

DIAGNÓSTICO DE EQUIPAMENTOS DE PROPULSÃO NAVAL ATRAVÉS DE  
ANÁLISE DE VIBRAÇÃO

Décio Alves da Silva

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO DOS  
PROGRAMAS DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE  
FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS  
NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS EM  
ENGENHARIA MECÂNICA.

Aprovada por:

---

Prof. Moysés Zindeluk, D.Sc.

---

Prof. Jules Ghislain Slama, D.Sc.

---

Prof. Severino Fonseca da Silva Neto, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL.

MAIO DE 2006

SILVA, DÉCIO ALVES

Diagnóstico de Equipamentos de Propulsão  
Naval Através de Análise de Vibração [Rio de  
Janeiro] 2006

X, 135 p. 29,7 cm (COPPE/UFRJ, M.Sc.,  
Engenharia Mecânica, 2006)

Dissertação – Universidade Federal do Rio  
de Janeiro, COPPE

1. Vibração Mecânica
2. Diagnóstico de Máquinas
3. Estudos de Casos

I. COPPE/UFRJ II. Título (Série)

Dedico este trabalho  
À minha Esposa Nivalda  
A minhas Filhas Juliana, Priscila e Samira  
Aos meus Pais Amaro José (em memória) e Severina Alves  
A meu Irmão Oséas (em memória)

## AGRADECIMENTOS

Ao Professor Arthur Palmeira Ripper Neto, pelos ensinamentos que me deu, pela orientação que me prestou, pela paciência demonstrada comigo e, principalmente, por ter me mostrado como ninguém o que é ser, verdadeiramente, um Engenheiro e um Professor.

Ao Professor Moysés Zindeluk, por ter me aceitado como orientando após a enfermidade que afastou o Professor Arthur Palmeira Ripper. Embora já tivesse uma grande quantidade de compromissos assumidos, não mediu esforços para orientar-me na conclusão de minha Tese de Mestrado.

Aos Professores de todas as disciplinas que tive o prazer de cursar, desde o primeiro período de 2001: Jules, Max, (do Programa de Engenharia Mecânica), Belchior (do Programa de Engenharia Naval e Oceânica), pelos preciosos ensinamentos que me providenciaram.

À Sras. Maysa, Vera, ao Sr. Renato e demais funcionários da Secretaria do Programa de Engenharia Mecânica, pelo apoio administrativo e por um atendimento, invariavelmente, com bom humor.

Ao Doutor Comandante Casimiro, do Departamento de Engenharia Naval da Marinha do Brasil, pelos conselhos e incentivos que me deu durante o curso de Mestrado.

Ao Engenheiro e Mestre Pedro Lisboa do Departamento de Planejamento e Controle da Produção do Arsenal de Marinha do Rio de Janeiro, pela amizade, incentivo, paciência em fazer a primeira revisão em minha Tese de Mestrado e, principalmente por ter acreditado e confiado em mim.

Ao Engenheiro e Mestre Maurício Sanches Garcia, Encarregado da Oficina de Caldeiras do Arsenal de Marinha do Rio de Janeiro, pelos incentivos nas horas mais difíceis, nunca deixando de acreditar no meu potencial, pela ajuda durante o período em que cursávamos as disciplinas no empréstimo e troca de materiais.

Ao Engenheiro e Mestre Celso Di Domênico do Centro de Projetos de Navios, particularmente pelas valiosas informações fornecidas.

Aos meus amigos e colegas da Terceira Gerência do Arsenal de Marinha do Rio de Janeiro, especialmente ao Eng. Oscar Carcovich, meu chefe imediato que acreditou na minha capacidade, permitindo que eu realizasse o curso de Mestrado. As Secretárias

Sras Guadalupe e Adelina, por terem apostado em mim, e aos Técnicos Industriais Sidney Porcino, Sérgio, Moura, Jorge, Diego e Amanda, por terem me ajudado na execução das obras realizadas no AMRJ, possibilitando uma maior dedicação a minha Tese de Mestrado.

À minha família, em especial minha esposa Nivalda, por ter aturado meus momentos de nervosismo e ausência, sempre trazendo uma palavra de conforto, procurando me deixar fora dos problemas familiares para poder me dedicar inteiramente ao meu projeto. A minhas filhas Juliana, Priscila e Samira e a sobrinha Aracy por terem incentivado a realização deste curso.

A minha mãe Severina Alves, por ter me dado a luz, a educação, a paciência e a determinação para alcançar um objetivo. Devo tudo a ela.

Ao meu pai Amaro José (em memória), por ter sido também um grande companheiro, sempre incentivando os filhos a vencerem os obstáculos que a vida apresenta.

Ao meu irmão Oséas (em memória), por ter sido um guerreiro, não deixando transparecer seu sofrimento nas horas mais difíceis de sua vida, mostrando com isso que devemos acreditar em tudo que nos propomos a fazer, pois só assim teremos êxito.

Ao Senhor Deus, sem o qual nada existe, por ter nos proporcionado na Sua Criação tantos mistérios para desvendarmos.

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

## DIAGNÓSTICO DE EQUIPAMENTOS DE PROPULSÃO NAVAL ATRAVÉS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÃO

Décio Alves da Silva

Maio/2006

Orientadores: Arthur Palmeira Ripper Neto  
Moysés Zindeluk

Programa: Engenharia Mecânica

Este trabalho se propõe a fazer uma revisão do estudo da vibração em equipamentos mecânicos, principalmente destinados aos técnicos e engenheiros que trabalham na área naval. Tendo em vista a relação existente entre os espectros de vibração com possíveis problemas que podem estar causando o desgaste prematuro da máquina. Para os navios da Marinha de Guerra, os ruídos provocados por equipamentos defeituosos ou mal reparados, podem comprometer a invisibilidade do meio quando operando em águas em conflito. Por este motivo torna-se necessário o conhecimento das características da vibração, possibilitando a minimização dos efeitos provocados por suas fontes principais.

Abstract of Dissertation presented to COPPE/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

EQUIPAMENT DIAGNOSIS OF NAVAL PROPULSION BY THROUGH  
VIBRATION ANALYSIS

Décio Alves da Silva

May/2006

Advisors: Arthur Palmeira Ripper Neto  
Moysés Zindeluk

Department: Mechanical Engineering

This work proposes to do a revision of the study of the vibration in mechanical equipment, mostly destined to the technicians and engineers who work on the naval area. Having in mind the existing relation among vibration spectrums with possible problems that can be causing the premature waste of the machine. For the ships of the Navy the noises provoked by defective or badly repaired equipment, they can pledge the invisibility of the half when operating in waters in conflict. Therefore the knowledge about the characteristics of vibration will allow the minimization of its main sources.

# ÍNDICE

|   |    |
|---|----|
| <b>Capítulo 1 – Situação Atual da Manutenção</b> .....                  | 01 |
| 1.1 Introdução .....  | 01 |
| 1.2 Tipos de Manutenção .....   | 03 |
| 1.2.1 Manutenção Corretiva .....  | 03 |
| 1.2.2 Manutenção Preventiva.....  | 03 |
| 1.2.3 Manutenção Preditiva .....  | 04 |
| 1.3 Objetivo do Estudo.....   | 05 |
| <br>  |    |
| <b>Capítulo 2 – Manutenção Preditiva</b> .....                          | 06 |
| 2.1 Introdução .....  | 06 |
| 2.2 Organização da Manutenção .....                                     | 09 |
| 2.3 Custos da Manutenção .....  | 11 |
| 2.4 Sistema de Controle da Manutenção.....                              | 14 |
| 2.5 Manutenção Preditiva - Vibração .....                               | 16 |
| 2.5.1 Conceitos Básicos .....   | 16 |
| 2.5.2 Sensores .....  | 18 |
| 2.5.2.1 Probe de Deslocamento sem Contato .....                         | 18 |
| 2.5.2.2 Pick-up de Velocidade.....                                      | 20 |
| 2.5.2.3 Acelerômetro .....  | 21 |
| 2.5.3 Como medir Vibrações .....  | 22 |
| 2.5.3.1 Medição de Vibração em Eixo .....                               | 24 |
| 2.5.3.2 Medição de Vibração em Carcaça de Máquina Rotativa.....         | 27 |
| 2.5.4 Instrumentação para Medição, Análise e Registro da Vibração ..... | 31 |
| 2.5.4.1 Vibrômetro.....   | 31 |
| 2.5.4.2 Canetas para Medição de Vibração .....                          | 32 |
| 2.5.4.3 Coletores de Dados .....  | 34 |



|   |   |           |
|---|---|-----------|
| 2.5.4.4   | Coletores - Analisadores .....                        | 35        |
| 2.5.4.5   | Sistemas Modernos de Monitoração .....                | 37        |
| <b>Capítulo 3 – Processamento e Análise de Sinais .....</b> |   | <b>39</b> |
| 3.1   | Introdução .....                                      | 39        |
| 3.2   | Princípios Matemáticos .....                          | 40        |
| 3.3   | Vibrações de Máquinas e Equipamentos .....            | 46        |
| <b>Capítulo 4 –Análise de Vibrações .....</b>               |   | <b>51</b> |
| 4.1   | Introdução .....                                      | 51        |
| 4.2   | Características da Análise Espectral .....            | 51        |
| 4.3   | Identificação das Freqüências de Vibração.....        | 56        |
| 4.3.1   | Diagnose de Desbalanceamento.....                     | 58        |
| 4.3.1.1   | Origens do Desbalanceamento .....                     | 58        |
| 4.3.2   | Diagnose de Desalinhamento.....                       | 63        |
| 4.3.2.1   | Desalinhamento Angular .....                          | 64        |
| 4.3.2.2   | Desalinhamento Offset.....                            | 68        |
| 4.3.3   | Diagnose de Folgas Mecânicas .....                    | 69        |
| 4.3.4   | Diagnose de Defeitos em Mancais de Deslizamento ..... | 74        |
| 4.3.4.1   | Folgas em Mancais e sua Identificação .....           | 74        |
| 4.3.4.1.1   | Rodopio de Óleo – Whirl Oil.....                      | 74        |
| 4.3.4.1.2   | Whirl Seco .....                                      | 76        |
| 4.3.5   | Diagnose de Defeitos em Mancais de Rolamentos.....    | 79        |
| 4.3.6   | Diagnose de Defeitos em Engrenagens.....              | 82        |
| 4.3.7   | Diagnose de Problemas em Motores Elétricos .....      | 84        |
| <b>Capítulo 5 – Causas de Vibração em Navios.....</b>       |   | <b>90</b> |
| 5.1   | Introdução .....                                      | 90        |
| 5.2   | Sistema de Propulsão a Hélice em Embarcações.....     | 94        |

|   |   |     |
|---|---|-----|
| 5.2.1   | Esforços Transmitidos pelo Eixo (“Shaft Forces”).....                                 | 95  |
| 5.2.2   | Esforços Transmitidos pelo Hélice a Superfície do Casco (“Hull Surface Forces”) ..... | 98  |
| 5.2.3   | Motor de Combustão Interna .....  | 103 |
| 5.2.3.1   | Forças de Inércia .....   | 104 |
| 5.2.3.2   | Forças de Gás .....   | 109 |
| <br><b>Capítulo 6 – Estudo de Casos de Vibração em Navios</b> ..... |   | 111 |
| 6.1   | Introdução .....  | 111 |
| 6.2   | Histórico.....  | 111 |
| 6.3   | Interpretação do Problema .....   | 114 |
| 6.4   | Desenvolvimento .....   | 115 |
| 6.4.1   | Medições de Vibração .....  | 115 |
| 6.4.2   | Mancais de Sustentação Intermediários (Mitchell) .....                                | 116 |
| 6.4.3   | Hélices Cavitação .....   | 116 |
| 6.5   | Espetros de Vibração .....  | 116 |
| 6.6   | Inspeções Após Análises dos Espetros de Vibração .....                                | 120 |
| 6.7   | Batimento das Linhas de Eixos de BB e de BE .....                                     | 123 |
| 6.7.1   | Reparos das Linhas de Eixos de BB e de BE .....                                       | 125 |
| 6.8   | Conclusão.....  | 128 |
| <br><b>Referências Bibliográfica</b> .....                          |   | 131 |

## *Capítulo 1 – Situação Atual da Manutenção*

---

### **1.1 Introdução**

O problema da manutenção em navios e plataformas de petróleo é um fator importante quando são levados em consideração seus custos de execução, da ordem Assunto:15% a 30% dos bens produzidos, sendo que 1/3 dos custos são desperdiçados, resultado de manutenção desnecessária ou inadequada. A Tabela -1 abaixo mostra os resultados de levantamentos recentes em indústrias, considerando a potência total da planta industrial [1; 20].

Tabela 1 – Custo Médio Anual por HP entre os Tipos de Manutenção [ 23 ]

| <b>TIPO DE MANUTENÇÃO</b> | <b>CUSTO MÉDIO ANUAL POR HP</b> |
|---------------------------|---------------------------------|
| Corretiva                 | De US\$ 17.00 a US\$ 18.00      |
| Preventiva                | De US\$ 11.00 a US\$ 13.00      |
| Preditiva                 | De US\$ 7.00 a US\$ 9.00        |

Diversos artigos têm sido publicados com a finalidade de avaliar a melhor alternativa para a elaboração de programas de manutenção preditiva eficaz para máquinas de navios e plataformas de petróleo, avaliando em que tipo de máquina a combinação de técnicas, como análise de óleo lubrificante, monitoração de parâmetros operacionais (pressão, temperatura, etc.) e análises de vibrações podem ser efetivas, para determinarem as condições de funcionamento das máquinas [1; 20].

Pesquisadores autônomos, universidades, sociedades classificadoras, estaleiros e armadores têm se empenhado na elaboração destas técnicas, para reduzirem o custo de

manutenção em suas unidades de processos ou navios.

Um projeto de qualidade deve apresentar bom rendimento, ou seja, baixos níveis de dissipação de calor, de ruído e vibração. De uma forma geral, as máquinas novas, quando bem projetadas, satisfazem a esses requisitos. Entretanto, com desgastes, acomodação de fundações, má utilização, falta ou inadequação da manutenção, as máquinas têm suas condições de funcionamento alteradas. Com isso, os eixos se tornam desalinhados, peças se desgastam, rotores ficam desbalanceados, folgas são modificadas, etc. Todos esses fatores são refletidos na diminuição de rendimento e, conseqüentemente, no aumento do nível de vibração e ruído. A energia de vibração é propagada pela estrutura da máquina e, no caminho, excita ressonâncias e provoca esforços extras nos mancais. Causas e efeitos se realimentam, e a máquina progride em direção a sucessivas falhas.

Com o desenvolvimento tecnológico dos últimos anos, tanto os equipamentos das indústrias como os instalados a bordo dos modernos navios e plataformas de petróleo se tornaram mais velozes, mais leves, compactos, e altamente automatizados, dificultando com isso a relação entre o homem e a máquina, pois elas funcionam com o mínimo de intervenção humana, não possibilitando mais ao operador ou equipe de manutenção verificar através de simples toque e audição se a máquina está com problemas. Atualmente, são necessários instrumentos apropriados para detectar e medir as vibrações e suas freqüências, possibilitando análise e diagnóstico mais precisos da condição das máquinas.

Os elementos de máquinas que resistem às forças dinâmicas, por exemplo, os mancais, são normalmente acessíveis pelo lado externo da máquina, onde os níveis de vibrações podem ser medidos.

Enquanto as forças de excitação variarem dentro de certos limites, o nível de vibração medido também ficará dentro de limites harmônico similares. As vibrações das máquinas têm um nível típico aceitável, e seu espectro em freqüência tem um formato característico quando a máquina está nova ou logo após um período de intervenção para manutenção. Este “espectro em freqüência”, que é um gráfico da amplitude de vibração em função da freqüência, é conhecido como “assinatura” da máquina [ 2 ].

Quando as falhas começam a se desenvolver, a máquina sofre alterações devido às modificações no quadro de forças presentes, influenciando, assim, o nível de vibração e a forma do espectro em freqüência. O fato dos sinais de vibração carregarem

muitas informações relativas à condição da máquina, tais como: desajustes de montagem, desbalanceamento, empenos de eixos, etc., é a base para o uso regular da medida e análise de vibração como um indicador da tendência da “saúde” da máquina e a necessidade ou não de intervenção [ 2 ].

## ***1.2– Tipos de Manutenção***

A manutenção pode ser dividida em três categorias: Corretiva, Preventiva e Preditiva ou por Condição.

### ***1.2.1– Manutenção Corretiva***

É o tipo de intervenção que ocorre depois da parada forçada não programada da máquina (quebra).

Em indústrias que utilizam equipamentos e máquinas extremamente simples, de baixo custo de aquisição e com os processos de fabricação duplicados, a máquina normalmente funciona até a quebra. A perda de produção não costuma ser significativa, e a máquina reserva pode dar continuidade à produção. Nesta situação, a monitoração da vibração não será de muita ajuda, visto que não há vantagens econômicas ou de segurança em saber quando uma falha irá ocorrer.

### ***1.2.2- Manutenção Preventiva***

Onde máquinas importantes não são duplicadas, ou onde paradas inesperadas de produção podem resultar em grandes perdas, as operações de manutenção são freqüentemente realizadas em intervalos de tempo fixos. Este sistema é denominado de Manutenção Preventiva, ou, mais corretamente, Manutenção Preventiva Baseada no Tempo. Estes intervalos de serviço são determinados estatisticamente pelas medições feitas a partir do instante em que as máquinas estão novas ou em condições normais de

serviço, até o ponto crítico estabelecido pela equipe de manutenção (nível máximo de recurso humano e material para intervenção). Trabalhando nesses intervalos, geralmente se acredita que a maior parte das máquinas deva sobreviver ao período de trabalho entre intervenções. Nesse caso, espera-se que as falhas ocorram ocasionalmente.

A experiência tem mostrado que, na grande maioria dos casos, a Manutenção Preventiva Baseada no Tempo é antieconômica e não elimina a possibilidade de ocorrerem falhas inesperadas no período, visto que esta possibilidade não é melhorada com a simples substituição regular de partes gastas. Pelo contrário, a confiança nas máquinas recém reparadas freqüentemente é reduzida devido à interferência humana.

### ***1.2.3- Manutenção Preditiva***

Tendo em vista que os procedimentos anteriores, seções 1.2.1 e 1.2.2, são antieconômicos e não trazem a confiabilidade desejada, as pesquisas desenvolvidas para solucionar o problema da manutenção levaram a um método mais eficaz, fundamentado em intervenções baseadas nas condições reais das máquinas. Este método foi denominado de Manutenção Preditiva ou Manutenção pela Condição, que considera cada máquina individualmente, substituindo a manutenção em intervalos fixos pelo intervalo fixo de medições de parâmetros operacionais, especialmente a vibração. Isto porque a vibração mecânica é um bom indicador do estado de funcionamento (“saúde”) da máquina, e esta é a razão pela qual a medição de vibração é o principal parâmetro utilizado neste tipo de manutenção.

A premissa desse sistema é recomendar a intervenção quando as medições indicarem que é necessária. Isto também está de acordo com o instinto da maioria dos técnicos, que sabem que não é “inteligente” interferir em máquinas que estão funcionando dentro de padrões considerados aceitáveis.

Por meio de medições regulares de vibração, falhas incipientes podem ser detectadas e seu desenvolvimento acompanhado.

As medições podem ser extrapoladas para prever quando os níveis de vibração atingirão valores inaceitáveis e quando a máquina deve ser parada para manutenção. Isto é chamado de Monitoração de Tendência e permite o planejamento dos reparos com antecedência. A Manutenção Preditiva ou por Condição, baseada na monitoração da

vibração, tem sido empregada com sucesso em indústrias de processamento contínuo desde os anos 70. As plantas de refinaria e petroquímicas adotaram esta técnica e obtiveram economia considerável com o aumento de disponibilidade de equipamento produtivo e correspondente aumento de produtividade.

Desde então, a monitoração da condição tem sido implantada com sucesso em indústrias que empregam máquinas rotativas em geral. Esse sucesso é devido a resultados econômicos obtidos em curto prazo, pela redução de intervenções de manutenção em até 70% após um curto período de monitoração e pela possibilidade de planejamento de intervenções com conhecimento prévio da época e causa das falhas. Situações reais demonstram economia de até 75% nos custos de manutenção nas empresas que adotaram esse procedimento, o que indica um rápido retorno no investimento com a instrumentação para a monitoração de vibração durante a implantação do programa. Por outro lado, as reduções no volume de trabalho de manutenção permitem canalizar os recursos disponíveis para melhorar a qualidade dos serviços programados, contribuindo, assim, para o aumento da confiança operacional nas máquinas. As intervenções realizadas em regime de urgência, que normalmente eram executadas para que as máquinas voltassem o mais rapidamente possível para a produção, não são mais necessárias [ 15 ].

### ***1.3– Objetivo do Estudo***

O objetivo do presente estudo é apresentar uma breve descrição dos tópicos principais referentes ao diagnóstico de equipamentos de propulsão naval, destacando manutenção preditiva no capítulo 2, processamento e análise de sinais no capítulo 3, análise de vibrações no capítulo 4 e causas de vibração em navios no capítulo 5.

Finalmente, no capítulo 6, é apresentado um estudo de caso de navio real, indicando a importante contribuição da análise de vibração no diagnóstico de equipamentos de propulsão naval.

### 2.1– Introdução

A manutenção preditiva é a primeira grande quebra de paradigma nos tipos de manutenção, conforme pode ser visto na Figura 2.1. Embora no Brasil a sua prática ainda é pequena, chegando a apenas 18% dos recursos (materiais e pessoal) aplicados.

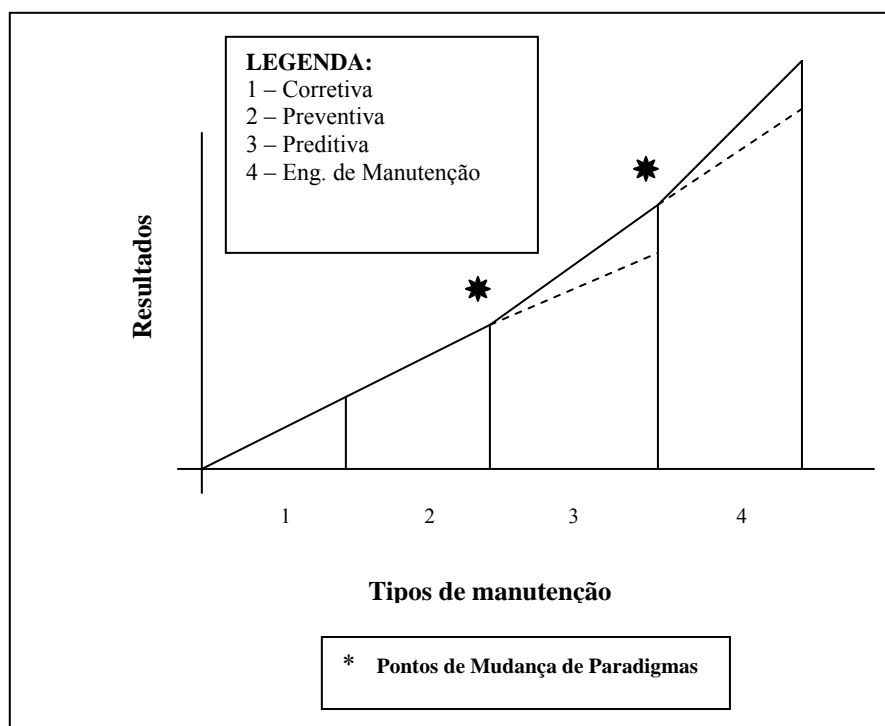


Figura 2.1 – Resultados x Tipos de manutenção [23]

A Figura 2.1 mostra a evolução ocorrida com a melhoria dos resultados obtidos através de novas técnicas empregadas na manutenção. Pode-se observar que entre a manutenção corretiva e a preventiva ocorre apenas uma melhora contínua, mas muito discreta: a inclinação da reta não varia. Entretanto com a adoção da técnica de manutenção preditiva, tem-se o primeiro salto de qualidade nos resultados. Isto ocorre em função da primeira quebra de paradigma, que significa: maior disponibilidade



operativa dos equipamentos devido a monitoração de sua condição, com a conseqüente redução da demanda de serviços devidos a paradas não planejadas para reparo.

O segundo salto ocorre quando se adota a prática da Engenharia de Manutenção, que é o princípio de manutenção baseado em aproveitar as informações geradas durante o monitoramento feito na Preditiva, para procurar as causa básicas do problema, modificar situações permanentes de mau desempenho, melhorar padrões e sistemáticas existentes, desenvolver a manutenibilidade, produzir melhorias no equipamento através de mudanças no seu projeto, interferir tecnicamente nas compras; enfim, aplicar as técnicas mais modernas na manutenção. A Tabela 2.1 evidencia que o Brasil ainda não conseguiu chegar ao mesmo nível de manutenção praticada nos países mais desenvolvidos.

Tabela 2.1 – Relação entre a Manutenção Praticada nos Países do 1º Mundo e no Brasil [23]

| <i><b>Tipo de<br/>Manutenção</b></i> | <i><b>Países do 1º Mundo em<br/>Relação ao Brasil</b></i> |
|--------------------------------------|---|
| <i>Engenharia de Manutenção</i>      | <i>Maior</i>  |
| <i>Manutenção Preditiva</i>          | <i>Maior</i>  |
| <i>Manutenção Preventiva</i>         | <i>Igual</i>  |
| <i>Manutenção Corretiva</i>          | <i>Menor</i>  |

Mesmo nos Países do Primeiro Mundo, a manutenção Preditiva ainda está longe do que seria o modelo ideal. A Figura 2.2 mostra esta característica interessante, embora em relação aos países do Terceiro Mundo eles estejam bem mais adiantados.

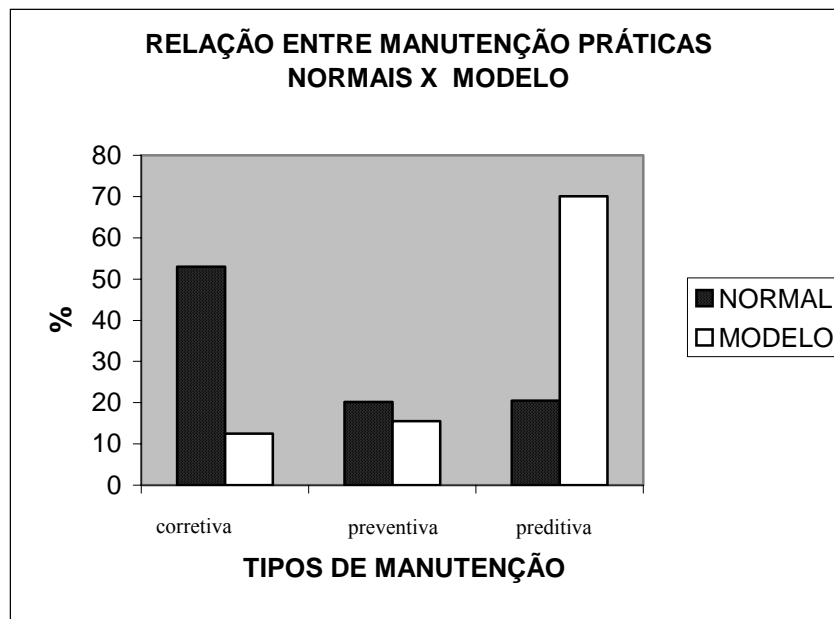


Figura 2.2 – Relação entre práticas de Manutenção. [23]

Alguns autores citam Manutenção Proativa como sendo aquela baseada na análise da origem dos problemas. E na sua caracterização consideram como sendo seu escopo:

“Análise da causa real da falha, precisão de alinhamento e balanceamento, especificações de compra bem feitas, instalação de comissão para verificação de desempenho, engenharia confiável e análise de óleos”.

Entende-se que o escopo da manutenção proativa abrange um somatório de processos e / ou ferramentas, que a rigor não definem um novo tipo de manutenção. A atuação no equipamento será, sem dúvida, uma Corretiva Planejada. Desse modo, as ações desenvolvidas na Proativa estão melhor caracterizadas como Predição.

Outras rotinas, como revisões parciais ou totais em máquinas ou equipamentos, em intervalos definidos, caracterizam Manutenção Preventiva, mas estão se tornando cada vez mais restritas. Somente se aplicam quando há ocorrência de falhas a intervalos característicos, e/ou aspectos de segurança ou meio ambiente que recomendam essa prática. Fora isso, o risco de se fazer manutenção em excesso ou ainda introduzir defeito é alto. Segundo a Organização Forbes [23], um em cada três dólares gastos em manutenção preventiva é desperdiçado.

A manutenção Preditiva permite uma significativa mudança na manutenção pela antecipação dos problemas nas máquinas, resultando numa relação de ganho (segurança e econômico) significativa. A tendência mundial é adotar, cada vez mais, a manutenção

baseada na condição do equipamento.

## **2.2– Organização da Manutenção**

A organização da Manutenção era considerada, até há pouco tempo, como planejamento e administração dos recursos (pessoal, sobressalentes e equipamento) para adequação à carga de trabalho esperada. Essas atividades fazem parte da organização da Manutenção, mas a conceituação tornou-se mais ampla:

- a) A organização da Manutenção de qualquer empresa deve estar voltada para a gerência e a solução dos problemas na produção, de modo que a empresa seja competitiva no mercado;
- b) A Manutenção é uma atividade estruturada da empresa, integrada às demais atividades, que fornece soluções buscando maximizar os resultados.

O que se verifica, atualmente, é uma mudança no perfil estrutural das empresas dentro de um nítido enfoque no que está conceituado acima, traduzido por modificações na relação de empregados de cada área bem como no perfil funcional. Outros aspectos que vêm motivando essas mudanças são a forte automação do processo produtivo, que leva à redução de operadores e as modificações do perfil funcional causadas por ações como o TPM (Total Productive Maintenance) e a Polivalência (Multiespecialização do pessoal que atua na manutenção).

Por outro lado, haverá uma tendência de aumento relativo de mantenedores, além de sua maior especialização, decorrente do aumento do hardware.

No Brasil, observam-se essas mesmas tendências quantitativas. Aumento de pessoal terceirizado, através de contratação de empresas especializadas para atividades de manutenção e a redução de pessoal próprio. Isto pode ser visualizado na Figura 2.3:

[38]

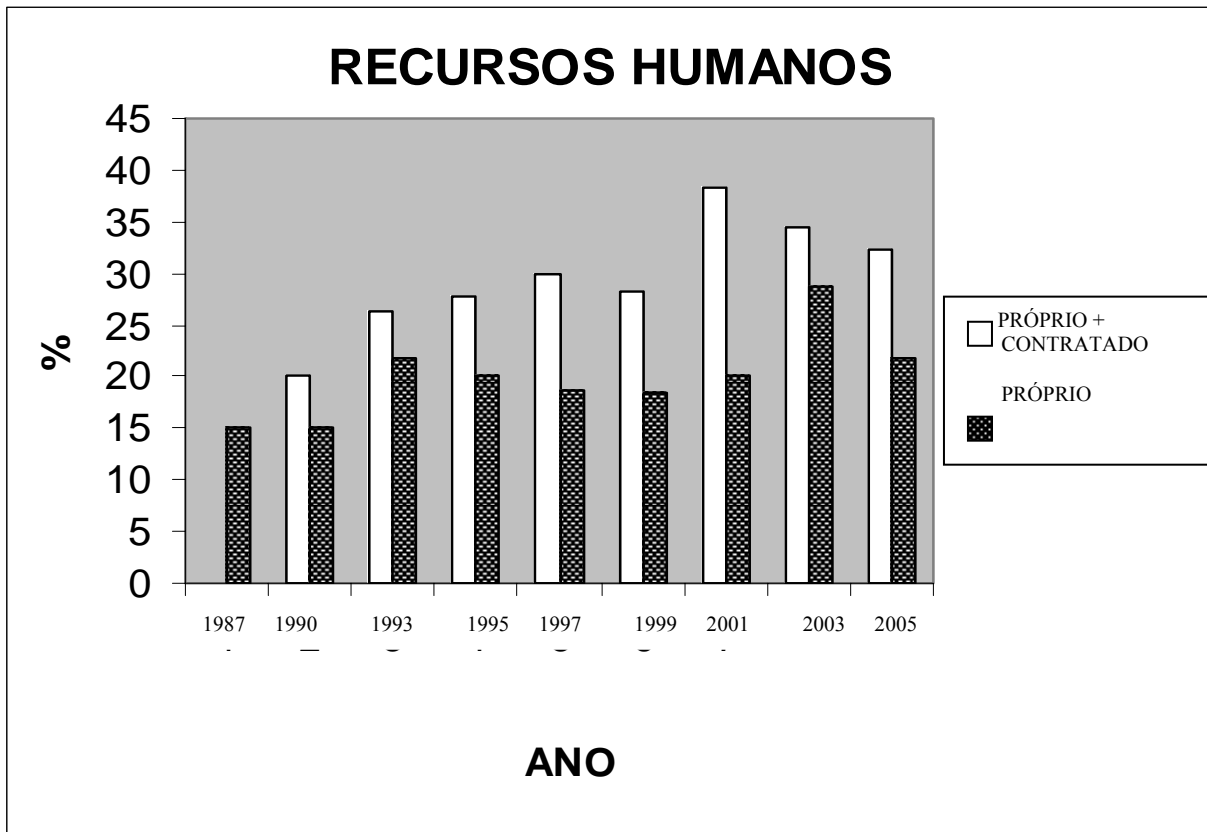


Figura 2.3 – Percentual do efetivo de manutenção em relação ao total de empregados da empresa

Nota-se, também uma maior participação de pessoal contratado no efetivo total da manutenção, em função do desenvolvimento das formas de contratação e de empresas voltadas para a atividade.

