04	1,64	2,32	1,99
12	2,13	1,68	2,54	1,73	2,15	2,05
13	2,04	1,79	2,22	1,73	2,21	2,01
14	2,15	1,68	2,04	1,64	2,11	1,92
15	2,08	1,89	2,04	1,64	2,21	1,97
16	2,01	1,89	2,04	1,64	2,11	1,94
17	2,15	1,78	2,22	1,58	2,32	2,01
18	2,18	1,89	2,22	1,58	2,31	2,04
19	2,18	1,89	2,04	1,51	2,31	1,99
20	2,18	1,89	2,22	1,58	2,44	2,06

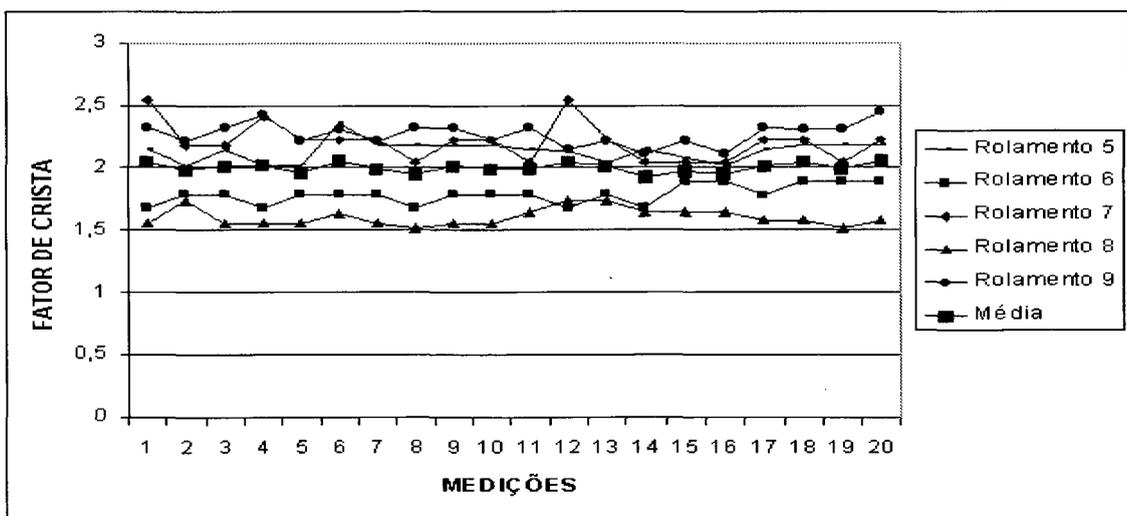


Figura 6 1- Medições do FC rolamentos novos

Analisando a figura 6.1, verifica-se que existe uma variação nos valores medidos dos rolamentos números 5, 6, 7, 8 e 9. A média mostra o fator de crista médio dos cinco rolamentos, que será utilizado como referência para o rolamento em estado de novo.

Tabela 11- Distribuição estatística do fator de crista

Fator de crista (FC)	Repetição (%)
0 - 1,55	2
1,56 - 1,65	15
1,66 - 1,75	8
1,76 - 1,85	10
1,85 - 1,95	5
1,96 - 2,05	11
2,06 - 2,15	10
2,16 - 2,25	24
2,26 - 2,35	9
2,36 - 2,45	4
2,46 - 2,55	2

A Figura 6.2 mostra a distribuição estatística das medições do fator de crista com o medidor de vibrações B & K 2513. Mostra também a distribuição normal das medições da Tabela 10. E que mais de 75% dos valores medidos estão contidos no intervalo de L a U, com um nível de confiança de 90%.

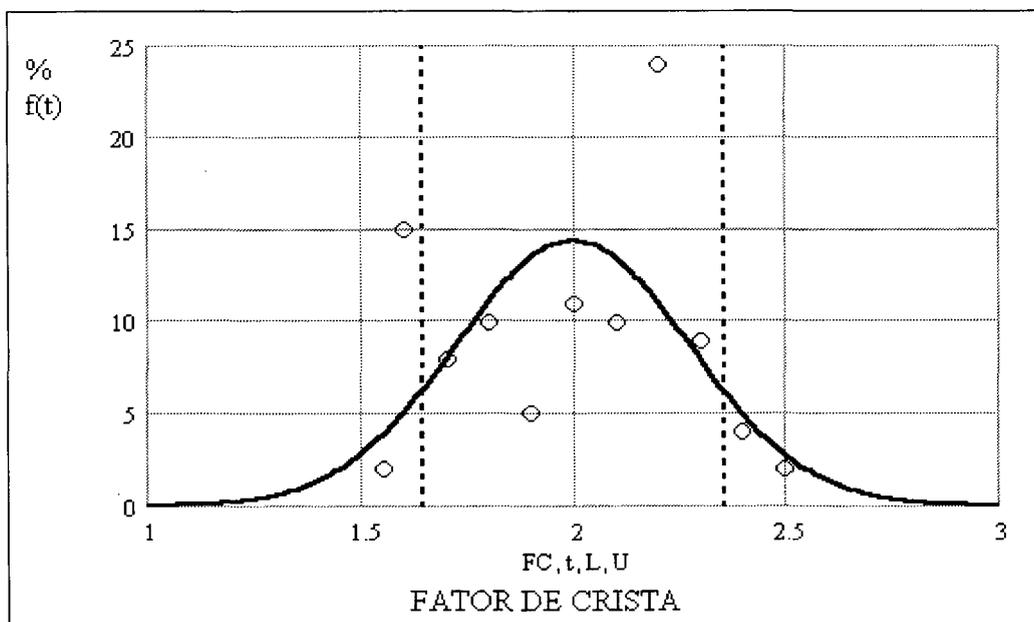


Figura 6 2- Distribuição estatística do fator de crista da tabela 11 e a distribuição Gaussiana do fator de crista da tabela 10

Os valores do intervalo L e U foram determinados com auxílio da ferramenta do “qnorm, do Mathcad” que é função do coeficiente de confiança (90 %), da média e desvio padrão dos valores plotados.

6.3.2- Medições do fator de crista no Tektronix 2630

As medições dos valores de X_{pico} e do X_{rms} , com o analisador de Fourier Tektronix 2630 foram feitas diretamente na tela de microcomputador sobre o sinal do rolamento no tempo, na faixa de 1000 Hz de frequência, janela boxcar, e resolução no tempo de 0,310 milissegundos. Os valores de X_{pico} e o valor de X_{rms} são fornecido pelo analisador.

6.3.2.1- Procedimentos de medição

O procedimento de medição foi realizado com o sinal do rolamento no tempo, donde com as ferramentas disponíveis do analisador nos permite a verificação e leitura dos valores de X_{pico} e X_{rms} do sinal.

6.3.2.2- Rolamentos novos

Os valores do fator de crista dos cinco rolamentos novos, sem defeitos, obtidos com a ajuda do analisador de Fourier Tektronix 2630, registradas na Tabela 12.

Tabela 12- Fator de crista com o Tektronix 2630

Medição nº	Rol nº 05	Rol nº 06	Rol nº 07	Rol nº 08	Rol nº 09	Média
1	2,43	2,81	2,61	2,12	2,43	2,48
2	2,69	2,77	2,44	2,15	2,45	2,51
3	2,37	2,75	2,46	2,11	2,44	2,43
4	2,41	2,51	2,48	2,11	2,44	2,39
5	2,42	2,51	2,45	2,36	2,44	2,44
6	2,39	2,79	2,52	2,37	2,18	2,45
7	2,38	2,79	2,48	2,57	2,45	2,53
8	2,41	2,51	2,33	2,12	2,45	2,36
9	2,41	2,85	2,59	2,11	2,45	2,48
10	2,41	2,76	2,57	2,11	2,48	2,47
11	2,39	2,81	2,61	2,18	2,74	2,55
12	2,37	2,79	2,34	2,41	2,46	2,47
13	2,38	2,81	2,16	2,18	2,45	2,40
14	2,42	2,78	2,29	2,36	2,44	2,46
15	2,39	2,53	2,22	2,41	2,43	2,40
16	2,38	2,78	2,35	2,41	2,43	2,47
17	2,41	2,54	2,39	1,98	2,44	2,35
18	2,41	2,75	2,41	2,17	2,44	2,44
19	2,42	2,73	2,24	2,17	2,16	2,34
20	2,41	2,76	2,53	2,38	2,45	2,51

A Tabela 12 mostra as medições do fator de crista dos rolamentos números 5, 6, 7, 8, 9 e da média dos cinco rolamentos, os valores variam de 1,98 a 2,85, com média de 2,44 e desvio padrão de 0,194, CV igual a 7,85 %.

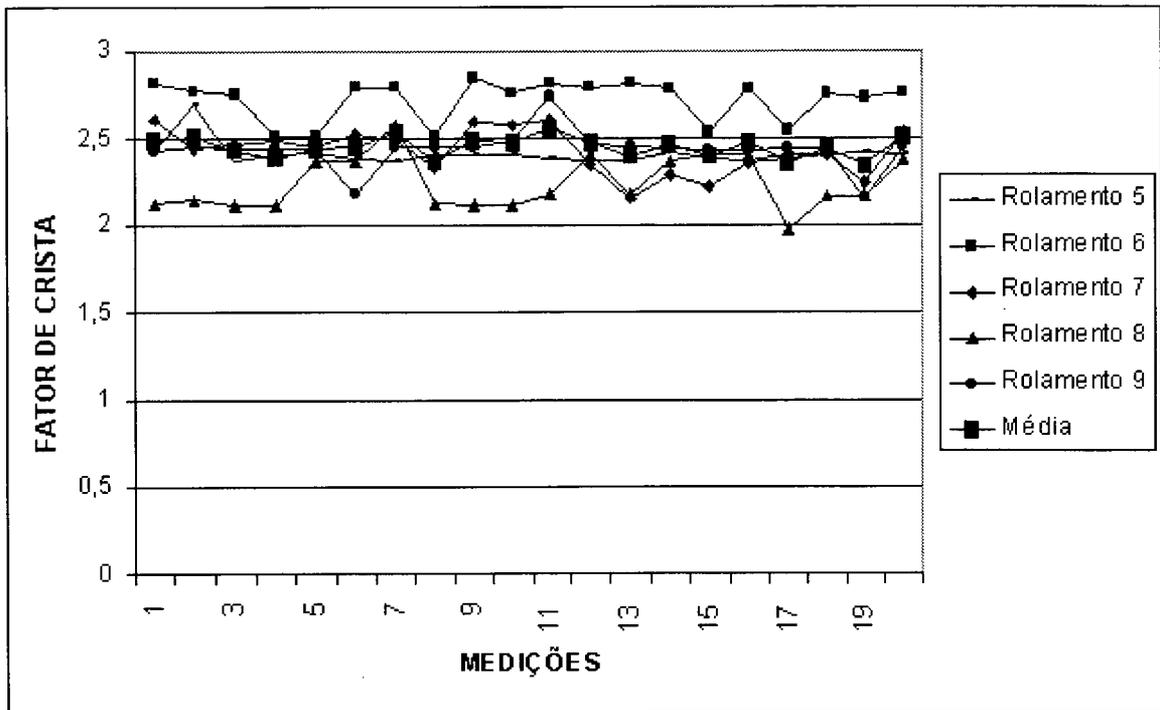


Figura 6.3- Medições FC rolamentos novos

A Figura 6.3 mostra a variação dos valores medidos para os rolamentos 5, 6, 7, 8 e 9. Além de mostrar a curva média dos 5 rolamentos que será utilizada como referência para os rolamentos em condição de novo.

Tabela 13- Distribuição estatística do fator de crista

Fator de crista (FC)	Repetição (%)
0 - 2,00	1
2,01 - 2,10	0
2,11 - 2,20	14
2,21 - 2,30	3
2,31 - 2,40	16
2,41 - 2,50	37
2,51 - 2,60	10
2,61 - 2,70	3
2,71 - 2,80	12
2,81 - 2,90	4

A Figura 6.4 mostra a distribuição estatística do fator de crista da Tabela 13, medidos com o analisador de Fourier Tektronix 2630. E a distribuição Gaussiana dos fatores de crista da Tabela 12. E mostra que cerca de 30% dos valores estão fora do intervalo de confiança L a U, com um nível de confiança de 90%.

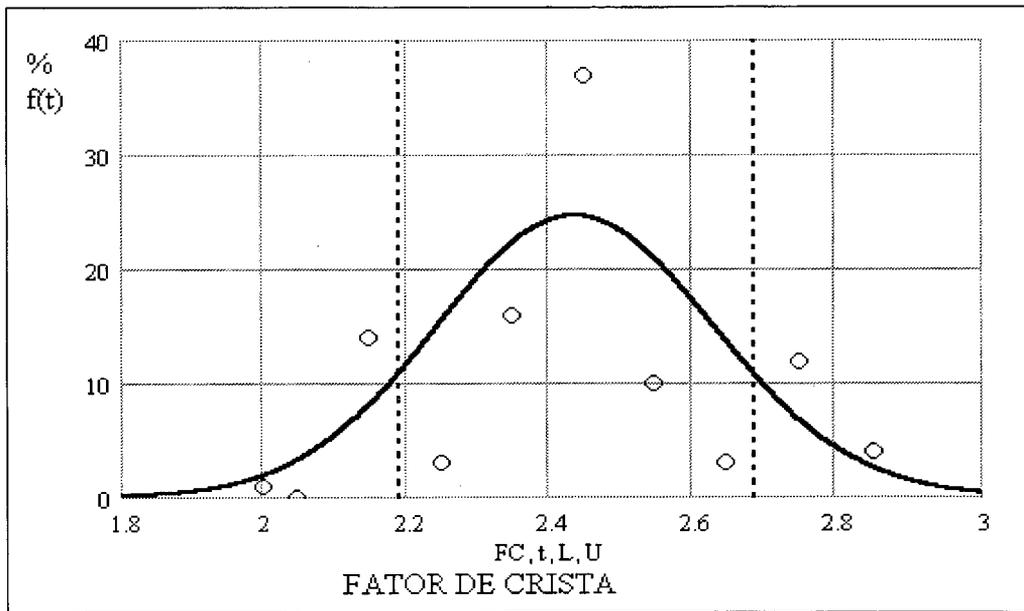


Figura 6 4- Distribuição estatística do fator de crista da Tabela 13 e a distribuição Gaussiana dos fatores de crista da Tabela 12

6.4- Análise espectral

Inicialmente foram calculadas as frequências características dos defeitos mais importantes para a aplicação do método da análise espectral conforme apresentado no Item 3.5.1.

6.4.1- Determinação das frequências relacionadas aos defeitos

Os defeitos nos rolamentos podem ocorrer nas pistas interna, externa, na gaiola e/ou nos elementos rolantes. Tais defeitos resultam num sinal de vibração, que em muitos casos, podem ser identificados a partir de suas frequências características, conforme foi apresentado no capítulo 3, Item 3.5.1, e sabedor que o rolamento a ser utilizado na parte experimental é o rolamento fixo de uma carreira de esferas tipo 6305 da NSK, com frequência de rotação do eixo de $f_r = 29,76$ Hz.

As frequências dos defeitos são dados por MARTINS[1985]:

1- A frequência característica do defeito na pista externa é igual a:

$$f_e = \frac{n}{2} f_r \left[1 - \frac{D}{d_m} \cos \beta \right]$$

Onde $D = 10,30$ mm; $d_m = 39,35$ mm; $n = 8,00$; $\beta = 0$

$$f_e \cong 88,00 \text{ Hz}$$

2- A frequência característica do defeito na pista interna é igual a:

$$f_i = \frac{n}{2} f_r \left[1 + \frac{D}{d_m} \cos \beta \right]$$

$$f_i \cong 151,00 \text{ Hz}$$

3- A frequência característica do defeito na esfera é igual a:

$$f_b = \frac{d_m}{D} f_r \left[1 - \left(\frac{D}{d_m} \cos \beta \right)^2 \right]$$

$$f_b \cong 107,00 \text{ Hz}$$

4- Frequência característica do defeito na gaiola é igual:

$$f_g = \frac{1}{2} f_r \left[1 - \frac{D}{d_m} \cos \beta_1 \right]$$

$$f_g \cong 11 \text{ Hz}$$

As frequências características geradas pelos defeitos nas pistas, esferas, ou gaiola calculadas acima dão uma indicação da localização dos prováveis defeitos, nos espectros de frequência da técnica da análise espectral.

6.4.2- Procedimento de medição

O procedimento de medição espectral consiste na leitura direta dos valores das amplitudes de vibração nas frequências características dos defeitos mostradas pelo espectro de Fourier na tela do microcomputador. Na análise espectral foi realizado uma análise do espectro da transformada de Fourier do sinal de vibração com frequências de até 200 Hz, pois como pode ser verificado no Item 6.4.1, as frequências relativas aos defeitos se situam dentro desta faixa. As medições espectrais foram feitas seguindo a mesma seqüência já apresentada. A cadeia de medição utilizada é a mesma apresentado na Figura 5.3.

6.4.3- Rolamentos novos

Para a avaliação das medições espectrais da aceleração da vibração ou simplesmente espectro direto foram realizadas 20 medições para as frequências de 92,37 e 152 Hz, frequências características da pista externa e pista interna. Não foi possível identificar a frequência característica das esferas, devido à sua pequena amplitude. As medições foram amplificadas em 10 vezes.

6.4.3.1- Medições na pista externa

Os resultados das medições das amplitudes relativas à frequência da pista externa dos cinco rolamentos testados, estão mostrados na Tabela 14.

Tabela 14- Amplitude de aceleração de vibração na frequência de 92,37 Hz (mm/s^2)

Medição n°	Rol n° 05	Rol n° 06	Rol n° 07	Rol n° 08	Rol n° 09	Média
1	51,91	48,00	66,32	66,23	56,29	57,75
2	75,16	57,69	72,27	60,57	58,93	64,93
3	66,93	59,05	50,47	71,03	54,89	60,47
4	73,30	44,94	64,82	66,97	60,04	62,01
5	72,22	47,05	60,36	68,87	58,43	61,39
6	52,27	48,00	58,52	58,67	42,27	51,94
7	79,40	57,14	71,58	68,37	56,29	66,56
8	77,29	43,83	58,14	54,41	53,92	57,52
9	60,98	41,56	73,09	68,18	58,89	60,54
10	58,35	56,52	60,75	53,67	54,68	56,80
11	54,09	41,35	72,55	66,71	58,97	58,73
12	65,62	43,61	54,15	47,52	53,27	52,84
13	69,35	42,99	47,81	56,48	59,21	55,17
14	54,80	52,36	69,95	67,48	58,66	60,65
15	60,90	43,17	66,65	44,47	57,81	54,61
16	54,90	56,83	73,95	46,44	59,49	58,33
17	61,46	55,47	53,71	64,85	44,56	56,01
18	65,12	69,31	72,51	55,54	40,10	60,52
19	59,42	56,76	61,71	51,04	49,22	55,63
20	59,04	57,16	47,81	67,80	59,63	58,29

A Tabela 14 mostra as amplitudes de aceleração para a frequência de 92,37 Hz. Nas medições foi verificado uma variação das amplitudes de 41,35 a 79,40 mm/s^2 , com média de 58,53 mm/s^2 e desvio padrão de 9,20, CV igual a 15,72 %..

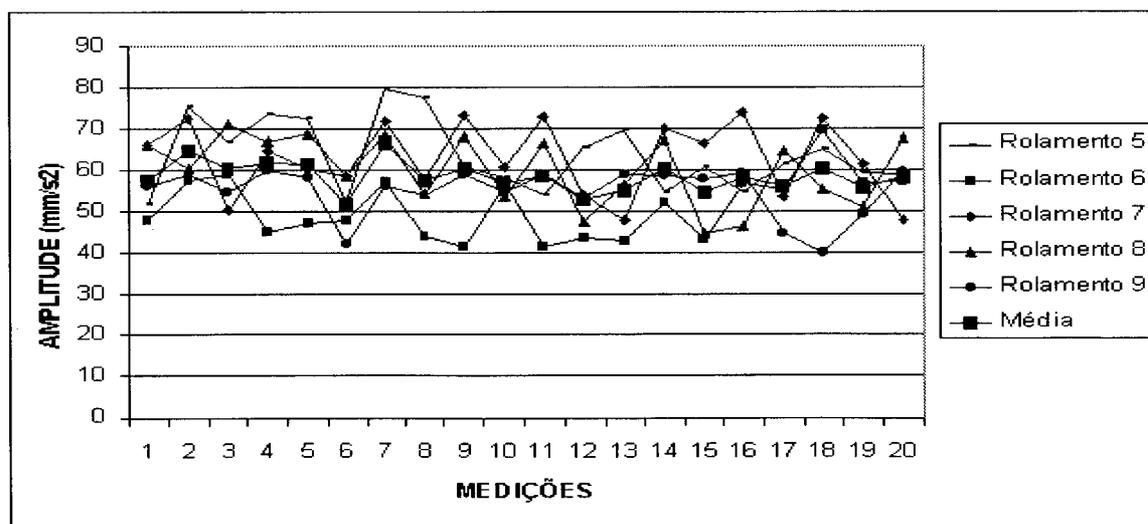


Figura 6 5- Amplitude de aceleração de vibração na frequência de 92,37 Hz

A Figura 6.5 apresenta as amplitudes de aceleração de vibração na frequência de 92,37 Hz dos rolamentos 5, 6, 7, 8, 9 e o valor médio. O valor médio dos cinco rolamentos será utilizado como referencial para o rolamento em estado de novo.

A Tabela 15 apresenta a distribuição estatística das medições de amplitude de aceleração na frequência características da pista externa.

Tabela 15- Distribuição estatística da amplitude de aceleração na frequência de 92,37 Hz

Amplitude (mm/s^2)	Repetição (%)
41 - 45	11
46 - 50	8
51 - 55	16
56 - 60	27
61 - 65	10
66 - 70	16
71 - 75	9
76 - 80	3

A Figura 6.6 mostra a distribuição estatística dos valores de amplitude de aceleração de vibração da Tabela 15, e a distribuição Gaussiana da Tabela 14 para a frequência de 92,37 Hz. E mostra que 77 % das medições se encontram dentro de intervalo L a U, com um nível de confiança de 90 %.

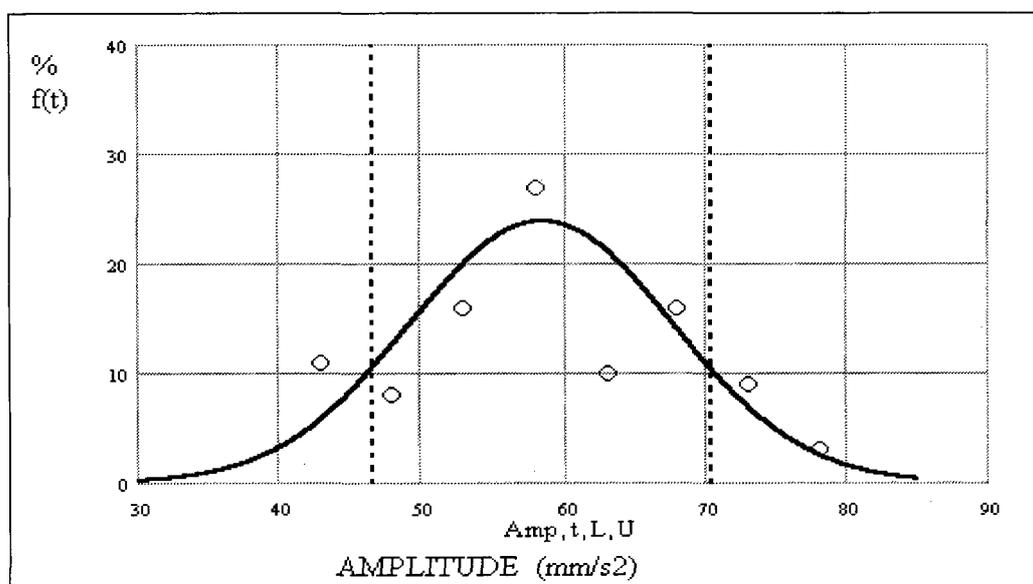


Figura 6 6- Distribuição estatística da amplitude de aceleração na frequência de 92,37 Hz Tabela 15, e a distribuição Gaussiana das amplitudes de aceleração da tabela 14

6.4.3.2- Medições na pista interna

A Tabela 16 apresenta as amplitudes de aceleração de vibração na frequência características dos defeitos da pista interna, 152 Hz, dos rolamentos 5, 6, 7, 8 e 9, além de mostrar a média dos cinco rolamentos. Mostra os valores que variam de 2,37 a 7,70 mm/s^2 , com média de 4,90 mm/s^2 e desvio padrão de 1,49, com CV de 30,41 %.

