

1996

SÃO PAULO

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do
título de Mestre em Engenharia.

**UM ESTUDO EXPERIMENTAL SOBRE DETECÇÃO E
DIAGNÓSTICO DE FALHA EM ROLAMENTO POR MEDIÇÃO
E ANÁLISE DE SINAIS ACÚSTICOS E VIBRATÓRIOS**

RENATO TEIXEIRA VARGAS

Biblioteca de Escola Politécnica
Quilates 250 - São Paulo

1996

SÃO PAULO

Orientador : Prof. Dr. Sylvio Reynaldo Bistafa

Área de Concentração : Engenharia Mecânica

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Engenharia.

**UM ESTUDO EXPERIMENTAL SOBRE DETECÇÃO E
DIAGNÓSTICO DE FALHA EM ROLAMENTO POR MEDIÇÃO
E ANÁLISE DE SINAIS ACÚSTICOS E VIBRATÓRIOS**

RENATO TEIXEIRA VARGAS

As pessoas que trabalham pela preservação
da autonomia das Universidades do Brasil.

AGRADECIMENTOS

À minha querida Celinha por todo o apoio e carinho.

Aos meus pais Sérgio e Cássia pela formação que me proporcionaram.

Ao prof. Dr. Sylvio R. Bistata pelo trabalho de orientação.

Ao prof. Dr. Válder Alves por ceder as instalações do laboratório de sua responsabilidade para execução de todas as medições presentes nesta dissertação.

Aos meus "peixinhos" Rogério, Sabanaí, Juan, Pacífico, Giovani, Fábio, Marcos, Aurimar, Guilherme, Wilson, Paulo, Ricardo e Bacana.

Ao meu querido amigo Marcílio Alves pelo incentivo ao estudo nas distantes paragens onde me encontrava.

A toda minha família, meus irmãos, cunhado e cunhadas e a toda gurizada, pela alegria que trazem para minha vida.

Ao meu amigo Tu li Tsui pelo auxílio nos trabalhos e boas conversas.

Ao prof. Dr. Arlindo Tribess pela agilização na busca de condições de

trabalho no Departamento.

SUMÁRIO

Lista de Figuras
 Lista de Símbolos
 Lista de Tabelas
 Resumo
 Abstract

1.	INTRODUÇÃO.....	1
1.2	Objeto de trabalho.....	5
1.3	Objetivo do trabalho.....	5
1.3.1	Objetivo geral.....	5
1.3.2	Objetivos específicos.....	5
1.4	Justificativas.....	6
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	8
2.1	Técnicas de detecção e diagnóstico de falha por sinal vibratório.....	8
2.1.1	Técnica do envelope.....	17
2.2	Técnicas de detecção e diagnóstico de falha por pressão sonora.....	20
2.3	Intensidade Sonora.....	26
3.	REVISÃO MATEMÁTICA.....	33
3.1	Técnica do envelope.....	33
3.1.1	Generalidades.....	33
3.1.2	Modulação.....	34

Página

3.1.3	Demodulação.....	37
3.1.4	Limitações da abordagem.....	42
3.2	Intensidade sonora.....	43
3.2.1	Generalidades.....	43
3.2.2	Definição de intensidade sonora.....	44
3.2.3	Partes ativa e reativa do campo sonoro.....	46
3.2.4	Medição de intensidade sonora.....	48
3.2.5	Análise de erros.....	57
4.	METODOLOGIA.....	59
4.1	O mecanismo de geração do sinal.....	62
4.1.1	O fenómeno de falha por fadiga no rolamento.....	63
4.1.2	As excitações por vibração.....	65
4.1.3	Modelo matemático da resposta à excitação.....	69
4.2	A resposta da estrutura.....	71
4.2.1	A resposta modal.....	71
4.2.2	A resposta sonora.....	75
4.3	Medições.....	76
4.3.1	A calibração da instrumentação.....	76
4.3.1.1	Calibração da instrumentação com medição do espectro direto.....	76
4.3.1.2	Calibração com aplicação da técnica do envelope.....	77
4.3.2	Procedimentos de medição.....	80
4.3.2.1	Vibrações.....	80
4.3.2.2	Pressão sonora.....	81
4.3.2.3	Intensidade sonora.....	83

A.4	Método do fator de crista.....	144
A.3	Método de kurtose.....	143
A.2	Método de pulso de choque.....	143
A.1	Medição do nível global.....	142
	Revisão das técnicas de detecção e diagnóstico de falha em rolamento.....	142

ANEXO A

7.1	Propostas para futuros trabalhos.....	141
7.	CONCLUSÕES.....	140
6.4	Detecção e diagnóstico de falha pela aplicação da técnica do envelope.....	122
6.3.2	Estudo de pressão e intensidade sonora.....	121
6.3.1	Estudo das vibrações.....	112
6.3	Detecção e diagnóstico de falha pelo estudo do espectro direto.....	111
6.2	Identificação modal e sonora.....	106
6.1.2	Fonte externa.....	104
6.1.1	Motor de acionamento.....	102
6.1	Exemplos de medição de intensidade sonora.....	100
6.	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	100
5.2.2	Instrumentação para monitoramento acústico.....	98
5.2.1	Instrumentação para monitoramento vibratório.....	95
5.2	Instrumentação.....	95
5.1	Bancada.....	93
5.	MATERIAIS.....	93

APÊNDICE 1

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....165

Espectro direto do rolamento 3.....163

ANEXO E

Identificação modal e sonora da bancada.....160

ANEXO D

Transformada de Hilbert.....159

ANEXO C

B.3 Janelamento.....158

B.2.2 Funções de densidade espectral.....157

B.2.1 Funções de correlação.....156

B.2 Domínio das funções de correlação.....156

B.1 Domínio da frequência.....151

Tópicos de análise de sinais.....150

ANEXO B

A.7 Técnica do cepstra.....148

A.6 Análise de variância.....147

A.5 Média no domínio do tempo.....145

LISTA DE FIGURAS

Página

FIG. 1.1 Custos de Manutenção por Indústria.....	1
FIG. 1.2 Manutenção : Estágio Atual X Objeto.....	1

CAPÍTULO 2

FIG. 2.1 Faixas de frequência para detecção e diagnóstico de falha.....	14
---	----

CAPÍTULO 3

FIG. 3.1.1 Modulação em amplitude no domínio do tempo.....	35
--	----

FIG. 3.1.2 Modulação em amplitude no domínio da frequência.....	35
---	----

FIG. 3.1.3 Envelope do sinal com amplitude modulada.....	38
--	----

FIG. 3.1.4 Sinal analítico - Partes real e imaginária.....	40
--	----

FIG. 3.1.5 Esquema para extração do envelope.....	41
---	----

FIG. 3.2.1 Vetor de intensidade sonora.....	45
---	----

FIG. 3.2.2 Partes ativa e reativa dos campos sonoros.....	47
---	----

FIG. 3.2.3 Configurações de sondas de intensimetria.....	50
--	----

FIG. 3.2.4 Configuração dos microfones para medição de intensidade sonora.....	52
--	----

CAPÍTULO 4

FIG. 4.1.1 Curva de deterioração do rolamento.....	62
--	----

FIG. 4.1.2 Esquema para dedução das frequências relacionadas às falhas.....	66
---	----

FIG. 4.1.3 Sinais de vibração em rolamentos com falha na pista estacionária e rodante.....	67
--	----

FIG. 4.1.4 Espectro em frequência de impacto de falha em sistema de um grau de liberdade.....68

FIG. 4.2.1 Típico espectro do impacto do martelo sobre a estrutura.....72

FIG. 4.2.1 Função de coerência entre excitação e resposta.....74

FIG. 4.3.1 Sinal modulado em amplitude - pressão sonora.....78

FIG. 4.3.2 Sinal demodulado - pressão sonora - IP.....78

FIG. 4.3.3 Sinal demodulado - pressão sonora - Mathlab.....78

FIG. 4.3.4 Sinal modulado em amplitude - vibração.....79

FIG. 4.3.5 Sinal demodulado - vibração-IP.....79

FIG. 4.3.6 Sinal demodulado - vibração - Mathlab.....79

FIG. 4.3.7 Medição de intensidade sonora ponto-a-ponto e varredura.....84

FIG. 4.3.8 Aparato para medição de diferença de fase entre os canais da instrumentação.....86

FIG. 4.3.9 Diferença de fase entre os dois canais da instrumentação.....86

FIG. 4.3.10 Aparato para validação do método de intensidade sonora.....89

FIG. 4.3.11 Erro entre intensidade medida e intensidade exata (config.1).....91

FIG. 4.3.12 Erro entre intensidade medida e intensidade exata (config.2).....91

FIG. 4.3.13 Erro entre intensidade medida e intensidade exata (config.3).....92

FIG. 4.3.14 Erro entre intensidade medida e intensidade exata (config.4).....92

FIG. 5.1 Bancada de testes.....93

CAPITULO 5

CAPÍTULO 6

FIG. 6.1.1	Grade de medição.....	101
FIG.6.1.2	Mapa de intensidade sonora.....	102
FIG. 6.1.3	Mapa de pressão sonora.....	103
FIG.6.1.4	Mapa de intensidade sonora devido ao microcomputador.....	105
FIG.6.1.6	Mapa de pressão sonora devido ao microcomputador.....	105
FIG. 6.2.1	Espectro vibratório com rotação de 1250 rpm.....	108
FIG. 6.2.2	Espectro vibratório com rotação de 1500 rpm.....	108
FIG. 6.2.3	Espectro de pressão sonora com rotação de 1250 rpm.....	109
FIG. 6.2.4	Espectro de pressão sonora com rotação de 1500 rpm.....	109
FIG. 6.2.5	Espectro de intensidade sonora com rotação de 1250 rpm.....	110
FIG. 6.2.6	Espectro de intensidade sonora com rotação de 1500 rpm.....	110
FIG. 6.3.1	Varição da amplitude com carga e rotação (rolamento 1).....	113
FIG. 6.3.2	Varição da amplitude com carga e rotação (rolamento 2).....	113
FIG. 6.3.3	Varição da amplitude com carga e rotação (rolamento 3).....	114
FIG. 6.3.4	Varição da amplitude com carga e rotação (rolamento 4).....	114
FIG. 6.3.5	Varição da amplitude com carga e rotação (rolamento 5).....	114
FIG. 6.3.6	Varição da amplitude com carga e rotação (rolamento 6).....	115
FIG. 6.3.7	Varição da amplitude com carga e rotação (rolamento 7).....	115
FIG. 6.3.8	Varição da amplitude com carga e rotação (rolamento 8).....	115
FIG. 6.3.9	Varição da amplitude com carga e rotação (rolamento 9).....	116
FIG. 6.3.10	Varição da amplitude dos sinais com rotação (20kgf).....	116
FIG. 6.3.11	Varição da amplitude dos sinais com rotação (30kgf).....	117

FIG. 6.3.12	Variação da amplitude dos sinais com rotação (40kgf).....	117
FIG. 6.3.13	Variação da amplitude dos sinais com rotação (50kgf).....	117
FIG. 6.3.14	Variação da amplitude dos sinais com a carga (500 rpm).....	118
FIG. 6.3.15	Variação da amplitude dos sinais com a carga (750 rpm).....	118
FIG. 6.3.16	Variação da amplitude dos sinais com a carga (1000 rpm).....	118
FIG. 6.3.17	Variação da amplitude dos sinais com a carga (1250 rpm).....	119
FIG. 6.3.18	Variação da amplitude dos sinais com a carga (1500 rpm).....	119
FIG. 6.4.1	Espectro vibratório filtrado rotação 1500 rpm.....	122
FIG. 6.4.2	Espectro de pressão sonora filtrado rotação 1500 rpm.....	123
FIG. 6.4.3	Espectro de intensidade sonora filtrado rotação 1500 rpm.....	123
FIG. 6.4.4	Sinal vibratório no domínio do tempo.....	125
FIG. 6.4.5	Transformada de Hilbert do sinal vibratório.....	125
FIG. 6.4.6	Raiz quadrada do somatório - sinal real e transformada de Hilbert.....	125
FIG. 6.4.7	Espectro do envelope do sinal demodulado.....	125
FIG. 6.4.8	Espectros dos envelopes - rotação 1.....	127
FIG. 6.4.9	Espectros dos envelopes - rotação 2.....	128
FIG. 6.4.10	Espectros dos envelopes - rotação 3.....	129
FIG. 6.4.11	Espectros dos envelopes - rotação 4.....	130
FIG. 6.4.12	Espectros dos envelopes - rotação 5.....	131
FIG. 6.4.13	Espectros dos envelopes - rotação 6.....	132
FIG. 6.4.14	Espectros dos envelopes - rotação 7.....	133
FIG. 6.4.15	Espectros dos envelopes - rotação 8.....	134
FIG. 6.4.16	Espectros dos envelopes - rotação 9.....	135

FIG. E.1 Espectro direto do rolamento 3.....163

ANEXO E

FIG. B.3 Representação do espectro para frequências positivas.....153

FIG. B.2 Representação do espectro para frequências positivas e negativas.....153

FIG. B.1 Representação tridimensional do espectro de uma função periódica.....152

ANEXO B

FIG. A.4 Onda e eco no domínio do tempo.....148

FIG. A.3 Espectro em frequência da média.....147

FIG. A.2 Média no domínio do tempo.....146

FIG. A.1 Fator de crista para desenvolvimento de falha em rolamento.....145

ANEXO A

LISTA DE SÍMBOLOS

f	Frequência	[Hertz]
t	Tempo	[Segundos]
T	Período	[Segundos]
$a(t)$	Envelope	
$\phi(t)$	Ângulo de fase	[Graus]
$x(t)$	Processo aleatório no domínio do tempo	
$\tilde{x}(t)$	Transformada de Hilbert de $x(t)$	
$\dot{x}(t)$	Derivada no tempo de $x(t)$	
c	Velocidade do som	[m/s]
Im	Parte imaginária do sinal	
Re	Parte real do sinal	
W	Potência sonora	[Watt]
I_n	Vetor intensidade sonora	[Watt/m ²]
dS	Elemento de área	[m ²]
dE_t	Fluxo de energia	[Watt/s]
F_r	Força na direção r	[N]
u_r	Velocidade da partícula	[m/s]
p	Pressão sonora	[N/m ²]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
$grad$	Gradiente	
Pa	Pascal	[N/m ²]
Δr	Distância dos microfones	[m]

R_{pu}	Correlação cruzada de pressão e velocidade
S_{pu}	Densidade espectral cruzada
Z_s	Impedância
L_e	Nível de erro na intensidade medida
k	Número de onda
f_i	Falha na pista interna
f_e	Falha na pista externa
f_{es}	Falha na esteira
$H(\theta)$	Função transferência
$R_{xx}(t)$	Função de auto correlação
$R_{xy}(t)$	Função de correlação cruzada
$G_{xx}(\theta)$	Densidade espectral
$G_{xy}(\theta)$	Densidade espectral cruzada
$\gamma^2(\theta)$	Função de coerência
mV	MilliVolt
K	Parâmetro de kurtose
F_c	Fator de crista
$C()$	Cepstra
FFT	Transformada rápida de Fourier
IFFT	Inversa da transformada rápida de Fourier
w_c	Frequência portadora

[Hertz]

[Hertz]

[Hertz]

[rad/m]

[dB]

[kg/m²]

LISTA DE TABELAS

CAPÍTULO 6	
Página	
TAB. 6.1.1 Intensidade sonora em decibéis do motor.....	103
TAB. 6.1.2 Pressão sonora em decibéis do motor.....	104
TAB. 6.1.3 Intensidade sonora em decibéis do microcomputador.....	105
TAB. 6.1.4 Pressão sonora em decibéis do microcomputador.....	105
TAB. 6.2.1 Ressonâncias de componentes.....	106
ANEXO A	
TAB. A.1 Valor de Kurtose para diferentes formas de onda.....	144
ANEXO D	
TAB. D.1 Resultados da análise modal da bancada.....	160
TAB. D.2 Resultados da identificação sonora 1250 rpm e 1500 rpm.....	161

RESUMO

O objetivo deste trabalho é caracterizar a detecção e o diagnóstico de falha em rolamentos através da aquisição de sinais de pressão e intensidade sonora, em estudo comparativo com o sinal de vibração.

Foram realizadas medições utilizando acelerômetro e sonda de intensimetria, com tratamento de sinais por Transformada de Fourier e Técnica do Envelope para análise em baixa frequência e em alta frequência, respectivamente. Os sinais foram adquiridos em bancada que tem possibilidades de variação de rotação e carga sobre o rolamento de teste.

Os resultados ratificaram a possibilidade de detecção e diagnóstico de falha pelo sinal vibratório, demonstrando sua superioridade no nível de informações geradas com relação aos sinais acústicos. A aplicação da Técnica do Envelope aos sinais acústicos se mostrou eficiente em quase todos os casos estudados.

ABSTRACT

The objective of this work is to characterize the detection and the diagnostic of ball bearings' failures by acoustic pressure and sound intensity signal acquisition, in comparison with vibratory signal.

Measurements were carried using an accelerometer and a sound intensity probe. The Fast Fourier Transform was used to analyze the low frequency signal acquired, while the high frequency signal was treated by the envelope technique. The tests were conducted with an experimental apparatus which allowed to control the ball bearing rotation and load.

The results have confirmed that it is possible to detect and diagnostic ball bearings' failures by the vibratory signal analysis with low or high frequencies and that the envelope technique application in pressure and intensity acoustic signal is also a useful tool to achieve the same conclusions.

1. INTRODUÇÃO

A manutenção ainda encontra um espaço representativo nos custos das empresas (FIG.1.1), e por este motivo é tema de constante discussão e estudos para melhorar sua eficiência, e minimizar sua participação neste quadro agregando tecnologia de ponta à sua área de atuação.

A FIG.1.2 apresenta o recente estágio da manutenção dentro da indústria a nível mundial, e a tendência para um futuro próximo com a reestruturação que ocorre atualmente.

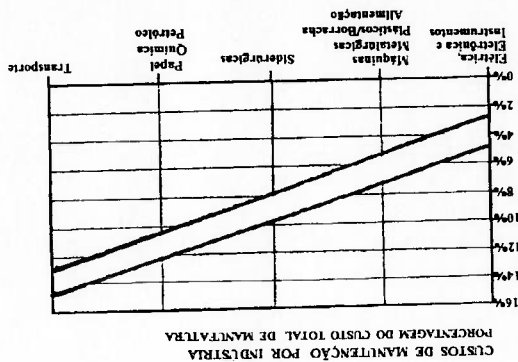


FIG.1.1 Custos de Manutenção por Indústria (PARDUE et al, 1992)

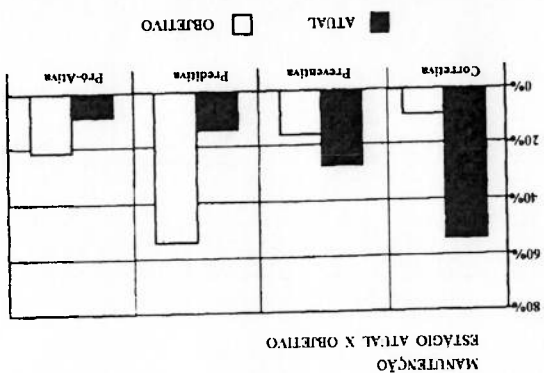


FIG.1.2 Manutenção: Estágio Atual X Objetivo (PARDUE et al 1992)

Evidentemente tais quadros são pertinentes aos países desenvolvidos, e no caso específico da manutenção preditiva no Brasil, encontram-se iniciativas ainda incipientes quanto a sua utilização em nível industrial. Embora investimentos nesta área venham sendo realizados por algumas empresas, esta segregada as de grande porte por demandar um custo inicial para aquisição de instrumentação e formação de mão-de-obra qualificada, além de problemas relacionados a redução de oferta de trabalho com a sua implementação.

¹ A Manutenção Pro-Ativa é um segmento da manutenção preocupado com a eliminação das fontes de falhas nas plantas industriais a partir das informações dos equipamentos monitorados.

A manutenção preditiva está basicamente relacionada ao monitoramento de

máquina e diagnóstico de falhas, que são conceitos interligados e por isto suscetíveis a definições diferenciadas por parte das várias comunidades científicas do mundo inteiro. MUSTER(1992) apresenta estes conceitos diferenciados e os discute em profundidade, propondo uma conceituação inicial para monitoramento e diagnóstico de máquina como "uma sequência integrada de processos no qual dados relacionados ao comportamento mecânico e performance de uma máquina são adquiridos e analisados com o propósito de diagnosticar falhas na máquina e apoiar decisões humanas ou automatizadas relacionadas a sua operação e manutenção". Neste trabalho é feita a utilização dos conceitos de detecção e diagnóstico de falha, atribuindo ao primeiro a caracterização do estado de falha do equipamento, e ao segundo a identificação do local ou componente onde esta ocorrendo a falha.

Para verificação da manutenção da máquina em condições que assegurem o funcionamento com eficiência, é procedido o seu monitoramento contínuo que permite a identificação de falha ou início de falha. O monitoramento tem por objeto parâmetros físicos selecionados, que foram identificados pela ISO Technical Committee 108, "Mechanical Vibration and Shock" e Working Group 17 "Vibration Condition Monitoring and Diagnostics of Machines" na ordem de importância : Temperatura, Vibração, Acústico, Força, Posição, Movimento Angular,...(MUSTER,1992).

A manutenção preditiva encontra nas vibrações sua principal ferramenta, essencialmente pela possibilidade de diagnóstico de falha a partir de um sinal que fornece informações sobre o equipamento sem a necessidade de sua parada, o que diminui sensivelmente os custos de produção. O sinal acústico constitui uma segunda instância a ser monitorada para verificação da condição da máquina, e algumas tentativas de viabilizá-la neste sentido foram feitas através do sinal de pressão sonora, mas

O monitoramento de sinais acústicos e vibratório para detecção e diagnóstico de falhas constitui um sistema gerador de informações, mas ainda não apresenta uma relação direta com a condição da máquina, ou com eventuais falhas que são modeladas a priori, representação que pode ser alcançada por técnicas de análise de sinais. Existem uma quantidade apreciável de técnicas, sendo que algumas foram especificamente criadas para o estudo de rolamentos (ANEXO A) a partir do aproveitamento do caráter impulsivo introduzido pelo choque entre os seus componentes. Neste trabalho as técnicas de análise utilizadas são a Transformada de Fourier para uma primeira abordagem do problema, e a Técnica do Envelope que tem uma conotação de avançar na aquisição de informações como uma ferramenta mais adequada para estudo do caso.

também o interesse contínuo pela manutenção de rolamentos. e a sua contribuição fundamental para conservação da precisão da máquina, verifica-se porcentagem de falha, ocasionada por vários motivos que serão descritos neste trabalho, útil que fica entre 10 a 20% da vida de projeto (BERRY, 1991). Por esta alta tolerância que é aproximadamente 1/10 da tolerância média de uma máquina e sua vida disseminados encontram-se os rolamentos, que apresentam peculiaridades segundo sua estudados para detecção e diagnóstico de falha. Entre os elementos de máquina mais ou elementos constituintes, que estão em maior ou menor grau sendo constantemente A aplicação de manutenção preditiva pode ser estendida a vários equipamentos do sinal acústico como uma possibilidade para aplicações neste campo de trabalho.

vetorial pode minimizar estes efeitos indesejáveis, incentivam a retomada da utilização implementação da técnica de medição de intensidade sonora, que por ser de natureza continuidade de trabalhos nesta direção. Recentemente avanços tem sido feitos com a dificuldades encontradas devido à sua suscetibilidade à ruídos externos inibiram uma

A Transformada de Fourier é a mais utilizada entre as técnicas de análise de sinais

pelas vantagens oferecidas no estudo de fenômenos periódicos no domínio da frequência.

A Técnica do Envelope, que reconhecidamente está entre as mais eficientes de

deteção e diagnóstico de falha em rolamentos a partir do sinal vibratório, teve sua

origem em estudos de transmissão de informações por sistemas de comunicações de

rádio em amplitude modulada. A técnica que hoje é disseminada em muitas indústrias,

ainda tem problemas de entendimento de seu conteúdo tanto entre pesquisadores como

usuários, e supõe-se que seu estudo com mais profundidade para aplicação em sistemas

de diagnóstico, aliado à sua aplicação para sinais acústicos, possam trazer novas

contribuições ao campo de pesquisa nesta área.

A manipulação dos parâmetros físicos e técnicas de medição e análise para

deteção e diagnóstico, vêm em um âmbito comparativo que é analisado segundo

critérios de sensibilidade e especificidade. Neste trabalho, a sensibilidade corresponde a

susceptibilidade de determinado parâmetro físico sob monitoramento às variações de

rotação e velocidade em faixas de frequência específicas. A especificidade verifica a

existência de faixas de frequência onde a relação entre parâmetro físico associado à uma

técnica teria uma prioridade de aplicação.

Ao propor um sistema que propicie condições de reconhecimento de um tipo de

falha segundo uma metodologia para extração de informações, é adotado um caráter

explorativo que utiliza elementos de trabalhos anteriores descritos na revisão feita à

seguir, mas que não estabelecem um referencial rígido a ser reproduzido. A partir desta

abordagem é esperado que o trabalho aqui realizado para o caso específico de

rolamentos possa ser extrapolada para outros sistemas mecânicos e/ou elementos

constituintes passíveis de falha.

baixas frequências) dos sinais vibratório, pressão sonora e intensidade sonora em frequências discretas.

. Detecção e diagnóstico de falha no espectro direto (monitoramento da falha em

1.3.2 Específicos

Caracterização do comportamento dos parâmetros acústicos quanto a detecção e diagnóstico de falha em rolamentos por medição e análise de sinais, através do estudo de técnicas reconhecidas para identificação de falhas em monitoramento vibratório, verificando comparativamente a sensibilidade e especificidade em faixas de frequência dos dois parâmetros físicos em uma abordagem teórico-experimental.

1.3.1 Geral

1.3 Objetivo do Trabalho

O objeto de estudo consta de um rolamento desmontável com uma carreira de esferas, com diâmetro interno da pista externa de 33 mm onde é realizado um furo com diâmetros e profundidades diferentes com usinagem por eletro-erosão na pista externa, para simular uma falha por fadiga. O rolamento é inserido em uma bancada que permite a variação de sua rotação e carregamento. O estudo para detecção e diagnóstico da falha é realizado pelo monitoramento dos parâmetros físicos vibratório e acústicos, sendo priorizado a abordagem pela técnica de medição de intensidade sonora.

1.2 Objeto de Trabalho

A medição acústica apresenta a característica de não ser invasivo nem intrusivo, segundo o conceito de ASHER(1983), não interferindo na medição com adição de massa diagnóstico de falha pronto para aplicação na indústria.

entre os objetivos deste trabalho oferecer um procedimento técnico de detecção e de dados seja mais próxima da realidade do trabalho de campo, muito embora não esteja componentes, como os rolamentos e mancais, de maneira que a condição de aquisição máquinas. A bancada foi concebida sem cuidados especiais quanto a precisão dos que ainda não encontram legitimidade junto as técnicas usuais de monitoramento de viabiliza como um referencial para estudo do comportamento dos parâmetros acusticos um conhecimento agregado bastante significativo dentro da análise vibratória, que o escolha de um rolamento como objeto de estudo é devido ao fato de apresentar variáveis monitoradas, técnicas de medição e processamento.

As justificativas apresentadas são referentes à escolha do objeto de estudo,

1.4 Justificativas

- Estudo que viabilize mais elementos para compreensão da técnica do envelope.
- Estudo do método de medição de intensidade sonora.
- maior eficiência.
- Identificação de faixas específicas de frequência onde os métodos alcançam
- Identificação da sensibilidade de cada método no espectro de frequência.
- sonora.
- Detecção e diagnóstico de falha em rolamentos pela aplicação da técnica do envelope (medição em alta frequência) aos sinais vibratório, de pressão e intensidade

ao sistema, e livre dos problemas de altas temperaturas, montagem (BOWERS,1991) e

acesso ao local de medição.

A intensidade sonora através de sua característica vetorial permite o isolamento

de uma fonte sonora, mediante um mapeamento espacial que produz um fluxo líquido

igual ao emitido pela fonte sonora sob monitoramento, minimizando o efeito do ruído de

fundo.

A técnica do envelope apresenta potencialidades como transmissor de

informações no diagnóstico de máquinas que ainda são pouco exploradas, apesar de sua

relativa disseminação na indústria para o caso de rolamentos, e considerando que o

mecanismo de modulação em amplitude ser inerente a máquinas rotativas e alternativas,

verifica-se que ainda tem um campo de aplicação muito grande.

A dissertação oferece um caráter abrangente em função do trabalho não estar

inserido em grupos de pesquisa estruturados nesta área, inexistentes à época de sua

execução na instituição à que está vinculada, o que faz com que cada assunto seja

tornado desde um nível não especializado para remetê-lo a um patamar que possibilite

sua operacionalização.

Com o advento dos rolamentos, veio a necessidade de sua conservação dentro de condições que permitam o seu bom desempenho, e por conseguinte do equipamento onde está inserido. Inicialmente procedia-se a Manutenção Corretiva, onde era realizada exclusivamente a troca do rolamento com a quebra, o que onerava muito o processo de produção por sua parada constante.

2.1. Técnicas de Detecção e Diagnóstico de Falha por Sinal Vibratório

envolvido:

Esta revisão foi dividida em itens para melhor tratamento de cada tema máquina na história da tecnologia.

evidência a importância da inserção e do constante desenvolvimento deste elemento de exposição com muita propriedade sobre estes aspectos em uma perspectiva histórica, que desenvolvimento tecnológico da indústria. Uma publicação da FAG(1986) faz uma ser processadas quanto à sua fabricação, utilização e evolução interativa com o Quando o assunto abordado é rolamento, uma infinidade de informações podem tratado no meio científico.

técnicas de diagnóstico de falha para uma visualização de como o assunto está sendo períodos onde foi reconhecida sua maior expressividade técnica. São registradas outras da arte dos temas envolvidos neste trabalho, em uma evolução histórica que prioriza os A revisão bibliográfica tem objetivo de fazer uma abordagem genérica do estado

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Posteriormente veio a implementação dos conceitos de prevenção da falha, que a partir de padrões de vida útil do rolamento procede a troca antecipada à falha, e viabiliza a parada programada do equipamento com a denominação de Manutenção Preventiva. Inconvenientes como a troca de um rolamento quando este ainda exibe condições de suportar muitas horas de trabalho, visto que existe um padrão estatístico para vida útil e portanto uma margem de erro, e problemas introduzidos com a frequente desmontagem e montagem dos rolamentos, induzem a um custo financeiro que exigia então o estudo de uma técnica mais apurada para detecção de falha.

A Manutenção Preditiva vem suprir este problema, na medida em que propõe um monitoramento constante do equipamento e permite no caso específico sob estudo, acompanhar o desgaste do rolamento no tempo. Ela aparece sob várias formas e entre as mais utilizadas estão a análise de óleo de lubrificação e sinais vibratórios adquiridos nos mancais de rolamento. Os sinais vibratórios apresentam um nível de informação superior em qualidade e quantidade, esclarecendo quanto a detecção e diagnóstico de falha com mais precisão.

A SKF (1961) tomou a iniciativa quanto a medição de vibrações em rolamentos e associação destas a possíveis falhas de fabricação. Nesta época já existia então, um equipamento que monitorava a amplitude de vibração e simultaneamente emitia um ruído por um alto-falante excitado pelo mesmo sinal, com o objetivo de controle de qualidade. Tal equipamento tem o nome de andrômetro e atualmente ainda é utilizado em empresas fabricantes como a FAG do Brasil.

WALLIN (1966) reuniu alguns conceitos de manutenção preditiva, ainda sob a referência de preventiva, monitorando o desgaste de rolamento através da temperatura dos mancais, da vibração e do ruído (com um pedaço de madeira encostado à face do mecânico) e inspeção do lubrificante.

BOTÖ (1971) estabeleceu um método para medição de vibrações em altas

frequências, que são excitadas pelo impacto do rolamento, a partir de um equipamento desenvolvido por EIVIND SÖHOEL em 1966, o Medidor de Pulso de Choque (ANEXO A). Com este equipamento e suas observações através do monitoramento do

desgaste de rolamento, desenvolveu um modelo para a falha, onde afirma que a amplitude da vibração é proporcional a velocidade da esfera e ao quadrado da profundidade de penetração da esfera na rolamento. Fazia uso também de uma saída do

signal em um alto-falante para auxílio na detecção da falha.

ENGIA, RASMUSSEN & LIPPE (1977) em um trabalho ligado a Engenharia

Naval para predição de falha em rolamentos, dividem o problema de monitoramento em

duas partes, a detecção de uma falha interna a máquina e suas características ou

assinatura do sinal, e estabelecimento de um critério qualificado para uma condição

aceitável de operação e/ou necessidade de manutenção. O artigo é referente a primeira

parte, onde estudaram técnicas mais adequadas em cada aplicação (situação de falha)

específica para extração da assinatura, utilizando o sinal vibratório. Fizeram estudo

experimental da transmissão do sinal através da estrutura da máquina, medindo a

impedância mecânica a partir da relação entre a excitação por martelo com transdutor de

força, e a resposta medida por acelerômetro. Demonstraram que os harmônicos mais

altos são mais amortecidos do que os em baixa frequência, e que estes têm um conteúdo

maior de ruído. A técnica para detecção inicialmente proposta é a Pulso de Choque, e

posteriormente em composição com a técnica do envelope. Os autores chegaram as

conclusões :

1. Os rolamentos de esferas com falhas nas pistas causam uma excitação no

espectro com grande faixa de frequência.

2. O desbalançamento e desalinhamento causam uma excitação em baixa frequência.

3. As frequências características (frequências originadas do impacto dos componentes em falha) dos rolamentos dependem de sua forma e de seu assentamento.

DYER & STEWART (1978) desenvolveram técnica estatística para verificação da condição de rolamento, chamada Kurtose (APÊNDICE A), que demonstraram manter-se constante para variações de carga e rotação. A extensão da falha e a sua propensão ao aumento podem ser previstas pela distribuição deste parâmetro estatístico em faixas de frequência, o que permite que esta técnica prescinda de um extenso levantamento histórico do equipamento.

BRAUN & DATNER (1979) propuseram um método para estudo de periodicidades no domínio do tempo, que possibilita a observação de propriedades do sinal tal como a associação da sua forma de onda com o intervalo de tempo sob análise, verificação esta, que segundo os autores, não é possível na análise espectral. O método baseia-se na decomposição do sinal em funções periódicas relacionadas as frequências de interesse, que são submetidas continuamente a médias até que os ruídos sejam minimizados e restem apenas os elementos periódicos. Uma vantagem apontada pelos autores na época é referente ao aumento da velocidade de processamento dos sinais. Exemplificaram aplicando o método ao caso de detecção de falha em rolamentos.

BRAUN & SETH (1980) retomaram o método anterior mas com a decomposição em componentes periódicos, repetitivo randômico e residual, onde introduzem uma banda de análise para a parte repetitiva randômica, e fazem um estudo de variância para extração de periodicidades nestas variações do sinal que posteriormente serão reincorporadas ao sinal de interesse (ANEXO A).

TAYLOR (1980) trabalhou com identificação de falhas em rolamentos por análise espectral. Apresentou as equações características de falha nas pistas interna e externa, gaiola, esfera e caracteriza no espectro de frequência a folga excessiva no rolamento e a falta de lubrificação.

BRAUN (1980) realizou um trabalho de conotação bastante abrangente com análise de assinatura de rolamentos com sinal vibratório e acústico. Verificou inicialmente os mecanismos de geração de sinal, e a modificação deste com a trajetória na estrutura, instrumentação e técnica de análise, introduzindo a adoção de cuidados preventivos para minimização destas fontes de erro com a apresentação de exemplos. Observou que para o esquema de detecção ser eficiente, este deve estar caracterizado com uma boa relação sinal - ruído, e uma boa resolução em frequência. Apresentou os espectros vibratório e acústico de um rolamento para fins de exemplificação dos procedimentos propostos, onde verificou-se a não concordância das ressonâncias. Fez um pequeno estudo do parâmetro de Kurtose e Fator de Crista para os dados adquiridos. Recomenda que relacionar o "threshold" da detecção de falha pelo espectro com a magnitude da falha normalmente é difícil execução. No caso este "threshold" deve ser determinado empiricamente por medições em uma amostragem representativa.

CHATURVEDI & THOMAS (1982) utilizando uma técnica de cancelamento adaptativo de ruído (ANC), habilitaram um diagnóstico de falha em rolamento com uma relação sinal - ruído mais alta. O ANC faz o uso de duas entradas, uma que contém o sinal contaminado (= sinal pretendido + ruído primário), e o sinal de referência que tem uma determinado grau de correlação com o ruído primário e é descorrelacionado com o sinal pretendido. O sinal de referência é filtrado de forma adaptativa de forma a trazê-lo o mais próximo possível do ruído primário (aumentando a correlação entre sinal de

referência e ruído primário) e subtrai-lo para obter o cancelamento. Neste artigo os autores aplicaram a técnica em composição com Kurtose, Análise Espectral e Cepstra para o diagnóstico de falha em rolamento (ANEXO A).

STEWART (1982) revisou o estado da arte de monitoramento de condição de máquina com sinal vibratório. Destacou três fatores importantes para constituição de sistema de monitoramento para rolamentos : rotação, distância do transdutor ao efeito monitorado e o nível de ruído. O autor discutiu os objetivos do processamento de sinais para diagnóstico e conclusivamente afirma que o investimento em um sistema de monitoramento a curto prazo é compensador financeiramente em comparação a manutenção corretiva e preventiva. Fez uma comparação entre o sinal gerado por uma falha em engrenagem, e o sinal de falha em rolamento. Tratou da inspeção de rolamentos e das técnicas para diagnóstico : Fator de Crista, Kurtose, Técnica do Envelope e outras, indicando os casos para os quais cada técnica é mais apropriada, com exemplos.

MARTINS & GERGES (1984) apresentaram trabalho sobre a técnica de Kurtose aplicada à detecção de falha em rolamento, mostrando experimentalmente o estudo em um mancal de rolamento. Segundo os autores o método não oferece uma viabilidade para as aplicações práticas que justifique sua utilização em larga escala.

A BRÜEL & KJÆR (1985) apresentou um folheto comercial com um resumo das técnicas mais usadas para detecção de falha em rolamentos : nível global, fator de crista, zoom, cepstra e técnica do envelope, citando vantagens e desvantagens de cada método.

ANGELO (1987) em uma publicação da Brüel & Kjaer fez um estudo similar a STEWART (1982) com ênfase na instrumentação apropriada para monitoramento de vibrações. Dividiu sua exposição em três segmentos, iniciando por considerações sobre o tipo de sinal proveniente de uma máquina, ilustrado na FIGURA 2.1, que associa

qualitativamente os elementos de uma máquina com as faixas de frequência. Dissertou sobre um bom sistema de detecção de falha, considerando os seguinte aspectos : detectar mais cedo possível a falha, evitar ao máximo os falsos avisos de falha e fornecer informação suficiente para direccionar o tipo de análise que deve ser aplicada ao sinal. Finalmente propôs o diagnóstico a partir das seguintes técnicas de análise : média no domínio do tempo, técnica de envelope, cepstra e uso do sinal de fase para identificação de desbalaceamento e desalinhamento.

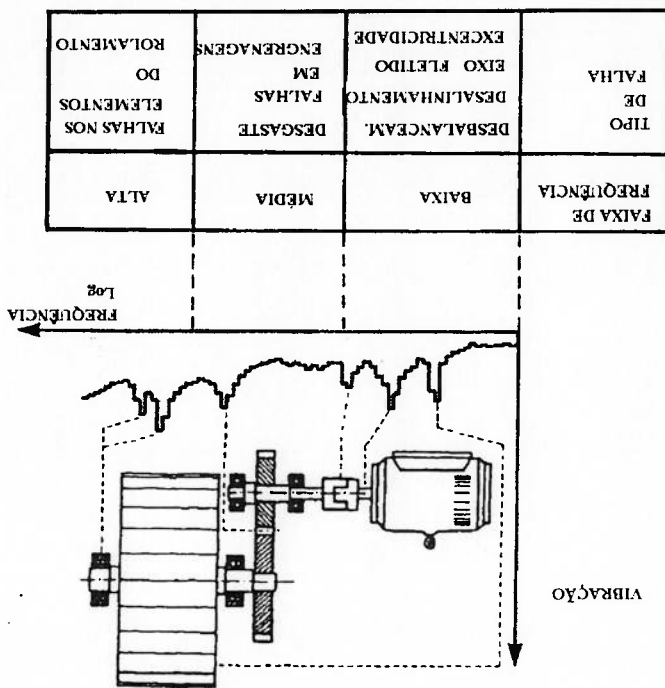


FIG.2.1 Faixas de Frequência para Detecção e Diagnóstico de Falha (SERRIDGE,1989)

LI & WU (1989) estudaram uma técnica de reconhecimento de padrões para monitoramento de rolamento integrado com sistema de computadores. A técnica de processamento utilizada (short-time), usa segmentos dos sinais aquistados para facilitar a estimativa da razão de impulsos e sua amplitude, que podem ser gerados pela falha localizada. Se esta razão é próxima a qualquer das frequências características de falha do rolamento e a amplitude é significativa, o classificador de padrão destinará o sinal em

As redes neurais podem ser projetadas para classificar padrões ou criar grupos padrões de acordo com a sua similaridade, através de sua flexibilidade de modelar processos a partir de dados reais. As redes são supridas com dados de entrada para treinamento da relação entrada/saída, e determinação de uma função transferência em tempo real. Para análise de assinaturas espectrais podem ser usadas como sistema de classificação e aglutinação de grupos. Na classificação cada assinatura que descreve o

dados contaminados por ruído. visando utilizar suas potencialidades na operação em tempo real e em tratamento de uma metodologia de monitoramento vibratório de rolamentos baseada em redes neurais, ALGUINDIGNE, LOSKIEWICZ-BUCZAC & UHRIG (1993) desenvolveram utilizada para detectar e diagnosticar falhas foi o cepstra.

de falha e que permite perceber a tendência de quebra do equipamento. A técnica aproximadamente 400 equipamentos, que foram selecionados em classes de severidade diagnóstico de máquinas com sinal vibratório. Montaram um banco de dados com WATTS & VAN DYKE (1993) desenvolveram um sistema especialista para reconhecimento de padrão.

similar a uma discretização de estados para a classificação do sinal pelo sistema de tempo, o que sugere uma nova representação no tempo do sinal. Este procedimento é propriedades, criando identificadores para cada estado com uma nova dependência no variações. Estes segmentos são isolados considerando a conservação de suas fazendo um janelamento que inclui alguns poucos picos de maneira a diminuir as consequência de flutuações nas frequências características e na amplitude no tempo, time, vem de encontro ao problema de deslizamentos dos elementos do rolamento e por diagnóstico do local da falha será fornecido pelo esquema proposto. A técnica short-uma categoria de extensão do dano. Devido a unicidade das frequências características, o

estado operacional da máquina é fornecida como entrada, e a saída é extraída na forma de uma classe. A rede é treinada para identificar um padrão arbitrário localizado entre uma sequência de possíveis estados. O agrupamento é verificado a partir das classes, onde observam-se similaridades estatísticas e/ou geométricas que permitem a classificação de novos padrões. Segundo os autores o problema de identificação e classificação de assinaturas pode ser dividido em três etapas : 1. Divisão das assinaturas em componentes que operam normalmente e os que possivelmente estejam em falha, 2. Compressão de dados das assinaturas espectrais e 3. Classificação das assinaturas. As duas últimas etapas se utilizam de algoritmos, que basicamente gerenciam a transmissão de informações entre os neurônios segundo a direção de propagação, e a relação entre entrada e saída para minimização do erro. O artigo exemplifica a aplicação para diagnóstico de falha em rolamento, que se mostrou eficiente para os casos de até três falhas na pista. Conclusivamente afirmaram que o sistema tem vantagens sobre as outras técnicas pela possibilidade de automatização completa do processo, além de observar na compressão de dados a preservação de propriedades estatísticas. A análise foi realizada em todo o espectro, diferenciadamente de outra técnicas que segregam a análise a faixas específicas do espectro, para a extração automática de características relevantes da amostra.

GOMEZ & PRADA (1995) desenvolveram trabalho estatístico para determinar

um classificador entre as condições de rolamento (com falha/sem falha) e as regiões

correspondentes às falhas características. Estabeleceram os parâmetros básicos para o

projeto do classificador, e o aplicam segundo o uso de funções discriminantes para o

estabelecimento de padrões no caso de falha na pista interna, externa, esfera e em bom

estado, ao que denominam de mapa territorial. A análise discriminante é uma técnica

estatística que usa combinações lineares diferentes de variáveis independentes, para formação de grupos que tenham um padrão característico.

2.1.2 Técnica do Envelope

A técnica do envelope foi desenvolvida inicialmente para resolver problemas de transmissão de informações em sistemas de comunicações, que basicamente consistia em estudar métodos de modulação que transferissem a parte que contém a mensagem inteligente para frequências mais altas em faixas definidas. Publicações de PANTER (1965) e SCHWARTZ (1980) estudaram o assunto dentro do âmbito de sistema de comunicações, definindo os vários tipos de modulação e demodulação. Mais tarde a técnica foi transportada para a área de diagnóstico de falhas em máquinas, onde mais extensivamente é utilizada para rolamentos.

McFADDEN & SMITH (1984b) em uma revisão da década anterior sobre a técnica do envelope alertaram para algumas limitações de sua aplicação, e de seu conhecimento completo. Para o caso de rolamentos, evidenciaram o deslizamento dos elementos, que ocasiona uma flutuação nas frequências características, e a consideração usual de que a modulação seria feita por uma onda senoidal, quando na verdade ocorre um pico com decaimento exponencial devido ao amortecimento, como questões que persistem para estudo.

Fizeram uma descrição da instrumentação utilizada e de suas principais características, e abordam o circuito detector de envelope com minúcia. O processamento dos sinais é feito por análise de banda estreita, fator de crista, cepstra e espectro do envelope para obtenção de informações sobre o rolamento.

obtida em desenvolvimento matemático, ficando a critério do pesquisador a escolha.