Outra tendência que se verifica, até porque os paradigmas da manutenção moderna (a manutenção deve ser organizada de tal maneira que o equipamento ou sistema pare de produzir somente de forma planejada) assim o exigem, são ter equipes menores formadas por pessoal qualificado. [23]

Um grande passo para corrigir as deficiências existentes foi à criação dos CEQUAL – Centros de Qualificação de Mão de Obra de Manutenção, que funcionam no SENAI – Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial – em parceria com a ABRAMAN – Associação Brasileira de Manutenção. Trata-se do programa conhecido como PNQC – Programa Nacional de Qualificação e Certificação de Mão de Obra de Manutenção.

### **2.3– Custos da Manutenção**

No passado, tinha-se a manutenção como uma atividade industrial em que não havia meios de controlar os seus custos, que eram muito elevados e oneravam em muito o produto final.

No Brasil, essas afirmações eram muito intuitivas, desde que a mensuração desses custos era meramente contábil, ou seja, não havia indicadores técnico-gerenciais que fossem representativos. Por outro lado, alguma verdade se escondia sob essas afirmações, pois o desempenho global da manutenção deixava a desejar. Isso ocorria por dois motivos:

- a) A gerência julgava que as atividades de manutenção não eram tão importantes, logo, os investimentos nessa área não deveriam ser altos;
- b) A manutenção, na qual não se investia, não tinha nem representatividade nem a competência necessária para mudar a situação.

Ainda hoje é possível encontrar esse quadro em um número razoável de empresas brasileiras.

No Brasil, o custo da manutenção em relação ao faturamento bruto das empresas apresentou uma tendência de queda entre 1991 e 1995, tendo estabilizado em torno de 4,0% a partir daí.

Em relação ao patrimônio, o custo médio vem se mantendo, desde 1999 em 3,2%.

Na Figura 2.4 podemos observar que no início da década de 90, o custo da manutenção mundial se mantinha em um nível muito elevado, principalmente para os países desenvolvidos [38].

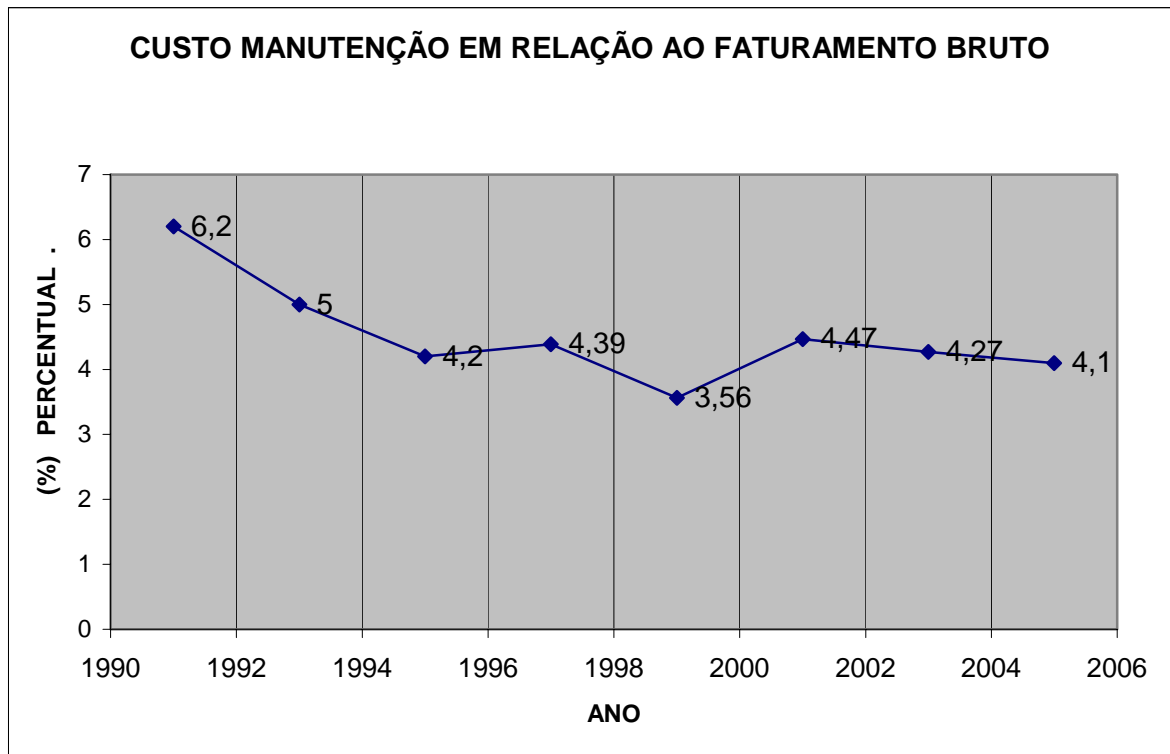


Figura 2.4 – Estes dados fazem parte da pesquisa elaborada pela “Profitability Engineers” realizada em 404 empresas espalhadas pelo mundo

Fonte Abraman – Associação Brasileira de Manutenção

Documento Nacional

Para fins de controle, os custos de manutenção são classificados em três grandes famílias:

**Custos Diretos** – São aqueles necessários para manter os equipamentos em operação. Neles se incluem: manutenção preventiva, inspeções e lubrificações regulares, por exemplo: manutenção preditiva, manutenção detectiva (é a atuação efetuada em sistemas de proteção buscando detectar falhas ocultas ou não perceptíveis ao pessoal de operação e manutenção, sendo sua identificação e correção primordial para garantir a confiabilidade), custos de reparos ou revisões e manutenção corretiva de uma maneira geral. Os custos de paradas de manutenção, ou grandes serviços de reforma/modernização, comumente designados como “revamps”, apesar de serem custos diretos, devem ser classificados separadamente, em rubrica específica;

**Custos de Perda de Produção** - São os custos oriundos da perda de produção, causados por: falha no equipamento principal sem que o equipamento reserva, quando existe, esteja disponível para manter a unidade produzindo; perda pela falha do equipamento, cuja causa determinante tenha sido ação imprópria da manutenção;

**Custos Indiretos** - São aqueles relacionados com a estrutura gerencial e de apoio administrativo, custos com análise e estudos de melhoria, engenharia de manutenção supervisão, dentre outros. Nessa rubrica devem ser alocados custos com a aquisição de equipamentos, ferramentas e instrumentos da manutenção, devidamente caracterizados para fins de acompanhamento. Fazem parte ainda os custos de amortização, depreciação, iluminação, energia elétrica e outras utilidades.

É importante observar que são classificados como custos indiretos, estudos que não possam ser alocados a um equipamento ou posto de serviço específico, ou seja, tenham caráter mais geral. Caso contrário, é custo direto. No balanço final pode-se fazer o rateio dos custos indiretos, de caráter genérico, nos equipamentos que sofreram manutenção em um determinado período.

O acompanhamento de custos, um dos itens de controle na manutenção, deve ser colocado na forma de gráfico para fácil visualização, mostrando pelo menos:

- a) Previsão de custos mês a mês;
- b) Realização – quanto foi efetivamente gasto em cada mês;
- c) Benchmark – qual a referência mundial, isto é, valores de empresas que tenham menor custo de manutenção para o tipo de instalação considerada.

É fundamental que cada especialidade da manutenção faça um controle de custos, independente do modo como a estrutura organizacional às considera. A apropriação de custo de uma especialidade envolve seu próprio custo e de outras especialidades agregadas pela polivalência (multiespecialização).

O gráfico da Figura 2.5 mostra como acompanhar o custo da manutenção tentando atingir valores praticados em empresas bem sucedidas.

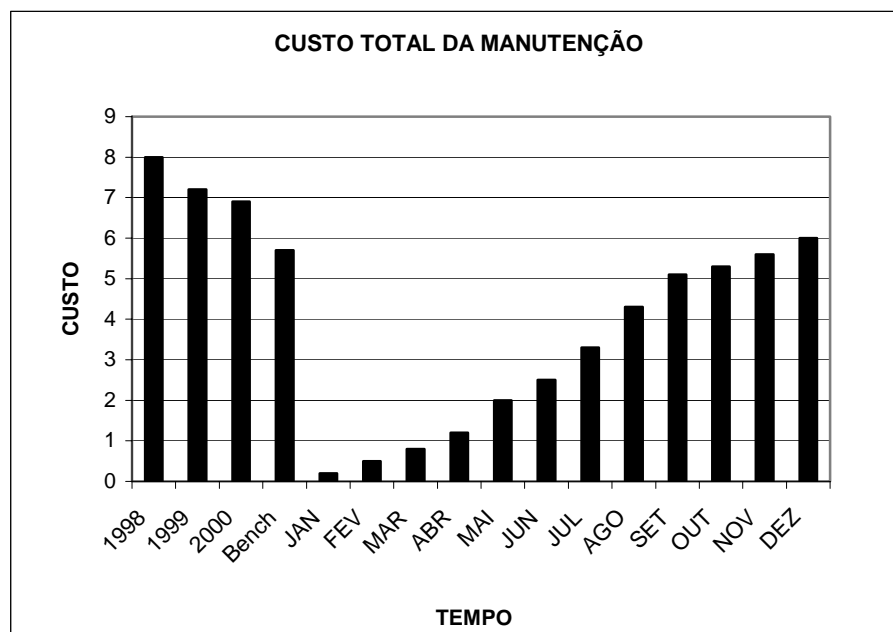


Figura 2.5 – Controle de Custos da Manutenção – Percentual (%) do Orçamento Anual Previsto Para Atividades de Manutenção

## 2.4 Sistema de controle da Manutenção

Para harmonizar todos os processos que interagem na Manutenção, é fundamental a existência de um Sistema de Controle da Manutenção. Ele permite, entre outras coisas, identificar claramente que serviços serão feitos, quando deverão ser executados, que recursos serão necessários para a execução, quanto tempo será gasto em cada serviço, qual será o custo unitário e custo global, que materiais serão aplicados, que máquinas, dispositivos e ferramentas serão necessários [20, 23].

Além disso, o sistema possibilita: nivelamento de recursos - mão de obra, programação das máquinas operatrizes ou de elevação de carga, registro para consolidação do histórico e alimentação de sistemas especialistas, e priorização adequada dos trabalhos.

Sabe-se que até 1970 os Sistemas de Planejamento e Controle da Manutenção, no Brasil, eram todos manuais. A partir dessa data teve início a utilização de computadores de grande porte, como o IBM.

Nesses computadores, o desenvolvimento de um sistema para controle da manutenção era muito caro, além de bastante demorado. Os documentos eram



preenchidos manualmente, recolhidos no final do dia, digitados, e durante a noite era feito o processamento de modo que no dia seguinte a programação dos serviços estivesse disponível.

O primeiro programa de computador para manutenção, surgiu em 1964 na Petrobrás, desenvolvido na Refinaria Duque de Caxias – Rio de Janeiro, destinado a auxiliar o planejamento de paradas de manutenção. O programa era processado em um computador IBM 1130, tinha capacidade para processar 1.400 tarefas por projeto e seu processamento demorava 20 horas.

O primeiro software para planejamento e controle da manutenção rotineira foi desenvolvido por Furnas Centrais Elétricas no ano de 1970.

O Sistema de Gerenciamento da Manutenção - SIGMA, desenvolvido na Petrobrás, começou a operar em 1975, baseado em um desenvolvimento feito pela Refinaria Gabriel Passos - Betim – MG em 1973, denominado Procex, que era processado em computadores IBM.

Até 1983, os softwares existentes para controle da manutenção eram desenvolvidos dentro das grandes empresas e processados em máquinas de grande porte. A partir dessa data, começaram a ser oferecidos programas desenvolvidos no exterior, que podiam ser processados em computadores de médio e grande porte.

A partir do desenvolvimento dos microcomputadores, aliado à disponibilidade de novas linguagens de programação, cresceu sensivelmente a oferta de softwares tanto por empresas nacionais como por empresas estrangeiras. Em 1993 já existiam cerca de 30 empresas oferecendo softwares para a área de manutenção. A tabela 2.2 ilustra a situação atual de utilização de tipos de software na manutenção [38].

Tabela 2.2 – Evolução da Utilização de Softwares de Informática na Manutenção.

| <b>TIPOS DE PROGRAMAS UTILIZADOS NA MANUTENÇÃO</b> |                |                         |                         |                          |                               |                             |
|--|----------------|-------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------------|-----------------------------|
| <b>(%)</b>   |                |                         |                         |                          |                               |                             |
| <b>ANO</b>   | <b>PRÓPRIO</b> | <b>EXTERNO ADAPTADO</b> | <b>EXTERNOS PACOTES</b> | <b>PRÓPRIO E EXTERNO</b> | <b>SÓ PLANILHA ELETRONICA</b> | <b>NÃO UTILIZA SOFTWARE</b> |
| <b>2005</b>  | 17,60          | 19,20                   | 24,80                   | 20,80                    | 13,60                         | 4,00                        |
| <b>2003</b>  | 20,14          | 11,51                   | 34,53                   | 18,71                    | 11,51                         | 3,60                        |
| <b>2001</b>  | 18,59          | 17,31                   | 19,87                   | 33,33                    | 5,77                          | 5,13                        |
| <b>1999</b>  | 23,85          | 13,85                   | 26,15                   | 24,62                    | 8,45                          | 3,03                        |
| <b>1997</b>  | 25,19          | 20,74                   | 11,85                   | 28,15                    | 8,15                          | 5,92                        |
| <b>1995</b>  | 46,89          | 12,43                   | 16,95                   | 23,73                    | -                             | -                           |

## 2.5– Manutenção Preditiva - Vibração

### 2.5.1- Conceitos Básicos

O acompanhamento e a análise de vibração se tornaram um dos mais importantes métodos de predição em vários tipos de indústria. A maior ênfase de acompanhamento de vibração está concentrada nos equipamentos rotativos, para os quais tanto a metodologia de análise quanto os instrumentos e aparelhos, além de softwares de apoio e sistemas especialistas, se encontram num estágio bastante avançado.

A vibração está presente em qualquer sistema à medida que este responde a uma excitação. Por exemplo, isso é válido para um eixo de compressor centrífugo, a asa de um avião em vôo, as molas de um vagão de trem, para uma estrutura sujeita à ação do vento ou do mar, motores elétricos, a combustão interna, etc...

As medições de vibração relacionadas com máquinas rotativas são usualmente expressas em termos de deslocamento, velocidade e aceleração. Todas estas três grandezas representam o nível de oscilação do equipamento. A frequência é a outra variável de importância na análise de vibração, que ajuda a identificar a origem do problema, ou seja, o que a está causando. Finalmente, a fase indica o ponto onde a massa giratória fora do centro de rotação se encontra em relação ao sensor de vibração.

Essas variáveis são representadas pelas equações a seguir, supondo-se funções harmônicas, a Fig 2.6 é uma representação gráfica do MHS do vetor OP em função do tempo:

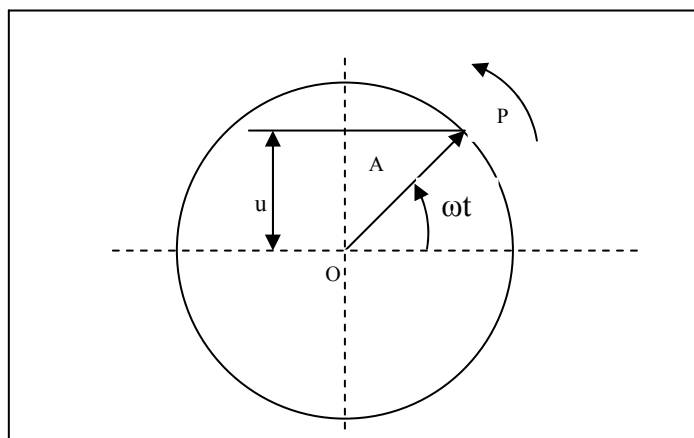
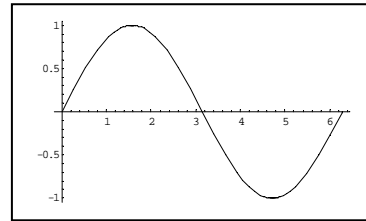


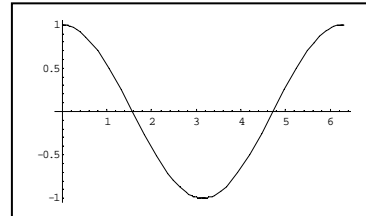
Figura 2.6 – Movimento do vetor OP em Função do Tempo

Deslocamento  $u = A \text{ sen } \omega t$



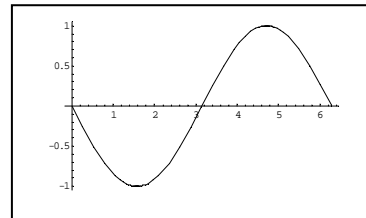
(2.1)

Velocidade  $v = A\omega \text{ cos } \omega t = \frac{du}{dt}$



(2.2)

Aceleração  $a = -A\omega^2 \text{ sen } \omega t = \frac{dv}{dt}$



(2.3)

Onde:

$A$  = amplitude do vetor [ m ];

$\omega$  = Velocidade angular e [ rad.s<sup>-1</sup>];

$t$  = tempo, em segundos [ s ].

Como:

$$\omega = 2 \pi f ; \tag{2.4}$$

Onde:

$f$  = frequência em [ *ciclos/segundos* ] ou [ Hz];

Substituindo o valor de  $\omega$  encontrado em (2.4) nas expressões de velocidade (2.2) e aceleração (2.3), verifica-se que:

- a) O deslocamento independe da frequência:
  - b) A velocidade cresce proporcionalmente à frequência; (\*)
  - c) A aceleração cresce com o quadrado da frequência. (\*)
- (\*) Para um valor constante da amplitude de deslocamento.

$$v = 2\pi f A \text{ cos } \omega t \tag{2.5}$$

$$A = \frac{v}{2 \pi f} \cos \omega t \quad (2.6)$$

$$a = -(2 \pi f)^2 A \sin \omega t \quad (2.7)$$

$$A = \frac{a}{-(2 \pi f)^2} \sin \omega t \quad (2.8)$$

Observa-se em (2.6) que a Amplitude é inversamente proporcional à frequência e em (2.8) que a Amplitude é inversamente proporcional ao quadrado da frequência..

### 2.5.2- Sensores

Três tipos de sensores são normalmente utilizados para medição de vibração em máquinas rotativas:

- 1 - *Probe* de deslocamento sem contato (*Non contact eddy current probe*);
- 2 - *Pick-up* de velocidade;
- 3 - Acelerômetro.

#### 2.5.2.1- Sensor de Deslocamento sem Contato

Sensor (*Probe*) de deslocamento sem contato é o de maior aceitação para monitoração contínua de máquinas rotativas, ou seja, instrumentos de aquisição de dados são instalados nos equipamentos e a monitoração pode ser feita em tempo real independente de pessoal para executá-la. O sistema consiste de um *probe*, um cabo de extensão e um oscilador-demodulador conhecido no Brasil como “proximitor”.

Esse sensor consiste de uma bobina, que funciona como transformador montado numa carcaça de plástico ou cerâmica não condutora que, por sua vez, fica alojada num corpo roscado. O *probe* é excitado em uma frequência de 1,50MHz, gerada pelo oscilador-demodulador (*proximitor*) e transmitida através do cabo de extensão. Esta excitação produz um campo magnético, que se irradia da ponta do *probe*. Quando a ponta do *probe* fica próxima a uma superfície condutora, correntes parasitas são

induzidas na superfície do material, extraindo energia da excitação do probe e reduzindo sua amplitude. Como a distância entre a ponta do probe e o material condutor, normalmente o eixo da máquina, é variada, conforme ilustrado na Figura 2.7, uma tensão DC correspondente é gerada na saída do proximitor, que irá variar proporcionalmente à variação da distância entre a ponta do probe e o eixo.

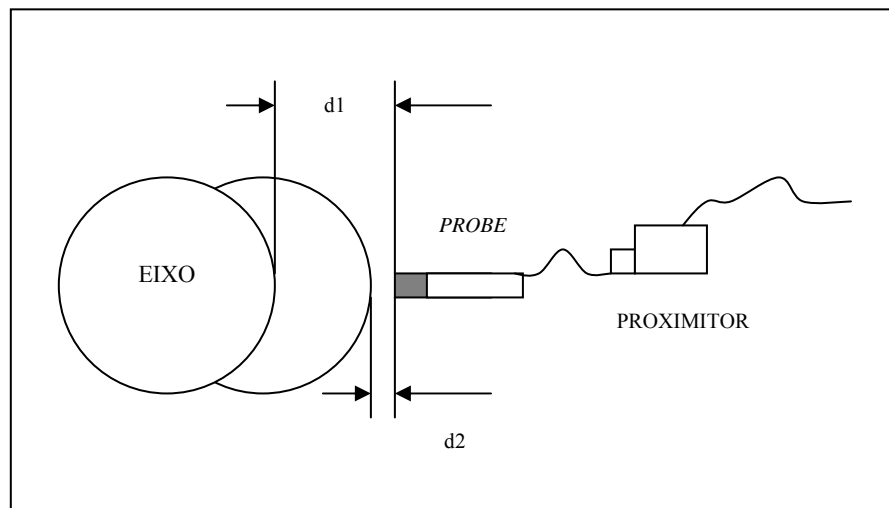


Figura 2.7 – Sistema *probe – proximitor*

Este sistema apresenta as seguintes vantagens:

- 1 - tamanho reduzido, não sofre efeitos de óleo e gases;
- 2 - suporta temperaturas de até 120°C;
- 3 - baixo custo;
- 4 - multiaplicação (vibração, deslocamento axial, fase e rotação); e
- 5 - faixa de resposta de frequência ampla – 0 a 5kHz.

As desvantagens são:

- 1 - suscetível a variações na superfície do eixo – arranhões, mossas, recuperação com materiais de condutividade diferente;
- 2 – necessidade de fonte externa para gerar sinal; e
- 3 – impossibilidade de ser submerso em água.

### 2.5.2.2- Pick-up de Velocidade

*Pick-up* de velocidade típico está mostrado na Figura 2.8. Consiste de uma carcaça, normalmente de alumínio, dentro da qual estão alojados uma bobina, um ímã permanente e 2 molas. O ímã fica suportado pelas 2 molas, uma em cada extremidade, e esse conjunto é colocado no interior da bobina.

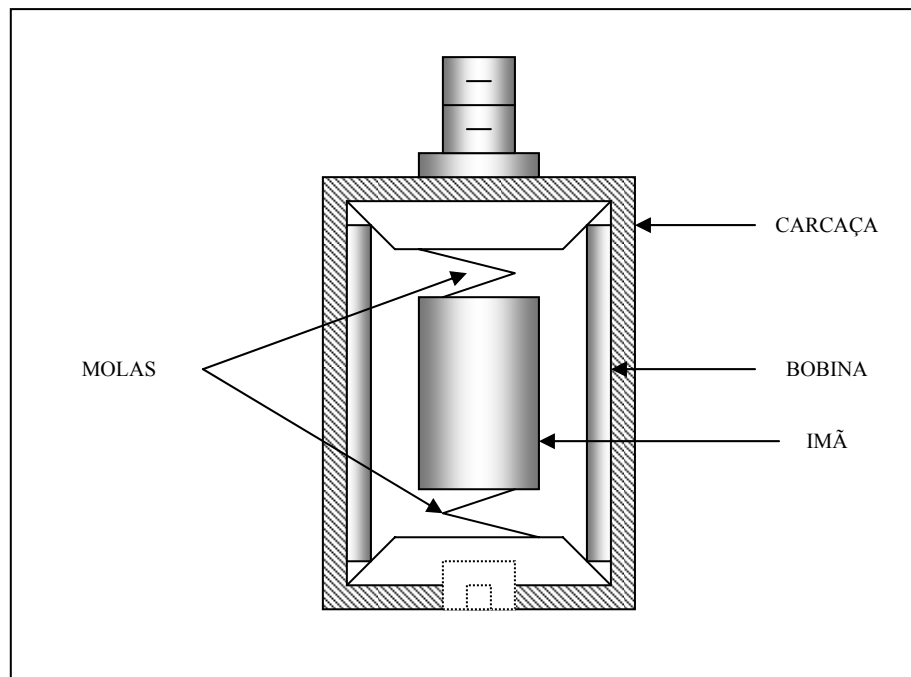


Fig. 2.8 – Pick-up de Velocidade

Quando o Pick-up é encostado a uma superfície que apresenta vibração, ocorre um movimento relativo entre o ímã e a bobina. Esse movimento corta as linhas de fluxo magnético, induzindo uma voltagem proporcional à velocidade de vibração. O sinal produzido, que é gerado apenas pelo movimento, é de baixa impedância e pode ser usado diretamente para análise ou monitoramento. A faixa de utilização desse tipo de sensor se situa entre 10 a 1.500Hz.

Entretanto, como esse sensor tem um sistema eletromecânico com partes móveis, estando sujeito a falhas, seu uso tem sido gradativamente descontinuado em favor de outros tipos de sensores. Sua grande aplicação é a utilização em aparelhos portáteis de medição e análise de vibrações.

Apresenta as seguintes vantagens:

- 1- sinal forte;
- 2- gera seu próprio sinal (voltagem);
- 3- pode ser montado em qualquer direção; e
- 4- razoável precisão até 300.000rpm.

As desvantagens são:

- 1- equipamento grande e pesado;
- 2- preço elevado; e
- 3- limitação de utilização abaixo de 10Hz.

### **2.5.2.3- Acelerômetro**

O acelerômetro, ilustrado na Figura 2.9 é um sensor de vibração que trabalha abaixo de sua frequência natural, sendo largamente utilizado atualmente.

O tipo mais encontrado é o piezoelétrico, constituído por um ou mais cristais piezoelétricos, pré-tensionados por uma mola de compressão acoplada a uma massa, montados em uma carcaça. Forma-se com isso um oscilador cuja frequência de ressonância é determinada primordialmente por esses dois fatores (a resiliência das pastilhas ativas exercem também influência) e cada acelerômetro apresentará uma certa frequência de ressonância  $f_r$ .

Em funcionamento, a vibração da máquina à qual o acelerômetro está fixado provoca uma excitação onde a massa exerce uma força variável nos cristais piezoelétricos. O pulso elétrico gerado é proporcional à aceleração.

Apesar do acelerômetro piezoelétrico gerar o seu próprio sinal, este tem uma impedância muito alta, não sendo compatível com os instrumentos de indicação em painéis, instrumentos de análise e monitoração. Para resolver esse problema são utilizados equipamentos eletrônicos pré-amplificadores ou condicionadores para converter de alta para baixa impedância

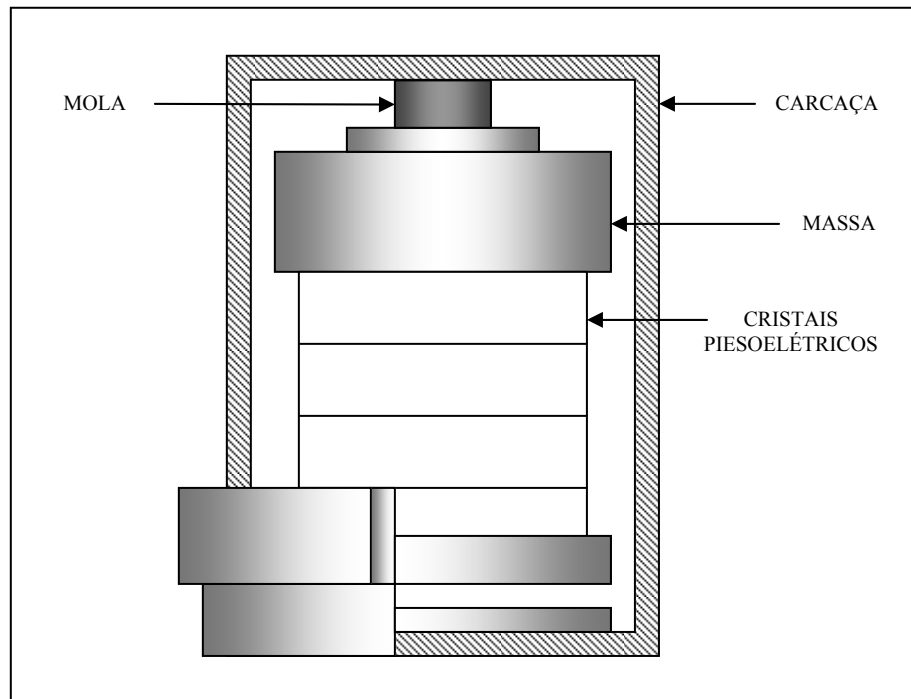


Figura 2.9 –Acelerômetro Piezoelétrico

Apresenta as seguintes vantagens:

- 1- ampla faixa de resposta de frequência;
- 2- peso e dimensões reduzidas;
- 3- boa resistência a temperaturas (pode atingir altas temperaturas sob encomenda); e
- 4- preços relativamente módicos.

As desvantagens são:

- 1- peça sensível (exige cuidados na montagem);
- 2- a ressonância pode ser excitada no sensor; e
- 3- freqüentemente exigindo instalação de filtro passa-baixa.

### ***2.5.3- Como Medir Vibrações***

Devem-se fazer algumas considerações básicas no momento em que se decide fazer medições de vibração em uma máquina ou uma estrutura. Cada equipamento ou



estrutura tem particularidades que devem ser levadas em consideração, a fim de permitir que as medições possam ser confiáveis.

Três aspectos devem ser considerados:

- a) O tipo de máquina e seu tipo de construção;
- b) O propósito da medição;
- c) A faixa de frequência de vibrações da máquina em operação.

Definindo estes três aspectos, será facilitada a escolha correta do tipo de sensor a ser utilizado. Por exemplo, medir a vibração em tubulação de refinaria, ou em estruturas cuja frequência é da ordem de 1 a 2 Hz, não se teria sucesso com um sensor de velocidade, porque ele não se presta a medição em baixas frequências. No exemplo, a escolha acertada seria o acelerômetro.

O tipo de máquina e como é a sua construção particular são muito importantes para a definição do como proceder à medição.

Em máquinas rotativas, cujo conjunto rotativo é leve e a carcaça robusta e pesada, a maioria das forças é gerada pelo rotor, como o movimento relativo entre o eixo e mancal. Em outras palavras, as carcaças dessas máquinas têm uma grande inércia funcionando como um grande amortecedor, e, desse modo, a medição de vibração na carcaça não é adequada: deve-se fazer medição diretamente no eixo, com probes de contato. Este é o caso típico de compressores centrífugos de alta pressão, nos quais a relação de pesos entre a carcaça e o rotor é de 30:1 ou maior.

De modo oposto, se a máquina tem conjunto rotativo pesado, apoiado em mancais rígidos suportados em estrutura flexível, as forças geradas pelo rotor são dissipadas através da estrutura flexível, e desse modo a melhor maneira de medir é na carcaça. A máquina que melhor exemplifica esse tipo são os ventiladores industriais, que têm carcaça e estrutura bastante leves, até porque as pressões desenvolvidas são extremamente baixas e conjunto rotativo bastante pesado.

Outro importante aspecto é a faixa de frequência de interesse, pois é sobre ela que serão feitas as medições; ou seja, as medições de vibração serão feitas dentro de uma faixa de frequência de modo que se possa analisar as contribuições de cada valor típico de frequência para a vibração final. Isso nada mais é do que definir o “espectro” de vibrações, que é a “assinatura” de valores de velocidade ou deslocamento ou acelerações para as diversas frequências, num dado momento.

As faixas de frequência, para os diversos tipos de sensores, são mostrados na tabela 2.3:

Tabela 2.3 – Relação entre Sensores e suas Faixas de Frequências

| <b>SENSOR</b>                            | <b>FAIXA DE FREQUENCIA</b> |
|--|----------------------------|
| <i>PROBE</i> DE DESLOCAMENTO SEM CONTATO | LIMITE SUPERIOR: 2000Hz    |
| <i>PICK-UP</i> DE VELOCIDADE             | 10Hz a 1500Hz              |
| ACELERÔMETROS                            | ABAIXO DE 1Hz até 50kHz    |

Estes fatores são apenas alguns poucos e básicos nas considerações sobre a medição de vibração em equipamentos e estruturas. Para cada sensor e sistema a utilizar, uma série de detalhes deve ser observada de modo que as medições tenham a confiabilidade requerida.

### ***2.5.3.1- Medição de Vibração em Eixo***

A Figura 2.10 mostra a representação típica de um sistema de medição de vibração em eixo. Usualmente, os fabricantes desses sistemas fornecem a monitoração completa, consistindo de:

- a) Medição de vibração por intermédio de probes instalados radialmente;
- b) Medição de deslocamento axial por intermédio de probes instalados axialmente, no disco do mancal de escora ou na ponta do eixo;
- c) Medição da fase e rotação através de um probe radial, que “vê” um rasgo de referência feito no eixo;
- d) Monitoração da temperatura dos mancais radiais e de escora, através de RTDs (abreviação inglesa de “Resistance Temperature Detector”). Dispositivo cujo funcionamento é baseado no fenômeno da variação da resistência elétrica dos metais com a temperatura;
- e) Proximidores – osciladores - demoduladores para cada probe instalado;
- f) Cabos específicos para ligação probe-proximitor;

- g) Painel composto de fonte, indicador de vibração radial para cada mancal, indicador de deslocamento axial do eixo, rotação e temperatura de mancais.