Tabela 16- Amplitude de aceleração de vibração na frequência de 152 Hz (mm/s^2)

Medição nº	Rol nº 05	Rol nº 06	Rol nº 07	Rol nº 08	Rol nº 09	Média
1	7,49	5,03	3,82	5,20	4,02	5,12
2	7,67	2,71	3,27	4,94	6,62	5,04
3	7,04	3,33	3,24	4,42	4,48	4,50
4	5,38	3,64	3,76	6,10	5,46	4,87
5	6,51	2,37	2,88	5,68	4,38	4,37
6	5,13	4,21	2,66	6,17	6,93	5,02
7	7,59	3,23	3,99	4,20	5,22	4,85
8	6,46	4,33	3,30	5,14	4,03	4,65
9	6,46	3,05	3,99	4,99	6,34	4,96
10	7,30	4,25	4,21	5,82	4,07	5,13
11	5,54	2,53	2,54	5,30	6,10	4,40
12	5,99	3,97	2,68	4,92	3,38	4,18
13	6,28	3,24	2,81	7,56	5,52	5,10
14	5,64	2,51	3,91	7,70	5,28	5,01
15	7,60	4,87	3,51	5,64	5,37	5,40
16	7,48	2,51	5,11	7,32	4,96	5,48
17	6,68	3,28	4,48	5,36	5,67	5,10
18	5,44	4,42	4,24	5,17	6,49	5,15
19	7,15	2,93	2,78	5,36	3,77	4,40
20	7,07	4,02	3,47	6,65	5,41	5,32

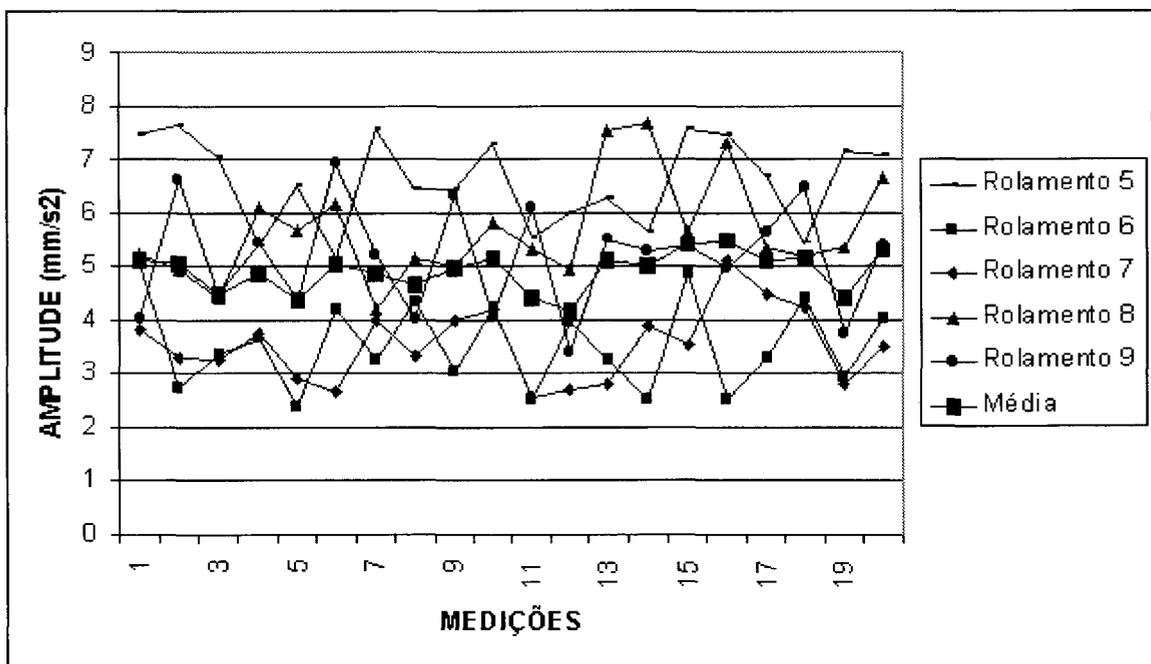


Figura 6 7- Amplitude de aceleração de vibração em 152 Hz

A Figura 6.7 mostra variação das amplitudes de vibração dos rolamentos 5, 6, 7, 8, 9 e seu valor médio. A Tabela 16 mostra a distribuição estatística da amplitude de vibração na frequência de 152 Hz, contidas na Tabela 16.

Tabela 17- Distribuição estatística da amplitude de vibração na frequência de 152 Hz

Amplitude (mm/s ²)	Repetição (%)
0 - 2,4	1
2,5 - 3,0	11
3,1 - 3,6	11
3,7 - 4,2	13
4,3 - 4,8	10
4,9 - 5,4	18
5,5 - 6,0	11
6,1 - 6,6	9
6,7 - 7,2	7
7,3 - 7,8	9

A Figura 6.8 mostra a distribuição estatística das amplitudes aceleração de vibração medidas na pista interna dos rolamentos 5 a 9, e a distribuição Gaussiana dos valores da amplitude aceleração da Tabela 16, e mostra que 72 % dos valores medidos estão contidos no intervalo L a U com um nível de confiança de 90%.

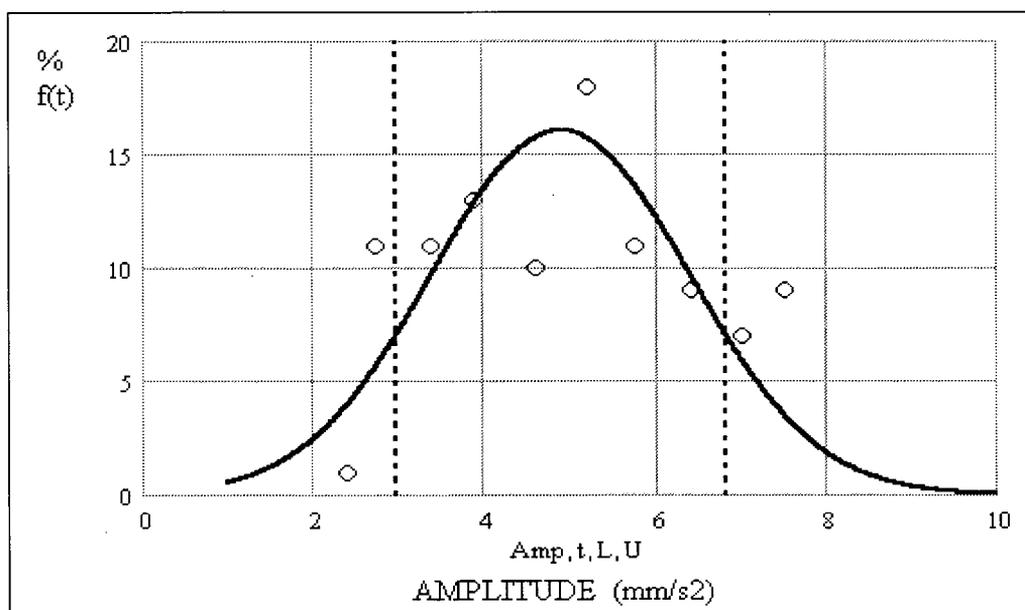


Figura 6 8- Distribuição estatística das amplitudes de aceleração tabela 17 e a distribuição Gaussiana das amplitudes de aceleração de vibração da tabela 16

6.5- Medições com a técnica do envelope

O primeiro passo para trabalhar com a técnica do envelope é determinar as frequências de ressonância da estrutura em estudo, no nosso caso o mancal B da bancada de testes.

6.5.1- Medições da freqüência de ressonância do sistema

Para a identificação das freqüências de ressonância do sistema em estudo, montou-se a seguinte cadeia de medição, mostrada na Figura 6.9.

O procedimento utilizado consiste em excitar o mancal de rolamento B com o transdutor de força do martelo PCB- 086B03 Sn5445 na faixa de freqüência de 0 a 10 kHz, e em seguida foi plotado o sinal captado pelo acelerômetro (resposta), o espectro da força (excitação), a função de transferência (função de resposta em freqüência) e a função de coerência entre o sinal de excitação e o sinal da resposta captada pelo acelerômetro. Este procedimento foi realizado para um rolamento novo, em boas condições, e em seguida comparado com as respostas do mesmo rolamento após a introdução de defeito nas pistas. Com isto, foi identificada uma região dos espectros onde houve alteração nos sinais, tornando possível a localização dos picos de freqüências de ressonância do mancal.

A função de transferência é o resultado da divisão da resposta do acelerômetro com o sinal de excitação, no domínio da freqüência.

A determinação da região de ressonância do mancal é feita por comparação entre os espectros do rolamento novo, em boas condições, e os espectros medidos após terem sido introduzidas uma série de defeitos nas suas pistas.

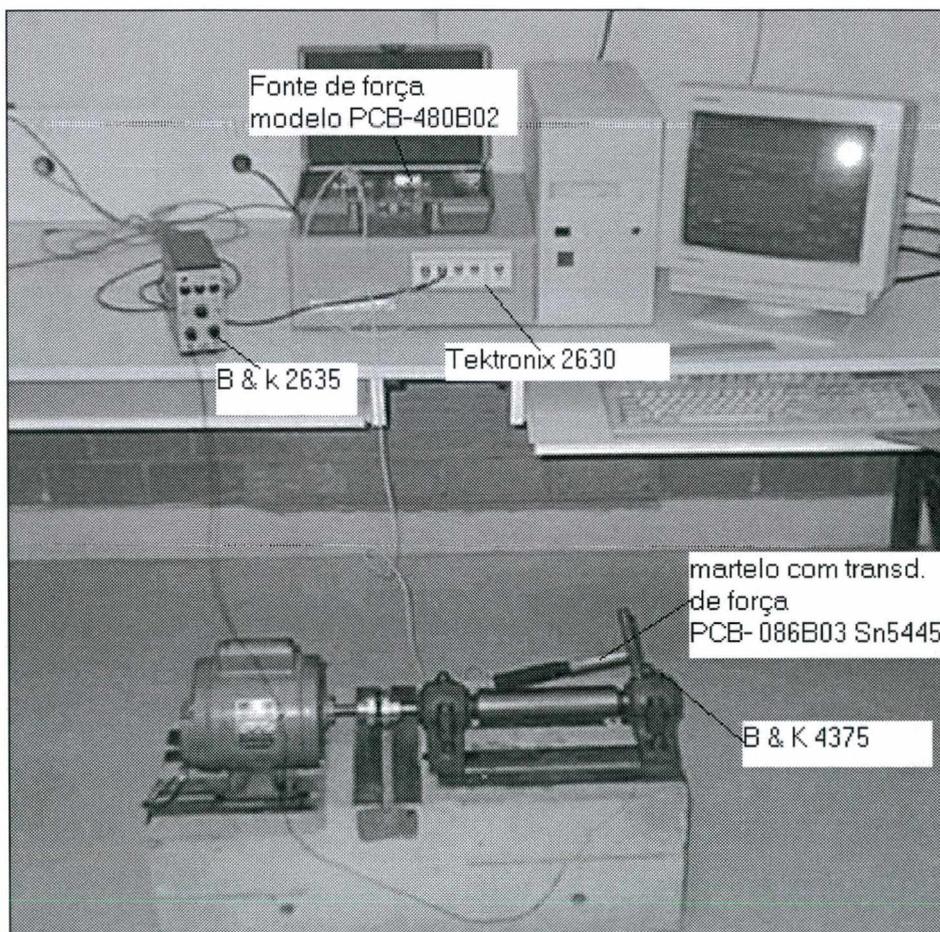


Figura 6 9- Cadeia de medição para determinar a freqüência de ressonância

A Figura 6.10 mostra os espectros das respostas captada pelo acelerômetro de um rolamento novo, sem defeito, e após a introdução de um defeito, onde pode-se identificar uma

variação das frequências de 3900 a 5100 Hz, e de 5800 a 7100 Hz, caracterizando as regiões de ressonância estrutural do sistema.

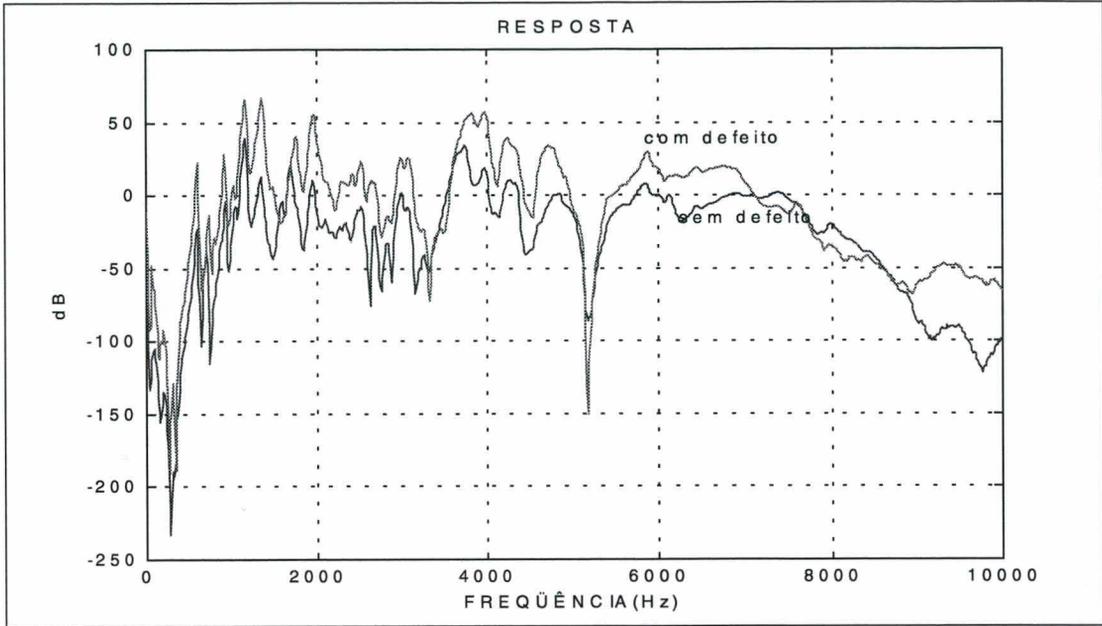


Figura 6 10- Resposta do sinal captado pelo acelerômetro

A Figura 6.11 mostra os espectros da força de excitação obtida através do transdutor de força do martelo PCB- 086B03 Sn 5445, para o mancal com rolamento sem defeito e após a introdução do defeito.

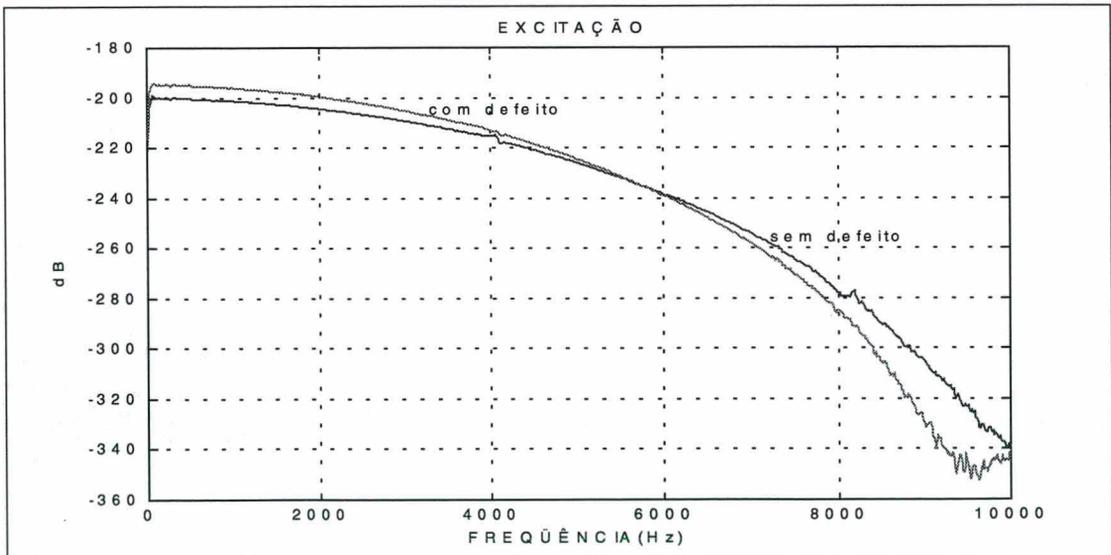


Figura 6 11- Espectro da força de excitação

A Figura 6.12 mostra os espectros da função de transferência para o mancal de rolamento em estudo, com um rolamento rígido de esferas número 6305 novo, e após ter sido simulado defeitos nas pistas para comparar as amplitude do sinal na mesma frequência. Pode-se verificar a alteração das amplitudes dos espectros com o rolamento sem defeito e com defeito, 5800 a

7100 Hz, que é a região de ressonância da estrutura do mancal. A confirmação da região de ressonância da estrutura é verificada nas Figuras 6.28 e 6.29.

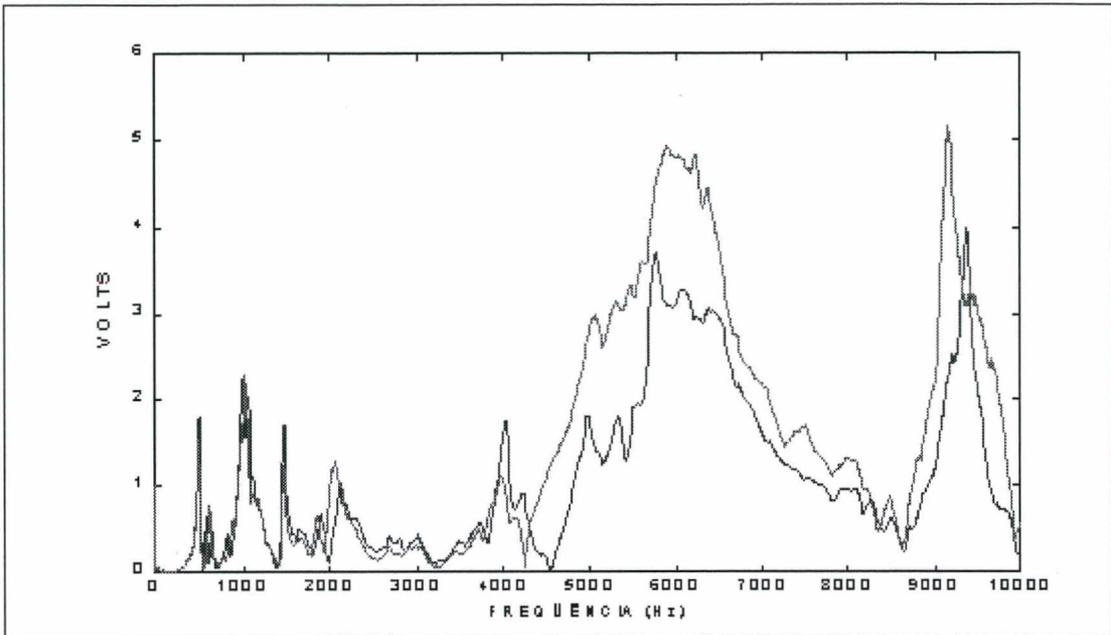


Figura 6 12- Função transferência rolagem novo e defeituoso

A Figura 6.13 mostra as funções de coerência entre a excitação e a resposta captada pelo acelerômetro B & K 4375 para uma mesma frequência, considerando os sinais de um rolamento em boas condições e depois com defeito simulado.

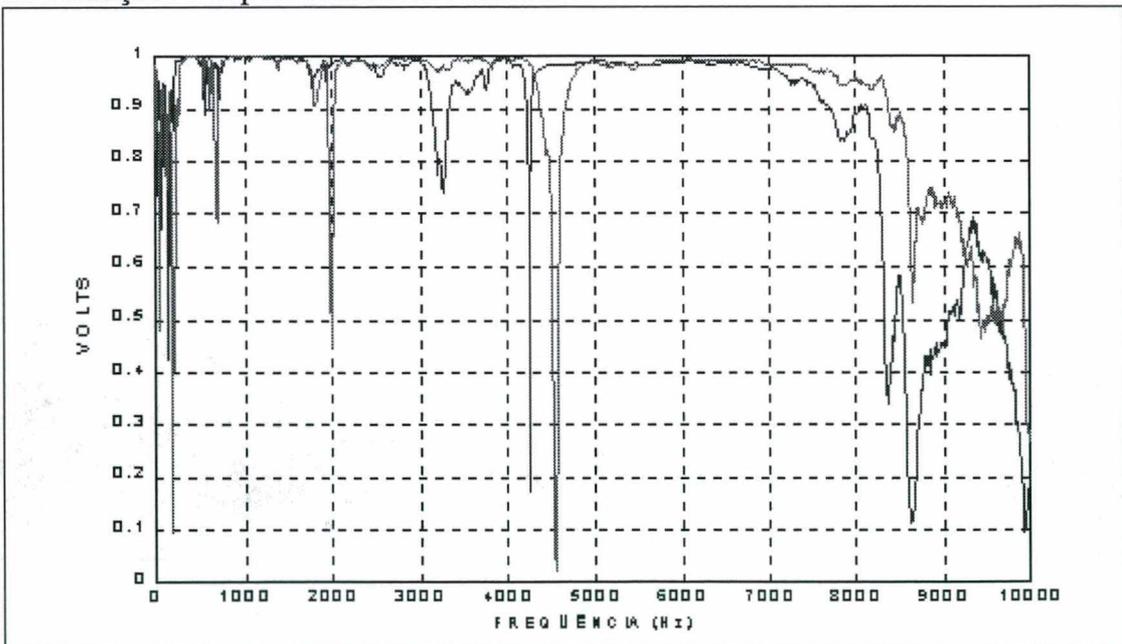


Figura 6 13- Função coerência

Analisando a Figura 6.13 pode-se verificar que existe uma boa coerência entre a resposta da estrutura captada pelo acelerômetro e a força aplicada na excitação com o martelo na faixa de

frequência de 5000 a 7000 Hz, região de interesse para a prática das medições com a técnica do envelope.

6.5.2- Procedimento de medição

Após a identificação dos picos de ressonância, foi selecionada a frequência central do filtro passa banda, em seguida foi iniciado as medições dos espectros dos envelopes dos sinais, que seguirão os seguintes passos:

- 1- medir o sinal emitido pelo rolamento no tempo;
- 2- filtrar o sinal, com um filtro passa banda de 1/3 oitava centrado na frequência de ressonância do mancal;
- 3- aplicar a transformada de Hilbert no sinal filtrado;
- 4- calcular o módulo da transformada de Hilbert, ou seja, o seu envelope;
- 5- calcular a transformada de Fourier do envelope.

A cadeia de medição utilizada nas medições com a técnica do envelope é a da figura 6.14.



Figura 6 14- Cadeia de medição da técnica do envelope

Sendo:

- 1- mancal B do banco de teste;
- 2- amplificador de carga B & K 2635;
- 3- filtro passa banda B & K 1617 ;
- 4- amplificador de medição B & K 2636 ;
- 5- analisador de Fourier Tektronix 2630;
- 6- microcomputador PC 486;
- 7- acelerômetro B & K 4366.

Na prática foi usada a equação (3.33) do item 3.7.2, para calcular o envelope do sinal de vibração no tempo, filtrado com um filtro passa banda de 23%, em torno da frequência de ressonância do mancal de rolamento. Neste caso por limitações de seleção do filtro passa banda, foi utilizado as frequências centrais de 6300 Hz, satisfazendo COURRECH e GAUDET, citado por NUNES[1989].