DUGUNDEGI (1958) afirmou que a passagem de uma variável para outra é facilmente porque a literatura algumas vezes refere-se à esta como modulação em frequência. Um esclarecimento é necessário para a denominação de modulação em fase, proposta. Um estudo de falha em um redutor de helicóptero para confirmação de sua possibilidade de diagnóstico de falha anterior a modulação em amplitude. Realizou um estudo através da Transformada de Hilbert, verificando que a modulação em fase apresenta a engrenagens por trinca devido a fadiga. Desenvolveu um modelo do sinal analítico fenômeno de modulação em amplitude e fase aplicado ao diagnóstico de falha em McFADDEN (1986) apresentou um trabalho bastante elucidativo quanto ao estudo.

também conhecido por envelope de energia e DUGUNDEGI que é aplicado no presente nominalmente relacionados aos autores dos estudos : RICE, CRANDAL & MARK, de cada envelope e conclusivamente as comparou. Os tipos de envelopes são estudou as similaridades e diferenças entre eles. Desenvolveu as propriedades estatísticas LANGLEY (1986) apresentou os tipos de envelopes para processos aleatórios e amplitude do sinal ainda é tema de estudo.

para evitar a concentração de harmônicos, observando que a quantificação desta pela Discutiram a severidade da falha e sua tendência de propagação usando o cepstra modulação.

rolamento. A banda de análise filtrada deve conter no mínimo duas bandas laterais de melhor posição do acelerômetro para aquisição do sinal é perpendicular ao plano do dominado por frequências da ordem da rotação do eixo. Também concluem que a Afirmaram que em rolamentos com falha carregados radialmente, o envelope é

modificação verificada nas características vibratórias propostas no modelo. O estudo contato da esfera com a falha na pista na região de alta frequência, e por conseguinte a eixo, falha na pista e trajetória de transmissão do sinal), e sua influência na energia de características periódicas de alguns tipos de cargas (estacionária, desbalançamento do falhas em posições arbitrárias. Fizaram um estudo experimental onde verificam as descrever a vibração de um rolamento induzido por uma simples falha, ou por múltiplas SU & LIN (1992) utilizaram o modelo de McFADDEN & SMITH (1984a) para confirmação, seguidos de uma análise detalhada.

rolamentos e engrenagens, e aplicou a técnica do envelope em exemplos práticos para para a sua melhor compreensão. Fez uma revisão de modulação causada por falhas em modulação e demodulação, identificando características a serem observadas no espectro WHITE (1991) apresentou um trabalho mais descritivo do mecanismo de caracterização da efetividade do método.

circuito detector de envelope, e foi utilizada uma amostra bastante representativa para nas pistas interna e externa, e esfera. A aplicação da técnica do envelope foi realizada por simulando vários tipos de falhas, puntual, risco, área e entrada de areia nos rolamentos, NUNES (1989) estudou experimentalmente diagnóstico de falha em rolamentos, rolamento para a identificação das frequências características de falha.

é o empregado neste trabalho. Realizaram um experimento para diagnóstico de falha em sinal ao circuito detector de envelope, e o comparou com o método digital proposto, que interna e externa. Descreveram o método tradicional de demodulação, pela sujeição do rolamentos, e apresentaram a diferença entre os envelopes provenientes de falha na pista pequena revisão do mecanismo de excitação de altas frequências por impacto em COURRECH & GAUDET (1988) em um folheto da B & K fizeram uma

destes fatores é feito a partir do sinal demodulado em alta frequência e em diferentes

bandas de filtragem.

LI & YOO (1995) fizeram um estudo experimental baseado em um algoritmo para operar a demodulação desenvolvido por MARAGOS (1993), para decodificar informações em amplitude modulada (AM) e frequência modulada (FM) por um operador de energia que aproximadamente estima o envelope do sinal de AM e a frequência instantânea de sinal de FM. Os autores aplicam este algoritmo para detecção de dois tipos de falha em engrenagens, por trinca, que neste artigo tem uma conotação de efeito distribuído monitorando os vários estágios de desenvolvimento desta, e lascamento, que é introduzido artificialmente. Comprova-se que o algoritmo é mais apropriado para diagnóstico de lascamento, pelo sinal impulsivo que introduz no sistema.

2.2 Técnicas de Detecção e Diagnóstico de Falha por Pressão Sonora

A utilização do sinal de pressão sonora para detecção de falhas em rolamento é mais antiga que o sinal vibratório, visto que a audição do homem devidamente treinada constituir o mecanismo de aquisição e processamento de sinal. Ainda que um tipo de conhecimento constituído de muita intuição e pouca técnica, pode-se afirmar que através dos anos cumpriu, e em uma parcela significativa da Indústria Brasileira ainda realiza importante função dentro da manutenção de equipamentos.

Evidentemente que a manutenção em indústrias não deveria ficar na dependência da experiência de alguns trabalhadores, e com os avanços em instrumentação e técnicas de processamento e análise de sinais, a pressão sonora foi estabelecendo um campo de atuação, que embora atualmente ainda esteja mais voltada para a área de controle de ruído, apresenta alguma evolução na área de diagnóstico de falhas em equipamentos.

LYON (1987) apresenta em sua publicação um importante trabalho na área de ruídos provenientes de máquinas as variáveis passíveis de monitoramento para verificar a condição da máquina, e técnicas de processamento e análise voltadas para diagnóstico.

As primeiras medições de pressão sonora em indústrias tiveram como objetivo o controle de ruído de máquinas, e para tanto eram feitas medições de potência sonora emitida pelos equipamentos em campo livre para minimização de ruídos externos e reflexões no campo de medição. HÜBNER (1973) estudou em detalhe o emprego deste método e analisou os erros envolvidos nestas medições. SCHULTZ (1973) tratou deste assunto implementando considerações sobre eventuais melhorias nas medições de potência sonora para equipamentos.

GIORDANO (1973) fez algumas medições de pressão sonora em aparelhos domésticos tentando perceber a contribuição da parcela de ruído irradiado por rolamentos em relação ao ruído total transferido ao ambiente, e concluiu que esta é mínima comparada as outras fontes.

JAYARAM & JARCHOW (1978) estudaram experimentalmente a radiação sonora de rolamentos de esferas em uma câmara anecóica, verificando as alterações com a variação da rotação e da carga radial na emissão de ruído, utilizando lubrificantes diferentes. Observaram que ocorre um acréscimo significativo no nível de ruído com o aumento da rotação, e um acréscimo em uma taxa menor com o aumento da carga. Foi verificado que lubrificantes com viscosidade mais alta contribuíram para a diminuição do nível de ruído. Identificaram algumas fontes de ruído do rolamento, como a imprecisão na sua fabricação e montagem imprópria, além das fontes de ruído externo.

JOHANSSON (1979) fez um estudo suscito sobre os ruídos provenientes de motores elétricos de uso doméstico. Realizou algumas medições que permitiram verificar ruídos de natureza mecânica e eletromagnética, e a presença de modulações nas

frequências mais altas, que após a demodulação permitiram identificar uma falha no

rolamento.

WHEELER (1982) discutiu a normalização existente (APÊNDICE 1) para

medição de ruído proveniente de máquinas, com principal intuito de medição de potência sonora, e quantificou erros existentes em medição de campo livre, ambiente reverberante e semi-reverberante. Também fez uma exposição das técnicas disponíveis para

localização e diagnóstico de fontes de ruído em máquinas. Dissertou sobre o uso da

audição, de microfones direcionais, e de um critério de variação de carga e rotação para

melhor observação das modificações no espectro. Ainda mencionou a estimativa de

potência sonora para verificar a contribuição de cada fonte da máquina para o nível

global. Abordou a medição de vibrações de superfície como meio de estimar a pressão

sonora pelo princípio da reciprocidade (FAHY, 1994). Citou também o uso de

intensidade sonora para a localização de fontes.

IGARASHI & YABE (1983) estudaram experimentalmente procedimentos para

diagnosticar falhas em rolamentos a partir da pressão sonora em câmara anecóica. Neste

trabalho a falha foi feita nas pistas interna, externa e esfera, e a bancada desenvolvida foi

prevista para aplicação de carga axial. A falha nos componentes foi feita por eletro-

erosão ou pressionando uma esfera de pequeno diâmetro sobre a pista, produzindo

diferentes diâmetros e profundidades. O microfone foi posicionado em três direções com

relação a fonte : 0°, sentido axial, 45° e 90°, sentido radial. Demonstraram que esta

última configuração é mais sensível para ondas sonoras de natureza impulsiva, e que

praticamente se mantém inalterado para variações angulares no sentido radial.

A técnica de análise utilizada foi o espectro na frequência, e conseguiram

identificar os modos naturais de vibrar da pista externa, no caso de falha na pista interna.

localizações da fonte mas a partir da diferença no tempo de chegada do sinal em outros estabelecendo uma faixa de possíveis posições da fonte, e o segundo também determina posição das esferas na pista de rolamento no momento da emissão acústica a posição real da fonte sonora pela combinação de dois métodos. Um determina a com um carregamento e espessura de filme lubrificante especificados. O método localiza experimentalmente a localização de trincas sob a superfície através da emissão acústica, do contato dos elementos do rolamento. Com este método, o autor detectou sonoras para o caso específico de detecção de trincas por fadiga que ocorrem em função

YOSHIOKA (1992) desenvolveu um método para determinar a posição de fontes

características e das principais causas de geração de ruído em rolamento.

Fez uma pequena revisão dos modos de vibrar do rolamento, das frequências vibração induzida pelo rolamento sobre a estrutura que emite o som para o ambiente. uma parte diretamente irradiada pelo rolamento, e outra mais significativa ocasionada pela

BAYER (1989) explicou que os rolamentos geram um ruído que é composto por bom nível de confiabilidade.

pressão sonora, ratificando a possibilidade de diagnóstico de falha em rolamento com um concordância muito boa. Concluíram com várias observações sobre o espectro de baixas frequências existe uma pequena diferença e no restante do espectro há uma diferença entre os níveis de amplitude da pressão sonora e aceleração, e indicam que nas observando que os picos para vibração são mais agudos. Um gráfico apresenta a foi verificada que as ressonâncias envolvidas eram coincidentes e proporcionais, técnica de demodulação. Com a aquisição do sinal acústico e vibratório simultaneamente, uma amplitude maior nos harmônicos mais altos, fato que viabiliza o estudo através da interna e nas esferas. Pelos espectros foi possível observar que a frequência de falha tem Apresentaram nos resultados os efeitos de modulação que aparecem com a falha na pista

dois sensores acústicos em posições deslocadas de um certo ângulo entre si. O cruzamento das duas informações localiza a fonte de ruído.

RYCKALTS (1992) fez uma exposição sobre o diagnóstico de falha em rolamento com uma análise em baixa e alta frequência, que permitem identificar o aparecimento de falhas, fazendo também uma pequena revisão da técnica do envelope. A inovação introduzida verifica-se pela técnica do SEB (Spectrum Emitted Energy), um método desenvolvido pela SKF para detecção de falha em alta frequência (250 KHz - 350 KHz) por emissão sonora. A detecção é realizada por transdutores acústicos, semelhantes aos microfones usuais (condensador). O sinal é gerado principalmente por falha na lubrificação, que propicia a ocorrência de impactos de curtíssima duração entre pista e estera.

HAMZAÛI, BOISSON & LESUEUR (1993) fizeram uma associação do diagnóstico vibratório ao acústico, que inclui as identificações das frequências e de sua localização espacial na bancada de teste. O artigo faz uma pequena revisão do modelo teórico de um sistema rotor com a simulação de falhas como desalinhamento, desbalanceamento e rolamento com falha. O cálculo do campo sonoro gerado é baseado na discretização da estrutura como fontes sonoras isoladas situadas na superfície. O estudo experimental foi feito em bancada composta de motor, redutor e mancais, com possibilidade de movimento lateral e variação de carregamento e rotação do rolamento de teste.

Concluíram que existe relação entre falha e ruído, e que o desbalanceamento e desalinhamento do rotor aumentam o nível de pressão sonora, admitindo que as falhas podem ser caracterizadas pela potência acústica ou pela variação espacial da pressão sonora. A abordagem teórica oferece uma boa predição do ruído emitido pela máquina.

CARNEY, MANN III & GAGLIARDI (1994) realizaram um trabalho sobre diagnóstico de falha em máquinas em ambientes ruidosos, com uma filtragem adaptativa para cancelamento de ruído dentro das mesmas proposições de CHATURVEDI & THOMAS (1982) para sinal vibratório. A técnica de análise de sinal utilizada para detectar foi espectro em frequência, cepstra e Kurtose. Concluíram sugerindo a viabilidade de uso de cancelamento adaptativo de ruído no diagnóstico de falha, e observaram a questão da distância entre microfone e máquina como importante, mas reinteram que a pressão sonora não se qualifica como uma ferramenta de detecção tão eficiente como a medição de vibração. A análise experimental é realizada para os casos de diagnóstico de falha em rolamento e em furadeira radial.

PISTONO, MARTINEZ & SANTOLARIA (1995) estudaram o monitoramento de máquinas pela análise espectral acústica, mais especificamente abordaram a detecção e diagnóstico de falhas em motores Diesel. Foi considerado apenas um cilindro e instalado em um dinamômetro para variação de carga e rotação. As medições acústicas foram acompanhadas de medição de pressão, temperatura, vibração e consumo de óleo para verificação de possíveis correlações. A análise foi feita a partir do espectro de pressão e da intensidade sonora. Após a verificação das fontes em estado normal de funcionamento, foi introduzida uma falha na válvula de exaustão e altera a injeção de combustível para comparação das modificações no espectro. Concluíram afirmando que a análise espectral acústica constitui um meio eficiente de detecção de falha em máquinas complexas.

2.3 Intensidade Sonora

A intensidade sonora tem uma extensa participação como técnica de análise do comportamento de campo sonoro. Embora sua importância tenha sido verificada desde há muito tempo, quando Lord Rayleigh no século XIX já estudava o assunto e fazia as primeiras medições (FAHY, 1989), o seu aproveitamento como técnica de medição eficiente é relativamente recente, especialmente em decorrência do surgimento de técnicas digitais de processamento e desenvolvimento de instrumentação adequada.

CLAPP & FIRESTONE (1941) desenvolveram um primeiro instrumento para medição do fluxo de energia sonora, que consistia em um microfone com elemento piezoelétrico como transdutor de pressão, e outro que basicamente era formado por um anemômetro de fio quente para medição de velocidade da partícula.

BOLT & PETRAUSKAS (1943) apud FAHY (1989) foram os primeiros a utilizar apenas dois transdutores de pressão, mas ainda considerando o estudo de CLAPP & FIRESTONE (1941) para a medição de características acústicas de materiais.

BAKER (1955) utilizou um equipamento semelhante, e introduziu a possibilidade de multiplicar e integrar eletronicamente as quantidades para obter um valor de intensidade mais confiável, mas que tinha excessiva sensibilidade aos movimentos de ar no ambiente de medição.

SCHULTZ (1956) foi responsável pelo desenvolvimento de uma sonda para medições práticas. Implementou o princípio empregado por BOLT & PETRAUSKAS (1943) apud FAHY (1989), pelo qual o sinal de velocidade da partícula pode ser obtida integrando a diferença entre os sinais dos transdutores de pressão, que estão espaçados de uma pequena distância relativa ao comprimento de onda da maior frequência de

interesse. Segundo a autor a configuração dos microfones em 180° , e a falta de entendimento do fenômeno físico, contribuíram para que os resultados não confirmassem a expectativa.

BURGER et al. (1973) fizeram a primeira medição de potência sonora a partir de intensidade. Inicialmente trabalharam com uma combinação de microfones de pressão e velocidade, e em estudo posterior (1979) comprovaram a superioridade da combinação de dois microfones idênticos de pressão sonora. Desenvolveram também o primeiro medidor analógico para grandes faixas de frequência e dinâmica.

HOGSON (1977) realizou trabalho experimental onde utilizou a técnica dos dois microfones para avaliar a potência sonora irradiada por cada componente de um sistema de refrigeração, pelo uso da correlação cruzada entre velocidade e pressão. Fez uma primeira análise de alguns erros envolvidos, e concluiu que a técnica é confiável para medição de potência sonora de máquinas no local de trabalho sob um campo sonoro complexo.

FAHY (1977) descreveu pela primeira vez a técnica baseada na determinação de intensidade a partir do espectro cruzado dos sinais de dois microfones, que é atualmente aceita como a mais eficiente . A descrição desta técnica está detalhada na sequência da dissertação. O autor implementou a técnica experimentalmente na medição do campo sonoro gerado por um motor diesel, e comparou com o espectro da intensidade de onda plana e apresenta a concordância dos resultados.

PAVIC (1977) descreveu um método para medição de intensidade no tempo utilizando dois microfones, denominado método direto. Faz uma análise da precisão dos resultados com a presença de ruído e com a introdução do erro pela diferença de fase entre os canais de instrumentação.

sonora para descrição do campo sonoro, com ênfase na direcionalidade do vetor
PETTERSEN (1981) realizou um trabalho de cálculo e medição de intensidade

e JACOBSEN (1989) estudou erros aleatórios.
(1981), THOMPSON & TREE (1981) e CARLES (1982) trataram de erros sistemáticos
se como referências complementares para estudo: THOMPSON (1981), SEYBERT
literatura apreciável, e têm no decorrer deste trabalho alguns pontos desenvolvidos. Cita-
A análise de erros incorridos na medição de intensidade sonora encontra

inconveniente de aumentar o tempo de processamento no analisador.
fase entre os canais. A correção é importante nas medições práticas, mas tem o
equacionamento desenvolvido, fornecem o espectro da intensidade com a correção de
espectros cruzados são realizados antes e após a comutação dos canais, que inseridos no
determinada configuração física dos microfones, e posteriormente inverter os canais. Os
no presente estudo. O método consiste em fazer a aquisição dos dados em uma
de fase entre os dois canais de medição, característica fundamental como será explicado
CHUNG (1978) propôs um método para eliminar o erro proveniente da diferença

uma câmara reverberante e foram considerados com boa concordância.
componentes automotivos. O resultado foi comparado com a medição de potência em
cruzado entre dois microfones, e o aplicaram para medição de radiação sonora de
para determinação de intensidade sonora baseada na parte imaginária do espectro
CHUNG & POPE (1977) apud FAHY (1989) desenvolveram uma expressão

verificou-se necessária para eliminação dos efeitos de reflexão.
para separação e definição dos centros acústicos dos microfones, que mais tarde
a intensidade em termos de parte imaginária e real. Na época não empregou um plug
para avaliar a intensidade sonora irradiada por um motor de vários cilindros, expressando
ALFREDSON (1977) apud FAHY (1989) empregou dois microfones face-a-face

intensidade, mostrando mediante o estudo de fontes pontuais de potências iguais e/ou diferentes, o aparecimento de fontes e a formação de áreas de absorção no campo sonoro. Exemplos de comportamento da intensidade sonora emitida por fonte monopolo perturbada por alguns tipos de barreiras, e pela presença de ressonadores acústicos na superfície próxima ao fluxo são analisados pelo autor.

RASMUSSEN (1984) fez um estudo experimental para identificação de fontes de ruído predominantes em motores diesel, visando reduzir o nível de ruído. Faz medição ponto-a-ponto (discretas), estabelecendo tempos de aquisição de dados sincronizado com ciclos característicos, como a rotação do virabrequim, para evidenciar ruídos impulsivos periódicos existentes. Com a identificação das fontes predominantes, inseriu material isolante nestas para amortecimento, e finalmente compara a emissão de ruído em faixas de frequência com/sem material.

KENDIG (1988) estudou a aplicação da técnica de intensidade sonora para diagnóstico de máquinas, como uma forma de identificar rapidamente falhas específicas, minimizando a interferência do ruído de fundo. O autor fez uma breve revisão matemática do método, e aplicou inicialmente a um conjunto motor redutor de ponte rolante para identificação das principais fontes de ruído. Simulando variação de carregamentos e rotação, percebeu as modificações sofridas pela distribuição espacial da intensidade, concluindo a possibilidade do uso da técnica para diagnóstico de falha. Aplicou o mesmo procedimento a um conjunto motor e dois redutores, onde obteve resultados semelhantes aos obtidos no primeiro caso.

JOHNS & PORTER (1988) aplicaram a técnica de intensimetria para a medição de ruído em estações de compressão de gás natural, e a partir do estabelecimento de uma classificação das principais fontes de ruído, adotaram medidas de controle de ruído de acordo com os níveis permitidos pela legislação local (Quebec, Canadá).

RASMUSSEN (1989) fez uma revisão da medição de intensidade sonora dando ênfase a necessidade de fazê-la em três dimensões (4 microfones) para descrição de campos sonoros mais complexos. Discutiu a aplicação com a investigação do campo próximo de uma chapa de aço excitada com um sinal senoidal suportada por dois amortecedores viscosos, e analisou o campo sonoro dentro de um automóvel, e nas proximidades de um motor diesel.

TICHY (1989) realizou importante trabalho sobre a aplicação de intensidade sonora para controle de ruído. Fez uma revisão matemática do método, apresentou as equações implementadas para medição e os erros envolvidos. Dissertou sobre a medição de potência sonora, medições de perda de transmissão, do coeficiente de absorção de materiais e identificação de fontes. Apresentou alguns exemplos e realizou uma abordagem elaborada do fenômeno físico.

TANDON (1989b) estudou o efeito do ruído de fundo na localização de fonte sonora pela técnica de intensidade sonora. O artigo demonstra que a técnica obtém bons resultados até com um nível de ruído igual a potência sonora da fonte sob monitoramento. JACOBSEN (1992) também estudou o efeito do ruído de fundo, mas desenvolvendo relações entre os indicadores de campo previstos na normalização (APÊNDICE 1) que propiciavam a correção das medições.

TANDON & NAKRA (1990) fizeram um estudo experimental para detecção de falha em rolamentos de esferas com a técnica de intensidade sonora. Construíram bancada que possibilitou a variação do carregamento e rotação do rolamento com falha. Mediram os níveis de intensidade e pressão sonora com falha e sem falha, nas pistas interna e externa, para diferentes rotações e carregamentos. A análise incluiu também diferentes tamanhos de falha. Extrairam as seguintes conclusões :

JACOBSEN (1992) estudou a influência do ruído de fundo nas medições de intensidade sonora. Normalmente as medições são aferidas por indicadores de campo para verificação da precisão das medições. O autor propôs relações que estimem preditivamente a precisão das medições para três tipos de distúrbios de campo sonoro,

de 650 rpm para pressão sonora, a detecção de falha não é efetiva. Observaram que com uma rotação abaixo de 300 rpm para intensidade sonora, e abaixo Hz e entre 780 Hz como as mais suscetíveis de mudanças com a inclusão da falha. Analisaram o espectro de intensidade sonora, apontando a faixa entre 400 e 600 mas é maior para intensidade em quase toda faixa de teste.0

2. A detectibilidade aumenta com a rotação para intensidade e pressão sonora, carga, mas ainda é melhor do que a mesma para pressão sonora. 1. Em geral a detectibilidade para intensidade sonora diminui com o aumento de

conclusões : comportamento quando medido comparativamente a pressão sonora, o que resulta nas de amplitude de um rolamento bom e aquele portador de falha, analisam seu Os autores, a partir da definição de detectibilidade como a diferença entre o nível profundidade maior do que 100 µm.

5. A intensidade aumenta bastante com diâmetro maior que 250 µm e informações.

4. Com um diâmetro de falha menor que 200µm a detecção é muito pobre em 3. Com o aumento da rotação a intensidade aumenta. 2. Com o aumento da carga, a intensidade diminui. possivelmente em função da maior proximidade ao transdutor. 1. A pista externa oferece melhores condições para detecção de falha.

difuso, ruído reverberante e gerado parcialmente pela fonte e parcialmente por outras fontes.

SHIRAHATTI & CROCKER (1993) fizeram um importante estudo experimental

dos principais aspectos a serem observados para uso da técnica : 1. Escolha entre medição ponto-a-ponto e varredura , 2. Distância entre superfície de medição e fonte, 3. Efeito de ruído de fundo na medição e 4. Uso dos indicadores de campo para verificação da confiabilidade das medições.

Com a utilização de uma fonte sonora de referência chegaram as seguintes conclusões :

1. Aumentando o número de pontos de medição na superfície, ocorre uma melhoria na estimativa da potência sonora da fonte.
2. Aumentando a distância da superfície de medição da fonte não ocorrem mudanças significativas na potência sonora.
3. O método de varredura é mais preciso do que o ponto-a-ponto.
4. Com o aumento do ruído de fundo a precisão da medida de potência sonora diminui.

JACOBSEN (1993) estudou a influência do ruído elétrico de microfones e pré-amplificadores na medição de intensidade sonora. Segundo o autor este ruído não tem influência sistemática na medição, mas uma contribuição aleatória particularmente em baixas frequências.

3. REVISÃO MATEMÁTICA

Esta revisão matemática tem o objetivo de esclarecer alguns conceitos de modulação e demodulação para melhor entendimento da técnica do envelope, e apresentar os princípios teóricos da técnica de medição de intensidade sonora.

3.1 Técnica do Envelope

3.1.1 Generalidades

Em algumas situações existem dificuldades para extrair informações significativas do espectro direto de sinais vibratórios de máquinas. Por exemplo, frequências características geradas por falhas em rolamentos podem ter pequena amplitude, o que frequentemente causa o mascaramento (baixa relação sinal/ruído) por outros componentes espectrais em baixa frequência com conteúdo de energia maior, provenientes da mesma máquina ou de máquinas nas proximidades. A técnica do envelope é considerada um método conveniente para eliminação destes componentes indesejáveis porque analisa o sinal em alta frequência.

Analogamente em sistemas de comunicações, para viabilizar uma transmissão de informações mais eficiente, e tornar disponível bandas de frequências maiores para a transmissão de informações (PANTER, 1965), o sinal que as contém é deslocado para as altas frequências fazendo uso de técnicas de modulação (Amplitude Modulada, Frequência Modulada),

Importante perceber a relação entre as duas situações, que têm em comum o objetivo de geração de informação e o uso do processo de modulação e demodulação como objeto de estudo, diferindo entretanto quanto ao aspecto de origem da modulação. No caso de falha em rolamento, existe um processo físico de modulação inerente ao

sistema mecânico sem um controle aparente, e em comunicações são escolhidos os sinais, ou as bandas de frequência que vão ser modulados, e o processo de modulação utilizado.

3.1.2 Modulação

Em sistemas de modulação de onda contínua utilizados em comunicações, uma frequência senoidal é utilizada como portadora, e as informações são incorporadas nesta mediante o controle de duas variáveis: amplitude e frequência (PANTER, 1965; SCHWARTZ, 1980). Ao processo de variação de uma ou mais destas variáveis de uma onda em alta frequência por meio da multiplicação por um sinal de frequência mais baixa onde se encontram as informações chama-se **modulação**. Em comunicações o processo de modulação encontra-se sob vários tipos diferentes de acordo com a sua aplicação para transmissões (PANTER, 1965).

O deslocamento da frequência ou banda de frequências que contém a informação (sinal modulador) é essencialmente um processo de multiplicação no tempo por um sinal de frequência mais alta (sinal portador). Este processo é não linear, dando origem a novas frequências (bandas de frequências) que não estão harmonicamente relacionadas a qualquer das frequências originais (FIG 3.1.2). A FIG.3.1.1 apresenta uma onda resultante da modulação em amplitude de onda senoidal de alta frequência por uma onda senoidal de baixa frequência com aproximadamente a mesma amplitude no domínio do tempo. A baixa frequência, ou sinal de modulação causa uma flutuação na amplitude do sinal de alta frequência.

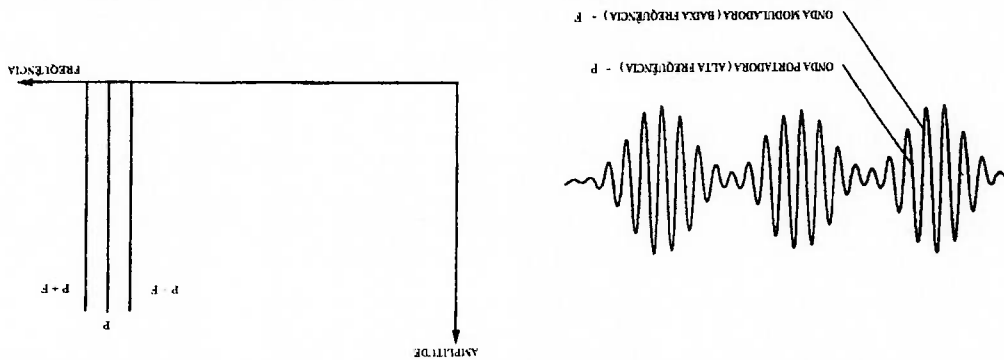


FIG. 3.1.1 Modulação em Amplitude no Domínio do Tempo (WHITE, 1991) Domínio da Frequência (WHITE, 1991)

Bastante elucidativo a verificação do que ocorre no domínio da frequência decorrente da multiplicação dos sinais portador e modulador. PANTER (1965) mostra que se existe um sinal modulado por uma senóide :

$$e(t) = [g(t)] \cdot \cos 2\pi \cdot F \cdot t \tag{3.1.1}$$

Aplicando a T.F obtém-se aproximadamente :

$$E(f) = \frac{1}{2}G[(P-F)] + \frac{1}{2}G[(P+F)] + D.C \tag{3.1.2}$$

Ou seja, houve um deslocamento do sinal portador de informação de frequência F, para a frequência P, característica fundamental para análise do sinal modulador, e extensivamente usada em sistemas de transmissores de comunicações AM e FM.

Importante observar quanto à relação de ordem de grandeza da frequência dos dois sinais, visto que a frequência portadora da informação comporta-se como frequência de amostragem desta, e tem a função de preservar as características de amplitude e fase do sinal que contém a informação, o que também justifica a escolha de $P \gg F$, além da eliminação do ruído de fundo.

O fenómeno de modulação em equipamentos mecânicos é observado sob dois aspectos : modulação em amplitude e frequência, que envolvem a multiplicação de frequências existentes na dinâmica do sistema. Como processo físico proveniente da dinâmica, a modulação carrega informação da condição da máquina e de seus componentes, e torna-se passível de ser monitorada para fins de acompanhamento do funcionamento e desgaste.

No presente trabalho, verifica-se predominantemente o caso de Modulação em Amplitude, com possibilidade de alguma modulação em frequência, o que direciona o trabalho para estudo do primeiro caso.

As falhas em rolamentos produzem uma série de impactos que podem ser comparados à pequenos impactos de martelos. Estes serão transmitidos à estrutura do mancal onde está assentado o rolamento, excitando-a em suas frequências naturais ou ressonâncias, fenómeno detalhado em modelo descrito neste trabalho. A frequência de impacto da falha na pista externa corresponde a informação a ser extraída ou sinal modulador, e a ressonância excitada, o sinal que vai ser modulado ou o portador da informação. Verifica-se portanto que a frequência de impacto, ao multiplicar a ressonância é deslocada para uma alta frequência e pode ser observada na forma de duas bandas laterais à frequência de ressonância modulada.

A literatura consultada não têm referências específicas para explicação do motivo pelo qual algumas frequências seriam moduladas e outras não, ou por outra, se existe um grau de modulação em todas as frequências e somente em algumas o efeito se manifesta com mais rigor. Percebe-se claramente a existência de um vazio quanto a este aspecto, para verificação de uma transferência mais consistente do tema modulação/demodulação dos sistemas de comunicações para a área de diagnóstico de falhas. Portanto a determinação da alta frequência excitada ainda depende de método

tentativa e erro para ser encontrada. Favorece a observação do aparecimento de bandas laterais na frequência modulada, mas que consiste em informação insuficiente que forneça elementos para traçar numa proposta teórica. Neste trabalho, a abordagem adotada limita-se à realização de Análise Modal, e o mapeamento sonoro da estrutura para quantificar as ressonâncias características que eventualmente sejam moduladas.

Importante observar que se existe a modulação de um sinal de alta frequência, fisicamente o sinal de baixa frequência não é passível de utilização pois ele não está presente continuamente, mas em pontos discretos que são amostrados de acordo com a frequência do portador. Para tanto recorre-se a uma técnica que permita extrair a envolvente, ou o envelope do sinal portador que corresponde ao sinal modulado. Ao processo de extração do envelope e análise deste sinal chama-se **demodulação**.

3.1.3 Demodulação

A FIG.3.1.3 (LANGLEY, 1986) apresenta um sinal de banda estreita que é modulado por $a(t)$, também é denominado envelope de $x(t)$. Este envelope consiste na curva que une os picos de $x(t)$ como apresentado, e a sua recuperação a partir de $x(t)$ é o principal objetivo para a observação da frequência de impacto da esfera com a falha.

O processo de extração do envelope, ou demodulação em amplitude do sinal portador, pode ser obtido pelo uso de um aparelho analógico composto por diodo, capacitor e resistor chamado "detector de envelope" (SCHWARTZ, 1980), ou através da técnica digital pela utilização da Transformada de Hilbert. No presente trabalho a extração do envelope é realizada pela técnica digital que é baseada na reconstrução do sinal analítico de sinal de impacto de falha do rolamento (modulador) sobre a ressonância (portador).

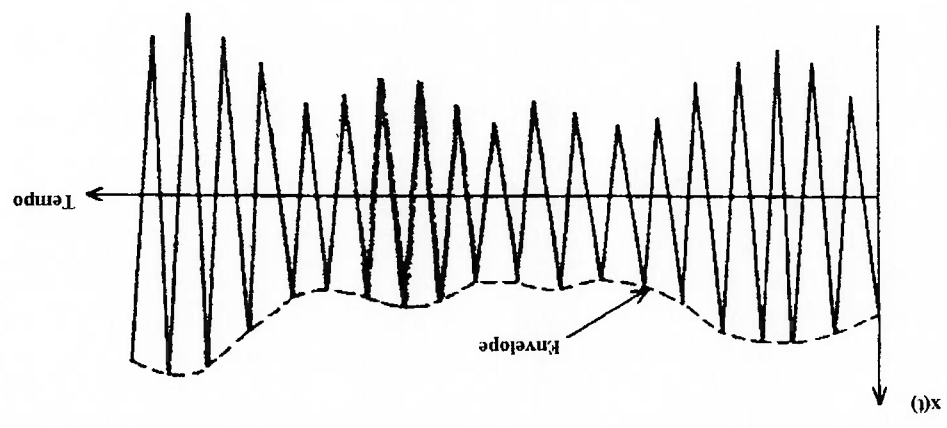


FIG.3.1.3 Envelope de Sinal com Amplitude Modulada (LANGLEY, 1986)

Um processo aleatório $x(t)$ pode ser escrito como a parte real de um processo complexo $z(t)$ com a seguinte forma:

$$z(t) = x(t) + iy(t) \tag{3.1.3}$$

onde $y(t)$ é também um processo aleatório. $x(t)$ pode ser expresso como uma curva senoidal com variação de amplitude e fase.

$$x(t) = a(t) \cdot \cos \phi(t) \tag{3.1.4}$$

onde $a(t) = |z(t)| = \sqrt{x^2 + y^2}$

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

$a(t)$ e $\phi(t)$ são conhecidos como o envelope e a curva de fase associados com $x(t)$, respectivamente. O processo aleatório $y(t)$ deve ser escolhido de tal modo que $a(t)$ tenha um sentido físico requerido, isto é, que $a(t)$ seja uma curva suave unindo os picos de $x(t)$, como mostra a FIG. 3.1.3. Escolhas adequadas de $y(t)$ podem ser determinadas pela consideração onde $x(t)$ é harmônica, $x(t) = A \cdot \cos 2\pi \cdot P \cdot t$. Neste

McFADDEN apresenta a mesma abordagem sob a relação entre os dois processos $x(t)$ e $y(t)$. A FIG. (3.1.4) apresenta os sinais no tempo $x(t)$, $y(t)$ e $z(t)$ como o sinal analítico. O sinal analítico é apresentado como um vetor rotativo (fator) com a parte real $x(t)$ sendo a projecção no plano real e $y(t)$ no plano imaginário. Fica

estudo. linear, e DUGUNDI para vibrações aleatórias, que consiste no caso do presente mar, CRANDAL & MARK para estatísticas, e estatísticas de vibração aleatória não propõe o uso do envelope de RICE para derivar propriedades estatísticas das ondas do ser independente da escolha da frequência central para demodulação. LANGLEY (1986) equivalente a DUGUNDI(LANGLEY,1986) divergindo quanto ao aspecto do primeiro especificas de aplicação : Rice, Crandal & Mark e Dugundgi. O envelope de RICE é O processo de envelope essencialmente possui três definições que ocupam áreas o envelope sugerido por DUGUNDI (1958).

A equação (3.1.6) é a definição de envelope CRANDAL & MARK e a (3.1.7) é

$$a_1(t) = \sqrt{x^2 + \left(\frac{x}{w} \right)^2} \quad (3.1.6)$$

$$a_2(t) = \sqrt{x^2 + x^2} \quad (3.1.7)$$

aleatório são possíveis :

Baseando-se neste argumentos, duas definições para processo de envelope

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) \cdot p \tau \quad (3.1.5)$$

A Transformada de Hilbert é definida por PAFOLIS (1984) como :

$x(t)$ (ANEXO C).

derivada no tempo de $x(t)$, $y = \frac{x}{2} \cdot \pi \cdot p$ ou pela Transformada de Hilbert de para $y(t)$ pode ser relacionado funcionalmente a $x(t)$ em dois caminhos, ou com a caso o envelope requerido é A, o que implica que $y = \pm A \cdot \text{sen} 2 \cdot \pi \cdot P \cdot t$. Este resultado

claro que a magnitude do vetor é sujeita a variações devido à modulação em amplitude, enquanto a rotação uniforme do vetor é perturbada pela modulação em fase (frequência). Na prática, a função que carrega a informação é identificada coma a parte real. Para extração do envelope a proposição de DUGUNDEGI é aplicada.

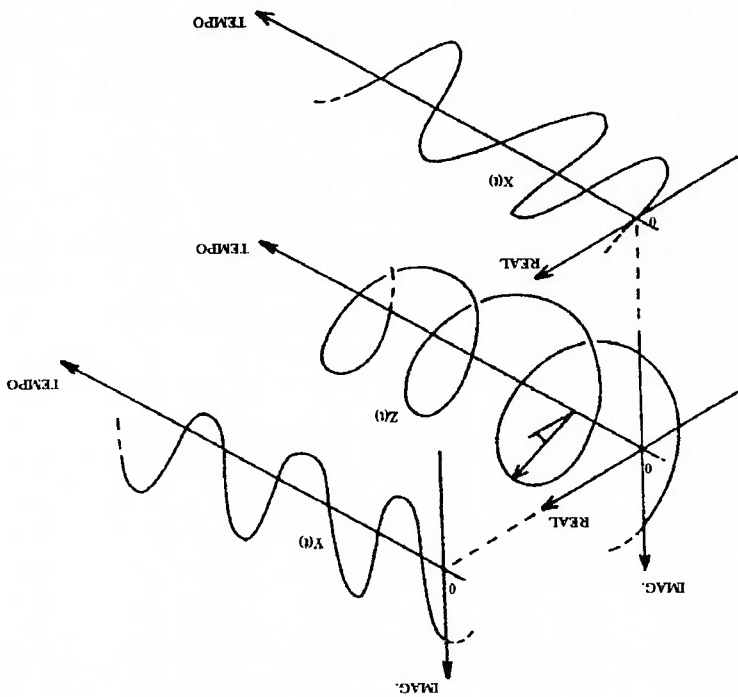


FIG.3.1.4 Sinal Analítico - Partes Real e Imaginária (LANGLEY, 1986)

Antes de submeter o sinal apresentado a técnica de demodulação, ele é filtrado em filtro passa-banda em torno da frequência de ressonância para diminuição de dados para processamento. A escolha desta banda de frequência está vinculada à inclusão da banda lateral que modula a frequência central.

Procedimentos para extração do envelope :

1. Aquisição do sinal de vibração/acústico no domínio do tempo no mancal do

rolamento.

2. Aplicação da Transformada de Fourier neste sinal para obtenção do espectro na frequência. A partir do espectro é escolhida uma ressonância que teve um aumento na amplitude após a inclusão da falha, e que possivelmente apresenta duas bandas laterais.

3. É realizada uma filtragem em banda limitada que pode variar (3%, 6%, 12%, 24%), em torno da ressonância escolhida.

4. O sinal filtrado é adquirido novamente no domínio do tempo.

5. O sinal do passo 4 é submetido ao equacionamento de DUGUNDGI para obtenção do envelope do sinal.

6. O sinal do envelope é transformado para o domínio da frequência para verificação da frequência de impacto.

Estes passos são descritos na FIG. 3.1.5.

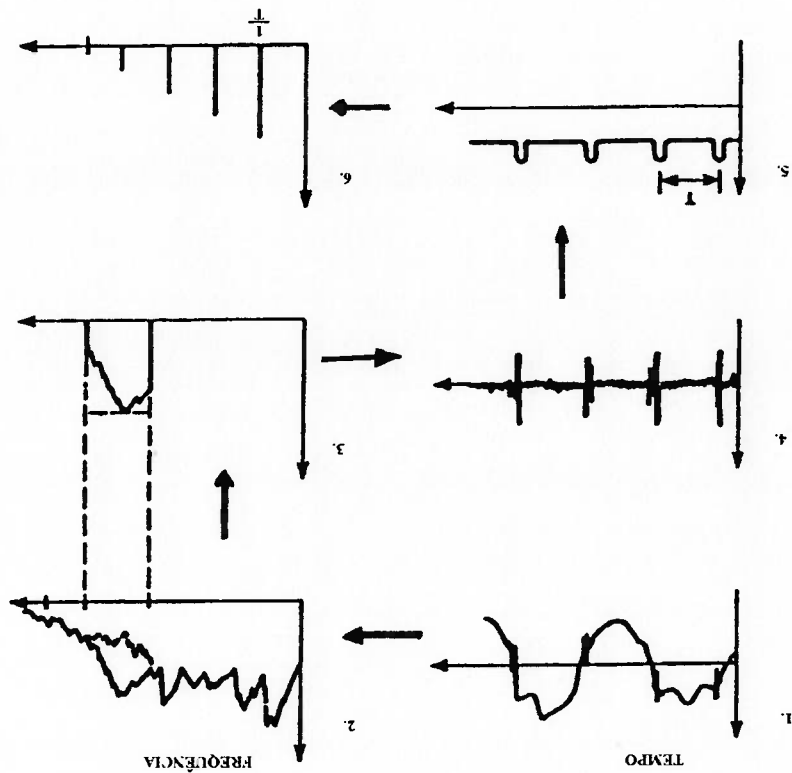


FIG. 3.1.5 Esquema para Extração do Envelope (COURRECH & GAUDET, 1988)

3.1.4 Limitações da Abordagem

A apresentação das limitações de maneira ordenada é considerada como fundamental para entendimento da aplicação da técnica do envelope, em função da literatura referente apresentar lacunas que são desconsideradas por alguns autores.

• A escolha da frequência portadora do sinal de falha do rolamento é uma incógnita que ainda é tratada por um método de tentativa e erro, não existindo uma teoria consistente para tratamento deste problema.

• Como o espectro excitado pelo impacto da esfera com a falha é de banda larga, supõe-se que existam muitas frequências moduladas e em intensidades diferentes e passíveis de serem utilizadas para diagnóstico de falha.

• A frequência característica de falha sofre algumas flutuações em função dos deslizaamentos entre pista e esfera, ou seja, estaria incluído uma componente do sinal que seria aleatória ao sinal periódico associado a falha.

• Em função do desconhecimento do processo de modulação aplicado a sistemas mecânicos, existe uma dificuldade em estudar as modificações que ocorrem com a amplitude dos sinais (modulador e portador), e também pelo fato da demodulação ser um processo não linear.

• A filtragem na frequência (passo 3) é feita em uma banda de frequências, o que não permite a extração de componentes espectrais discretas que precisem qual frequência (componente da máquina/rolamento) foi modulada pela frequência de impacto.

3.2 Intensidade Sonora

3.2.1 Generalidades

Até recentemente, a única quantidade acústica que podia ser medida com precisão era pressão sonora, que a princípio é suficiente para calcular outras quantidades acústicas de interesse. Verifica-se entretanto, que a medição de pressão sonora é dependente da distância da fonte e do ambiente (campo sonoro), do tamanho da sala e absorção das paredes, e assim qualifica-se como uma consequência de uma fonte interagindo com o meio onde está inserida. Uma fonte sonora irradia potência, e a sua medição é que realmente a identifica, sem sofrer influências dos fatores acima descritos.

Os métodos clássicos utilizados para determinação de potência sonora empregam medições de pressão sonora (APÊNDICE 1), que necessitam do emprego de câmaras acústicas reverberantes ou anecóicas, e normalmente um grande montante de dados é necessário para sua identificação, o que compromete a velocidade de aquisição e o processamento dos sinais. A técnica de medição de intensidade sonora vem a preencher um espaço na determinação de potência por verificar vantagens sobre o uso de pressão sonora :

• Não há restrição quanto ao tipo de campo sonoro, podendo ser campo difuso ou livre, o que implica na possibilidade de ser medida em quaisquer salas e por consequência não existir a necessidade de remoção do equipamento do local de trabalho.

• Interferência do ruído de fundo é menor na medição de intensidade sonora.

O aperfeiçoamento desta técnica de medição, é basicamente devido ao desenvolvimento de equipamentos que processam a transformada rápida de Fourier (Analisadores de Fourier) com a introdução de tecnologia digital, e através de melhorias na qualidade dos transdutores eletro-acústicos.

Normalmente refere-se a intensidade sonora como ferramenta para medição de potência sonora, onde encontra maior uso, mas verificam-se outras aplicações importantes como :

- . Perda na Transmissão entre meios contíguos.
- . Medição de propriedades acústicas de materiais (absorção sonora).
- . Identificação de fontes de ruído.

A identificação de fontes de ruído, refere-se a detecção de partes de uma estrutura com predominante emissão de ruído. A intensidade sonora é um vetor que corresponde ao fluxo de energia sonora por unidade de área, o que define a sua capacidade de medições direcionais que permitem determinar a origem desta energia. A partir desta característica, verifica-se seu uso potencial para implementação de programas de controle de ruído e diagnóstico de falhas em equipamentos, que consiste no objeto deste trabalho.

3.2.2 Definição de Intensidade Sonora

Intensidade sonora, ou fluxo de energia sonora I é definida como um vetor que caracteriza o fluxo de potência sonora em uma dada área. Desta forma, a potência sonora W através de uma superfície S é determinada por :

$$W = \iint_S I \cdot dS = \iint_S I_n \cdot dS \quad (3.2.1)$$

onde I_n é o vetor componente normal à superfície dS .