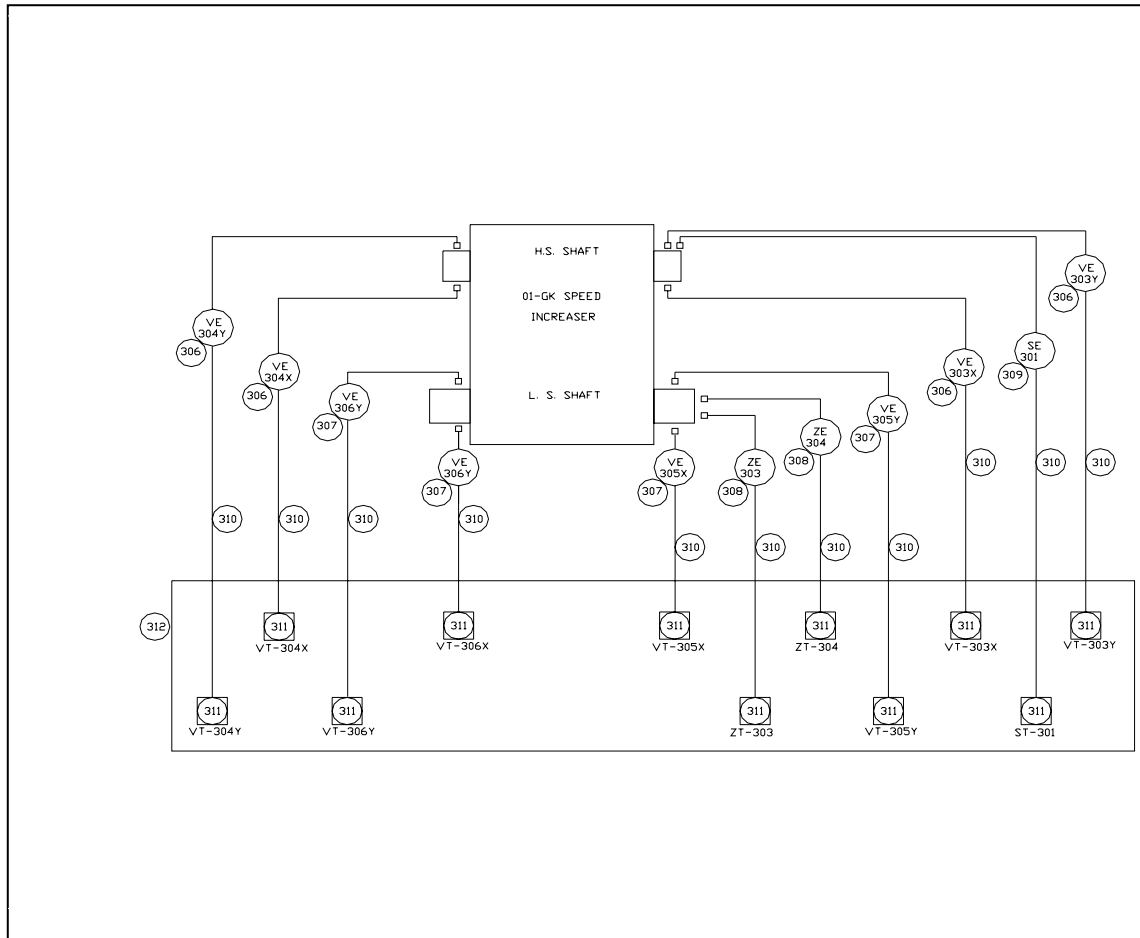


Figura 2.10 –Monitoração de um multiplicador (cortesia ACC Compressor).

A Figura 2.11 ilustra o esquema de monitoração de vibração de um compressor centrífugo, fabricado pela Allis Chalmers Compressor Corporation.

O significado da notação usada nos desenhos é o seguinte:

- a) VE = sensor de vibração (X e Y indicam a posição de montagem horizontal e vertical, respectivamente);
- b) VT = Proximitor correspondente ao sensor de vibração;
- c) ZE = Sensor de deslocamento axial;
- d) ZT = Proximitor correspondente ao sensor de deslocamento axial;
- e) SE = *Probe* de medição de fase (*key – phasor*);
- f) ST = Proximitor correspondente ao sensor de medição de fase.

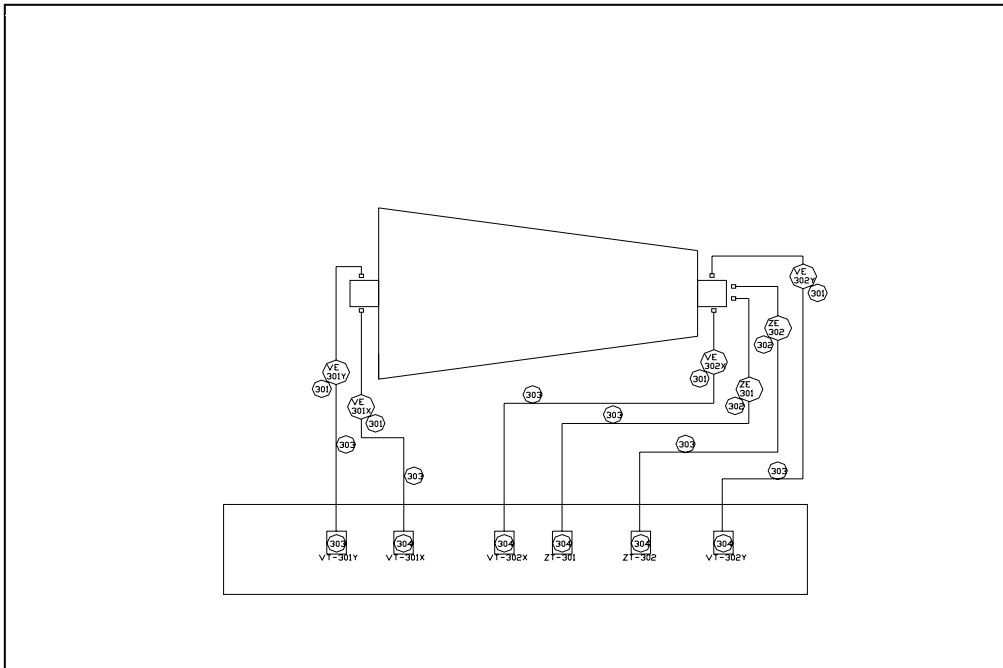


Figura 2.11 –Monitoração de vibração de um compressor centrífugo (cortesia ACC Compressor).

O sinal recebido no painel pode ser adquirido para instrumentos de análise, tais como osciloscópios, analisadores de espectro em tempo real (real time analysers), coletores e outros.

A Figura 2.12 ilustra uma vista em perspectiva de um multiplicador, na qual se verifica a presença de duas caixas de passagens redondas, com tampas roscada, onde são alojados o *probe*, o cabo do *probe* e o cabo de extensão. No mesmo desenho, podem-se observar duas caixas retangulares, afixadas à carcaça do lado de alta rotação, que contém os proximitores e a conexão dos RTDs, respectivamente.

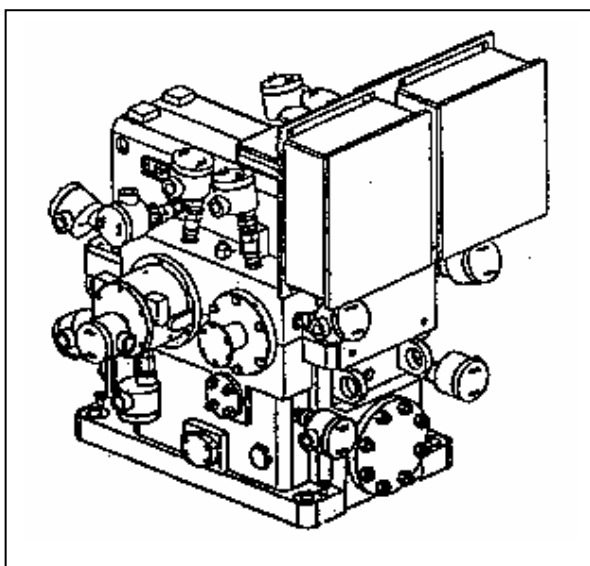


Figura 2.12 –Perspectiva de um Multiplicar da Figura 2.10.

### ***2.5.3.2- Medição de Vibração em Carcaça de Máquina Rotativa***

Para a medição de vibração em carcaça, utiliza-se pick-up de velocidade ou acelerômetros. Independente de o sensor estar conectado a um vibrômetro, um analisador, ou um coletor de dados, é importante observar o seguinte:

- a) As medições efetuadas na carcaça devem, sempre, ser feitas sobre um mesmo ponto, de modo que haja compatibilidade entre os dados colhidos. A colocação do sensor em locais diferentes pode fornecer medidas desiguais;
- b) Os pontos recomendados para verificação da vibração são as caixas de mancais ou locais os mais próximos possíveis delas. Escolher locais rígidos, de modo que a vibração não seja influenciada pela vibração do elemento onde está se apoiando o sensor. Evitar tampas com pequena espessura, parafusos e porcas;
- c) A fixação de pick-up pode ser feita como a recomendada para acelerômetros; ou seja, através de parafuso-estojo roscado na carcaça, ou por intermédio de base magnética como ilustrado nas Figuras 2.12 e 2.13; [23]
- d) O sistema de montagem exerce uma influência marcante na resposta em frequência, uma vez que o mesmo não constitui parte integrante do dispositivo cuja aceleração se pretende medir. Existem vários tipos de montagem dos acelerômetros, sendo que cada um deles apresenta vantagens e limitações. A

Figura 2.15 originária de manuais da Bruel & kjaer, ilustra a alteração que a montagem exerce na resposta útil do acelerômetro. Existem seis tipos de fixação ou montagem: [20]

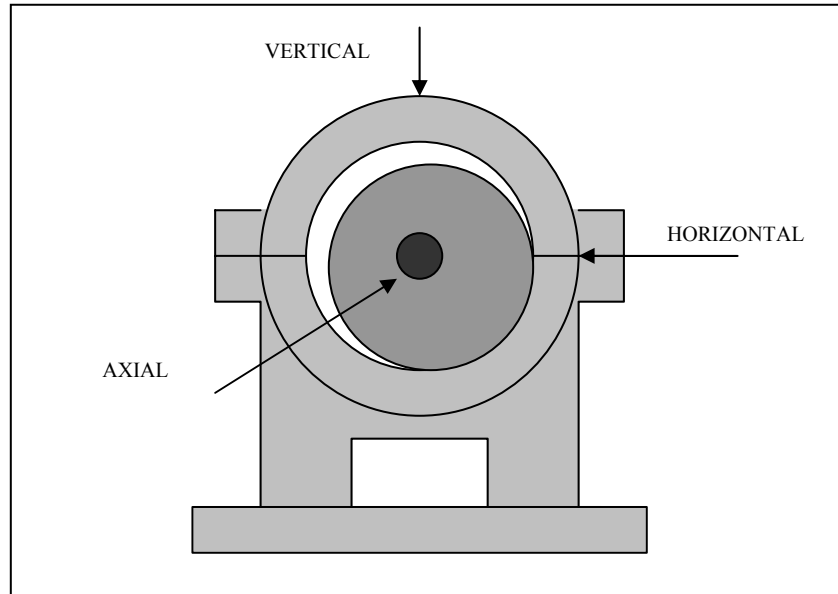


Figura 2.13 –Pontos de Medição de Vibração na Carcaça da Caixa de Mancal.

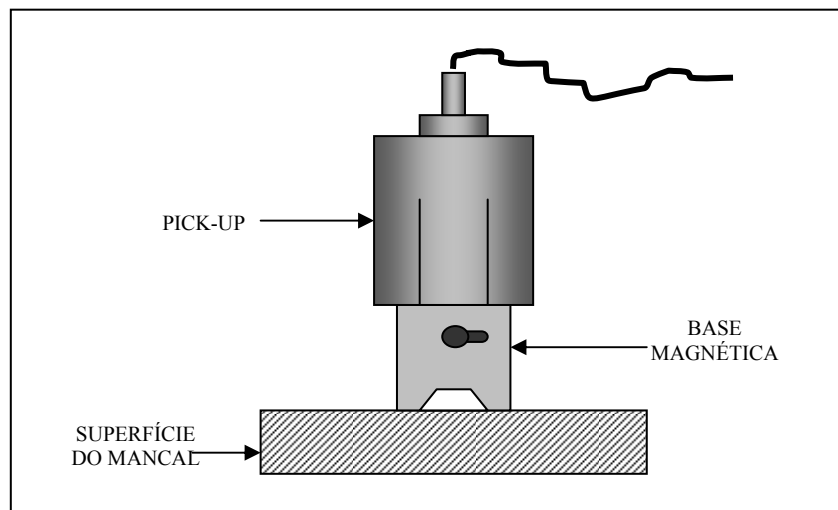


Figura 2.14 –Fixação de *pick-up* com base magnética.

Dos seis tipos de montagens ilustradas na Figura 2.15 é a de número 1 que apresenta os melhores resultados. Quando a superfície de apoio for rugosa, recomenda-se a aplicação de uma película de graxa de silicone entre as superfícies de contato e do acelerômetro, o que aumenta a rigidez do acoplamento. É importante observar que o

estoujo prisioneiro não deve ser aparafusado totalmente na base do acelerômetro, porque o extremo poderá pressionar o final dos elementos ativos, e com isso alterar a sensibilidade do instrumento. O torque adequado para esta fixação é de ordem de 18kpcm, recomendado pelas especificações tanto européias quanto americanas e japonesas. [20]

A montagem ilustrada com o número 2 consiste numa arruela de mica e estoujo isolado, visando manter isolamento elétrica entre acelerômetro e a superfície de contato. Como a mica é bastante rígida o acoplamento é satisfatório, mas em todos os casos a arruela deve ser tão fina quanto possível. O torque máximo recomendado é de 6kpcm.

A montagem ilustrada com o número 3 consiste também de uma camada de cera que dá origem a um acoplamento satisfatório. O inconveniente é que a medida que a temperatura sobe a cera amolece, destruindo o acoplamento. [20]

A montagem ilustrada com o número 4 é bastante adequada, quando se deseja uma montagem com boa rigidez e só na há necessidade de retirada do acelerômetro esporadicamente. [20]

A montagem ilustrada com o número 5 é feita através da utilização de um ímã permanente ou magneto. Este tipo de montagem é inadequado quando as acelerações apresentam uma amplitude igual ou superior a 100g para acelerômetros grandes e a 200g para acelerômetros pequenos. A temperatura máxima de operação se situa em torno de 150°C. [20]

A montagem ilustrada com o número 6 consiste na utilização de extensões e a pressão de contato é totalmente manual. Este método pode ser conveniente para algumas aplicações as a frequência máxima admissível é de 1KHz. Acima deste valor os resultados passam a não serem confiáveis. Este tipo de processo é utilizado somente quando não há possibilidade de acoplamento rígido e direto. [20]

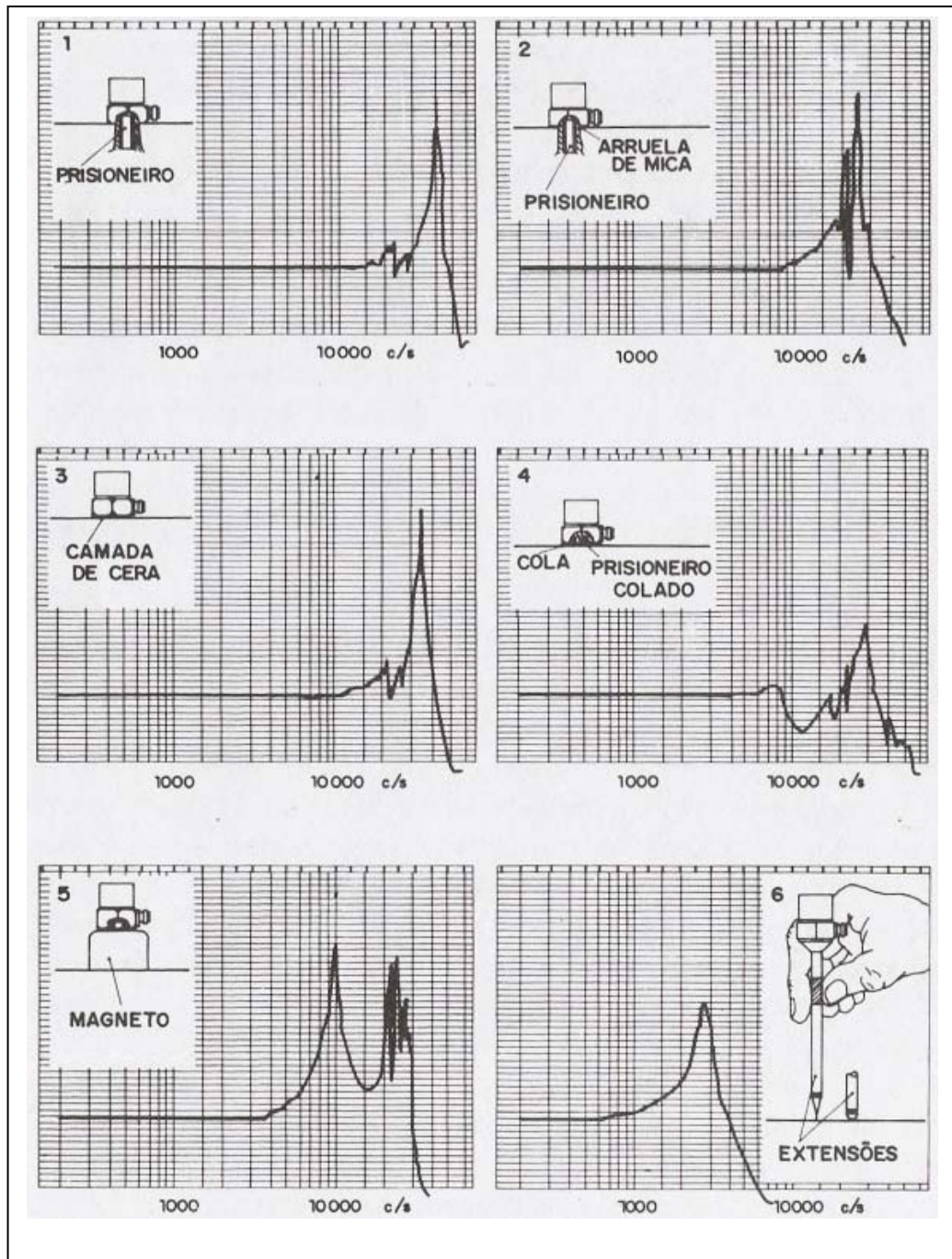


Figura 2.15 –Formas de fixação de acelerômetros (Bruel Kjaer)



### 2.5.4- Instrumentação para Medição, Análise e Registro da Vibração.

A medição das vibrações consiste simplesmente em transformar o sinal mecânico originado pelas vibrações num sinal mensurável por um dos meios conhecidos e de uso comum, tais como óptico, analógico ou digital.

As variáveis que comumente interessam na vibração são três: deslocamento, velocidade e aceleração. Existem transdutores aptos a converter os sinais mecânicos associados à vibração em sinais elétricos. Tendo por base o fenômeno físico utilizado para conversão, é possível ter à disposição transdutores sensíveis ao deslocamento, à velocidade das partes móveis e a aceleração. [20]

#### 2.5.4.1- Vibrômetro

É o instrumento mais simples para medição de vibração. O tipo mais simples utiliza baterias substituíveis ou recarregáveis, tendo como sensor o *pick-up* de velocidade ou acelerômetro, e sendo capaz de medir amplitudes de deslocamento e velocidade em várias faixas, ajustável por meio de um seletor.

Durante a década de 70, os programas de medição de vibração basearam-se no vibrômetro. O encarregado das medições trazia o instrumento pendurado no pescoço, de modo a usar as mãos para fazer as anotações de cada ponto medido. O desenvolvimento dos coletores trouxe uma nova dinâmica no acompanhamento dos equipamentos de uma planta industrial. A Figura 2.16 ilustra este tipo de equipamento.



Figura. 2.16- Vibrômetro (Cortesia Teknikao)

Da mesma forma que o instrumento da figura 2.16 de fabricação da Teknikao, o instrumento 2513 de fabricação da Bruel & Kjaer é destinado a uso geral como indicador de nível global de vibração. Este instrumento apresenta a possibilidade de executar a leitura do valor integrado da vibração durante um minuto, o que permite monitorar e prever o limite de ruptura de um rolamento, por exemplo. Trata-se de um instrumento versátil, bastante útil na monitoração de rolamentos (esferas e rolos), além de pouco dispendioso.

#### **2.5.4.2- Canetas para Medição de Vibração**

A caneta para medição de vibração é um dispositivo bastante pequeno utilizado na monitoração de vibração, capaz de medir vibrações causadas por problemas rotacionais e estruturais, tais como desbalancamento, desalinhamento, folgas excessivas, etc..., e capaz de medir vibrações em frequências mais altas causadas por problemas de mancais de rolamentos e engrenamentos. A Figura 2.17 ilustra este tipo de equipamento.



Figura. 2.17 –Caneta de medição de vibração (Cortesia SKF)

As canetas fabricadas pela SKF têm um tamanho reduzido (17,8 x 30,5 x 157,5mm) e têm seu peso em torno de 77g com baterias, são capazes de medir ao mesmo tempo o valor da vibração global e envelope de vibração.

A sua utilização tem encontrado grande aceitação entre os operadores para uma primeira avaliação do estado dos equipamentos em uma planta industrial.

O sensor utilizado nas canetas é do tipo piezoelétrico (por compressão) com integrador, sendo o sinal de entrada processado para produzir duas medidas diferentes, citadas anteriormente.

O valor global de vibração (overall) na faixa de frequências entre 10Hz e 1000Hz é usado para avaliação de problemas como desbalanceamento e desalinhamento, por exemplo. Já o envelope de aceleração acusa problemas que ocorrem em altas frequências entre 10kHz e 30kHz, característicos de rolamentos e engrenamentos. A Figura 2.18 ilustra este tipo de equipamento.

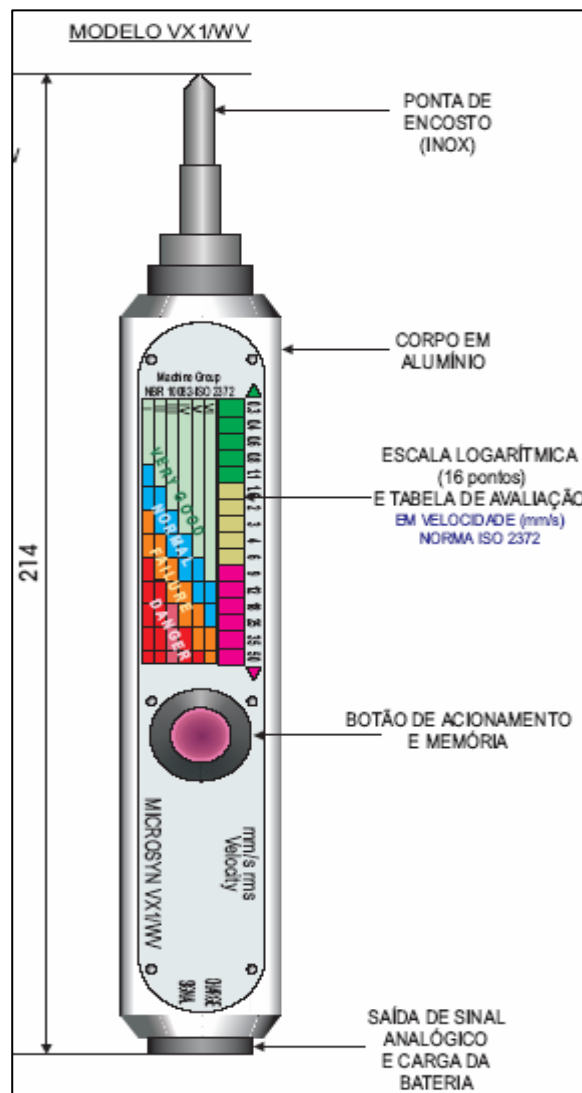


Figura 2.18 –Caneta de medição de vibração (Cortesia Microsyn)

O medidor de vibrações modelo VX1-W da Microsyn foi desenvolvido usando-se as mais modernas técnicas de miniaturização disponíveis. Com essas características ele

incorpora no seu interior um acelerômetro piezoelétrico e toda a eletrônica necessária para o processamento de sinais de velocidade ou aceleração. A Figura 2.19 ilustra a medição de vibração radial em um motor elétrico na região do mancal de rolamentos.



Figura 2.19 –Ilustração da Medida de Vibração em Motor Elétrico  
(Cortesia Microsyn)

#### **2.5.4.3- Coletores de Dados**

Os coletores de dados são a mais nova geração de instrumentos para medição e análise de vibração. Atualmente existem vários tipos de coletores, mas todos fazem interface com computador, via cabo ou modem, permitindo a utilização de *softwares* avançados de análise e diagnósticos. Tais programas, conhecidos por programas *experts*, auxiliam o especialista na formulação do diagnóstico. O diagnóstico é a parte mais importante, pois é a palavra final sobre o que está ocorrendo e a decisão sobre a intervenção ou não.

A Figura 2.20 ilustra um coletor de dados fabricado pela *Pruftechnik AG*.



Figura 2.20 –Coletor Vibrotip (Cortesia Pruftechnik AG).

O Vibrotip é um coletor de dados, denominado pelo fabricante como um coletor de dados da tendência das condições da máquina. Suas principais características são: peso 300g e dimensões 180mm x 81mm x 32mm, medição de vibração, cavitação (através de sensor piezoelétrico em dBc), além de incorporar um tacômetro. Como coletor, tem capacidade para 750 pontos sem *software*, funções de transferência de importação e *download* programado para rota de medições acima de 6.144 pontos.

#### **2.5.4.4- Coletores - Analisadores**

Os diversos fabricantes de instrumentos de medição de vibração e sistemas de monitoração também fabricam coletores / analisadores, que são aparelhos pequenos e leves, portanto portáteis, que funcionam com baterias. Além de fornecerem uma série de recursos para análise de vibração, também aceitam sinais de uma série de outros parâmetros, como temperatura, corrente elétrica e variáveis de processo. São exemplos desse tipo de aparelho os Coletores / Analisadores CSI da série 2100 (2115, 2120), SKF CMVA 10 e 55, Bruel & Kjaer 2526, Vibscanner da Pruftechnik.

O Vibscanner é uma ferramenta de medição e coleta de dados para monitorar as condições de máquinas que não estão conectadas a um sistema de monitoração central. Suas medições são de fácil compreensão, e um *joystick* para navegação facilita a

utilização pelo operador, tornando o instrumento muito útil para as inspeções de rotinas. Sua utilização junto com o *software* Omnitrend para PC facilita o diagnóstico, armazenamento, elaboração de relatórios e gráficos para futuras comparações da situação operacional das máquinas que estão sendo monitoradas.

Devido a inovações tecnológicas, este dispositivo de coleta de dados, além de medir os indicadores de condições mais importantes, pode ser programado para dar as informações sobre a curva de tendência, tomando como base medições feitas na máquina e armazenadas em intervalos de tempo regulares. A Figura 2.21 ilustra o coletor Vibscanner fabricado pela *Pruftechnik AG*



Figura 2.21 –Coletor Vibscanner (Cortesia Pruftechnik AG).

Este instrumento versátil está equipado para medir sinais de até três máquinas ao mesmo tempo, além de ser capaz de medir vibrações em frequências relativamente altas, choques emitidos por mancais antifricção e cavitação de bombas.

A Figura 2.22 ilustra o visor do equipamento durante a medição de vibração radial em uma máquina na região do mancal.



Figura. 2.22 –Ilustração da coleta de dados com a utilização de um coletor Vibscanner (Cortesia Pruftechnik AG).

A Figura 2.23 ilustra uma das telas que pode ser programada no equipamento, o gráfico da velocidade em função da frequência.



Figura 2.23 –Ilustração de uma das telas do Coletor Vibscanner (Cortesia Pruftechnik AG).

#### ***2.5.4.5- Sistemas Modernos de Monitoração***

Devido ao desenvolvimento ocorrido na eletrônica a partir das últimas duas décadas (dos anos 80 em diante), que conseguiu componentes cada vez menores e mais resistentes às condições ambientais e de trabalho, a indústria de equipamentos para monitoração também apresentou um desenvolvimento considerável, tornando os

sistemas de monitoração cada vez mais integrados; isto é, com funções de vigilância (com alarmes para situações consideradas de riscos para a máquina), monitoração preditiva e monitoração de desempenho.

As funções de vigilância, já conhecidas nos sistemas mais antigos, estão dentro da orientação do API 670 (norma sobre os requisitos mínimos para sistemas de proteção e medidas de vibração em máquinas e equipamentos), e se destinam a proteger pessoal e equipamento. Isso é feito através do reconhecimento e imediata resposta, via alarme e *trip* (parada do equipamento) às variações que possam levar a uma situação indesejada. Os sistemas mais modernos podem incorporar também as variáveis de processo.

Estes sistemas oferecem a opção de um acompanhamento contínuo (*on-line*) ou intermitente (*off-line*) da planta industrial que está sendo monitorada. Desta forma, a monitoração feita de modo intermitente, através de um coletor de dados, contempla o acompanhamento preditivo de um grande número de máquinas de menor criticidade na planta industrial. A diferença é que hoje em dia este tipo de acompanhamento está integrado ao sistema maior, e é processado da mesma maneira que os dados da monitoração contínua (*on-line*)

Outra vantagem dos sistemas atuais de monitoração são os *softwares* correspondentes com os sistemas existentes. Por exemplo, a empresa Brüel & Kjaer informa que o seu sistema de monitoração, denominado Compass, não requer redes ou PCs especiais. O seu sistema utiliza padrões comuns, tais como UNIX, X-Windows e Ethernet (TCP/IP), podendo ser conectado diretamente aos micros e redes já existentes, distribuindo os dados usando os PCs disponíveis bem como terminais. As entradas do sistema também são compatíveis com os transdutores usados hoje em dia.

Estes sistemas possibilitam a monitoração à distância de locais remotos, que pode ser obtida pela comunicação através de modems de alta velocidade e mesmo via satélite.



### 3.1– Introdução

Historicamente, é de conhecimento da comunidade científica que, há mais de cem anos, o homem utiliza sua experiência para analisar problemas ocorridos em máquinas através da audição de ruídos provocados por vibrações em determinadas partes. Para executar esta observação, operários colocavam a ponta de uma barra metálica na região da máquina a estudar e a outra extremidade no ouvido, para sentirem e ouvirem o que estava ocorrendo, e através da sensibilidade e experiência desenvolvida por cada um tentar determinar um diagnóstico. Esta prática ainda é muito comum em oficinas nas quais os mecânicos utilizam chaves de fendas compridas para diagnosticar, através da audição, problemas diversos de máquinas em funcionamento.

Do ponto de vista científico, os estudos nessa área também são bem antigos. Podem-se destacar os estudos desenvolvidos por Jean Fourier (1768 – 1830) em 1822, com as séries e transformadas para representar os sinais de vibração no tempo e em frequência [9, 20].

Sabe-se também que a utilização técnica da vibração como parâmetro para avaliar as condições de funcionamento das máquinas é relativamente recente. Durante o final da década de 50, Luebcke, da Siemens, desenvolveu estudos com a finalidade de estabelecer um critério de classificação da qualidade de motores elétricos em função dos níveis globais de vibração. O desenvolvimento de tais estudos deu origem às especificações válidas atualmente. Na década de 60 surgiram os primeiros trabalhos sobre este assunto na indústria espacial e aeronáutica, e a partir de 70 empresas de diversos ramos começaram a utilizar a vibração para avaliar as condições de funcionamento de seus equipamentos [20].

A evolução ocorrida nos últimos 25 anos, nas áreas de eletrônica, microeletrônica, informática e instrumentação, permitiram que a análise de vibração não ficasse dependendo somente da larga experiência de uma ou poucas pessoas nas empresas, pois seu desenvolvimento permite que um maior número de pessoas treinadas na utilização dos instrumentos de medição, na utilização dos *softwares* e na forma de analisar os

resultados encontrados nos gráficos, possa perfeitamente elaborar diagnósticos sobre as condições de funcionamento das máquinas que foram inspecionadas.

### **3.2–Princípios Matemáticos**

Quando se estudam os métodos, processos e técnicas para medir e utilizar a vibração como ferramenta de diagnóstico da condição de funcionamento de máquinas, devem-se considerar duas técnicas, que são: Análise no Domínio do Tempo e Análise no Domínio da Frequência, além de derivações e desenvolvimentos em torno destas duas técnicas.

Estas técnicas são baseadas no princípio de que todo sinal mecânico proveniente das vibrações de um equipamento em funcionamento, ou de parte dele, pode ser transformado em sinal elétrico em função do tempo, periódico ou não. Este, por sua vez pode ser representado como uma soma discreta ou contínua de componentes senoidais e/ou cosenoidais, dependendo da fase em relação a uma referência temporal [20].

Desta forma, cada sinal no domínio do tempo corresponde a dois gráficos no domínio da frequência: um da amplitude (máximo deslocamento que o corpo sofre com o efeito da vibração, afastando-se de sua posição de equilíbrio, ou seu valor rms no intervalo de medição), e o outro da fase (que é a relação de sincronismo, avanço ou retardo entre a vibração de uma parte do equipamento e uma referência temporal fixa) [1, 20].