A determinação do espectro da técnica do envelope consiste em medir o sinal do rolamento no tempo, em seguida este sinal é filtrado pelo filtro passa bandas B & K 1617, na frequência de 6,3 kHz, onde já foi localizada a ressonância do mancal. O sinal filtrado é então importado para o programa MATH do Analisador de Fourier Tektronix 2630, que oferece em um dos seus aplicativos, a função transformada de Hilbert, com a qual é possível calcular de forma direta, o envelope do sinal de vibração, para obter-se o espectro de Fourier do envelope, donde pode-se verificar o estado do rolamento. Segundo BENDAT a Transformada de Hilbert só pode ser aplicada sobre um sinal no domínio do tempo, e que para fazer a Transformada discreta Hilbert de um sinal, este deve ser real. O sinal resultante da Transformada de Hilbert é complexo.

6.5.3- Rolamentos novos

Os rolamentos novos foram medidos na frequência central de 6,3 kHz, na banda de 1/3 de oitava do filtro passa banda B & K 1617. Os valores medidos foram compilados na Tabela 18.

Tabela 18- Amplitude de aceleração de vibração na frequência de 87.41 Hz (m/s^2)

Medição n°	Rol n° 05	Rol n° 06	Rol n° 07	Rol n° 08	Rol n° 09	Média
1	0,075	0,118	0,111	0,036	0,083	0,085
2	0,113	0,089	0,091	0,102	0,065	0,092
3	0,075	0,068	0,109	0,098	0,148	0,100
4	0,080	0,091	0,064	0,153	0,139	0,106
5	0,075	0,096	0,111	0,048	0,075	0,081
6	0,075	0,203	0,075	0,062	0,076	0,089
7	0,046	0,135	0,145	0,070	0,144	0,108
8	0,083	0,133	0,133	0,135	0,125	0,122
9	0,101	0,106	0,175	0,117	0,055	0,110
10	0,083	0,077	0,121	0,149	0,112	0,108
11	0,083	0,085	0,169	0,098	0,086	0,104
12	0,165	0,064	0,159	0,085	0,054	0,106
13	0,106	0,153	0,123	0,064	0,061	0,102
14	0,078	0,121	0,088	0,153	0,047	0,098
15	0,068	0,076	0,139	0,121	0,088	0,099
16	0,142	0,054	0,096	0,077	0,059	0,085
17	0,057	0,108	0,138	0,051	0,106	0,092
18	0,143	0,144	0,112	0,108	0,071	0,117
19	0,060	0,070	0,121	0,144	0,167	0,112
20	0,085	0,148	0,117	0,070	0,169	0,118

A Tabela 18 apresenta as medições amplitudes de aceleração de vibração na frequência características dos defeitos da pista externa, 87,41 Hz. Mostra também que as amplitudes variam de 0,036 a 0,203 m/s^2 , com média de 0,102 m/s^2 e desvio padrão de 0,036, CV de 35,29 %.

A figura 6.15 mostra as variações de amplitudes de aceleração de vibração dos rolamentos 5, 6, 7, 8, 9 e a média, medidas com a técnica do envelope, contidos na tabela 18.

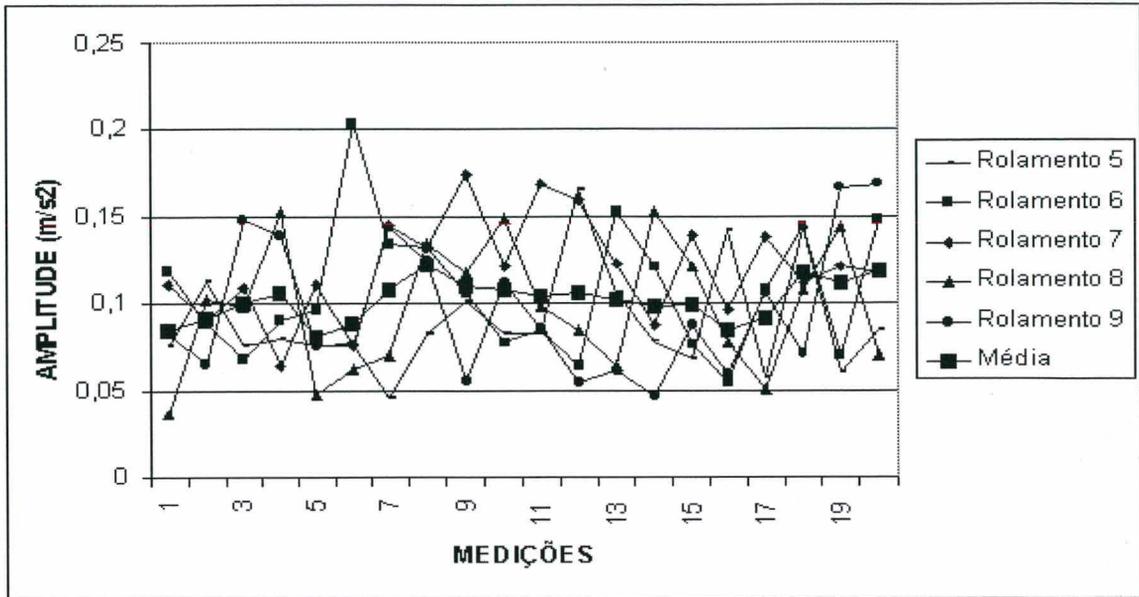


Figura 6 15- Amplitudes de aceleração de vibração na frequência de 87.41 Hz

A Tabela 6.10 mostra a distribuição estatística das amplitudes de aceleração de vibração dos valores medidos com a técnica do envelope, apresentados na Tabela 18.

Tabela 19- Distribuição estatística das amplitudes de aceleração de vibração na frequência de 87.41 Hz

Amplitude (m/s^2)	Repetição (%)
0 - 0,040	1
0,041 - 0,060	10
0,061 - 0,080	24
0,081 - 0,100	17
0,101 - 0,120	16
0,121 - 0,140	13
0,141 - 0,160	13
0,161 - 0,180	5
0,181 - 0,200	0
0,201 - 0,220	1

A Figura 6.16 mostra a distribuição estatística da amplitude de aceleração de vibração dos valores da Tabela 19, e a distribuição Gaussiana das amplitudes de aceleração de vibração da Tabela 18. Nostra também que 70 % das medições estão dentro do intervalo L a U, com nível de confiança de 90 %.

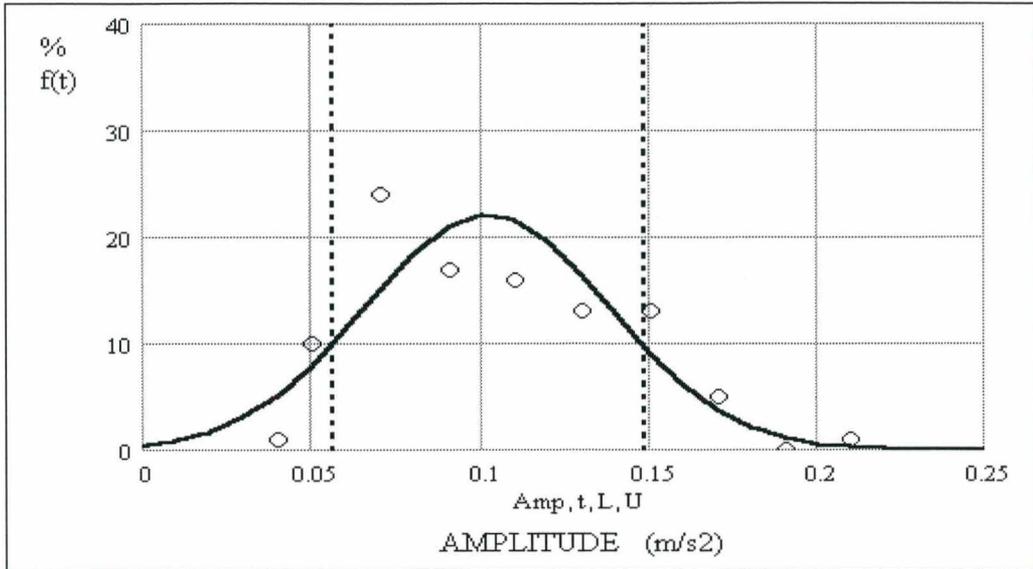


Figura 6 16- Distribuição estatística das amplitudes de aceleração de vibração da tabela 19 e a distribuição Gaussiana das amplitudes de aceleração da tabela 18

6.6- Rolamentos com defeitos simulados

Os defeitos introduzido preferencialmente na pista externa são do tipo área, tentando reproduzir um defeito característico da fadiga. Não houve a preocupação com o dimensionamento do tamanho do defeito. Pois o objetivo foi de verificar a sensibilidade das técnicas em identificar os defeitos. Os defeitos foram introduzidos nos rolamentos, com auxílio de uma caneta elétrica, figura 6.17, utilizada para fazer marcações em superfícies metálicas.

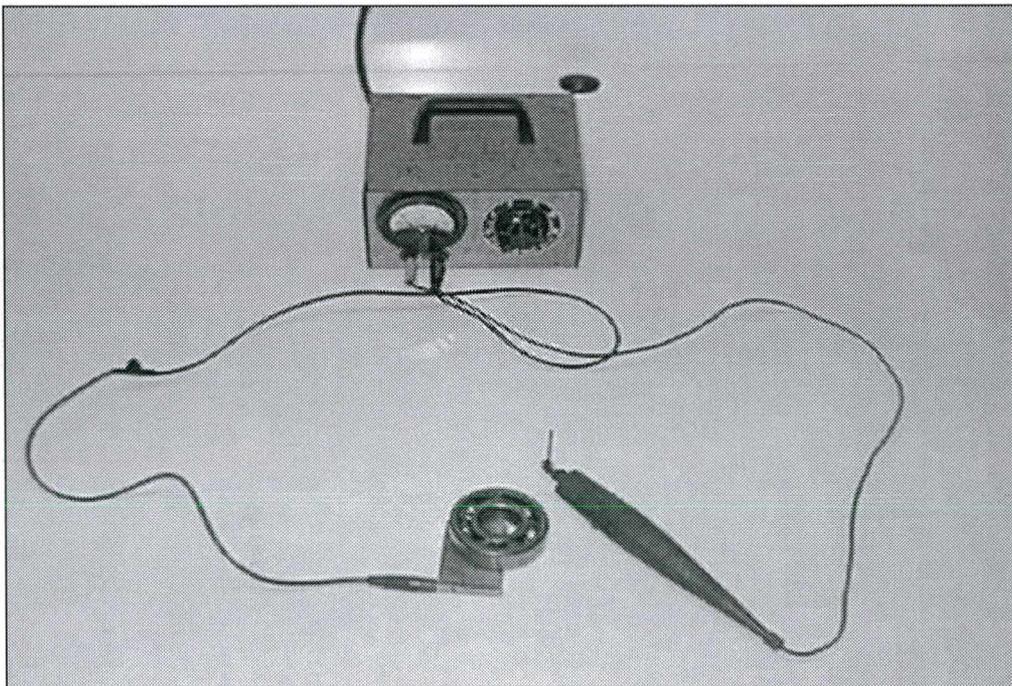


Figura 6 17- Caneta elétrica

As Tabelas 20 e 21 apresentadas a seguir contem os valores das medições dos rolamentos com defeitos simulados na pista externa, nas técnicas do fator de crista com o medidor de vibrações B & K 2513, e com o analisador de Fourier Tektronix 2630, técnica da análise espectral e da técnica do envelope.

Tabela 20- Medições do rolamento 01, com defeito na pista externa

Medição nº	Fator de Crista		Análise Espectral (mm/s^2)		Técnica do Envelope(m/s^2)
	B & K- 2513	Tektronix	92.37 Hz	152 Hz	87.41 Hz
1	2,76	3,62	66,34	8,80	2,42
2	2,43	3,72	68,00	8,53	2,29
3	2,57	3,73	77,50	9,94	2,16
4	2,57	3,54	69,21	9,87	2,57
5	3,14	3,74	63,56	8,80	2,38
6	2,86	3,16	75,62	8,08	2,72
7	3,01	3,52	59,66	10,54	2,37
8	2,72	3,48	68,73	8,39	2,11
9	2,43	3,72	65,80	8,98	2,23
10	2,72	3,54	75,43	8,83	1,99
11	2,43	3,41	74,49	6,17	2,34
12	2,29	3,62	63,20	10,46	2,44
13	2,86	3,62	65,70	9,99	2,19
14	2,86	3,74	53,45	10,84	1,88
15	2,72	3,31	76,24	10,15	2,07
16	2,86	3,55	76,56	9,56	2,49
17	2,41	3,61	76,80	8,70	2,10
18	2,86	3,44	76,66	9,81	2,39
19	2,93	3,38	62,34	10,58	2,48
20	2,53	3,35	55,11	12,32	2,34
CV(%)	8,54	4,56	10,96	13,62	8,99

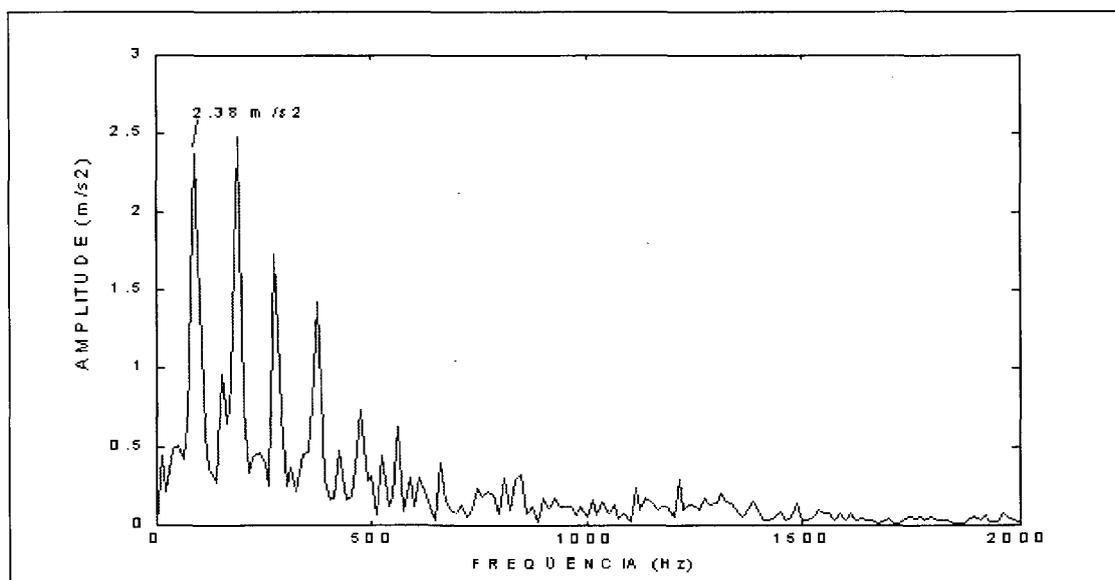


Figura 6 18- Amplitude de aceleração de vibração do espectro do envelope

A Figura 6.18 mostra a amplitude de aceleração de vibração do espectro do envelope da medição número 5 da Tabela 20.

As Tabelas 20 e 21 mostram as medições: do fator de crista com o medidor de vibrações B & K 2513; do fator de crista com o analisador de Fourier Tektronix 2630; das amplitudes de aceleração de vibração para as frequências de 92,37 e 152 Hz, obtidos pela técnica espectral e as amplitudes de aceleração de vibração para a frequência de 87,41 Hz, da técnica do envelope, após terem sido introduzidos defeitos nas pistas externas dos rolamentos 01 e 02.

Tabela 21- Medições no rolamento 02, com defeitos na pista externa

Medição	Fator de Crista	Fator de Crista	Análise		Técnica do Envelope (m/s ²)
			Espectral (mm/s ²)		
n ^o	B & K- 2513	Tektronix	92.37 Hz	152 Hz	87.41 Hz
1	3,57	3,85	79,40	3,82	2,09
2	3,33	3,88	76,22	3,15	1,94
3	3,17	4,18	74,36	5,58	1,66
4	3,33	3,71	72,23	4,06	1,92
5	3,33	3,74	67,50	4,97	2,00
6	3,33	3,92	74,13	5,90	2,28
7	3,33	3,57	61,16	5,72	1,66
8	3,47	3,42	74,92	6,76	2,15
9	3,67	3,41	68,48	4,17	1,53
10	3,61	3,78	68,52	6,00	1,75
11	3,44	3,62	69,14	4,61	1,88
12	3,13	3,66	75,18	4,41	1,70
13	3,13	3,65	74,95	5,62	1,77
14	3,13	4,17	73,76	4,60	1,86
15	3,31	3,74	70,26	5,70	1,83
16	3,31	3,71	72,74	4,60	1,83
17	3,13	3,73	71,74	4,17	1,48
18	3,31	3,93	58,41	5,23	1,82
19	3,13	3,75	71,59	4,82	1,58
20	3,13	3,63	72,01	4,29	1,55
CV	5,11	5,33	6,92	18,07	11,72

As Tabela 22 e 23 mostram as medições: do fator de crista com o medidor de vibrações B & K 2513; do fator de crista com o Analisador de Fourier Tektronix 2630; das amplitudes de aceleração de vibração para as frequências de 92,37 e 152 Hz, obtidos pela técnica espectral e as amplitudes de aceleração de vibração para a frequência de 87,41 Hz, da técnica do envelope, após terem sido introduzidos defeitos nas pistas externas dos rolamentos 03 e 04.

Tabela 22- Medições no rolamento 03, com defeitos na pista externa

Medição	Fator de Crista	Fator de Crista	Análise		Técnica do Envelope(m/s2)
			B & K-2513	Tektronix	
1	2.43	3.31	58.32	4.70	1.08
2	2.41	3.33	56.68	5.88	1.08
3	2.71	3.21	57.12	6.21	1.06
4	2.57	3.92	69.36	4.02	0.95
5	2.57	3.31	71.14	4.44	1.01
6	2.86	3.47	75.68	3.68	1.30
7	2.86	3.21	64.72	5.56	1.36
8	2.57	3.21	60.84	4.68	0.91
9	2.71	3.17	74.10	4.91	1.18
10	2.86	3.31	74.28	3.71	0.68
11	2.57	3.21	62.15	3.58	1.15
12	2.71	3.42	63.32	4.97	0.67
13	2.57	3.04	52.43	4.24	0.56
14	2.57	3.31	48.60	3.82	1.07
15	2.86	2.98	74.03	3.21	0.95
16	2.57	3.58	74.46	3.44	1.37
17	2.71	3.22	71.91	4.42	0.56
18	2.71	3.38	48.74	3.56	0.91
19	2.57	3.62	62.95	3.69	0.81
20	2.57	3.61	72.01	4.09	0.84
CV	5.18	6.50	13.77	19.29	24.70

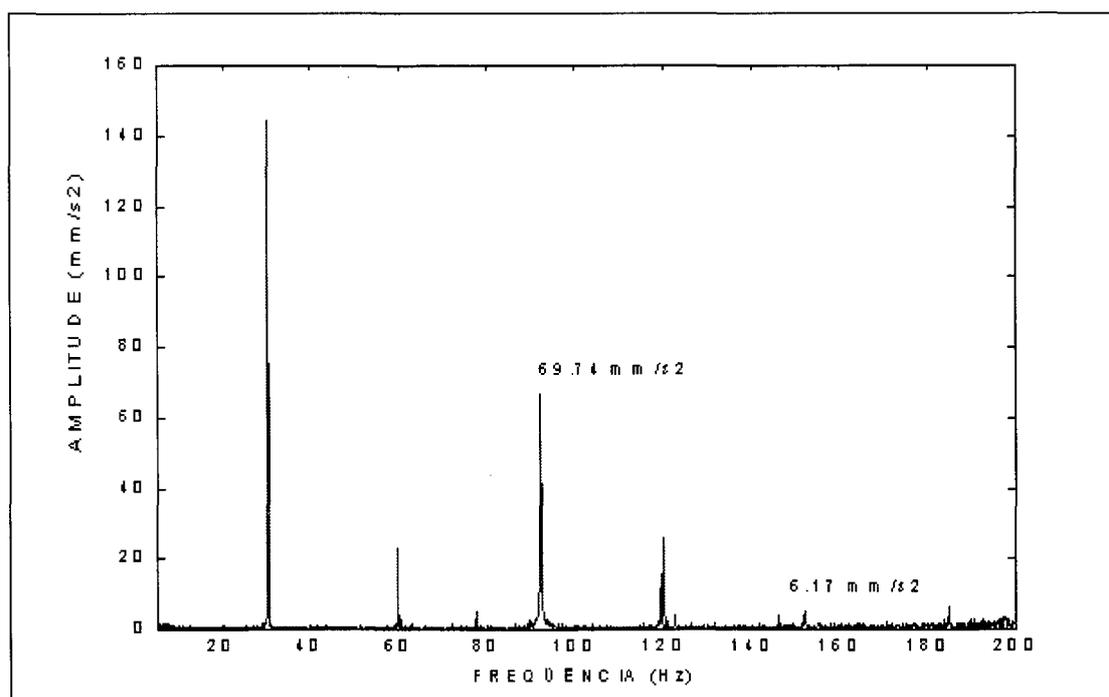


Figura 6 19 Amplitude de aceleração de vibração medição número 18 da Tabela 22

A Figura 6.19 mostra a amplitude de aceleração de vibração do espectro direto da transformada de Fourier do sinal de vibração do rolamento número 4, registrado na medição nº 18, da Tabela 23.

Tabela 23- Medições no rolamento 04, com defeito na pista externa

Medição	Fator Crista	Fator Crista	Análise Espectral (mm/s ²)		Técnica do Envelope(m/s ²)
			92.37 Hz	152 Hz	
nº	B & K-2513	Tektronix	92.37 Hz	152 Hz	87.41 Hz
1	3,64	4,49	70,73	4,43	6,30
2	3,41	4,67	47,16	5,97	6,75
3	3,64	4,45	57,10	5,82	6,89
4	3,64	4,74	66,42	5,05	7,20
5	3,64	4,26	73,10	4,04	6,11
6	3,18	4,72	72,26	5,23	6,78
7	3,82	4,48	65,69	5,69	6,86
8	2,91	4,04	59,83	6,80	6,14
9	3,18	4,08	65,80	5,80	6,89
10	4,18	4,17	54,39	6,46	5,36
11	3,18	4,37	62,33	6,42	5,96
12	3,64	4,47	58,47	6,52	5,92
13	4,09	4,69	70,12	5,74	5,99
14	4,01	4,45	63,74	5,79	6,26
15	4,09	4,27	60,50	6,55	5,49
16	3,64	4,32	66,51	6,57	5,40
17	4,18	4,35	67,22	6,70	6,41
18	3,41	4,35	69,74	6,17	6,18
19	2,91	4,35	49,96	5,42	5,93
20	3,64	4,39	62,65	5,48	5,95
CV	10,91	4,46	11,29	12,79	8,41

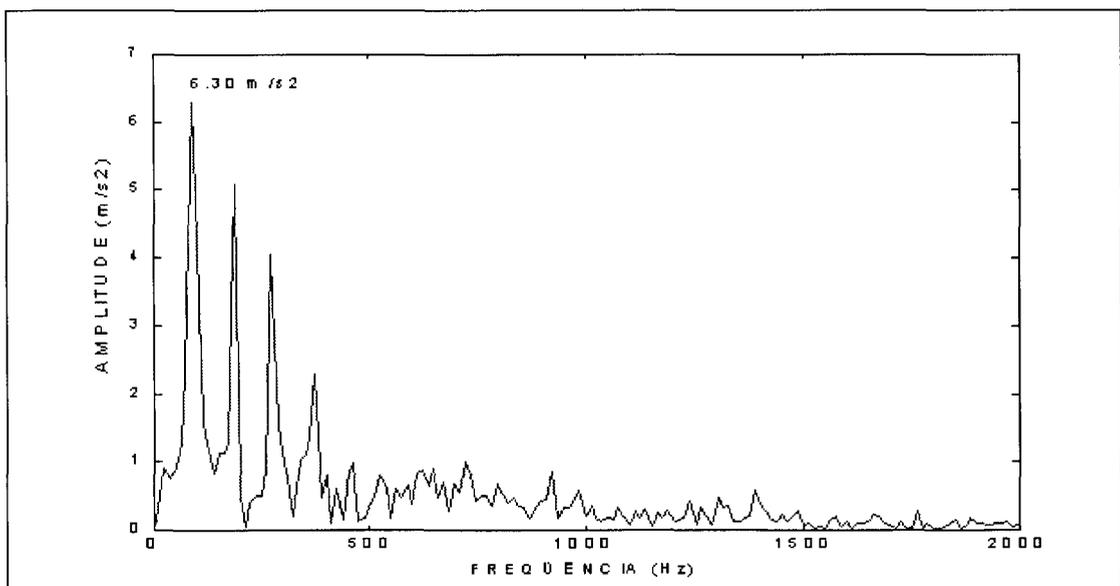


Figura 6 20- Espectro da técnica do envelope da medição número 1, da Tabela 23

A Figura 6.20 mostra o espectro do envelope obtida a partir da Transformada de Fourier do envelope do sinal de vibração do rolamento número 4, registrado na medição n° 1, da Tabela 23.