Intensidade como a razão entre potência sonora e área, pode ser expandida para um produto de pressão sonora e velocidade da partícula :

$$Intensidade = \frac{Potência}{Área} = \frac{Energia}{Área \cdot Tempo} = \frac{Força \cdot Distância}{Área \cdot Tempo} = Pressão \cdot Velocidade$$

Uma formulação matemática do vetor intensidade sonora é derivada a partir do modelo apresentado na FIG. 3.2.1

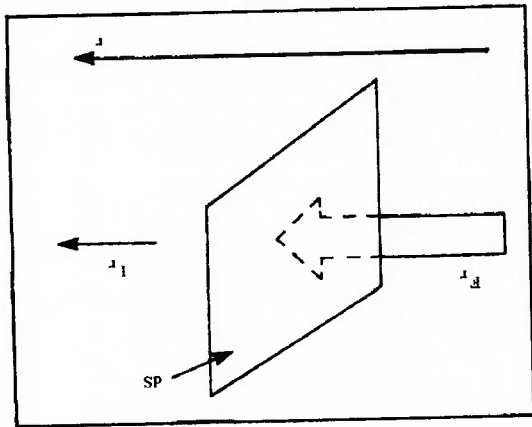


FIG.3.2.1 *Vector Intensity of Sound*
(GADE, 1982)

A componente de intensidade sonora na direção de propagação r , denotada por

I_r , é definida por :

$$I_r = \frac{dE_r}{dt} \cdot \frac{1}{dS} \tag{3.2.2}$$

onde dE_r é a energia sonora que passa através da área dS perpendicular a

direção de propagação r em um determinado período de tempo dt .

A energia dE_r é igual a magnitude do trabalho, na direção r , devido à força F_r e

atuando perpendicularmente à área dS . Desta maneira :

$$dE_r = F_r \cdot dr = p_r \cdot dS \cdot dr \tag{3.2.3}$$

onde p_r representa a pressão sonora total, que consiste de duas partes, p_a a

pressão ambiente (estática), e p , a pressão sonora, atuando na superfície dS .

A substituição das equações acima resulta em uma formulação para intensidade

sonora instantânea :

$$I_r = p \cdot \frac{dr}{dt} \tag{3.2.4}$$

$$n = \frac{p}{p.c}$$

(3.2.6)

Uma onda plana propagando em um campo livre, que idealiza uma propagação sonora sem reflexões, é um exemplo de um campo sonoro puramente ativo. Para verificação da intensidade nesta situação, é feita uma analogia com a lei de Ohm (corrente=voltagem/resistência) para determinação da velocidade da partícula :

FIG.3.2.2.

Uma das propriedades da intensidade sonora é a distinção que faz entre a parte ativa e reativa do campo sonoro, propriedade que a pressão sonora não possui. A velocidade da partícula n , pode ser dividida em duas componentes, ativa que está em fase com a pressão p e reativa que está 90° defasada da pressão. Somente a componente da partícula em fase terá um produto médio com a pressão diferente de zero conforme a

3.2.3 Partes Ativa e Reativa do Campo Sonoro

Esta relação é verdadeira quando a velocidade da partícula não contém um componente DC, ou seja, quando não existe fluxo no meio de medição. CHUNG & BLASER (1980) apud GADE (1982) apresentaram que esta relação é válida para meios com número de Mach até 0,1 ($M = \frac{n}{c}$), onde c é a velocidade do som.

$$I_r = \overline{p \cdot n_r}$$

(3.2.5)

Verifica-se que a componente p_a é igual a zero com a realização da média temporal de p_r . Portanto, a componente do vetor intensidade na direção r é igual ao produto médio da pressão sonora e velocidade da partícula na direção r instantâneos. A barra indica média no tempo :

onde o termo $\frac{dr}{dt}$ é a velocidade da partícula na direção r e é denotada por n_r .

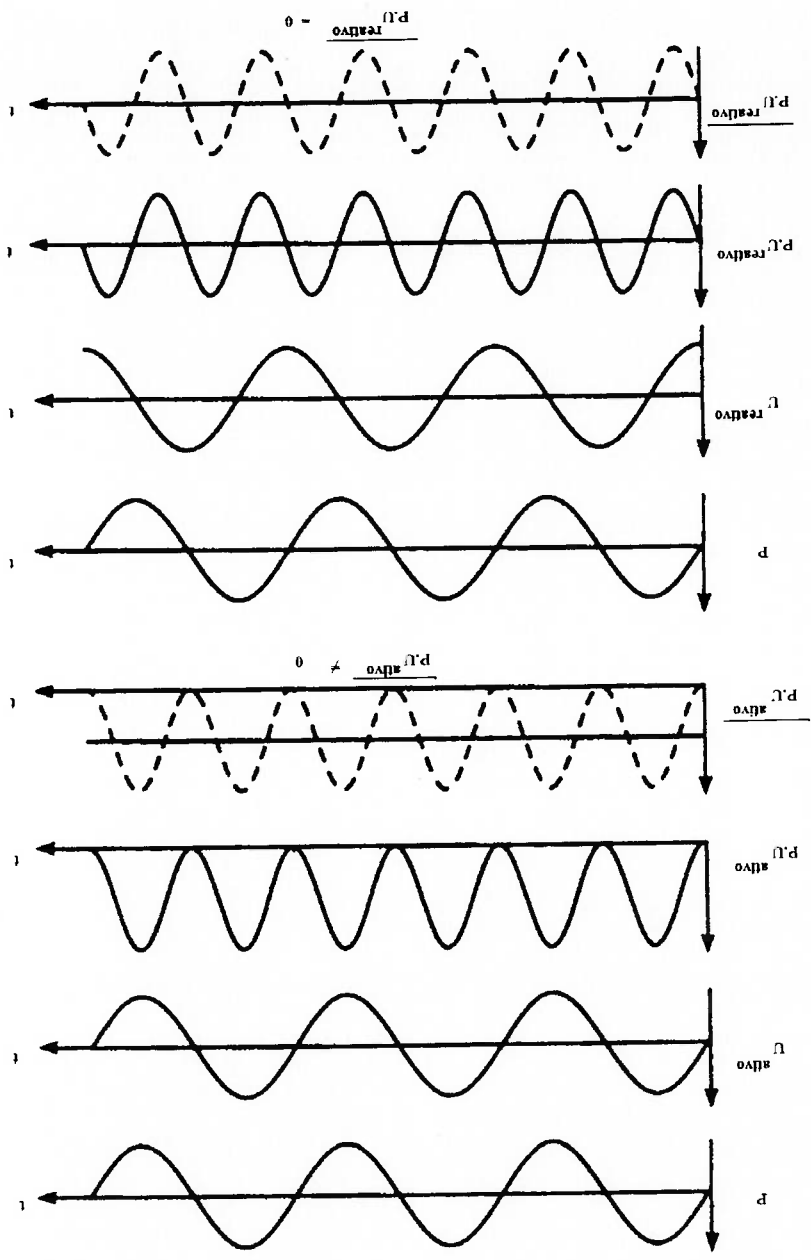


FIG. 3.2.2 Partes Ativa e Reativa dos Campos Sonoros (GADE, 1982)

que introduzida na equação (3.2.5) produz :

$$|I| = \frac{P}{V} = \frac{P_{rms}}{V} = \frac{P_{rms}}{V} \quad (3.2.7)$$

onde p é a densidade do meio, c é a velocidade do som, e o produto $p \cdot c$

representa a impedância do meio, e P_{rms}^2 é o valor rms da pressão sonora. Percebe-se que quando o campo é livre, a intensidade pode ser determinada indiretamente da pressão sonora, conceito utilizado para estimativa de potência sonora pela normalização existente até a implementação de intensidade sonora (APÊNDICE 1).

Em campos reativos a intensidade é zero, que significa a não existência de um transporte líquido de energia. Um exemplo de campo reativo é uma onda estacionária, onde a velocidade da partícula está 90° defasada da pressão sonora. Outra situação é o campo sonoro difuso, caracterizado como tendo o fluxo de energia igual em todas as direções, que ocasiona um fluxo líquido de energia igual a zero. Pode-se calcular nesta situação a energia sonora incidente em uma das faces da área como:

$$I = \frac{P_{rms}^2}{4 \cdot p \cdot c} \quad (3.2.8)$$

3.2.4 Medição de Intensidade Sonora

Como visto anteriormente, para determinação de intensidade sonora é necessário o conhecimento de pressão sonora e velocidade da partícula. A obtenção da pressão sonora não apresenta dificuldades, visto os transdutores já desenvolvidos permitem a medição com boa precisão e baixo custo. Entretanto, para medição de velocidade de partícula existem dificuldades de medição e calibração, sendo necessário o uso de anemômetros de fio quente ou fios de mica.

Um método mais simples de medição de velocidade é conseguido utilizando dois microfones idênticos. O método é baseado na 2ª Lei de Newton (Equação de Movimento - Força=massa x aceleração), que em meio fluido produz :

$$p \cdot \frac{\partial u}{\partial t} = -gradP \quad (3.2.9)$$

onde ρ é a densidade do ar. A equação acima é chamada Relação de Euler.

Em uma direção r , a equação é simplificada :

$$\rho \frac{\partial u_r}{\partial t} = - \frac{\partial p}{\partial r} \quad (3.2.10)$$

Desde que o gradiente de pressão é proporcional a aceleração da partícula, a

velocidade da partícula pode ser obtida integrando o gradiente de pressão no tempo :

$$u_r = - \frac{1}{\rho} \int \frac{\partial p}{\partial r} dt \quad (3.2.11)$$

Na prática, o gradiente pode ser aproximado pela medição da pressão em dois

pontos próximos (1 e 2), e dividindo a diferença destas pressões pela distância de

separação dos microfones (Δr) para produzir uma estimativa da componente da

velocidade da partícula na direção r :

$$u_r(t) = - \frac{1}{\rho \Delta r} \int [p_2(t) - p_1(t)] dt \quad (3.2.12)$$

A estimativa da intensidade sonora no domínio do tempo e na direção de

propagação r , pode ser escrita da seguinte forma :

$$I_r = \overline{p(t) \cdot u_r(t)} \quad (3.2.13)$$

Substituindo a equação (3.2.11) em (3.2.13), obtém-se a estimativa da

intensidade sonora em função da pressão sonora e do gradiente de pressão sonora.

$$I_r = - p(t) \cdot \frac{1}{\Delta r} \int [p_2(t) - p_1(t)] dt \quad (3.2.14)$$

O erro introduzido na medição em função desta aproximação vai ser discutido no

item posterior.

Esta aproximação é válida na medida que a separação dos microfones é pequena

comparada com o comprimento de onda.

Uma sonda para medição de intensidade sonora é constituída por dois microfones localizados proximalmente, permitindo a medição de ambas as pressões e a componente do gradiente de pressão ao longo da linha que une os dois microfones. Como as medições das pressões devem ser precisas, a configuração da montagem dos microfones é muito importante em função do espaçamento físico não corresponder aos seus centros acústicos. Centro acústico, segundo FAHY(1989) refere-se ao ponto no espaço onde a pressão sonora corresponde mais proximalmente a saída do transdutor de pressão, e normalmente varia com a frequência e com a direção da onda sonora incidente.

A partir destas considerações, várias configurações para sondas de intensimetria foram testadas. POPE(1988) fez um estudo metucioso do assunto e apresenta os resultados para as configurações apresentadas na FIG.3.2.3 com vários ângulos de incidência da onda sonora. Comprova a superioridade da configuração 1, com espaçador, essencialmente pela definição dos centros acústicos com mais precisão. Esta constitui atualmente a sonda com mais aceitação no mercado. A configuração utilizada no presente estudo é a 5, que apresenta problemas especialmente quanta a distribuição de pressão ao longo da superfície dos transdutores, mas que pode ser quantificado aproximadamente pela validação do método, que é estudado no item 4.3.2.3.

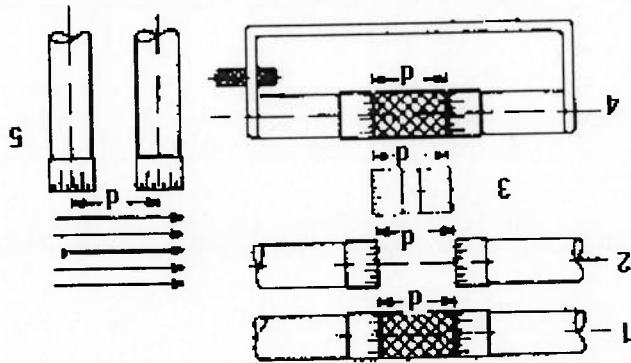


FIG.3.2.3 Configurações de Sondas de Intensimetria (POPE, 1988)

A determinação de intensidade sonora a partir da medição de pressão pode ser realizada através de dois métodos :

Método Direto que é utilizado para medição de intensidade sonora em tempo

real, baseado na equação 3.2.14. As aproximações desta equação de acordo com a

FIG.3.3.4 produzem :

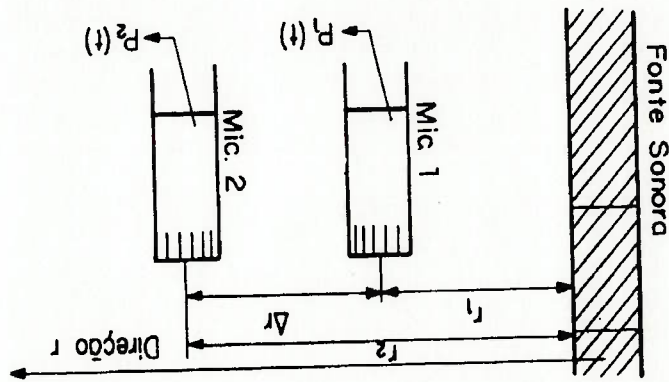


FIG. 3.2.4 Configuração dos Microfones para Medição de Intensidade Sonora (GERGES,1989)

$$p(t) = \frac{1}{2} \cdot [p_1(t) + p_2(t)] \quad (3.2.15)$$

$$\frac{\partial p(t)}{\partial r} = \frac{p_2(t) - p_1(t)}{\Delta r} \quad (3.2.16)$$

A substituição da equação (3.3.16) acima na equação (3.2.11) fornece a velocidade da partícula na direção r . Então :

A estimativa da intensidade acústica é determinada substituindo-se as equações

(3.2.15) e (3.2.16) em (3.2.13) :

$$I_t = - \frac{2 \cdot p \cdot \Delta r}{l} \cdot [p_1(t) + p_2(t)] \cdot \int [p_2(t) - p_1(t)] \cdot dt \quad (3.2.17)$$

Método Indireto é baseado na análise dos sinais dos microfones no domínio da

frequência, através da densidade espectral cruzada. As aproximações feitas para determinação da pressão sonora e do gradiente empregadas anteriormente são retomadas para este método, representando uma fonte de erro nestas medições.

FAHY (1977) desenvolveu e aplicou este método pela primeira vez.

Para sinais estacionários ergódicos, a intensidade sonora é dada pela equação (3.2.13). A estimativa pode também ser expressa como a função de correlação cruzada entre $p(t)$ e $u_r(t)$ e para um atraso de tempo τ arbitrário, tem-se (ANEXO B):

$$R_{pn}(r, \tau) = \frac{p(r, t) \cdot u_r(r, t + \tau)}{\quad} \quad (3.2.18)$$

onde, fazendo $\tau = 0$, obtém-se :

$$R_{pn}(r, 0) = I_r \quad (3.2.19)$$

A densidade espectral cruzada $S_{pn}(r, f)$ está relacionada com a função de correlação cruzada através da Transformada de Fourier :

$$S_{pn}(r, f) = FFT[R_{pn}(r, \tau)] \quad (3.2.20)$$

$$R_{pn}(r, \tau) = FFT^{-1}[S_{pn}(r, f)] \quad (3.2.21)$$

Na forma integral a correlação cruzada fica :

$$R_{pn}(r, \tau) = \int_{-\infty}^{\infty} S_{pn}(r, f) \cdot e^{j2\pi f\tau} \cdot df \quad (3.2.22)$$

onde, para $\tau = 0$, conclui-se que a estimativa da intensidade sonora I_r pode ser

escrita da seguinte maneira :

$$I_r = \int_{-\infty}^{\infty} S_{pn}(r, f) \cdot df \quad (3.2.23)$$

A equação (3.2.20) produz $S^{pn}(r, f)$ na forma complexa. Como $R^{pn}(r, \tau)$ é uma função real para $\tau = 0$, conclui-se pelas propriedades de Transformada de Fourier que $\text{Re}[S^{pn}(r, f)]$ (parte real), é função par e $\text{Im}[S^{pn}(r, f)]$ (parte imaginária), é função ímpar (WEAVER, 1989), e portanto nos limites de $-\infty$ a $+\infty$ tende a 0. Com a integração nos limites a equação acima torna-se :

$$I_r = \int_{-\infty}^{\infty} \text{Re}[S^{pn}(r, f)] \cdot df \quad (3.2.24)$$

Neste método, as medições são feitas no domínio da frequência. Para tanto, são tomadas as Transformadas de Fourier de $p(t)$ e $u_r(t)$:

$$P(f) = \int_{-\infty}^{\infty} p(t) \cdot e^{-j2\pi ft} \cdot dt \quad (3.2.25)$$

$$U_r(f) = \int_{-\infty}^{\infty} u_r(t) \cdot e^{-j2\pi ft} \cdot dt \quad (3.2.26)$$

Aplicando-se as Transformadas em (3.2.16) e (3.2.14) que são as aproximações para os métodos direto e indireto, obtêm-se :

$$P(f) = \frac{1}{2} \cdot [P_1(f) + P_2(f)] \quad (3.2.27)$$

$$U_r(f) = -\frac{j \cdot \omega \cdot p \cdot \Delta r}{1} \cdot [P_2(f) - P_1(f)] \quad (3.2.28)$$

A equação 3.2.27 é determinada aplicando-se uma das propriedades da Transformada de Fourier (WEAVER, 1989), no qual :

$$F \left[\int x(t) \cdot dt \right] = \frac{1}{j \cdot 2 \cdot \pi \cdot f} \cdot X(f) \quad (3.2.29)$$

A densidade espectral cruzada entre os sinais de pressão e velocidade da partícula é dada por (BENDAT, 1980) :

onde E [] representa o valor esperado do termo e o asterisco indica o complexo

$$S_{12}^{pn}(r, f) = E[P^*(f) \cdot U_r(f)] \quad (3.2.30)$$

conjugado da função.

Após a substituição das Equações (3.2.26), (3.2.27) e (3.2.30), obtêm-se :

$$S_{12}^{pn}(r, f) = \frac{4 \cdot p \cdot \pi \cdot f \cdot \Delta r}{f} E \left[P_1^*(f) + P_2^*(f) \right] \cdot \left[P_2(f) - P_1(f) \right] \quad (3.2.31)$$

que devidamente manipulada, resulta :

$$S_{12}^{pn}(r, f) = \frac{4 \cdot p \cdot \pi \cdot f \cdot \Delta r}{1} \cdot \left[f \cdot (S_{22} - S_{11}) + f \cdot (S_{12} - S_{21}^*) \right] \quad (3.2.32)$$

$$\text{onde } S_{12} = E \left[P_1^*(f) \cdot P_2(f) \right] \quad (3.2.33)$$

Utilizando a propriedade $S_{12} = S_{21}^*$ (WEAVER, 1989) :

$$f \cdot (S_{12} - S_{21}^*) = f \cdot (S_{12} - S_{12}^*) = -2 \cdot \text{Im}(S_{12})$$

que substituída na equação (3.2.32), resulta :

$$S_{12}^{pn}(r, f) = \frac{4 \cdot p \cdot \pi \cdot f \cdot \Delta r}{1} \cdot \left[-2 \cdot \text{Im}(S_{12}) + f \cdot (S_{22} - S_{11}) \right] \quad (3.2.34)$$

A estimativa de intensidade sonora é determinada a partir da parte real de

$S_{12}^{pn}(r, f)$, conforme a equação 3.2.24, então :

$$I_r = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\text{Im}(S_{12})}{p \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \cdot \Delta r} \cdot df \quad (3.2.35)$$

observando-se a propriedade :

$$2 \cdot \text{Im}(S_{12}) = \text{Im}(2 \cdot S_{12}) = \text{Im}(G_{12})$$

onde S_{12} representa o espectro cruzado para os dois lados do domínio da frequência e G_{12} é o espectro para apenas as frequências positivas. A estimativa da intensidade sonora então é dada por :

$$I'_s = - \int_{-\infty}^0 \left[\frac{\text{Im}(G_{12})}{p \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \cdot \Delta r} \right] df \quad (3.2.36)$$

que pode ser expressa por :

$$I'_s = \int_0^{\infty} I'_r(f) \cdot df \quad (3.2.37)$$

A estimativa da intensidade sonora está relacionada com $I'_r(f)$, que é o espectro de intensidade sonora e representa uma função densidade de fluxo de energia sonora. A distribuição de intensidade sonora no domínio da frequência, é dada por :

$$I'_r(f) = - \frac{\text{Im}(G_{12})}{p \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \cdot \Delta r} \quad (3.2.38)$$

Esta equação define os parâmetros que serão utilizados para medição de intensidade sonora neste trabalho.

Retornando a discussão da divisão do campo sonoro em parte ativa e reativa utilizando o equacionamento acima, pode ser realizada uma análise matemática para verificação da associação da parte ativa e reativa com o gradiente de fase e módulo do gradiente de pressão a partir da relação entre pressão e velocidade da partícula (Impedância - Z_s):

$$\frac{1}{Z_s} = \frac{d}{n_r} \quad (3.2.39)$$

onde a partir de um campo senoidal a equação do movimento em notação

complexa torna-se :

$$n_r = - \frac{1}{\frac{\partial p}{\partial t}} \cdot j \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \cdot p \quad (3.2.40)$$

substituindo a equação (3.2.39) em (3.2.40),

$$\frac{1}{Z_s} = \frac{j \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \cdot p}{1} \cdot \frac{1}{j} \cdot \frac{p}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot p} \cdot \frac{\partial \log p / p_0}{\partial r} \quad (3.2.41)$$

onde p_0 é escolhido arbitrariamente para tornar a função logarítmica

adimensional. Inserindo $p = |p| \cdot e^{j\phi}$ na equação (3.2.41) :

$$\frac{1}{Z_s} = \frac{p \cdot 2 \cdot \pi \cdot f}{1} \cdot \left(\frac{\partial \log |p|}{\partial r} + j \cdot \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) \quad (3.2.42)$$

A equação acima demonstra que :

. Se somente o gradiente de fase $\frac{\partial \phi}{\partial r}$ existe no campo sonoro (Z_s é real), então a

pressão e a velocidade estão em fase e existe propagação de energia.

. Se somente o gradiente do módulo $\frac{\partial \log |p|}{\partial r}$ existe no campo sonoro (Z_s é

imaginário) então a pressão e a velocidade estão defasadas de 90°.

O gradiente de fase da pressão é uma grandeza real causada pelo fluxo líquido de

energia. O módulo do gradiente de pressão é uma intensidade imaginária e descreve o

montante de energia que flutua entre a fonte e o meio. Isto significa que a intensidade

reativa é devido ao fluxo de energia em determinada direção em uma parte do ciclo, e

uma exatamente igual durante a próxima parte do ciclo (na mesma direção), o que na

média resulte que o fluxo líquido de energia seja igual a zero.

Na prática o uso da equação (3.2.38) exige um comportamento sensível à diferença de fase entre os dois canais de instrumentação e para corrigir o erro proveniente desta característica CHUNG(1978), desenvolveu um circuito comutador de canais que consiste em alternar os canais de medição. São medidos os espectros cruzados antes e após a comutação dos canais e desta forma, o espectro de intensidade sonora anula a

faixa de frequência de interesse.

entre os dois canais de instrumentação submetidos a um mesmo sinal seja ser mínima na microfones durante a medição. Para esta verificação, é necessário que a diferença de fase equação (3.2.42) está relacionado exclusivamente a diferença de fase entre os sinais dos O espectro de intensidade sonora está relacionado a energia ativa, que segundo a

.Erro causado pela diferença de fase entre os dois canais de instrumentação

item 4.3.2.3.

microfones conforme mostrado na equação (3.2.42). Os resultados são apresentados no Uma outra fonte de erro é devido a diferença de fase entre os sinais dos dois

comprimento de onda sonora se aproxima do espaçamento entre os microfones. uma diferença finita de pressão. Este erro é crítico em altas frequências, onde o O principal erro sistemático é devido à aproximação do gradiente de pressão por

indireto, outra fontes de erros também estão presentes.

imprecisa. Na estimativa de intensidade sonora com dois microfones pelo método presença de ruído indesejável, insuficiência no tempo de integração e calibração Todas as medições práticas no campo sonoro estão sujeitas a erros como a

3.2.5 Análise de Erros

diferença de fase entre os canais. Neste trabalho é medida a diferença de fase entre os dois canais, a partir do qual será verificada a necessidade de correção deste erro.

. Erro devido a aproximação do gradiente de pressão por diferença finita

O espectro de intensidade sonora é determinado levando-se em consideração as aproximações da pressão e do gradiente de pressão sonora por uma diferença finita. Estas aproximações conduzem a erros na estimativa de intensidade e foram estudados para fontes padrão.

Vários autores (THOMPSON(1981); ELLIOT(1981)) estudaram os erros devido a esta aproximação para fontes como: ondas planas, monopolo, bipolo e quadrípolo.

Para análise deste tipo de erro, é determinada a intensidade exata (equação teórica) no ponto médio entre os microfones, na linha que une os seus centros. Também é determinada a intensidade sonora no mesmo ponto através da equação 3.42. O nível de erro na estimativa da intensidade sonora é dado por :

$$L_e = 10 \cdot \log_{10} \left[\frac{I_{medido}}{I_{exato}} \right] \quad (3.2.43)$$

Para o caso de **ondas planas** propagando-se paralelamente ao eixo que une os centros acústicos dos microfones (THOMPSON & TREE,1981) foi obtida a seguinte relação a partir das equações (3.2.7) e (3.2.38):

$$\frac{I_{medido}}{I_{exato}} = \frac{\text{sen}(k \cdot \Delta r)}{k \cdot \Delta r} \quad (3.2.44)$$

Esta verificação é realizada na forma de validação do método de intensidade

sonora no item 4.2.3.2.

Usualmente no diagnóstico de falha em rolamentos, o sinal acústico não constitui variável descritiva essencialmente por questão da sua suscetibilidade a ruídos externos. Com a proposta de reexame da questão no domínio das características da intensidade sonora, espera-se uma complementação às informações extraídas usualmente pelas vibrações mecânicas.

O processamento de informações provenientes do sistema proposto por este trabalho, se inicia com a aquisição no domínio do tempo dos sinais de pressão sonora e vibração mecânica do sistema. O sistema de medição (instrumentação) monitora a resposta à uma excitação, que para o caso de falha em rolamentos encontra modelos de geração de sinal na literatura (BRAUN, 1986), que capacitam a predição de frequências e amplitudes geradas pelas falhas em determinados elementos de máquina. A instrumentação utilizada para análise do fenômeno deve ser entendida quanto a

A assinatura mecânica denota padrões de sinais que caracterizam uma fonte específica ou estado do sistema (BRAUN, 1986), e para sua obtenção a escolha da natureza dos sinais portadores das informações é fundamental. Neste trabalho, conforme anteriormente citado, os parâmetros físicos selecionados para execução desta função de monitoramento e diagnóstico de falhas em rolamentos são os acústicos e vibratórios. As principais informações a serem extraídas destes padrões são relativas às forças de excitação geradas internamente e/ou externamente ao sistema, e a trajetória de propagação do sinal da fonte geradora ao transdutor de aquisição. Aqui é priorizado o estudo sobre as forças de excitação geradas internamente, e embora as trajetórias de transmissão estejam incorporadas ao sinal sob análise, não é intenção detalhar as mudanças sofridas uma vez que possivelmente estas sejam de pequena magnitude, e para sua detecção seria necessário o estudo de outras técnicas, como cepstra (ANEXO A) entre outras.

4. METODOLOGIA

modificação que introduz na assinatura seja por filtragem ou erros sistemáticos e ou aleatórios introduzidos por ruídos.

A fase de processamento de sinais encontra uma diversidade de opções que são escolhidas de acordo com a aplicação específica. Importante perceber que a análise baseia-se na manipulação de pequenas magnitudes de energia que subentende a necessidade de uma abordagem detalhada. Para tanto, considerações de taxa de amostragem, tamanho de memória, quantização, digitalização, ganho e anti-aliasing devem ser analisadas. Ainda pertinente ao processamento pode-se verificar a redução dos dados adquiridos, como forma de melhoria da qualidade do padrão de assinatura e na velocidade de manipulação de informações do qual é portador. Na redução de dados encontram-se uma gama extensa de técnicas (ANEXO A) que variam em comportamento quanto a magnitude da redução, a qualidade e quantidade de informações que o sinal permite extrair após a aplicação da técnica (BRAUN, 1986).

Na aplicação de técnicas de processamento são propostas duas linhas de abordagem para análise do problema :

Primeira Abordagem :

Análise a partir da Transformada de Fourier dos sinais acústicos e vibratório, para detecção e diagnóstico da falha no espectro da frequência.

Determinação da detectibilidade para comparação da sensibilidade e especificidade da técnica aplicada a cada uma das variáveis.

Segunda Abordagem :

Análise em alta frequência pela técnica do envelope a partir da demodulação do sinal aplicada a cada uma das variáveis.

Determinação da detectibilidade como foi realizada na primeira abordagem.

A aplicação da técnica do envelope para sinais acústicos constitui uma hipótese que teve um tratamento bastante suscitado por JOHANSSON(1979), e que a princípio é passível de um estudo mais aprofundado, através de uma amostragem maior de casos e sujeitos à variação de carga e rotação. Teoricamente é suposto no presente trabalho que

as ressonâncias estruturais que eventualmente sejam moduladas pelo impacto vibratório como descrito no item 3.2, tenha uma eficiência de radiação que permita que esta modulação seja detectada no sinal acústico, e que assim então seja possível a aplicação da técnica do envelope para demodulação do sinal.

Segundo BRAUN (1980) existem quatro problemas significativos para qualquer abordagem que pretenda determinar o comportamento de variáveis por aquisição e análise de sinais :

1. Modelagem da geração do sinal .

2. Interface sensor-sinal - quanto a vibrações mecânicas influencia o sinal pelas características associadas de transmissão (atrasos, ressonâncias, reflexões, etc..) e pelo sistema de montagem.

3. Escolha de cadeia de instrumentação apropriada .

4. Técnicas de análise - Os critérios de escolha das técnicas de análise é baseada em dois estágios : a extração de características (discriminantes) pela análise do sinal e o planejamento de uma estratégia de diagnóstico baseada nestas. Neste trabalho a atenção é voltada para escolha de técnicas que exibam sensibilidade em diferentes faixas de frequência para aplicação nas variáveis acústicas e vibratória no caso de falha de rolamento .

Para este trabalho é adotada a seguinte metodologia para exposição do trabalho:

. **Estudo do mecanismo de geração de sinal** para conhecimento da natureza das falhas em rolamentos, e a origem de suas frequências e amplitudes.

. **Identificação** da resposta dos componentes da bancada às excitações para verificação das frequências coincidentes com as provenientes do impacto da falha, e de frequências que eventualmente sejam moduladas por este mesmo impacto.

. **Procedimentos para medição** que incluem a calibração da instrumentação e a validação dos métodos propostos .

4.1 O Mecanismo de Geração de Sinal

O rolamento é um elemento de máquina que usualmente suporta eixos rotativos e, segundo sua função e local de aplicação são fabricados sob vários tipos. O rolamento mais utilizado nas diversas áreas de aplicação é o de uma carreira de esferas, que é o

objeto deste trabalho.

Como componente de máquina, o rolamento apresenta deterioração com o uso

ou pode apresentar falha prematura por diversas causas. Segundo NEPOMUCENO (1985), podem ocorrer a partir dos seguintes problemas : lubrificação inadequada,

assentos defeituosos do eixo ou da estrutura, assentamento defeituoso no eixo ou na estrutura, reentores inadequados, montagem inadequada, desalinhamento, passagem de corrente elétrica, vibrações externas, desbalanceamento, defeitos de fabricação,

fadiga, etc... Removidas todas as possíveis causas que iniciam processo de falha prematura no rolamento, restaria a falha por fadiga como agente de origem desta. Normalmente os defeitos dos rolamentos são originados nas pistas internas e externas, e transferidas para

a gaiola e esferas.

A FIG.4.1.1 apresenta uma típica curva de deterioração no tempo de um rolamento, e 3 estágios podem ser identificados:

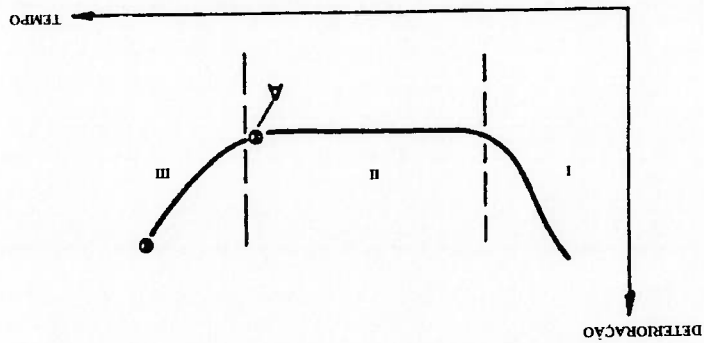


FIG 4.1.1 Curva de Deterioração do Rolamento
(BRAUN, 1986)

A origem do processo de surgimento da trinca normalmente se verifica segundo OSGOOD(1970) pela deformação de cristais sob uma carga cíclica por deslizamento ou cisalhamento de planos adjacentes. A origem do escorregamento inicial é geralmente

tensão, acima do limite de fadiga.

O carregamento entre as esferas e as pistas desenvolve-se em pequenas áreas de contato, onde mesmo sob condições de baixo carregamento, verificam-se pontos de alta

propagação da trinca e fratura final.

Qualquer material estrutural sujeito a uma sucessão de tensões alternadas (tração/compressão) acima do limite de fadiga, exibirá uma vida a fadiga que segundo FUCHS & STEPHENS(1980) é o número de ciclos de tensão ou deformação de uma determinada característica que uma dada espécie pode suportar antes da falha de natureza específica aconteça. Segundo ASTM apud FUCHS & STEPHENS(1980) fadiga é o processo de mudança progressiva localizada permanente estrutural, ocorrendo em um material sujeito a condições que produzem tensões e deformações flutuantes em algum ponto ou pontos, e que pode culminar em trincas ou fratura completa após um número suficiente de flutuações. A fadiga consiste de três fases distintas : iniciação, propagação da trinca e fratura final.

4.1.1 O Fenômeno de Falha por Fadiga no Rolamento

O ponto A identifica o início da falha, e o seu reconhecimento através do sistema de monitoramento e processamento das variáveis escolhidas é a motivação principal da manutenção preditiva. Neste trabalho a falha a ser identificada não foi relacionada a essa curva de desgaste. HARRIS(1966) propõe relações geométricas entre profundidade, largura e comprimento para propagação de falha .

- I Entrada em operação
- II Operação normal
- III Desenvolvimento da falha

determinada pelo tipo de cristal, por existência de uma partícula estranha ou ainda uma descontinuidade do material, que uma vez solicitadas não oferecem resistência ao carregamento, em especial ao cisalhamento.

FUCHS & STEPHENS(1980) estudaram a falha por fadiga em rolamentos, e verificaram que ela manifesta-se pela deterioração das superfícies de contato. Altas tensões de cisalhamento, da ordem de 15% da máxima tensão de compressão a uma pequena profundidade da superfície, que segundo TIMOSHENKO & GOODIER(1951) apud FUCHS(1980) é da ordem de 0,25 da largura da área de contato. A aplicação repetida destas tensões de cisalhamento podem produzir escorregamentos abaixo da superfície que dão início a formação da trinca. O crescimento das trinças tem direção da superfície onde encontra menor resistência, e origina a trinca ou "pite"(pitting).

Com o aparecimento do pite na superfície da pista do rolamento, ocorre um aumento no desgaste e na temperatura local, e o rolamento vai de uma situação de falha localizada para o descascamento das superfícies que produz uma situação de falha distribuída.

Normalmente este tipo de fenômeno ocorre inicialmente nas pistas internas ou externas, e posteriormente propaga-se para as esferas e gaiola. Existem divergências quanto a típica falha de rolamento, sendo que existem afirmativas no sentido de que a falha aparecerá na pista interna em função de possuir uma área menor para suportar o carregamento, e também argumentos surgem da constatação de que em algum ponto a pista estacionária estará sempre sob a mesma carga, o que sugere que a partir deste local se iniciará o desenvolvimento da trinca. Neste trabalho é considerada a situação de falha localizada na pista externa do rolamento (pista estacionária).

4.1.2 As Excitações por Vibração

As causas de vibrações em rolamentos segundo BAYER(1989) podem ser divididas em quatro áreas : deformações elásticas, falha em superfície, efeitos de atrito e ruídos provenientes do lubrificante. Em função do seu baixo amortecimento, o rolamento pode atuar também como um transmissor de vibrações provenientes de outros elementos de máquina.

As fontes de excitações mais usuais são as relativas as falhas nas pistas dos rolamentos, sendo consideradas neste trabalho vibrações provenientes das outras fontes como ruídos aleatórios, em função de normalmente serem de baixa magnitude para rolamentos novos.

Para uma primeira aproximação, as forças de excitação são deterministicamente calculadas a partir das frequências relativas da pista interna, esteras e pista externa, rotação, forma e localização da falha. As equações que permitem um cálculo com precisão razoável para falha localizada(BRAUN,1980) são:

. Falha na Pista Interna

$$f'_i(Hz) = \frac{2}{n} \cdot f_r \cdot \left(1 + \frac{D}{d}\right) \cdot \cos\beta \quad (4.1.1)$$

. Falha na Pista Externa

$$f'_e(Hz) = \frac{2}{n} \cdot f_r \cdot \left(1 - \frac{D}{d}\right) \cdot \cos\beta \quad (4.1.2)$$

. Falha na Estera

$$f_{es}(Hz) = \frac{2}{n} \cdot f_r \cdot \left[1 - \left(\frac{D}{d}\right) \cdot \cos\beta\right]^2 \quad (4.1.3)$$

Onde f_i, f_e, f_{es} são as frequências características do impacto da falha no componente do rolamento, f_r é a rotação do eixo em Hertz, n é o número de esferas, d é o diâmetro da esfera (mm), D é o diâmetro entre centros de esferas opostas (mm) e β é o ângulo de contato(°). A FIG 4.1.2 mostra esquematicamente a geometria de um rolamento e das variáveis utilizadas para a dedução das equações. v_0, v_c, v_1 são as velocidades tangenciais e central da esfera, e $w_1 = 2.\pi.f_r$, f_r é a rotação da pista interna / eixo.

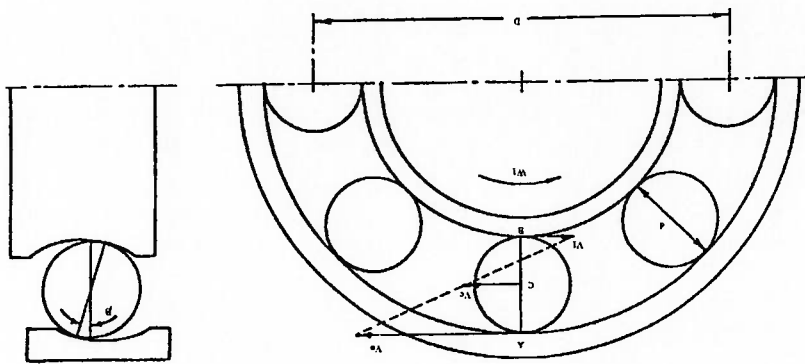
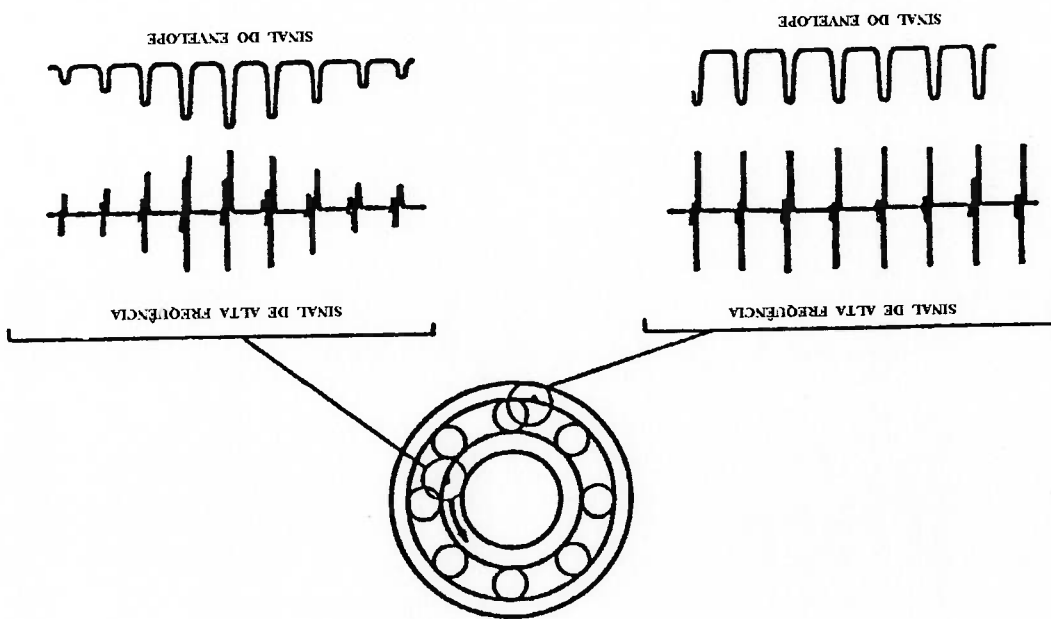


FIG.4.1.2. Esquema para Dedução das Frequências Relacionadas às Falhas (NUNES, 1989)

A FIG.4.1.3 ilustra a diferença entre um sinal produzido por uma falha na pista estacionária, que neste trabalho corresponde a pista externa e o sinal produzido por uma falha na pista rodante (pista interna) (ANGELO, 1987). No primeiro caso, a falha sempre estará sujeita a mesma carga, e o impacto resultante conservará a amplitude durante a rotação do eixo. No segundo caso, a falha se deslocará de acordo com a rotação de maneira que o carregamento incidente varia, causando uma modulação na amplitude de impacto. Isto dificulta a análise do espectro de vibração do sistema, não constituindo objeto de estudo deste trabalho.

Um rolamento típico gera um espectro contendo uma grande concentração de frequências e harmônicos associados. Se existe uma falha em qualquer dos componentes/elementos do rolamento, ocorrerá o aparecimento de uma frequência fundamental característica e uma série de banda larga de harmônicos por causa dos impulsos de curta duração que este efeito produz. Se a falha é muito pequena, as vibrações resultantes dos impulsos serão pequenas e terá um montante de componentes em alta frequência grande, com um espectro aproximadamente plano dentro de uma banda larga de frequências. Portanto a diâmetro da falha a ser usinada é fundamental em função de estar diretamente relacionado a duração do impacto, e por conseguinte da faixa de frequência que vai excitar a estrutura. Teoricamente quanto menor sua dimensão, maior a impulsividade, maior a faixa de frequência excitada, aumentando também a possibilidade de modulação de uma frequência mais alta. O estudo destes harmônicos mais altos encontra problemas quanto ao escorregamento aleatório dos rolamentos, e devido ao fato das esferas não conservarem precisamente a mesma

FIG. 4.1.3 Sinais de Vibração em Rolamentos com Falha na Pista Estacionária e Rodante (ANGELO, 1987)



distância, fatores que causam um pequeno espalhamento na frequência e que dificultam a sua identificação.

Quando a falha se inicia, a impulsividade esta relacionada a excitação de altas frequências, com o desenvolvimento da falha ocorre um acréscimo de energia nas baixas frequências facilitando o uso de técnicas de análise no espectro direto.

A FIG.4.1.4, ilustra a resultado da análise de uma falha no rolamento, excitando apenas uma ressonância. A linha tracejada representa o espectro de energia de um pulso, que é a resposta em frequência do sistema representado com um grau de liberdade, excitarão 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.

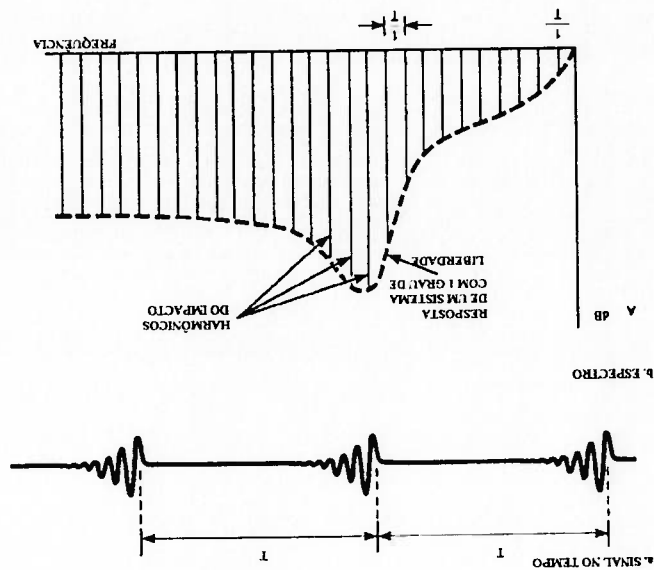


FIG. 4.1.4 Espectro em Frequência de Impacto de Falha em um Sistema de Um Grau de Liberdade (ANGELO, 1987)

4.1.3 Modelo Matemático da Resposta à Excitação

Como visto anteriormente, quando uma falha entra em contato com outra superfície, é gerado um pulso de curta duração que pode excitar uma ou mais frequências de ressonância do sistema. No modelo proposto, supõe-se que o modo de vibrar de frequência Ω_j é o mais significativo, simulando um grau de liberdade, e que os pulsos são gerados em intervalos regulares T_j . Assim a resposta do sistema $x_j(t)$ é dada pela seguinte expressão (BRAUN,1980):

$$x_j(t) = \sum_{j=1}^m g_j(t) \cdot U(t - jT_j) \quad j = \text{índice do período} \quad (4.1.4)$$

onde $g_j(t) = A_j \cdot e^{-\alpha_j t} \cdot \text{sen} \Omega_j t$, α_j é o amortecimento da estrutura para o modo de frequência Ω_j , f_j é a frequência característica da falha, $U(t) = 0$ para $t < 0$, e $U(t) = 1$ para $t \geq 0$.

O sinal característico de cada falha é modificado pela resposta impulsiva da estrutura de modo que para m falhas, o sinal medido $v(t)$ é dado por (BRAUN,1980) :

$$v(t) = \left[\sum_{m=1}^m A_m \cdot e^{-\alpha_m(t-jT'_m)} \cdot \text{sen} [\Omega'_m(t-jT'_m)] \cdot U(t-jT'_m) \right] \otimes h(t) \quad (4.1.5)$$

onde $h(t)$ é a resposta impulsiva do caminho de transmissão entre o ponto de geração de pulsos e o ponto de medição, e \otimes é o produto de convolução.