Vários tipos de problemas: desbalanceamento, eixo empenado, rotor excêntrico, vão aumentar o componente da vibração na frequência síncrona com a rotação do equipamento. Nesses casos, a diferença entre as fases dos sinais vibratórios vai auxiliar na identificação de sua causa [1].

Estes gráficos, particularmente os gráficos de amplitude em função da frequência, são chamados de representação espectral ou espectro do sinal.

As vibrações de um equipamento ou máquina qualquer podem não ser simples, mas normalmente representam um conjunto de sinais com diversos componentes em frequência. Existe uma relação entre as várias irregularidades mecânicas e as

freqüências de vibração em função da rotação do equipamento ou da dinâmica de um componente seu [20].

A Figura 3.1 publicada pela B&K ilustra alguns casos típicos e comuns.

a) Um motor elétrico girando livremente:

A vibração apresentada é constituída por uma senóide [Figura 3.1(a)], cuja freqüência coincide com a rotação do motor, admitindo-se que o motor gira em mancais de bronze e sem atrito, e a não existência de hélice de ventilação. O espectro é então monofrequencial, [Figura 3.1(b)].

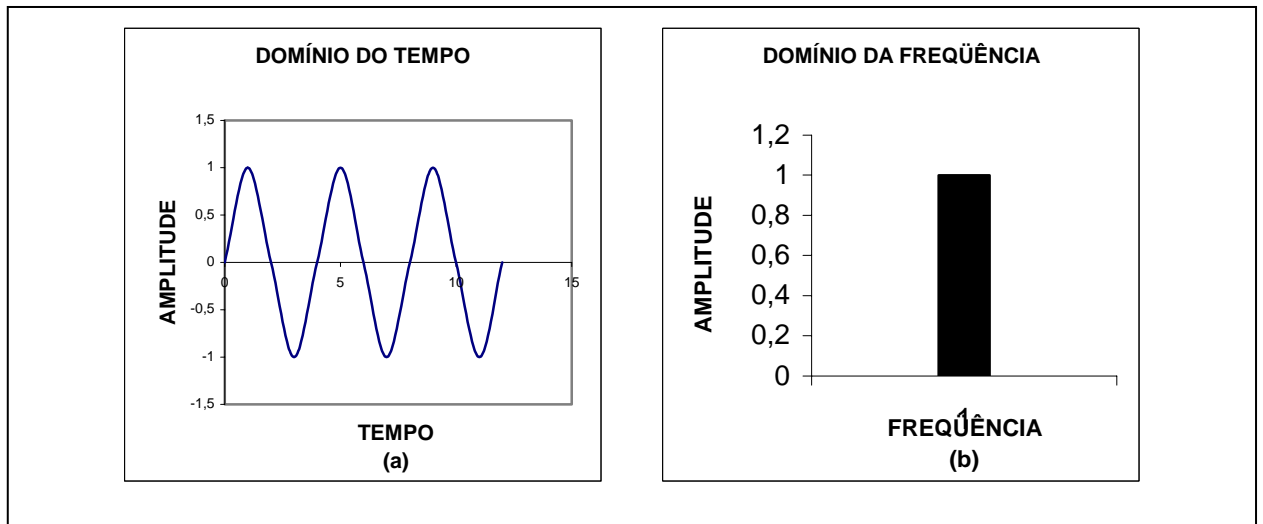


Figura 3.1 – Gráficos no domínio do tempo e da freqüência de um motor girando livremente (Cortesia Brüel & Kjaer)

b) Dois motores girando com velocidades na relação 1:3.

Aparecerão duas frequências [Figura 3.2 (a)] uma o triplo da outra, e a frequência resultante apresenta o aspecto ilustrado na [Figura 3.2 (b)]. Ambos os motores apresentam as mesmas características descritas no caso anterior. O espectro é constituído por duas componentes, com amplitudes proporcionais à vibração isolada de cada motor.

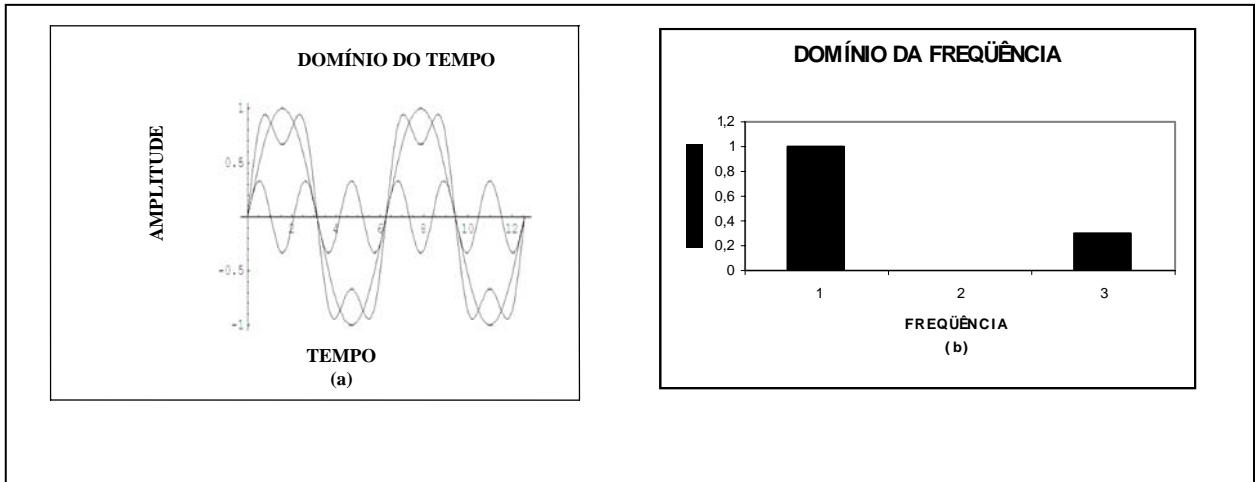


Figura 3.2 – Gráficos no Domínio do Tempo e da Frequência de dois Motores (Cortesia Bruel & Kjaer)

c) Compressor mono pistão comum.

A forma de sinal é a ilustrada na [Figura 3.3(a)] e o espectro é constituído por vários harmônicos de ordem ímpar, ilustrados na [Figura 3.3(b)].

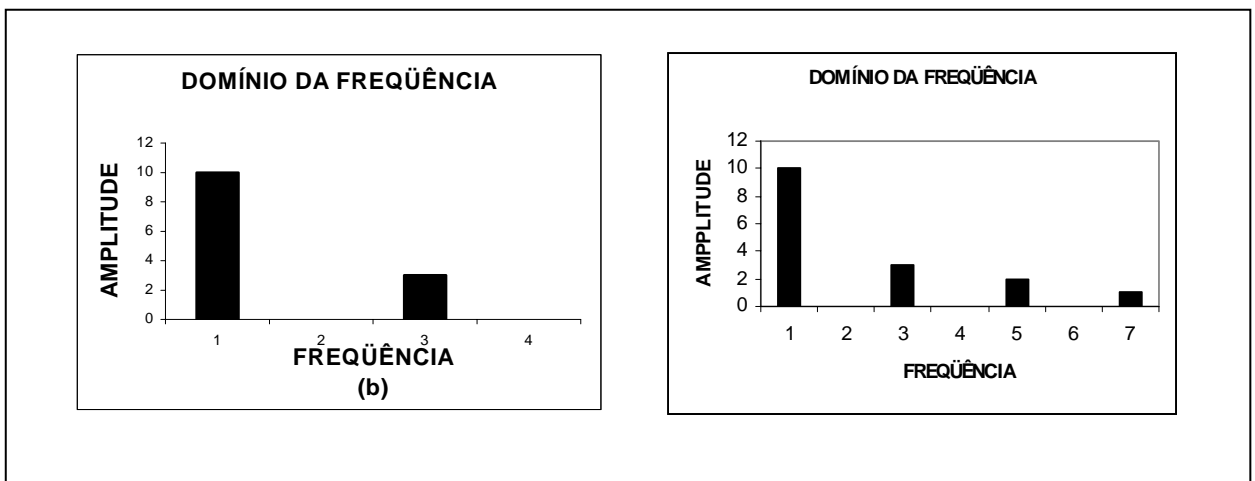


Fig. 3.3 – Gráficos no domínio do tempo e da frequência de um compressor (Cortesia Brüel & Kjaer)

O movimento periódico pode ser representado por uma série de senos e cossenos que são harmonicamente relacionados [20].

Considerando  $x(t)$  como um sinal periódico, pode-se expressá-lo da forma como se segue:

$$x(t) = a_0 + \sum_{j=1}^{\infty} a_j \text{sen}(\omega_j t) + \sum_{j=1}^{\infty} b_j \text{cos}(\omega_j t) \quad (3.1)$$

$$= a_0 + \sum_{j=1}^{\infty} x_j \cdot a_0 (\omega_j r + \theta_j) \quad (3.2)$$

onde:

$a_0$  = valor de amplitude na frequência zero;

$\omega_j = 2\pi \cdot f_j$ , sendo  $f_j$  a  $j$ -ésima frequência;

$f_1$  = frequência fundamental;

$x_j = \sqrt{a_j^2 + b_j^2}$  é a amplitude;

$\theta_j$  = ângulo de fase;

$$\text{tg } \theta = \frac{b_j}{a_j}.$$

Desta forma,  $x$  e  $\theta$  definem completamente a contribuição harmônica do sinal.

No gráfico da Figura 3.4 vê-se uma representação do sinal em função de  $x_j$  (espectro de amplitude)

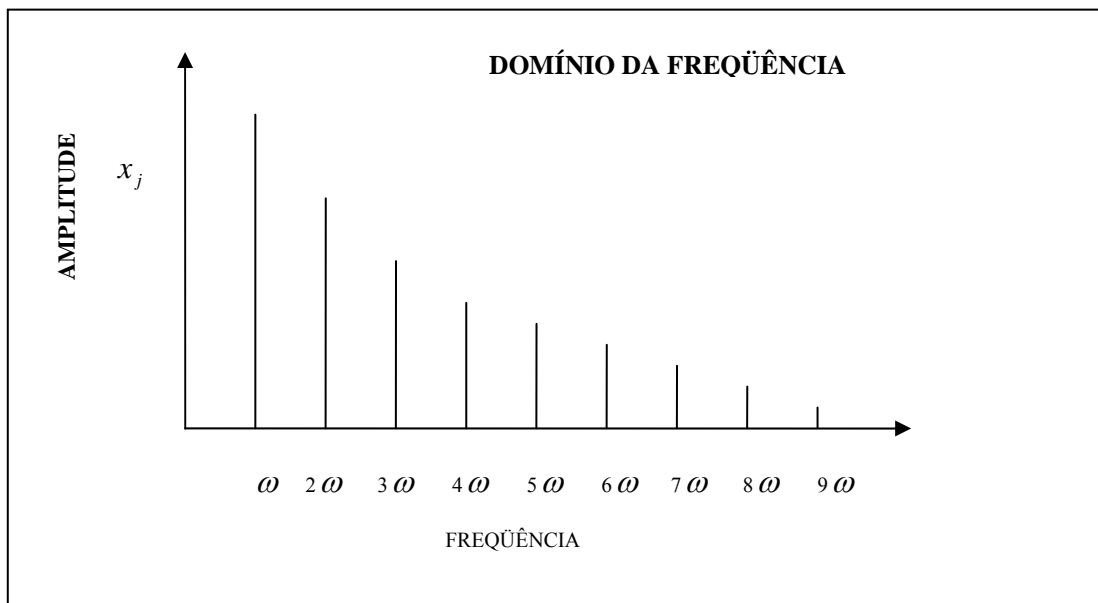


Figura 3.4 – Gráfico de  $x_j$  em função da frequência .

No gráfico da Figura 3.5 vê-se uma representação do sinal em função de  $\theta_j$  (espectro de fase)

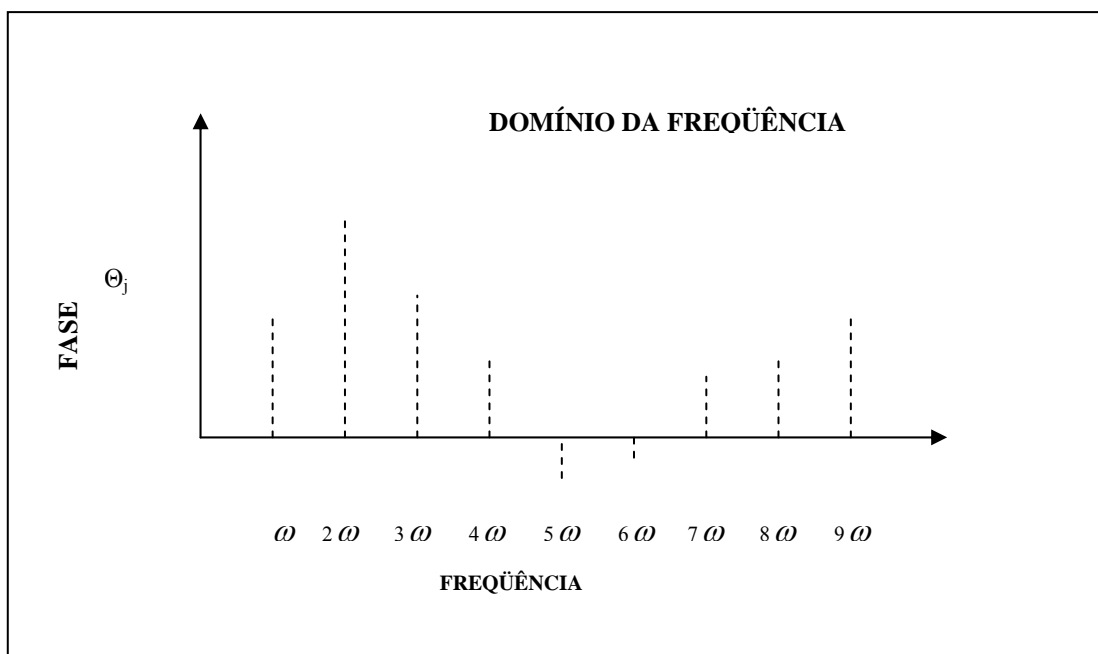


Figura 3.5 – Gráfico de  $\theta_j$  em função da frequência

Um sinal não periódico pode ser considerado como periódico de período infinito.

Se o período aumenta, a frequência fundamental se torna menor, e se o período é infinito ( $f_1 = \frac{1}{t_0}$  se  $t_0 \rightarrow \infty$ , então  $f_1 \rightarrow 0$ ), as retas espectrais se aproximam formando uma curva contínua.

Tanto para o sinal periódico como para um não periódico, a Transformada de Fourier do sinal no tempo é expressa por:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-i2\pi ft} dt \quad (3.2)$$

Sendo a Transformada Inversa de Fourier dada por:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} X(f) e^{+i2\pi ft} df \quad (3.3)$$

As expressões (3.2) e (3.3) são integrais infinitas de funções contínuas. Métodos digitais podem ser utilizados para a estimativa de uma aproximação discreta, válida para uma faixa limitada de frequências e baseada em amostras do sinal de duração limitada [20].

Assim sendo, podem-se substituir as integrais infinitas por somas discretas, viabilizando o processo de cálculo da Transformada de Fourier.

A [Figura 3.6 (a)] ilustra um sinal temporal, enquanto a [Figura 3.6 (b)] ilustra o mesmo sinal em função da frequência.

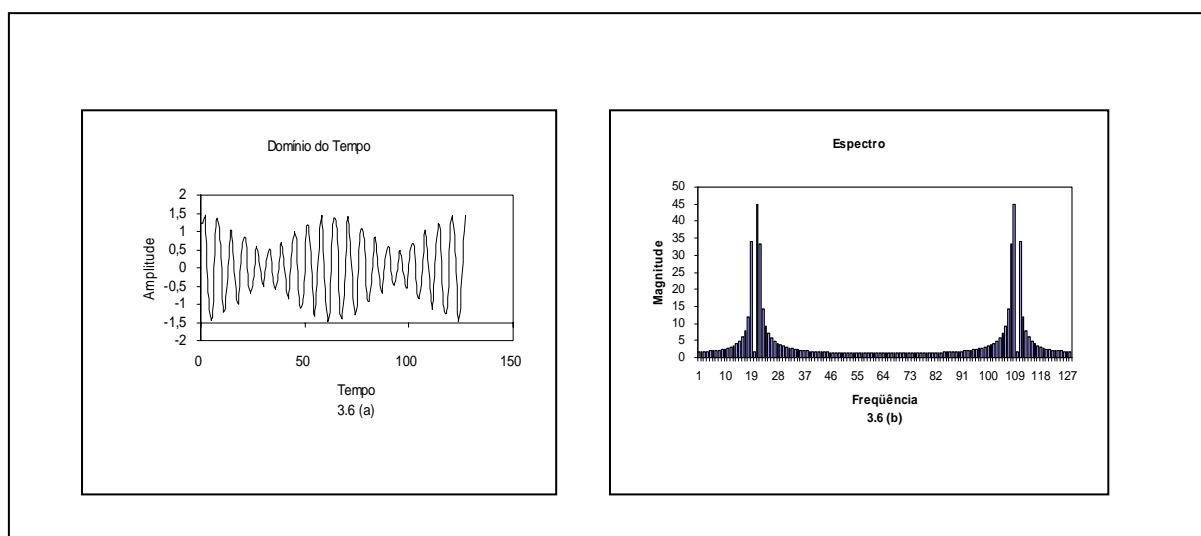


Figura 3.6 – Sinal de vibração no domínio do tempo e no domínio da frequência (espectro de amplitude) [37].

### 3.3– *Vibrações de Máquinas e Equipamentos*

No final da década de 60, Weichrodt, da General Electric, realizou um estudo sobre a “assinatura” de diversos componentes e conjuntos de máquinas, tais como motores de combustão interna, válvulas para fluidos, rolamentos de esferas e de roletes, bombas, compressores etc., que são sistemas ativos aptos a produzirem assinaturas completas quando em operação. Ele dividiu os sistemas ativos em três grupos principais:

- a) Maquinário cíclico: motores e transmissões;
- b) Geradores de som através de fluxo: bombas, caldeiras;
- c) Maquinário operando a transitório: prensas, chaves elétricas, martelos.

A vibração originada em sistemas cíclicos apresenta um aspecto que se repete dentro de um dado intervalo, sendo o sinal estacionário e constante. Este tipo de sinal é o comumente utilizado para elaboração de manutenção preditiva com monitoramento permanente. Quando se trata de compressores ou motores de combustão interna, os sinais que são produzidos e registrados são acompanhados de um sinal de fundo (ruído de fundo) de amplitude considerável, incluindo-se os sinais de engrenagens, rolamentos etc. Na eventualidade de um dos pistões apresentar defeito devido à desagregação de material ou impacto, ou surgirem nas pistas dos mancais de rolamentos trincas devido à fadiga, aparecerá alguma alteração no sinal, mas tal alteração será inviável de ser detectada através da medida do nível global do sinal (o nível global indica o quanto de severidade o problema apresenta sem, no entanto, indicar ou dar idéia de onde está a causa ou origem do problema). Isto porque o ruído de fundo tornará praticamente impossível detectar pequenas alterações no sinal que são de grande importância para a manutenção, embora irrelevantes em relação ao nível global de vibração.

Por este motivo, o monitoramento deve ser executado através de um método seletivo que esclareça tais alterações, de níveis inferiores aos valores do ruído de fundo, indicando com clareza qual região do sinal é alterada pela existência de eventos que podem originar problemas. [20]

Note-se que as medições em nível global, embora adotadas por praticamente todas as normas e especificações em vigor, não constituem um método satisfatório para



verificar a qualidade de um equipamento ou monitorar as condições de trabalho das máquinas.

Esta técnica utilizando as medições em nível global iniciou com os trabalhos realizados por Luebcke, da Siemens, na década de 50, conforme já mencionado. Como a vibração de um sólido é essencialmente um parâmetro vetorial, possui amplitudes em três direções ortogonais, sendo de importância fundamental saber a amplitude em cada direção ao se analisar o sinal global presente no equipamento. Em todos os casos, é importante observar que a escolha dos pontos de aplicação dos dispositivos de medição e análise da vibração constitui o fator criticamente fundamental para o sucesso de um programa destinado à análise ou monitoramento de vibrações de máquinas. A escolha de um ponto inadequado não retirará, do sinal global, o componente ou os componentes que representam, realmente, as condições da máquina. Nesse caso, nenhuma análise, por mais completa ou complexa que seja, indicará as condições do dispositivo [20].

Normalmente, os mancais constituem pontos obrigatórios de medição e análise de vibrações. Isto porque é exatamente em tais regiões que se localizam as cargas dinâmicas e os maiores esforços. Além do mais, os mancais constituem os componentes considerados mais críticos em todas as máquinas e dispositivos. As medições devem ser executadas com o transdutor fixado nas tampas dos mancais sejam eles de desgaste, esfera, roletes ou agulhas e, quando tal fixação não for viável, o transdutor deve ser fixado o mais próximo possível dessa região, visando a diminuir a impedância mecânica (capacidade que tem os sistemas mecânicos em transmitir com facilidade ou dificuldade os deslocamentos devidos a vibração, podendo ser calculada pela razão entre a força motriz e a velocidade associada ao deslocamento  $Z = ma/v$  [8, 10]) entre o mancal e o ponto de aplicação do transdutor. A obtenção da assinatura completa de vibração de um equipamento qualquer exige a medição e análise na direção dos três eixos ortogonais (vertical, horizontal e axial), em cada ponto e com o equipamento operando normalmente. Entretanto, nos casos usuais, apenas medições e análise feitas nas direções axial e radial permitem obter praticamente todas as informações que se precisam. É interessante observar que os vários componentes de um dispositivo qualquer vibram em frequências próprias, constituindo um ou vários grupos *de frequências discretas que constituem o sinal global*. Os vários tipos de mau funcionamento dão origem à variação de tais frequências discretas, e o conjunto de todas elas dá origem a uma forma de onda devida às vibrações em qualquer um dos

pontos de aplicação do transdutor. Ao analisar o sinal global adequadamente, pode-se reduzir uma quantidade apreciável dessas frequências discretas, e o sinal é reduzido a um gráfico de amplitude versus frequência denominado “assinatura” (signature) da máquina. No caso ideal, o comprador de um dispositivo qualquer deve exigir, no seu pedido, que o equipamento venha acompanhado de sua assinatura, descrevendo as condições de levantamento dos níveis de vibração. Com isso, será possível monitorar e acompanhar a evolução da vibração a partir do início de operação [20, 23].

Quando se observa com detalhes a assinatura de uma máquina qualquer, verifica-se que existem várias frequências inviáveis de serem identificadas com uma fonte, não existindo componente algum que ativamente produza tais frequências. Um estudo mais acurado mostra que algumas das frequências são originadas por ressonância de alguns componentes que são excitados, ou pelas vibrações de operação da máquina, ou pelos transientes inerentes à operação, transientes esses que, apesar de periódicos, não são senoidais.

O sinal global contém as frequências existentes e uma frequência que corresponde ao período fundamental de vibração, assim como várias outras componentes que podem ser harmônicas das frequências mencionadas, e frequências combinadas não linearmente com sinais originados nas diversas frequências discretas. Este processo não linear é denominado modulação, e gera frequências iguais à soma e à diferença das frequências que se combinam, aparecendo faixas laterais (side bands). Entretanto, o fato de ser geralmente inviável relacionar cada frequência que aparece na assinatura da máquina a uma origem específica ou fonte, não é motivo de desespero; interessa tão somente considerar as frequências que podem ser relacionadas a uma determinada fonte de origem, observando e acompanhando cuidadosamente as variações que nelas ocorrerem [1, 20].

Para medidas de vibrações, utilizam-se transdutores sensíveis ao deslocamento, velocidade e aceleração, sendo que, o parâmetro utilizado para análise é a severidade de vibração, que é o nível máximo de vibração, medido ou calculado, em uma posição selecionada e dentro de condições operacionais e ambientais pré-ajustadas. Esta velocidade de vibração selecionada é caracterizar pela seguinte expressão:

$$V_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T v^2(t) dt}$$

onde:

T = período;

t = tempo;

- a) A severidade das vibrações às baixas frequências é proporcional ao deslocamento das partes móveis;
- b) A severidade na faixa de frequências médias é proporcional à velocidade das partes móveis;
- c) A severidade das vibrações às altas frequências, é proporcional à aceleração das partes móveis.

Existe, é verdade, pouco consenso quanto às frequências que originam a passagem (cross-over) de baixas para médias e de médias para altas. Mas, em todos os casos de manutenção, a faixa de maior interesse se situa nas médias frequências, indicando a velocidade como o melhor parâmetro.

Além do mais, como os perigos de falhas são intuitivamente ligados à carga dinâmica, a velocidade é escolhida devido à sua maior estabilidade, sendo adotada como parâmetro universal para avaliar o funcionamento de uma máquina, já que tem sensibilidade tanto em baixa como em alta frequência, permitindo, ainda, uma informação de severidade, pois a velocidade é a amplitude de deslocamento vezes a frequência circular.

A figura 3.7 mostra os espectros de deslocamento, velocidade e aceleração de uma mesma vibração. O espectro de velocidade apresenta a evolução mais horizontal. Em comparação o espectro de deslocamento apresenta uma tendência de queda em torno de -6dB/oitava. Por sua vez o espectro de aceleração, com sua ênfase das altas frequências, leva a um crescimento nas frequências importantes para o reconhecimento antecipado de danos.

No passado, os sensores de vibração mediam principalmente deslocamento vibratório. Hoje em dia é mais usual medir a velocidade de vibração e a aceleração.

Isso está baseado no fato de que, à medida que a velocidade das máquinas aumenta, os deslocamentos vibratórios se tornam menores, ficando mais difíceis de serem detectados. Além disso, é fisicamente mais fácil medir a velocidade de vibração e, ainda mais acessível, a aceleração da vibração. A medição de deslocamento enfatiza

as baixas frequências. Componentes de vibração em alta frequência importantes não são apresentados em intensidade suficiente em termos de deslocamento e são de especial importância para o reconhecimento preliminar de danos.

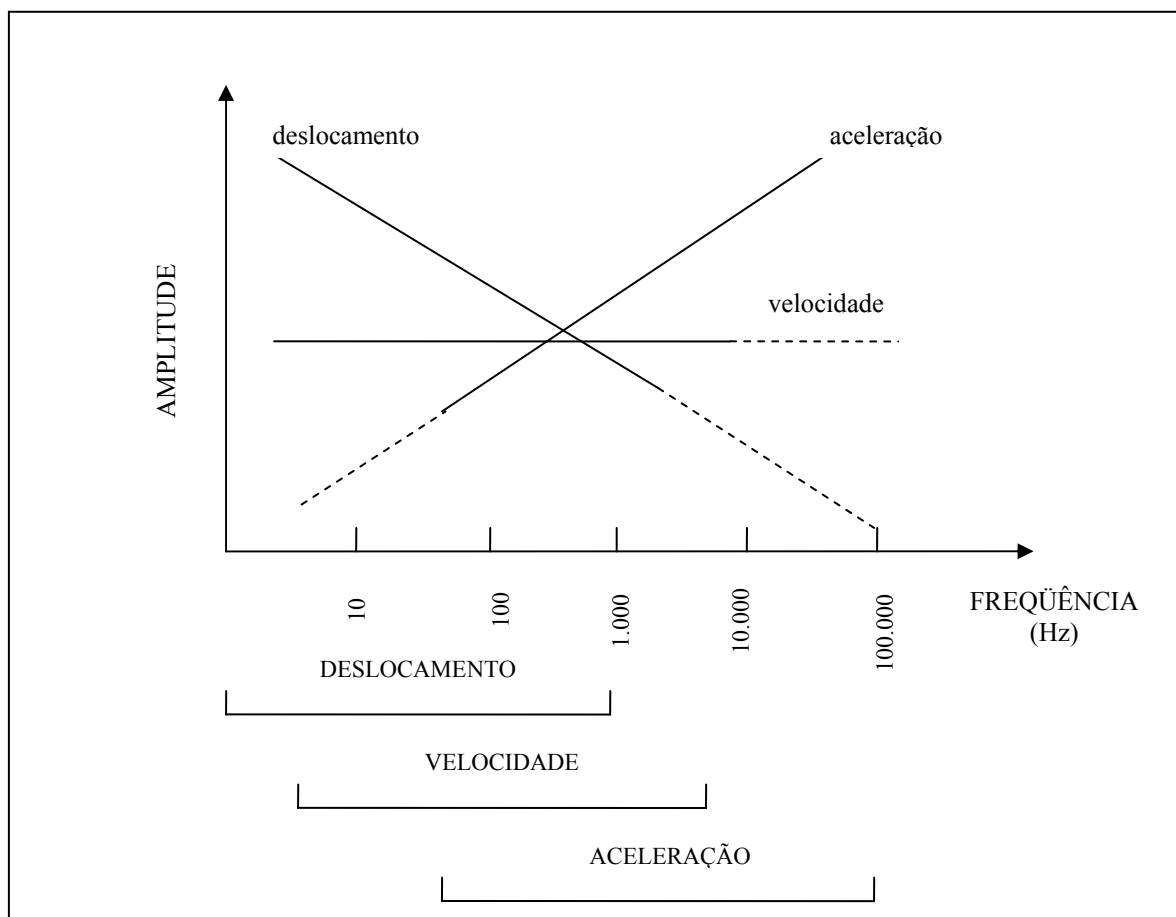


Figura 3.7 – Comparação das amplitudes das grandezas dinâmicas com a frequência.

Por isso, a partir de uma frequência de  $f \approx 1\text{kHz}$  deve-se medir a vibração em termos de aceleração, pois se por um lado o deslocamento diminui fortemente com a frequência, por outro lado o crescimento pronunciado do sinal de aceleração em altas frequências favorece sua utilização proporcionando uma boa relação sinal/ruído. Velocidade e aceleração vibratória são hoje os parâmetros certos a serem usados para avaliação de máquinas de velocidades média e alta, enquanto o deslocamento vibratório só é empregado na avaliação de grandes estruturas e máquinas de baixa rotação [39].

### **4.1– Introdução**

A análise de vibrações de um equipamento é uma ferramenta importante tanto para a determinação das ações de manutenção de que ele necessita, quanto para descobrir a causa básica de uma falha por ventura ocorrida, embora não deva ser esquecido que a análise de vibrações é somente um dos elementos a ser considerado.

Um programa de manutenção preditiva baseado em análise de vibração inclui:

- a) medir periódica ou continuamente a vibração dos equipamentos;
- b) estabelecer níveis de alarme para separar as máquinas saudáveis das que têm algum problema;
- c) analisar a vibração dos equipamentos onde ela ultrapassa o nível de alarme para decidir se a máquina vai precisar de uma intervenção, qual a severidade do problema e quando deve ser feita essa intervenção.

A maior parte das medições vai indicar que o equipamento está em bom estado. Nos poucos casos em que o nível de vibração ultrapassa o nível de alarme, uma análise deve ser feita para determinar qual o defeito existente na máquina, qual a sua severidade e se é necessário uma intervenção urgente ou programada. [1, 2]

### **4.2– Características da Análise Espectral**

Atualmente devido ao desenvolvimento da instrumentação, o espectro de frequência de um sinal no tempo é estimado rapidamente com o algoritmo FFT (Fast Fourier Transform) através do processamento digital do sinal.

Esta técnica manipula dados amostrados e digitalizados no domínio do tempo e os transforma em amostras de espectro do sinal contínuo analisado. A Figura 4.1 é um

diagrama ilustrando o procedimento utilizado para aquisição e tratamento do sinal mecânico de vibração.

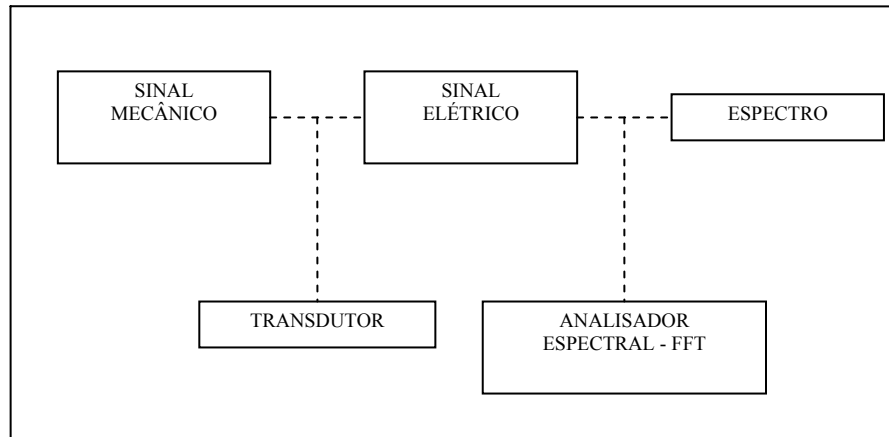


Figura 4.1 – Diagrama de processamento de sinal de vibração.

A análise de um sinal através do algoritmo FFT apresenta duas características básicas:

a) Amostragem do Sinal:

Para que a amostragem sobre o sinal contínuo no tempo preserve todas as informações, devem-se obter as seguintes condições:

- O sinal contínuo no tempo requer um espectro em frequência limitado superiormente, ou seja, não devem existir no espectro  $f(t)$  frequências superiores à de corte limite superior;
- O limite superior de frequência precisa ser menor que a metade da taxa de amostragem aplicada ao sinal contínuo no tempo

Teorema de Amostragem:

Amostrar um sinal é transformar um sinal contínuo em discreto.

$$x(t_0), x(t_1), \dots, x(t_n).$$

Nos instantes:

$$t_0, t_1, \dots, t_n.$$

Tal que:

$$t_1 - t_0 = t_2 - t_1 = \dots = t_n - t_{n-1} = T_a$$

$$f_a = \frac{1}{T_a} \tag{4.01}$$

$$T_a = \frac{1}{2f_m} \tag{4.02}$$

onde:

$T_a$  = período de amostragem;

$f_m$  = frequência máxima.