Tabela 24- Medições no rolamento 05, com defeitos na pista externa

Medição n°	Fator de Crista	Fator de Crista	Análise Espectral (mm/s ²)		Técnica do Envelope(m/s ²)
	B & K-2513	Tektronix	92.37 Hz	152 Hz	87.41 Hz
1	2,31	3,85	73,16	3,47	8,89
2	2,58	3,83	69,18	4,38	8,46
3	2,42	3,78	71,49	4,47	8,58
4	2,73	3,78	52,51	6,16	11,18
5	2,88	3,78	66,12	7,09	9,32
6	2,73	3,69	73,00	5,77	9,17
7	2,77	3,84	54,37	6,81	9,13
8	2,77	3,93	54,35	7,25	9,97
9	3,18	3,93	73,24	5,46	9,00
10	2,77	3,77	52,25	5,31	9,88
11	2,61	4,01	62,00	8,38	8,61
12	3,23	3,81	71,86	8,95	9,27
13	2,77	3,84	72,95	7,31	8,94
14	2,92	3,84	73,32	9,98	9,20
15	2,77	3,81	71,28	9,49	9,15
16	2,77	3,86	71,39	8,95	8,73
17	2,77	4,09	64,52	10,11	8,83
18	2,92	3,86	70,89	9,56	9,40
19	2,92	3,71	50,05	7,18	9,62
20	2,92	3,71	72,37	9,39	8,96
CV	7,70	2,55	12,84	27,93	6,64

As Tabela 24 mostra as medições: do fator de crista com o medidor de vibrações B & K 2513; do fator de crista com o analisador de Fourier Tektronix 2630; das amplitudes de aceleração de vibração para as frequências de 92,37 e 152 Hz, obtidos pela técnica espectral e as amplitudes de aceleração de vibração para a frequência de 87,41 Hz, da técnica do envelope, após ter sido introduzido defeitos na pista externa do rolamento 05.

A Figura 6.21 mostra a amplitude de aceleração de vibração do espectro direto obtida a partir da Transformada de Fourier do sinal de vibração do rolamento número 5, registrado na medição n° 5, da Tabela 24.

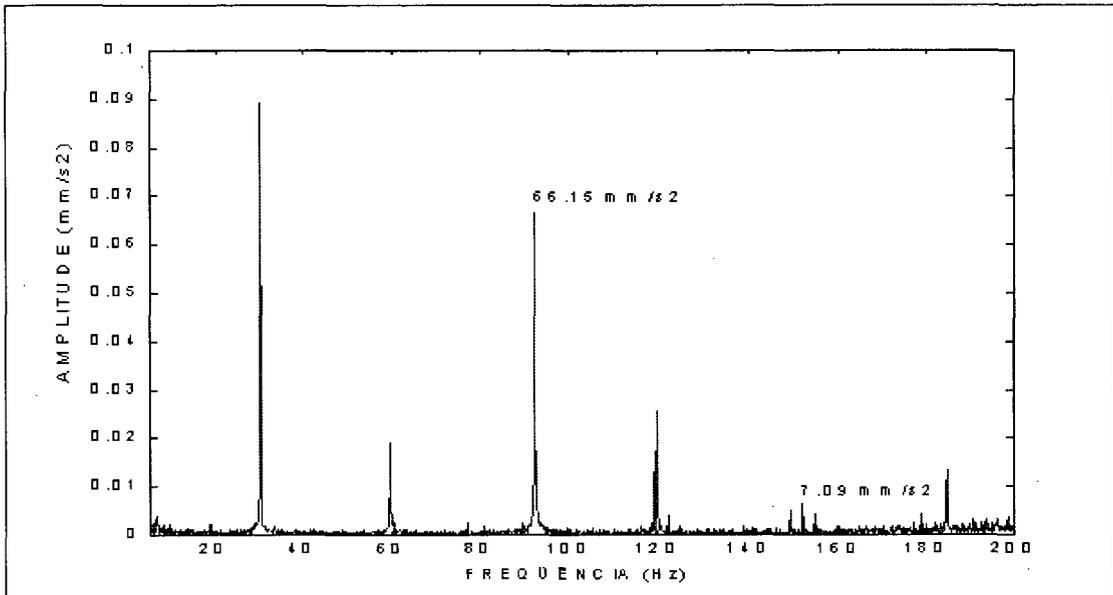


Figura 6 21- Amplitude de aceleração de vibração rolamento 5, medição nº 05, da Tabela 24

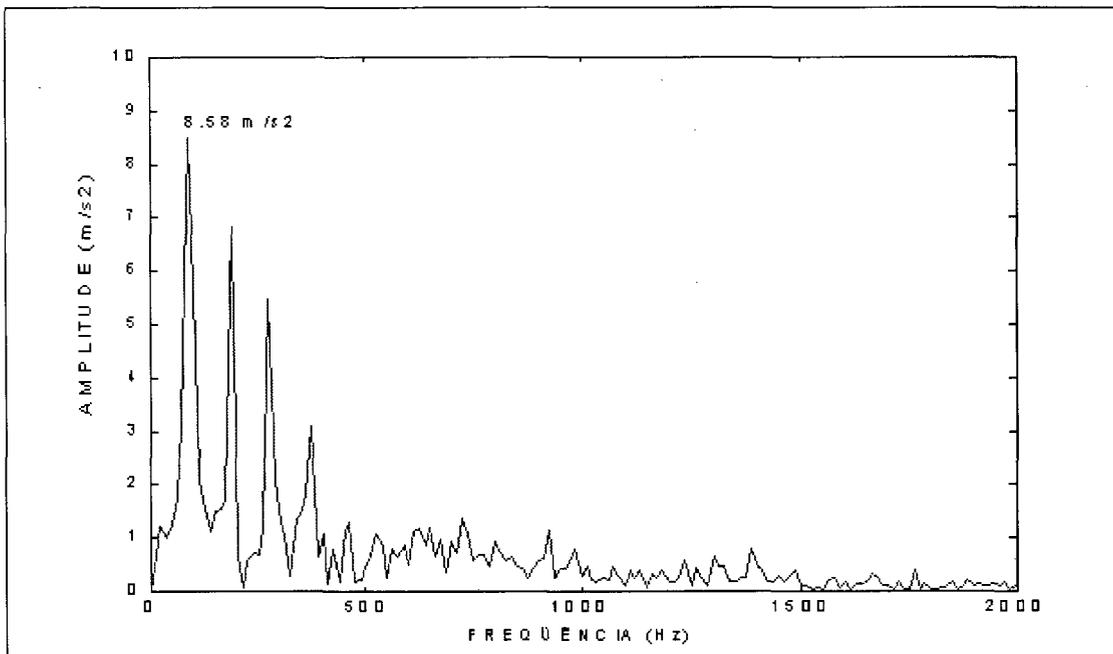


Figura 6 22- Espectro da técnica do envelope, medição nº 03, da tabela 24

A Figura 6.22 mostra o espectro do envelope obtido a partir da Transformada de Fourier do envelope do sinal de vibração do rolamento número 5, registrado na medição nº 3, da Tabela 24.

6.6.1- Comparativo rolamento novo e rolamento com defeito simulado

A seguir apresentam-se comparações entre os valores das tabelas 10 a 24, para verificar a sensibilidade e a capacidade das técnicas em mostrar os resultados das medições. Todas as comparações são feitas em relação a um “valor de referência” obtido de um rolamento novo

para cada uma das técnicas utilizadas. Essa referência compreende a média dos resultados das medições executadas nas Tabelas 6.1, 6.3, 6.5, 6.7 e 6.15.

6.6.1.1- Fator de crista

1- Fator de crista medido com o Medidor de Vibrações B & K 2513

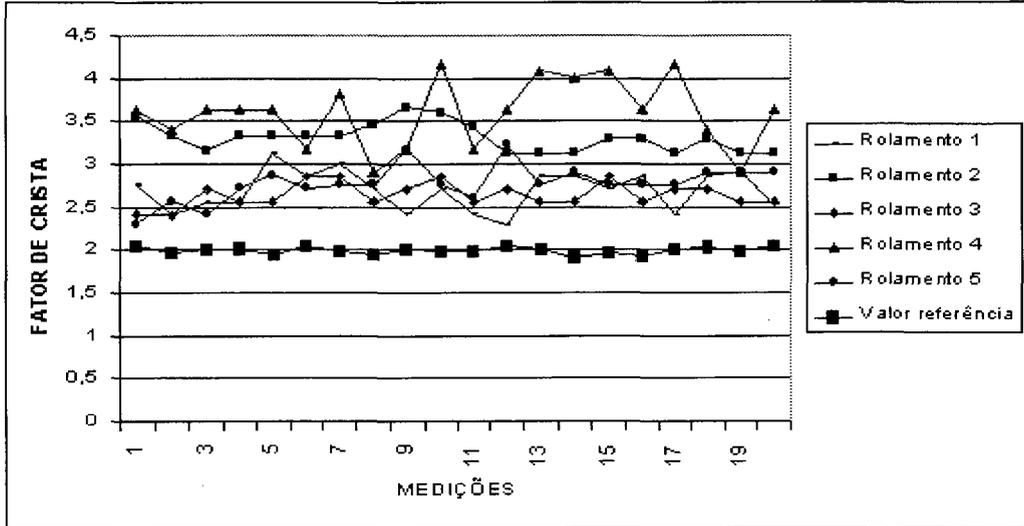


Figura 6 23- Comparativo do FC entre rolamento novo(“referência”) e defeituosos

Na Figura 6.23 mostra as medições da técnica do fator de crista, com o medidor de vibrações B & K 2513 dos rolamentos 1 a 5, após terem sido introduzidos defeitos nas pistas internas e externas comparando com o valor médio das medições para o rolamento em estado de novo, (Fig. 6.1).

2- Fator de crista medido com o Analisador de Fourier Tektronix 2630

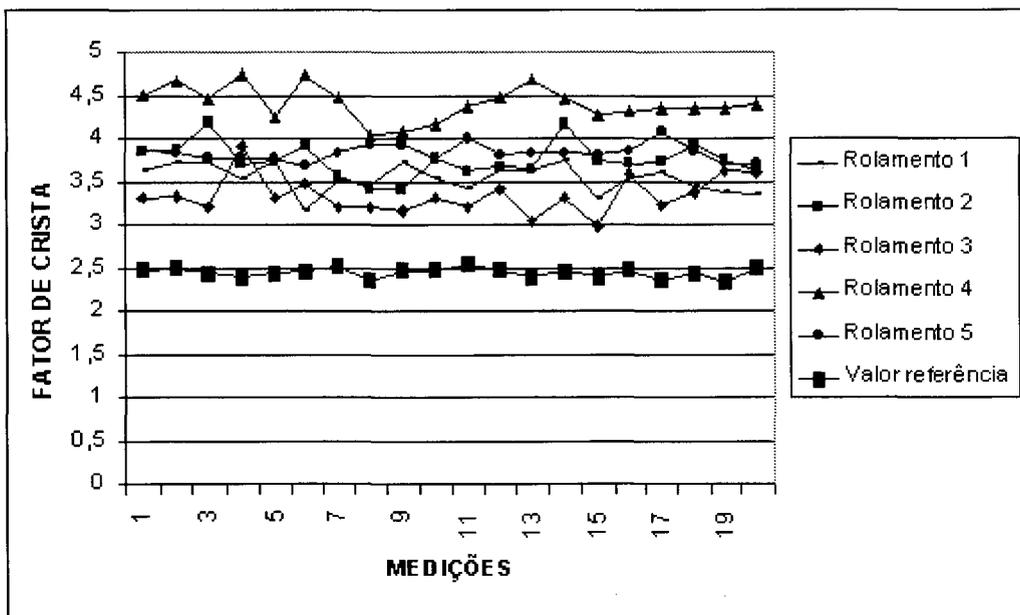


Figura 6 24- Comparativo do FC entre rolamento novo(“referência”) e defeituosos

A Figura 6.24 mostra os valores do fator de crista medidos com o Analisador de Fourier Tektronix 2630, e compara o valor médio, referência (Fig. 6.3), com os medidos após terem sido introduzidos defeitos na pista externa.

6.6.1.2- Análise espectral

A Figura 6.25 apresenta as medições análise espectral na frequência característica do defeito na pista externa para os 5 rolamentos medidos comparados com o valor médio, referência (Fig.6.5).

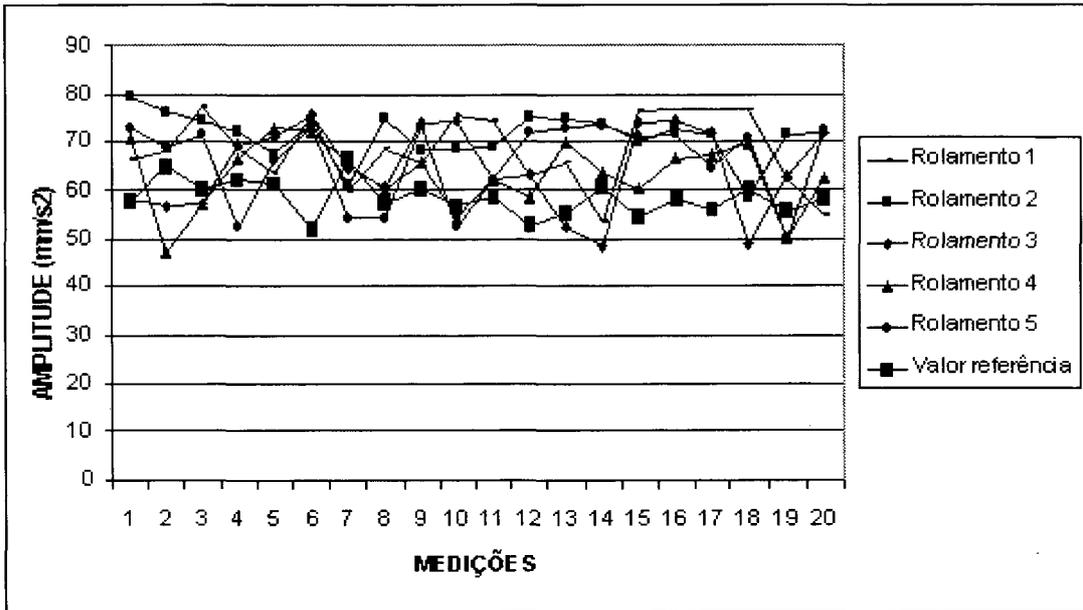


Figura 6 25- Comparativo das amplitudes da técnica da análise espectral entre rolamento novo e defeituosos na frequência de 92,37 Hz

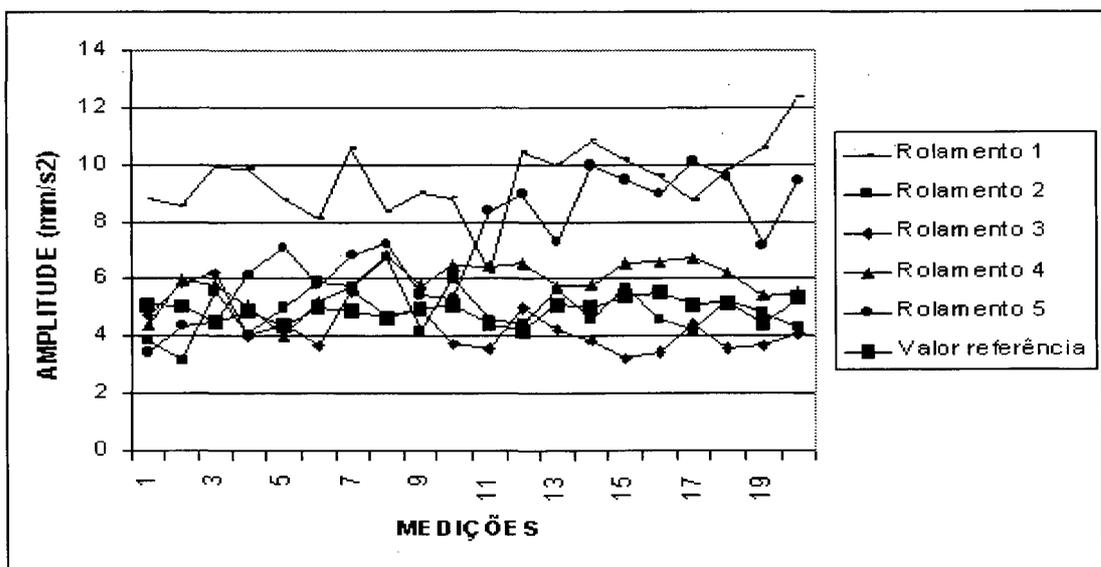


Figura 6 26- Comparativo das amplitudes de aceleração de vibração da técnica da análise na frequência de 152 Hz

A Figura 6.26 mostra as medições de amplitude de aceleração de vibração na frequência característica da pista interna, após simulação de defeito na pista externa. Compara as medições do rolamento novo, sem defeitos (Fig. 6.7), com os de defeitos simulados, neste caso não foram feitos defeitos na pista interna dos rolamentos.

6.6.1.3- Medições com a técnica do envelope

A Figura 6.27 mostra os valores da amplitude de aceleração de vibração para os rolamentos 1, 2, 3, 4, 5, após ter sido introduzido defeitos na pista externa e compara com o valor médio, referência, para o rolamento sem defeito (Fig. 6.15).

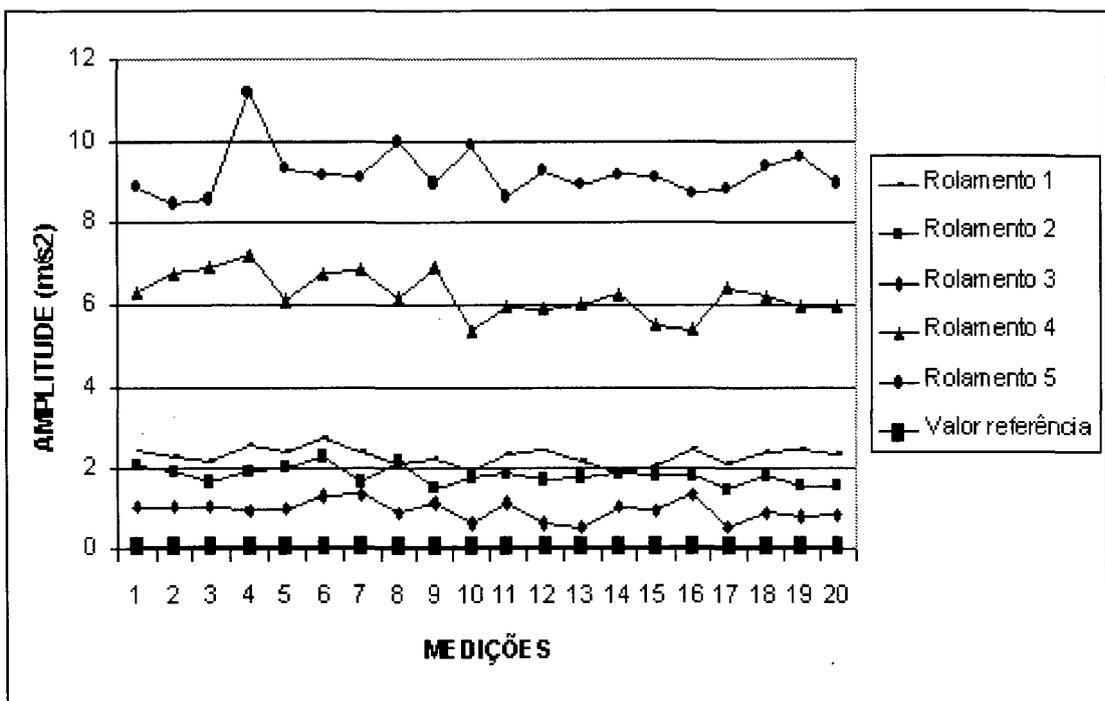


Figura 6 27- Comparativo das amplitudes da técnica do envelope entre rolamento novo e defeituosos na frequência de 87,41 Hz

6.6.2- Verificação da quantidade de energia do espectro do envelope

A Tabela 25 apresenta os valores da amplitude de aceleração de vibração do espectro do envelope do rolamento número 5, com defeito na pista externa, medidos nas frequências centrais de 2500, 4000, 5000 e na frequência de ressonância do mancal de rolamento 6300 Hz.

Tabela 25- Amplitude de aceleração de vibração variando a frequência central do filtro passa banda 1617 (m/s^2)

Medição	2500 Hz	4000 Hz	5000 Hz	6300 Hz
1	0,94	1,47	4,42	8,89
2	0,94	1,65	3,85	8,46
3	0,93	1,54	5,05	8,58
4	1,37	1,73	5,24	11,18
5	0,97	1,82	5,30	9,32
6	1,10	1,53	4,21	9,17
7	1,13	1,54	3,65	9,13
8	0,97	1,68	5,15	9,97
9	1,17	1,68	4,09	9,00
10	1,13	1,61	4,50	9,88
11	1,27	1,56	3,97	8,61
12	1,10	1,49	4,07	9,27
13	1,18	1,49	4,66	8,94
14	1,20	1,69	3,98	9,20
15	1,18	1,41	4,50	9,15
16	1,28	1,86	3,67	8,73
17	1,11	1,93	4,58	8,83
18	1,23	1,72	4,68	9,40
19	1,09	1,79	4,56	9,62
20	1,23	1,91	4,50	8,96

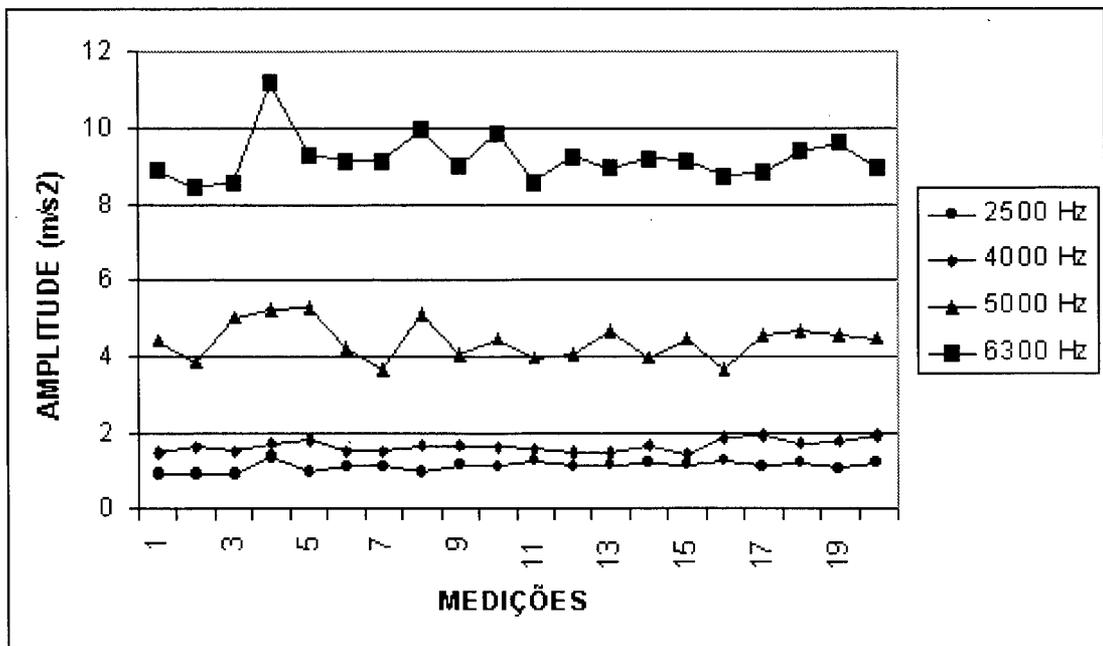


Figura 6 28- Variações na amplitude em função da frequência central do filtro passa banda B & K 1617

A figura 6.28, mostra a variação da amplitude para as banda de freqüência de filtragem 2500, 4000, 5000 e 6300 Hz. Pode-se verificar que quanto mais próximo da freqüência de ressonância da estrutura, maior é a quantidade de energia do sinal e conseqüentemente maior foi a amplitude medida.