O sinal medido em um rolamento com falha, é a soma do sinal descrito pela equação 4.1.5 com um sinal aleatório de banda larga $R(t)$ gerado pelo contato das superfícies de rolamento com boas condições, o que dificulta a extração de informações da história temporal do sinal.

Este problema é contornado através da Transformada de Fourier para obtenção do sinal no domínio da frequência, obtendo-se:

onde $H(f)$ é a função resposta em frequência do caminho de transmissão, $x(f)$

é a Transformada de Fourier de $x'(t)$ e $\delta(f - f'_i)$ é a função delta de Dirac (função de impulso unitário). Observe-se que devido a linearidade do operador, é possível a soma

do ruído de banda larga.

O módulo da equação representa um modelo matemático simplificado para o

espectro de vibração de um rolamento com m falhas localizadas. Pela verificação da equação, o espectro deverá apresentar picos discretos nas frequências relacionadas as falhas e seus harmônicos, além do ruído. As amplitudes destes picos dependem da resposta em frequência do caminho de transmissão $H(f)$ e dos coeficientes de $x'_i(f)$. O

método de análise espectral baseia-se no fato de que estes coeficientes são proporcionais as amplitudes de A'_i de $x'_i(f)$, que possivelmente sejam proporcionais ao tamanho da falha. Assim quando a falha progride, a amplitude do pico de frequência a ele relacionada

deverá aumentar. A influência de $H(f)$ se verifica pela amplificação de alguns picos e atenuação de outros.

A abordagem matemática da modelagem da falha neste trabalho vem a ilustrar como auxílio na visualização do problema, visto não estar entre as propostas a simulação e determinação teórica da Função de Transferência do sistema. Entretanto verifica-se a necessidade de conhecimento da resposta da estrutura, que neste trabalho é abordada experimentalmente.

$$v(f) = \left[2 \cdot p \cdot \sum_{i=1}^m x'_i(f) \cdot d(f - f'_i) - jff \right] \cdot [H(f) + R(f)] \quad (4.1.6)$$

4.2 A Resposta da Estrutura

4.2.1. A Resposta Modal

A análise modal experimental procedida têm como objetivo principal neste trabalho, a identificação de ressonâncias que poderiam ser moduladas pelo impacto da falha do rolamento.

A identificação de estruturas de sistemas mecânicos quanto ao comportamento dinâmico é verificada através de três parâmetros, chamados **modais** (EWINNS, 1984):

- . Frequência Natural
- . Modo de Vibração de cada frequência natural
- . Amortecimento de cada modo de vibrar

Para verificação destes parâmetros dentro da faixa de frequência de interesse, procede-se a Análise Modal do sistema, que pode ser realizada experimentalmente ou analiticamente. Neste trabalho será efetuada a análise modal experimental para identificação das ressonâncias do sistema, não estabelecendo metodologia para determinação de modo de vibrar e amortecimento.

A base da Análise Modal Experimental é a medição de uma série de Funções de Transferência (FT) de uma estrutura para uma determinada excitação.

Antes do início das medições das FTs, a estrutura a ser analisada deverá ser discretizada em um determinado número de pontos que reproduzam aproximadamente a sua geometria, e representem a dinâmica do sistema com relação ao comportamento modal. Esta proposta inicial de discretização obedece critérios empíricos obtidos através de uma avaliação global da estrutura.

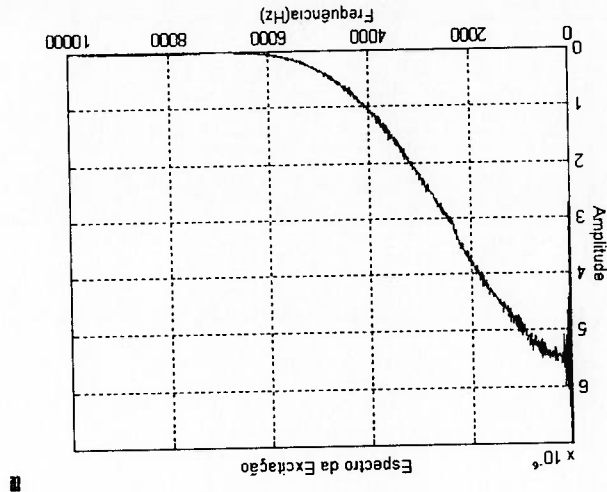
Utilizando-se do Princípio da Reciprocidade a excitação e aquisição dos sinais podem ser feitas por dois métodos :

. Fixando o acelerômetro em um ponto da estrutura excitando-a em pontos que sejam dispostos segundo os critérios de ensaio.

Excitando a estrutura em um ponto fixo e alternando o acelerômetro de posição. A metodologia a ser seguida é a primeira porque a forma de excitação escolhida, por impacto, favorecer esta configuração. A técnica de excitação por impacto produz uma transferência de energia transitente, que se assemelha ao caso sob estudo. O impacto é produzido por um martelo construído com transdutor de força piezoelétrico.

O espectro produzido pela excitação do martelo é contínuo em uma grande faixa de frequência, com uma amplitude máxima próxima de zero, exibindo um decaimento com o aumento da frequência. A duração e a forma do espectro de impacto são determinadas pela massa e rigidez do martelo e da estrutura. A extremidade do martelo de impacto determina, em estruturas rígidas, a faixa de frequência onde a energia disponível é concentrada, permitindo que faixas de frequência diferentes sejam excitadas pelo uso de extremidades diferentes. A FIG.4.2.1 apresenta um espectro das medições realizadas neste trabalho.

FIG.4.2.1 *Típico Espectro do Impacto do Martelo sobre a Estrutura*



As vantagens do uso deste sistema de excitação, são a velocidade de aquisição dos sinais e a intrusão (modificação de massa e rigidez) no sistema a ser identificado não se manifestar de maneira significativa.

Em um sistema ideal a extração da FT envolve a força de excitação que é

mensurável, a medição da resposta e o cálculo da relação entre elas. Entretanto, na prática existem alguns problemas como a existência de ruído na estrutura, incluindo comportamento não linear, ruído elétrico na instrumentação e resolução de análise limitada, e para minimizar estes problemas aplica-se a média temporal (ANEXO A) para

estimativa da FT.

Para a medição a bancada foi colocada sobre espuma de maneira a isolar ao máximo da estrutura de apoio. O sinal de força é medido diretamente pela transdutor piezoelétrico do martelo, que é impactado na estrutura em cada um dos pontos discretizados. O sinal de resposta contém não somente a parte referente a excitação como aquelas devido aos problemas comentados, que caracterizam como uma medição com ruído no sinal de entrada.

EWINS (1984) verificou que na análise modal de dados transitórios, a Função de Transferência $H(f)$ é obtida através da divisão da densidade espectral cruzada $G_{xy}(f)$ pelo auto-espectro da excitação :

$$H(f) = \frac{G_{xy}(f)}{G_{xx}(f)} \quad (4.2.1)$$

onde $G_{xy}(f)$ é a média da densidade espectral de potência cruzada da excitação e resposta, e $G_{xx}(f)$ é a média da densidade espectral de potência da excitação.

Para verificação da causalidade entre a excitação e resposta do sistema é utilizado o conceito de função de coerência, que indica qualitativamente o número de médias requeridas para redução do nível de ruído nas medições, e também a qualidade das funções de transferência medidas.

Em função dos ruídos externos que distorcem as medições, três médias são tomadas para cada ponto de medição, para sua minimização e redução da variância.

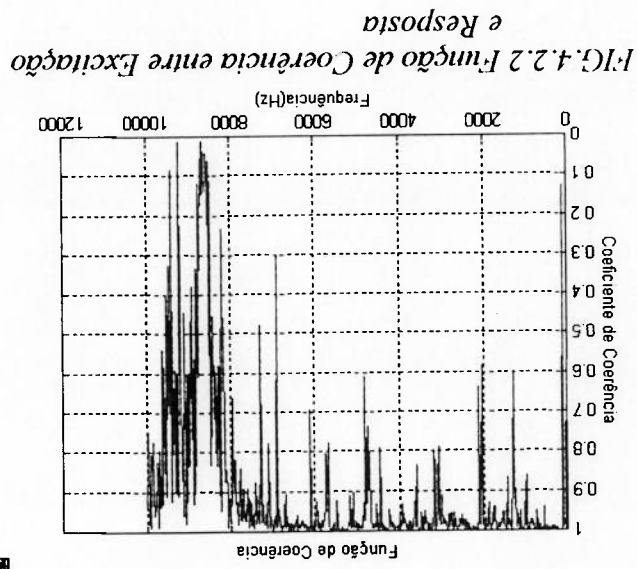
A função de coerência entre dois sinais segundo EWINS (1984) é dada por :

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{G_{xy}(f) \cdot G_{xy}(f)}{|G_{xy}(f)|^2} \quad (4.2.2)$$

onde $G_{xy}(f)$ é a média da densidade espectral de potência da resposta.

Quando $\gamma_{xy}^2(f) = \frac{G_{xy}^* \cdot G_{xy}}{G_{xx} \cdot G_{yy}} = \frac{x^*(f) \cdot y(f) \cdot y^*(f) \cdot x(f)}{y^*(f) \cdot x(f) \cdot x^*(f) \cdot y(f)}$ a energia de resposta

será exclusivamente gerada pela excitação para toda banda de excitação sob análise, sem qualquer contribuição de outra excitação externa. Se o valor desta função for igual a zero, não existirá qualquer correlação entre o sinal de excitação e resposta. A FIG.4.2.2 apresenta uma função de coerência típica adquirida no presente trabalho.



Os resultados são apresentados no item 6.2 e ANEXO D.

4.2.2. A Resposta Sonora

A todo comportamento vibratório esta associado uma radiação sonora, que fundamentalmente é dependente da relação do comprimento de onda de flexão na estrutura com o comprimento de onda sonora emitido (GERGES, 1983), que define uma maior ou menor eficiência de radiação. Esta resposta pode ser dividida, segundo BAYER (1989) em duas partes : ruído(som) direto da fonte e ruído(vibração) que se propaga do rolamento para a estrutura onde está inserido e daí para o ar. A dissociação destas fontes não devem contribuir para uma melhoria significativa dos resultados, em função de fundamentalmente o objetivo ser fixado na determinação das frequências características do rolamento que não mudam, independentemente da trajetória. A dificuldade de execução desta separação, contribui para justificar porque a separação não é pretendida dentro do escopo deste estudo.

Este trabalho não objetiva um estudo de eficiência de radiação, mas a identificação de características que permitam o reconhecimento das fontes sonoras da estrutura sob monitoramento. Para identificação destas fontes são procedidas medições em pontos discretos da estrutura segundo uma grade para referência espacial (FIG.3.4.7). As medições são realizadas com a sonda de intensimetria, que permita a verificação da pressão e intensidade sonora, sendo que a última por suas características vectoriais permite perceber com mais precisão a diretividade das fontes.

Na identificação são objetivados duas verificações : a caracterização no espectro da frequência das fontes existentes na estrutura que viabilize o diagnóstico de falha com mais propriedade, com a confirmação da não existência de frequências coincidentes, e a verificação das potenciais frequências a serem moduladas pelo ruído do impacto na falha. Os resultados das medições são apresentados no item 6.2 e ANEXO D.

4.3 MEDIÇÕES

Entre os procedimentos de medição serão apresentados a calibração da instrumentação utilizada para medição vibratória e acústica, calibração do emprego da técnica do envelope e validação da técnica de medição de intensidade sonora.

4.3.1 A Calibração da Instrumentação

Para conservação dos erros de medição em níveis baixos e dar confiabilidade as medições, a cadeia de instrumentação deve ser calibrada. A ordem de apresentação obedece a da proposta do trabalho de estudar espectro direto e a demodulação de sinais para o diagnóstico de falha em rolamento.

4.3.1.1 Calibração da Instrumentação com Medição de Espectro Direto

A calibração para medição de espectro direto será feita em escala absoluta para a instrumentação vibratória e acústica.

Para calibração do transdutor vibratório é utilizado um oscilador eletrodinâmico (shaker) que excita o acelerômetro com uma aceleração de $9,75m/s^2$, gerando uma tensão de 9.24mV rms.

Os transdutores acústicos são calibrados a partir de um pistonphone que gera um sinal de 118 Hz com 118 dB (referência $p_0 = 2e^{-10}mV / \mu bar$) que no microfone 1 produz 5.867mV / Pa e no microfone 2 7.110mV / Pa.

4.3.1.2 Calibração com Aplicação da Técnica do Envelope

A calibração da instrumentação para aplicação da técnica do envelope para os sinais vibratórios e acústicos, é realizada sob o aspecto de determinação da frequência em que ocorre a falha.

A calibração do sistema para atender este aspecto, é verificada experimentalmente através da cadeia de instrumentação constituída por dois geradores de função e um oscilador eletrodinâmico ("shaker") e um alto falante.

A simulação do sinal modulado é realizada por dois geradores de função, onde o

primeiro gera o sinal modulador, e o segundo o sinal portador. A frequência de modulação escolhida é de 60 Hz e a portadora 2000 Hz. Estes sinais são aplicados a um oscilador para verificação em um sistema vibratório, e posteriormente a um alto-falante para demodulação do sinal de pressão sonora. A FIG 4.3.1 apresenta o sinal acústico

modulado gerado pelo sistema. Este sinal é adquirido pelo Analisador de Fourier, e processado segundo as operações que promovem a demodulação do sinal descritas no

item 3.1.3. O mesmo processamento é realizado via MATLAB para verificação da concordância dos resultados. Isto objetiva testar a confiabilidade e inserir uma maior

flexibilidade do processamento, visto o Programa Instrumental oferecer nesta versão a limitação de não desativar o filtro anti-aliasing, o que impossibilita uma boa resolução nas altas frequências (ANEXO A). Os resultados são apresentados nas FIG 4.3.2 e

4.3.3, que mostram a perfeita concordância quanto a determinação da frequência moduladora. O mesmo procedimento é aplicado ao sinal vibratório proveniente do shaker.

As amplitudes apresentadas não foram corrigidas para adequação da comparação

dos dois softwares.

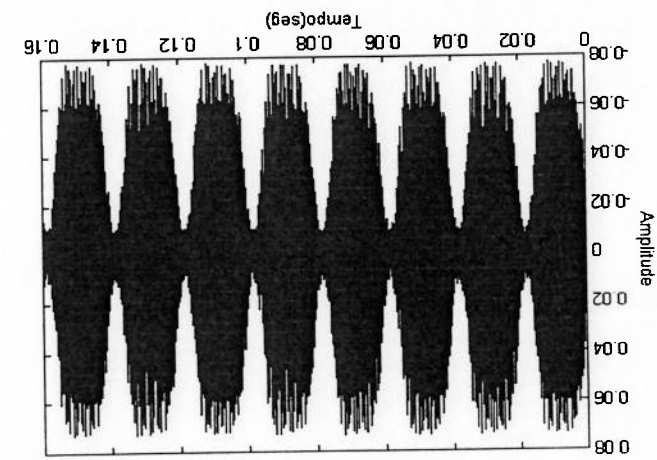


FIG.4.3.1 Sinal Modulado em Amplitude
 $F=2000\text{Hz}$ $f=60\text{Hz}$ (Pressão Sonora)

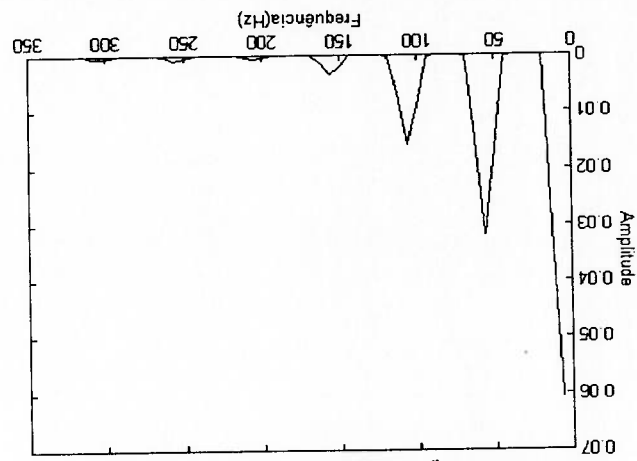


FIG.4.3.2 Sinal Demodulado (Pressão Sonora)
 Programa Instrumental

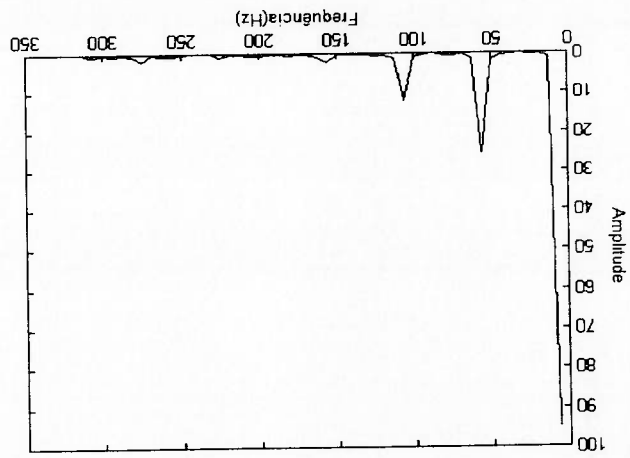


FIG.4.3.3 Sinal Demodulado (Pressão Sonora)
 Matlab

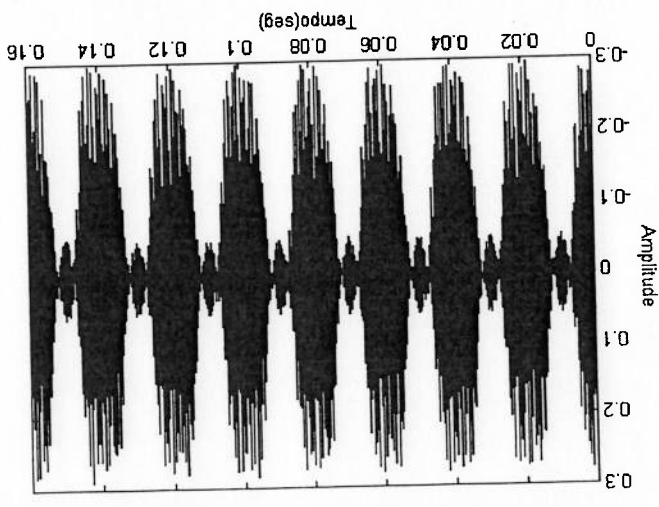


FIG.4.3.4 Sinal Modulada em Amplitude
 $F=2000$ Hz $f=60$ Hz (Vibração)

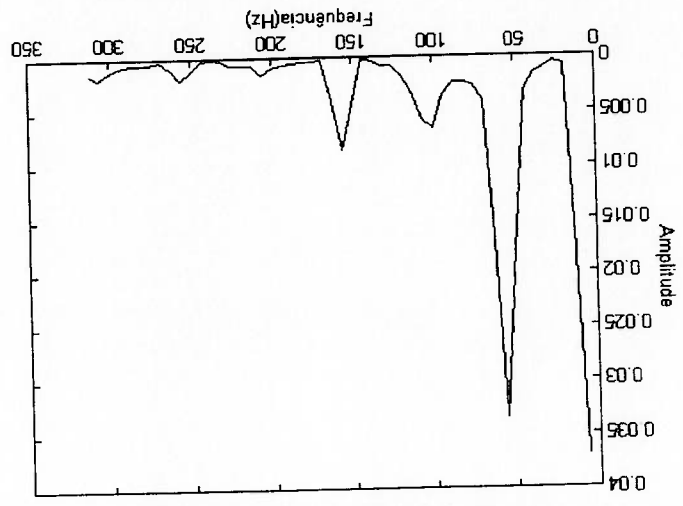


FIG.4.3.5 Sinal Demodulado (Vibração)
 Programa Instrumental

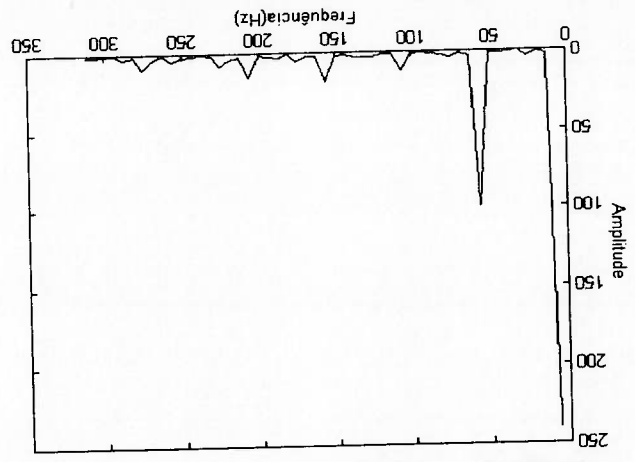


FIG.4.3.6 Sinal Demodulado (Vibração)
 Matlab

A fixação do transdutor piezoelétrico é realizada sobre o mancal onde está inserido o rolamento sob teste, e o sistema de fixação é através de cera que permite uma faixa de trabalho com linearidade até 5 kHz. A escolha deste tipo de fixação verifica-se e por aplicação da técnica do envelope.

A medição de vibrações tem dois objetivos : a identificação por análise modal, das ressonâncias características da estrutura da bancada e potencialmente moduladas pela razão de impacto, e a medição para detecção da falha no rolamento pelo espectro direto

4.3.2.1 Vibrações

em rolamento.

Uma característica destas medições é referente ao trabalho com pressão e intensidade sonora em frequências discretas e não em bandas de frequência como é usual. Isto é devido ao monitoramento de frequências específicas correspondentes à falha

$1/6.25=0.16$ segundos.

o que resulta na resolução de 6.25 Hz e faz com que o tempo de aquisição seja de caso em estudo a banda de frequência analisada é 0 - 5000 Hz com 800 linhas espectrais, O tempo de aquisição de cada variável é inversa a resolução em frequência. No

erros aleatórios são minorados pela realização de médias (5) para cada medição estudo comparativo, é passível de ser absorvido sem grande perda em confiabilidade. Os Genuinamente os erros sistemáticos são considerados estacionários, e portanto para um possam ser absorvidos sem uma perda significativa na confiabilidade dos resultados. fazendo perceber que este estudo é comparativo, o que permite que alguns problemas rolamento, verificando em alguns tópicos a observação da normalização existente, mas vibrações, pressão e intensidade sonora para detecção e diagnóstico de falha em Os procedimentos de medição estabelecem alguns critérios para a medição de

4.3.2 Procedimentos de Medição

pela garantia da faixa de interesse (0-5 KHz), e em função da existência de ruído elétrico proveniente do conjunto conversor/motor, que apesar do aterramento realizado é de difícil eliminação. Quanto a este aspecto, também foi inserida uma pastilha de material isolante para auxiliar na eliminação deste ruído.

A aceleração é escolhida para representar a vibração do mancal por apresentar uma linearidade na resposta em uma faixa de frequência mais alta que deslocamento e velocidade (STEWART, 1982). A medição é feita tomando o sinal de pico em virtude da natureza impulsiva do sinal gerado pelo impacto da falha.

A Norma NBR 10273 prevê que a seleção da faixa de medição deve ser tal que, a indicação do nível mínimo de severidade de vibração a ser medida seja igual a pelo menos 30% do valor de fundo de escala.

Os prováveis erros de medição provenientes de ruído de fundo são considerados estacionários e portanto existentes em todas as medições, o que permite para efeito de comparação, a sua desconsideração.

A Norma NBR 10273/1988 prevê a verificação da influência da massa do acelerômetro sobre a medição da seguinte maneira : dobrar a massa vibrante do acelerômetro, se a nova medição mostrar um desvio da leitura original de mais de 12%, significa que a massa do acelerômetro é grande demais para ser comparado com o objeto de medição, e o resultado deve ser rejeitado. Esta verificação foi feita para todos carregamentos previstos.

4.3.2 Pressão Sonora

A medição de pressão sonora é proposta segundo os seguintes objetivos :
estabelecimento de uma mapeamento das fonte sonoras existentes na bancada, identificação da frequência de impacto da falha no rolamento e verificação das frequências potencialmente moduladas pelo impacto.

As superfícies da bancada vibrando em vários modos diferentes produzem um campo sonoro que tem uma faixa ampla de frequências, o que significa um padrão do sinal de nível sonoro em torno da bancada bastante complexo. Quanto a direcionalidade do campo verifica-se que se o comprimento de onda não é grande comparado com as dimensões da fonte, o sinal exibe uma direcionalidade que exige cuidados com relação ao número de pontos de medição que sejam tomados para descrição do campo com propósito de identificação sonora da bancada. Em contraste, se o comprimento de onda é

0002 que exibe um coeficiente de absorção sonora acima de 200 Hz em torno de 1. que foi devidamente revestida com material absorvente de fabricação MBET Tipo PA referente a proximidade de uma parede ao motor que poderia induzir alguma reflexão e necessária a correção das medições quanto a este aspecto. O único cuidado tomado é característico do laboratório onde foram realizadas as medições, admite-se que não é Pela proximidade física das medições e o baixo nível de ruído de fundo motivo que será descrito neste trabalho.

Para detecção de falha por espectro direto e por demodulação, a pressão sonora é tomada a uma distância média dos microfones de 120 mm da fonte no sentido radial, por variáveis.

utilizados na sonda de intensimetria para facilitar a medição simultânea de todas A pressão sonora medida resulta da média do auto espectro dos microfones da bancada para a grade.

constituinte da bancada, uma vez que existem dificuldades de reprodução da geometria demodulação. Estas medições são feitas à uma distância variável de cada elemento rotações de 1250 e 1500 rpm, que são as rotações que vão ser mapeadas para estudo de aquisição é feita com rolamento sem falha e na condição de carregamento de 20 kgf, e torno da bancada, e para cada ponto é tomada a média de cinco sinais adquiridos. A os aos componentes mecânicos da bancada (FIG.6.1.1). Este mapeamento é realizado em das medições que possibilite a identificação dos níveis sonoros existentes, relacionando- Para execução do mapeamento é utilizada uma grade como referência espacial

grande comparada as dimensões da fonte, o som tende a radiar aproximadamente uniforme em todas as direcções, o que permite que no caso de detecção da falha por espectro direto um ponto de medição seja suficiente para análise.

4.3.2.3 Intensidade Sonora

Atualmente intensidade sonora encontra uso bastante restrito à medição de potência sonora, mas continuamente vêm encontrando espaço como ferramenta para localização e identificação de fonte sonora. Os procedimentos para medição de intensidade sonora atendem os mesmos objetivos verificados para pressão sonora.

Embora o objeto deste trabalho não seja o de determinar a potência sonora, os procedimentos de medição para localização e identificação de fonte são considerados os mesmos. Para determinação de potência sonora usando intensidade sonora existe uma normalização feita pelo Grupo de Trabalho do Sub Comité de Ruído (SCI) do Comité Técnico da Organização de Normas Internacionais (ISO) - Norma ISO 9614-1 "Acoustics - Determination of the Sound Power Levels Using Sound Intensity Measurements at Discrete Points" (APÊNDICE I).

Em equipamentos industriais existem várias faixas de frequência representadas nas vibrações dos componentes mecânicos sem guardar correlação, que produzem um campo sonoro e uma distribuição de intensidade sonora que exige que este campo sonoro seja estudado apenas nas proximidades da superfície vibrante para alcançar resultados confiáveis do nível sonoro e do local de origem.

Para tratamento destas dificuldades, nas medições práticas o procedimento consiste em determinar uma superfície imaginária que envolva a fonte sonora, que pode ser arbitrária, mas que permita ser conhecida. Para obtenção de informações sobre as características do campo sonoro, a superfície deve ser dividida em um número de áreas iguais, onde são feitas as medições no centro geométrico.

As medições de intensidade sonora a partir da superfície imaginária sobre a bancada de testes, pode ser realizada através de dois métodos : Ponto - a - Ponto(Discreta) e Varredura (FIG.4.3.7). CROCKER (1993) fez um estudo comparativo das duas medições e comprovou a maior eficiência do método por varredura, ou por outra, aumentando o número de discretizações para estimativa de potência sonora. Também verifica que a distância da superfície imaginária não influi decisivamente nos resultados.

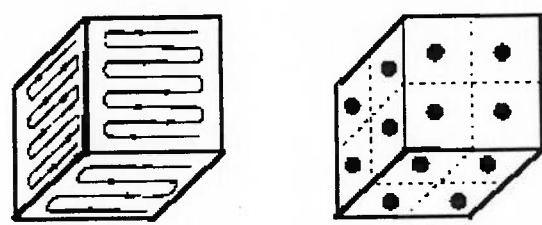


FIG.4.3.7 Medição de Intensidade Sonora Ponto-a-Ponto e Varredura (CROCKER,1993)

Para verificar a qualidade e proporcionar ações de melhorias nas medições de intensidade sonora, a Norma prevê a observação de indicadores de campo, que são descritos no APÊNDICE 1. Uma vez que o objetivo do trabalho não consiste na determinação de potência sonora, mas de sinais que evidenciem modificações a partir da inserção de uma falha no rolamento em um estudo comparativo, os indicadores constituem matéria a título de informação sobre o método de medição.

O conjunto dos microfones deve ter orientação tal que seja computada a componente normal da intensidade sonora à superfície, ou seja os microfones são dispostos de maneira que a direção normal à superfície passe paralelamente às membranas .

A medição da componente de intensidade em um ponto do campo é susceptível a erros sistemáticos e aleatórios. Para verificação da faixa de validade do medidor de intensidade sonora POPE (1988) considera os seguintes fatores:

. Limites na faixa de frequência útil devido ao erro de separação finita.

estão em fase, restando a diferença como inerente a cadeia de instrumentação. corte, pode-se garantir que os sinais de pressão que são captados pelos dois microfones fonte sonora, e uma vez que a onda se propaga com frequência abaixo da frequência da Conforme verificado pela figura, os dois microfones estão à mesma distância da diagrama de fase a partir do espectro cruzado dos sinais dos microfones.

osciloscópio através do diagrama de Lissajous, e pelo Analisador de Fourier por um A resposta de fase dos dois microfones foi monitorada paralelamente por um tem diâmetro 38 mm, que limita a frequência de corte em 5290 Hz.

desta frequência apenas ondas planas propagam-se no tubo. Neste teste o duto utilizado frequência de corte que informa o primeiro modo de propagação, e garante que abaixo onde c é a velocidade do som [m/s] e d é o diâmetro do tubo[m]. f_c é a

$$f_c = \frac{1,84 \cdot c}{\pi \cdot d} \quad (4.3.1)$$

determinada por KINGSLER & FREY (1982) para duto uniforme de parede rígida : de ondas planas dentro da faixa de frequência sob estudo (0 - 5000 Hz), que é Inicialmente é determinada a diâmetro máximo do tubo que permita a propagação observância de propagação de ondas planas no duto.

microfones são montados paralelos em uma terminação rígida no tubo, conservando a canais de instrumentação foi construído o aparato da FIG.4.3.8, sendo que os dois Para verificação do erro sistemático devido a diferença de fase entre os dois

espacamento entre os microfones provém do estudo deste tipo de erro. determinação do gradiente de pressão. A configuração da sonda, que basicamente é o O principal erro sistemático é proveniente das aproximações feitas para .Adequação da configuração da sonda para a medição desejada. .Limites na faixa útil devido ao erro de diferença de fase.

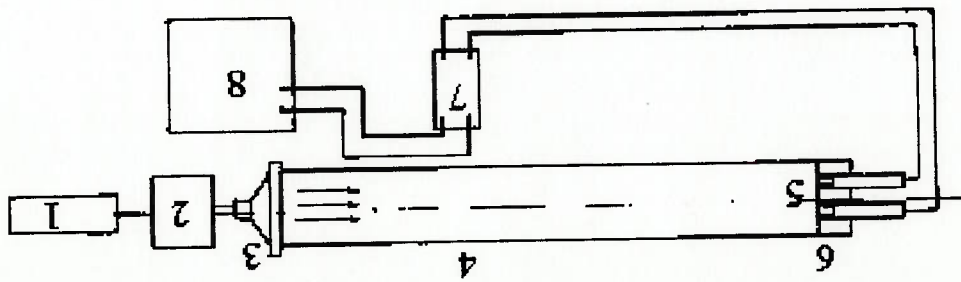


FIG.4.3.8 Aparato para Medição de Diferença de Fase entre os Canais de Instrumentação

1. Gerador de Função
2. Amplificador de Sinal
3. Alto Falante
4. Tubo Rígido (38 mm)
5. Microfones
6. Tampa Rígida
7. Amplificador de Sinal
8. Analisador de Fourier/Osciloscópio

O esquema de experimentação para determinação da diferença de fase consiste em excitar a fonte sonora em tons puros por um gerador de função. Os dois microfones captam os sinais pela cadeia de instrumentação para medição da diferença de fase.

As medições foram realizadas de 0 - 5000 Hz, sendo que acima de 2000 Hz foi verificado uma diferença de fase menor com picos de 10 graus em 3200 Hz e 3 graus em 3000 Hz. Na faixa de medição de 0 - 2000 Hz que corresponde a de mais interesse, como será visto mais adiante é apresentado o resultado na FIG.4.3.9.



FIG.4.3.9 Diferença de Fase entre os Dois Canais de Instrumentação

O erro apresentado em graus encontra correspondência em decibel relativo a diferença de fase medida em cada medição. Para uma medição de diferença de fase de 35 graus (valor médio aproximado) em decibel o erro com 4 graus é de 0.4 dB, valor considerado aceitável para as medições à serem realizadas neste trabalho.

. Validação do Medidor de Intensidade Sonora pela Teoria de Ondas Planas

Existem vários testes que podem ser aplicados para validação do medidor de intensidade sonora, entre estes o teste de ondas planas, monopolo, dipolo e quadrípolo. Dificuldades quanto a obtenção de instrumentação e ambiente adequados impedem os três últimos, e a consideração de que as medições a serem realizadas seja de ondas planas não deve induzir um erro apreciável visto a proximidade das medições e o tamanho da fonte.

O espectro de Intensidade Sonora determinado através da equação 3.2.38, deve ser comparado com a teoria de ondas planas para validação da técnica proposta. Esta verificação pode ser feita através da comparação entre o espectro medido e o valor teórico da Intensidade Sonora de ondas planas.

.Intensidade Medida

$$I_1(f) = -\frac{Im(G_{12})}{p \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \cdot \Delta r} \quad (3.2.38)$$

.Intensidade Exata

$$I(f) = \frac{p \cdot c}{P_2(f)} \quad (3.2.45)$$

Para execução desta comparação, foi montado o aparato da FIG.4.3.10, observando-se a modificação com relação a FIG.4.3.8 da orientação dos microfones, e a inclusão de material de absorção sonora em forma adequada na terminação do duto para geração de campo sonoro com ondas planas progressivas, característica fundamental para esta medição e que apresenta um grau de dificuldade acentuado para obtenção. Esta dificuldade é proveniente da impossibilidade de se alcançar uma absorção de 100% da

Alguns materiais de absorção (espuma, lá-de-vidro) foram testados em configurações diferentes (forma de cunha, plana e cônica), para obtenção de uma terminação anecóica que maximizasse a absorção dentro da faixa de frequência de estreitas de frequência.

entre microfones e o diâmetro do tubo fossem alterados para validação em faixas mais demasiado extensa para a faixa de erro proposta, o que provocou com que a distância estas relações, provavelmente pelas condições diferenciadas de teste, fornecem uma faixa Manipulando as equações percebe-se ainda, que $r \geq 2 \cdot \Delta r$. Na prática verifica-se que $\Delta r = 10mm$ obtém-se uma faixa útil de medição de $f_{max} = 7097Hz$ e $f_{min} = 546Hz$. Tomando um exemplo verifica-se que utilizando os dois microfones com

$$0.1 \leq \alpha \leq 1.3 \quad \text{onde } \alpha = k \cdot \Delta r$$

$$0 \leq \beta \leq 0.5 \quad \text{onde } \beta = \frac{r}{\Delta r}$$

obtenção de uma faixa de erro de ± 1 dB. entre distância de medição r , número de onda k e distância entre microfones Δr para padrão supra citadas, e determinaram relações que permitem uma primeira aproximação THOMPSON (1981) e ELLIOT (1981) estudaram os valores de erro nas fontes possibilita a geração de ondas planas até 5000 Hz.

Para este trabalho, inicialmente foi utilizado um tubo de 41 mm de diâmetro, que dos microfones e faixas de frequência adequadas para estudo em cada configuração. construção da terminação anecóica, diâmetro do duto, material do duto, espaçamento intensidade sonora inclui as seguintes variáveis: material de absorção e forma de A configuração final do aparato para validação do método de medição por limita-se a medições e análise de resultados de acordo com os erros obtidos na literatura. duto e que a sua descrição não é de simples obtenção, razão pelo qual este trabalho experimentais é possível perceber que existe um campo sonoro complexo no interior do estacionárias(energia reativa), e insere ruído na medição. Pelas observações dentro de faixas de frequência específicas, o que origina o aparecimento de ondas energia incidente, em função do coeficiente de absorção do material ser menor que 1

interesse. O material selecionado é la de vidro (fabricação - Companhia Vidraria Santa Marina - produto Psi - 40) que possui um coeficiente de absorção sonora próximo de 1 para frequências superiores a 500 Hz.

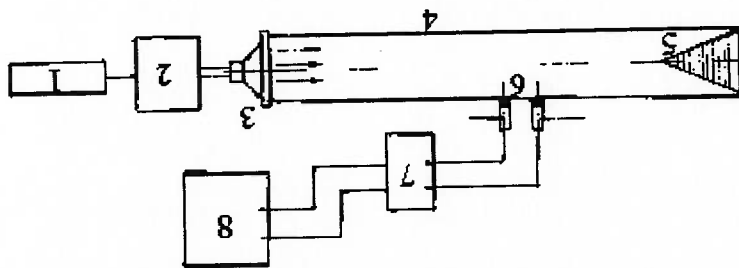


FIG. 4.3.10 Aparato para Validação do Método de Intensidade Sonora

1. Gerador de Função
2. Amplificador de Sinal
3. Alto - Falante
4. Duto Rígido (Diâmetro 38 mm)
5. Terminação Anecoica (la de vidro)
6. Microfones
7. Amplificador e Sinal
8. Analisador de Fourier

De acordo com estes critérios fora observados a seguinte configuração para validação do método :

Faixa de frequência 2000 Hz - 5000 Hz

$$\Delta r = 12,2 mm$$

Diâmetro de Tubo = 41 mm

FIG. 4.3.11 Configuração 1

- Terminação anecoica cônica altura 150 mm
- Tubo PVC
- Adição de tampa rígida atrás da terminação anecoica
- $\Delta r = 12,2 mm$

validade do método. Os gráficos das FIGS. 4.11-14 fornecem o erro em decibéis para as faixas de frequência estabelecidas. A partir do gráficos , é possível verificar a sensibilidade dos resultados nos limites de frequência especificados, em função do espaçamento dos microfones, levando a conclusão que possivelmente uma gama de espaçamentos maior deva ser utilizado para as medições.

Para a faixa de frequência abaixo de 500 Hz , ainda que não verificada experimentalmente pela dificuldade de obtenção de uma configuração para terminação anecóica satisfatória (alto coeficiente de absorção para baixas frequências), admite-se a

- $\Delta r = 34,5 mm$
- Tubo PVC
- Diâmetro do Tubo = 76,2 mm
- Terminação anecóica cônica altura 250 mm

FIG. 4.3.14 Configuração 4

Faixa de frequência 500 Hz - 2000 Hz

- $\Delta r = 12,8 mm$
- Tubo de aço
- Terminação anecóica cônica altura 150 mm

FIG. 4.3.13 Configuração 3

- $\Delta r = 12,8 mm$
- Tubo de aço
- Terminação anecóica cônica altura 200 mm

FIG. 4.3.12 Configuração 2

FIG.4.3.12 Erro entre Intensidade Medida e Intensidade Exata. Configuração 2

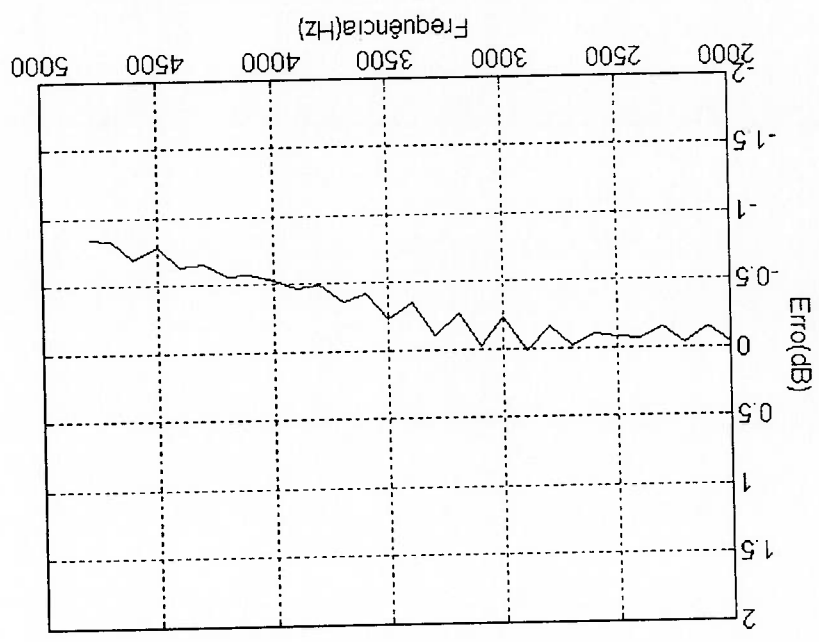
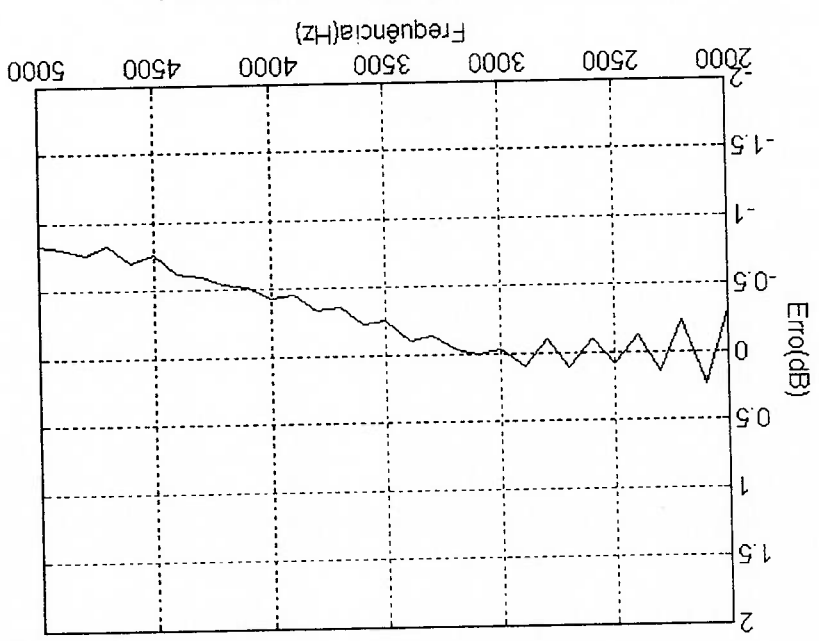


FIG.4.3.11 Erro entre Intensidade Medida e Intensidade Exata. Configuração 1



Como demonstram os gráficos, a sonda de intensimetria dentro das configurações propostas, pode ser utilizada em faixa de 0 - 5000 Hz.

FIG. 4.3.14 Erro entre Intensidade Medida e Intensidade Exata. Configuração 4

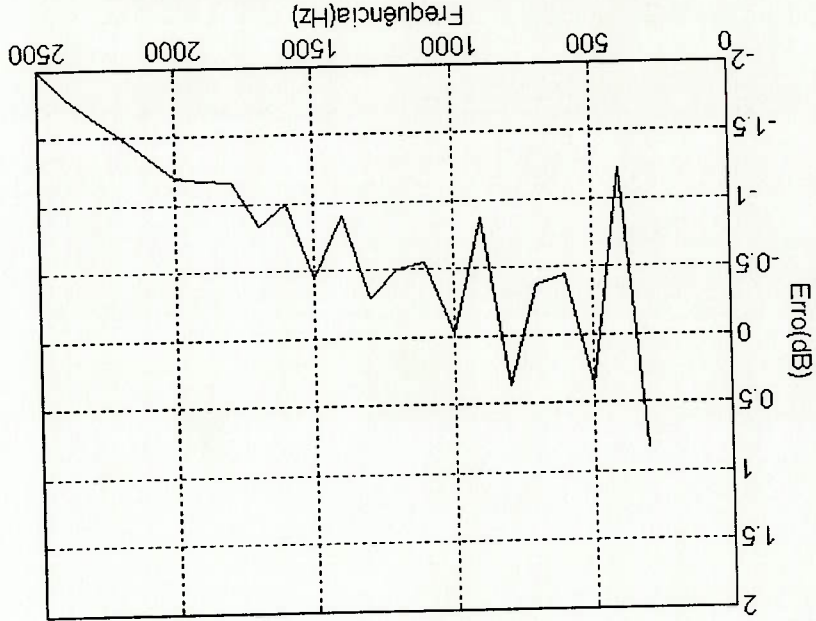
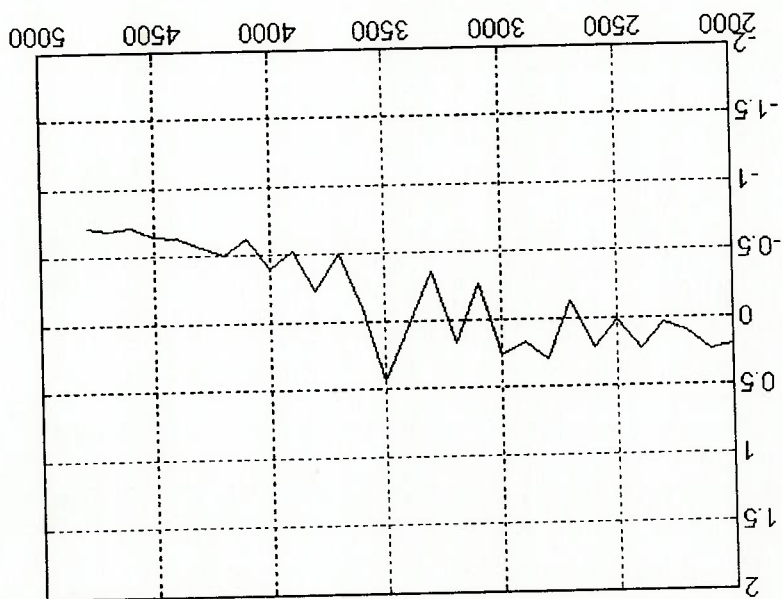


FIG. 4.3.13 Erro entre Intensidade Medida e Intensidade Exata. Configuração 3



5. MATERIAIS

5.1 Bancada

A bancada desenvolvida para este trabalho, foi idealizada segundo um critério de fornecer flexibilidade aos testes de maneira a torná-los representativos ao máximo da proposta do trabalho. A flexibilidade é explicitada segundo a análise da especificidade e da sensibilidade das técnicas de medição quanto ao diagnóstico de falha em rolamento. Para obtenção do comportamento das variáveis sob monitoramento segundo estes dois aspectos foram escolhidas as grandezas de carregamento e velocidade. Baseando-se nestas necessidades para extração das informações de rolamento com falha, a bancada apresentada na FIG.5.1 foi construída.