A grande maioria dos sinais de vibração não é limitada em frequência, porém a partir de um determinado valor de frequência as amplitudes dos componentes espectrais caem severamente. Pode-se considerar que a partir de um determinado valor “ $f_m$ ” a contribuição de energia dos componentes não soma significativamente para energia total do sinal  $f(t)$ .

Logo deve-se abandonar estes componentes de frequências altas e forçar a limitação do espectro do sinal  $f(t)$ , fazendo-o passar através de filtro “passa baixa” com frequência de corte  $f_m$  de forma a garantir que seu espectro não tenha componente maior que a metade da frequência de amostragem do sinal.

b) Truncamento do Sinal ( $f_m$ ):

Para processamento será necessário truncar o sinal  $f(t)$  de modo que uns números finitos  $N$  de pontos sejam considerados.

Esta característica limita o conhecimento do sinal que é contínuo, aos valores amostrados durante um lapso de tempo chamado de “Janela de Tempo”, durante a qual a amostragem ocorre.

A taxa de amostragem escolhida e a capacidade de armazenamento disponível definem o lapso total de tempo empregado para amostrar o sinal, ou seja, a duração ( $N \times t$ ) da janela de tempo.

Em função destes princípios obtêm-se as seguintes expressões:

$$\Delta f = \frac{K f_{\text{máx}}}{N} \quad (4.03)$$

onde:

$\Delta f$  = resolução em frequência

$K \geq 2$  para evitar efeito "aliasing"

$N$  = número de pontos da amostra

Ou:

$$\Delta f = \frac{1}{T_0} = \frac{1}{\Delta t N} \quad (4.04)$$

onde:

$T_0$  = duração da janela de tempo

logo:

$$\Delta t = \frac{T_0}{N} \quad (4.05)$$

onde:

$\Delta t$  = intervalo de amostragem ( $T_a$ ).

Por exemplo, a [Figura 4.1] representa o gráfico das funções  $h(t)$  e sua transformada  $H(f)$ .

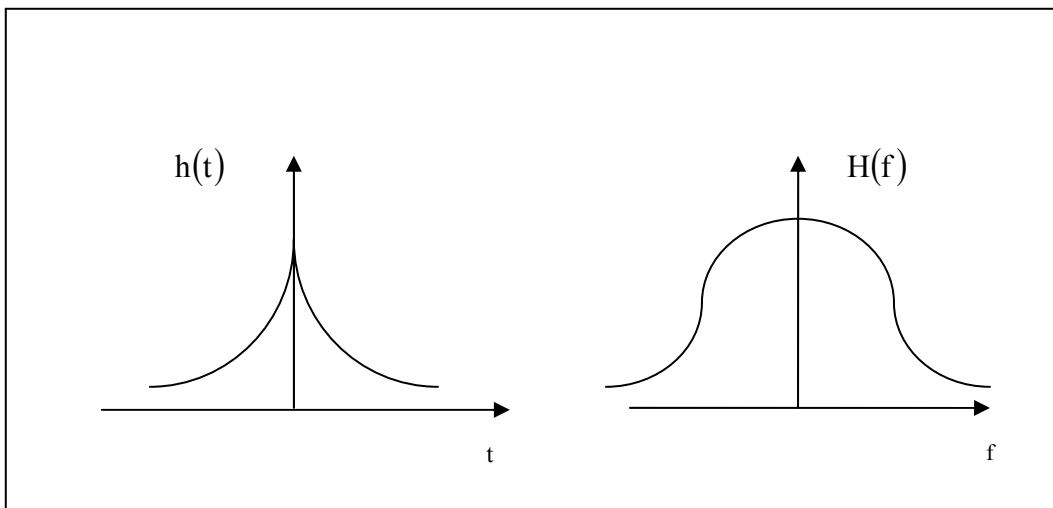


Figura 4.1 – Sinal no tempo  $h(t)$  e de sua transformada em frequência  $H(f)$ .

Para discretizar uma função é necessário amostrar o sinal  $h(t)$ .

Amostragem:  $h(t) \cdot \Delta_0(t)$



Onde:

$h(t)$  = função a ser discretizada;

$\Delta_0(t)$  = função de amostragem (pente de Dirac);

$T_a$  = intervalo de amostragem.

$$h(t) \cdot \Delta_0(t) = h(t) \sum_{-\infty}^{\infty} \delta(t - K T_a) = \sum_{-\infty}^{\infty} h(K T_a) \delta(t - K T_a) \quad (4.06)$$

A [Figura 4.2] exemplifica o esquema da transformada digital de Fourier

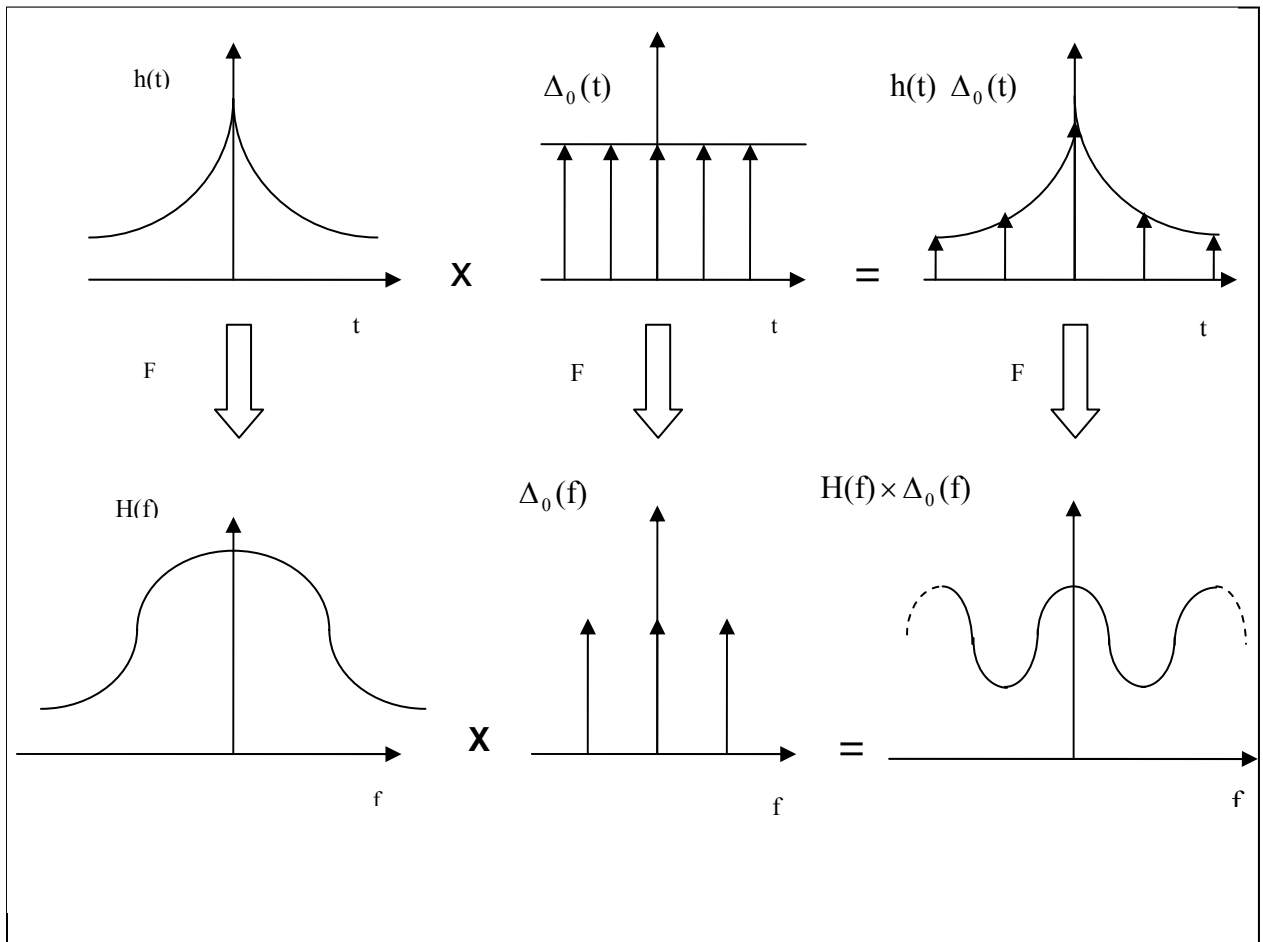


Figura 4.2 – Diagrama esquemático da transformada digital de Fourier.

Portanto digitalizar um sinal é transformar um sinal contínuo em uma seqüência de números.

Deve-se observar que se pode ter uma diferença em relação ao original introduzida pela amostragem (aliasing effect).

Se a função  $h(t)$  não é limitada em frequência (filtro passa baixa), ou seja,  $H(f) = 0$  para algum  $(f) f_c$ , então a amostragem irá produzir o efeito “aliasing”.

Para atenuar este erro o recurso é amostrar mais rápido, ou seja, diminuir o intervalo de amostragem.

No domínio do tempo o sinal é contínuo é multiplicado por uma função retangular, já no domínio da frequência, esta multiplicação se traduz pela convolução dos dois espectros, o do sinal contínuo e o da função retangular.

O quanto um sinal calculado através destas técnicas representará o espectro contínuo do sinal original, dependerá das aproximações envolvidas, isto é:

- Da precisão da conversão análogo – digital;
- Da frequência de corte;
- Da qualidade do filtro;
- Da função janela de tempo utilizada, etc.

Desta forma, torna-se fundamental a qualidade do equipamento utilizado para medir e analisar vibrações.

### ***4.3– Identificação das Frequências de Vibração***

A chave do diagnóstico de falhas, através da análise espectral é a associação do defeito à frequência de vibração [Figura 4.3].

Para tal, torna-se fundamental o cálculo das frequências esperadas quando a máquina está operando numa determinada rotação.

O cálculo destas frequências envolve fórmulas ou equações desenvolvidas para cada elemento de máquina e considerações de processamento de sinais.

Fundamentos da relação entre a vibração e as principais falhas das máquinas:

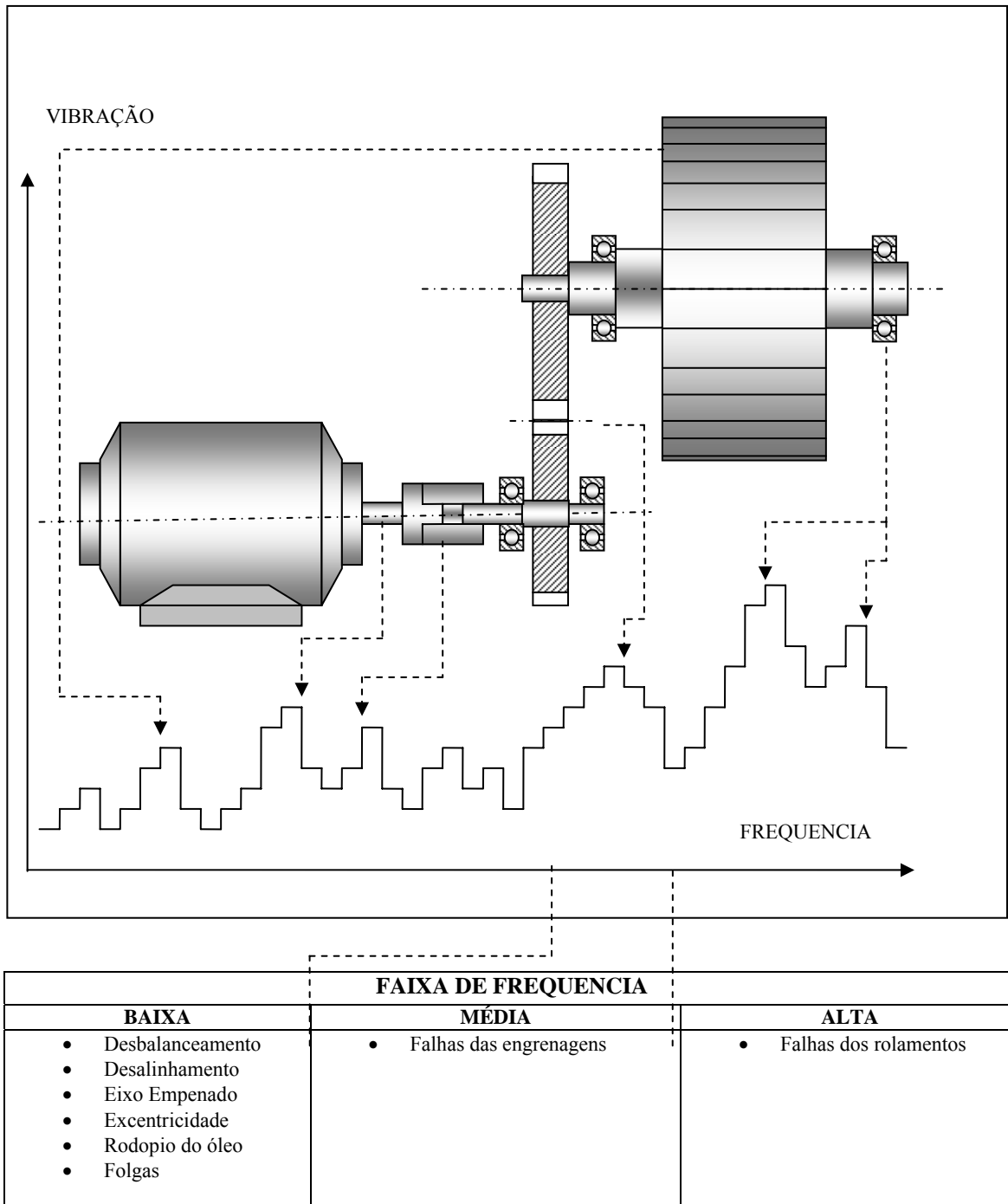


Figura 4.3 – Sistema mecânico e seu espectro em frequência [ 2 ].

### **4.3.1– Diagnose de Desbalanceamento**

Qualquer corpo em movimento gera uma coleção de esforços dinâmicos sobre outros corpos que o suportam.

Quando uma máquina é projetada, prevêem-se níveis admissíveis de esforços em todas as suas partes, tais como: mancais, blocos, eixos, suportes, parafusos etc... . Estes esforços previstos são em parte estáticos e parte dinâmicos, ambos perigosos e respeitáveis. Uma fonte comum de esforços dinâmicos em máquinas é o desbalanceamento, formado por alguns desequilíbrios de massa.

As forças geradas no desbalanceamento, mesmo pequenas, aumentam em muito o trabalho das partes da máquina ocasionando, no mínimo, uma redução de sua vida útil.

Reduzir a vida útil é um prejuízo, mas é também, um custo que aparecerá discretamente. As outras conseqüências do desbalanceamento são mais imediatas: perda de qualidade, aumento de refugos, vibração, ruídos, desconforto, quebra de partes, parada de produção, acidentes, etc... [ 3 ].

#### **4.3.1.1– Origens do Desbalanceamento**

Desde a concepção inicial de uma máquina o projetista otimiza as funções, a performance e a fabricação de sua idéia. Assim, o resultado será uma máquina de boa qualidade. Mas são inevitáveis as assimetrias, as tolerâncias dimensionais e os desvios de forma. Somam-se ainda as imperfeições da matéria prima e da montagem. Qualquer um destes erros ou uma combinação destes irá destruir a condição de perfeita distribuição de massa em torno do eixo de rotação de um rotor, gerando o desbalanceamento.

As fontes mais comuns de desbalanceamento são:

- a) Configuração assimétrica;
- b) Fundição e / ou usinagem excêntricas;
- c) Inclusão e / ou vazios em peças forjadas ou fundidas;
- d) Mancais e / ou acoplamentos não concêntricos;

- e) Distorções permanentes térmicas ou por esforços;
- f) Incrustações, desgaste ou corrosão.

A vibração causada pelo desbalanceamento normalmente domina o espectro e ocorre na frequência da rotação (1 x RPM). Sua amplitude é proporcional à quantidade de desbalanceamento e ao quadrado da rotação. Normalmente as maiores amplitudes são radiais, ou seja, horizontal ou vertical. Já em rotores em balanço as amplitudes na direção axial podem ser as maiores [ 2, 3 ].

O desbalanceamento pode ser dividido em três tipos:

- a) Desbalanceamento Estático: é definido como a excentricidade do centro de gravidade de um rotor, causado por uma massa desequilibrada a um certo raio do centro de rotação. As vibrações nos mancais são estáveis e em fase. Sempre existe a vibração em 1 x RPM. Isto pode ser corrigido pela colocação de uma massa de correção em um único plano que passa pelo centro de gravidade (CG) do rotor. Ilustração Figura 4.4.
- b) Desbalanceamento Dinâmico Puro: é caracterizado por o eixo de giro passar pelo centro de gravidade (CG) do rotor, porém não ser o eixo principal de inércia. Ilustração Figura 4.5.
- c) Desbalanceamento dinâmico: é caracterizado por o eixo de giro não passar pelo centro de gravidade do rotor, não ser o eixo principal de inércia do rotor e também, seu conjugado de forças fazer com que os mancais vibrem defasados de 180°. As vibrações são radiais em 1 x RPM, podendo em alguns casos apresentar também uma vibração axial. Sua correção é feita no mínimo em dois planos. Ilustração Figura 4.6.

Como vimos qualquer erro de massa que ocorre no rotor provoca mudança de posição do centro de gravidade da seção transversal que contém o erro. O somatório destes desvios é o afastamento do eixo principal de inércia do eixo de rotação, ou seja, a massa do rotor não estará perfeitamente distribuída ao redor do eixo de rotação.

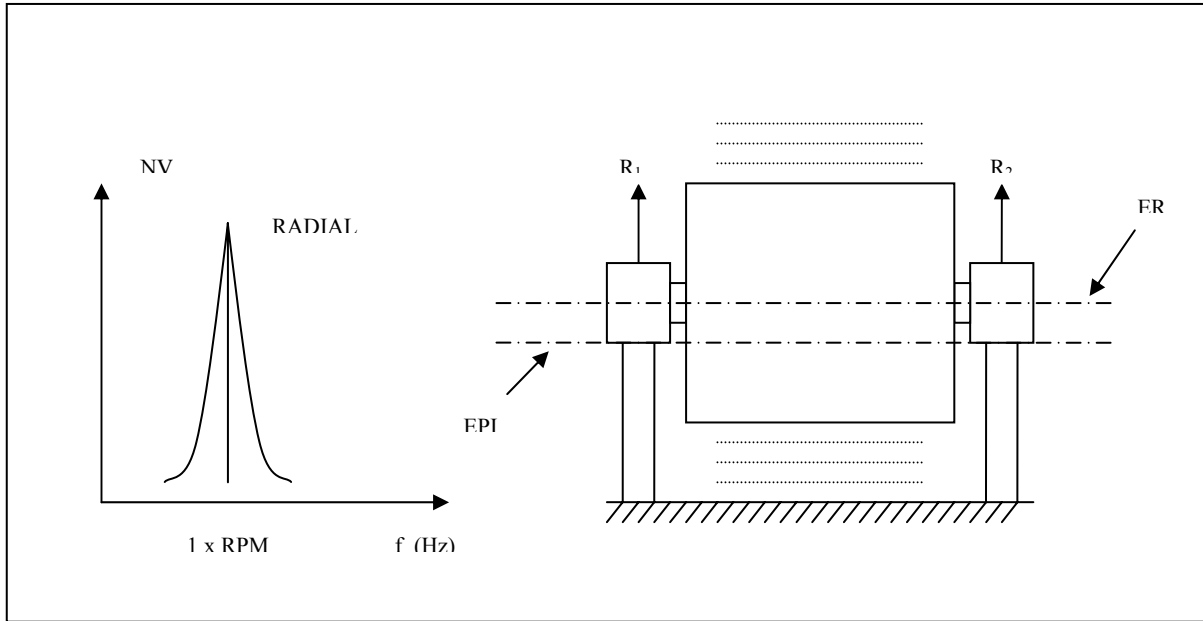


Figura 4.4– Desbalanceamento estático

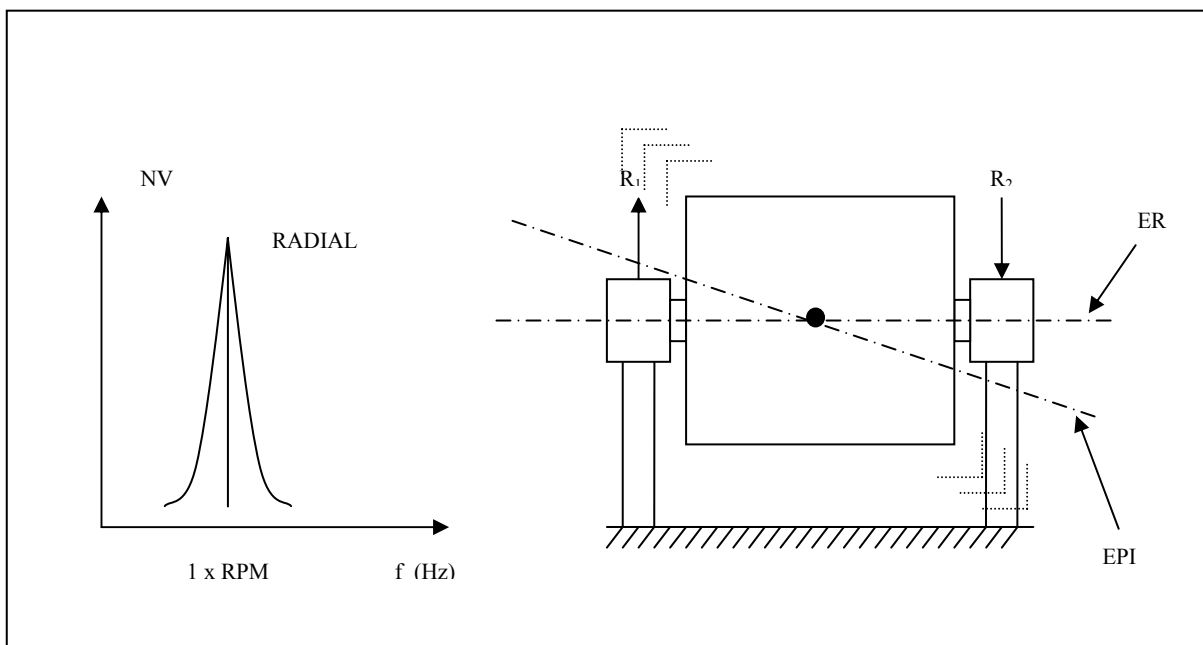


Figura 4.5 – Desbalanceamento dinâmico puro

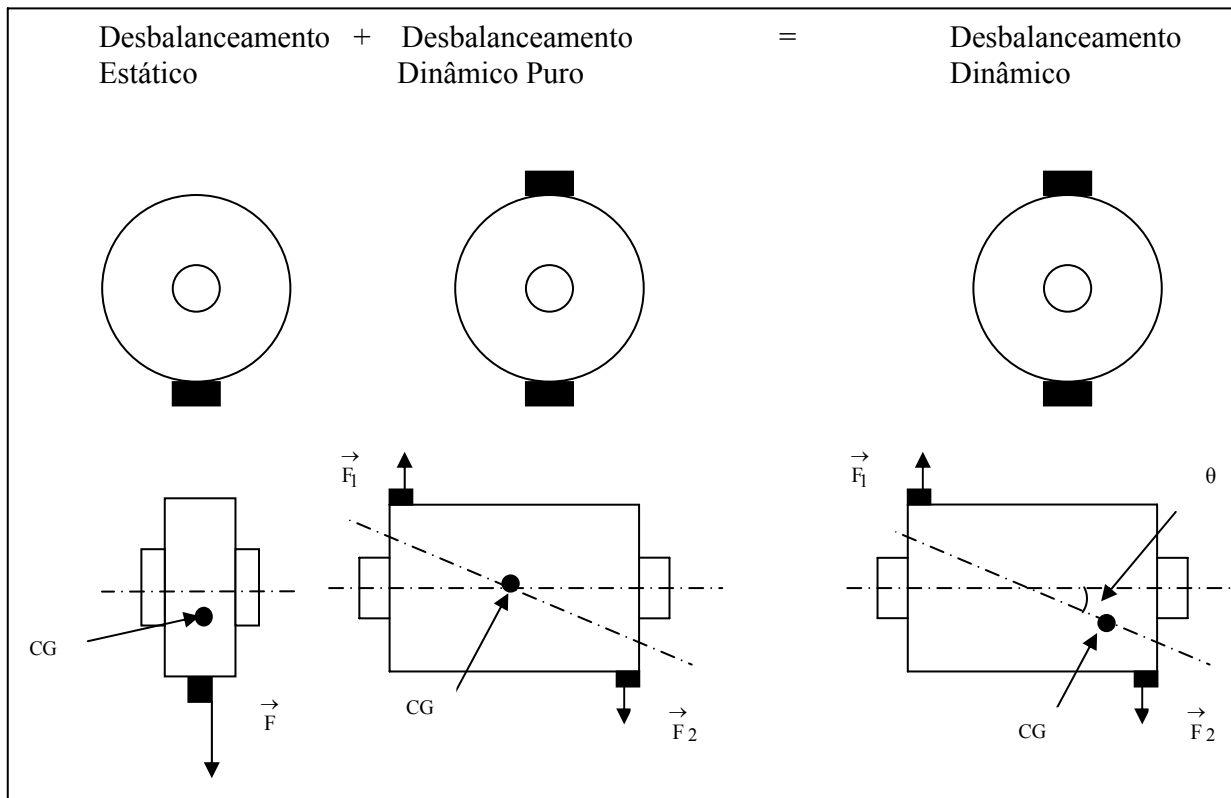


Figura 4.6– Desbalanceamento dinâmico

seja:

$$h(t) = A \cos(2\pi f_i t) \quad (4.07)$$

É o sinal de uma peça desbalanceada. Sendo:

A = Amplitude;

$f_i$  = a frequência de rotação do eixo.

A transformada de Fourier deste sinal é igual a:

$$H(f) = \frac{A}{2} \delta(f - f_i) + \frac{A}{2} \delta(f + f_i) \quad (4.08)$$

Na prática só tem sentido os valores positivos em frequência.

Assim, um desbalanceamento como mostrado na Figura 4.7, apresenta apenas a frequência de rotação.

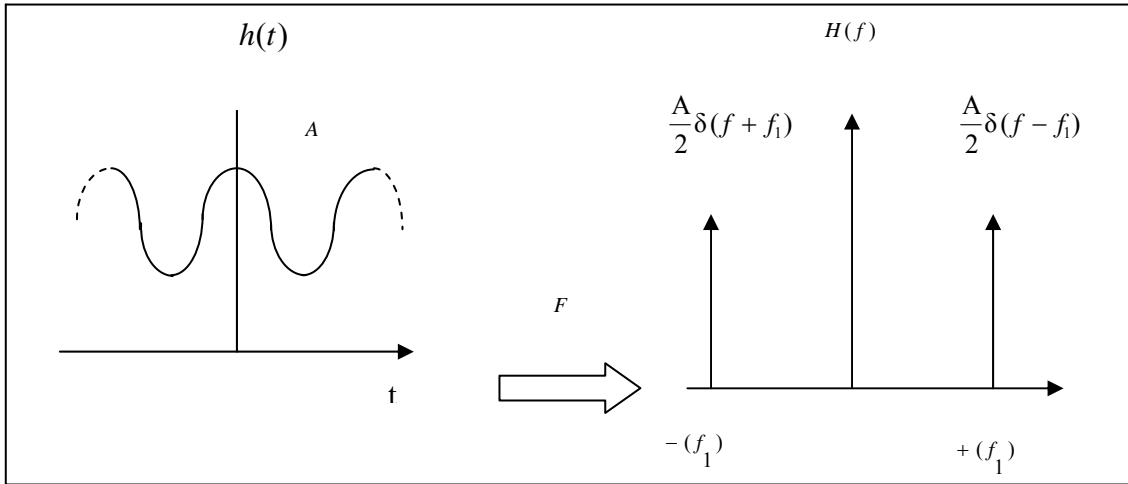


Figura 4.7 – Transformada de Fourier do sinal =  $A \cos(2\pi f_1 t)$ .

A amplitude é estável e proporcional ao desequilíbrio, sendo maior na direção radial, exceto para rotores em balanço, onde o desbalanceamento causa vibrações radiais e axiais altas em 1x RPM. As vibrações axiais nos dois mancais tendem a estar em fase. Já na horizontal, as fases podem ser diferentes e instáveis. O balanceamento destes rotores é mais trabalhoso, necessitando de correção em dois planos. A dificuldade é maior em rotores estreitos. Ilustração Figura 4.8.

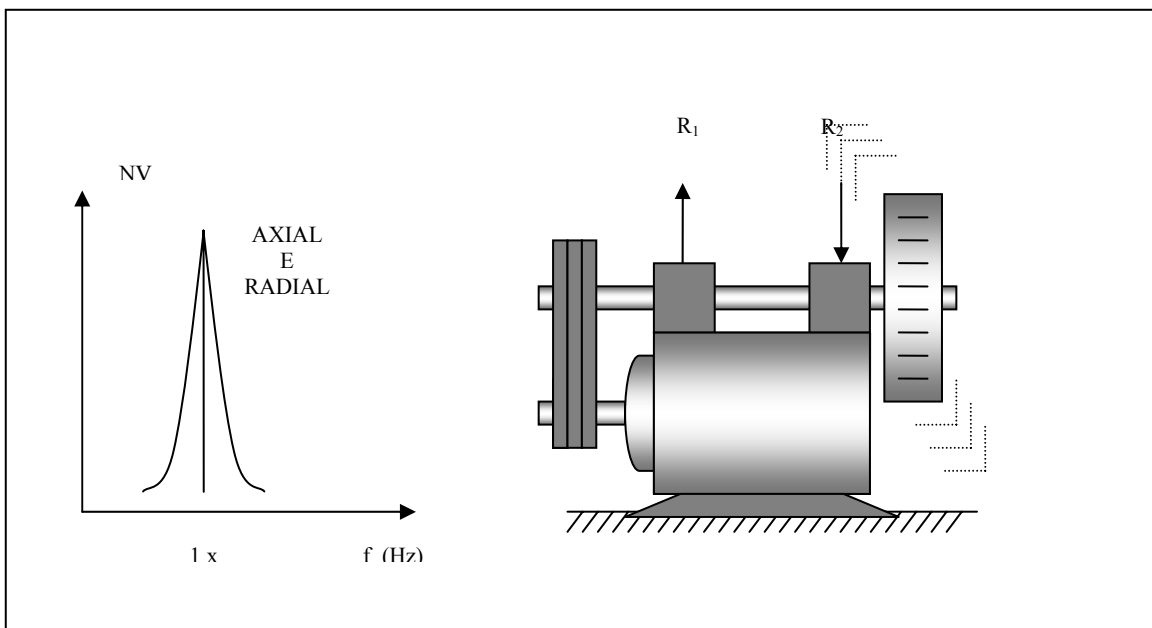


Figura 4.8 – Desbalanceamento de um rotor em balanço



### 4.3.2– Diagnóse de Desalinhamento

O desalinhamento é um problema tão comum como o desbalanceamento, e a razão é muito simples: Numa montagem mecânica existem vários eixos, mancais e acoplamentos com características dinâmicas diferentes (mobilidades diferentes). Quando o conjunto gira, forças dinâmicas interagem entre si excitando vibrações no sistema.

A Figura 4.9 ilustra os três casos possíveis de desalinhamento em acoplamentos:

- Desalinhamento angular: as linhas de eixos fazem um ângulo entre si;
- Offset (paralelismo): os eixos são paralelo, porém deslocados um do outro;
- Combinado: uma combinação dos desalinhamentos angular e offset.

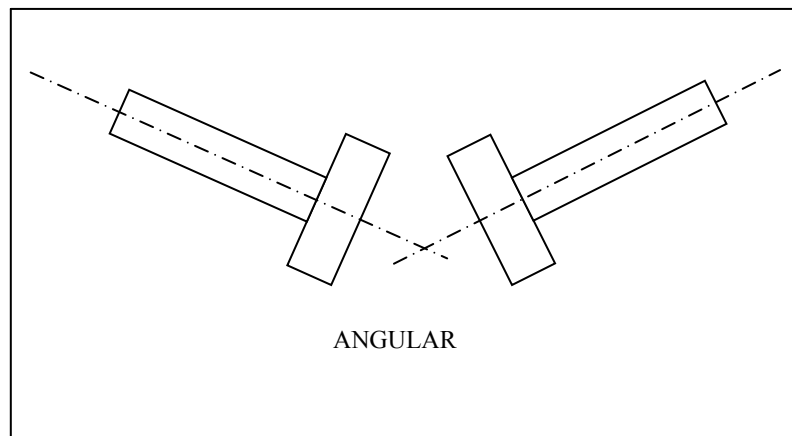


Figura 4.9 (a) – Desalinhamento angular

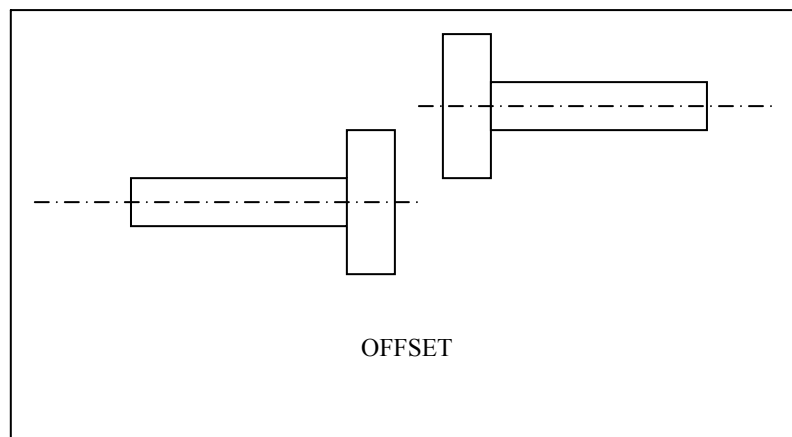


Figura 4.9 (b) – Desalinhamento tipo offset.