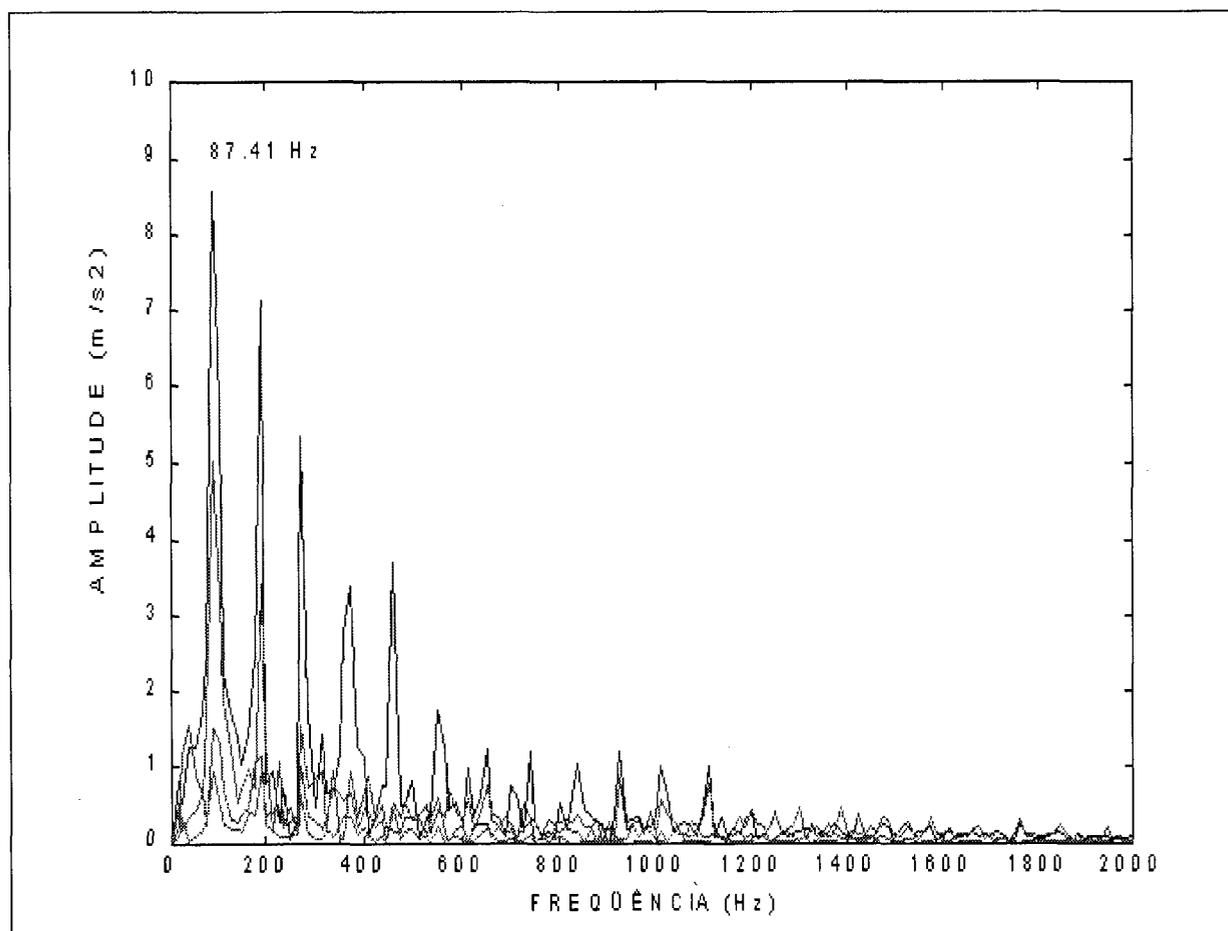


Figura 6 29- Envelopes da tabela 6.11

A Figura 6.29 apresenta os espectros dos envelopes da Tabela 24, mostra a quantidade de energia do sinal em diferentes freqüências de filtragens.

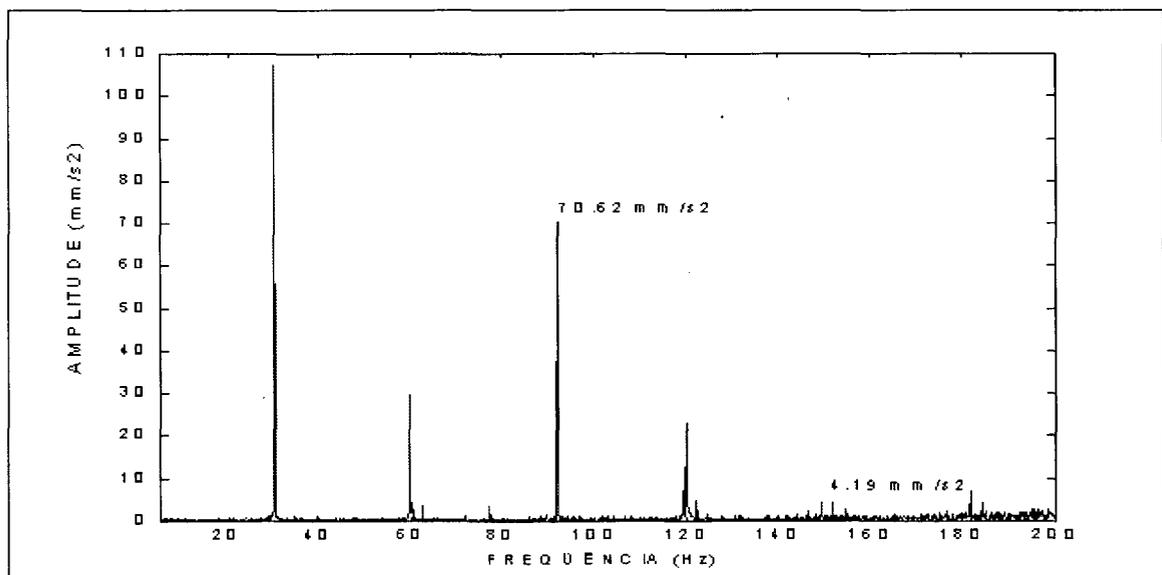
6.6.3- Medições no rolamento número 7

As Tabela 26 a 28 apresentam as medições: do fator de crista com o medidor de vibrações B & K 2513; do fator de crista com o analisador de Fourier Tektronix 2630; das amplitudes de aceleração de vibração para as freqüências de 92,37 e 152 Hz, obtidos pela técnica espectral e as amplitudes de aceleração de vibração para a freqüência de 87,41 Hz, da técnica do envelope, Após terem sido introduzidos defeitos na pista interna e em seguida na externa do rolamento 07.

A Tabela 6.26 apresenta as medições do rolamento 7, somente com defeito na pista interna.

Tabela 26- Medições rolamento número 07, com defeito pista interna

Medição	Fator de Crista	Fator de crista	Análise Espectral (mm/s ²)		Técnica do Envelope(m/s ²)
			92,37 Hz	152 Hz	
n ^o	B & K-2513	Tektronix 2630	92,37 Hz	152 Hz	149,85 Hz
1	3,76	3,15	70,62	4,19	2,20
2	3,65	3,37	64,05	4,43	2,53
3	3,65	3,37	55,39	2,68	2,40
4	3,53	3,11	61,31	3,77	1,64
5	3,88	3,31	59,13	2,95	2,75
6	3,53	3,43	64,44	3,47	2,02
7	3,76	3,43	68,88	2,41	2,19
8	3,65	3,42	55,71	4,84	1,98
9	3,65	3,37	69,58	4,50	2,73
10	3,76	3,35	61,73	4,68	1,56
11	3,76	3,49	57,76	3,75	2,37
12	3,65	3,26	67,54	3,02	1,87
13	3,53	3,36	68,64	3,88	2,17
14	3,76	3,59	53,88	4,21	1,87
15	3,76	3,35	61,73	3,04	2,01
16	3,76	3,33	68,94	2,89	1,39
17	3,76	3,35	55,46	3,85	1,82
18	3,53	3,38	57,10	3,56	2,42
19	3,88	3,61	68,41	2,77	1,64
20	3,65	3,35	59,80	3,52	1,94
CV	2,93	3,51	8,96	19,69	18,29

Figura 6 30- Amplitude de aceleração de vibração rolamento 7, medição n^o 01, da Tabela 26

A Figura 6.30 mostra a amplitude de aceleração de vibração do espectro direto obtido a partir da Transformada de Fourier do sinal de vibração do rolamento número 7, registrado na medição n^o 1 da Tabela 26.

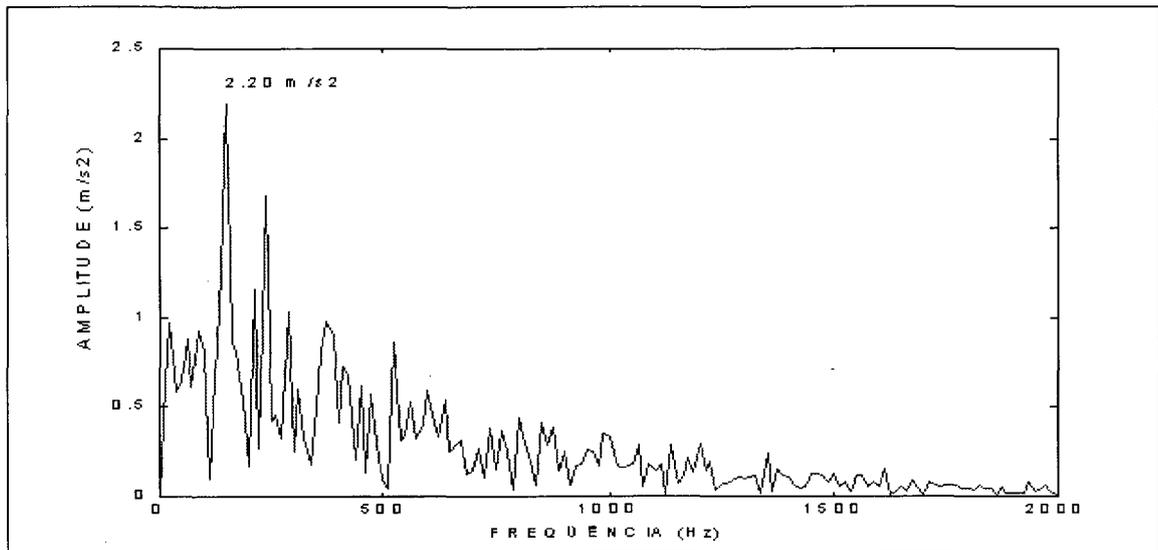


Figura 6.31- Espectro do envelope da medição número 1 na frequência de 149,8 Hz, medição n° 01, da Tabela 26

A Figura 6.31 mostra o espectro do envelope obtido a partir da transformada de Fourier do envelope do sinal de vibração do rolamento número 7, registrado na medição n° 1, da Tabela 26. A Tabela 27 apresenta as medições do rolamento 7, após ter sido simulado defeitos na pista externa.

Tabela 27- Medições rolamento número 07 com defeito pista interna + pista externa

Medições n°	Fator de Crista		Análise Espectral (mm/s²)		Técnica do Envelope (m/s²)	
	B&K-2513	Tektronix	92,37 Hz	152 Hz	87,41 Hz	149,85 Hz
1	3,56	3,22	58,26	3,24	0,91	1,79
2	3,76	3,25	54,71	3,31	1,36	2,92
3	3,56	3,07	51,21	4,21	0,78	1,26
4	3,67	3,35	55,54	4,17	0,98	1,49
5	3,89	3,44	53,75	2,64	1,14	1,38
6	3,89	3,09	58,35	3,95	0,93	1,85
7	3,76	3,24	60,45	3,45	1,40	2,25
8	3,89	3,11	61,82	3,83	1,17	2,31
9	3,89	3,33	60,89	2,47	0,80	1,67
10	3,67	3,47	58,73	3,66	0,77	1,36
11	3,67	3,15	46,41	3,82	1,27	1,70
12	3,89	3,18	59,34	2,67	0,86	1,79
13	3,89	3,03	43,52	3,54	0,78	2,06
14	3,67	3,05	60,12	3,38	0,74	1,86
15	3,67	3,38	55,07	3,20	0,94	1,68
16	3,89	3,25	62,65	2,95	0,93	2,70
17	3,89	3,38	58,03	3,66	0,92	1,61
18	3,89	3,41	61,43	3,15	0,81	2,34
19	3,89	3,07	44,73	3,26	0,82	2,36
20	3,89	3,33	55,58	2,68	1,50	3,06
CV	3.26	4.36	10.09	15.09	23.53	26.11

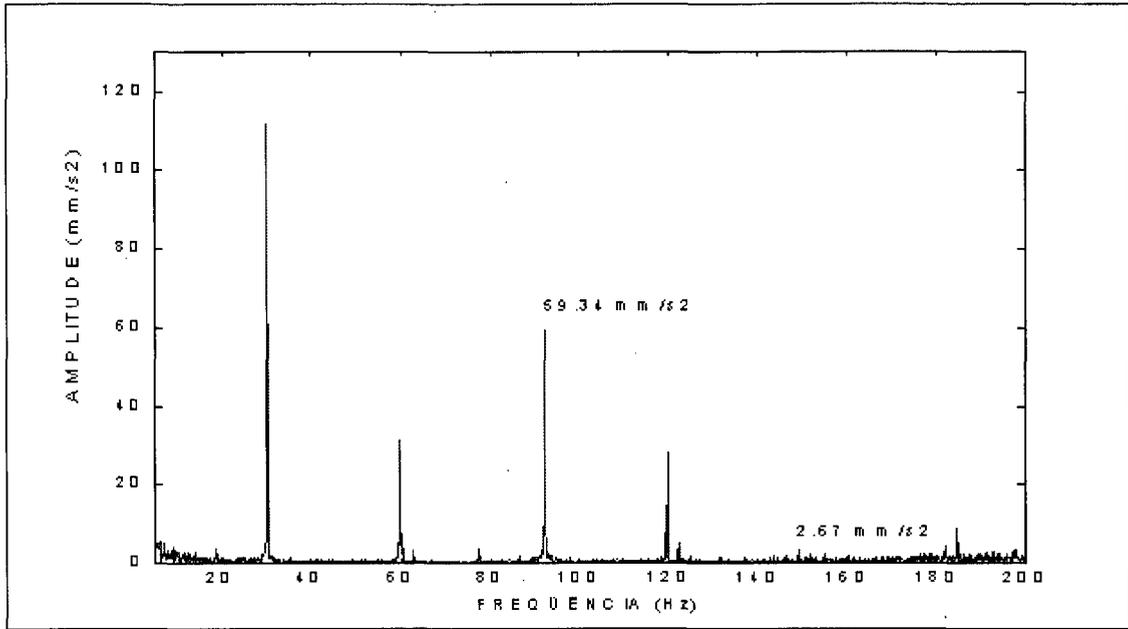


Figura 6.32- Espectro do sinal de aceleração do rolamento 07, medição n° 12, da Tabela 27

A Figura 6.32 mostra amplitude de aceleração de vibração do espectro direto obtido a partir da Transformada de Fourier do sinal de vibração do rolamento número 7, registrado na medição n° 12, da Tabela 27.

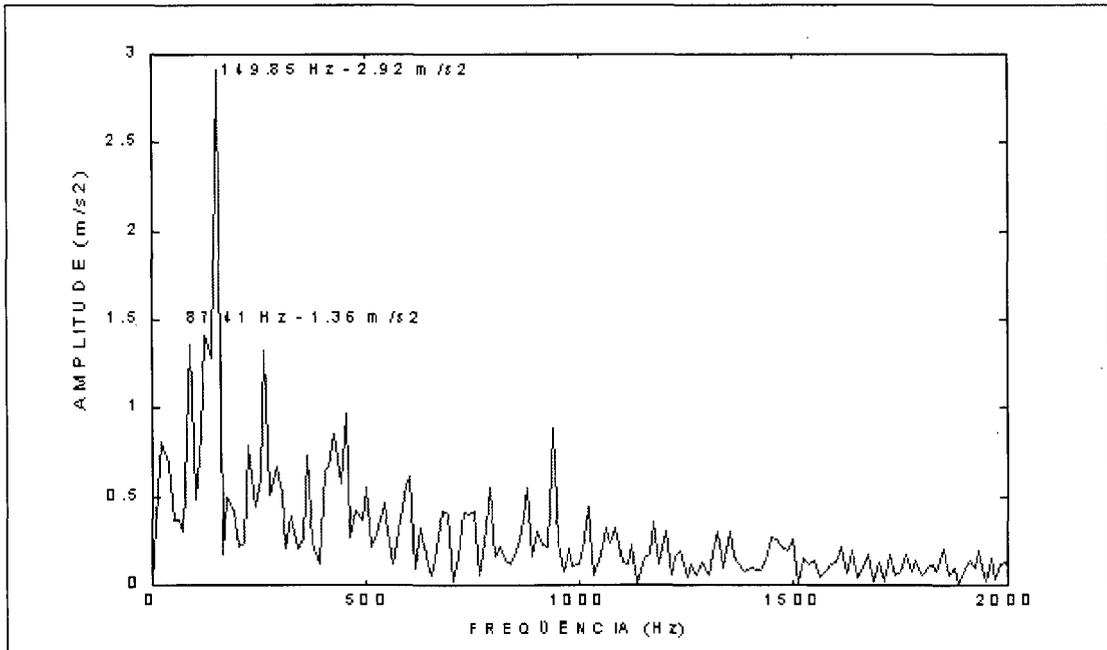


Figura 6.33- Espectro do envelope do sinal de aceleração do rolamento 07, medição n° 2, Tabela 27

A Figura 6.33 mostra amplitude de aceleração de vibração do espectro do envelope obtido a partir da Transformada de Fourier do envelope do sinal de vibração do rolamento número 7, registrado na medição n° 2, da Tabela 27.

A Tabela 28 apresenta as medições do rolamento 7, após o aumento da área defeituosa na pista externa.

Tabela 28- Medições rolamento número 07 com defeito pista externa + interna

Medição	Fator de Crista	Fator de Crista	Análise		Técnica do Envelope (m/s ²)	
			B&K-2513	Tektronix	Espectral (mm/s ²)	92,37 Hz
1	3,71	4,76	76,48	3,52	4,74	1,37
2	3,75	4,51	54,71	2,77	4,58	0,98
3	4,01	4,52	59,73	3,55	4,58	0,75
4	3,75	4,15	76,37	4,16	4,60	1,78
5	3,51	4,38	53,84	2,72	5,03	1,78
6	3,75	4,22	52,53	3,25	6,03	2,29
7	3,75	4,11	62,29	3,75	6,14	1,84
8	3,75	4,63	63,49	2,53	4,60	0,91
9	3,51	4,17	74,75	2,34	4,48	1,55
10	4,01	4,02	71,15	3,95	5,16	1,78
11	3,51	4,05	60,84	2,82	4,28	2,20
12	3,75	4,29	72,65	3,05	5,31	1,46
13	3,75	4,76	75,99	4,13	4,88	1,53
14	3,75	4,69	65,65	4,09	4,88	1,74
15	4,01	4,84	49,94	2,95	4,70	1,96
16	3,75	4,38	60,19	3,97	4,51	1,65
17	3,51	3,96	69,95	2,50	4,62	0,91
18	3,75	4,17	74,70	3,68	5,43	1,30
19	3,75	4,08	75,62	2,93	5,63	2,25
20	3,75	4,71	50,09	3,02	4,66	1,53
CV	4,18	6,54	14,61	18,20	10,53	28,30

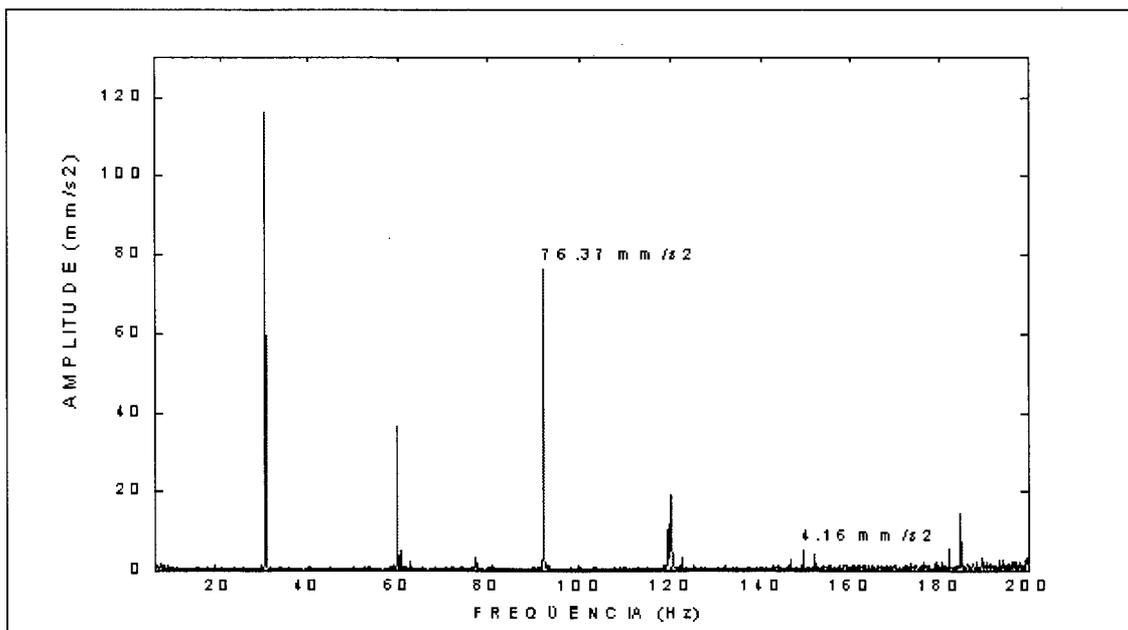


Figura 6 34- Amplitude de aceleração de vibração rolamento 7

A Figura 6.34 mostra a amplitude de aceleração de vibração do espectro direto obtido a partir da transformada de Fourier do sinal de vibração do rolamento número 7, registrado na medição nº 4, da Tabela 28.

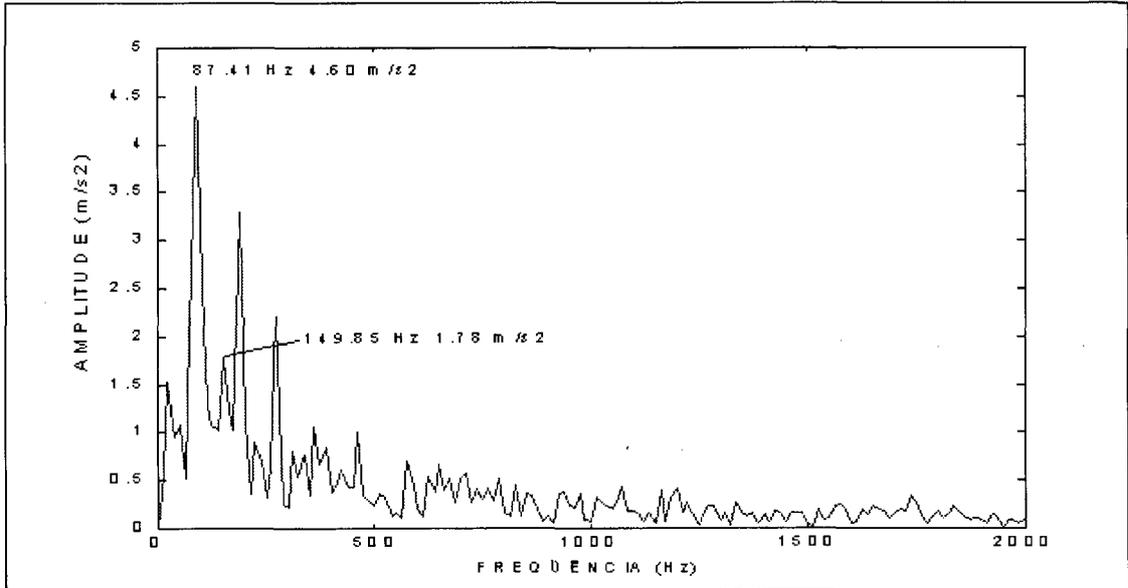


Figura 6 35- Espectro do envelope da medição 4 da tabela 6.19

A Figura 6.35 mostra o espectro do envelope obtido a partir da transformada de Fourier do envelope do sinal de vibração do rolamento número 7, registrado na medição nº 4, da Tabela 28.