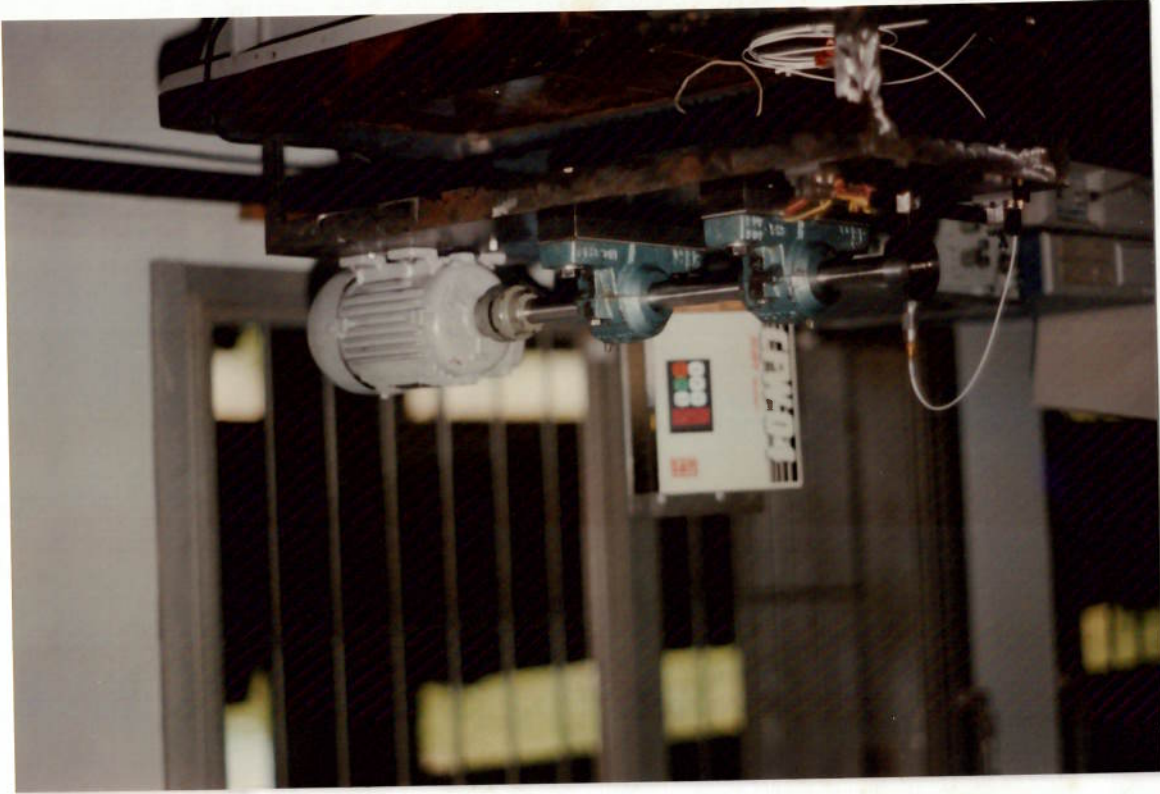


FIG.5.1 Bancada de Testes

O sistema de acionamento consiste de um motor de corrente alternada de 1/3 CV, ligado a um conversor de frequência com faixa de atuação de 0-200Hz, ambos de fabricação WEG. Este sistema permite a variação de rotação de 1 rpm, e segundo o fabricante, a rotação máxima é de 3000 rpm por limitação construtiva do motor. O torque do sistema não entra em consideração visto o carregamento radial no rolamento não apresentar este tipo de solicitação, mas apenas dissipação por atrito entre esteras e as pistas.

O apoio do eixo é realizado por dois mancais com caixas de fabricação DIN tipo SNH-506-605, que contém os rolamentos autocompensadores de duas carreiras de esteras SKF-1206-EKTN-9. A escolha destes rolamentos foi determinada pela diferença nas dimensões relativa ao rolamento de teste, o que propicia que as frequências de rotação envolvidas sejam diferentes, facilitando a análise posterior.

O sistema de carregamento radial consiste da aplicação de carga, por um parafuso, na extremidade de uma barra de aço articulada ao mancal onde está inserido o rolamento de teste (mancal de teste). Para o monitoramento do carregamento foi instalada uma célula de carga feita com quatro extensômetros KFG-5-120-C1-11 de fabricação KYOWA. A faixa de carregamento calculada possível com este sistema é de 0-80 kgf, sem que haja deformação plástica da barra.

O eixo foi usinado em aço inox em um diâmetro de 25 mm, e extremidade de 15 mm para assentamento do rolamento.

Os rolamentos sob teste são de fabricação FAG denominação número BO15TVP, possuem uma carreira de esteras e são completamente desmontáveis facilitando o seu assentamento no eixo, assim como a introdução de falha na pista externa. Para os testes são usados 9 rolamentos com falha tipo puntual, usinada por uma máquina de eletro-erosão, simulando a trinca por fadiga com as seguintes dimensões: Diâmetro 0,5 - 0,4 - 0,3 mm, e cada diâmetro com profundidades de 0,1 - 0,2 - 0,3 mm. Existem dificuldades para usinagem e controle destas medidas (medição), e as tolerâncias de fabricação não foram apuradas por considerar que para o presente trabalho é

suficiente a garantia de diâmetros e profundidades diferentes, e segundo aquela ordem estabelecida. A falha tem o seu posicionamento realizado na parte superior do mancal de teste, de maneira a garantir que o carregamento radial seja incidente sobre aquele local e a distância entre gerador de sinal e transdutor seja o mínimo.

Foi colocado espuma entre a mesa e a bancada para diminuir a interferência do meio sobre o sistema, evitando a excitação de modos de ressonância da mesa, e a transmissão de vibrações para a bancada.

5.2 Instrumentação

A apresentação da instrumentação utilizada para este trabalho é dividida para monitoramento vibratório e acústico. Na especificação da instrumentação não foram estabelecidos critérios, mas a observação do limitante de disponibilidade dos equipamentos nos laboratórios da Instituição à que este trabalho está vinculado. Verifica-se na sequência que este material disponível atende, em boa parte do trabalho, a expectativa da proposta inicial.

5.2.1 Instrumentação para Monitoramento Vibratório

Os componentes da cadeia de instrumentação são:

. Transdutor-acelerômetro piezoelétrico de fabricação BRÜEL & KJÆER

Tipo - 4384

Sensibilidade - Carga - 1.015 pC/m.s-2

Voltagem - 0.788 mV/m.s-2

Faixa Útil de Frequência - 0 - 10 KHz

. Amplificador de Carga - Fabricação BRÜEL & KJÆER - Tipo 2635

Faixa de Amplificação - 0.1 Hz - 10 KHz

Faixa Útil de Frequência - 0.2 Hz - 100KHz

Esta equipamento aquista e processa 2 canais de entrada de dados analógicos em bandas DC 5 Hz - 20kHz. Os conectores de entrada são canais de entrada analógicos para sinais elétricos entre ± 10 Volts. O conversor Analógico/Digital tem 12 bits de precisão. Se for selecionada o fundo de escala duas vezes maior que o necessário, um bit de conversão é perdido, o que resulta em queda da faixa dinâmica dos dados aquistados.

Hardware - Fabricação Tektronix - Tipo 2622

.Analisador de Fourier

4 Hz - 20 MHz(AC)

Faixa de Frequência - 0 - 20 MHz(DC)

Sensibilidade Horizontal - 500 ns/div. - 500 s/div.

Sensibilidade Vertical - 2mV/divisão - 5 V/divisão

.Osciloscópio Digital - Fabricação Gould - modelo 400 - 2 canais

Sensibilidade (extensão de aço) - 2.36 mV/N

.Martelo de Impacto - Fabricação PCB Piezotronics - modelo 086B03

Faixa de Frequência - 5 Hz - 9 KHz

.Oscilador Eletrodinâmico - Fabricação Robotron - modelo 11077

Aceleração Aproximada - 10 m/s²

Frequência de Oscilação - 79,6 Hz

.Oscilador Eletrodinâmico - Fabricação Robotron

Faixa de Frequência - 0,2 Hz - 20 KHz

Passa Banda em 24%, 12%, 6%, 3% e 1.5%

Filtragem - Passa Baixa / Passa Alta / Linear e

Faixa Útil de Frequência - 0.2 Hz - 20 KHz

.Filtro Analógico - Fabricação Robotron - Tipo 01013

Faixa de Útil de Frequência - 0 - 126 Hz

.Estroboscópio Portátil - Fabricação BRÜEL & KJÆR -Tipo 4912

A faixa dinâmica máxima com este conversor A/D é 1024 pontos e de 101 dB. Limitações práticas dos filtros e presença de ruídos reduzem esta faixa para 75 dB. Os dados adquiridos são submetidos a um filtro digital anti-aliasing, que nesta modelo específico não pode ser desativado, sendo a taxa de amostragem de 2,56 vezes a frequência mais alta da banda adquirida, o que estabelece a máxima frequência de amostragem em 51.200 Hz.

.Software

O programa instrumental (IP) permite operar o Tektronix 2622 implementando as seguintes opções para aquisição :

.Controle de Aquisição - permite controlar a largura de banda de frequência, modo de trigger e tensão de entrada.

.Modos de Processamento - controla o tipo de janela, tipo de média

(aditiva,exponencial, subtrativa e pico) e o número de médias.

Para o tratamento dos sinais o IP têm várias funções, que apenas as utilizadas

neste trabalho serão descritas sumariamente.

.Transformada Rápida de Fourier (FFT) - O analisador adquire até 2048 pontos

no domínio do tempo. A FFT transforma um conjunto de dados do domínio do tempo para o domínio da frequência (ANEXO B). Quando é realizada esta transformada, a

simetria do complexo conjugado da FFT dos dados reais reduz a N/2 pontos no espectro

da frequência. O filtro digital passa-baixa anti-aliasing distorce os componentes de alta

frequência do sinal, por efeito conhecido por "roll-off", que é identificado em 22% dos

valores a partir da máxima frequência sob análise. Os 78% valores restantes estão livres

do aliasing dentro de uma faixa dinâmica de 75 dB. Resulta que se 1024 pontos são

transformados, 400 pontos são considerados precisos pela especificação do analisador.

Como o número máximo de pontos é 2048, é possível a obtenção de até 800 linhas

espectrais.

.Autoespectros e Espectros Cruzados - como funções resultantes da FFT da função de auto-correlação e de correlação cruzada, também são apresentadas em N/2 pontos. A FFT produz um espectro simétrico em torno de zero com igual energia nas frequências positivas e negativas. O analisador atribui zero para as frequências negativas e duas vezes a amplitude para as frequências positivas.

A função de coerência igualmente produz N/2 pontos no domínio da frequência. A Transformada de Hilbert quando aplicada ao sinal vibratório ou acústico no domínio do tempo conserva o mesmo número de pontos do sinal aquistado.

5.2.2 Instrumentação para Monitoramento Acústico

.Transdutores - Microfones Fabricação Beyerdynamic Tipo MCS

Faixa de frequência - 0 - 8 KHz

Sensibilidade - Microfone 1 - 0.5786 mV/ μ bar - 5.786 mV/Pa

Microfone 2 - 0.7110 mV/ μ bar - 7.110 mV/Pa

Os microfones são do tipo capacitivo, também chamados microfones condensador, e consistem do conjunto de um diafragma de pequena espessura e uma placa rígida que atuam como um capacitor, que ao ser incidido por ondas sonoras tem sua capacitância modificada. Se uma voltagem DC, chamada voltagem polarizada, é aplicada ao capacitor, esta mudança na capacitância produz um variação de tensão que é proporcional a pressão sonora incidente. Relativamente a outros tipos de microfones, este tem boa estabilidade ao longo do tempo, e sua sensibilidade é pouco afetada pela temperatura.

.Amplificador - Fabricação KORMAN Tipo ADM - 4

Fatores de Amplificação - 1X, 2X, 10X e 20X.

.Gerador de Sinal - Fabricação WAVTEK - Modelo 22

Faixa de Frequência - 100 μ Hz - 11MHz

Fonte Sonora - Tweeter fabricação REALISTIC
Geração de ondas senoidais, quadradas, triangulares e rampa.

Faixa de Frequência - 2 KHz - 80 KHz

Faixa Linear - 5 KHz - 40 KHz

Pistophone - Fabricação Robotron - Modelo PF101

Sinal Gerado - 180 Hz, 118 dB (ref. $2 \cdot 10^{-10}$ bar)

Gerador de Função - Fabricação Leader - modelo LFG 1300 S

Faixa de Frequência - 0,2 Hz - 2 MHz

Geração de ondas senoidais, quadradas, triangulares e rampa

Possibilidade de modulação em amplitude do sinal

Os resultados das medições obtidos foram divididos em quatro itens a seguir:

- 6.1 Exemplos de medição de intensidade sonora.
- 6.2 Identificação modal e sonora da bancada.
- 6.3 Detecção e diagnóstico de falha através do estudo do espectro direto.
- 6.4 Detecção e diagnóstico de falha pela aplicação da técnica do envelope.

Antes da apresentação dos resultados de medição de intensidade sonora aplicada a detecção e diagnóstico de falha, são apresentados dois exemplos usuais de aplicação da técnica.

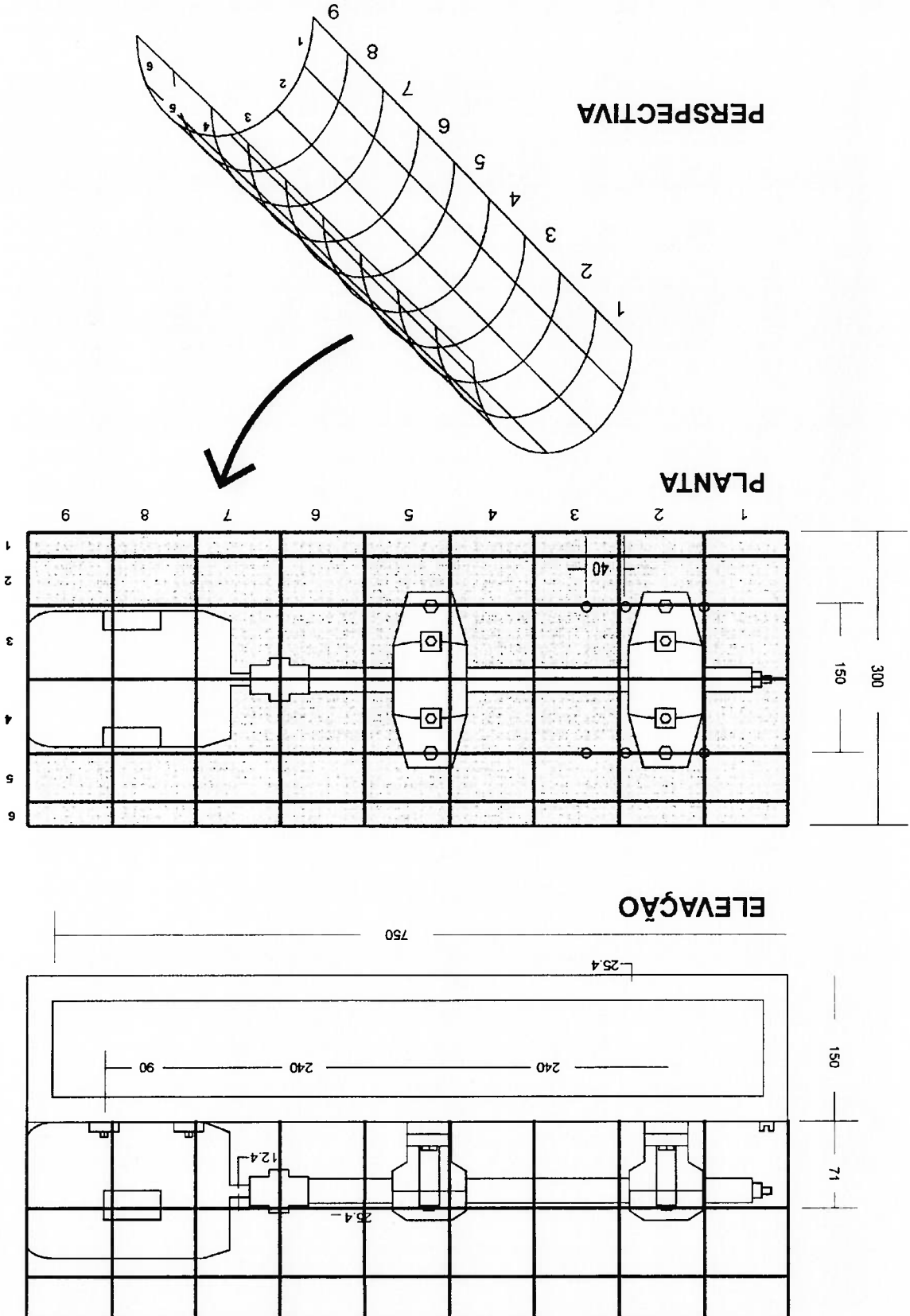
Para medição de intensidade foi confeccionada uma grade em formato de um semi cilindro para identificação das fontes de ruído em pontos equi-distantes da fonte sonora (bancada). A FIG.6.1.1 apresenta a disposição da grade sobre a bancada para identificação aproximada do elemento do reticulado com a fonte de ruído. Os resultados das medições são apresentados no ANEXO D em ordem decrescente de amplitude.

A partir dos sinais dos dois microfones da sonda foi também calculada a pressão sonora média para um estudo comparativo.

As medições foram feitas em toda a grade com a sonda posicionada à 90° da superfície de cada elemento (FIG.3.3.4).

6. RESULTADOS E DISCUSSÃO

FIG. 6.1.1 Grade de Medição



6.1.1 Motor de Acionamento

O motor de acionamento oferece um bom exemplo da radiação de energia sonora

da bancada. O motor trifásico de 4 pólos (220 V) alimentado através de um conversor de frequência com a rotação de 1500 rpm e um rolamento de teste sem falha, apresentou um ruído na frequência de 600 Hz que se estende por toda a superfície de medição. Este ruído que está harmonicamente relacionado com a frequência de rotação, tem natureza eletromagnética e sua origem provável está no espaçamento entre ferros do rotor e estator, responsável por uma enorme quantidade de ruídos que estão descritos na literatura (NAU,1995). Os resultados das medições são apresentados nas FIGS.6.1.2-3 na

forma de um mapa que representa a expansão da grade sobre o plano, observando-se que os pontos plotados correspondem ao centro dos elementos reticulados. A faixa de medição ajustada no analisador foi de 0 - 2000 Hz (800 linhas espectrais/ resolução 2,5 Hz) com um espaçamento entre microfones de 34,5 mm (distância da superfície da fonte sonora >70 mm), e foram realizadas 10 médias. A amplitude dos sinais é apresentada em decibéis com referência em $1e-12 W/m^2$ para intensidade sonora e $20e-6 Pa$ para pressão sonora. Os mapas que apresentam os resultados seguem o posicionamento da FIG.6.1.1.

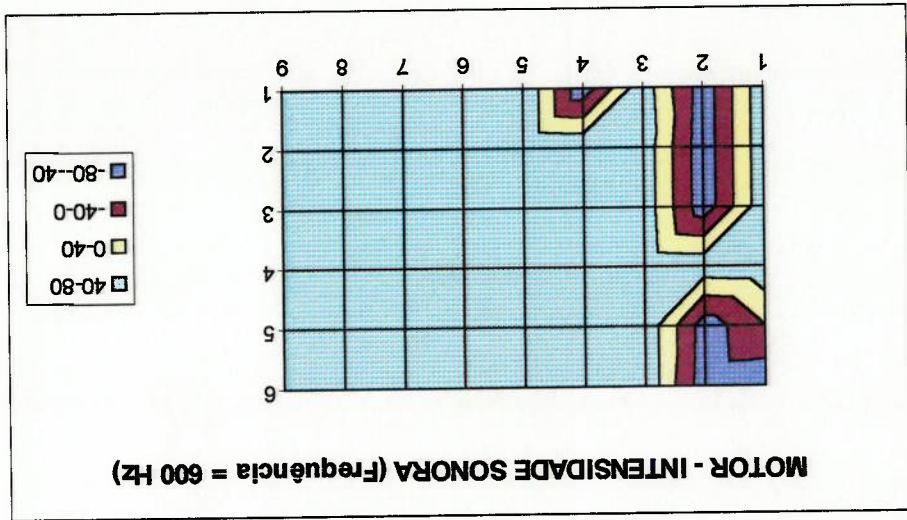
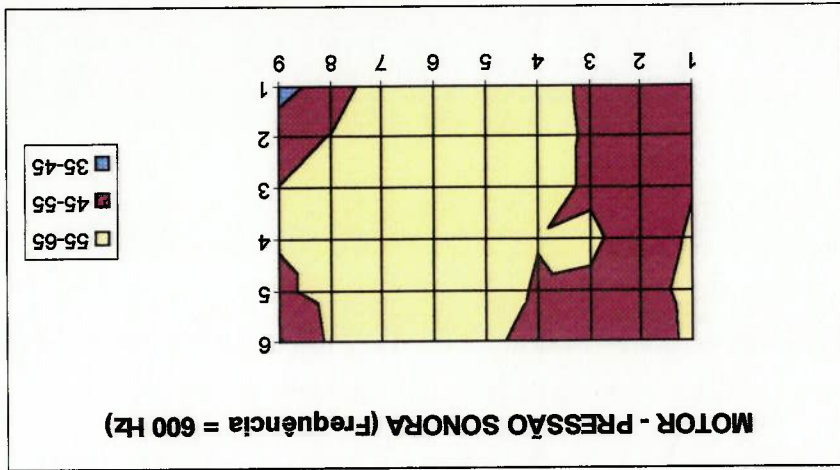


FIG. 6.1.3 Mapa de Pressão Sonora do Motor (Decibel)



O mapa identifica a radiação de energia no sentido do motor para fora da grade de referência (sentido positivo), em quase a totalidade da bancada, apresentando pontos absorvedores de energia ("sinks") na altura do rolamento de teste. Isto acontece devido a saída de energia do motor em algum ponto que torna a entrar (sentido negativo) na grade de referência naquela região. Pode-se observar também que o ponto de máxima radiação de energia aparentemente é pela frente da carga do motor (eixo). A partir da comparação da TAB.6.1.1 com a TAB.6.1.2 do mapeamento de pressão sonora é possível perceber a diferença em sensibilidade, e a possibilidade de verificar a direção do fluxo de energia, informações fundamentais para eventual estudo de controle de ruído.

TAB.6.1.1 Intensidade em Decibéis do Motor

lin/col	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	64,1	-63,4	67,7	-68,5	76,6	79,8	77,5	70,6	70
2	64,1	-66	68,9	72,4	77,2	79	76,7	71,6	65,9
3	68,3	-65,1	68,8	75	76,9	78	77,2	75,1	71,5
4	71,2	64,2	74,7	74,4	76,7	78,1	78	75,7	71,9
5	-0,36	-61,6	72,2	73,2	76	78,4	77,1	74,7	68,3
6	-70,3	-68,3	72,2	70,9	75,7	78,7	75,8	74	72

FIG. 6.1.2 Mapa de Intensidade Sonora do Motor (Decibel)

Exemplificando a qualidade da técnica de medição de intensidade sonora que trata da minimização do ruído de fundo, foi realizada uma medição com fonte externa à superfície de medição. No caso foi aproveitado um ruído proveniente do ventilador do microcomputador utilizado nas medições, que tem uma frequência de 275Hz. A fonte estava disposta ao lado da superfície de medição (FIG.3.1.1), aproximadamente a 700 mm, e não foi tomado qualquer cuidado adicional quanto ao seu posicionamento para a medição. O espaçamento dos microfones foi modificado para 60 mm para melhor atender a faixa de frequência de medição (0 - 500 Hz), e consequentemente adotada uma distância de medição maior (distância média dos microfones à fonte > 120mm). A rotação do motor foi programada em 1000 rpm, e em cada elemento reticulado foram tomadas 10 médias. A FIG 6.1.4 apresenta o resultado desta medição, identificando a entrada do fluxo de energia sonora pela lateral mais próxima do micro (linha 6) e a saída pelo outro lado, mostrando que ocorre uma fluxo de energia através da bancada, o que justifica a minimização da influência de fontes externas à superfície de medição. Neste caso fica mais evidente a maior qualidade de informação gerada pela intensidade sonora relativamente à pressão sonora (FIG.6.1.5).

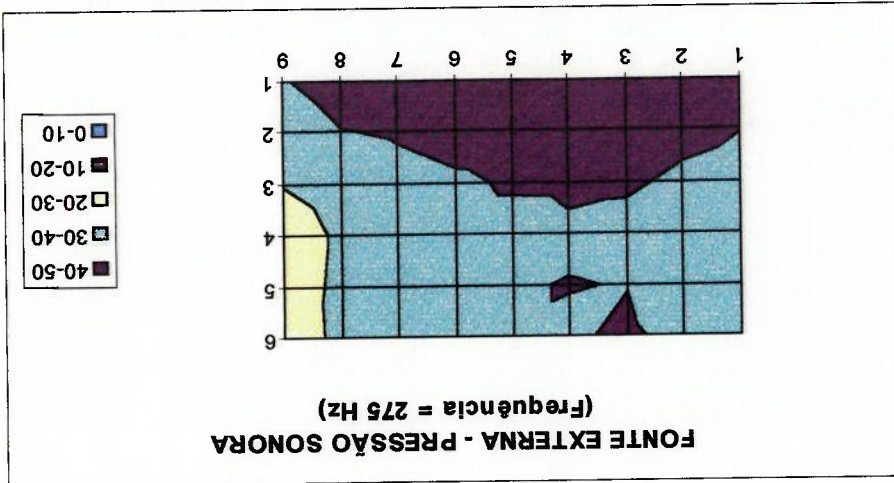
6.1.2 Fonte Externa

TAB.6.1.2 Pressão Sonora em Decibéis do Motor

lin/col	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	55	49,8	53,7	58,4	59,6	60,8	58,2	51,6	39,4
2	55	49,4	54,2	58,2	58	60,04	57,6	55,2	52,5
3	54,7	50,9	54,2	57,2	57	58,5	58,6	57,6	55,1
4	55,7	52,4	56	55,2	57	58,7	59,7	58,8	55,8
5	56,5	53	54,2	54,6	56,7	59,5	60,4	58,7	53
6	56,2	51,6	54,2	52,8	56,5	60,7	60,6	56,9	44,2

lin/col	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	41,34	40,2	41,2	43,3	43,6	43,9	43,4	43,2	42,3
2	40,2	40,6	41,9	42,6	42,4	42	40,6	39,8	36,9
3	36,7	39,64	40,3	40,6	40,5	39,2	37,84	36,3	30,6
4	38,2	37,8	39,4	39,5	38,5	38,6	32,3	32,1	23,1
5	38,2	37,6	39,9	40,1	39,8	38,5	36,2	33	23,1
6	38,2	39	40,5	39,6	39,8	38,6	36	32,5	24,1

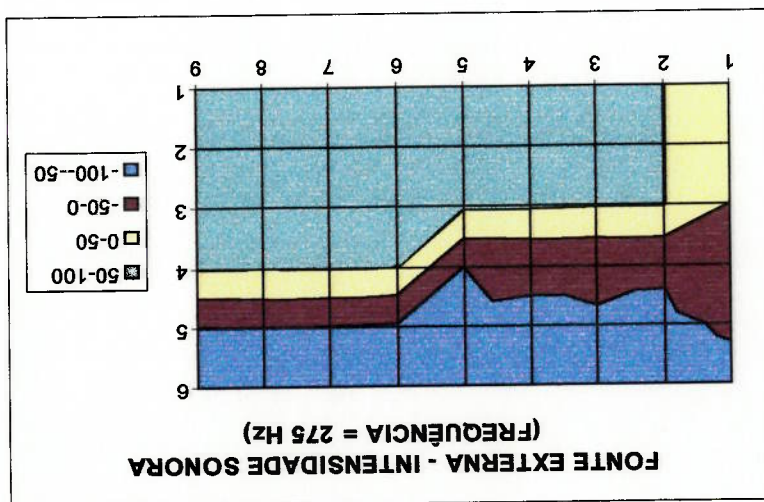
FIG.6.1.6 Mapa de Pressão Sonora Devido ao Microcomputador (Decibel)



TAB.6.1.3 Intensidade Sonora em Decibéis

lin/col	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	46,1	52,1	53	56,8	58	56,8	58,1	56	56,3
2	46,8	51,5	54,2	56,4	58,2	57,6	57,9	55,3	56,3
3	46,2	52,1	51,3	56,3	56,6	57,2	57,6	57	55,7
4	33,8	47,3	42,9	42,6	49,7	49,8	53,1	51,8	53,8
5	47,6	53,9	53,4	57,3	55,4	57,4	53,3	50	52,7
6	55,7	59,6	61,4	61,7	62,1	61,3	60,2	58,6	57,9

FIG.6.1.4 Mapa de Intensidade Sonora Devido ao Microcomputador (Decibel)



6.2 Identificação Modal e Sonora da Bancada

. Resposta Modal

A FIG.6.2.1 mostra os 27 pontos discretizados e sentido da excitação da

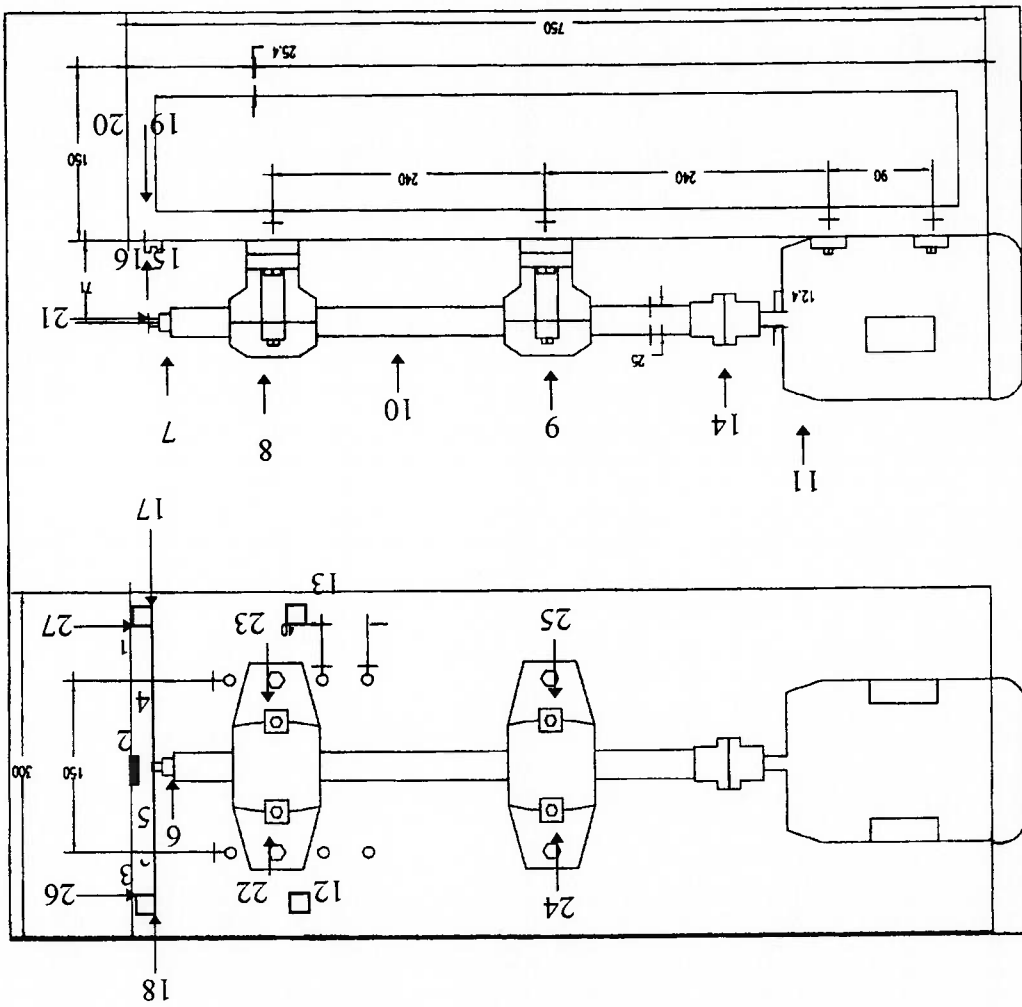
estrutura. O acelerômetro é posicionado sobre o ponto 7 (a figura não mostra o rolamento e o mancal em que está assentado para maior clareza). Em cada ponto foram feitas 3 excitações para obtenção da média. A TAB.6.2.1 apresenta as ressonâncias de alguns elementos da bancada desmontados (isolados) considerados importantes no estudo. O ANEXO D apresenta os resultados da análise modal realizada. Foram feitas três medições de onde foram extraídas cinco frequências que estão apresentadas em ordem decrescente de amplitude de resposta. A faixa escolhida de medição é 10 kHz e foram realizados dois carregamentos de 20 e 60 kgf para verificar alterações na rigidez do sistema. O carregamento de 20 kgf foi apresentado em faixas de frequência de 10 kHz e 5 kHz para melhorar a resolução em frequência.

Barra de Carregamento	287,5	800	1525	2525	3725	5225
Eixo	212,5	375	425	1375	2650	4262
Mancal de Teste	8600	9387				
Rolamento Pista Externa	4713	5063	5100	9125		
Rolamento Pista Interna	2675					

TAB.6.2.1 Ressonâncias de Componentes (Hz)

Para identificação também foram realizadas medições nas rotações de 1250 e 1500 rpm para observação das frequências de ressonância na bancada com um rolamento de teste sem falha. Os espectros são apresentados nas FIGS.6.2.1-2, e verificam-se regiões de maior densidade modal nas faixas de frequência de 200 - 400 Hz e 1350 - 1550 Hz. Pelas medições apresentadas na análise modal, é provável que na

FIG.6.2.1 Esquema para Execução de Análise Modal



baixa frequência a ressonância mais significativa corresponda a barra de carregamento, como pode ser verificado na TAB. 6.2.1 e nos locais 4 e 5 da TAB.1 do ANEXO D. Nas altas frequências possivelmente as amplitudes de resposta maiores sejam provenientes do eixo como pode ser verificado na TAB.6.2.1 e na tabela do ANEXO D no local 10. A mesma também aparece no local 14, e não está representada na tabela porque sua magnitude é menor que o restante das frequências. Verifica-se que embora as rotações sejam diferentes, as frequências de ressonância mantêm-se, o que é uma informação importante para diagnóstico pela técnica do envelope.

FIG.6.2.1 Espectro Vibratório com Rotação de 1250 rpm

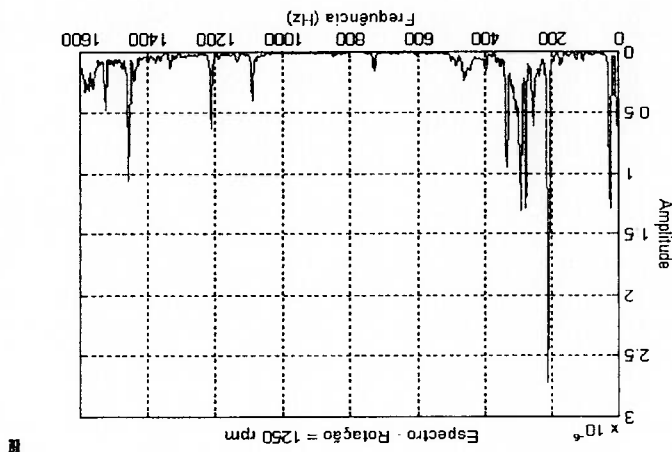
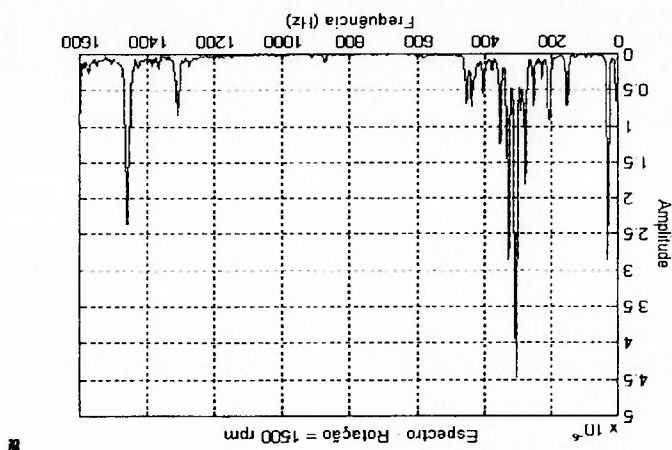


FIG.6.2.2 Espectro Vibratório com Rotação de 1500rpm



. Resposta Sonora

Os espectros são diferentes dos medidos para vibração, mas pode ser verificado que também nas medições de pressão e intensidade sonoras a frequência de 1450 Hz aparece em praticamente toda a superfície de medição, como é apresentado na TAB.2 do ANEXO D quando o mapeamento é feito com as rotações de 1250 e 1500 rpm. Nesta tabela em anexo as frequências são apresentadas em ordem decrescente de amplitude. As FIGs.6.2.3-6 apresentam os espectros medidos na posição 12 da bancada com o rolamento sem falha.

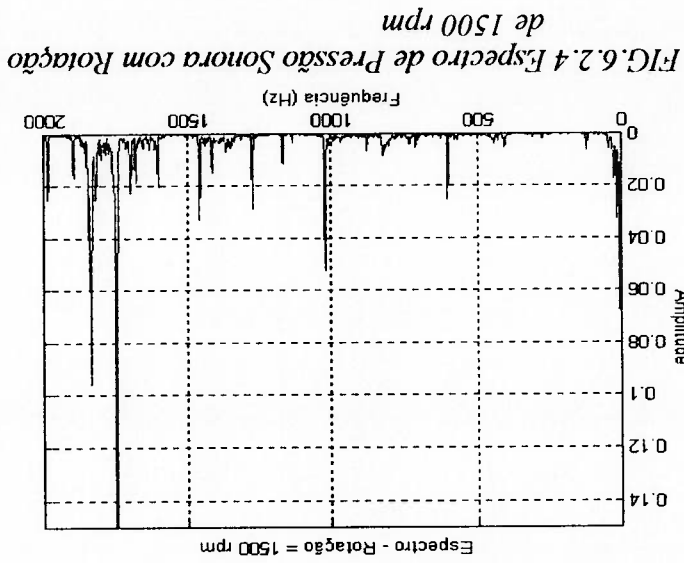
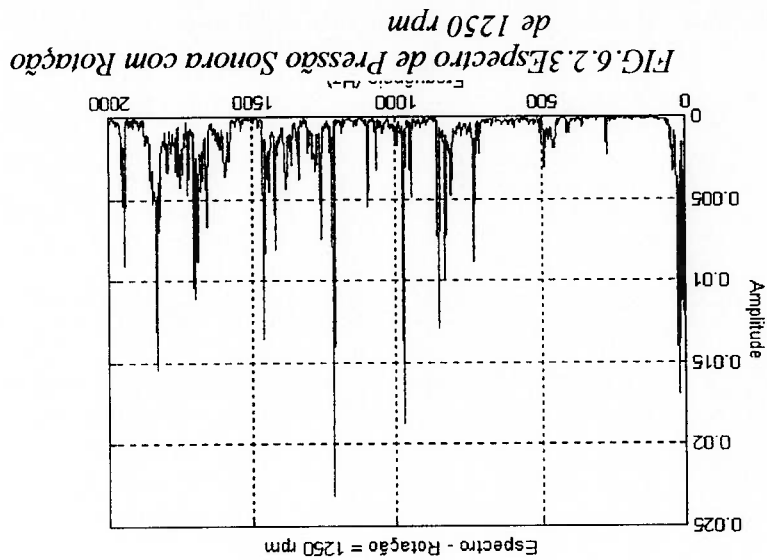


FIG. 6.2.6 Espectro de Intensidade Sonora com Rotação de 1500 rpm

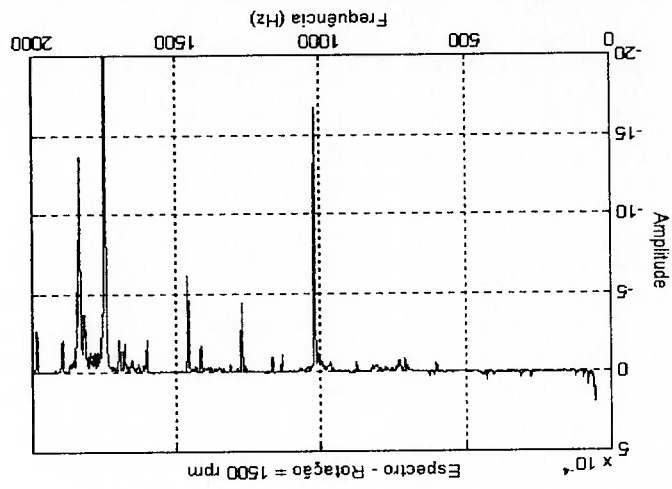
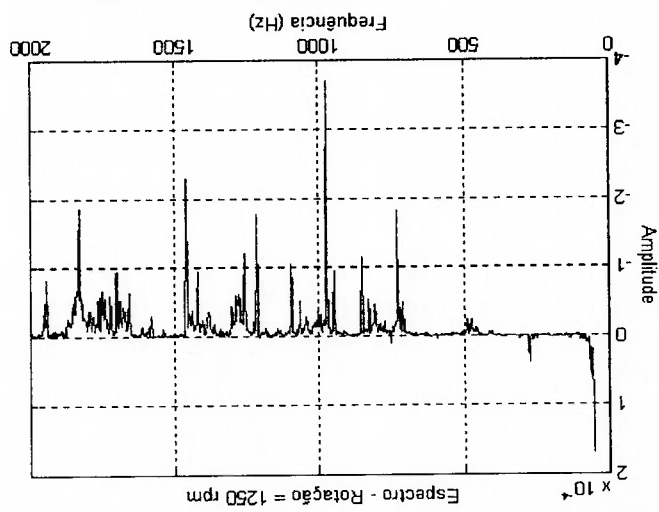


FIG. 6.2.5 Espectro de Intensidade Sonora com Rotação de 1250 rpm



6.3 Detecção e Diagnóstico de Falha pelo Estudo do Espectro

Direto

Antes da apresentação dos resultados é feita a exposição da sequência de

procedimentos para as medições :

- . Posicionamento do rolamento no eixo.
- . Aquisição do sinal vibratório no domínio da frequência (0 - 200 Hz).
- . Permuta de canais, posicionamento da sonda na distância de 120 mm com espaçamento entre microfones de 60 mm, e medição dos sinais de pressão e intensidade sonora (0 - 200 Hz) no domínio da frequência.
- . Permuta de canais, aquisição do sinal vibratório filtrado (24%) em torno de 1400 Hz (faixa de 0 - 2000 Hz) para aplicação da técnica do envelope.
- . Permuta de canais, posicionamento da sonda a uma distância de 70 mm com espaçamento entre microfones de 34,5 mm, e aquisição dos sinais de pressão e intensidade sonora filtrados (24%) em torno de 1400 Hz (faixa de 0 - 2000 Hz) no domínio do tempo para aplicação da técnica do envelope.
- . Troca do rolamento
- . Em cada medição foi programada uma rotação e era procedida a variação do carregamento, na rotação seguinte era invertida a ordem do mesmo (Ex. Rotação = 500 rpm varia carga na sequência 20, 30, 40 e 50 kgf Rotação 750 rpm 50, 40, 30, 20 kgf), para verificação de alguma influência do efeito da ordem de carregamento.

O estudo da detecção e diagnóstico de falha em rolamento foi dividido em dois

da tópicos : vibratório e acústico

6.3.1 Estudo das Vibrações

No estudo das medições dos sinais de aceleração verifica-se facilmente a detecção e o diagnóstico da falha em todos os rolamentos, ocorrendo uma diferença em relação as frequências calculadas pela Equação 3.4.2 como é verificado na tabela abaixo:

Rotação(rpm)	Freq. Calculada(Hz)	Freq. Detectada(Hz)	Diferença(%)
1500	96.2	91.5	5.1
1250	80.2	76	5.5
1000	64.1	60.5	6
750	48.1	46	4.5
500	32.1	31	3.5

As rotações programadas no conversor de frequência levaram em consideração o escorregamento proveniente do atrito entre elementos da bancada, com a aferição sendo feita por luz estroboscópica.

Embora tenha sido encontrada uma diferença com relação a frequência calculada, as frequências detectadas foram praticamente invariantes durante todas as medições, sem desvios significativos (<1%), o que indica que nestas medições o efeito do deslizamento e consequente variação da frequência de falha é muito pequena dentro das faixas de variação de carregamento e rotação.