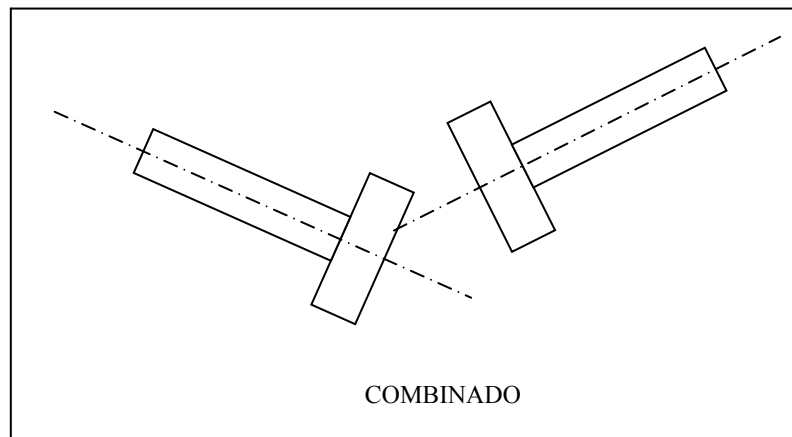


Figura 4.9 (c) – Desalinhamento combinado  
(offset+angular)

#### 4.3.2.1 – Desalinhamento Angular

Geralmente, um eixo empenado age no sistema como um eixo desalinhado, e evidentemente suas vibrações características são de desalinhamento.

O desalinhamento mesmo com acoplamentos flexíveis, cria forças, axiais e radiais, que geram vibrações axiais e radiais. Isto é verdade mesmo quando o desalinhamento está dentro dos limites de flexibilidade do acoplamento. A amplitude das forças e, portanto o nível de vibração gerado aumentará como aumento do desalinhamento. A característica marcante do desalinhamento e do eixo empenado é o aparecimento de vibrações nas direções radial e axial. Por isso, devem ser feitas sempre medidas de vibração axial.

Normalmente, a frequência de vibração é 1 x RPM do eixo; contudo, quando o desalinhamento é severo, a frequência é de segunda ordem (2 x RPM) e muitas vezes também aparecem vibrações de terceira ordem (e altas ordens). As Figuras 4.10 e 4.11 ilustram o desalinhamento angular e a representação de seu espectro:

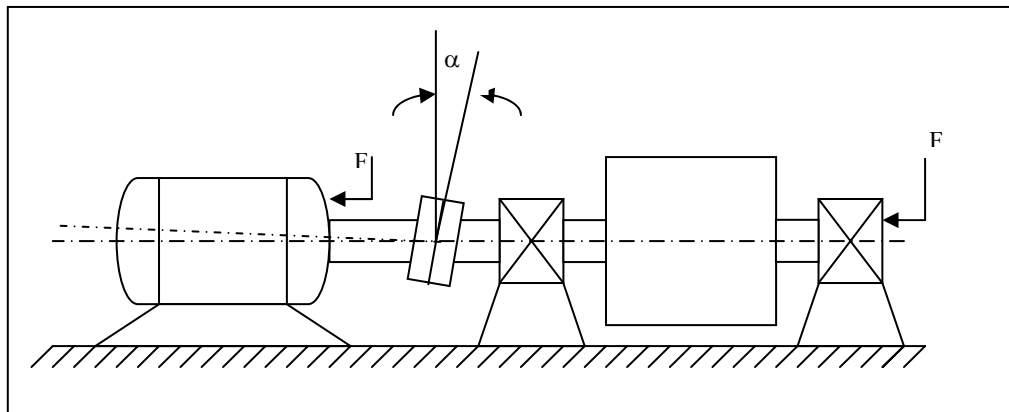


Figura 4.10 – Desalinhamento angular

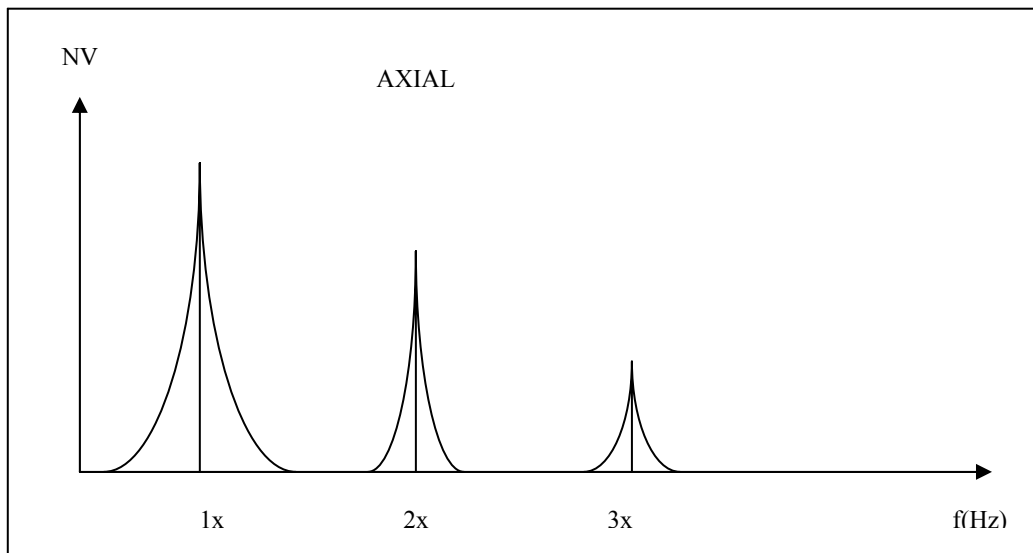


Figura 4.11 – Espectro de vibração devido desalinhamento angular.

O desalinhamento angular é caracterizado pela predominância de vibração axial e defasagem de  $180^\circ$  nas vibrações nos dois mancais próximos do acoplamento. Tipicamente, o componente em  $1 \times \text{RPM}$  predominará o espectro, apesar de existir, em menor intensidade, o componente de  $2 \times \text{RPM}$ . Contudo, raramente podem aparecer componentes de alta ordem, prováveis indicativos de problemas no acoplamento.

Saavedra em experiências realizadas concluiu que a amplitude de vibração da componente fundamental,  $1 \times \text{RPM}$  da máquina, não varia com a magnitude do desalinhamento.

A amplitude na frequência de 2 x RPM, é a que mais varia e para acoplamento de 4 apoios a variação maior é para a de quatro vezes a rotação.

O resultado destas experiências contradiz a maioria das tabelas indicativas associando frequência de vibração a desalinhamento.

Uma boa parte dos autores afirma que a frequência de vibração predominante é a de 1 x RPM podendo ocorrer em alguns casos harmônicos de 2<sup>a</sup>, 3<sup>a</sup>, 4<sup>a</sup> ordem com amplitudes maiores que a frequência.

Existe também, um consenso de que a amplitude na direção axial elevada é um bom indicativo de desalinhamento.

A Figura 4.12 a seguir ilustra o eixo desalinhado e fixado rigidamente por parafusos ou outro dispositivo em seu acoplamento.

Nesta figura podemos ver que a linha tracejada representa o que acontece durante uma revolução, considerando o eixo da esquerda fixado rigidamente e pinado na região do flange indicado por uma linha de centro entre os furos do pino. É nítida a amplitude mais elevada ser na direção axial. Uma característica do desalinhamento.

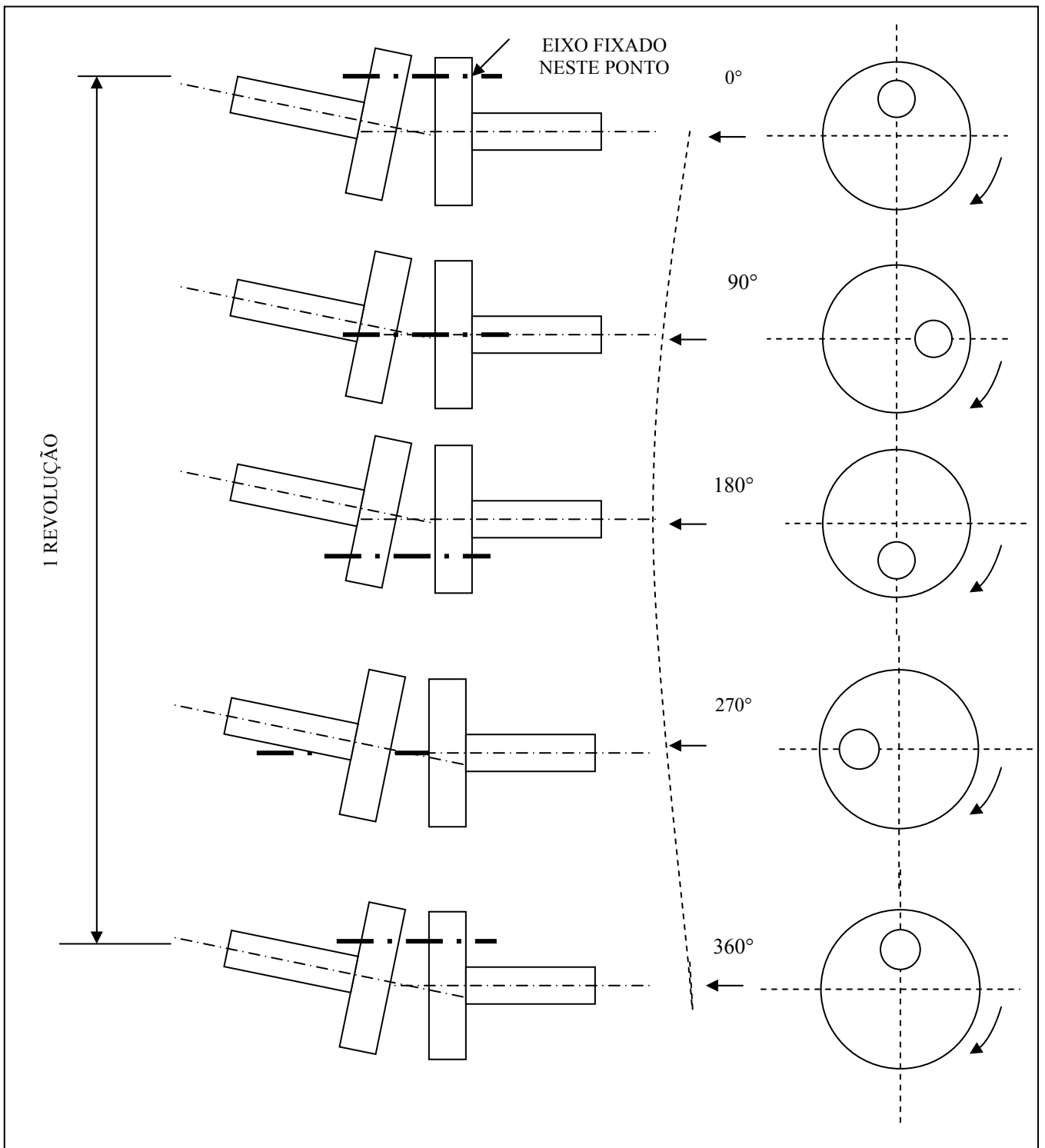


Figura 4.12 – Fixação de eixo com desalinhamento angular.

### 4.3.2.2 – Desalinhamento Offset

O desalinhamento offset Figura 4.13, produz vibração radial em  $2 \times$  RPM da máquina. Outras vezes, devido aos vários pinos, encaixes (dentes) e parafusos de fixação do acoplamento, podem aparecer vibrações de altas ordens.

Este tipo de desalinhamento tem sintomas similares ao do desalinhamento angular, porém apresenta altas vibrações radiais e defasadas de  $180^\circ$  entre dois pontos através do acoplamento. Geralmente, o componente em  $2 \times$  RPM tem maior amplitude que o de  $1 \times$  RPM. A diferença entre os picos em  $2x$  e  $1x$  é ditada pelo tipo de acoplamento usado e mobilidade do sistema de eixos. Quando os desalinhamentos angular e offset tornam-se severos, podem aparecer picos em altas frequências  $4x - 8x$  RPM ou mesmo uma série de altas frequências harmônicas. O tipo de acoplamento tem grande influência na forma do espectro de vibração resultante do desalinhamento.

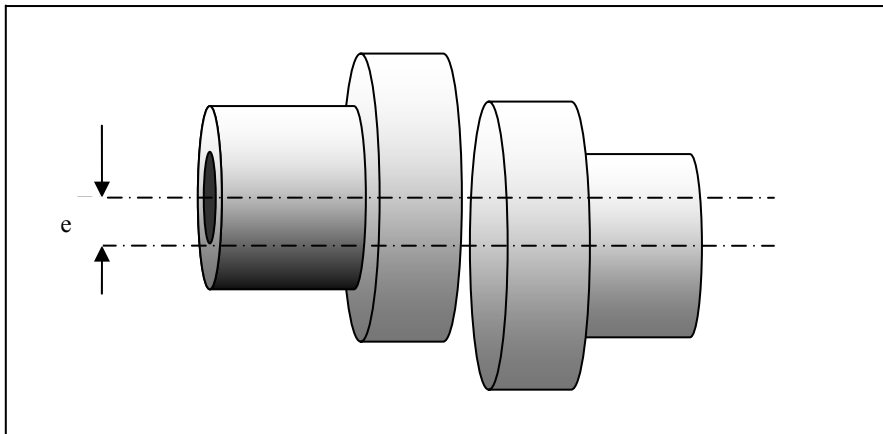


Figura 4.13 – Ilustração de um acoplamento de eixos com desalinhamento offset

A Figura 4.14 ilustra o espectro de vibração provocado por um desalinhamento offset.

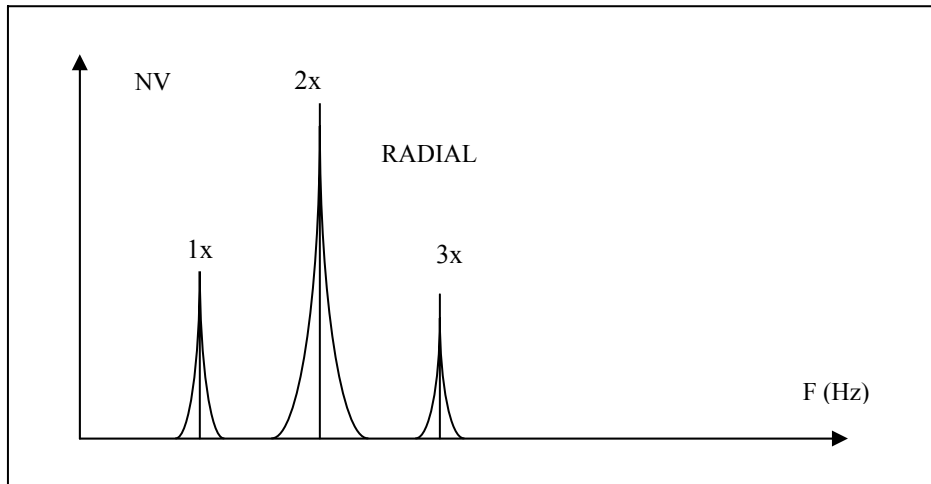


Figura 4.14 – Espectro de vibração devido a desalinhamento offset.

### 4.3.3– Diagnóstico de Folgas Mecânicas

As folgas são consideradas amplificadoras de vibração. Diz-se que não existiria vibração em um mecanismo folgado caso não ocorressem forças excitando o sistema, tais como, desbalanceamento e desalinhamento [2]. Estas folgas causam vibrações geralmente em frequências múltiplas e pares da rotação do eixo e também de altas ordens. A característica importante, é o aumento da vibração na direção da fixação, quase sempre vertical, seguida do aparecimento de uma vibração de  $\frac{1}{2} \times \text{RPM}$ .

Nas tabelas, relacionando folgas e frequência de vibração, há um consenso de que a frequência de rotação acompanhada de harmônicos é um sinal característico deste tipo de falha, em particular a frequência de  $2 \times \text{RPM}$  do eixo.

Podemos classificar as folgas mecânicas em três tipos:

- a) **Tipo A:** Estas são folgas estruturais ou falta de rigidez na fundação, na placa de base ou no pé da máquina. Também às distorções de base e pedestais, folgas nos chumbadores ou recalque do solo. As vibrações verticais

(predominante) no pé da máquina e na base são defasadas de 180°. Ilustração Figura 4.15 e 4.16.

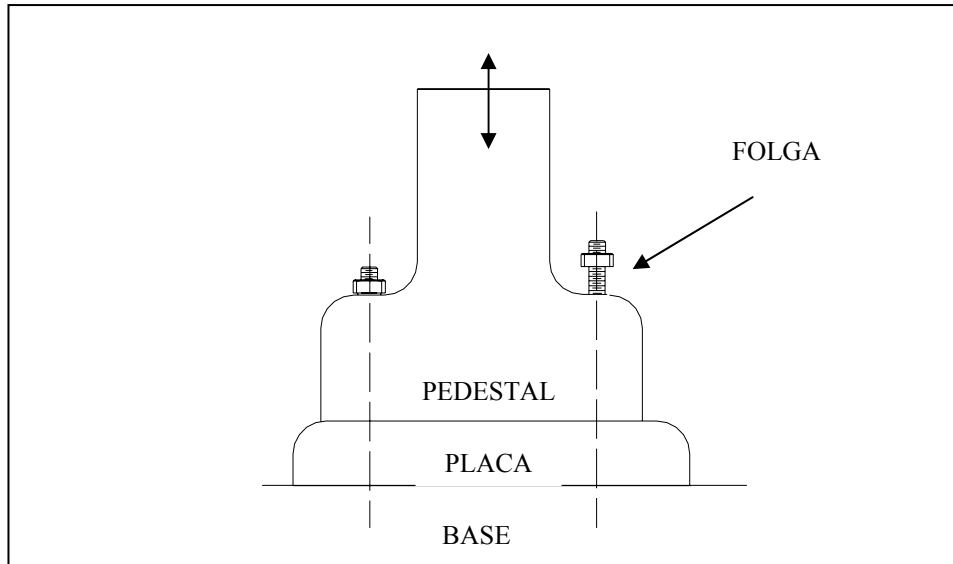


Figura 4.15 – Vibração devida folga na fixação de placa de base.

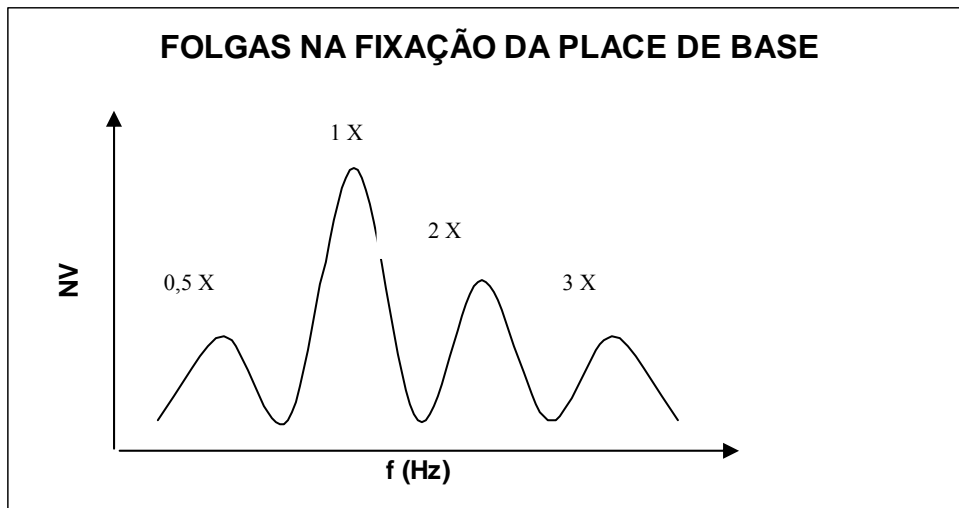


Figura 4.16 – Espectro de vibração devida folga na fixação de placa de base.

- b) **Tipo B:** São folgas devido a parafusos frouxos, trincas no pedestal ou no próprio mancal. Ilustração Figura 4.17 e 4.18.



Na Figura 4.17 podemos observar a ilustração de um mecanismo desbalanceado com os parafusos do mancal frouxos. A força devido ao desbalanceamento quando dirigida para cima e para baixo gera a frequência de 2x RPM do eixo em um sensor colocado na vertical do mancal, e quando a folga for lateral, também ocorre a frequência de 2x RPM do eixo em um sensor disposto na horizontal.

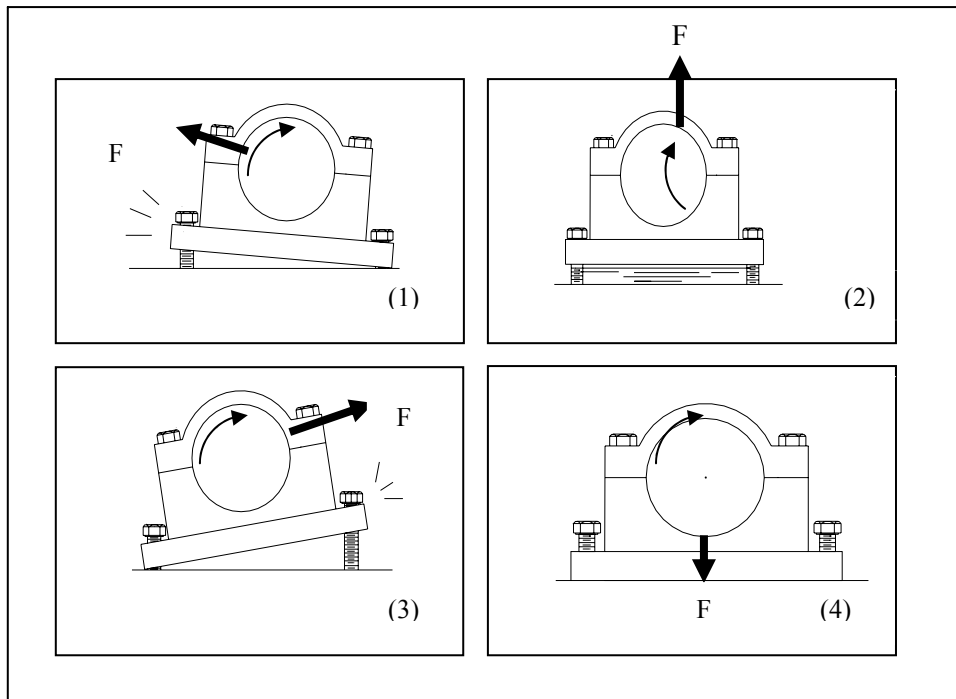


Figura 4.17 – Vibração devida folga na fixação do mancal de sustentação.

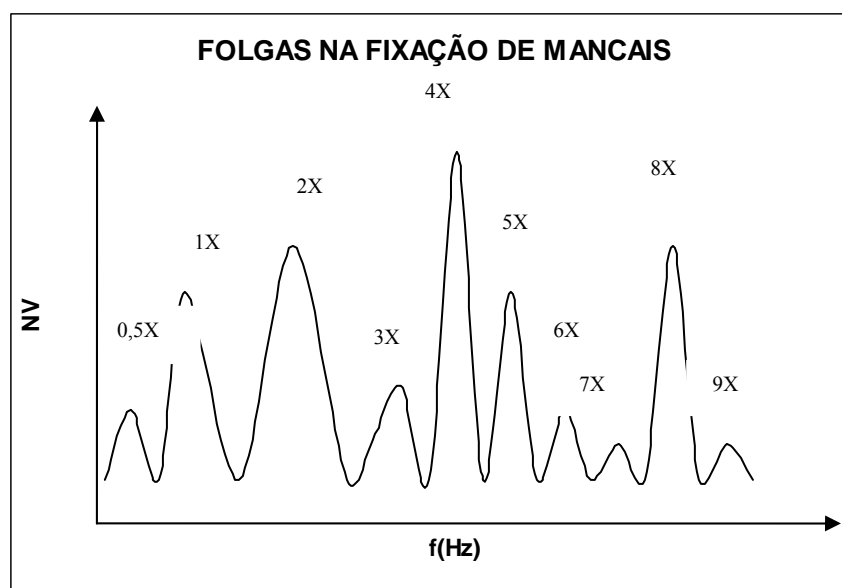


Figura 4.18 – Espectro de vibração devida folga na fixação do mancal de sustentação.

- c) Tipo C: São folgas geradas por fixação inadequada entre as partes da máquina. Com a ação das forças dinâmicas do rotor surgem efeitos não lineares, alterando periodicamente a rigidez do sistema. Assim, as vibrações terão características idênticas ao batimento truncado. Aparecerão componentes sub-harmônicos e inter-harmônicos. Também são deste grupo folgas entre a bucha e a capa do mancal, entre o anel interno do rolamento e o eixo, ou entre o anel externo e a capa do mancal. As medidas de fase são geralmente instáveis, e podem variar bastante de um ponto de medida para outro. Ilustração Figura 4.19 e 4.20.

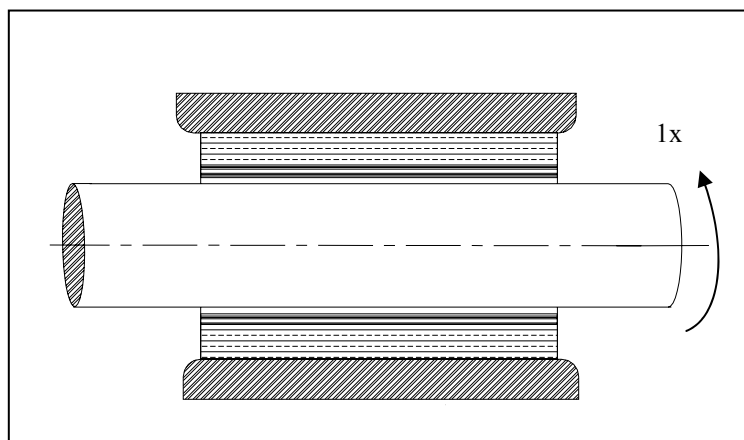


Figura 4.19 –Eixo com folga no mancal de deslizamento.

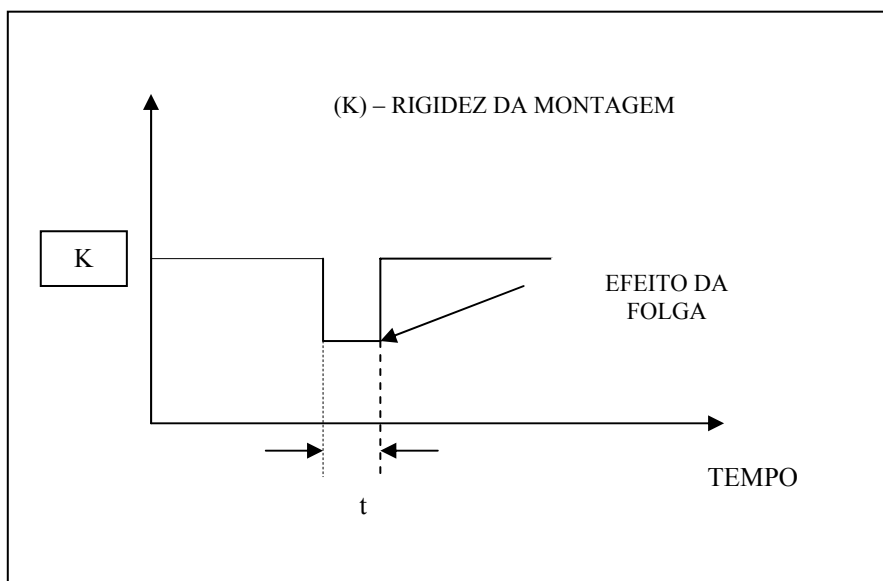


Figura 4.20 – Espectro de vibração devida folga.

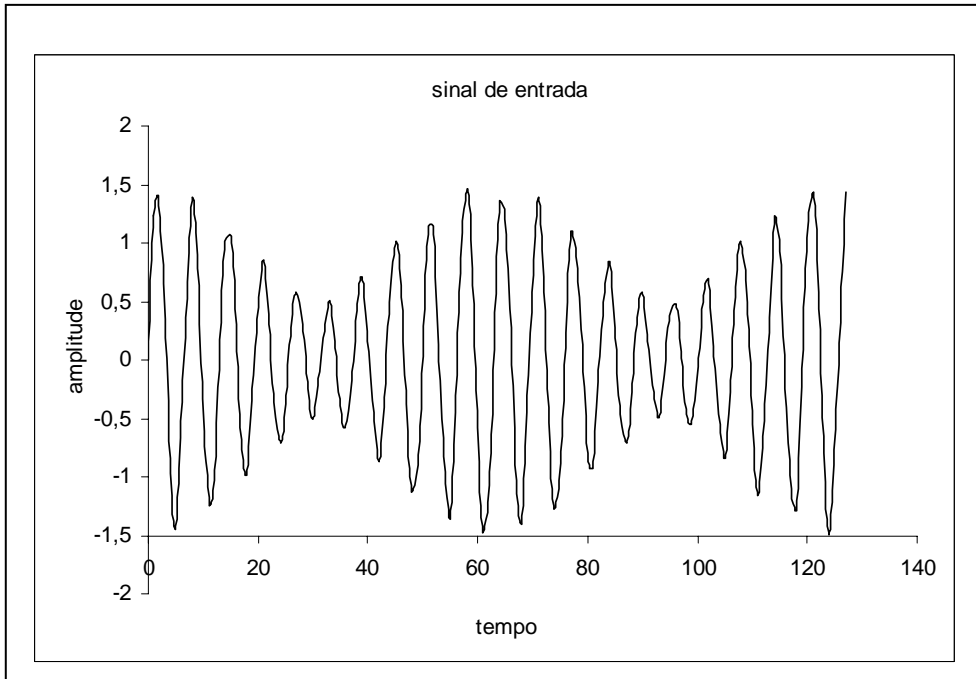


Figura 4.21 – Espectro de amplitude em função do tempo (batimento truncado)

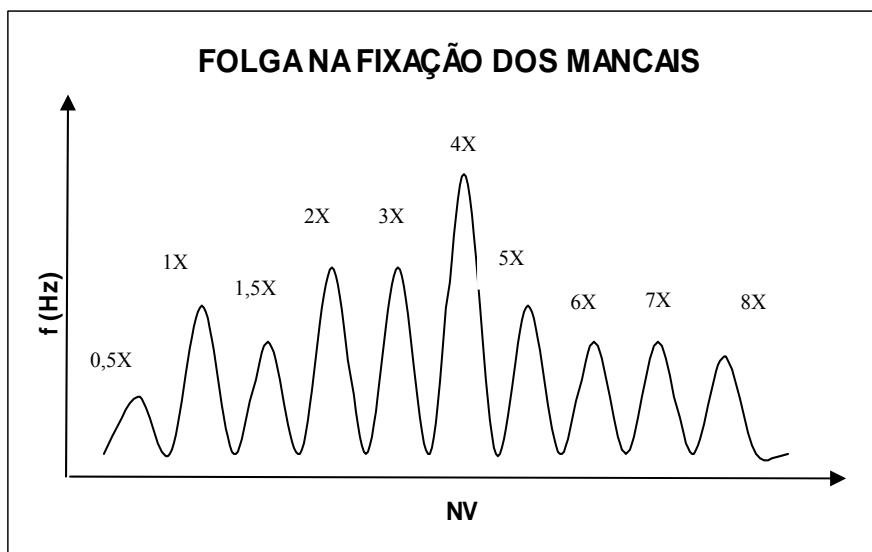


Figura 4.22 – Espectro de vibração devida folga no mancal de deslizamento.

#### ***4.3.4– Diagnose de Defeitos em Mancais de Deslizamento***

Desgaste, erosões, folgas entre buchas/carcaças e deficiência de lubrificação causam problemas nos mancais de deslizamento. Isto permite agrupar os problemas nos mancais de deslizamento em duas categorias de defeitos. Em uma delas, os erros são devidos aos aumentos das folgas entre eixo e bucha e entre a bucha e carcaça, causadas pelo desgaste das partes. Na outra categoria, os problemas são associados ao comportamento hidrodinâmico do óleo dentro do mancal.

##### ***4.3.4.1– Folgas nos Mancais e sua Identificação***

As folgas em mancais de deslizamento geralmente causam vibrações altas, principalmente se for folga entre o eixo e o mancal. Quando as buchas têm folgas excessivas, desbalanceamento, desalinhamento e outras forças vibratórias devem ser minimizadas, para não realimentar o processo de desgaste e ainda provocar afrouxamentos mecânicos (em sua fixação ou de peças próximas). Neste caso, o mancal com folgas não é a causa real do problema, ele simplesmente permite que aconteça mais vibração e suas conseqüências.