Na Sequência serão comparados as medições do rolamento 7, novo e após ter sido simulado uma série de defeitos nas pistas interna, e em seguida na pista externa.

6.6.3.1- Fator de crista

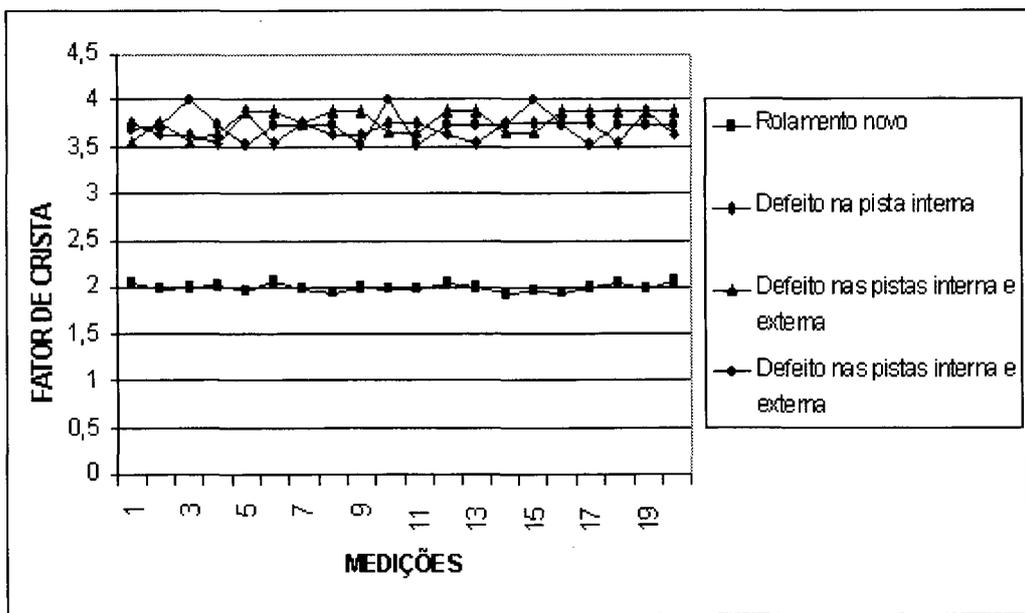


Figura 6 36- Medições do rolamento 07 com a técnica do FC com o B & K 2513

A Figura 6.36 mostra os valores do fator de crista do rolamento 7, quando era novo e após ter sido introduzido defeitos nas pistas.

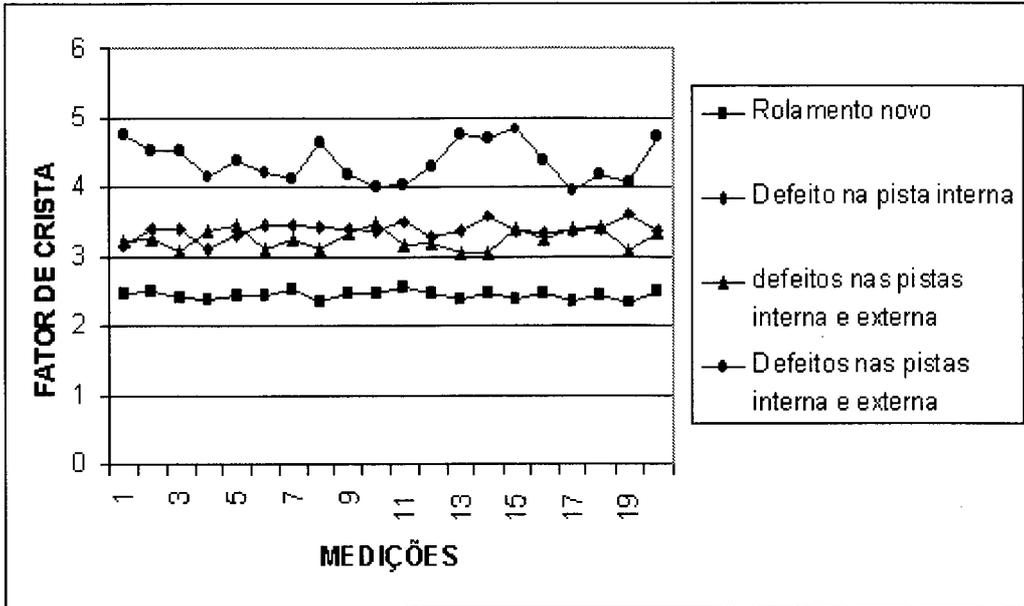


Figura 6 37- Medições do rolamento 07 com a técnica do FC com o Tektronix 2630

A Figura 6.37 mostra as medições do fator de crista do rolamento 7, quando novo e após ter sido simulado defeitos nas pistas.

6.6.3.2- Análise espectral

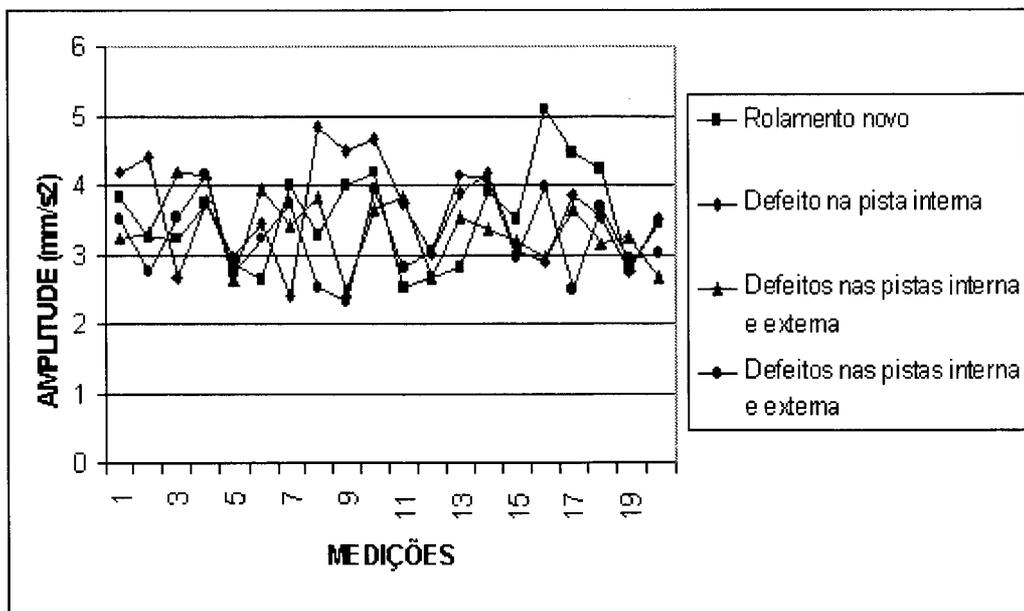


Figura 6 38- Amplitude de aceleração de vibrações na frequência de 92.37 Hz

A Figura 6.38 mostra a variação das amplitudes de aceleração de vibração nas medições na frequência característica da pista externa do rolamento 7, quando novo e após a introdução de defeitos nas pistas interna e externa.

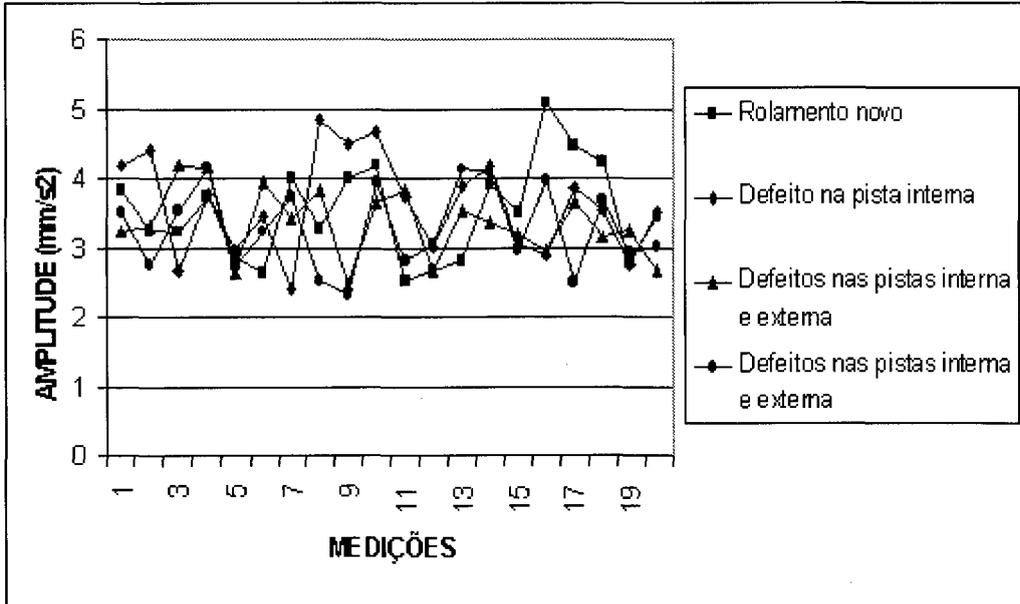


Figura 6 39- Amplitude de aceleração de vibração na frequência de 152 Hz

A Figura 6.39 mostra a variação da amplitude de aceleração de vibração entre as medições da análise espectral na frequência característica da pista interna do rolamento 7, quando novo e após ter sido introduzido defeitos nas pistas interna e externa.

6.6.3.3- Técnica do envelope

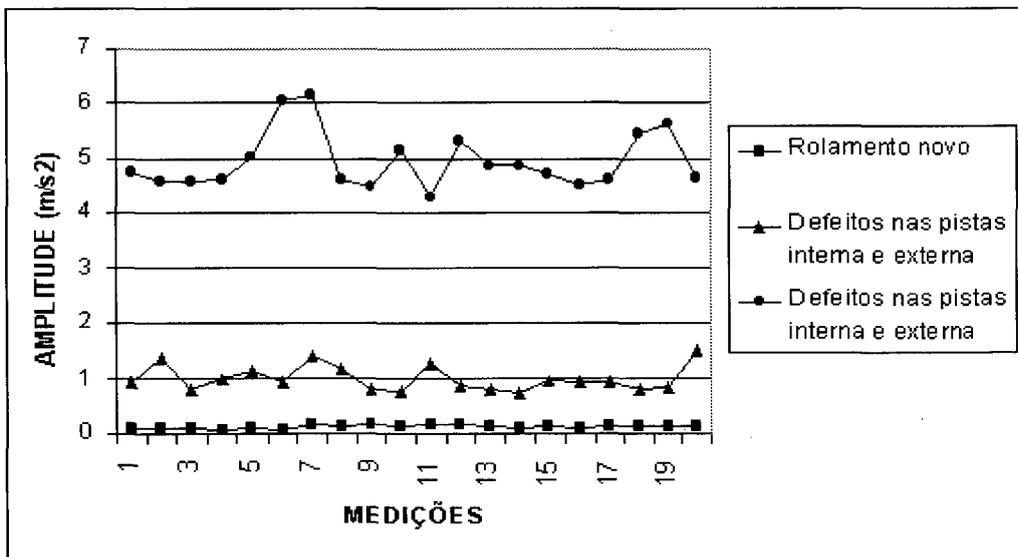


Figura 6 40- Amplitude de aceleração de vibração em 87,414 Hz

A Figura 6.40 compara as amplitudes de aceleração de vibração para o rolamento 7, novo e após ter sido introduzido defeitos nas pistas interna e externa, na frequência de 87,41 Hz.

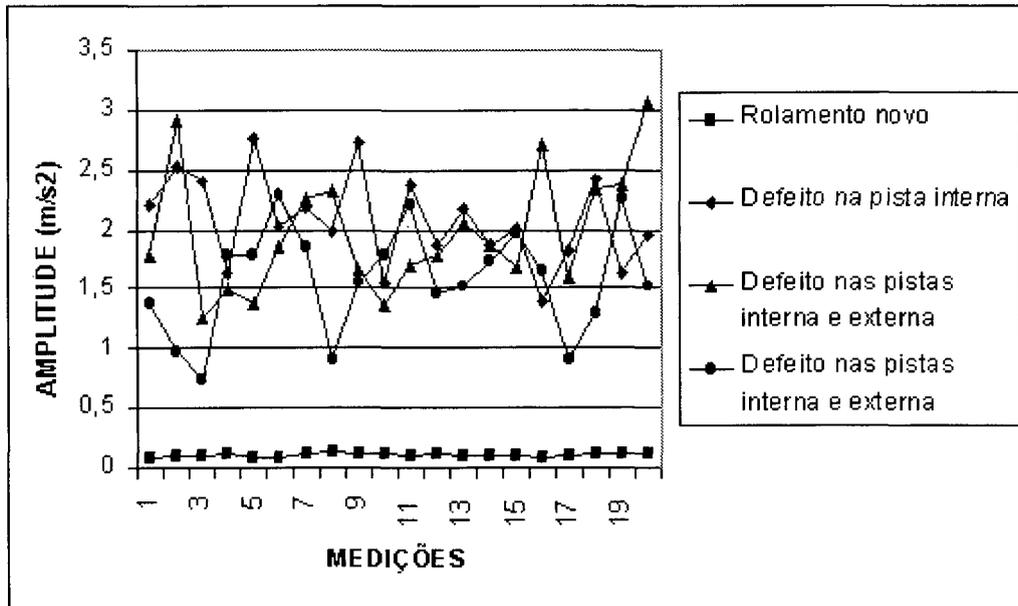


Figura 6 41- Amplitudes de aceleração de vibração em 149.85 Hz

A Figura 6.41 compara as amplitudes de aceleração de vibração entre os valores medidos para o rolamento 7, novo e após terem sido introduzidos defeitos nas pistas interna e externa, na frequência de 149,85 Hz.

6.7.4- Medições de defeitos reais

A seguir serão medidos pelas técnicas da análise espectral, fator de crista e pela técnica do envelope, alguns defeitos reais identificados durante o processo de fabricação e montagem dos rolamentos da FAG. Os defeitos foram identificados pelo controle de qualidade da FAG da Alemanha e encaminhados para o LVA, sem ônus por solicitação do professor Walter Weingaertner.

Os rolamentos foram rejeitados, por apresentarem os seguintes defeitos.

- 1-Pista externa mal brunida;
- 2-Esfera danificada;
- 3-Pista interna danificada;
- 4-Pista suja;
- 5-Pista interna mal brunida.

Por terem sido solicitados apenas rolamentos com defeitos durante o processo de fabricação a FAG não enviou nenhum rolamento novo sem defeito, para servir como “valor de referência”, quando da análise comparativa. Nesse caso não se pode usar os rolamentos da NSK, pois são de dimensões diferentes.

Os rolamentos tipo 6305 de marca FAG tem as seguintes especificações:

$$d_m = 43,35 \text{ mm}$$

$$D = 11,50 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}n &= 07 \\D_o &= 62,00 \text{ mm} \\D_i &= 25,00 \text{ mm} \\B &= 17,00 \text{ mm} \\\beta &= 0^\circ\end{aligned}$$

As frequências característica geradas pelos defeitos dos rolamento tipo 6305, fabricados pela FAG foram calculadas, a partir das fórmulas apresentadas no Item 3.5.1 do capítulo 3, e são apresentados a seguir:

1- Frequência característica de defeito na pista externa

$$f_e = 76,62 \text{ Hz}$$

2- Frequência característica do defeito na pista interna

$$f_i = 131,69 \text{ Hz}$$

3- Frequência característica de defeitos nas esferas

$$f_b = 104,70 \text{ Hz}$$

4- Frequência característica de defeitos na gaiola

$$f_g = 10,95 \text{ Hz}$$

As avaliações do estado que se encontram os rolamentos, foram realizadas com as técnicas do fator de crista, análise espectral e com a técnica do envelope. Os resultados das medições do fator de crista, e os espectros de amplitude de aceleração de vibração da análise espectral e da técnica do envelopes, e serão mostrados a seguir.

1- Pista externa mal brunida

É um defeito que ocorre durante o processo de fabricação das pistas dos rolamentos, que advém de algum problema no polimento das pistas.

Os valores dos fatores de crista foram de

- 2,99 no Tektronix 2630
- 2,67 no B & K 2513

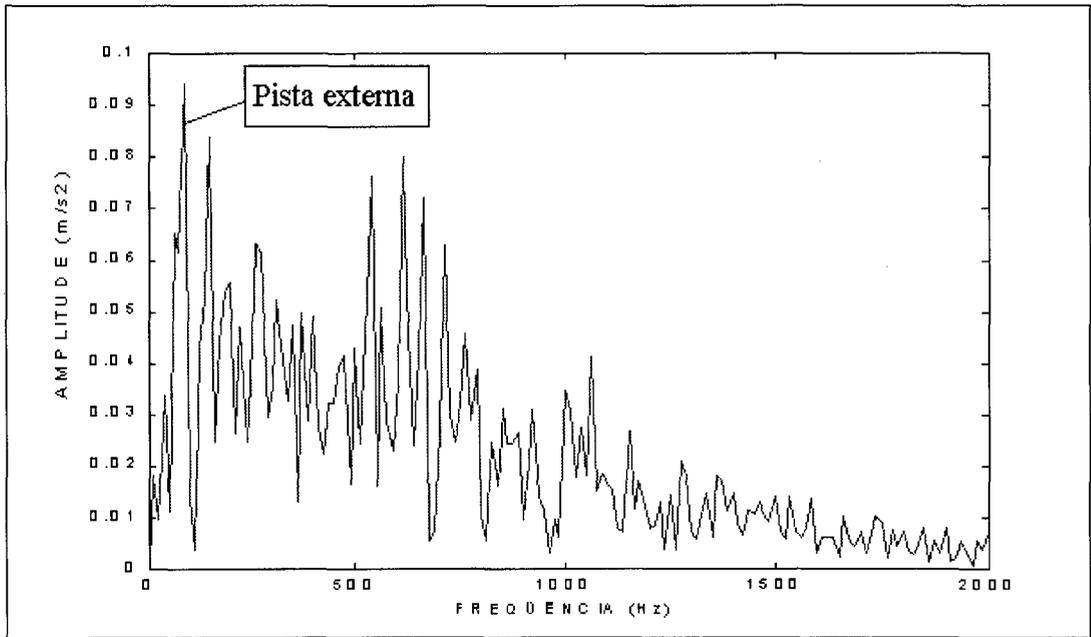


Figura 6 42– Espectro do envelope do rolamento com a pista externa com defeito de brunimento.

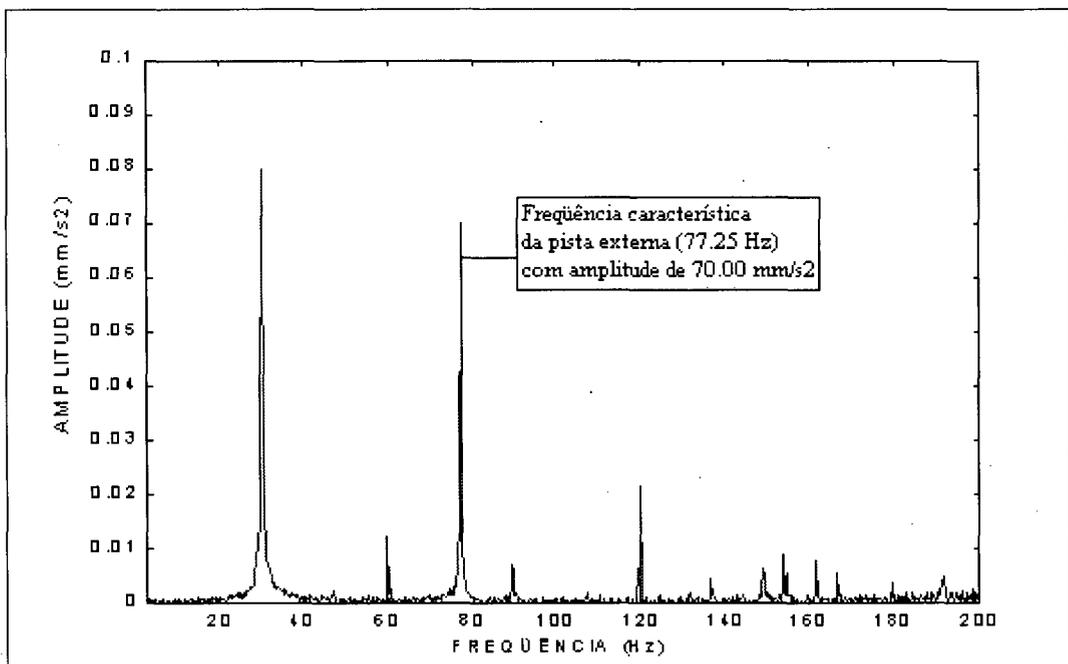


Figura 6 43– Amplitude de aceleração de vibração da análise espectral

Os espectros demonstram de forma clara que existe uma alteração nas amplitudes de aceleração de vibração nas frequências características do defeito da pista externa. Os valores dos fatores de crista medidos se encontram próximos dos valores medidos para os rolamentos novos da NSK.

2- Esfera danificada

A danificação da esfera podem ter ocorrido durante o processo de fabricação ou no processo de montagem do rolamento.

Os valores do fator de crista medidos foram de:

- 2,53 no Tektronix 2630
- 2,44 no B & K 2513

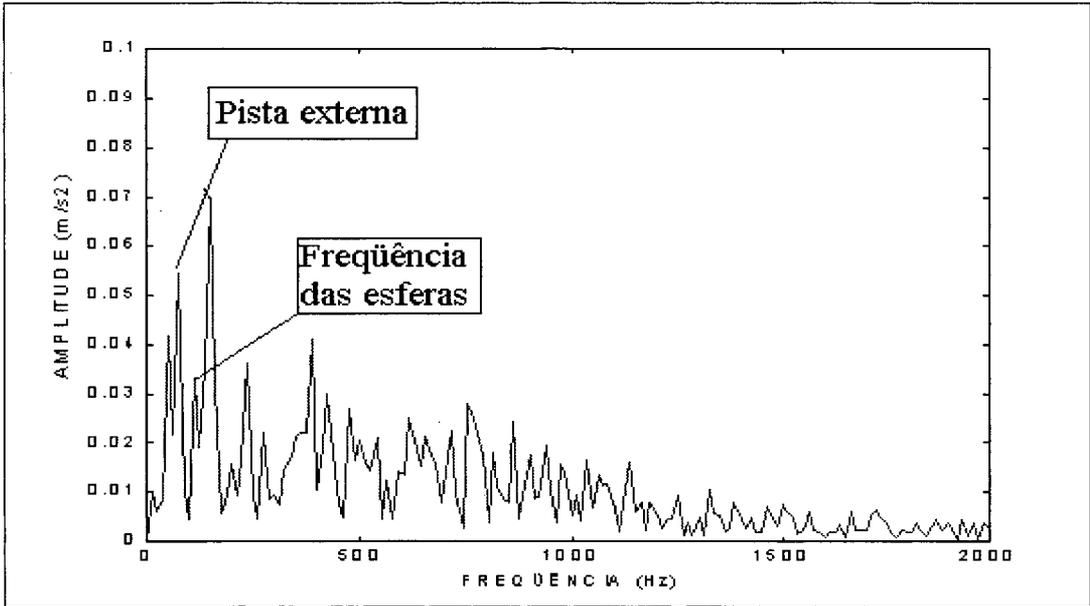


Figura 6 44- Amplitude de aceleração de vibração da técnica do envelope

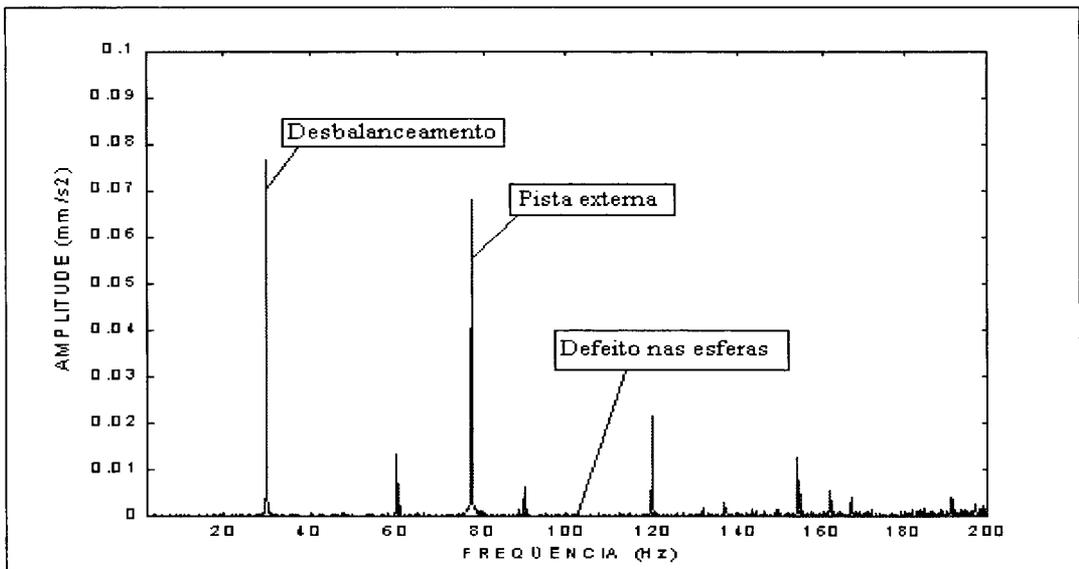


Figura 6 45- Espectro do rolamento com defeito na esfera

A Figura 6.44 detecta a variação das frequências características geradas pelos defeitos na pista externa e pelas esferas. No espectro direto da Figura 6.45, não está visível qualquer variação na região em torno de 104.70 Hz, não sendo possível identificar este defeito.