As medições foram feitas na faixa de frequência de 0 - 200 Hz com 800 linhas espectrais (resolução = 0.25 Hz). Os resultados das medições são apresentados nas

FIGs.6.3.1-9. Os rolamentos tiveram a seguinte identificação quanto as dimensões da falha inserida :

Rolamento	Diâmetro(mm)	Profundidade(mm)
1	0,5	0,1
2	0,5	0,2
3	0,5	0,3
4	0,4	0,1
5	0,4	0,2
6	0,4	0,3
7	0,3	0,1
8	0,3	0,2
9	0,3	0,3

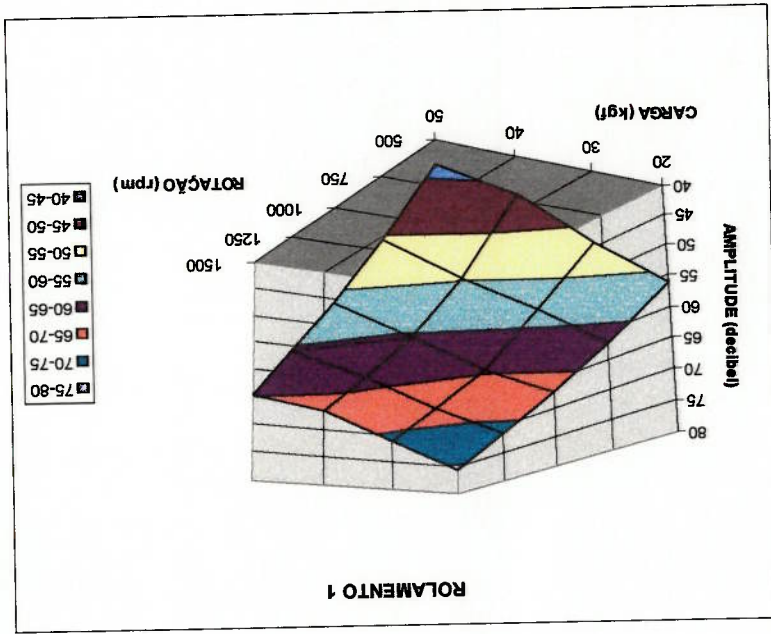


FIG.6.3.1 Variação da Amplitude do Sinal com Carga e Rotação (Rolamento 1)

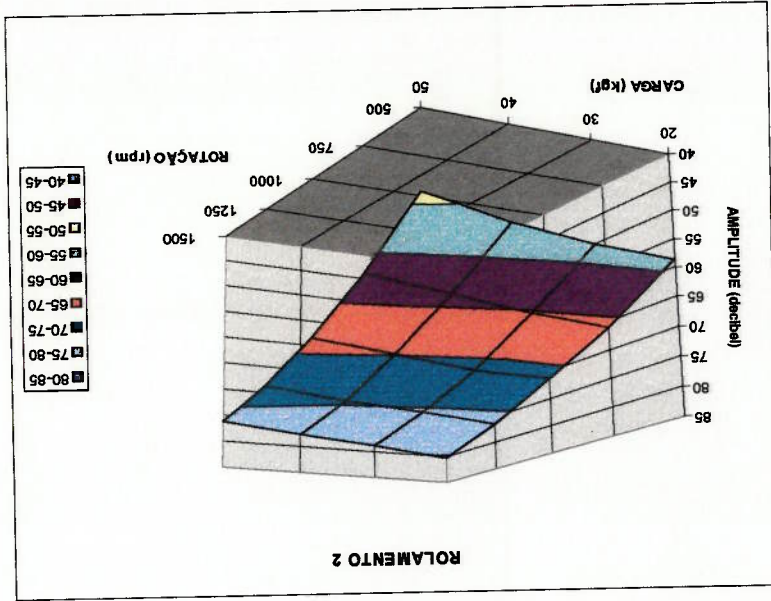


FIG.6.3.2 Variação da Amplitude do Sinal com Carga e Rotação (Rolamento 2)

FIG.6.3.5 Variação da Amplitude do Sinal com Carga e Rotação (Rolamento 5)

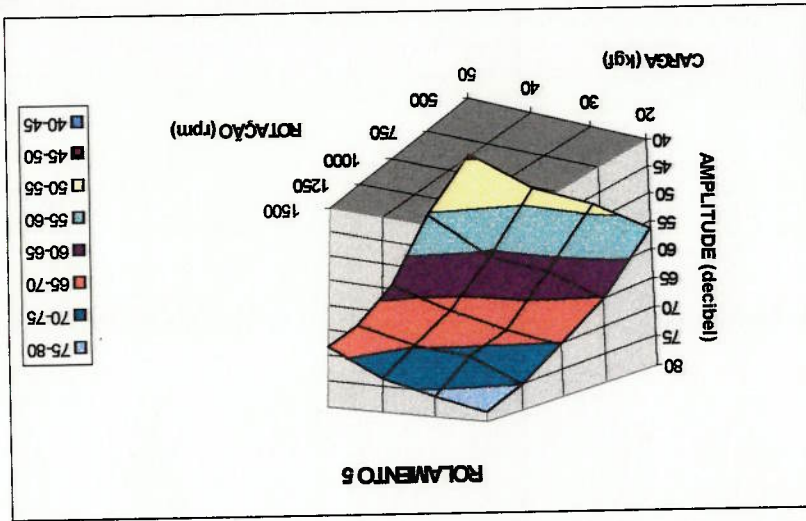


FIG.6.3.4 Variação da Amplitude do Sinal com Carga e Rotação (Rolamento 4)

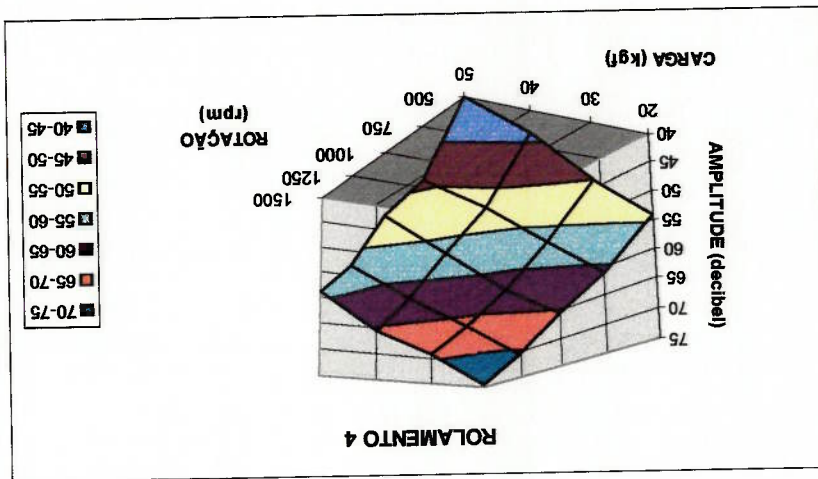


FIG.6.3.3 Variação da Amplitude do Sinal com Carga e Rotação (Rolamento 3)

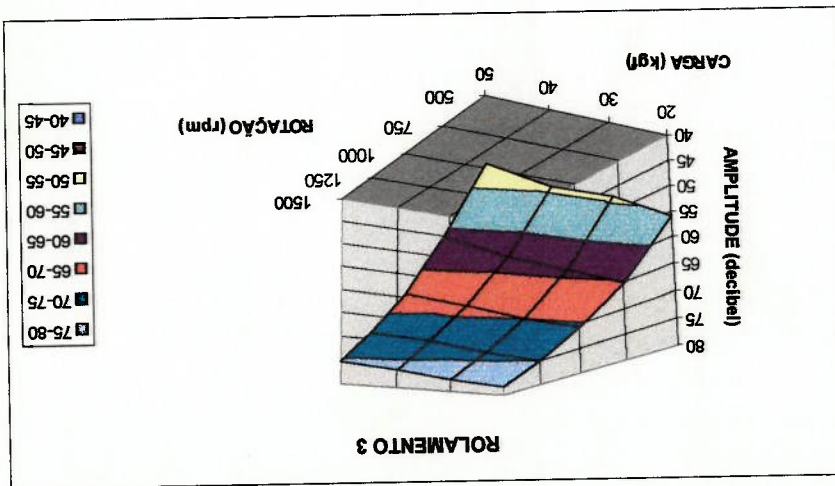


FIG.6.3.8 Variação da Amplitude do Sinal com Carga e Rotação (Rolamento 8)

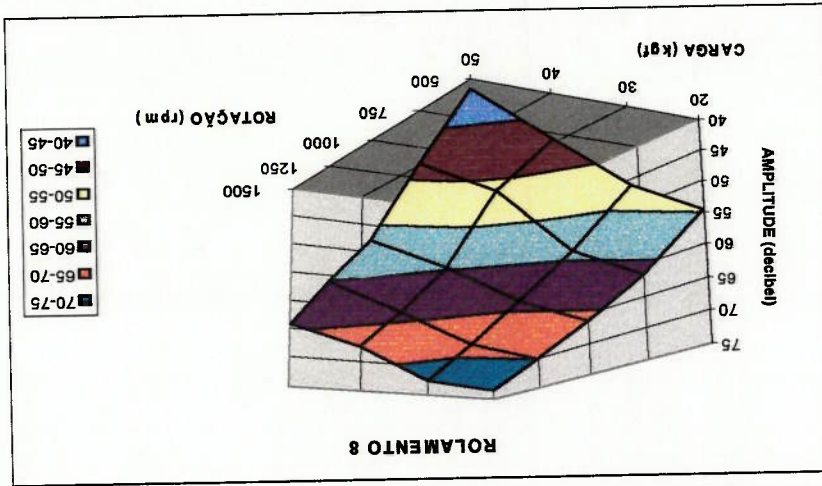


FIG.6.3.7 Variação da Amplitude do Sinal com Carga e Rotação (Rolamento 7)

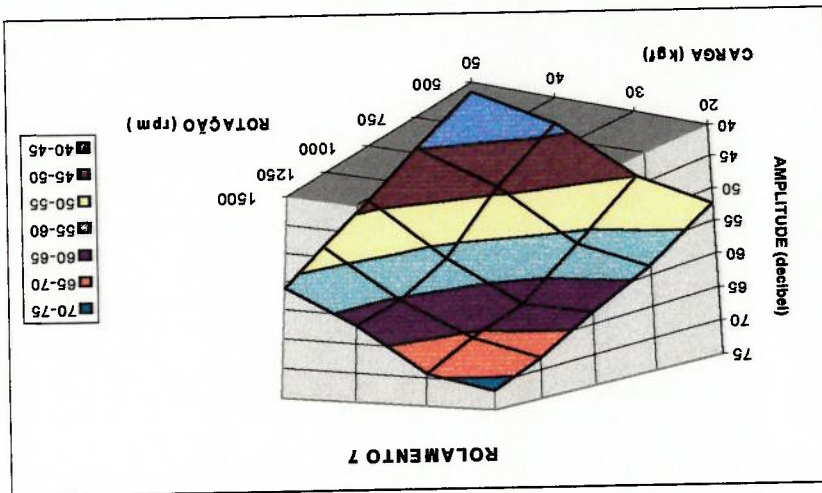


FIG.6.3.6 Variação da Amplitude do Sinal com Carga e Rotação (Rolamento 6)

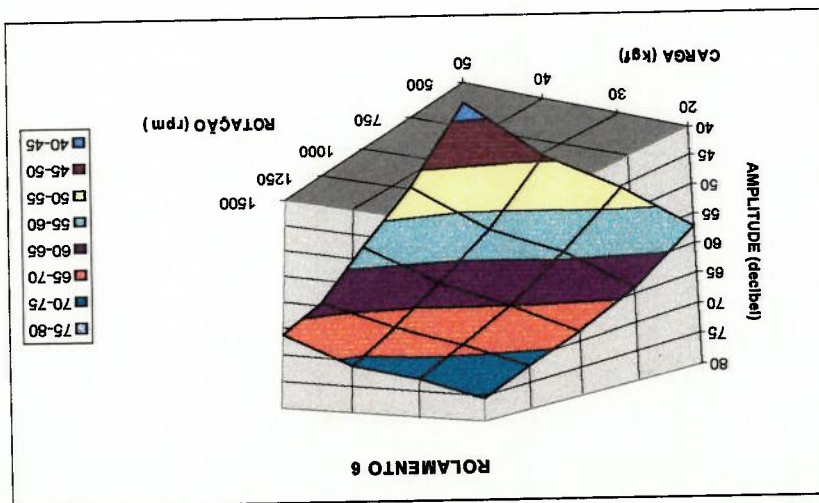
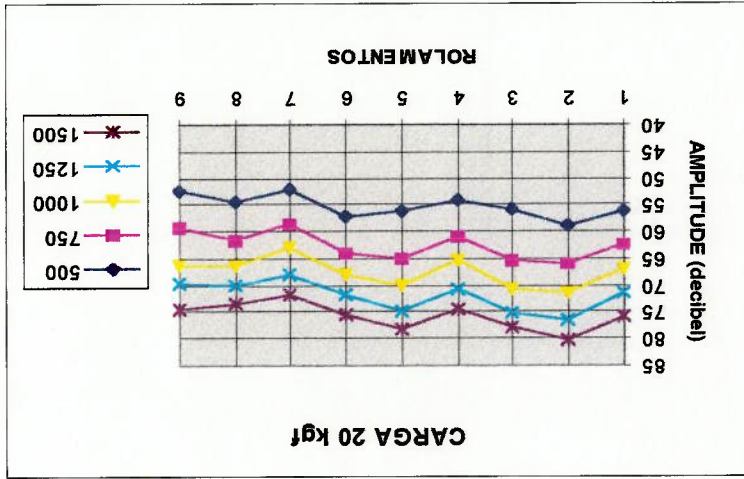


FIG.6.3.10 Variação da Amplitude dos Sinais com a Rotação(20kgf)



• Carregamento constante com variação de rotação

que demonstram a modificação do sinal com as dimensões da falha (ROLAMENTOS 1 - 9):

Para melhor visualização dos resultados são apresentados os seguintes gráficos

No ANEXO E são apresentados os espectros típicos para o rolamento 3.

FIG.6.3.9 Variação da Amplitude do Sinal com Carga e Rotação(Rolamento 9)

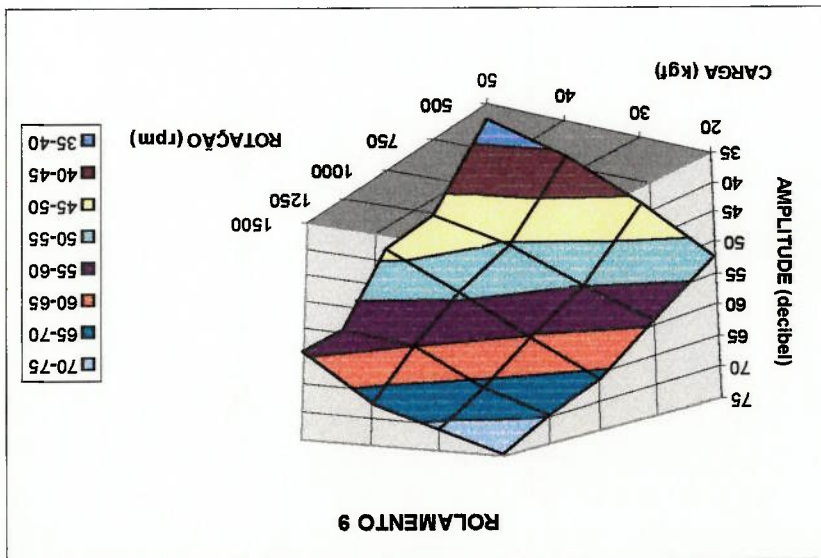


FIG.6.3.13 Variação da Amplitude dos Sinais com a Rotação (50kgf)

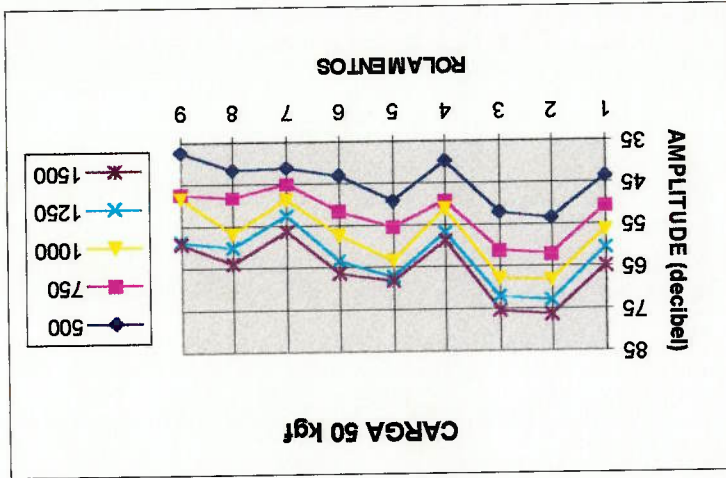


FIG.6.3.12 Variação da Amplitude dos Sinais com a Rotação (40kgf)

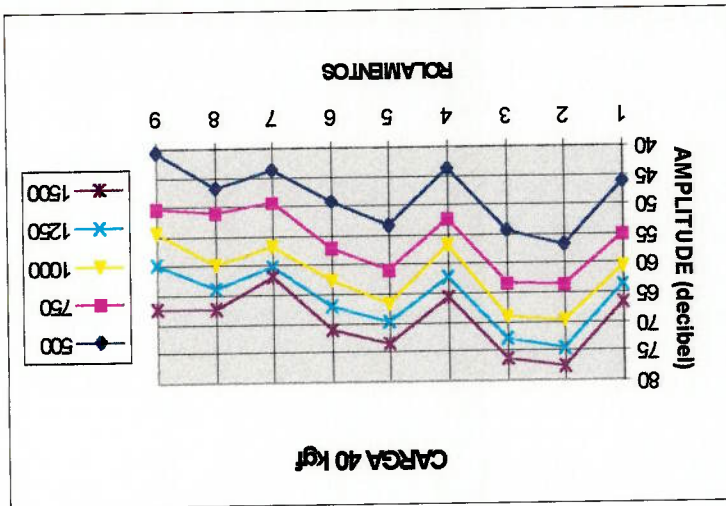


FIG.6.3.11 Variação da Amplitude dos Sinais com a Rotação (30kgf)

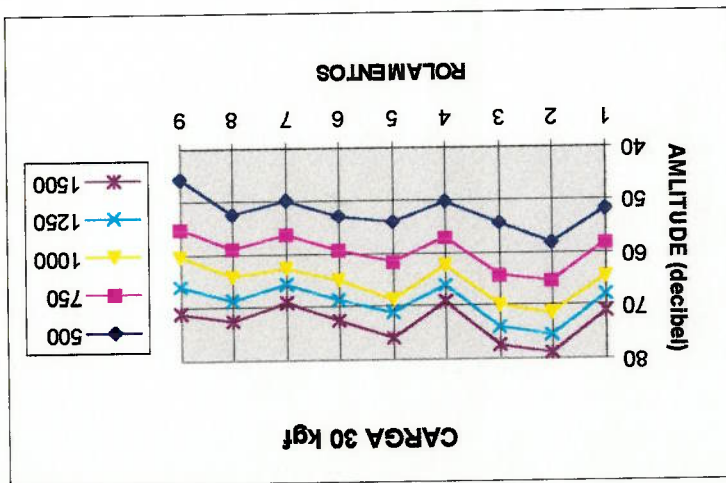


FIG.6.3.16 Variação da Amplitude dos Sinais com a Carga (1000 rpm)

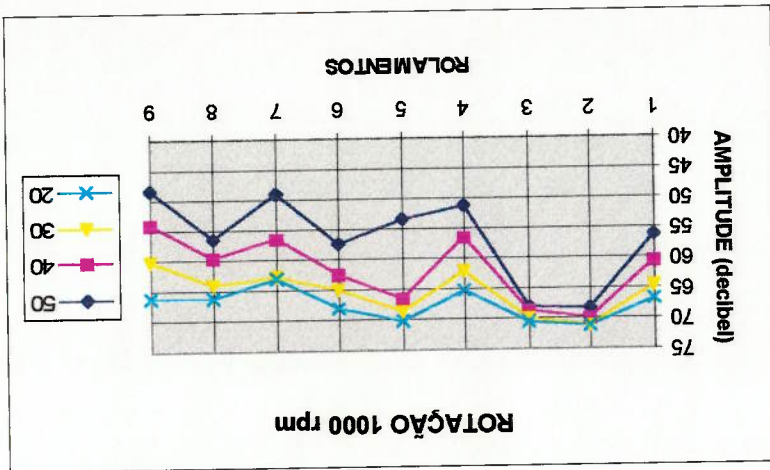


FIG.6.3.15 Variação da Amplitude dos Sinais com a Carga (750 rpm)

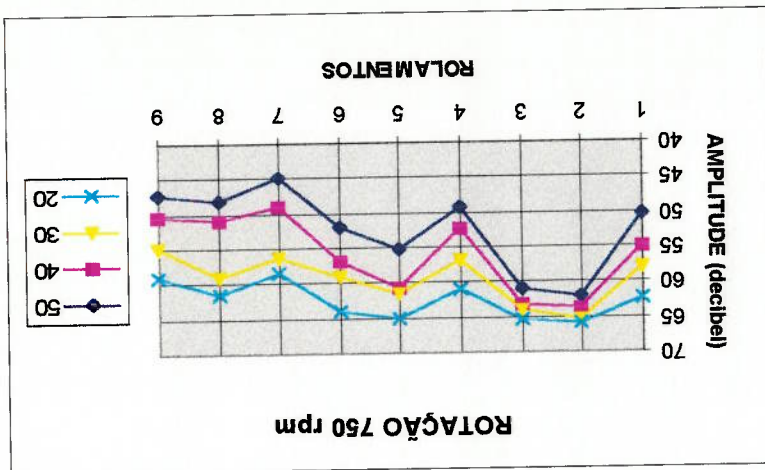
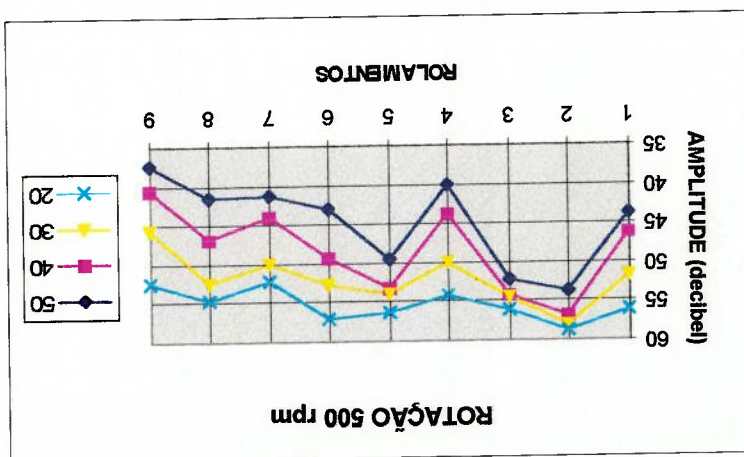


FIG.6.3.14 Variação da Amplitude dos Sinais com a Carga (500 rpm)



. Rotação constante com variação de carregamento

FIG.6.3.18 Variação da Amplitude dos Sinais com a Carga (1500 rpm)

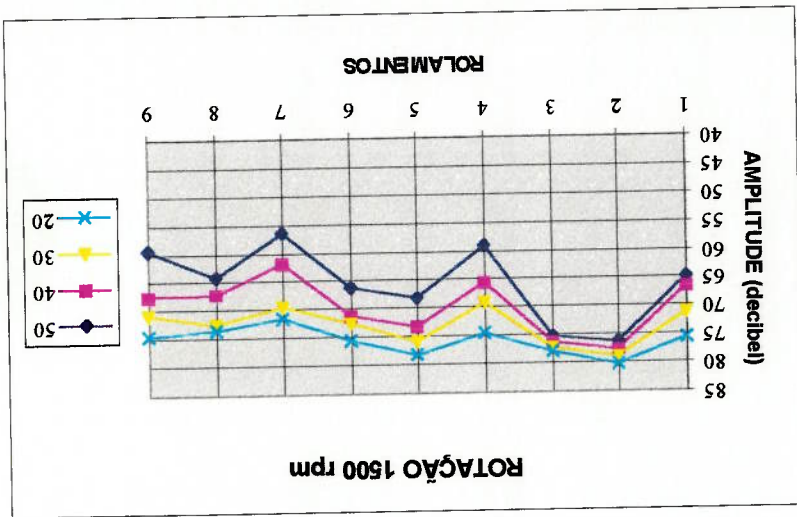
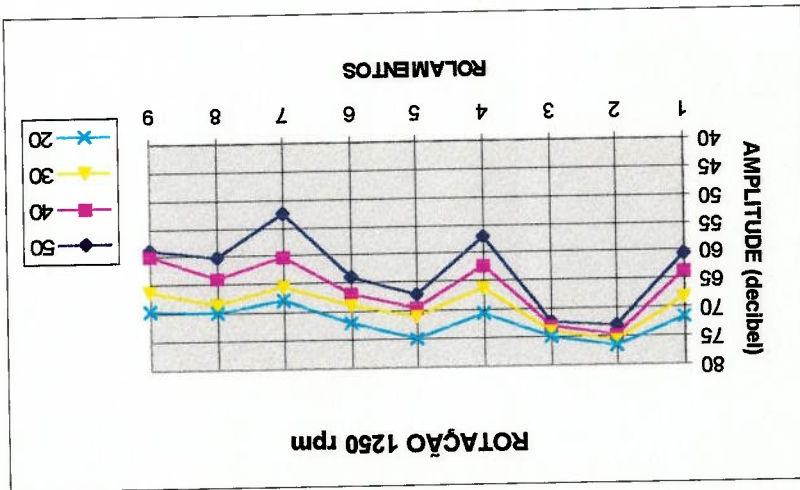


FIG.6.3.17 Variação da Amplitude dos Sinais com a Carga (1250 rpm)



. Resultados

Os resultados apresentaram um comportamento bastante definido com relação a variação de carga, rotação e dimensão da falha.

A literatura menciona modelos dinâmicos (BOTÖ,1971), que justificam o

aumento da amplitude do sinal com o aumento da rotação e diâmetro da falha em um modelo bastante simples, mas que não supre as explicações de variação da amplitude do sinal com a variação de carregamento, o que provavelmente está ligado as deformações elásticas ocorridas no contato entre esfera e pista. Neste trabalho foram feitos estudos para implementar um modelo analítico que pudessem validar teoricamente os resultados, mas a quantidade de variáveis envolvidas para tratamento integral do problema inviabilizou a sua execução. Em função disto, foi optado pela descrição suscinta dos resultados a partir da observação dos gráficos.

Os resultados das medições permitem concluir :

- . Com o aumento da rotação ocorre um aumento da amplitude do sinal ;
- . Com a aumento da carga ocorre uma diminuição da amplitude do sinal ;
- . Com o aumento do diâmetro da falha ocorre um aumento da amplitude ;
- . Com o aumento da profundidade da falha de 0,1 para 0,2 mm ocorre aumento da amplitude do sinal e de 0,2 para 0,3 mm uma diminuição para a maioria dos casos.
- . Com o aumento da carga ocorre um aumento na diferença de amplitudes entre rolamentos.
- . Com o aumento da rotação a diferença nas amplitudes entre rolamentos mantém-se aproximadamente da mesma magnitude.

6.3.2 Estudo de Pressão e Intensidade Sonora

Estas medições foram feitas na mesma faixa de frequência (0 - 200 Hz) com 800 linhas espectrais. A sonda de intensimetria foi configurada com o espaçamento entre microfones de 60 mm e a distância da fonte na direção radial foi de 120 mm (FIG.3.2.4). A detecção e o diagnóstico de falha nesta configuração não foi verificada com segurança, somente em casos eventuais onde a falha era grande e rotações mais altas. Os motivos apontados para que os sinais não apresentem o estado de falha são os seguintes :

- Como os rolamentos são pequenos os sinais tem baixa amplitude.

- Microfones de baixa sensibilidade nesta faixa de frequência.

- Distância de medição, respeitando a requisitada para intensidade sonora (no mínimo 2 X a distância entre microfones) é muito grande para este sinal. (Foram realizadas medições com microfone maior e mais sensível, e verificou-se a possibilidade de diagnóstico em região mais próxima da fonte sonora com o sinal de pressão sonora).
- Presença de ruído de fundo proveniente da própria bancada prejudica a relação sinal / ruído.

JAYARAM & JARCHOW (1978) e IGARASHI & YABE (1983) trabalharam com a detecção e o diagnóstico de falha em rolamentos por sinal de pressão sonora em câmara anecóica em rolamentos maiores, o que sugere em combinação com os resultados obtidos no presente trabalho, que somente vai ser possível o diagnóstico de falha para estes rolamentos e para esta dimensão de falha em ambiente tratado.

TANDON & NAKRA (1990) fizeram medições e analisaram a falha no espectro direto, mas em faixas de frequência diferentes da de ocorrência de falha, muito provavelmente monitorando algum efeito de modulação, que consiste na segunda parte deste trabalho.

6.4 Detecção e Diagnóstico de Falha pela Aplicação da Técnica do

Envelope

Com a inserção da falha nos rolamentos foi verificado no sinal vibratório o aparecimento de harmônicos da frequência de impacto essencialmente nas regiões entre 250 - 350 Hz e nas frequências mais altas na faixa de 1300 - 1550 Hz.

Os espectros de vibração, pressão e intensidade sonora (filtrados em torno de 1400 Hz com 24%) apresentados nas FIG.6.4.1-3, mostram que estes sinais são modulados com a frequência de impacto pela presença de bandas laterais. Para aplicação da técnica do envelope a escolha da faixa de frequência entre 1300 - 1550 Hz é mais adequada para estudo por motivos explicados no item 3.2.

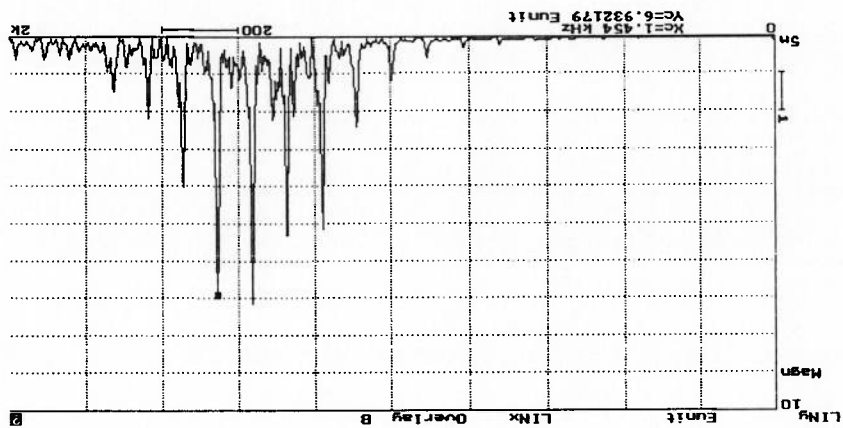


FIG.6.4.1 Espectro Vibratório Filtrado - Rotação de 1500 rpm
Carga 40 kgf - Frequência de Falha 91 Hz (Rolamento 3)

Para a medição de vibração, pressão e intensidade sonora foi definida a faixa de frequência de 0 - 2000 Hz. O acelerômetro foi posicionado no mesmo local das medições para espectro direto e a sonda de intensimetria também foi conservada na mesma posição, modificando apenas o espaçamento dos microfones para 34,5 mm e distância da

comportamento deste efeito com a variação de rotação. extrair conclusões mais genéricas, viabilizam uma primeira abordagem no estudo do observado nas rotações de 1250 e 1500 rpm, e embora sejam poucos pontos para Os efeitos de modulação em amplitude em torno de 1400 Hz podem ser

FIG.6.4.3 Espectro de Intensidade Sonora Filtrado na Rotação de 1500 rpm Carga 40 kgf - Frequência de Falha 91 Hz (Rolamento 3)

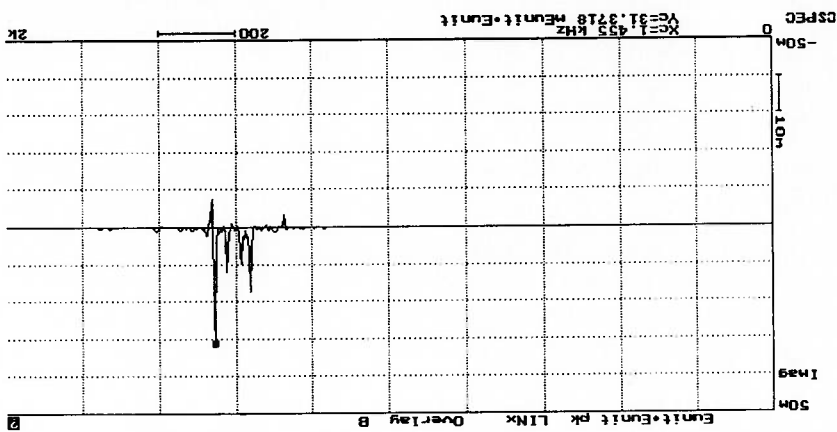
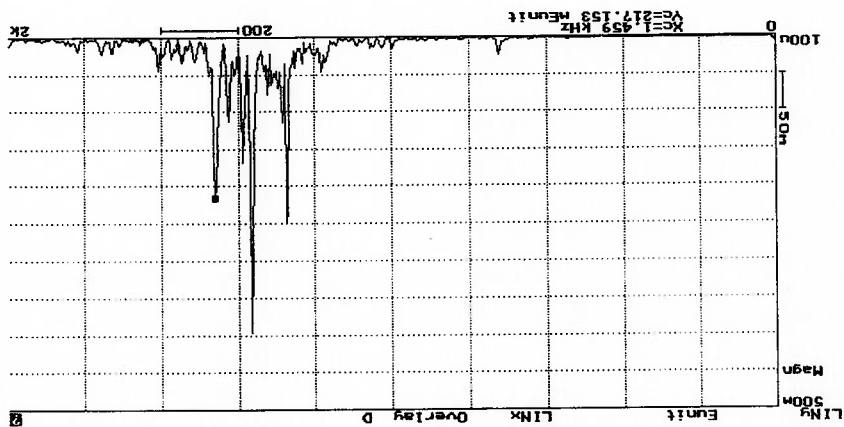


FIG.6.4.2 Espectro de Pressão Sonora Filtrado - Rotação de 1500 rpm Carga 40 kgf - Frequência de Falha 91 Hz (Rolamento 3)



fonte para 80 mm na direção radial para atender a faixa de frequência de medição. Em cada rotação foram testados os nove rolamentos com as cargas de 20,30,40 e 50 kgf.

Para este trabalho a amplitude analisada é referente ao resultado da aplicação da técnica do envelope aos sinais de vibração [m/s^2], pressão [$Pascal$] e intensidade sonora [W/m^2]. A literatura (WHITE,1990) apresenta um espectro do envelope do sinal de vibração em [m/s^2], mas não explica as modificações sofridas pela amplitude do sinal no processo de demodulação, que é basicamente não linear. Neste trabalho é observado apenas o resultado do processo de demodulação.

Como a técnica do envelope é aplicada no domínio do tempo, a aquisição dos sinais de vibração e pressão foram feitos com 2048 pontos. O sinal de intensidade sonora foi adquirido no domínio da frequência (parte imaginária do espectro cruzado), e para tratamento pela técnica do envelope foi extraída a Transformada Inversa de Fourier (IFT) para obtenção do sinal no tempo e então submetido a demodulação. Para verificação da viabilidade deste procedimento foi novamente aplicada a Transformada Direta de Fourier (FFT) a este sinal e verificou-se a recuperação do sinal adquirido.

A técnica do envelope foi aplicada e as FIG.6.4.4-7 apresentam o processo descrito item 3.1.3 para o rolamento 3 com rotação de 1500 rpm e carga de 20 kgf para o sinal vibratório.

A banda de filtragem dos sinais foi especificada em 24% em função da frequência modulada ser baixa (1450 ± 150 Hz), e necessariamente esta banda ter de incluir duas bandas laterais da frequência de falha mais alta (± 91 Hz) conforme McFADDEN & SMITH (1984a).

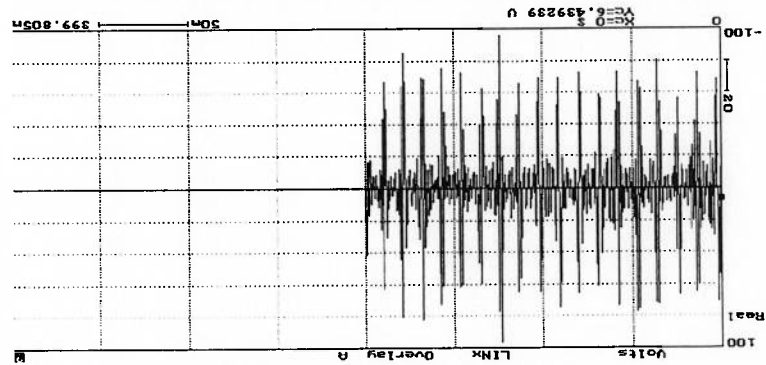


FIG.6.4.4 Sinal Vibratório no Domínio do Tempo
 Rolamento 3 Rotação = 1500 rpm e Carga = 40 kgf

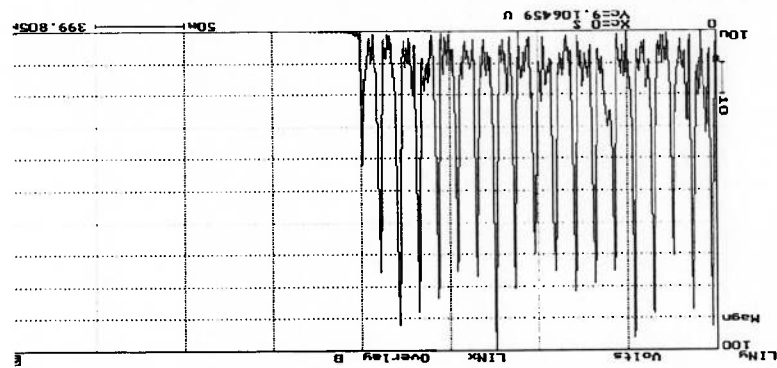


FIG.6.4.5 Transformada de Hilbert do Sinal Vibratório

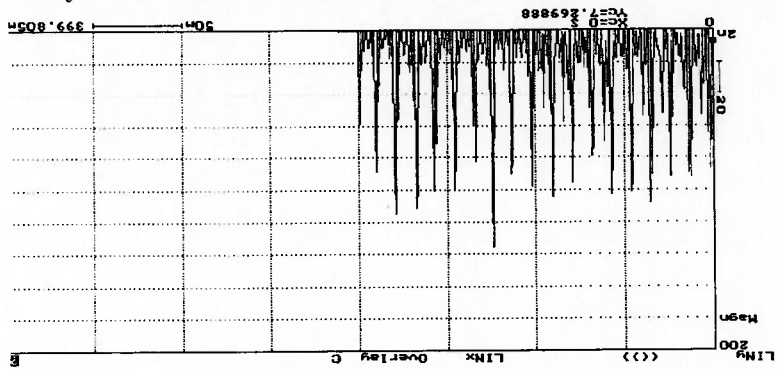


FIG.6.4.6 Raiz Quadrada do Somatório do Sinal Real com Transformada de Hilbert (Equação 3.2.8)

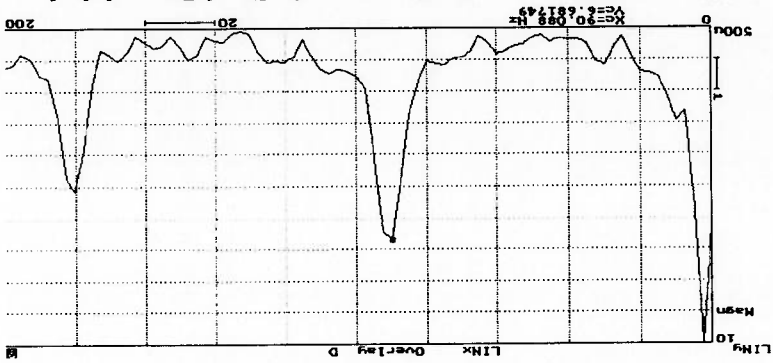


FIG.6.4.7 Espectro do Envelope do Sinal Demodulado

Os resultados são apresentados para as rotações de 1250 rpm (frequência de falha = 76 Hz) e 1500 rpm (frequência de falha = 91 Hz) no mesmo gráfico para os sinais de vibração, pressão e intensidade sonora . Os carregamentos estão representados em cores diferentes.

- . Amarelo - 20 kgf
- . Verde - 30 kgf
- . Vermelho - 40 kgf
- . Azul - 50 kgf

FIG.6.4.8 Espectros dos Envelopes - Rolamento 1
Dímetro da Falha - 0.5 mm Profundidade de Falha - 0.1 mm

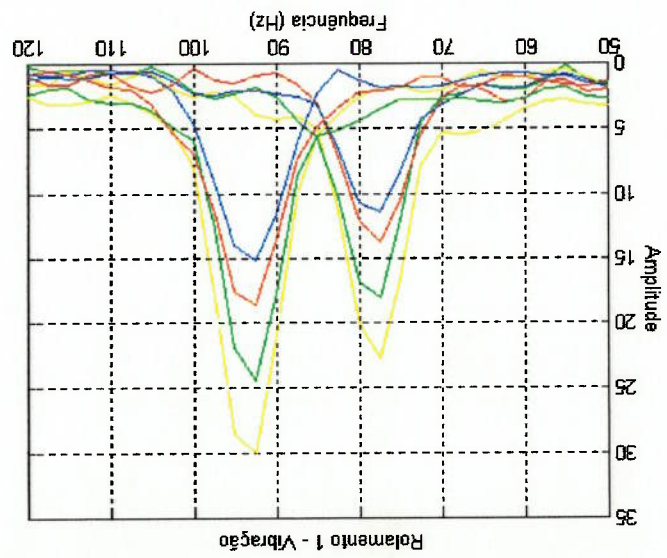
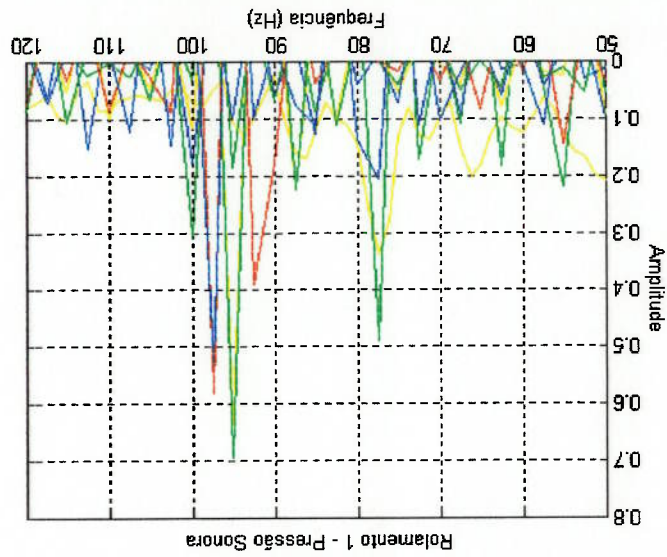
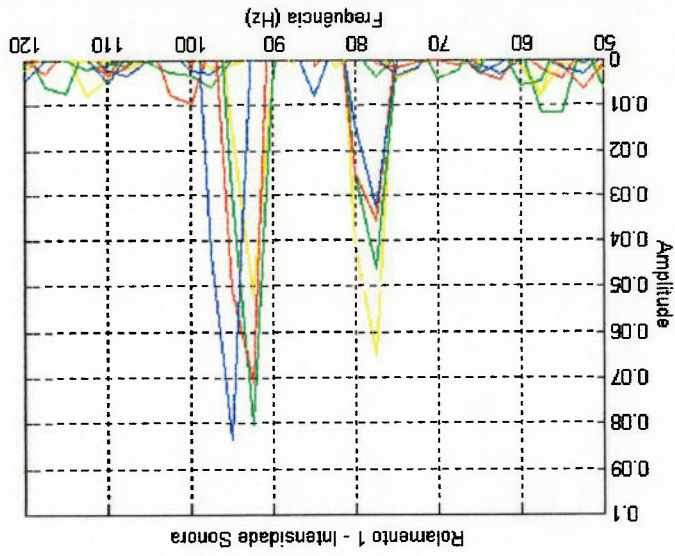


FIG. 6.4.9 Espectros dos Envelopes - Rolamento 2
 Diâmetro da Falha - 0.5 mm Profundidade de Falha - 0.2 mm

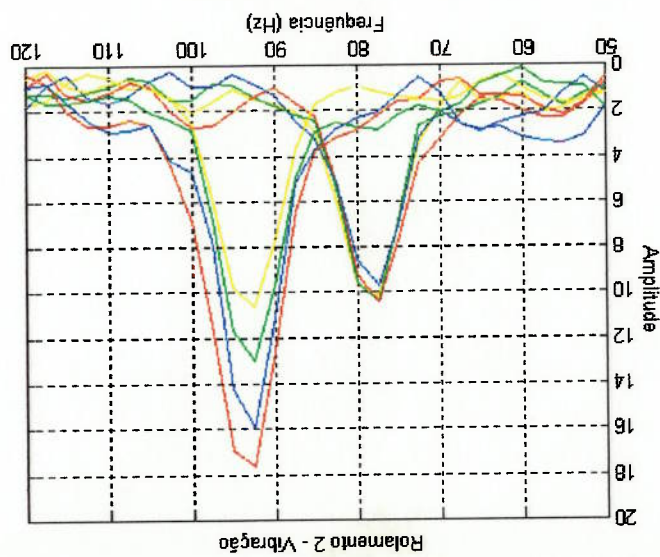
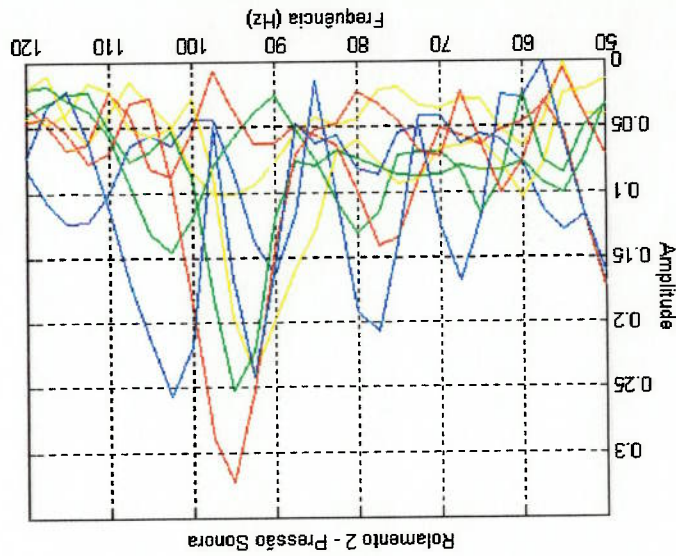
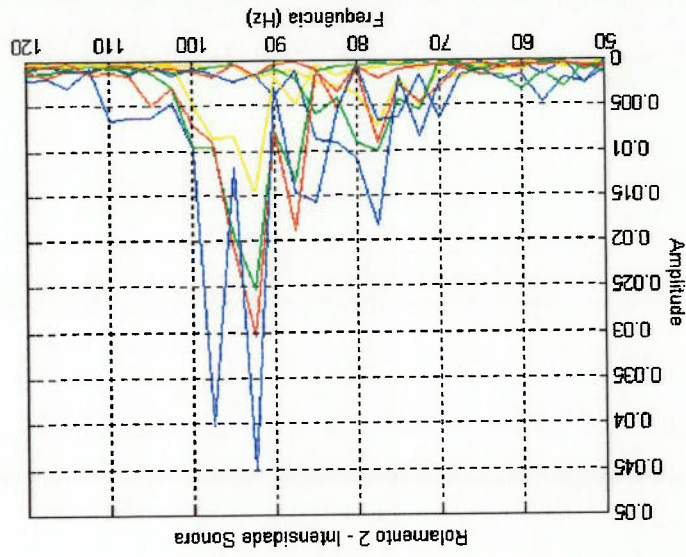