O desgaste de um mancal de deslizamento pode freqüentemente ser monitorado comparando os níveis de vibração horizontal e vertical. Máquinas montadas em estruturas ou fundações rígidas, normalmente apresentam maiores amplitudes de vibração na direção horizontal. Por várias vezes, onde a amplitude na direção vertical apareceu maior que a horizontal, o desgaste foi a principal causa. Assim um aumento da vibração vertical em relação à horizontal pode ser um indício de folgas em mancais de deslizamento.

##### ***4.3.4.1.1 – Rodopio do Óleo – Whirl Oil.***

O rodopio do óleo é um problema que pode ocorrer em máquinas com mancais de deslizamento funcionando com óleo sob pressão e operando em rotações altas.

O mecanismo do rodopio do óleo pode ser ilustrado com a ajuda das Figuras 4.23 e 4.24. No início da operação normal, o eixo da máquina provoca um fluxo de óleo dentro do mancal criando uma condição favorável de sustentação. Com isto, o eixo é ligeiramente elevado e o processo de sustentação hidrodinâmica desloca o eixo no sentido contrário à rotação.

Na situação normal o eixo atinge uma posição de equilíbrio que depende da rotação, do peso do rotor, da pressão e da viscosidade do óleo. O eixo, na sua posição excêntrica em relação à bucha, arrasta pela viscosidade o óleo para dentro de uma cunha hidrodinâmica, formando um filme de óleo estreito e altamente pressurizado. Se por qualquer motivo, o eixo for momentaneamente deslocado de sua posição de equilíbrio excêntrica, imediatamente será bombeada uma quantidade adicional de óleo para preencher o espaço deixado pelo eixo, aumentando a espessura do filme de óleo e com isto reduzindo a pressão de sustentação. O eixo sem as condições ideais de sustentação tenderá a voltar à situação anterior de equilíbrio. Este efeito transiente por si só já é suficiente para iniciar uma condição de vibração. O eixo descreverá uma trajetória orbital, ou uma órbita elíptica dentro do mancal. Se o amortecimento do sistema for suficiente, o eixo retornará à sua posição de equilíbrio dinâmico por um processo normal de vibração amortecida estável. Se o amortecimento for insuficiente e/ou se persistir a causa externa, o eixo continuará executando sua trajetória de rodopio.

O problema do rodopio do óleo pode ser devido a erros de projeto e também a outros problemas tais como: desgaste, mudanças de viscosidade, pressões insuficientes, etc...

A vibração devida ao rodopio do óleo é freqüentemente severa, porém facilmente identificável por sua freqüência que é levemente menor (5% a 8%) que 1/2 da RPM do eixo do equipamento. Por exemplo, uma máquina girando a 1200RPM, o rodopio de óleo estará na faixa de 5 a 8Hz.

O whirl oil (rodopio do óleo) geralmente não tem fase constante, quando esta vibração torna-se constante e com freqüência um pouco mais baixa que a do whirl, o fenômeno é denominado whip (chicoteamento).

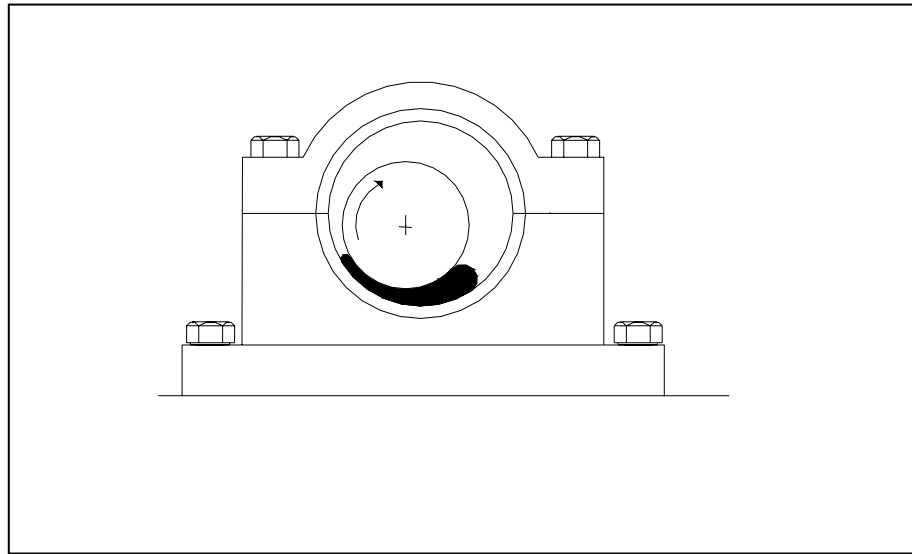


Figura 4.23 – Mancal com rodópio de óleo.

#### 4.3.4.1.2 – Whirl Seco

A lubrificação inapropriada de um mancal de munhão simples, também pode causar vibração. Se faltar lubrificação no mancal, ou se for usado lubrificante errado, poderá ocorrer um roçamento excessivo entre o eixo e o mancal estacionário. Esta fricção excita vibração no mancal e em outras partes da máquina. Esta vibração é semelhante àquela que aparece quando passamos um dedo úmido sobre a superfície de um vidro. As vibrações resultantes são de alta frequência, e não serão múltiplos da rotação do eixo.

Se o atrito for parcial ou intermitente, a rigidez do eixo varia temporariamente, ou seja, o eixo fica mais rígido durante o período de contato. Neste caso, o sistema passa a ser não linear, e as vibrações resultantes têm componentes de frequências sub-harmônicas da rotação ( $1/2x$ ,  $1/3x$ ,  $1/4x$ ,  $1/5x$ ,...) e/ou inter-harmônicas ( $3/2x$ ,  $5/2x$ ,  $7/2x$ ,...), veja Figura 4.24.

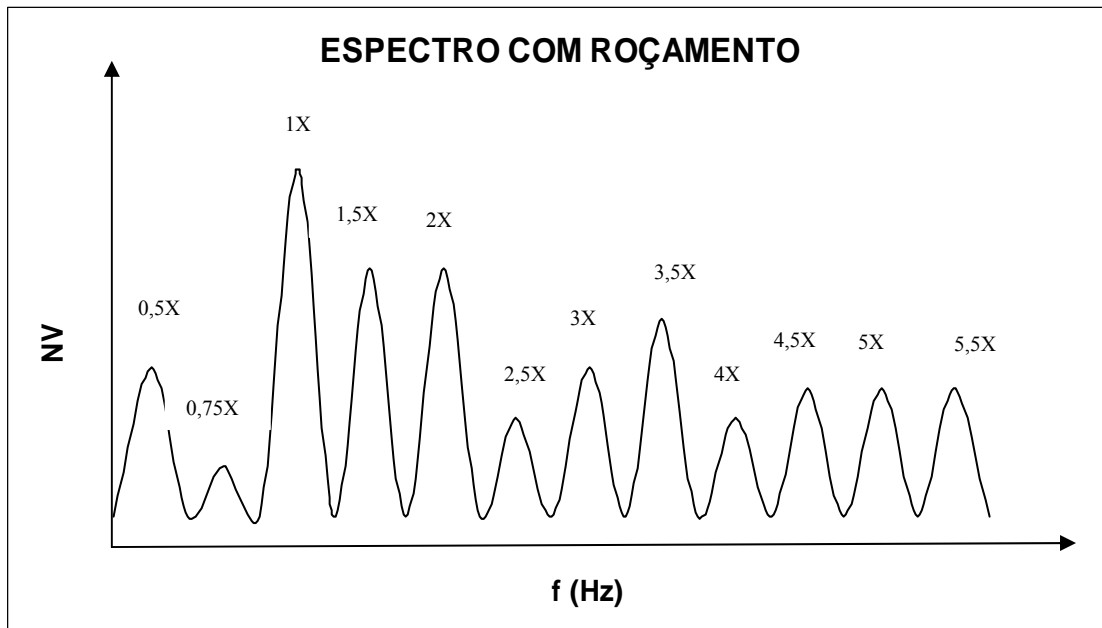


Figura 4.24 – Espectro de vibração com roçamento parcial whirl seco.

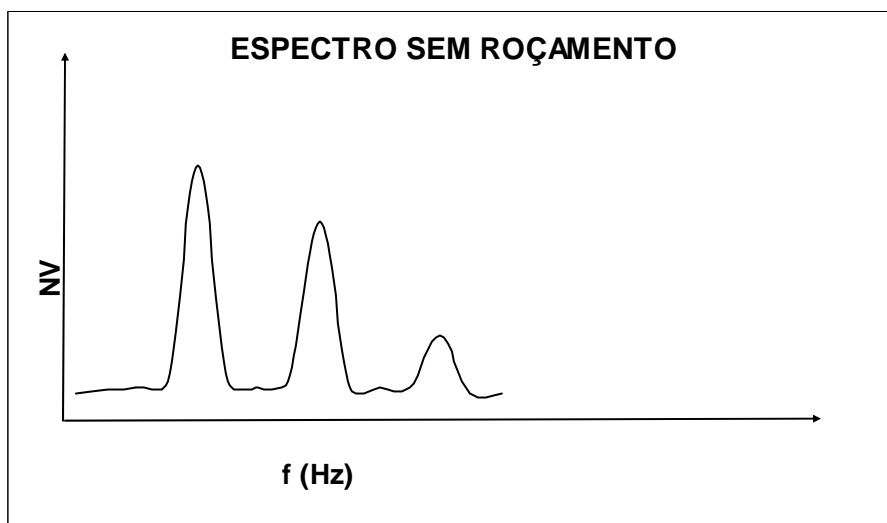


Figura 4.25 – Espectro de vibração sem roçamento whirl seco.

Folgas anormais nos mancais podem provocar uma instabilidade ou um desequilíbrio na máquina por dar origem a forças assimétricas no rotor, causando também instabilidade na película de óleo.

Nestes casos podem surgir novas frequências características.

A Tabela 4.I apresenta uma relação entre defeitos e suas frequências características.

Tabela 4.I – Relação existente entre defeitos, suas causas (folgas) e suas frequências de vibração

| DEFEITO          | CAUSA                             | FREQÜÊNCIA  | AMPLITUDE      |
|------------------|-----------------------------------|---|----------------|
| DESEQUILÍBRIO    | FORÇAS ASSIMÉTRICAS               | $f_0 =$ freqüência de rotação                           | INSTÁVEL       |
| OIL WHIRL        | AUMENTO DA FOLGA                  | 0,3 a 0,5 $f_0$   | INSTÁVEL       |
| OIL WHIP         | INSTABILIDADE DA PELÍCULA DE ÓLEO | 0,5 $f_0$   | INSTÁVEL       |
| TRINCA           | FADIGA POR SOBRE CARGA            | 1/2, 1/3 $f_0$<br>E $f_0, 2 f_0, 3f_0, 4f_0,$<br>ETC... | INSTÁVEL       |
| REDUÇÃO DE FOLGA | PRESSÃO EM UM SÓ LADO             | $f_0$   | MUITO INSTÁVEL |
| ATRITOS          | DIMINUIÇÃO DA FOLGA               | $f_0$ mais bandas laterais em alta freqüência           | MUITO INSTÁVEL |

sendo:

$$f_0 = \frac{n}{60}; \tag{4.08}$$

onde:

$f_0 =$  freqüência de rotação do eixo;

$n =$  velocidade rotação do eixo;

Assim, pode-se concluir que as folgas mecânicas causam vibrações nas máquinas, nas frequências: sub , inter e harmônicos da rotação.



#### **4.3.5– Diagnose de Defeitos em Mancais de Rolamentos**

Os mancais de rolamentos são geralmente os órgãos mais vulneráveis de uma máquina.

As suas falhas mais comuns são resultantes das altas tensões de contato (tensão Hertz), desalinhamento, material com defeito, falha por contaminação do lubrificante e descarga elétrica entre os elementos rolantes e as pistas.

Em qualquer destes casos os defeitos se manifestam nos principais elementos de um rolamento (pista interna, gaiola, elementos rolantes e pista externa) [2].

As frequências associadas aos defeitos podem ser calculadas através das fórmulas da Tabela 4. II.

Sendo:

- n = velocidade de rotação do eixo;
- N = número de elementos rolantes;
- d = diâmetro dos elementos rolantes;
- p = diâmetro primitivo do rolamento e  
= ângulo de contato.

Tabela 4. II – Tabela das frequências características dos rolamentos associadas aos tipos de defeitos.

| FREQUENCIA  | REFERÊNCIA  |
|---|---|
| $f_i = \frac{n}{60}$  | Frequência rotacional fundamental                   |
| $f_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{p}{d} \left[ 1 - \frac{p}{d} \cos\beta \right] * \left[ 1 + \frac{d \cdot \cos\beta}{p} \right] \cdot f_i$ | Frequência rotacional do elemento rolante           |
| $f_{ge} = \frac{1}{2} \cdot \left[ 1 - \frac{d}{p} \cdot \cos\beta \right] \cdot f_i$   | Frequência rotacional da gaiola para o anel externo |
| $f_{gi} = \frac{1}{2} \cdot \left[ 1 + \frac{d}{p} \cdot \cos\beta \right] \cdot f_i$   | Frequência rotacional da gaiola para o anel interno |
| $f_e = N f_{ge}$  | Frequência do elemento rolante sobre anel externo   |
| $f_i = \frac{N}{2} \cdot \left[ 1 + \frac{d}{p} \cdot \cos\beta \right] \cdot f_i$  | Frequência do elemento rolante sobre anel interno   |

Os defeitos geram impactos de curta duração que normalmente excitam as ressonâncias do sistema.

Estes fatos sugerem que variações nas amplitudes das frequências características e principalmente nas ressonâncias do sistema sejam bons pontos para avaliação de falha nos espectros.

Um modelo simplificado, supondo apenas o modo de frequência (WI) e que os pulsos (j) de cada defeito sejam periódicos, com período (T).

Assim, a resposta do sistema  $x(t)$ , é dada por:

$$x_i(t) = \sum_{j=1}^{\infty} g_i(t - jT_i)u(t - jT_i) \quad (4.09)$$

onde:

$$g_i(t) = A_i e^{-a_i t} \text{Sen. } w_i t \quad (4.10)$$

sendo:

$u(t)$  = função degrau unitário;

$a_i$  = amortecimento para o modo de frequência  $w_i$ ;

$\frac{1}{T}$  = frequência característica do defeito

O sinal característico de cada defeito, é modificado pela resposta impulsiva da estrutura  $h(t)$  e é dado para  $m$  defeitos por:

$$y(t) = \left\{ \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^{\infty} A_i e^{-a_i(t-jT_i)} \text{Sen}[w_i(t - jT_i)] u(t - jT_i) \right\} * h(t) \quad (4.11)$$

Onde o símbolo entre as chaves [\*] indica produto de convolução.

O sinal medido é a soma da equação anterior a um ruído aleatório  $N$ .

Aplicando-se a transformada de Fourier e o teorema da convolução temos:

$$Y(w) = \left[ 2\pi \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^{\infty} X_i(w) \delta(w - w_i) \right] H(w) + N(w) \quad (4.12)$$

Na análise desta equação nota-se que o espectro apresenta picos nas frequências características dos defeitos e nas suas harmônicas.

A amplitude destes picos depende da função de transferência  $H(w)$  e dos coeficientes  $X_i(w)$ , que estão relacionados com a intensidade de defeito.

Assim, teoricamente, quando um defeito cresce, a amplitude na frequência característica aumenta.

Porém na prática, em função do ruído  $N(w)$  e do efeito da trajetória  $H(w)$ , que geralmente atenua o sinal, o espectro de vibração normalmente não apresenta em destaque as frequências da Tabela 4. II.

Desta forma, para se avaliar os rolamentos com maior segurança, pode-se optar pela investigação do sinal nas regiões de ressonâncias estruturais do sistema e o aumento do nível de energia de todo o espectro.

#### **4.3.6– Diagnose de Defeitos em Engrenagens**

Altos níveis de vibração são em geral produzidos por engrenagens gastas ou mal montadas.

Durante o engrenamento, o contato inicial dos dentes é feito de forma periódica, ou seja: número de dentes em contato por unidade de tempo.

Desta forma podemos definir a frequência fundamental do engrenamento por:

$$f_0 = \frac{n}{60} \times Z \text{ (Hz)} \quad (4.13)$$

Onde:

$n$  = rotação do eixo em rpm;

$Z$  = número de dentes da engrenagem.

Logo os problemas de vibrações em engrenagens são identificados por sua frequência característica. Estes problemas são devido a desgaste excessivo dos dentes, dentes sem precisão, falhas localizadas nos dentes, material estranho entre os dentes, etc...

Também ocorre a influencia de outras vibrações da máquina, tais como: desalinhamento ou eixos empenados, que influem no nível de vibração do componente correspondente à frequência de engrenamento, bem como suas respectivas harmônicas.

Na análise espectral, normalmente surgem componentes de outras frequências, em particular bandas laterais em torno da frequência de engrenamento e harmônicas, que podem ser justificadas pelo efeito de modulação.

A fórmula matemática a seguir representa a amplitude de um sinal de engrenamento modulado em frequência.

$$f_x(t) = A_s \text{Cos}[w_0 t + \beta_m \text{Sen}(w_i t)] \quad (4.14)$$

Onde:

$A_s$  = amplitude do sinal;

$w_0 = 2 f_0$ ;

$f_0$  = frequência de engrenamento (Hz);

$f_i$  = frequência de rotação da engrenagem ( $w = 2 f_i$ );

$m$  = índice de modulação dado por:

$$\beta_m = \frac{\Delta f}{f_i} = \frac{\Delta f}{f_0} \cdot \frac{f_0}{f_i} = \varepsilon \cdot z \quad (4.15)$$

Onde:

$\varepsilon$  = variação da velocidade relativa da engrenagem;

$z$  = número de dentes.

Decompondo-se  $x(t)$  obtém-se:

$$f_x(t) = A_0 \{ J_0(\beta) \cos(w_0 \cdot t) + J_1(\beta) \cos(w_0 \cdot t + w_1 \cdot t) - J_1(\beta) \cos(w_0 \cdot t - w_1 \cdot t) + J_2(\beta) \cos(w_0 \cdot t + 2 w_1 \cdot t) + J_2(\beta) \cos(w_0 \cdot t - 2 w_1 \cdot t) + \dots \} \quad (4.16)$$

$J_n(\ )$  = funções de Bessel de primeira espécie.

A transformada de Fourier do sinal é dada por:

$$F_x(w) = A J_0(\beta) \pi \delta(w - w_0) + A J_1(\beta) \pi \delta[w - (w + w_1)] - A J_1(\beta) \pi \delta[w - (w_0 - w_1)] + A J_2(\beta) \pi \delta\{w - [w - (w_0 + 2w)]\} + A J_2(\beta) \pi \delta\{w - [w - (w_0 - w_1)]\} \quad (4.17)$$

onde:

= função delta de Dirac.

Assim, conclui-se que analisando no espectro do sinal as variações de amplitude na frequência do engrenamento ( $f_0$ ) e mais as bandas laterais ( $f_0 \pm f_i$ ), ( $f_0 \pm 2f_i$ ) ... obtém-se condições de avaliar as engrenagens.

Falhas nas engrenagens, tais como: excentricidades, massa desbalanceada e desalinhamento irão modular o sinal de vibração, surgindo bandas laterais em torno da frequência de engrenamento ( $\beta > 1$ ).

Enquanto que erros na transmissão por desgaste dos dentes gera a ocorrência de picos na frequência de engrenamento e harmônicos desta ( $\beta < 1$ ).

Para uma melhor avaliação das engrenagens deve-se considerar ainda as seguintes questões:

- a) Da mesma forma que nos rolamentos, os defeitos nos dentes das engrenagens geram pulsos que podem excitar ressonâncias do sistema. Assim, torna-se possível explicar o surgimento de algum pico não relacionado no desenvolvimento anterior;
- b) A amplitude de vibração é maior na direção radial para engrenagens cilíndricas de dentes reto e axial para as helicoidais;
- c) A amplitude da frequência de engrenamento, harmônicos e bandas laterais dependem da velocidade, carregamento e da severidade do defeito.

Assim para uma boa monitoração é necessário fazer as medidas sempre nas mesmas condições de funcionamento.

#### ***4.3.7– Diagnose de Problemas em Motores Elétricos***

A vibração em máquinas elétricas tais como motores, geradores, e alternadores podem ter origem mecânica ou elétrica. Os problemas mecânicos mais comuns são desbalanceamento, desalinhamento e folgas, que já foram discutidos nos itens anteriormente.

A vibração causada por problemas elétricos é normalmente o resultado de forças magnéticas desequilibradas, que agem sobre o rotor ou estator. Esse desbalanceamento da forças magnéticas pode ser devido a cinco fatores:

- 1) Mancais do eixo do rotor excêntricos;

- 2) Rotor não centrado dentro do estator;
- 3) Furo do estator elíptico;
- 4) Barras da gaiola trincadas ou quebradas;
- 5) Ventoinha quebrada ou defeituosa.

Geralmente, a frequência de vibração relacionada com os problemas do rotor é de 1 x rotação do rotor, e quase sempre ladeada por bandas laterais com um espaçamento igual a 2 x frequência de escorregamento do rotor.

Já os problemas relacionados com o estator geram vibração na frequência de 2 x frequência da rede, ou seja, em 120Hz.

Sendo duas vezes a frequência de escorregamento igual ao número de pólos vezes o escorregamento em Hz, e o escorregamento em Hz igual a rotação síncrona em RPM menos a rotação nominal dividida por sessenta.

$$2 F_s = F_p;$$

$$\text{Escorregamento em Hz} = (\text{rotação síncrona RPM} - \text{rotação nominal}) / 60.$$

Para verificar se a vibração é de origem elétrica deve-se observar se a medida em banda larga (OVERALL) desaparece imediatamente logo após o corte da energia elétrica. Se isto ocorrer, deve-se aplicar os testes elétricos no equipamento com o intuito de confirmar o problema. Porém, se após o corte da energia, a vibração for diminuindo gradualmente, o problema tende ser de origem mecânica.

Os problemas elétricos com motores de indução causarão frequentemente uma oscilação ou pulsação no aparelho medidor de amplitude analógico. Este ruído e vibração pulsante são causados pelo escorregamento, característica desse tipo de motor. O escorregamento é simplesmente a diferença entre a rotação do rotor (RPM) e a frequência elétrica ou síncrona do campo girante. A frequência síncrona do campo girante é sempre igual ou um submúltiplo exato da frequência da rede que (60Hz) que alimenta o motor. Contudo a rotação nominal do motor será sempre levemente menor que a síncrona devido à carga inerente sobre o motor.

Então se o motor tiver problemas elétricos juntamente com problemas mecânicos, tal como desbalanceamento, haverá vibrações em duas frequências diferentes. Se essas frequências forem relativamente próximas, as suas amplitudes ora serão somadas ora

serão subtraídas, e o resultado será um batimento estável, correspondendo, portanto uma oscilação periódica no ponteiro do medidor de vibração.

Os motores elétricos têm vibrações inerentes devido ao torque pulsante. Esses pulsos devidos aos torques são gerados quando o campo magnético girante energiza os pólos do estator. A frequência de vibração resultante devido aos pulsos de torque será o dobro da frequência da rede (120Hz). Essa vibração não é sempre um problema sério, a não ser quando ela excita as partes da estrutura do sistema, podendo até causar ressonância.

Para identificar as frequências de vibração geradas por problemas elétricos no motor deve-se considerar o seguinte:

A força da bobina é dada pela fórmula abaixo:

$$F_x = N I \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad (4.18)$$

onde:

$NI$  = força magneto motriz;

$\frac{\partial \phi}{\partial x}$  = fluxo magnético.

O termo  $NI$  é chamado de força magneto motriz. Desta forma, observa-se que a força magneto motriz é diretamente proporcional à corrente e ao fluxo magnético em um direção  $x$ , enquanto a força pode ser obtida pelo produto entre a força magneto motriz desbalanceada e a proporcional variação do fluxo magnético na direção desta força.

Estes termos não estão necessariamente em fase e podem ser escritos da forma a seguir:

$$k \sin (s \omega t) \sin (s \omega t + \theta)$$

Onde:

$\omega$  = frequência da rede;

$s$  = escorregamento;

$$s = \frac{N_s - N_m}{N_s}$$



$N_s$  = velocidade de rotação síncrona, depende da frequência da rede e do número de pólos do motor;

$N_m$  = velocidade de rotação do motor;

$K$  = amplitude;

$\Theta$  = angulo de fase.

Agora aplicando na expressão a relação teremos:

$$\text{sen } a \cdot \text{sen } b = \frac{1}{2} [\cos (a - b) - \cos (a + b)] \quad (4.19)$$

obteremos:

$$\frac{k}{2} [\cos \theta - \cos (2 s w t + \theta)] \quad (4.20)$$

Assim, quando os problemas forem por exemplo no enrolamento ou curto nas espiras do estator aparecerão forças desbalanceadas não rotativas que são expressa por:

$$\frac{k}{2} [\cos \theta - \cos (2 w t + \theta)] \quad (4.21)$$

A vibração tem um componente constante e outro que é igual a duas vezes a frequência da rede.

Se a força desbalanceada tiver origens ligadas à rotação do rotor, a expressão requer a multiplicação pela frequência de rotação.

Desta forma teremos um componente em uma vez a frequência de rotação do rotor e outro em duas vezes a frequência de escorregamento em torno da frequência de rotação.

Logo os problemas elétricos ou magnéticos podem ser divididos em rotativos e estáticos.

A tabela abaixo mostra a relação entre os defeitos em motores elétricos e suas frequências características.

Tabela 4. III – Defeitos de motores elétricos e suas causas

| TIPOS DE PROBLEMAS | FREQUÊNCIA DE VIBRAÇÃO  | CAUSA  |   |
|--------------------|---|--|---|
|                    |   | VARIAÇÃO ENTRE FERROS  | VARIAÇÃO DE CORRENTE  |
| ESTÁTICO           | 2 x frequência da rede  | a) Excentricidade Estática<br>b) Fraqueza do suporte do estator  | a) Falha no enrolamento do estator;<br>b) Curto nas espiras do estator. |
| ROTATIVO           | (1 x frequência de rotação do rotor) x (nº de pólos) x (frequência de escorregamento) | a) Excentricidade dinâmica<br>b) Folgas / barras rotor quebradas | a) Folgas ou barras rotor quebradas                                     |

Existe ainda a vibração causada pela passagem dos pólos do rotor pelas ranhuras do estator. A frequência dependerá o número de pólos e de fendas do estator.

As frequência harmônicas nas ranhuras para um rotor contendo assimetria é dado por:

$$f_n = f_1 \left( n \pm \frac{R(1-s)}{p} \right) \pm 2s f_1 \quad (4.22)$$

onde;

$f_1$  = frequência fundamental;

$s$  = escorregamento;

- R = número de ranhuras;
- p = pares de pólos;
- n = número inteiro 1, 2, 3, .....

### 5.1– Introdução

A evolução da construção naval após a Segunda Guerra Mundial é caracterizada, acima de tudo pelo contínuo aumento das dimensões dos navios acompanhado por um acréscimo de potência de suas plantas propulsoras. Então não é surpresa que esta proposta traga um número elevado de problemas técnicos dos quais um pode ser mencionado em particular, que é aquele causado pela vibração. Entretanto, é interessante observar que esta evolução na construção naval tem permitido transformações radicais que têm tomado lugar, especialmente nas doutrinas, na construção e nos métodos de cálculo. Os resultados principais da teoria e pesquisas experimentais desenvolvidas foi o de terem propiciado uma importante redução no uso de material, devido ao melhor conhecimento da distribuição das tensões e uma melhor utilização do aço.

Em outras palavras os construtores de navios, com a ajuda de sociedades classificadoras, têm trabalhado para reduzir a quantidade enorme de aço anteriormente utilizada, para uma quantidade mínima, o que é estritamente indispensável para a construção de navios maiores. Disto se pode deduzir que a construção de estruturas de navio, em geral, e em particular dos grandes navios, é caracterizada pela construção de estruturas com grande flexibilidade [7].

Um dos problemas do projeto dos navios modernos é evitar objetivamente a vibração elástica da estrutura do casco em resposta a forças externas e internas. Vibrações podem causar desconforto aos passageiros, interferir com as obrigações da tripulação e danificar ou produzir efeitos adversos à operação de equipamentos mecânicos ou elétricos a bordo.

Desde que a vibração mecânica pode ser definida geralmente como o movimento oscilatório de um corpo rígido, tanto quanto de corpos elásticos, o estudo envolvendo a vibração de navios é atualmente muito extenso. De fato, todos os problemas dinâmicos dos navios, excluindo manobrabilidade, envolvem algum tipo de vibração, e *são de*

interesse principalmente dos engenheiros navais.

Por conveniência, a resposta total de um navio pode ser separada em duas partes: uma é o movimento do navio como um corpo rígido em resposta às condições de mar; a outra é a resposta elástica devido à grande flexibilidade estrutural do casco ou outra estrutura a forças internas ou externas. Os movimentos de corpos rígidos são considerados sob o aspecto geral da flutuação e, por conseguinte não são normalmente chamados de vibração. A vibração devido à flexibilidade estrutural pode ser excitada na forma de flexão vertical ou horizontal, torção e modos axiais da estrutura elástica da viga mestra do casco, bem como na forma de vibração local de sub estruturas e componentes. Desta maneira a vibração que é excitada pela hélice do navio é um problema particularmente incômodo. A vibração da estrutura flexível pode ser também excitada diretamente por forças internas provocadas pela rotação das máquinas, e pelas forças externas devido às ondas do mar.

O interesse sobre a vibração induzida pelo hélice existe desde que o primeiro hélice (tipo rosca) marítimo foi desenvolvido nos meados do século dezenove; um livro francês “Theorie du Navire” (Polland and Dudebout, 1894) incluía um capítulo sobre vibração induzida pelo hélice. Nos primórdios, as poucas pás existentes nos hélices, e a baixa velocidade de rotação, excitavam em baixas frequências o navio, semelhante a uma viga flexível. Os primeiros trabalhos analíticos, tais como aqueles de Schlick (1884 - 1911) e de Krylov (1936) conseqüentemente, concentraram-se na aplicação da teoria da viga no desenvolvimento de métodos para ajudar evitar problemas de vibração no casco induzidos pelos hélices.

Com a evolução dos navios os problemas de vibrações induzidas pelos hélices têm sido mais complexos e frequentes. A maioria dos problemas tem ocorrido na moderna geração de navios mercantes. Isto tem sido devido, em grande parte, a dois aspectos da evolução do projeto que, além de uma consideração de vibração, requer avanços tecnológicos. Estes dois aspectos são: a localização das praças de máquinas e das acomodações à popa na imediata vizinhança do propulsor e o aumento da potência dos navios. Este acréscimo de potência das plantas propulsoras causou um aumento na rigidez das linhas de eixos.

Particularmente relevante é o fato que as vibrações forçadas das estruturas dos navios modernos são muitas vezes excitadas (exceto as excitações vindas da planta propulsora, semelhante à de um motor Diesel, ou de um fenômeno hidrodinâmico

devido à rotação do hélice no campo da esteira e atuação do casco do navio) pela linha de eixo rígida sendo então muito natural que o sistema constituído do eixo propulsor e seus suportes ser o primeiros a sofrer os efeitos danosos dessas vibrações [7].

O desgaste rápido ou aparecimento de fraturas no material das buchas do tubo telescópico (lignum vitae, tufnol ou celeron), a rápida deterioração das linhas de eixos propulsores, o desgaste ou arrastamento do metal patente das buchas do tubo telescópico com o conseqüente vazamento pelos selos de ré (tipo Simplex), podem ser mencionados como exemplos clássicos de conseqüências da vibração do eixo propulsor.

Além disso, fortes vibrações estruturais também acompanham o aparecimento dos fenômenos mencionados acima. Todos estes fenômenos causaram dificuldades e problemas na construção naval durante a Segunda Guerra Mundial. E foi após este período que se desenvolveu um considerável número de pesquisas sobre as causas do desgaste de eixos propulsores e seus suportes. Infelizmente, deve-se observar que falhas em eixos propulsores e seus suportes ainda são bem freqüentes.

Os resultados das pesquisas que têm sido desenvolvidas há muitos anos pela Sociedade Classificadora Bureau Veritas, sob a iniciativa e direção de G. Bourceu, Gerente dos Serviços Marítimos da mesma, têm relacionado a existência do problema à forma de alinhamento adotada por diversos construtores e certos departamentos técnicos de diferentes Companhias Marítimas, que ainda utilizam os velhos princípios, ou seja:

- 1– O alinhamento das linhas de eixos próximo a uma linha reta;
- 2– O paralelismo e a concentricidade dos flanges de acoplamento das linhas de eixos.

O atual procedimento de alinhamento e montagem de linhas de eixos, seus suportes e o selo externo do tubo telescópico é baseado na distribuição de carga sobre os mancais de sustentação, buchas de tubos telescópicos e buchas de pés de galinha.

Esta mudança de conceito ocorreu devido à seguinte observação: ao se examinar a distribuição de carga em um eixo propulsor, principalmente devido à existência de carga em uma extremidade, o eixo comporta-se como uma viga em balanço (“cantilever”), devendo ser observado que a influência particular da elevação do peso em balanço induz significativamente cargas concentradas principalmente na parte de ré da bucha do tubo telescópico. É então muito natural que a maior influência será *após a* extremidade posterior da bucha do tubo telescópico, montado, por exemplo, com uma bucha de Lignum Vitae. Além disso, devido à flexibilidade do eixo propulsor, este

último não permanece reto e paralelo com à superfície de seus suportes, mas ele curva-se (próximo da deformação natural).