3- Pista Interna danificada

Os fatores de crista medidos foram:

- 2,91 no Tektronix 2630
- 2,25 no medidor de vibrações B & K 2513

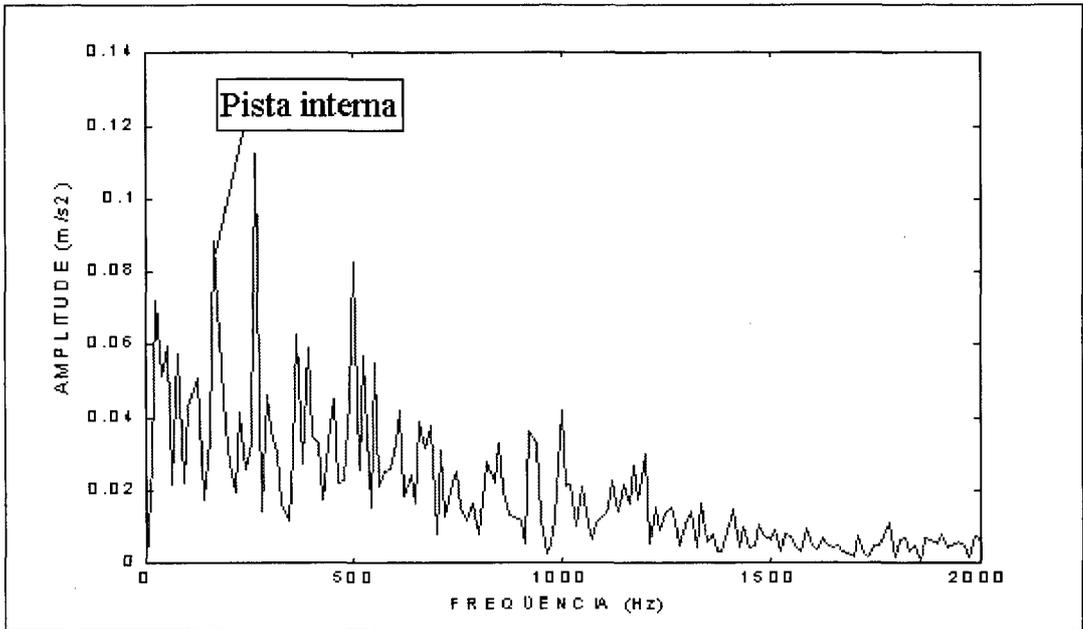


Figura 6 46- Amplitude de aceleração de vibração defeito pista interna

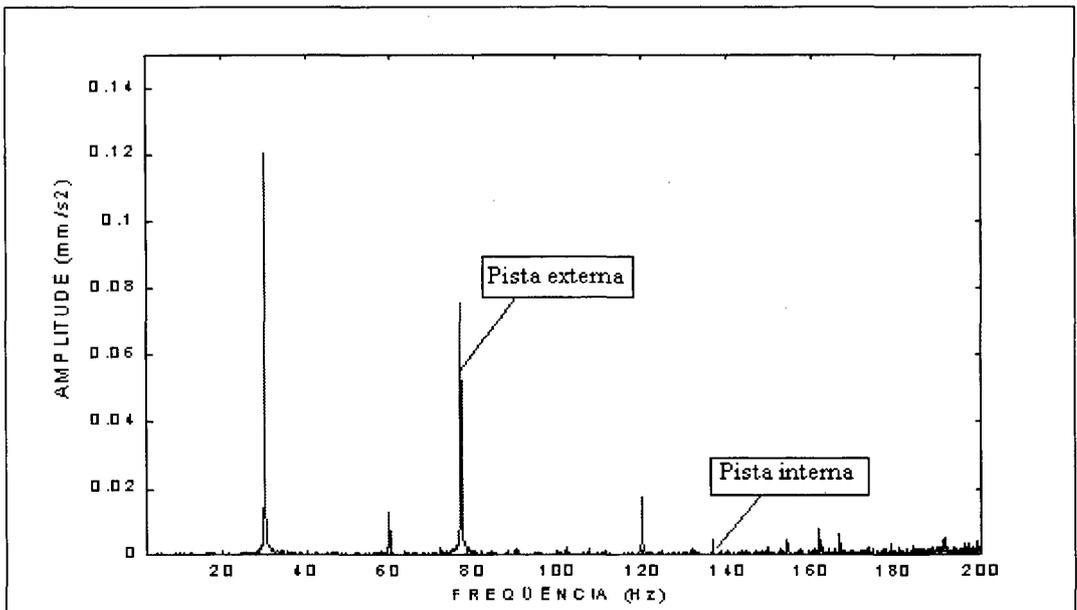


Figura 6 47- Rolamento com a pista interna danificada

Nos espectros das figuras 6.46 e 6.47, identificam-se as variações de amplitude de aceleração nas frequências características de defeitos da pista interna, sendo que no espectro da técnica do envelope ficou mais claro.

4- Rolamento com as pistas sujas

Os fatores de crista medidos foram:

2,58 no Tektronix 2630

2,38 no B & K 2513

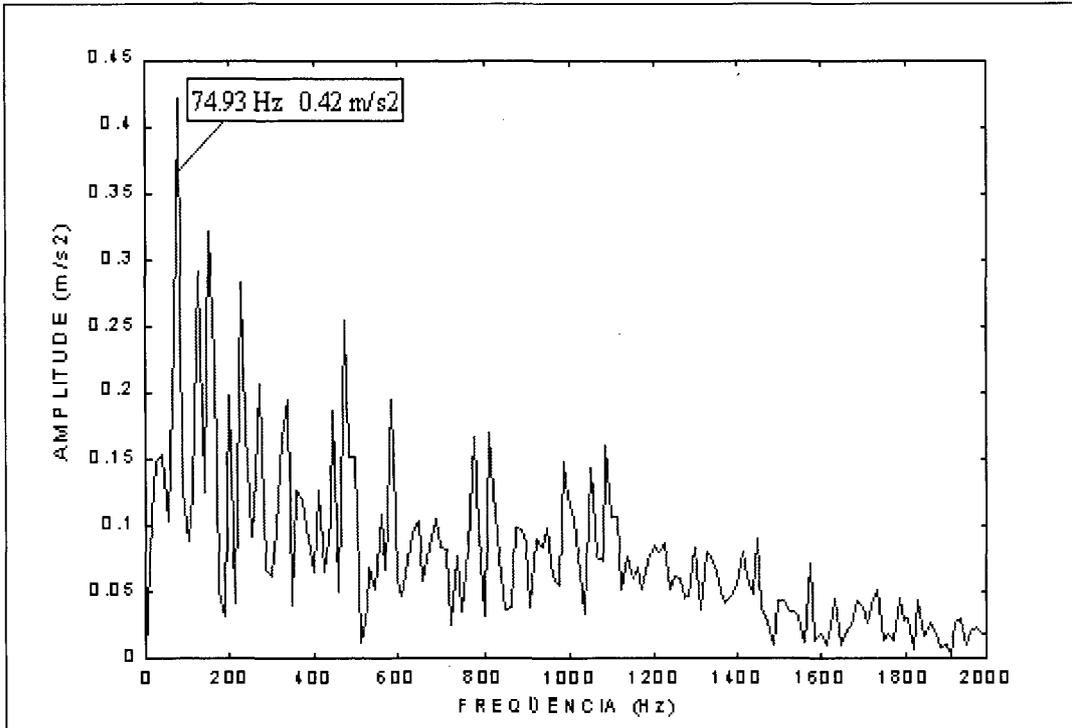


Figura 6 48- Amplitude de aceleração rolamento com as pistas sujas

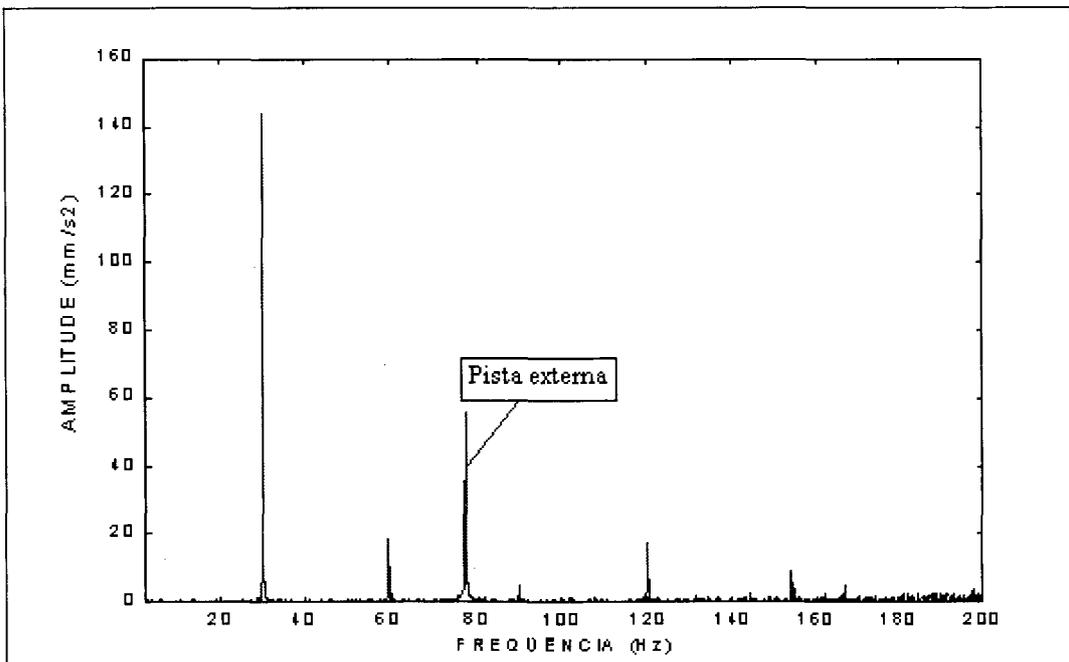


Figura 6 49- Amplitude de aceleração

No espectro de vibração da técnica do envelope mostra a variação nas frequências dos defeitos nas pistas interna e externa, já no espectro direto não apresenta nenhuma variação na frequência da pista interna.

5- Pista interna mal brunida

É um defeito que ocorre durante o processo de fabricação das pistas dos rolamentos, que advém de algum problema no polimento das pistas.

Os valores do fator de crista foram de

- 2,25 medidor de vibrações B & K 2513
- 2,53 no Tektronix 2630

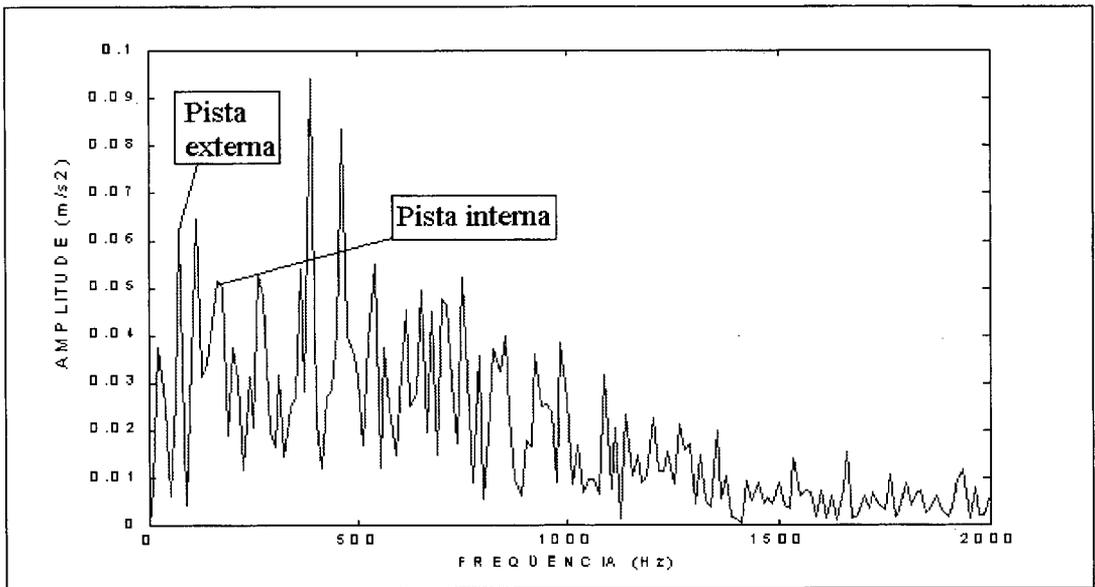


Figura 6 50- Amplitude de aceleração de vibração do rolamento com pista interna mal brunidas

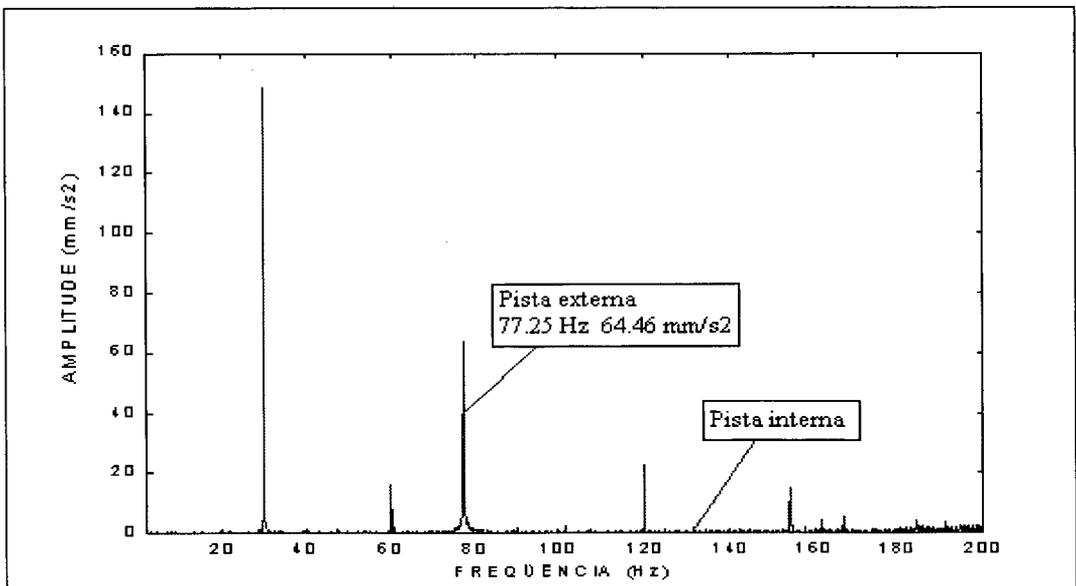


Figura 6 51- Amplitude de aceleração de vibração

A técnica do envelope se mostrou mais sensível na identificação deste defeito, pois no espectro direto não se percebe nenhuma alteração na frequência característica do defeito da pista interna.

As medições na forma que foram feitas são pouco representativas, não permitem avaliar o estado do componentes a partir de uma única medição. Os métodos de medição apresentados comparam os valores medidos com os de referência, por isso, deve-se saber com antecedência como o sistema se comporta quando novo. No método do fator de crista é necessário saber os valores de pico e RMS referente ao componente novo para ser utilizado como referência. Na análise espectral o método exige que se saiba a rotação do componente, tipo de rolamento e as dimensões, além das amplitudes de vibração do rolamento novo, ou em boas condições de funcionamento. Na técnica do envelope além das informações referentes ao componente é de fundamental importância a identificação da região de ressonância natural do mancal do rolamento. Nas medições da análise espectral e da técnica do envelope é possível identificar as frequências geradas pelos defeitos, através da verificação da variação dos picos nos espectros das medições periódicas.

6.7.5- Coeficiente de variação (CV)

A figura 6.52 apresenta o comportamento do coeficiente de variação, durante as medições com os rolamentos novos e após ter sido introduzido defeitos nas suas pistas.

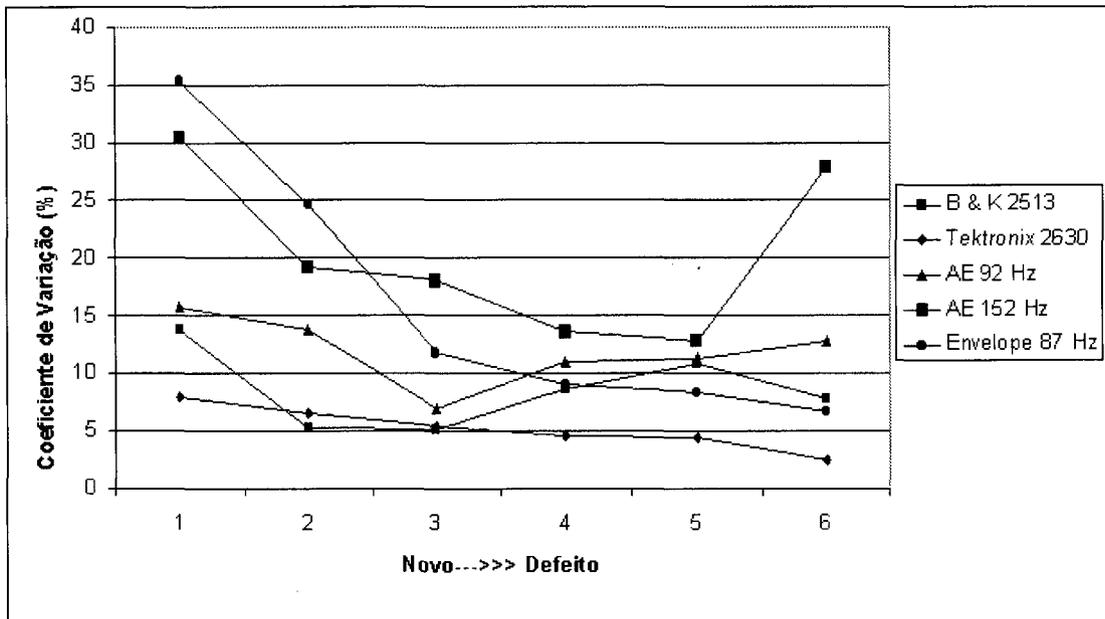


Figura 6 52- Coeficiente de variação

Analisando a Figura 6.52 verifica-se que:

- 1- Nas medições do fator de crista com o B & K 2513, o CV mostrou uma tendência de aumento, com o aumento da área defeituosa. Comportamento este também observado nas medições com o rolamento número 07.
- 2- Nas medições do fator de crista com o Tektronix 26530, o CV apresentou uma tendência de queda com o aumento do tamanho do defeito. Já nas medições do

rolamento número 07, Tabelas 26 a 28, os valores do CV mostraram uma tendência de crescimento com o aumento do defeito.

- 3- Nas medições com a análise espectral os valores dos CV apresentaram uma tendência de queda com o aumento dos defeitos.
- 4- Nas medições com a técnica do envelope para os defeitos na pista externa o CV diminuiu com o aumento do tamanho do defeito, ou seja a dispersão diminuíram com o aumento do defeito.

6.7.6- Relação entre o tamanho do defeito e o resultado das medições pelas técnicas estudadas

A seguir serão apresentados os resultados das medições que vão indicar o comportamento das técnicas em identificar as variações do tamanho dos defeitos.