FIG. 6.4.10 Espectros dos Envelopes - Rolamento 3
Diametro da Falha - 0.5 mm Profundidade de Falha - 0.3 mm

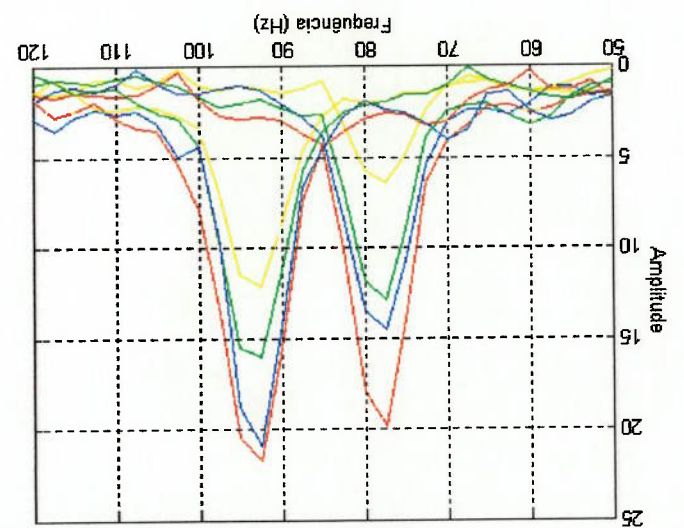
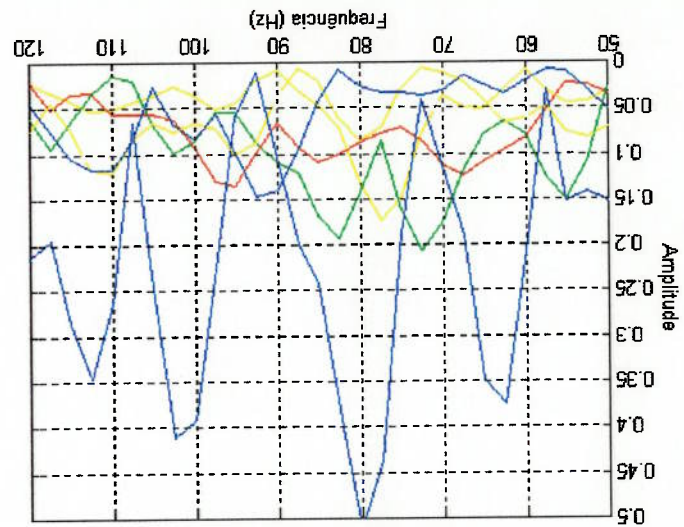
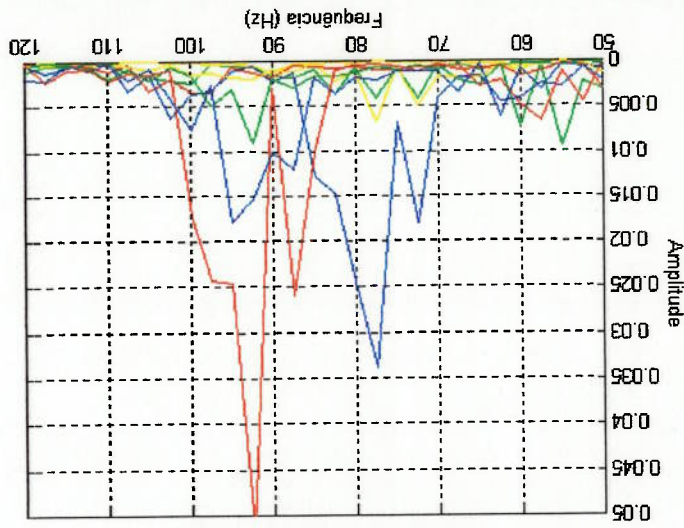


FIG.6.4.11 Espectros dos Envelopes - Rolamento 4 - Diâmetro da Falha - 0.4 mm Profundidade de Falha - 0.1 mm

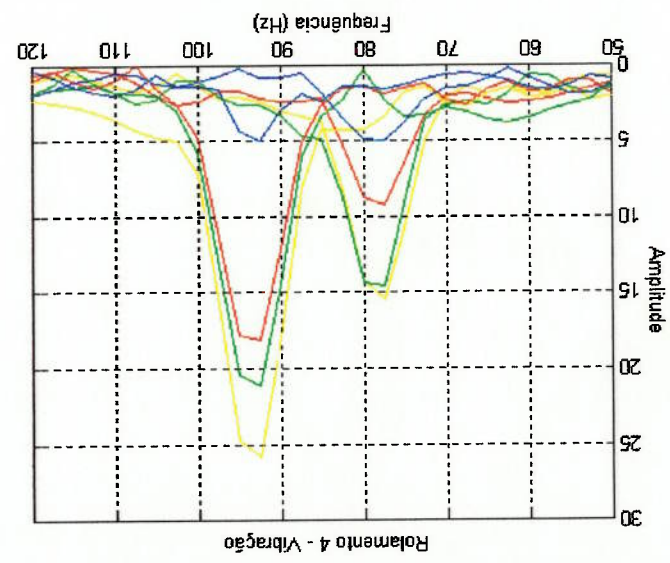
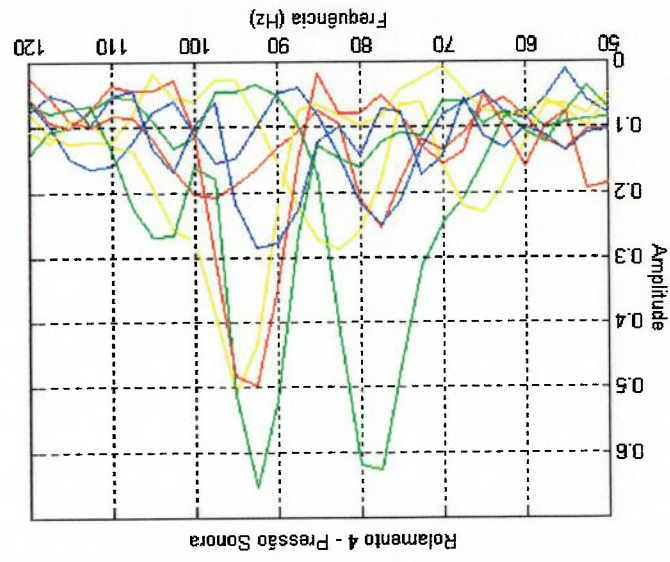
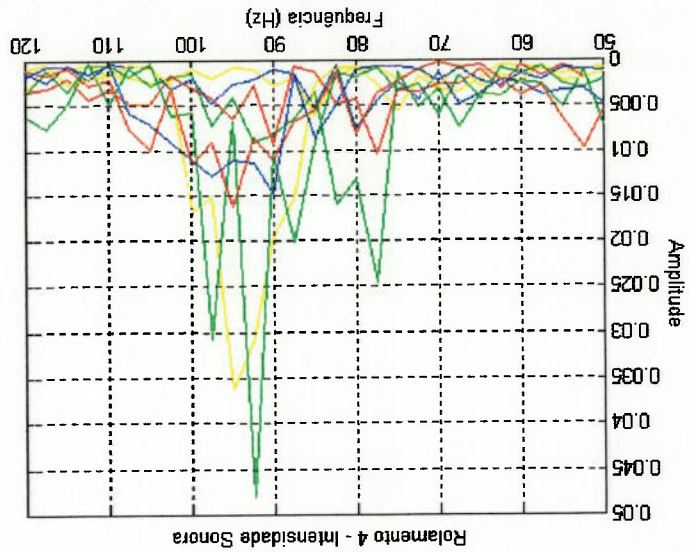


FIG. 6.4.12 Espectros dos Envelopes - Rolamento 5 - Rolamento 5
 Diâmetro da Falha - 0.4 mm Profundidade de Falha - 0.2 mm

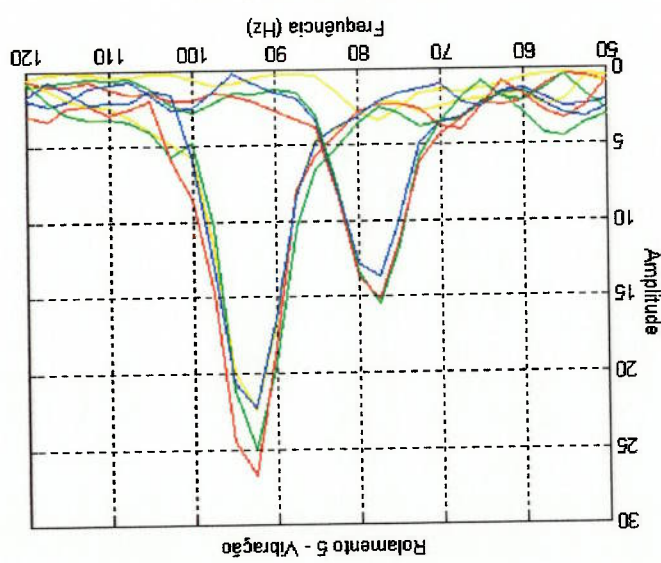
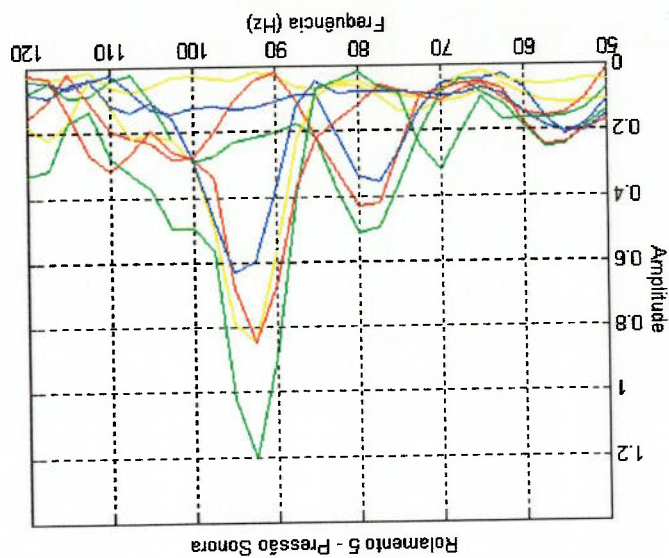
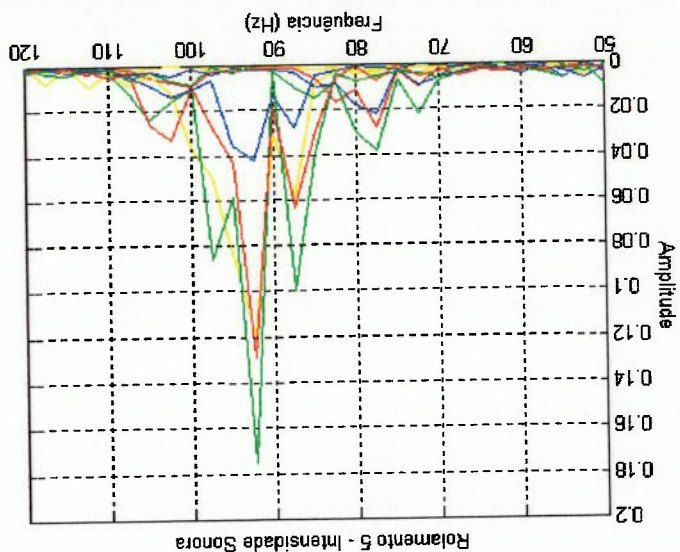


FIG. 6.4.13 Espectros dos Envelopes - Rolamento 6
 Diâmetro da Falha - 0.4 mm Profundidade de Falha - 0.3 mm

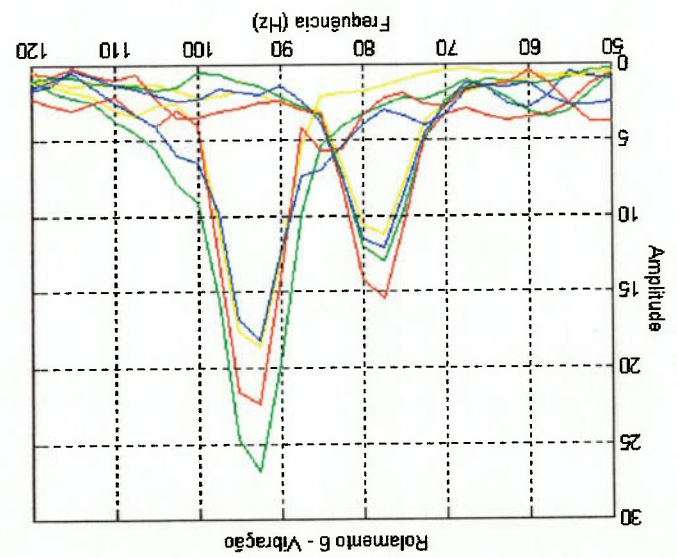
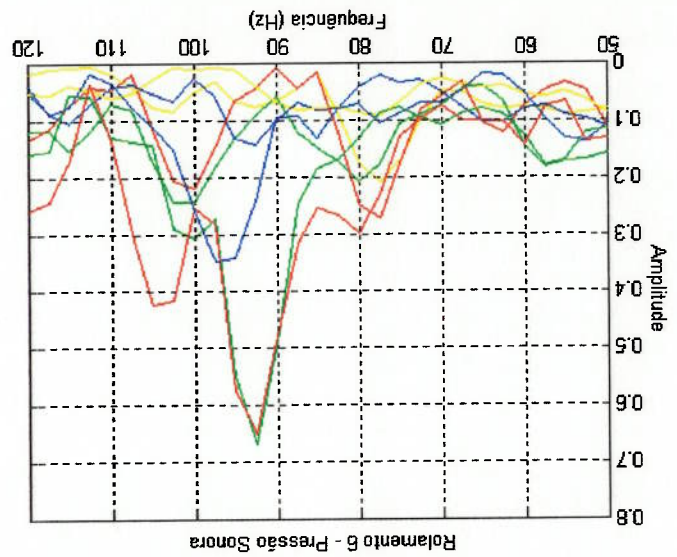
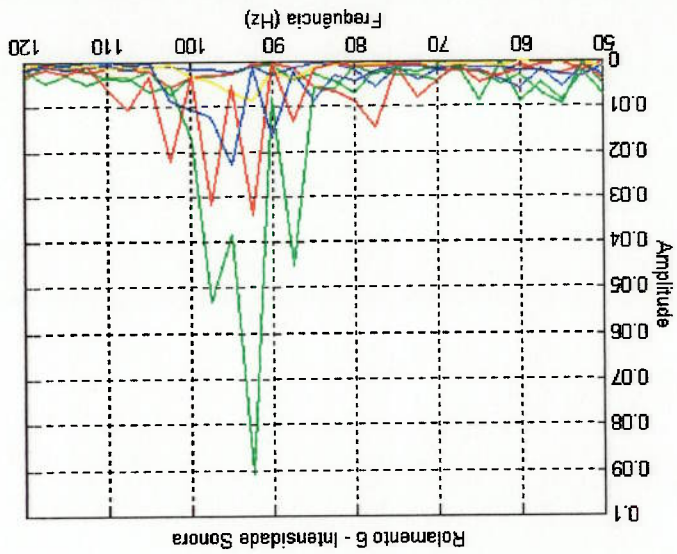


FIG. 6.4.14 Espectros dos Envelopes - Rolamento 7
 Diâmetro da Falha - 0.3 mm Profundidade de Falha - 0.1 mm

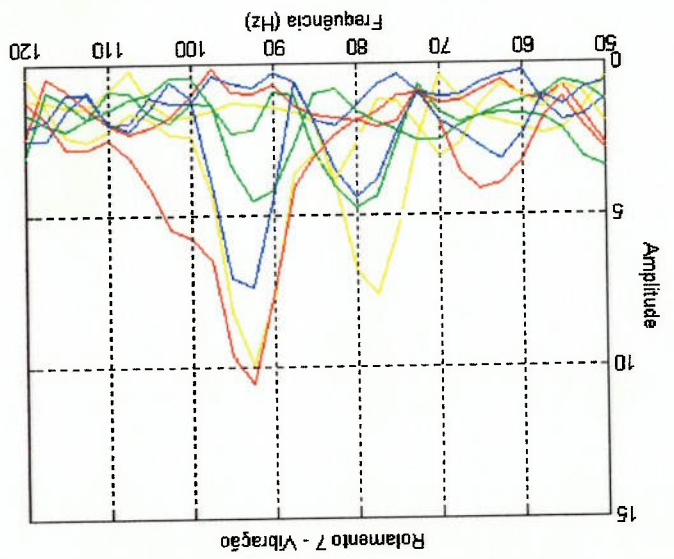
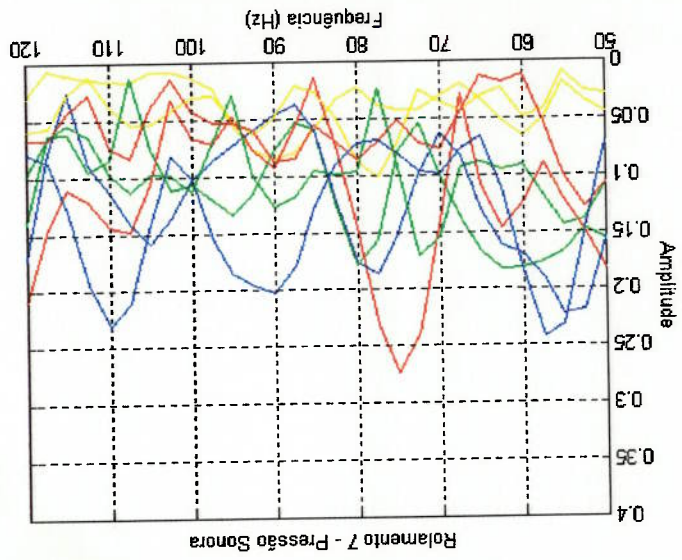
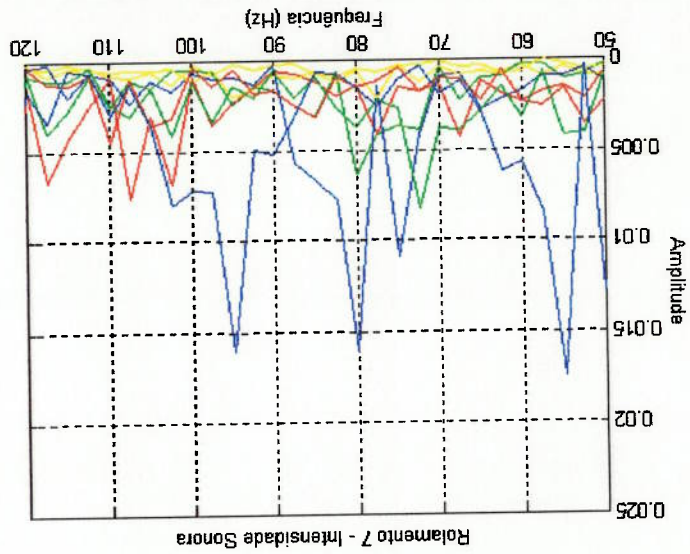


FIG. 6.4.15 Espectros dos Envelopes - Rolamento 8
 Diâmetro da Falha - 0.3 mm Profundidade de Falha - 0.2 mm

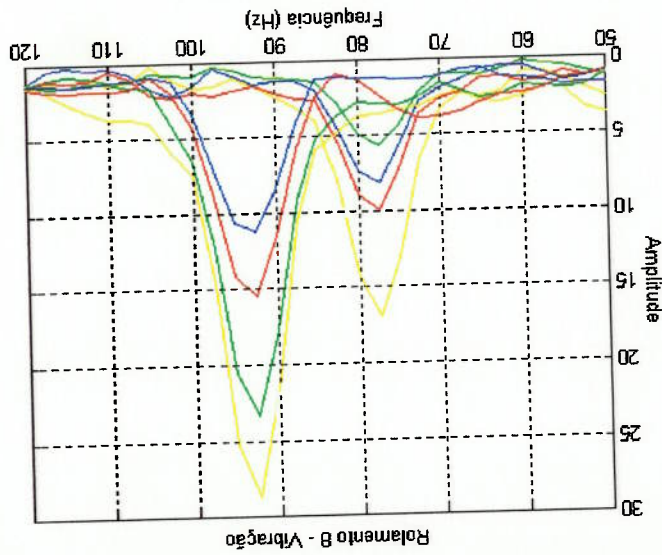
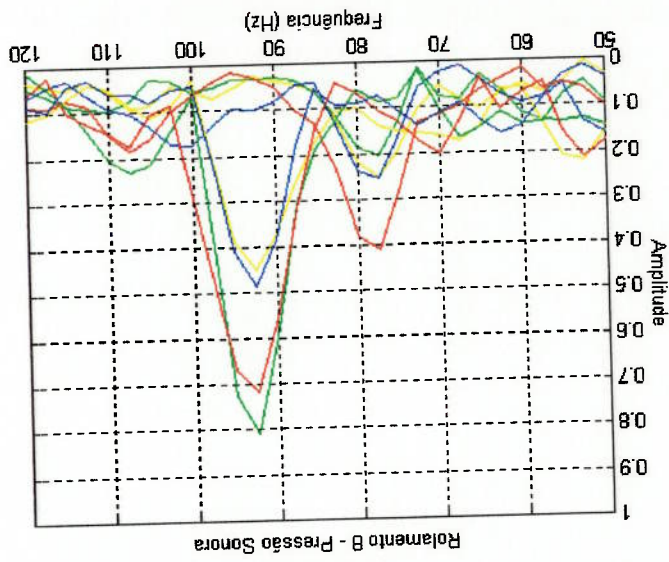
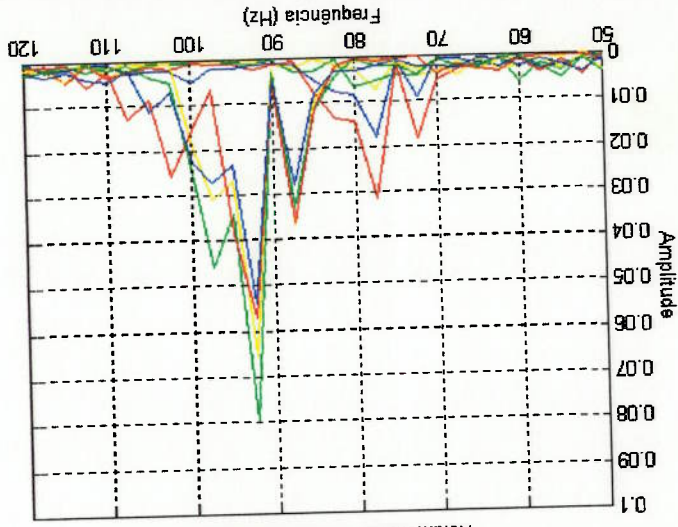
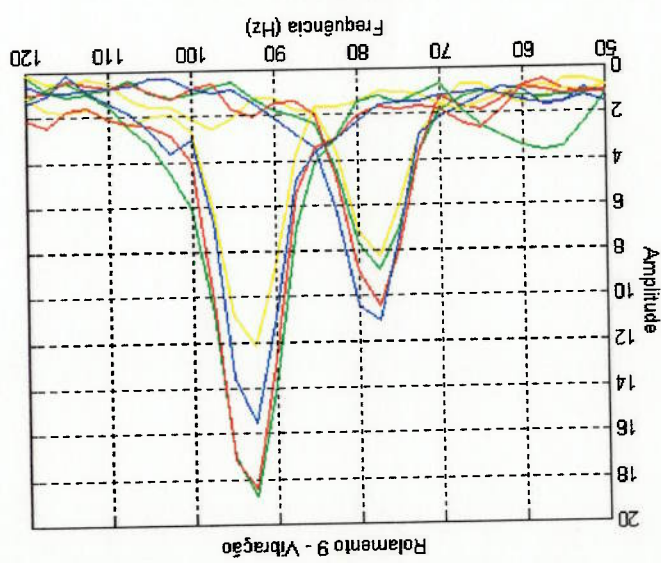
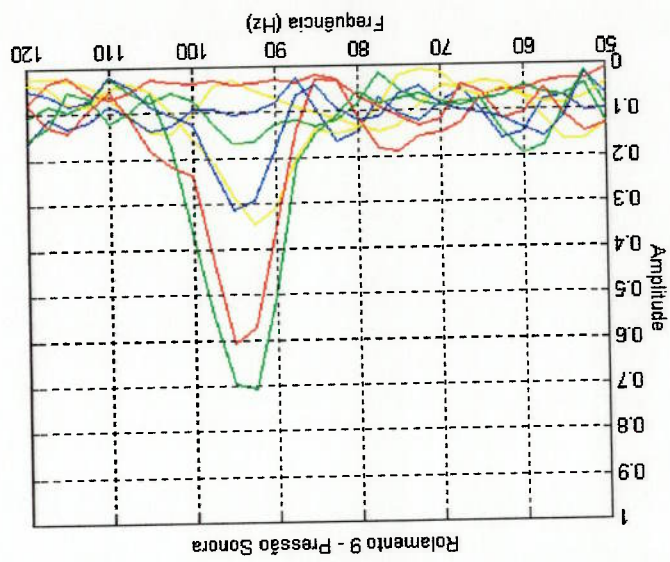
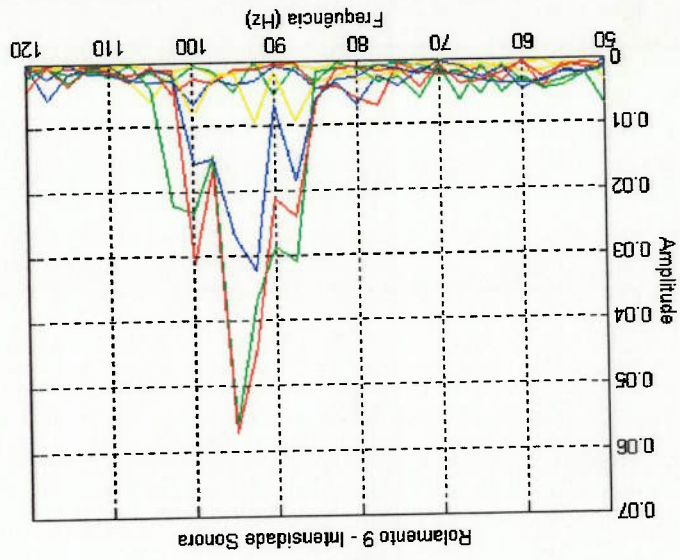


FIG. 4.16 Espectros dos Envelopes - Rolamento 9 - Rolamento 9 - 0.3 mm Profundidade de Falha - 0.3 mm



. Resultados

A partir dos resultados apresentados é possível extrair as seguintes informações: Com o sinal vibratório é possível diagnosticar a falha em todas as situações de rotação e carregamento, em todos os rolamentos. Os sinais de pressão e intensidade sonora possuem desvios da frequência demodulada no sinal vibratório. Com a variação do carregamento não é possível determinar um comportamento definido na amplitude do sinal vibratório, ou seja, o resultado da demodulação é não linear com o carregamento. O mesmo verifica-se com as dimensões da falha, onde em dimensões diferentes não é observado nenhuma tendência dos sinais. (A não linearidade do operador não permite a definição de um comportamento quanto a amplitude). Observando os gráficos dos rolamentos 1 e 2, percebe-se que são praticamente inversos os comportamentos com relação ao aumento da carga. Não foi possível perceber a faixa de modulação excitada pelas diferentes dimensões das falhas no espectro direto. Com a variação da rotação, apesar das medições apenas nas rotações de 1250 e 1500 rpm, existe uma tendência ao aumento do sinal de amplitude, vibração (em todos os rolamentos) ratificando o comportamento observado na análise do espectro direto, verificado também nos sinais de pressão sonora e intensidade sonora (rolamentos 1,2,4,5,6,8,9). É possível afirmar que a detectibilidade para todos os sinais com o aumento da rotação. O sinal vibratório é nitidamente superior aos sinais demodulados de pressão e intensidade sonora quanto a qualidade de informações de diagnóstico de falha, principalmente no que se refere a definição da frequência de falha e repetibilidade das medições em todas as situações de carregamento e rotação.

laterais na banda de frequências filtradas, e nas medições acústicas de espectro direto. interferiu na repetibilidade das medições em particular quanto a presença das bandas foi verificado entretanto é que a presença destes ruídos, e a falta de controle sobre eles, identificação da bancada poderia separar os efeitos de ruídos de fundo. Na prática o que o limitante de material e serviços disponíveis para fabricação da bancada, e julgar que a adotado por estabelecer uma medição mais aproximada da condição de campo, observar acoplamento e mancais) ou na execução de peças usinadas. Este procedimento foi aspecto de precisão, seja na escolha dos componentes da bancada (rolamentos, da bancada, como já foi mencionado, não houve uma preocupação maior quanto ao estrutura (ressonâncias da estrutura) que tornam a análise mais complexa. Na concepção fazem uma combinação de modificações nas frequências excitadoras e rigidez da modal e sonora) da bancada quando excitada pelas rotações e variações de carga, que Pode ser considerada significativa a influência do comportamento geral (resposta

5000 e 15000 Hz, que permitem um isolamento maior dos ruídos de fundo. faixas de frequência mais apropriadas para o estudo do fenômeno de modulação entre ressonâncias da estrutura em baixas frequências. A literatura normalmente se refere a aplicação da técnica do envelope. Esta característica originou a concentração de nas medições, especialmente quanto a repetibilidade dos resultados obtidos pela apresentou algumas folgas entre a barra e o mancal de teste, influenciou negativamente A baixa rigidez da bancada, em particular o seu sistema de carregamento que

medições dos itens 6.3 e 6.4 são apresentadas :

Algumas considerações qualitativas a partir das observações realizadas durante as

. Comentários

O dimensionamento da barra de carregamento foi projetada para suportar cargas até 80 kgf, entretanto verificou-se que pequenas deformações elásticas ocorreram quando da aplicação das cargas. Foi observada a deformação da extremidade do eixo com a aplicação da carga. Estas deformações dificultaram o correto posicionamento do

estrutura que se revelaram mais sensíveis na aplicação da técnica do envelope. A montagem e desmontagem dos rolamentos causam modificações na resposta da do rolamento sobre a falha.

usina de carregamento (barra e mancal de teste) que garantam a passagem das esteras A escolha de rolamento desmontável, que facilita a montagem, desmontagem e a medições tanto no espectro direto quanto na demodulação dos sinais acústicos.

e dimensão da falha como amplificadores de ruído (sonoro), que interferiram nas de base da estrutura, funcionavam em algumas combinações de rotações, carregamentos Verificou-se ainda que os mancais de suporte (caixas dos rolamentos) e a chapa informa a superioridade absoluta do primeiro.

diferença encontrada entre o diagnóstico vibratório e acústico para diagnóstico, que O estudo de especificidade e sensibilidade não foi desenvolvido em função da modulação do sinal acústico.

acústico, ou seja, a modulação do sinal vibratório tem uma relação de causalidade com a que praticamente em todo o espectro vibratório existe uma correspondência no espectro Embora as medições não tenham sido feitas simultaneamente, é possível observar medições.

Aparentemente a ordem de sequência de carregamento não influenciou nas suscetibilidade aos ruídos.

Esta influência se verificou especialmente nas medições acústicas por sua maior

rolamento de maneira a garantir que as esferas tivessem a trajetória exatamente sobre a

falha.

Com relação aos aspectos propostos por BRAUN (1980) quanto a um bom

esquema de detecção e diagnóstico :

A interface sensor - sinal é satisfatória para o sinal vibratório, mas no caso de

propagação de ondas no ar, revela uma susceptibilidade demasiada a ruídos externos.

A instrumentação para medição de vibrações teve um bom desempenho a julgar

pela repetibilidade dos resultados. A sonda de intensimetria com microfones pequenos

(baixa sensibilidade), e na configuração disponível a princípio não foi adequada para este

tipo de aplicação. A disponibilidade de apenas dois canais fez com que as medições de

vibração e acústicas fossem intercaladas, impossibilitando um estudo comparativo mais

rigoroso.

A usinagem das falhas por eletroerosão foi executada com arames que tinham o

diâmetro da falha, e na usinagem deve ter ocorrido um aumento nestas dimensões.

Quanto a profundidade, o controle de qualidade foi feito durante a usinagem pela

execução dos furos em série que permitisse uma diferença entre rolamentos de 0.1 mm,

mas que provavelmente não tinham as dimensões propostas de 0.1 , 0.2 e 0.3 mm.

7. CONCLUSÕES

O sinal vibratório apresenta viabilidade maior de aplicação para detecção e diagnóstico de falha em rolamentos do que os sinais acústicos, tanto na análise do espectro em baixa frequência, como em alta frequência pela aplicação da técnica do envelope.

A análise do espectro direto de sinais acústicos não apresenta informações quanto ao estado de falha deste tipo de rolamento, nas condições de medição deste trabalho. Para esta análise, deve ser utilizada uma câmara anecóica.

A técnica do envelope mostrou-se viável para aplicação aos sinais acústicos.

Aparentemente não existe uma diferença entre o sinal demodulado a partir de pressão e intensidade sonora que permita afirmar a superioridade de alguma das técnicas na detecção e diagnóstico de falha em rolamentos.

7.1 Propostas para Futuros Trabalhos

Novo estudo de detecção e diagnóstico de falha através do sinal de pressão e intensidade sonora em ambientes tratados acusticamente (câmaras anecóicas), com sonda de intensimetria mais sensível e analisador de três canais.

Estudo das faixas de frequência excitadas em função do tamanho da falha. Teoricamente quanto menor a falha, maior o espectro de excitação.

Extrapolar o estudo feito com rolamentos para engrenagens.

Monitoramento de condição da máquina pelos sinais de pressão e intensidade sonora.

Modelagem analítica do impacto das esteras com a falha sob rotações e carregamentos diferentes.

Estudo de impedâncias na propagação do sinal acústico e vibratório direcionado para diagnóstico de falha.

Novo estudo comparativo de detecção e diagnóstico de falha através de sinal de pressão e intensidade sonora em campo (ambiente de fábrica), para verificação da possibilidade de aplicação.

ANEXO A

REVISÃO DAS TÉCNICAS DE DETECÇÃO E DIAGNÓSTICO DE FALHA

EM ROLAMENTO

Várias técnicas foram desenvolvidas para detecção de falha em rolamentos em função do baixo nível de energia emitido por falha, e a suscetibilidade ao mascaramento por outras fontes de ruído da máquina. Basicamente as técnicas são ferramentas de detecção que se utilizam da característica de impulsividade apresentada pelo contato da esfera com a pista danificada.

A.1 Medição do Nível Global

O método mais simples e mais antigo de detecção de falha em rolamentos é o da medição de nível global de vibrações, através do valor da raiz média quadrática (ANEXO B), que informa a energia contida no sinal. Basicamente o método indica a alteração do nível de vibração no sinal adquirida. Normalmente no domínio da frequência, em função do surgimento da falha. Os melhores resultados são obtidos com a observação na faixa do espectro entre 1 - 10 kHz, causada pela natureza impulsiva do sinal de excitação sobre as ressonâncias do sistema. Este método é nitidamente um método de detecção, não informando qual elemento do rolamento está em falha.

A.2 Método de Pulso de Choque

O método de pulso de choque é baseado na amplificação do nível de vibrações na frequência de ressonância da transdutor, normalmente em torno de 30 kHz para acelerômetros piezoelétricos.

Os pulsos gerados pelo impacto são transmitidos em altas frequências, e amplificadas pela ressonância do transdutor, o que possibilita a identificação da falha.

A.3 Método de Kurtose

O método de Kurtose utiliza a análise estatística para detecção de falha em rolamentos através da identificação de um fator K.

O quarto momento estatístico central m_4 de um sinal $x(t)$ é definido como :

$$m_4 = \int_{-\infty}^{\infty} [x(t) - \bar{x}]^4 \cdot p(x) \cdot dx \quad (A.1)$$

onde \bar{x} é o valor médio de $x(t)$ e $p(x)$ é a função distribuição de probabilidade.

Se m_4 for dividido por s^4 , onde s é o desvio padrão de $x(t)$, obtém-se o Kurtose de

$x(t)$ designado por K e dado por :

$$K = \frac{m_4}{s^4} = \frac{1}{s^4} \cdot \int_{-\infty}^{\infty} [x(t) - \bar{x}]^4 \cdot p(x) \cdot dx \quad (A.2)$$

O Kurtose pode ser interpretado fisicamente como uma medida da impulsividade, ou

por outra, da planicidade do sinal.

Em um rolamento sem falha, as vibrações geradas pelo rolamento das esferas sobre

as pistas são de natureza aleatória. A distribuição de probabilidade de um sinal aleatório

tende a Gaussiana quando a duração é suficientemente grande, e para um sinal deste tipo a

equação A.2 produz :

$$K = \frac{m^4}{s^4} = 3$$

A TABELA A.1 mostra os valores de Kurtose para várias ondas, verificando que para $K = 3$ o rolamento está sem falhas e $K > 3$ ocorre a introdução de impactos

produzidos pela falha.

Valor de Kurtose	FORMA DA ONDA
1.0	ONDA QUADRADA
1.5	ONDA SENO
3.0	ROLAMENTO SEM DEFEITO (SINAL ALEATÓRIO)
≥ 3.0	ROLAMENTO COM DEFEITO (SINAL ALEATÓRIO + IMPULSOS)

TABELA A.1 Valor de Kurtose para Diferentes Formas de Onda (NUNES, 1991)

A.4 Método do Fator de Crista

O método do fator de crista permite detectar falhas em rolamentos através de

relações entre as amplitudes dos sinais de vibração. O fator de crista (F_c) é definido como a

razão entre o valor de pico e o valor rms de um sinal. A FIG. A.1 mostra a variação do fator de desenvolvimento da falha, pode chegar a valores próximos de 20. Com o espalhamento da falha, e consequente queda na impulsividade do sinal, o fator decresce novamente.

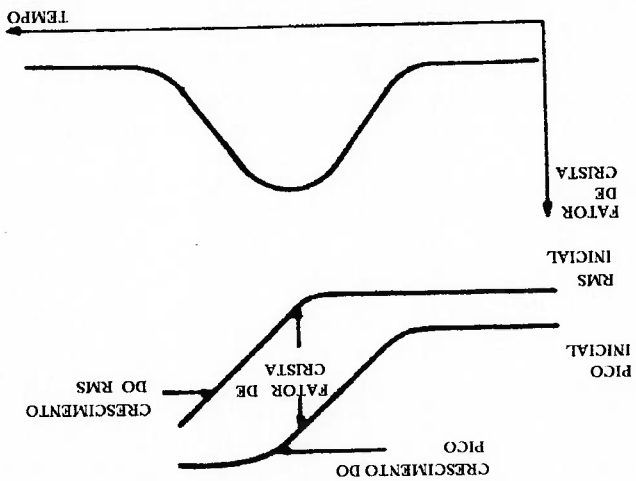


FIG A.1 Fator de Crista para Desenvolvimento de Falha em Rolamento (NUNES, 1991)

A.5 Média no Domínio do Tempo

Para sinais que apresentem ruído indesejável é aplicada a média, adicionando períodos de tempo sincronizados com alguma forma de "trigger".

O princípio é apresentado na FIG. A.2 e consiste da média de N segmentos de dados. O comprimento de cada segmento é um período base, e o procedimento para realizar a média de pontos separados por este período (BRAUN, 1986), é então :

$$y(t) = \frac{1}{N} \sum_{r=0}^{N-1} x(t - r \cdot M \cdot T) \quad (A.3)$$

onde M é o número de pontos por período.

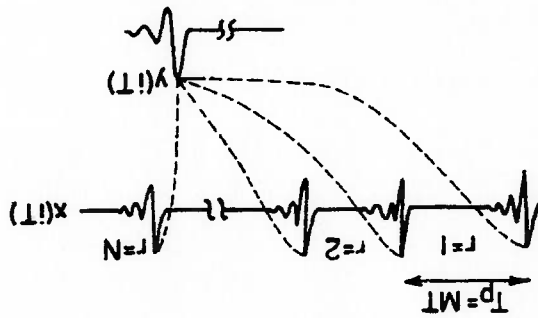


FIG A.2 Média no Domínio do Tempo (BRAUN, 1986)

A equação acima pode ser analisada como um filtro linear pela consideração de N

como variável e $y(iT)$ como a saída contínua do filtro. Uma grande redução de dados é

verificada, uma vez que apenas M pontos (1 período) são retidos.

Aplicando a transformada Z a equação A.3 e computando a função transferência

discreta para o filtro :

$$H(z) = \frac{Y(z)}{X(z)} = \frac{1}{N} \sum_{r=0}^{N-1} z^{-Mr} \cdot \frac{M}{1 - z^{-MN}} \quad (A.4)$$

A resposta em frequência é obtida substituindo $z = e^{j2\pi fT}$

$$|H(f)| = \frac{1}{N} \cdot \frac{\text{sen}\left(\frac{\pi N f T}{f_p}\right)}{\text{sen}\left(\frac{\pi f T}{f_p}\right)} \quad (A.5)$$

onde $f_p = \frac{1}{M \cdot T}$ é a frequência básica.

A resposta em frequência da equação A.5. é plotada na FIG. A.3. A forma geral

consiste de lóbulos principais centrados em torno de múltiplos inteiros da frequência f_p . O

filtro exhibe bandas laterais que aumentam em número, com o aumento de N . Todos os harmônicos de f_p são transmitidos com ganho unitário e sem diferença de fase.

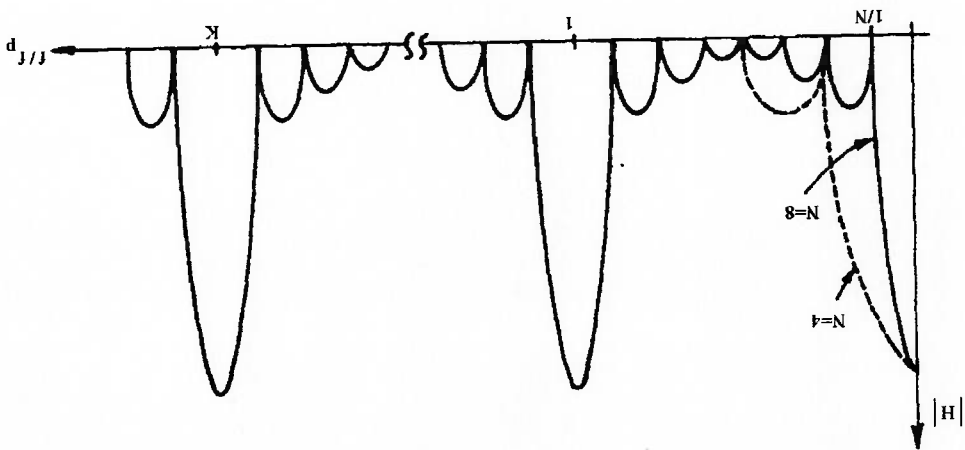


FIG A.3 Espectro em Frequência da Média (BRAUN, 1986)

A.6 Análise de Variança

A média descrita anteriormente é procedida para extração de um tipo específico de função repetitiva : o sinal periódico, ou seja, um padrão que se repete exatamente em cada período. Entretanto, outros padrões nem tão aparentes podem existir, como um padrão aleatório repetitivo onde a forma geral é periódica (mesmo se uma análise mais fina revele alguma aleatoriedade), e que são passíveis de um estudo para identificação da condição de máquina.

Retomando $x(iT)$ e $y(iT)$, define-se o resíduo como :

$$z(iT) = x(iT) - y(iT) \quad (A.6)$$

Considerando a média de $z^2(iT)$ zero, para verificar um padrão repetitivo pela técnicas de média aplica-se a análise em $z^2(iT)$, ou seja, a análise de variância consiste na aplicação da média a $z^2(iT)$.

A.7 Técnica do Cepstra

Um problema em processamento de sinais é a análise de ecos, sinais compostos por repetições no tempo. A FIG. A.4 apresenta uma situação simplificada, onde o sinal é dado por $x(t) = s(t) + a_0 \cdot s(t - t_0)$. O tempo de chegada do eco e sua forma é normalmente mascarada por ruído, e distorcida pelas características de diferentes trajetórias de transmissão. A partir desta última percebe-se a possibilidade de extração de informações das características de transferência das trajetórias de transmissão (BRAUN, 1986).

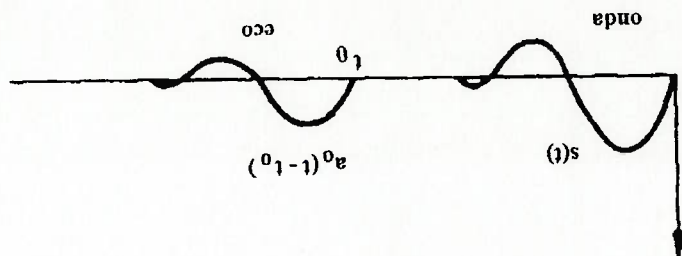


FIG. A.4 Onda e Eco no Domínio do Tempo (BRAUN, 1986)

A definição de cepstra :

$$C(x(t)) = \text{IFFFT}(\log(\text{FFT}(x(t)))) \quad (\text{A.7})$$

O cepstra pode ser analisado como uma extração dos harmônicos fundamentais de

um espectro, verificando apenas os elementos periódicos (repetitivos) na frequência no

domínio da frequência (domínio do cepstra).

BRITTON (1991) estudou a aplicação do cepstra para o caso de mancais/caixas

com uma excitação interior (rolamentos/engrenagens), onde recupera as forças de excitação

do sinal sem os efeitos da trajetória, a partir de medições na parte externa.

Definindo $a(t)$ como a resposta medida no mancal, $h(t)$ a resposta impulsiva do

mancal (elemento entre a força de excitação e o transdutor) e $f(t)$ como a força de

excitação a ser recuperada.

$$C(a(t)) = C(f(t)) + C(h(t)) \quad (A.8)$$

portanto,

$$C(f(t)) = C(a(t)) - C(h(t)) \quad (A.9)$$

Tomando inverso do cepstra para determinar $f(t)$:

$$f(t) = \text{icepst}(C(f(t))) \quad (A.10)$$

Este estudo é factível de aplicação no caso de rolamentos, para a recuperação do

sinal de excitação pelo impacto entre esfera e pista, sem a modificação ocasionada pela

trajetória de transmissão.