Fator de crista

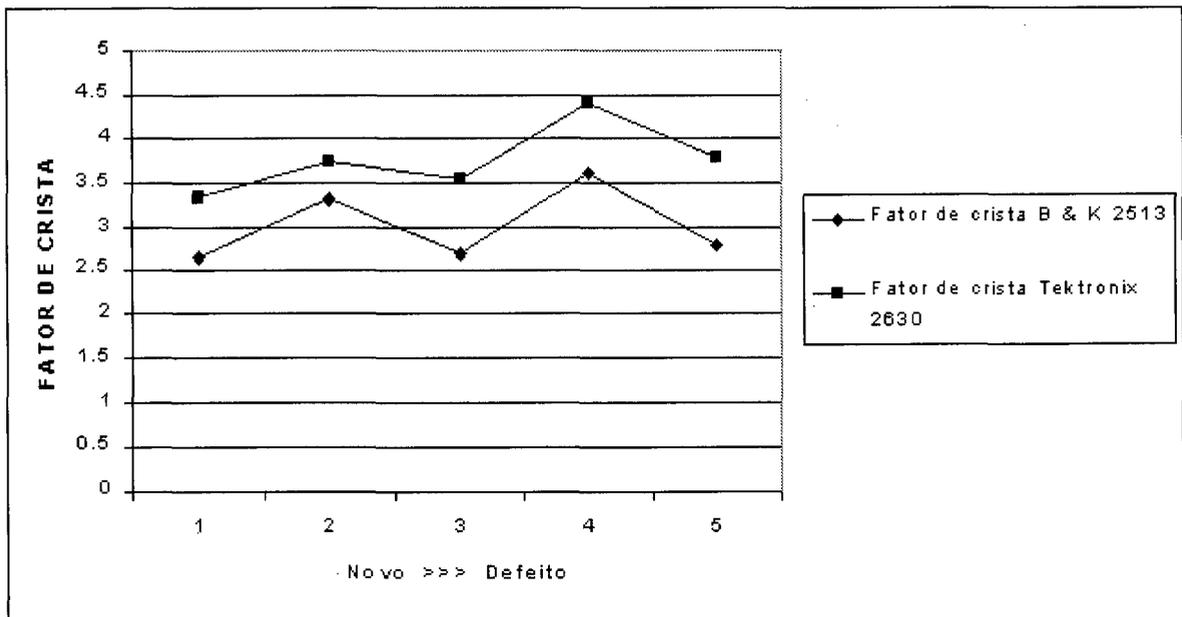


Figura 6 53- Comportamento das medições com a técnica do fator de crista

Análise espectral

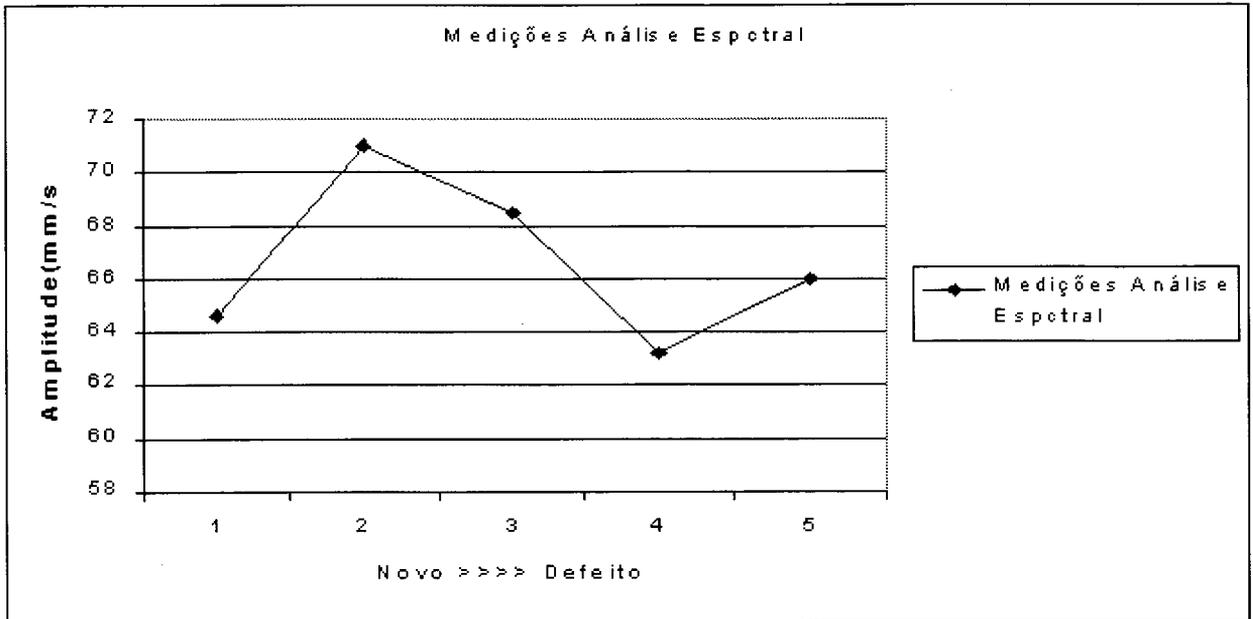


Figura 6 54- Comportamento das medições com a análise espectral

Técnica do envelope

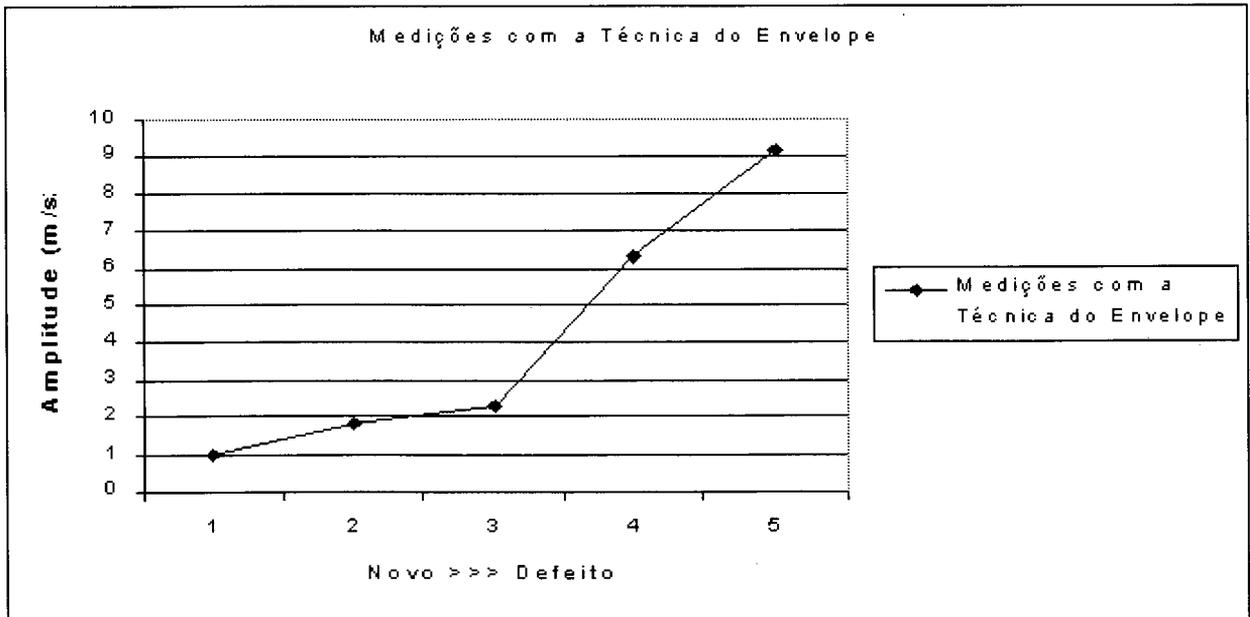


Figura 6 55- Comportamento das medições com a técnica do envelope

Nas Figuras 6 53 a 6 55 é possível verificar com as técnicas do fator de crista e do envelope a relação existente entre o defeito e os resultados medidos, enquanto que nas medições com a técnica da análise espectral os espectros não mostram tal proporcionalidade.

CAPÍTULO 7-

Conclusões e sugestões

7.1- Conclusões

Neste capítulo serão apresentadas as conclusões referentes ao trabalho realizado.

As medições e análise de sinais de vibrações possibilitam a identificação das falhas nos estágios iniciais, antes da quebra do equipamento. Desta forma as condições de funcionamento das máquinas poderão ser determinadas antecipadamente, sem abrir ou parar a máquina, possibilitando a implantação de um programa eficiente de manutenção preditiva.

1- Calibração da técnica do envelope

Na metodologia utilizada para a calibração da técnica do envelope, o espectro do envelope resultante se mostrou proporcional à variação das amplitudes dos sinais de alta e de baixa frequência, como pode ser visto nas simulações 1 e 2, Figuras 5.19 e 5.20, apresentadas no capítulo 5. Por outro lado mostrou-se independente da frequência do sinal de alta frequência, como pode ser verificado na simulação número 3, Figura 5.21. Portanto, os resultados das simulações mostram que a metodologia usada para a calibração da técnica do envelope é função do sinal de baixa frequência e da faixa de frequências (sinal de defeitos) selecionada pelo filtro passa banda, que vai limitar a faixa de frequência útil de medição.

2- Comparação entre os fatores de crista medidos pelo B & K 2513 e pelo Tektronix 2630

Através da comparação entre os valores dos fatores de crista medidos pelo B & K 2513, instrumento portátil, e o medido pelo Tektronix 2630, instrumento de uso em laboratório, observou-se que nas medições com o Tektronix 2630 obteve-se uma melhor repetição tanto no caso dos rolamentos novos, como depois da introdução dos defeitos. Isto devido ao fato de que no B & K 2513 ser medido analogicamente em banda larga de frequência, enquanto o Tektronix 2630 mede-se digitalmente no domínio de frequência. Note-se que os dois aparelhos fornecem valores confiáveis com pequenas variações.

3- Valores propostos por SEECO[1975]

Na comparação dos resultados dos fatores de crista medidos para o sistema mancal/rolamento, com a Tabela 1 no capítulo 3, proposta por SEECO[1975], na rotação de 1500 rpm, rotação mais próxima de 1780 rpm, os fatores de crista dos rolamentos novos se encontram dentro da faixa de 2 a 4 (Tabela 1), caracterizando um rolamento em boas condições. A mesma tabela apresenta os fatores de crista de 4 a 6 como normais. Os resultados das medições dos rolamentos novos, tabelas 10 e 11 do capítulo 6, mostram fatores de crista menores do que 3, e após a introdução de defeitos nas pistas, como pode ser visto nas tabelas 20 a 28, onde fatores de crista acima 3 já indicam defeitos, e fator de crista acima de 4 indicam defeitos graves. Com isto conclui-se que os valores da tabela do SEECO, não podem ser utilizados de forma genérica para todos os rolamentos.

Nas aplicações práticas o valor do fator de crista de referência, para uma máquina específica devem-se medido quando ela é nova em boas condições e trabalhando a plena carga.

4-Resultados das medições com as técnicas

4.1- Fator de crista

Os resultados das medições do fator de crista pelo medidor de vibrações B & K 2513, e o analisador de Fourier Tektronix 2630 detectaram de uma forma clara as variações das amplitudes dos rolamentos novos e após a introdução de defeitos nas pistas interna e externa, sendo perfeitamente possível realizar o acompanhamento da curva de tendência para prever o nível de alarme.

4.2- Análise espectral

Nas medições como a técnica da análise espectral, os espectros resultantes mostram de forma clara a localização das frequências características dos defeitos, no entanto não mostram a relação de proporcionalidade entre o aumento do tamanho do defeito e o aumento da amplitude do espectro do sinal de vibração, como pode ser visto nas Tabelas 14, 20, 21,22, 23 e 24 do capítulo 6, e nas Figuras 6.25 e 6.26 e 6.54. A comprovação está nas Tabelas 26, 27 e 28, Figuras 6.38 e 6.39, que mostram as medições da técnica da análise espectral para o rolamento número 07, na condição de: 1- novo; 2- defeito na pista interna; 3- defeitos nas pistas interna e externa; 4- aumento da área do defeito na pista externa.

4.3- Técnica do envelope

Os resultados das medições com a técnica do envelope com a transformada de Hilbert, comprovam que a técnica do envelope é eficiente em detectar e mostrar onde o defeito está localizado e o nível de aceleração de vibração resultante. A Figura 6.27, compara a amplitude de aceleração dos espectros do envelope entre o rolamento novo, e os rolamentos 1, 2, 3, 4 e 5 após a introdução de defeitos na pista externa. Os resultados mostram que existe uma proporcionalidade em aumento de tamanho do defeito e o aumento da amplitude de aceleração resultante, o que é comprovado nas Figuras 6.40 e 6.55.

A utilização da técnica do envelope, para a determinação da severidade dos defeitos depende da frequência central do filtro passa banda utilizado, como mostra a Tabela 25 do capítulo 6, e nas Figuras 6.28 e 6.29, onde pode ser visualizado que existe uma variação de energia contida no sinal, medido sob o mesmo sinal de vibração, em várias faixas de filtragem do filtro passa banda. Isto implica na determinação exata da frequência de ressonância da estrutura a ser avaliada.

5-Comparação entre os resultado das técnicas em estudo

No resultado da verificação da sensibilidade na detecção e diagnóstico de defeitos em rolamentos, com as técnicas do fator de crista, análise espectral e do envelope, avaliando de um defeito específico, a técnica do envelope apresentou os melhores resultados na identificação da variação da amplitude, como pode ser visto nas Figuras 6.27 e 6.40, onde representa de forma clara a progressão do tamanho dos defeitos, localização, associada a uma boa repetição das medições.

Diante dos resultados apresentados pelas medições, com as técnicas do fator de crista, análise espectral e do envelope, em um sistema simples. Verificou-se que o método do fator de crista pode ser utilizado neste caso, sem perda de segurança na detecção e acompanhamento da progressão nos defeitos. Com as vantagens de se trabalhar com um instrumento portátil, de baixo custo de implantação e pessoal com pouco treinamento.

6- Repetitividade das medições

6.1-Os resultados da repetitividade dos valores das amplitudes dos níveis de vibrações do sistema mancal/ rolamento foram as seguintes:

- A técnica do fator de crista com o medidor de vibrações B & K 2513 apresentou uma variação dos valores médios de 5,8%, Tabela 10, e nas medições com o Tektronix 2630 a variação média foi de 8,23%, tabela 12.

- As medições com a técnica da análise espectral para rolamentos novos, apresentaram uma variação em torno de 20% para as medições da pista externa, Tabela 14, e em torno de 24% para pista interna, tabela 16. Apresentou uma grande repetitividade dos valores das frequências relativas aos defeitos.

- A repetitividade das medições com a técnica do envelope para as amplitudes de aceleração para os rolamentos novos, sem defeitos, apresentaram variações de 30%, Tabela 18, capítulo 6. A variação das amplitudes diminuíram com o aumento do tamanho dos defeitos, ou seja, com o aumento das amplitudes de aceleração de vibrações, como pode ser verificado nas Tabelas 20 a 28.

6.2- Os coeficientes de variação

- Na avaliação das distribuições estatísticas das medições dos níveis de vibração dos rolamentos novos, verificou-se nas figuras 6.2, 6.4, 6.8 e 6.16 uma tendência à distribuição normal. Então o coeficiente de variação permite avaliar a técnica que apresentou a melhor repetitividade nas medições, como pode ser visto, na figura 6.52.

- Nas medições com a técnica do fator de crista com o B & K 2513, os coeficientes de variação mostraram uma tendência de aumento com o aumento do tamanho do defeito do rolamento, isto pode ter ocorrido pela diminuição da resolução do B & K 2513, com o crescimento dos valores do fator de crista, possibilitando leituras menos precisas dos valores de pico e RMS do sinal. Os valores de coeficientes de variação nas medições dos fatores de crista medidos com o Tektronix 2630 apresentaram uma tendência de queda com o aumento da área defeituosa do rolamento.

- Nas medições com a técnica da análise espectral os coeficientes de variação mostraram uma tendência de queda com o aumento do defeito no rolamento.

- Nas medições com a técnica do envelope os coeficientes de variação das medições mostraram uma tendência de diminuição com o aumento do tamanho da área danificada na pista externa dos rolamentos. Os resultados das medições mostram que com o aumentando do defeito no rolamento, a repetitividade melhora e a variação dos valores medidos diminui.

As técnicas de medição de vibrações em máquinas, mesmo sendo um dos melhores indicadores do estado da máquina, não dão um resultado definitivo(imediato), necessitam que sejam analisados e comparados com dados medidos na máquina quando nova ou em boas condições. Os resultados com as medições dos defeitos reais são um exemplo prático disto, pois, fica claro que com uma única medição não é possível avaliar o estado do componente, ou seja, para se obter resultados significativos é necessário que se tenha um histórico da máquina e um corpo técnico qualificado para analisar os resultados.

7.2- Sugestões para trabalhos futuros

Através das pesquisas e medições realizadas no decorrer deste trabalho, podem-se sugerir alguns tópicos para serem desenvolvidos em trabalhos futuros:

1- Medir defeitos controlados e isolados, ou em combinações, em componentes de máquinas complexas com as técnicas do fator de crista e do envelope, para verificar a confiabilidade da utilização das técnicas.

2- Estudar a tabela sugerida por SEECO[1975], para os rolamentos de esferas e de rolos, nas rotações mais utilizadas em máquinas .

3- Dar continuidade no trabalho de LIMA[1985], investigando o “cepstrum” complexo para a detecção de defeitos em engrenagens.

BIBLIOGRAFIA

- 1- ALMEIDA, M. T., **A Correção de Vibração**. Revista Mundo Mecânico, Fevereiro 1990(20 - 21).
- 2- ANDRADE, E. B., MARTINS, L. G. e LIMA, N. N. da COSTA, **Medição e Análise de Vibrações e Ruído em Instalações Industriais- Técnicas de Vanguarda Aplicadas à Manutenção**. 4º Congresso Ibero-Americano de Manutenção(260-277), 1987.
- 3- ARRUDA, JOSÉ R. de FRANÇA, **Manutenção Preditiva de Máquinas pela Análise das Vibrações Mecânicas**. Revista Mundo Mecânico, Julho 1982(25 - 31).
- 4- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. Rio de Janeiro. NBR- 5462, **Confiabilidade- terminologias**. Rio de Janeiro, 1981. 17pg.
- 5- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. Rio de Janeiro. NBR- 9321, **Cálculo de estimativas por ponto e limites de confiança resultante de ensaios de determinação de confiabilidade de equipamentos – procedimento**. Rio de Janeiro, 1986. 34pg.
- 6- BECKWITH, T. G. , MARANGONI, R. D. and LIENHARD, JOHN H., **Mechanical Measurements**. Addison-Wesley Publishing Company, Fifth Edition, 1993.
- 7- BENDAT, J. S., **The Hilbert Transform and Applications to Correlation Measurements**. Brüel & Kjaer.
- 8- BRAUN, S. e DATNER, B., **Analysis of Roller/ Ball Bearing Vibrations**. Journal of Mechanical Design, Vol. 101(118-125), January 1979.
- 9- CLASSENS, C., **Vibration Measurement in Predictive Maintenance**. Brüel & Kjaer; Application Notes.
- 10- COLLACOTT, RALPH A, **Vibration and Diagnosis**. George Godwin Limited, 1979.
- 11- COSTA NETO, P. L. de OLIVEIRA, **Estatística**. Edgar Blücher, São Paulo, 1977, 250 pg.
- 12- CRANDALL, S. H. and MARK, W. D., **Randon Vibration in Mechanical Systems**. Academic Press, New York, 1963.
- 13- DALPIAZ, G. and RIVOLA, A. , **Condition Monitoring and Diagnostics in Automatic Machines: Comparison of Vibration Analysis Techniques**. Mechanical Systems and Signal Processing (1997) 11(1), 53-73.
- 14- DIAS, ACIRES, **Projetos para Confiabilidade e Mantenabilidade**, Florianópolis; NEPID, Departamento de Engenharia Mecânica. 1997.
- 15- DUGUNDGI, J., **Envelopes and Pre-Envelopes of Real Wave Forms**. Transactions on Information Theory IT- 4, IRE, 1958.
- 16- ESCHMANN, HASBARGEN, WEIGAND, **Ball and Roller Bearings**. Theory, Design and Application. Jhon Wiley & Sons Ltd, 1985, 491pg.,(343 - 355).
- 17- EYER, L. D., AHLGREN, F. F., WEICHBRODT, B., **An Analytic Model for Ball Bearing Vibrations to Predict Vibration Response to Distributed Defects**. Journal of Mechanical Design, April 1980, Vol. 102(205 - 210).
- 18- GERGES, SAMIR N. Y. , **Ruído: Fundamentos e Controle**. Florianópolis; Editora de UFSC, 1992, 900p.
- 19- GERGES, SAMIR N. Y. e NUNES, MARCUS A. C., **Detecção de Falhas em Rolamentos através de Medição do Envelope de Vibrações**. VII Congresso Nacional de Ingenieria Mecanica, Universid Austral de Chile, 2 a 5 outubro 1996.
- 20- GERGES, SAMIR N. Y., **Análise Digital de Sinais I**. Florianópolis; Apostila do curso de pós-graduação em Engenharia Mecânica da UFSC, Junho de 1996.

- 21- GOMES, G. F. e BARONI, T. D'AQUINO, **Manutenção Preditiva por Ferrografia**. Revista Mundo Mecânico, Fevereiro de 1990(24 - 28).
- 22- GOMEZ, J. C., MARÍN, E. P., URRÁ, A. E., **Evaluación del Comportamiento Dinámico de Sensores e Instrumentos para la Medición de Señales Vibroacústicas**. 18°. Encontro da Sobrac, 623- 626.
- 23- HARRIS, A TEDRIC, **Rolling Bearing Analysis**. New York, John Wiley & Sons, 1966, 481 pg..
- 24- HEIDRICH, ROBERTO M., **Controle de Vibrações**. Departamento de engenharia Mecânica, UFSC, EMC-5140, 1996.
- 25- HOEL, P. G., **Estatística Elementar**. Editora Fundo de Cultura, Rio de Janeiro, 1961, 311pg..
- 26- KLEMPNOW, LESCANO, VIGNALE, RUZZANTE, HIERRO, **Análisis de Falhas en Cojintes a Rodamientos usando Vibraciones Mecánicas y Emisión Acústica**. 18° Encontro da SOBRAC, 1998, Florianópolis, pg.(591 - 594).
- 27- KOBAYASHI, ALBERT S., **Handbook on Experimental Mechanics**. New Jersey, Prentice - Hall inc, 1987.
- 28- LANGLEY, R. S., **On Various Definitions of the Envelope of a Random Process**. Journal of Sound and Vibration (1986) 105(3), 503-512.
- 29- LENZI, A. ., **Revisão Bibliográfica sobre Técnicas de Diagnóstico de Defeitos em Máquinas**. Relatório Parcial I e II, Setembro 1991.
- 30- LEWIS, BERNARD T. y PEARSON, WILLIAM, **Manual de Manutenção Preventiva**. Rio de Janeiro; Editora Denisa. Julho de 1965, 89p.
- 31- LIMA, N. N. da COSTA. **Deteção de Falhas em Engrenagens Através do Monitoramento do sinal de vibração**, Dissertação de Mestrado, Florianópolis, UFSC, 1985.
- 32- MARTINS, L. G., **Deteção de Defeitos em Rolamentos através do Processamento e Análise de Sinais de Vibrações**. Dissertação de Mestrado, UFSC 1985.
- 33- MASTER CATALOGUE, **Eletronic Instruments**. Brüel & Kjaer, K. Larsen & Son A/S, May 1989, 904pg.(667-668).
- 34- MATHEW, JOSEPH & BAILLIE, DAVID, **Diagnosing Rolling Element Bearing Faults with Artificial Neural Networks**. Centre for Machine Condition Monitoring, Monash Universty, Clayton, Victoria, 3168, Australian Acoustical Society, Vol. 22 Número 3, 12/94.
- 35- MATOS, WIRITON SILVA DE, **Redução de Custo em Manutenção de Equipamentos Mecânicos**. Revista Mundo Mecânico, Julho 1980(24 - 27).
- 36- MEIROVITCH, L. **Analytical Methods in Vibrations**. The McMillan Company, New York, 1967.
- 37- MEYER, PAUL L., **Probabilidade: Aplicações à Estatística**. Rio de Janeiro; Ao Livro Técnico S/A, 1973, 391 pg.
- 38- MITCHELL, JOHN S. , **Levantamento Eficiente das Condições de Máquinas visando um Desempenho Satisfatório em Produção Ininterrupta**. Apresentado na 84 convention on Advanced Maintenance Tecnology and Diagnostis Techniques, Institution of Diagnostic Engineers, London, September 1984.
- 39- MONK, R. G., **Vibration Monitoring Reduces Maintenance Costs**. Manchester; Acoustic Tec. Limited. 1980.
- 40- NEPOMUCENO, L. X., **Técnicas de Manutenção Preditiva**. São Paulo; Editora Edgard Blücher Ltda, 1989, Volumes I e II.
- 41- NEPOMUCENO, LAURO X., **Técnicas de Manutenção Preditiva Industrial e Diagnóstico de Falhas**. Revista Mundo Mecânico, Dezembro de 1984(14 - 25).

- 42-NOFISOVICH, MARTÍN M., **Mantenimiento Predictivo, un Sistema Experto para Monitoreo y Diagnostico de Falhas Mecanicas.** IV Congresso Ibero - Americano de Manutenção(647-655), 1987.
- 43-NUNES, MARCUS A . C., **Diagnóstico de Defeitos em Rolamentos pela Técnica do Envelope.** Dissertação de Mestrado, UFSC Julho 1989.
- 44-OEBELIN, ERNEST O ., **Measurement Systems: Application and Design.** New York; McGraw-Hill, Fourth Edition, 336-339.
- 45-OSUAGWU, C. C. and THOMAS, D. W., **Effect of Inter- Modulation and Quasi-Periodic Instability in the Diagnosis of Rolling Element Incipient Defect.** Journal of Mechanical Design, April 1982 , Vol. 104 (296 - 302).
- 46-RANDALL, R. B., **Machine Fault Detection and Diagnostic using Vibration Analysis.** Australian Acustical Society, Vol. 22 Número 3 12/94.
- 47-ROSA, EDISON da., **Confiabilidade em Sistemas Mecânicos.** Uma Introdução. Fundação do Ensino da Engenharia em Santa Catarina, Abril 1976.
- 48- SANTIAGO JUNIOR, M. G., MACHADO FILHO, O . M., **Vibracomp - Medição e Avaliação Auxiliares de Usinas e Subestações.** 4º Congresso Ibero- Americano de Manutenção, pg.(740 a 759),1987.
- 49-SPIEGEL, MURRAY R., **Estatística,** São Paulo, Makron Books, 3º Edição, 639 pg., 1964.
- 50-STWART, R. M., **Application of Signal Processing Techniques to Machinery Health Monitoring.** Eds. R. G. Walker, Cap. 23 de Noise and vibration, 1981.
- 51-TAYLOR, J. I., **Identification of Bearing Defects by Spectral Analysis.** Journal of Mechanical Design, April 1980, Vol. 102(199 - 204).
- 52-TOLEDO, L. G., **Estatística Básica.** Atlas, São Paulo, 1985, 459 pg..
- 53-YACUBSOHN, RODOLFO V., **Manutenção Preditiva para máquinas industriais.** Revista Mundo Mecânico, Maio 1986.