ANEXO B

TÓPICOS DE ANÁLISE DE SINAIS

Para melhor abordagem dos métodos de medição, e operações transformadas aplicadas, é realizada uma revisão matemática que objetiva a compreensão e obtenção de alguma sensibilidade física do tratamento que está sendo imposto ao sinal adquirido.

O sinal acústico ou vibratório tratado neste trabalho, é considerado como proveniente de flutuações aleatórias, que são também chamadas séries de tempo e podem somente ser tratadas por leis estatísticas. Estas séries podem ser de caráter contínuo, ou pela amostragem deste sinal em intervalos, discreto.

Os sinais são considerados estacionários, o que supõe que propriedades estatísticas não variam no tempo. Outra consideração diz respeito à ergodicidade do sinal, que assegura que cada sinal adquirido em determinado período, e que entra na média do sinal, também é representativo do processo. A suposição de processo estacionário e ergódico é realizada qualitativamente a partir das observações experimentais, considerando a dificuldade de atribuir magnitudes para verificação de quão estacionário ou ergódico seja o processo.

Qualquer sinal adquirido inicialmente está no domínio do tempo, sendo possível sua representação em outros domínios pela aplicação de operações específicas. BRAUN (1986) identifica os domínios para representação de sinais, e dentre estes verificam-se, as representações no domínio do tempo por funções de correlação e no domínio de frequência.

O sinal para ser submetido a estas transformações digitais que são desenvolvidas pelo Analisador de Fourier, inicialmente devem ser digitalizados. A digitalização em um conversor A/D consiste na amostragem e quantificação do sinal. A amostragem baseia-se no

teorema de Nyquist, que possibilita a reconstrução do sinal original contínuo a partir de suas amostras. A frequência de amostragem do sinal no presente estudo é implementada pelo Analisador de Fourier e $f_{\text{amost}} = 2.56 f_{\text{máx}}$, onde a $f_{\text{máx}}$ representa a frequência máxima sob análise. A quantificação é feita a partir das faixas da voltagem de entrada estabelecidas pelo analisador de 12 bits que permite um faixa dinâmica de 78 dB.

B.1. DOMÍNIO DE FREQUÊNCIA

A transformação para o domínio da frequência se caracteriza especialmente pela redução de dados e acentuação de eventos periódicos do sinal adquirido, de maneira a possibilitar o identificação de padrões.

A base matemática para o domínio da frequência é a Transformada de Fourier, que basicamente prevê que um sinal periódico no tempo seja composto de um número de componentes periódicos em várias frequências, cada um tendo uma dada amplitude e fase inicial.

Se $f(t)$ é uma função periódica :

$$f(t) = f(t + n.T) \quad (\text{B.1})$$

onde T é o período e n é um número inteiro.

Esta função pode ser representada (WEAVER, 1989) como a soma de componentes senoidais (ou vetores rotativos) em frequências igualmente espaçadas $k.f_1$, onde $f_1 = 1/T$ é a recíproca do período, e k é um inteiro que representa o k -ésimo componente.

$$F(f_k) = \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} f(t) \cdot e^{-2\pi f_k t} \cdot dt \quad (\text{B.2})$$

onde $f_k = k \cdot f_1$

Analisando a integral, verifica-se que o sinal $f(t)$ contém um componente rotacionando a frequência f_k , e quando é feita uma multiplicação pelo vetor unitário $e^{-j2\pi f_k t}$, que rotaciona a $-f_k$, ocorre uma anulação da rotação daquele componente. Todas as outras frequências continuarão em rotação, mesmo após a multiplicação, e ao efetuar-se a integral no período T , convergem para zero. O efeito da equação acima é o de extrair de $f(t)$ o componente f_k , ao mesmo tempo que conserva o ângulo de fase como no tempo igual a zero. A posição real de cada vetor em qualquer outro tempo, pode ser obtida pela multiplicação de sua amplitude inicial pelo vetor rotativo oposto $e^{j2\pi f_k t}$, e o sinal total será então a soma dos vetores em suas posições instantâneas,

$$F(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} F(f_k) \cdot e^{j2\pi f_k t} \quad (B.3)$$

Os valores de $F(f_k)$ são conhecidos como componentes espectrais de $f(t)$ e existe uma amplitude e fase associadas a cada um, como é representado pela FIG. B.1.

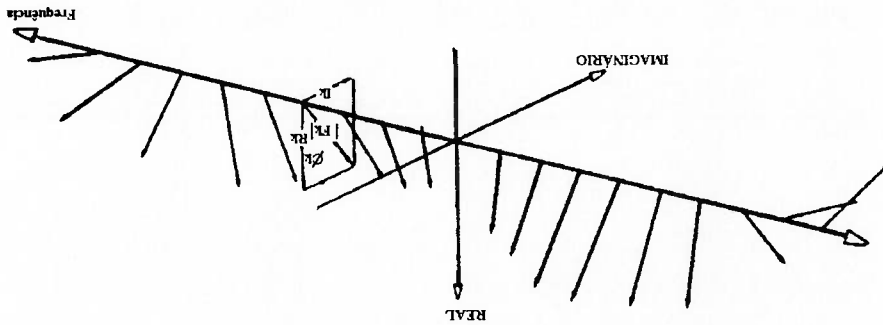


FIG. B.1 Representação Tri-dimensional do Espectro de uma Função Periódica (RANDALL, 1977)

Verifica-se que a amplitude de $F(f_k)$ é $A_k/2$, onde A_k é amplitude de pico do k

senoidal, e o quadrado é $\frac{A_k^2}{4}$. Se a amplitude do espectro é par, a frequência negativa

componente $G(-f_k)$ também será $\frac{A_k^2}{4}$ e a potência total associada a frequência f_k será

$A_k^2/2$ (FIG. B.3), a mesma obtida no domínio do tempo e da frequência.

O valor rms é tomado extraindo a raiz de potência.

Expandindo a abordagem acima para o caso geral onde $T = \infty$, onde o espaçamento

entre harmônicos tende a zero e $F(t)$ torna-se uma função contínua:

$$F(f) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) \cdot e^{-j2\pi ft} \cdot dt \quad (\text{B.5})$$

e a equação (B.3) :

$$f(t) = \int_{-\infty}^{\infty} F(f) \cdot e^{j2\pi ft} \cdot df \quad (\text{B.6})$$

A equação (B.5) é chamada a Transformada Direta de Fourier, e a (B.6)

Transformada Inversa, e os dois termos são usualmente chamados de Par Transformada.

Outra forma de par transformada de Fourier aplica-se às funções amostradas no

tempo, que são representadas por séries temporais, como uma sequência de valores de

pontos discretos equiespaçados no tempo. O espectro torna-se periódico com período igual

à frequência de amostragem f_s , e a transformada direta torna-se :

$$F(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} f(n) \cdot e^{-j2\pi kn} \quad (\text{B.7})$$

Este par que substitui integrais infinitas por uma soma finita conhecida por

$$f(n) = \sum_{k=0}^{N-1} f(k) \cdot e^{j \frac{2\pi kn}{N}} \quad (\text{B.8})$$

e a inversa,

N multiplicações. O procedimento de Transformada rápida de Fourier que obtém o mesmo resultado com um número de multiplicações de $N/\log_2 N$ é discutido em Weaver (1989). O fator de redução em tempo de computação é da ordem de $N/\log_2 N$, o qual para o típico

caso de $N = 1024(2^{10})$ é mais do que 100.

A resolução em frequência é definida em relação ao número de amostras no sinal

original N como $\beta = \frac{f_s}{N}$ onde f_s é a frequência de amostragem. Para análise da técnica

do envelope na alta frequência, por exemplo $f = 5000$ Hz, obtém-se uma resolução de 6.25

Hz para aquisição de 2048 pontos. No presente estudo esta resolução pode vir a ser

insuficiente, e caso isto venha a se verificar, para resolver o problema o sinal deve ser

aplicado ao MATLAB que permite a adição de zeros para melhoria da resolução. Este

procedimento consistem aumentar N adicionando zeros de maneira que se o sinal tem N

pontos e são adicionados N zeros, a resolução será de $f_s/2 \cdot N$ (RANDALL, 1977), e a

resolução cairá pela metade.

B.2 DOMÍNIO DAS FUNÇÕES DE CORRELAÇÃO

B.2.1. Funções de correlação

Apenas as médias e as distribuições de probabilidade, que descrevem a probabilidade

de um conjunto de dados aleatórios assumirem um determinado valor em unidade intervalo de tempo, não são suficientes para informar a existência ou não de periodicidade no domínio do tempo. Esta informação pode ser obtida tomando-se o produto das amplitudes nos tempos t e $t + \tau$ e fazendo a média através do tempo de registro T , operação denominada

auto correlação.

A autocorrelação $R_{xx}(\tau)$ descreve que o valor da amplitude em um instante depende do valor da amplitude ocorrida em um instante anterior para uma única variável $x(t)$, revelando a presença de periodicidade em um sinal aleatório. A autocorrelação é dada por:

$$R_{xx}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \int_0^T x(t)x(t+\tau)dt \quad (\text{B.9})$$

Para um sinal aleatório tipo ruído rosa, por exemplo, uma pequena diferença em t e $t + \tau$ resultaria numa redução no produto $x(t)x(t + \tau)$, de modo que um valor significativo

será obtido apenas para τ próximo de zero.

Um resultado similar pode ser obtido se as amplitudes são tomadas de sinais diferentes, $y(t)$ e $x(t)$, ao que se denomina correlação cruzada, que informa sobre o grau de dependência entre os dois sinais em questão.

$$R_{xy}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \int_0^T x(t)y(t+\tau)dt \quad (\text{B.10})$$

B.2.2. Funções de densidade espectral

As funções de densidade espectral fornecem informações sobre os dados no domínio da frequência, tais como, as funções de correlação no domínio do tempo. A densidade espectral de potência e a correlação constituem um par de Transformação de Fourier.

As funções Densidade Espectral de Potência descrevem como a energia do sinal está distribuída na frequência, e são dadas por:

$$S_{xx}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_{xx}(\tau) \cdot e^{-j2\pi f\tau} \cdot d\tau \quad (\text{B.11})$$

$$R_{xx}(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} S_{xx}(f) \cdot e^{j2\pi f\tau} \cdot df \quad (\text{B.12})$$

$$\text{Para } \tau = 0 \quad R_{xx}(0) = x^2 = \int_{-\infty}^{\infty} S_{xx}(f) \cdot df \quad (\text{B.13})$$

De maneira similar a Densidade Espectral Cruzada de um par de registros temporais é a Transformada de Fourier da função de correlação cruzada. Devido a função de correlação cruzada não ser uma função par no tempo, a densidade espectral cruzada é, em geral, uma função complexa na frequência, sendo calculada por :

$$S_{xy} = \int_{-\infty}^{\infty} R_{xy}(\tau) \cdot e^{-j2\pi f\tau} \cdot d\tau \quad (\text{B.14})$$

Com o uso do Analisador de Fourier, as funções espectrais podem ser extraídas diretamente extraindo a Transformada Rápida de Fourier (FFT).

B.3 JANELAMENTO

Uma das características mencionadas para aplicação da Transformação de Fourier é sua adequação para identificar fenômenos oscilatórios. Com a aplicação da DFT entretanto, ocorrem problemas de espalhamento de um sinal harmônico sobre o domínio da frequência, fenômeno chamado de "leakage", que consiste basicamente no aparecimento de componentes espectrais em frequências diferentes do sinal harmônico. A extensão do "leakage" depende da fase do sinal, número de períodos, parte não inteira do período que foi amostrado e intervalo de amostragem relacionados (BRAUN, 1986).

A existência do "leakage" é usualmente desenvolvida para sinais harmônicos, mas segundo BRAUN (1986), este fenômeno existirá em todo o tipo de problema, ou seja, sinais de banda larga, estreita ou periódicos.

O janelamento tem como funções a diminuição do "leakage", fornecer boa resolução na frequência e precisão na amplitude. Entre as janelas disponíveis para aplicação neste trabalho, aquela que apresenta melhor performance balanceada junto aos três parâmetros (GADE & HERLUFSON, 1987) é a janela Hamming.

ANEXO C

TRANSFORMADA DE HILBERT

Existem uma variedade de relações entre partes real e imaginária da

Transformada de Fourier de funções complexas, que são normalmente chamadas de

relações de Transformada de Hilbert.

A definição de função analítica prevê que a sua Transformada de Fourier tem

uma única derivada em cada ponto dentro de uma região de convergência, e que ela e

todas as suas derivadas são funções contínuas nesta região (o que satisfaz as condições

de Cauchy-Riemann). Outra é que obedece ao teorema integral de Cauchy, que

estabelece que o valor da função complexa é especificado em todo lugar dentro da região

de convergência em termos de valores da função na região de contorno

(OPPENHEIM, 1975). Entre as propriedades da função analítica está a relação das

derivadas parciais das partes real e imaginária que satisfazem as condições acima.

O Teorema de Cauchy,

$$f(z) = \frac{1}{2\pi i} \int_{\gamma} \frac{f(\zeta)}{\zeta - z} dz \quad (C.1)$$

estabelece uma região de convergência definida por $f(\zeta)$ onde qualquer função

integrada entre dois pontos quaisquer terá o mesmo valor, independente da trajetória.

Baseado nestas relações para funções analíticas é possível derivar relações integrais entre

parte imaginária e real da Transformada de Fourier em uma região de convergência. No

caso sob estudo a definição da região de convergência é dada pelo sinal real $x(t)$ que é

obtido pela medição do sinal, e a parte imaginária é qualquer função integrada entre dois

pontos dentro desta região.

ANEXO D

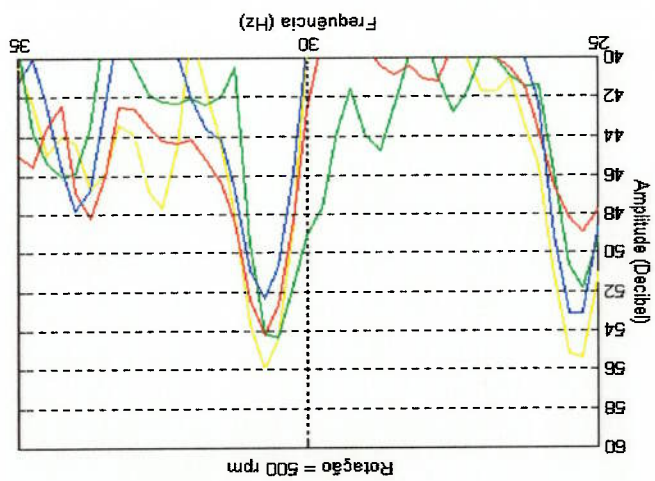
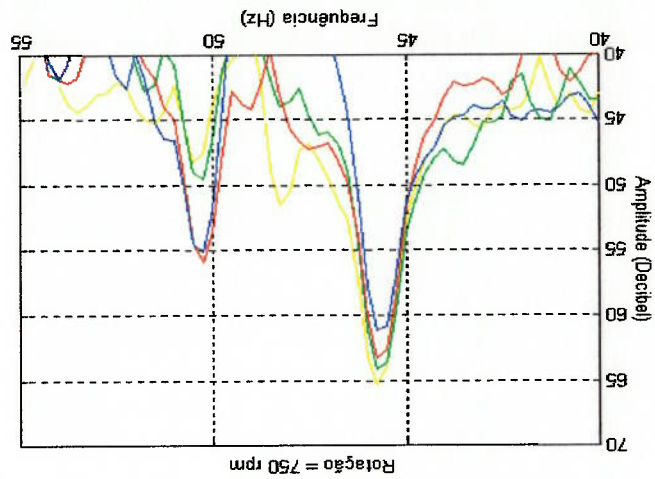
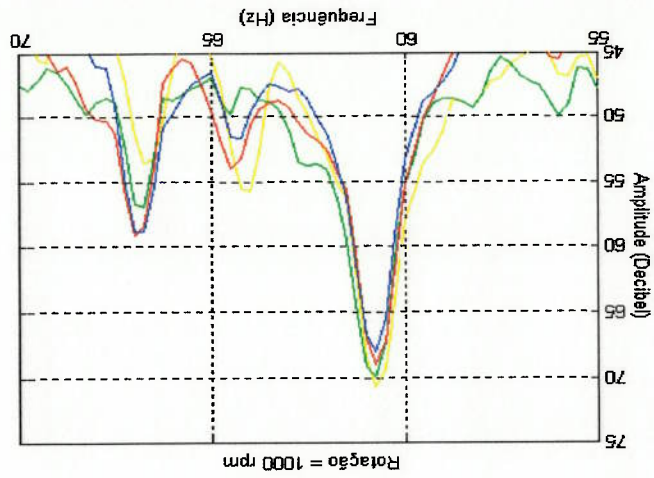
ANÁLISE MODAL - TABELA 1

Local	0 - 10 kHz (20 kgf)					FREQUÊNCIAS					0 - 10 kHz (60 kgf)					0 - 5 kHz (20 kgf)				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
1	275.00	400.00	337.50	2875.00	212.50	325.00	2875.00	250.00	6750.00	2650.00	306.25	406.25	218.75	2881.00	337.50					
2	312.50	262.50	2887.00	412.50	2650.00	2650.00	325.00	2225.00	250.00	3525.00	306.25	268.75	218.75	2656.00	2231.00					
3	275.00	2662.00	1350.00	2237.00	3112.00	325.00	250.00	2900.00	6450.00	2650.00	306.25	268.75	2650.00	412.50	2881.00					
4	337.50	475.00	262.50	200.00	2687.00	350.00	500.00	250.00	425.00	2650.00	268.75	212.50	306.25	337.50	475.00					
5	325.00	475.00	212.50	1737.00	600.00	350.00	500.00	212.50	275.00	2662.00	212.50	337.50	268.75	406.25	481.25					
6	275.00	3112.00	662.00	2400.00	3025.00	275.00	337.50	2563.00	9087.00	2563.00	243.75	275.00	306.25	212.50	2556.00					
7	262.50	337.50	2000.00	475.00	1550.00	300.00	275.00	350.00	500.00	212.50	306.25	268.75	212.50	337.50	406.25					
8	275.00	312.50	475.00	212.50		312.50	487.50	275.00	350.00	212.50	306.25	275.00	475.00	337.50	218.75					
9	212.50	475.00	275.00	350.00	587.00	212.50	487.50	275.00	112.50	587.50	212.50	268.75	475.00	400.00	337.50					
10	337.50	1550.00	212.50	2000.00	1350.00	1600.00	350.00	1462.00	212.50	6412.00	337.50	312.50	212.50	1431.00	406.25					
11	212.50	2225.00	275.00	337.50	1537.00	212.50	275.00	337.50	412.50	587.50	212.50	268.75	306.25	406.25	337.50					
12	3125.00	275.00	2675.00	475.00	2225.00	487.50	2650.00	275.00	7162.00	212.50	275.00	406.25	475.00	2656.00	312.50					
13	475.00	275.00	3125.00	2662.00	337.50	2712.00	275.00	500.00	1525.00	4125.00	275.00	3131.00	475.00	312.50	2681.00					
14	275.00	475.00	400.00	212.50	575.00	275.00	487.50	212.50	400.00	300.00	268.75	275.00	212.50	306.25	400.00					
15	300.00	262.50	337.50	212.50	2225.00	300.00	400.00	212.50	2700.00	2213.00	306.25	406.25	268.75	218.75	2231.00					
16	312.50	3125.00	412.50	2687.00	212.50	312.50	412.50	2650.00	212.50	3125.00	306.25	268.75	218.75	412.50	2656.00					
17	7375.00	6325.00	2887.00	325.00	2712.00	2688.00	3175.00	225.00	2862.00	2487.00	2688.00	2656.00	2750.00	2900.00	3131.00					
18	2687.00	2525.00	312.50	2875.00	475.00	2700.00	3200.00	312.50	3350.00	1850.00	2688.00	306.25	3131.00	2525.00	2625.00					
19	2650.00	2512.00	3687.00	5525.00	475.00	300.00	400.00	2713.00	212.50	2237.00	406.25	306.25	268.75	218.75	3131.00					
20	2537.00	262.50	2487.00	2225.00	2475.00	312.50	412.50	2688.00	212.50	2275.00	306.25	400.00	2656.00	218.75	268.75					
21	312.50	412.50	1350.00	2662.00	212.50	150.00	312.50	8950.00	9137.00	8688.00	3016.25	268.75	150.00	2525.00	212.50					
22	462.50	2888.00	312.50	535.50	1662.50	2887.00	350.00	537.00	2737.00	687.00	2656.00	2888.00	462.50	412.50	1975.00					
23	462.50	350.00	537.00	1412.50	2637.00	2337.00	450.00	2887.00	537.00	2220.00	2656.00	2537.00	468.75	537.50	2331.00					
24	337.50	412.50	212.50	587.00	2637.00	337.50	275.00	587.50	687.50	2638.00	331.25	412.50	243.75	1969.00	2644.00					
25	337.50	412.50	587.50	3112.00	2950.00	337.50	275.00	587.50	687.50	2337.00	337.50	406.25	212.50	1969.00	587.50					
26	275.00	400.00	2637.00	337.50	3088.00	2662.00	275.00	400.00	337.50	312.50	275.00	406.25	2650.00	306.25	3037.00					
27	275.00	3125.00	2650.00	3662.00	8837.00	275.00	3662.00	3525.00	2687.00	337.50	275.00	3125.00	2650.00	306.25	3206.00					

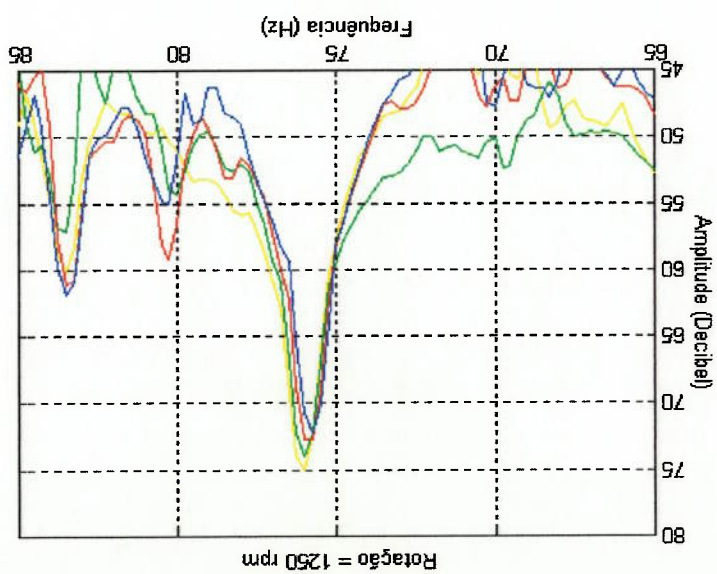
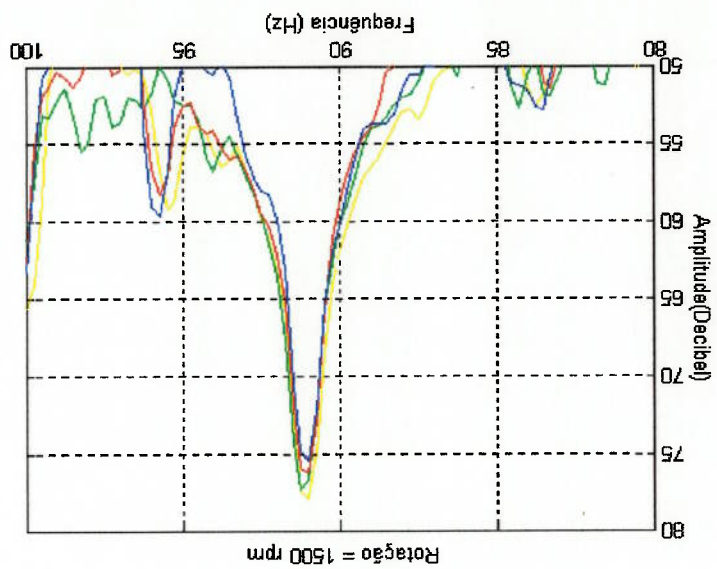
ROTAÇÃO = 1250 rpm

Identificação Sonora TABELA 2

Local	F	f	q	n	s	t	d
1.1	970	1660	1827	1697	1212	1847	1450
1.2	970	1450	1212	850			
1.3	850	1212	970	1097	1450		
1.4	1697	850	1212	970	1575	1940	1827
1.5	1097	1212	1660	1775	1450	970	1183
1.6	1097	1212	1660	1775	1847	970	1450
2.6	1212	1097	1575	1651	1450	1255	1415
2.5	1212	1097	1335	1183	1660	1450	1575
2.4	1660	1212	1575	1097	1183	1717	1092
2.3	1212	1097	970	1092	1575	1940	1660
2.2	1212	1097	1183	850	1575	1717	970
2.1	1660	1097	1740	1717	1212	1940	970
3.1	850	1212	1660	1575	1450	970	1335
3.2	850	1575	970	1212	1450	1847	970
3.3	1212	850	1092	1190	1450	1335	970
3.4	1212	850	1335	1190	1092	1455	1415
3.5	1450	850	1190	1415	1212	1800	1335
3.6	1450	850	1700	1415	1940	1847	1817
4.6	1700	1335	850	1450	1212	970	1740
4.5	1450	850	1365	1215	1337	972,5	1668
4.4	1337	850	1450	972,5	1092	1365	500
4.3	850	1215	1337	1785	1092	1258	500
4.2	1215	1337	850	1580	1310	1415	1365
4.1	1337	1580	850	1215	1785	1365	1258
5.1	1215	1450	1337	1190	1310	1580	1415
5.2	1215	850	1450	1702	1580	1373	500
5.3	1215	1450	850	1702	1702	1668	1190
5.4	1580	972,5	1668	1457	1337	1612	500
5.5	1337	1215	972,5	1310	1415	500	500
5.6	1337	1702	1215	972,5	1450	1310	500
6.6	1215	1337	1945	1310	972,5	500	
6.5	1215	1337	1450	1945	1310	1430	1702
6.4	1337	1310	1415	1430	1450	500	1215
6.3	1215	1337	1310	1415	1580	1450	1365
6.2	1215	1337	1310	1450	752,5	972,5	500
6.1	1215	1450	1337	752,5	500	1580	1285
7.1	1215	1337	1702	1580	1450	1945	500
7.2	1337	1457	1580	972,5	1785	500	607,5
7.3	1337	1460	1310	1788	1430	1418	500
7.4	1337	1430	1310	1460	1418	1702	1788
7.5	1337	1215	1192	1310	1460	1788	500
7.6	1337	1192	1788	1702	1310	1460	1668
8.6	1337	1192	1410	1460	1788	1418	1668
8.5	1337	1600	1215	1460	1310	1418	1430
8.4	1460	1215	1337	1430	1418	1442	500
8.3	1215	1702	1460	1337	1418	500	1710
8.2	1215	1337	1192	1310	1460	1430	1418
8.1	1215	1337	1192	1310	1460	1430	1418
9.1	1337	1310	1460	1418	500		
9.2	1215	1337	1460	1580	1702		
9.3	1337	1460	1580	1702	500		
9.4	1337	1215	1192	1430	1668	1460	500
9.5	1337	1215	1702	1580	500		
9.6	1337	1215	1310	1580	1668	1192	1702



ANEXO E



REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALGUINDIGNE, I.E.; LOSKIEWICZ-BUCZAK, A.; UHRIG, R.E. - Monitoring and diagnosis of rolling element bearings using artificial neural networks. **IEEE Transactions on industrial electronics**, 40(2):209-17, 1993.
- ANGELO, M. - **Vibration monitoring of machines - Technical Review**. Brüel & Kjaer, Naerum, 1987.
- ASHER, R.C. - Ultrasonic sensors in the chemical and process industries. :959-63, 1983.
- BAKER, S. - An acoustic intensity meter. **The Journal of the Acoustical Society of America**, 27(2):269-73, 1955.
- BAYER, O. - Noise and vibration behaviour of rolling bearings. **Ball and Roller Engineering Industrial Engineering (FAG)**, 28:4-11, 1989.
- BENDAT, J. S. & PERSOL, A.G. - **Engineering applications of correlation and spectral analysis**. New York, Wiley-Interscience Publication, 1980.
- BERRY, J.E. - How to track rolling element bearing health with vibration signature analysis. **Sound and Vibration**, novembro:24-35, 1991.
- BEZERRA, E. A. - **Desenvolvimento de um Medidor de Intensidade Acústica com Aplicações**. Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, SC, 1985.
- BLEVINS, R. - **Formula for Natural Frequency and Mode Shape**. Malabar, Robert E. Krieger Publishing Company, 1979.

- BOTO, P. A. - Detection of bearing damage by shock pulse measurement. **The Ball Bearing Journal**, 167:1-7, 1971.
- BRAUN, S.G. - The signature analysis of sonic bearing vibrations. **IEEE Transactions on Sonics and Ultrasonics**, SU-27(6):317-28, 1980.
- BRAUN, S.G. - Introduction to Mechanical Signature Analysis. In: BRAUN, S. - **Mechanical Signature Analysis - theory and applications**. Orlando, Academic Press, 1986, p. 1-9.
- BRAUN, S. & DATNER, B. - Analysis of roller/ball bearing vibrations. **Transactions of the ASME**, 101:118-25, 1979.
- BRAUN, S. & SETH, B. - Analysis of repetitive mechanism signatures. **Journal of Sound and Vibration**, 70(4):513-26, 1980.
- BRITTON, J.D. - Cepstral analysis for the recovery of apex seal interaction forces in rotary engines. **SAE Transactions**, 910705:1206-131991.
- BRÜEL & KJÆR - Application notes (BO 0210-11). **Detecting faulty rolling-element bearings**, 1985.
- BURGER, J.F.; VAN DER MERWE, J.J.; VAN ZYL, B.G.; JOFFE, L. - Measurement of sound intensity applied to the determination of radiated sound power. **Journal of the Acoustical Society of America**, 53(4):1167-8, 1973.
- CARNEY, M.S.; MANN III, J.A.; GAGLIARDI, J. - Adaptive filtering of sound pressure signals for monitoring machinery in noisy environments. **Applied Acoustics**, 43:333-51, 1994.
- CHATURVEDI, G. K. & THOMAS, D.W. - Bearing fault detection using adaptive noise cancelling. **Transactions of the ASME**, 104:280-89, 1982.

- CHUNG, J.Y. - Cross-spectral method of measuring acoustic intensity without error caused by instrument phase mismatch. *Journal of the Acoustical Society of America*, 64(6):1613-16, 1978.
- CLAPP, C.W. & FIRESTONE, F.A. - The acoustic wattmeter, an instrument for measuring sound energy flow. *Journal of Acoustical Society of America*, 13:124-36, 1941.
- COURRECH, J. & GAUDET, M. - Envelope analysis: the key to rolling-element bearing diagnosis. *Brüel & Kjær Application Notes BO 0187-11*, 1988.
- DUGUNDI, J. - Envelopes and pre-envelopes of real waveforms. *IRE Transactions on Information Theory*, IT4:53-7, 1958.
- DYER, D. & STEWART, R.M. - Detection of rolling element bearing damage by statistical vibration analysis. *Journal of Mechanical Design*, 100:229-35, 1978.
- ELLIOT - Errors in acoustic intensity measurements. *Journal of Sound and Vibration*, 78:439-43, 1981.
- ENGIA, H.; RASMUSSEN, M.; LIPPE, J. - Vibration analysis used for detection of roller bearing failures. *Norwegian Maritime Research*, 3:23-33, 1977.
- EWINS, D.J. - *Modal Testing: Theory and Practice*. Somerset, Research Studies Press Ltda., 1984.
- FAG KUGELFISCHER GEORG SCHÄFER KGaA - *Rolling bearings and their contribution to the progress of technology*. Schweinfurt, Weppert GmbH & Co., 1986.

- FAHY, F.J. - Measurement of acoustic intensity using the cross-spectral density of two microphone signals. *Journal Acoustical Society of America*, 62(4):1057-59, 1977.
- FAHY, F.J. - *Sound Intensity*. Southampton, Elsevier Science Publishers Ltda., 1989.
- FAHY, F.J. - The vibro-acoustic reciprocity principle and applications to noise control. I Congresso Brasil/Argentina da Sociedade Brasileira de Acústica, Florianópolis, 1994.
- FUCHS, H.O. & STEPHENS, R.I. - *Metal Fatigue Design in Engineering*. Stanford Iowa City, John Wiley & Sons, 1980.
- GADE, S. - *Sound Intensity (Part I, Theory)*. Brüel & Kjaer Technical Review nº 3, Denmark, 1982.
- GADE, S. & HERLUFSEN, . - Use of weighting functions in DFT/FFT analysis (Part I) - Technical Review B & K, 1987.
- GERGES, S.N.Y. - *Curso Intensivo de Acústica Aplicada* - Brüel & Kjaer do Brasil. Brüel & Kjaer, São Paulo, 1983.
- GERGES, S.N.Y. - *Ruído : Fundamentos e Controle*. Centro Brasileiro de Segurança e Saúde Industrial, Campinas, 1992.
- GIORDANO, F. - Acoustic measurements on domestic appliances. *Ball Bearing Journal*, 177:30-2, 1973.
- GÔMEZ, M.A. & PRADA, J.C.G. - Statistical pattern recognition of typical defects in roller bearing machines using territorial map. COBEM, Belo Horizonte (Brasil), 1995.

- HAMZAQUI, N.; BOISSON, C.; LESUEUR, C. - **Identification of noise sources in rotating machinery.** INTERNOISE, São Petersburg, 1993.
- HARRIS, T.A. - **Rolling Bearings Analysis.** New York, John Wiley and Sons, 1966, p. 146-50.
- HODGSON, T.H. - Investigation of the surface acoustical intensity method for determining the noise sound power of a large machine "in situ". **Journal Acoustical Society of America**, 61(2):487-93, 1977.
- HÜBNER, G. - Analysis of errors in measuring machine noise under free-field conditions. **Journal of the Acoustical Society of America**, 54 (4): 967-977, 1973.
- IGARASHI, T. & YABE, S. - Studies on the vibration and sound of defective rolling bearings (Second Report: Sound of ball bearings with one defect). **Bulletin of the JSME**, 26(220):1791-98, 1983.
- JACOBSEN, F. - Random errors in sound intensity estimation. **Journal of Sound and Vibration**, 128(2):247-57, 1989.
- JACOBSEN, F. - Sound power determination using the intensity technique in the presence of diffuse background noise. **Journal of Sound and Vibration**, 159(2):353-71, 1992.
- JACOBSEN, F. - Sound intensity measurement at low levels. **Journal of Sound and Vibration**, 166(2):195-207, 1993.
- JAYARAM, V.D. & JARCHOW, F. - Experimental studies on ball bearing noise. **WEAR**, 46:327-34, 1978.

- JOHANSSON, L. - Bearing noise in electric motors. *Ball Bearing Journal*, August:28-31, 1979.
- JOHNS, W.D. & PORTER, R.H. - Ranking of compressor station noise sources using sound intensity techniques. *Noise & Vibration Control Worldwide*, 19(2):70-5, 1988.
- KENDIG, R.P. - Using sound intensity analyses for machinery diagnostics. *Sound and Vibration*, march:26-30, 1988.
- KINSLER & FREY - *Fundamentals of Acoustics*. New York, John Wiley & Sons, 1962.
- LANGLEY, R.S. - On various definitions of the envelope of a random process. *Journal of Sound and Vibration*, 105(3):503-12, 1986.
- LI, C.J. & WU, S.M. - On-line detection of localized defects in bearings by pattern recognition analysis. *Journal of Engineering for Industry*, 111:331-6, 1989.
- LI, C.J. & YOO, L.J. - A comparative study of a model based demodulation algorithm and other algorithms for detection of gear defects. *INTER-NOISE*, 1995.
- LYON, R.H. - *Machinery Noise and Diagnostics*. Stoneham, Butterworth Publishers, 1987.
- MARAGOS, P.; KAISER, J.F.; QUATIERI, T.F. - On amplitude and frequency demodulation using energy operators. *IEEE Transactions on Signal Processing*, 41(4):1532-50, 1993.

- MARTINS, L.G. & GERGES, S.N.Y. - **Comparison between signal analysis for detecting incipient bearing damage.** International Conference on Condition Monitoring, University College of Swansea, Inglaterra, 1984.
- McFADDEN, P.D. - **Detecting fatigue cracks in gears by amplitude and phase demodulation of the meshing vibration.** *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, 108:165-70, 1986.
- McFADDEN, P.D. & SMITH, J.D. - **Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing.** *Journal of the Sound and Vibration*, 96(1):69-82, 1984 (a).
- McFADDEN, P.D. & SMITH, J.D. - **Vibration monitoring of rolling element bearings by the high-frequency resonance technique - a review.** *Tribology International*, 17(1):3-10, 1984 (b).
- McFADDEN, P.D. & SMITH, J.D. - **The vibration produced by multiple point defects in a rolling element bearing.** *Journal of the Sound and Vibration*, 98(2):263-73, 1985.
- MUSTER, D. - **Condition monitoring and diagnostics of systems and their relationship to some aspects of artificial intelligence.** International Symposium "Recent Advances in Surveillance using Acoustical an Vibratory Methods", Senlis (France), 1992.
- NAU, S. L. - **Ruído magnético em motores trifásicos de indução.** Congresso Brasileiro de Eletromagnetismo, Florianópolis, 1995.
- NEPOMUCENO, L.X. - **Manutenção Preditiva em Instalações Industriais - Procedimentos Técnicos.** São Paulo, Edgard Blücher, 1985.

- NUNES, M.A.C. - **Diagnóstico de defeitos em rolamentos pela técnica do Envelope**. Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, SC, 1989.
- OPPENHEIM, A.V. & SHAFER R. W. - **Digital Signal Processing**. New Jersey, Englewood Cliffs, 1975.
- OSGOOD, C.C. - **Fatigue Design**. Cranbury, John Wiley & Sons, 1970.
- PANTER, P.F. - **Modulation, Noise and Spectral Analysis Applied to Information Transmission**. New York, McGraw-Hill Book Company, 1965.
- PAPOULIS, A. - **Probability, Random Variables and Stochastic Processes**. 2^o ed., New York, McGraw Hill, 1984.
- PARDUE, E.F.; PIETY, K.R.; MOORE, R. - **Elements of reliability-based machinery maintenance. Sound and Vibration, may:14-20, 1992.**
- PASCAL, J.C. & CARLES, C. - **Systematic measurement errors with two microphone sound intensity meters. Journal of Sound and Vibration, 83(1):53-65, 1982.**
- PAVIC, G. - **Measurement of sound intensity. Journal of Sound and Vibration, 51(4):533-45, 1977.**
- PETERSEN, O.K.O. - **Sound intensity measurements for describing acoustic power flow. Applied Acoustics, 14:387-97, 1981.**
- PISTONO, J.; MARTINEZ, J.; SANTOLARIA, C. - **Spectral acoustic analysis for machinery early damage detection. Application to diesel engines. COBEM, Belo Horizonte, 1995.**

- POPE, J. - The two-microphone sound intensity probe. Transactions of the ASME. (Paper n° 87 - WANCA-17). Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design:1-6, 1988.
- RASMUSSEN, P. - Phase errors in sound powers measurements. Brüel & Kjaer, Dept. 13, Naerum, Denmark, 1984.
- RASMUSSEN, P. - Source location using vector intensity measurements. **Sound and Vibration, march:28-33, 1989.**
- RYCKATS, E. - Effective enhance techniques for early detection, monitoring, trending and diagnostic of bearing damage. International Symposium "Recent Advances in Surveillance using Acoustical an Vibratory Methods", Senlis (France), 1992.
- SCHWARTZ, M. - Information, Transmission, Modulation and Noise. 3° ed., Tokio, McGraw-Hill-Kogakusha Ltda, 1980.
- SERRIDGE, M. - Fault detection techniques for reliable machine condition monitoring. **Sound and Vibration, may : 18-22, 1989.**
- SEYBERT, A.F. - Statistical errors in acoustic intensity measurements. **Journal of Sound and Vibration, 75(4):519-26, 1981.**
- SHIRAHATTI, U.S. & CROCKER, M.J. - Studies on sound power measurements using the sound intensity technique. **Noise Control Engineering Journal, 5(2):323-330, 1993.**
- SHULTZ, T.J. - Acoustic wattmeter. **The Journal of the Acoustical Society of America, 28(4):693-8, 1956.**

- SHULTZ, T.J. - Outlook for in-situ measurement of noise from machines. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 54(4), 1973.
- SKF - The measurement of vibration in ball bearings. *The Ball Bearing Journal*, 1961.
- STEWART, R.M. - Application of signal processing techniques to machinery health monitoring. In: Noise and Vibration. Ellis Horwood-Limited, New York, 1982.
- SU, Y.-T. & LIN, S.-J. - On initial fault detection of a tapered roller bearing: frequency domain analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 155(1):75-84, 1992.
- TANDON, N. - A brief summary of sound intensity measurements and their application to noise control. *Applied Acoustics*, 26:37-47, 1989 (a).
- TANDON, N. - The effect of background noise on noise source location by the sound intensity technique. *Applied Acoustic*, 26:193-207, 1989 (b).
- TANDON, N. & NAKRA, B.C. - The application of the sound-intensity technique to defect detection in rolling elements bearings. *Applied Acoustics*, 29:207-17, 1990.
- TAYLOR, J.I. - Identification of bearing defects by spectral analysis. *Journal of Mechanical Design*, 102:199-204, 1980.
- THOMPSON, J.K. - Errors in acoustic intensity measurements. *Journal of Sound and Vibration*, 78(3):439-45, 1981.

- THOMPSON, J.K. & TREE, D.R. - Finite difference approximation errors in acoustic intensity measurements. *Journal of Sound and Vibration*, 75(2):229-38, 1981.
- TICHY, J. - Noise control applications of sound intensity. INTER-NOISE, Newport Beach, 1989.
- TIMOSHENKO, S.P. & GOODIER, J.N. - *Theory of Elasticity*. New York, McGraw-Hill Book Co., 1951.
- WALLIN, E. - Preventive maintenance of rolling bearings. *The Ball Bearing Journal*, 146:13-8, 1966.
- WATTS, B. & VAN DYKE, J. - An automated vibration-based expert diagnostic system. *Sound and Vibration*, september:14-20, 1993.
- WEAVER, H.J. - *Applications of Discrete and Continuous Fourier Analysis*. New York, Wiley-Interscience Publication, 1989.
- WHEELER, P.D. - *Measurement and diagnosis of machinery noise*. In: *Noise and Vibration*. Ellis Horwood-Limited, New York, 1982.
- WHITE, G. - Amplitude demodulation - a new tool for predictive maintenance. *Sound and Vibration*, september:14-19, 1991.
- YOSHIOKA, T. - Detection of rolling contact sub-surface fatigue cracks using acoustic emission technique. *Journal of the Society of Tribologists and Lubrication Engineers*, 49(4):303-8, 1992.

possibilitando a medição no local de trabalho da máquina. A Norma prevê três classes nível de potência sonora de equipamentos, dentro de faixas específicas de erro, ● O propósito da Norma é especificar o método pelo qual pode ser determinado o

ponto, e Medição por Varredura(9614-2)

Norma é dividida em duas partes : Medição em Pontos Discretos (9614-1), ou ponto-a-intensidade sonora, que recentemente teve a normalização concluída (ISO - 9614). A alguns casos. Para tanto foi desenvolvido um método alternativo baseado em medições de determinados equipamentos para o local de medição, inviabilizam este procedimento em ● O alto custo de execução destes testes, e a impossibilidade de remoção de

de máquinas de geometria simples, a partir do sinal de vibração da estrutura.

Existem métodos que também pode ser utilizados para determinação de potência sonora campo livre com vários procedimentos que determinam o grau de precisão desejado. medição de pressão sonora com a utilização de câmaras anecóicas, reverberantes e em estabelecem metodologias para determinação do nível de potência sonora a partir da medição de pressão sonora sob condições controladas. As Normas ISO 3740 até 3747 determinar o nível de potência sonora de uma máquina, e a mais comum envolve a apresenta uma independência do ambiente de medição. Existem vários métodos para distância da fonte e do ambiente no qual é feita a medição, enquanto a potência sonora atmosfera (pressão sonora). A pressão sonora depende da natureza da fonte sonora, da resultará em radiação de energia sonora (potência sonora) e variações de pressão na Qualquer máquina rotativa ou alternativa causa vibrações em sua estrutura, o que

APÊNDICE 1

de medição de acordo com a precisão requerida : 1. Medição de Precisão, 2. Medição de Engenharia, 3. Medição de Inspeção

• A Norma especifica quatro indicadores de campo que podem ser determinados para identificar o grau de precisão alcançado com as medições. Estes indicadores são usados para estabelecer dois critérios :

• Critério 1 relacionado com a qualidade do equipamento de medição. Para estimativa deste critério é determinada a capacidade dinâmica do equipamento, que consiste na aplicação de uma onda plana de banda larga aos dois microfones diametralmente opostos em um duto fechado, de maneira a obter uma intensidade sonora igual a zero. A pressão é medida simultaneamente e subtraída da intensidade medida, resultado que é denominado de índice residual pressão-intensidade. Este índice subtraído do fator de precisão tabelado para cada grau de precisão é chamado de capacidade dinâmica do sistema.

• Critério 2 está relacionado ao campo sonoro e para sua investigação são realizadas medições para determinação dos seguintes indicadores

• F1 - Indicador de variação temporal do campo sonoro.

• F2 - Indicador da relação(subtração) pressão-intensidade na superfície de medição. Um valor elevado de F2 significa : Presença de ruído de fundo neste ponto; Fonte sonora com baixa diretividade; O ponto medido está em campo próximo; Há presença de reverberações no campo acústico

• F3 - Indicador de potência negativa, ou da entrada de energia no sistema de medição

•F4 - Indicador da não uniformidade do campo sonoro, diretamente relacionado

a discretização da grade da superfície de medição que atua no sentido de minimizar as diferenças entre as áreas vizinhas.

Baseado na FIG 1.1 a determinação de potência sonora a partir da medição de intensidade sonora é realizada pela aplicação da equação abaixo :

$$P = \sum_{i=1}^N I_{ni} \cdot S_i$$

onde I_{ni} é o vetor intensidade no centro geométrico do elemento de área S_i .

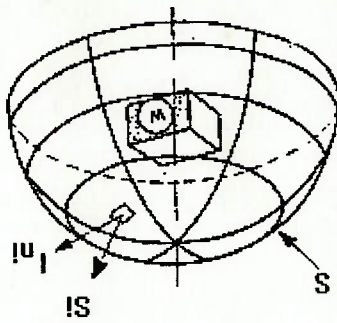


FIG. 1.1 Superfície de Medição de Potência Sonora (Norma ISO - 9614)