Este fato do eixo curvar-se provoca uma concentração suplementar de carga nas extremidades das buchas do tubo telescópico. A Figura 5.1 ilustra o arranjo de uma linha de eixos de um navio.

Deve ser imediatamente notado que este efeito de distribuição de carga estática já ocorre durante a montagem da linha de eixo. Então, não é surpresa que, durante a rotação da planta propulsora, um importante grau de desgaste será causado na extremidade posterior da bucha. Entretanto, é também interessante notar que a taxa de crescimento do desgaste diminui com o tempo.

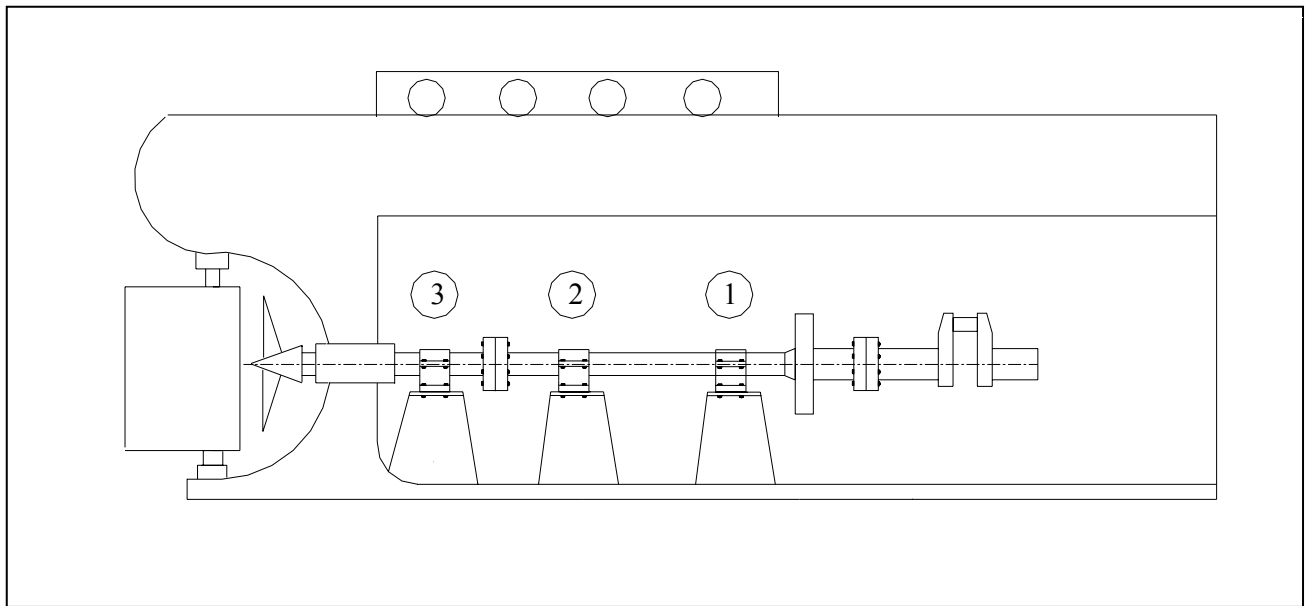


Figura 5.1 – Arranjo de uma linha de eixos de um navio de carga 18.000 tdw. Os mancais de sustentação situados na praça de máquinas são representados pelos itens 1, 2 e 3.

No diagrama a seguir, representado pela Figura 5.2, podemos analisar a

distribuição de carga no eixo propulsor da Figura 5.1,

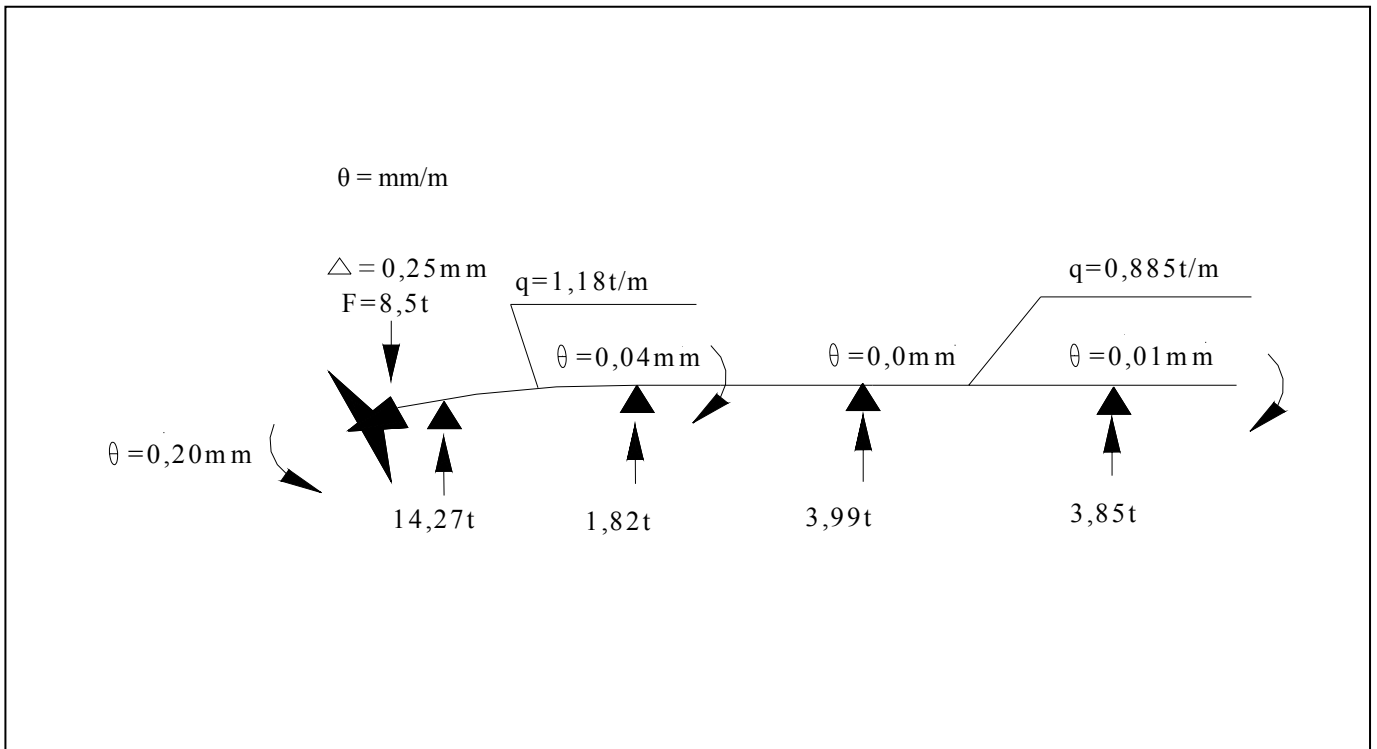


Figura 5.2 – Arranjo da distribuição de cargas de linha de eixos de um navio 18.000 tdw.

## 5.2– Sistema de Propulsão a Hélice em Embarcações

A literatura registra que 80% dos casos de ocorrência de vibrações indesejáveis em navios têm como causa a excitação produzida pelo sistema de propulsão e o hélice, numa faixa de comprimento entre perpendiculares de 60 a 320 metros, em diversos tipos de embarcações: petroleiro, “ore/oil”, LNG e graneleiros.

Nos dias atuais, outros tipos de navios, tais como os RO/RO, são ainda mais sensíveis à excitação do hélice. Portanto, é aconselhável que os efeitos dessa excitação sejam investigados já na fase de projeto preliminar, de sorte a subsidiar a otimização do casco e o dimensionamento do propulsor.

O fato de o propulsor trabalhar numa região de esteira não uniforme, a ré do casco, produz esforços de natureza alternada. Assim, por exemplo, torque e empuxo são esforços oscilatórios cujos valores médios prestam-se ao dimensionamento do sistema



como fonte de excitação da estrutura do navio. Conhecer precisamente tais esforços alternados é tarefa de difícil solução, via de regra, por limitações do tratamento teórico da hidrodinâmica, sujeita a verificação de natureza experimental.

Os esforços induzidos pelo propulsor são comumente divididos em duas categorias, dependendo do modo pelo qual são transmitidos à estrutura do navio:

- a) pelo eixo, ou
- b) pela pressão hidrodinâmica junto ao casco.

### 5.2.1– Esforços Transmitidos pelo Eixo (“Shaft Forces”)

Como resultado do movimento da pá pela esteira, pressões hidrodinâmicas de natureza variável desenvolvem-se em sua superfície. A integração do campo de pressões resulta em carregamentos hidrodinâmicos sobre cada uma das pás que, adicionados vetorialmente, fornecem forças e momentos que se transferem ao eixo.

Desde que as pás são montadas de forma equi-espaçadas, tais forças e momentos podem ser expressos por séries de Fourier com componentes de frequência proporcionais ao número de pás. Portanto, as frequências de excitação são dadas por:

$$f_i \text{ (hz)} = \frac{i.n.N(\text{rpm})}{60} \quad (5.01)$$

onde:

- n = número de pás do propulsor;
- N = rotação do eixo em rpm;
- i = ordem harmônica de cada termo da série de Fourier;
- $f_{i=1}$  = frequência da pá ( 1º harmônico ou fundamental).

As magnitudes dos componentes dos esforços dinâmicos, correspondentes a cada um dos harmônicos de excitação, dependem de todos os fatores relacionados ao projeto do hélice:

- a) distribuição de velocidade do escoamento na esteira;
- b) geometria do propulsor: número de pás, forma das pás, passo, diâmetro,

espessuras, etc...

- c) velocidade do navio;
- d) velocidade de rotação do eixo.

Obter uma estimativa precisa das magnitudes desses esforços envolve a solução de um problema de hidrodinâmica não muito elementar e, ainda, não compatível com as necessidades do projeto preliminar da estrutura do navio. Deve-se, em contrapartida, recorrer a estimativas menos precisas, mas de mais fácil aplicação, reservando, se for o caso, às fases finais do projeto um tratamento hidrodinâmico mais elaborado.

Como regra simples, admite-se que os esforços são proporcionais ao quadrado da velocidade de rotação do eixo ( $N^2$ ) e à velocidade do navio. Para um navio mono-hélice, os resultados após investigação realizada em uma série de 20 diferentes navios, poderão ser tomados como representativos.

Os esforços transmitidos pelo hélice ao eixo provocam a vibração deste, de sorte que as reações nos mancais também possuirão natureza oscilatória. Assim sendo, as reações nos mancais agem como meio intermediário da excitação de vibrações da estrutura do navio, podendo o eixo representar o papel de um amplificador de excitação. A título de exemplo, pode-se citar o caso de ressonância entre o empuxo e modos de vibração axial da linha de eixo, que pode amplificar sobremaneira a força alternada no mancal de escora, provocando, por decorrência, vibrações indesejáveis nas fundações desse mancal, de porções estruturais próximas dessa região ou, até mesmo, de todo o navio como uma viga.

As Figuras 5.3 e 5.4 representam o arranjo de uma linha de eixo mono hélice de um mercante com os seus elementos de suportes (mancais), e a representação do tipo de esforços a que estão submetidos.

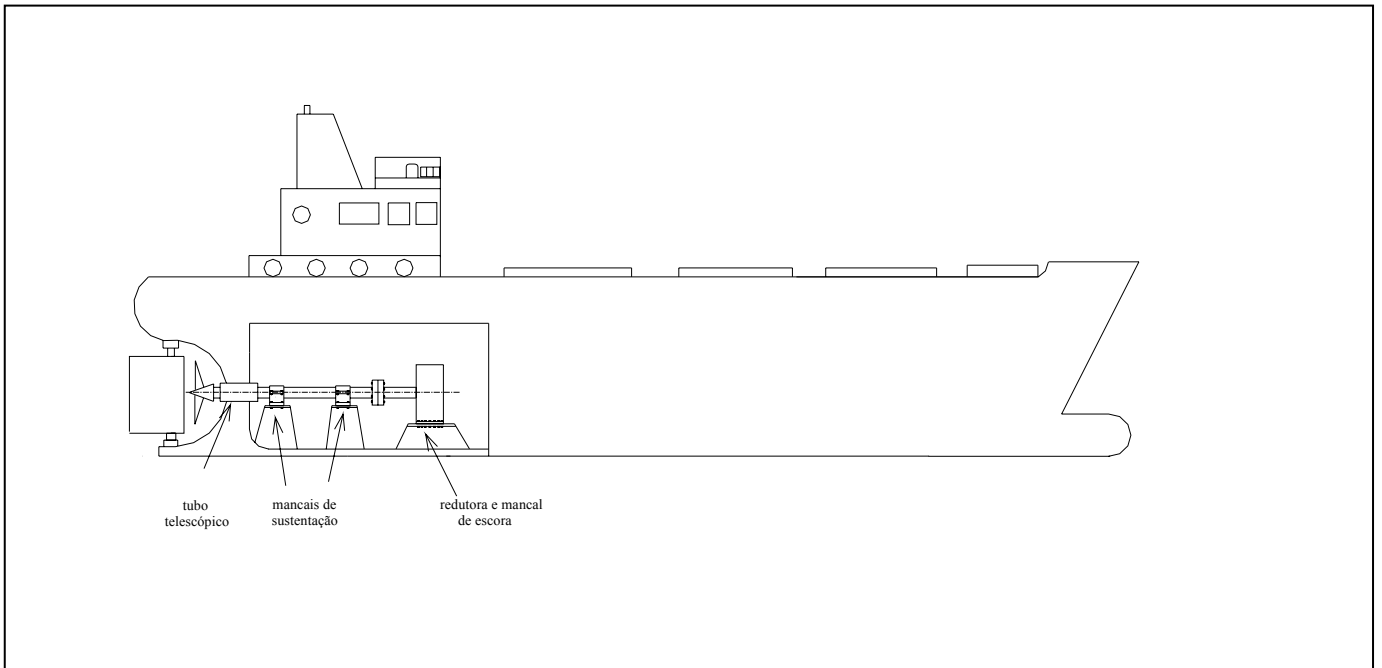


Figura 5.3 – Desenho esquemático de um navio evidenciando a praça de máquinas e linha de eixo

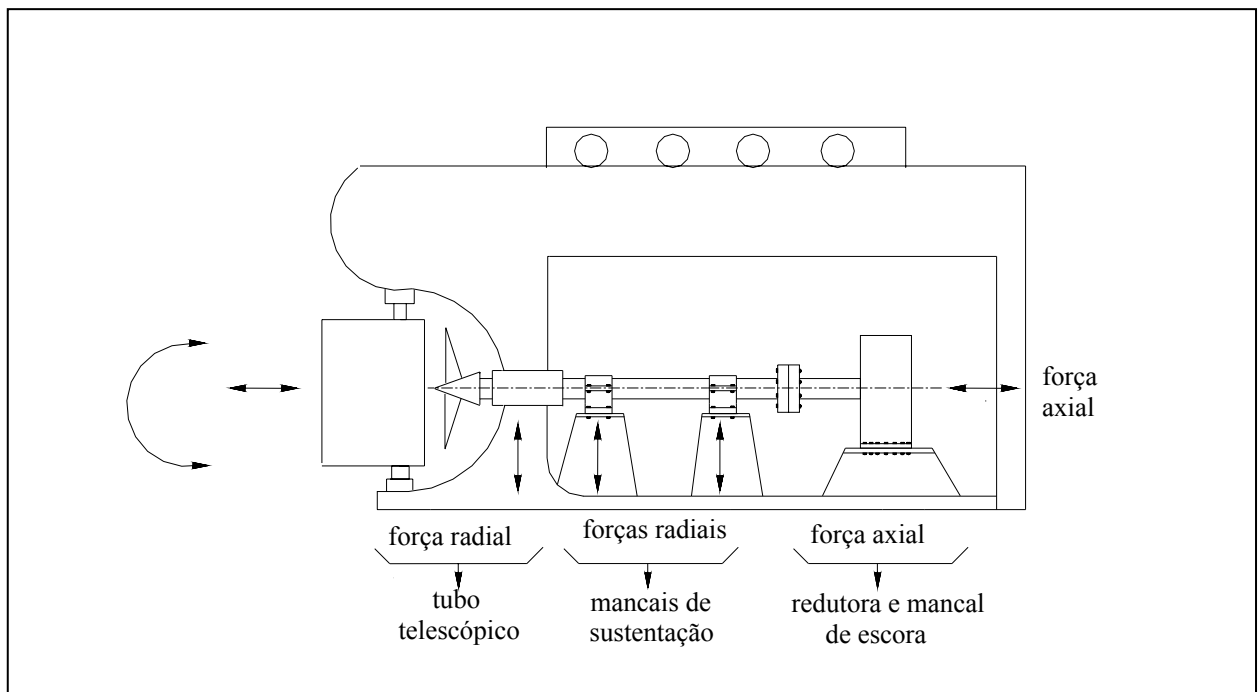


Figura 5.4 – Desenho da representação dos esforços oscilatórios do hélice para os mancais, por vibração da linha de eixo.

### 5.2.2– Esforços Transmitidos pelo Hélice à Superfície do Casco (Hull Surface Forces)

Devido à rotação do hélice, e em função das folgas em relação ao contorno moldado, a passagem das pás provoca variação do campo de pressões na superfície do casco.

Essas pressões oscilatórias, produzidas pela passagem das pás, originam-se, principalmente, de dois fatores:

- a) Escoamento hidrodinâmico provocado pelo movimento da pá;
- b) Crescimento e colapso de bolhas devido à cavitação na superfície das pás.

Para hélices convencionais, montados com as folgas recomendadas pelas Sociedades Classificadoras, os pulsos de pressão decorrentes desses dois fatores podem, para propósitos de projeto preliminar, ser estimado por:

$$\Delta_{P_o} = (N \cdot D)^2 \cdot n^{-1,5} \cdot \left(\frac{d}{R}\right)^{-k_o} / 70 \quad (5.02)$$

$$\Delta_{P_c} = (N \cdot D)^2 \cdot v_s \cdot (h_a + 10.4)^{-1/2} \cdot (w_{\max} - w_e) \left(\frac{d}{R}\right)^{-k_c} \quad (5.03)$$

$$\Delta_{P_T} = (\Delta_{P_o}^2 + \Delta_{P_c}^2)^{1/2} \quad (5.04)$$

onde:

$\Delta_{P_o}$  = Pulso de pressão (N/m<sup>2</sup>), na frequência da pá, decorrente das passagens das pás;

$\Delta_{P_c}$  = Pulso de pressão (N/m<sup>2</sup>), na frequência da pá, decorrente da cavitação (se houver);

$\Delta_{P_T}$  = Pulso total de pressão na frequência da pá.

Observação:

Não há esforço relevante para múltiplos da frequência da pá, e ainda.

N = velocidade de rotação do eixo em rpm;

$n$  = número de pás;

$D$  = diâmetro do propulsor (m);

$R = D/2$  (m);

$V$  = velocidade do navio (m/s);

$h_a$  = profundidade do centro do eixo (m);

$d$  = distância do ponto do casco ao disco do hélice;

$w = 1 - V_a/V_s$ , coeficiente de esteira;

O valor máximo do coeficiente de esteira ( $w_{max}$ ) é dado na tabela abaixo:

Tabela 5.1 – Coeficientes de esteira ( $w_{max}$ ).

| $w_{max}$ | TIPO DE PROPULSÃO | TIPO DE NAVIO               |
|-----------|-------------------|-----------------------------|
| 0,6 a 0,8 | Mono-hélice       | Petroleiros, Ore/Oil, LNG   |
| 0,5 a 0,7 | Mono-hélice       | Cargueiro, Container, RO/RO |
| 0,3 a 0,5 | Bi-hélice         | Navios com pé de galinha    |
| 0,4 a 0,7 | Bi-hélice         | Outros tipos de navios      |

$w_e$  = valor efetivo do coeficiente de esteira 0,15 a 0,60, mono-hélice com coeficiente de bloco entre 0,4 e 0,9;

$k_0 = 1,8 + 0,4 (d/R)$  para  $d/R \leq 2$ ;

$k_c = 1,7 - 0,7 (d/R)$  ( $=1$  para  $d/R > 1$ ).

Avaliados os picos de pressão, os esforços de excitação são obtidos por integração ao longo da superfície do casco, como ilustram a Figura 5.5, 5.6, 5.7 e 5.8 onde se nota a possível influência da condição de carga do navio.

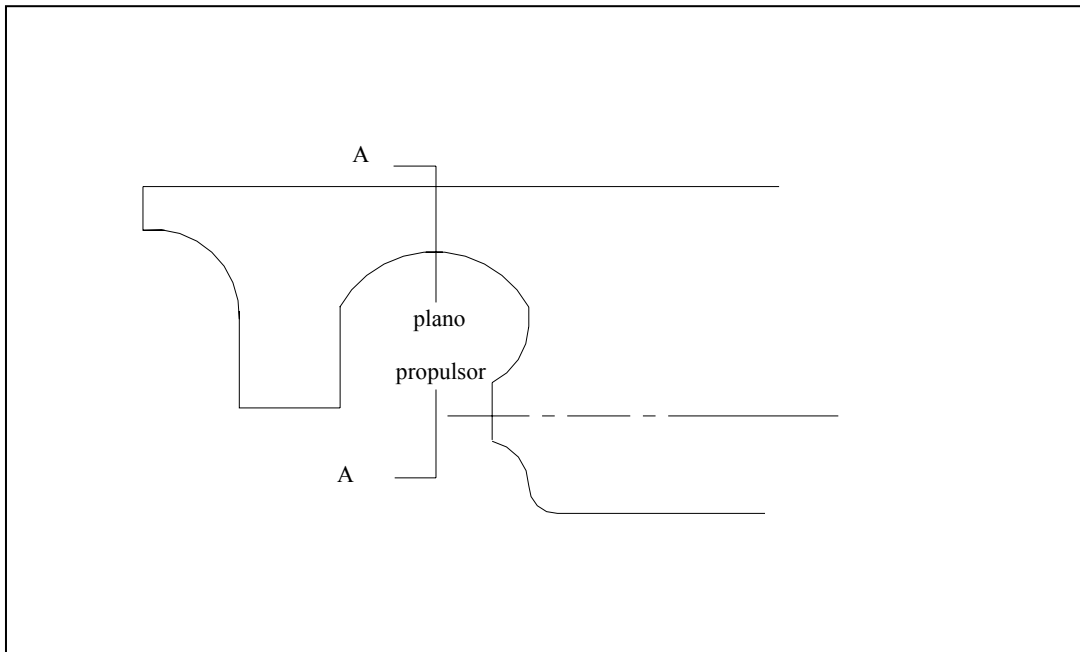


Figura 5.5 – Seção da popa, localização do hélice.

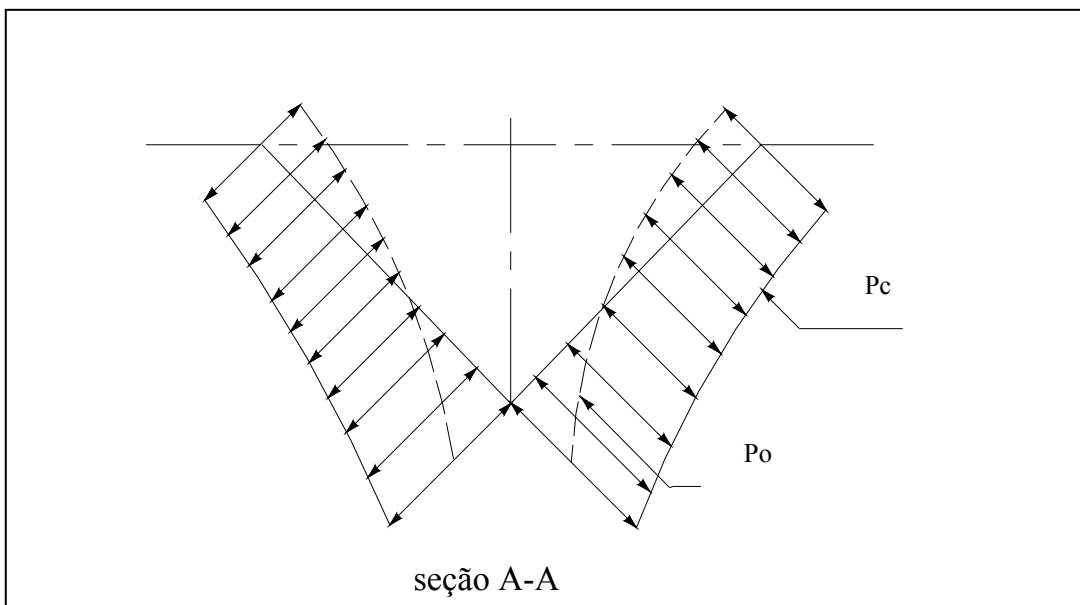


Figura 5.6 – Representação da seção A-A, ilustrando a distribuição de pressão induzida no casco, acima do hélice. Contribuição do coeficiente de não cavitação do hélice  $P_o$  e cavitação da pá  $P_c$ .

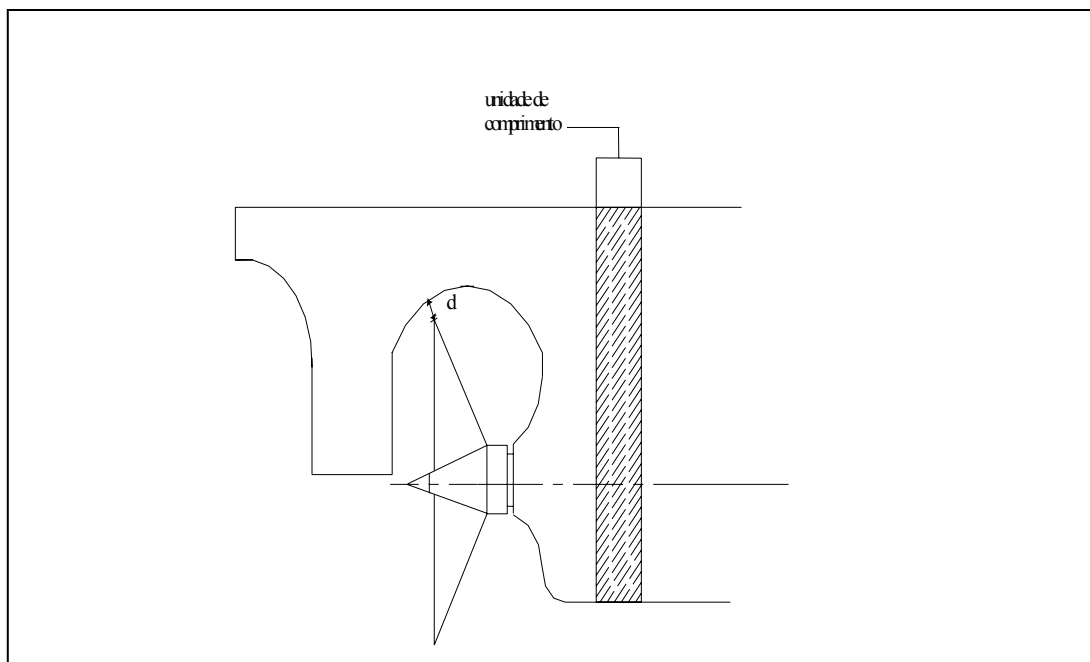


Figura 5.7 – Representação da folga (d) existente entre as pás do hélice e casco do navio.

Com o apoio do desenho da Figura 5.5 podemos observar na Figura 5.6 os gráficos representativos dos esforços oscilatórios, na frequência da pá, transmitidos à superfície do casco por efeito do campo de pressões do hélice.

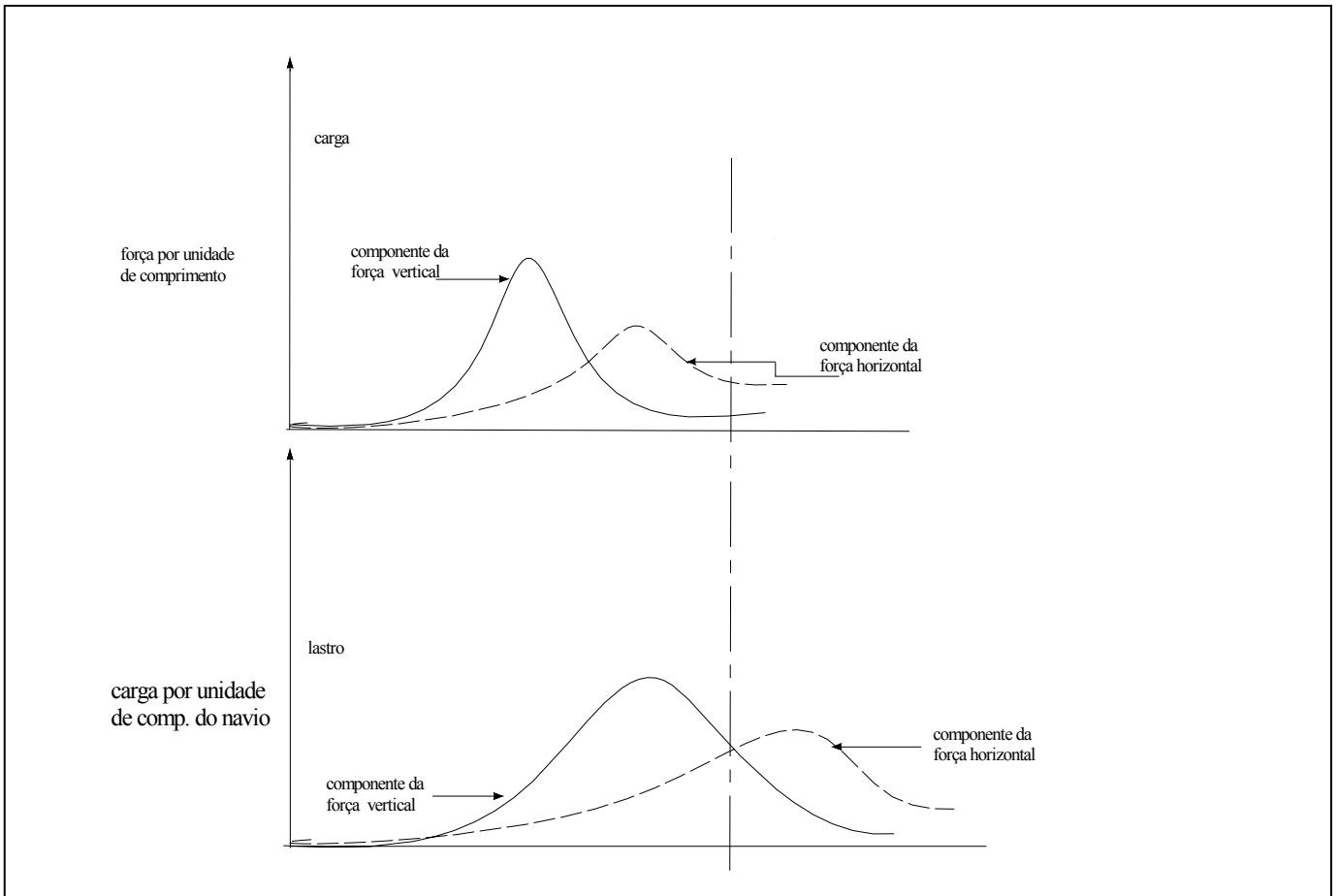


Figura 5.8 – Representação dos esforços oscilatórios na frequência das pás.

O esforço mais relevante, que se obtém por integração do campo de pressões, é a força vertical agindo sob a estrutura de popa. Forças em outras direções, e momentos, podem aparecer, mas serão de relativa pequena magnitude. Devido a isto, dois tipos característicos de vibração podem surgir dessa fonte de excitação, sendo elas:

- a) Vibração local da estrutura da popa (“Stern Vibration”);
- b) Vibração da superestrutura.

Como regra prática para evitar problemas de vibração indesejáveis, desses tipos recomenda-se que o pico de pressão total ( $P_t$ ) seja inferior a  $8000 \text{ N/m}^2$ ; embora, na ocorrência de ressonância na frequência da pá, somente isso possa não ser suficiente.



Assim, o nível de  $8000 \text{ N/m}^2$  recomenda-se na ausência de ressonância, que pressupõe o correto dimensionamento da estrutura de sorte a evitar frequências naturais próximas à frequência da pá. Caso isso não ocorra, devem ser providenciadas alterações ou da estrutura, ou do hélice, ou das formas do casco. Para navios já em operação pode-se, ainda, pensar em adicionar dispositivos capazes de alterar a esteira, tais como:

- a) Apêndices geradores de vórtices, colocados junto ao fundo ou bojo. Isto, contudo, exige ensaios com modelos em tanque de prova;
- b) Injeção de água por meio de pequenos furos na popa. Solução pouco testada em navios;
- c) Colocação de duto ao redor do propulsor, por que uniformiza a esteira e absorve os impactos provocados pela cavitação, embora possa não resistir a isso.

### **5.2.3– Motor de Combustão Interna**

Freqüentemente, os motores de combustão interna são fontes de excitação que podem vir a causar sérios problemas de vibrações indesejáveis. A explosão do gás (mistura ar-combustível) no interior da câmara de combustão, assim como os movimentos alternados dos pistões e das demais partes móveis, por efeito da inércia, oferecem amplas possibilidades de excitação da própria estrutura do motor, da linha de eixos, das estruturas adjacentes e, até, de toda a estrutura (a exemplo das vibrações da viga navio).

Particularmente, motores diesel de baixa rotação e alta potência são mais problemáticos, embora também os motores de média e alta rotação possam causar problemas de vibração, apesar de sua potência relativamente menor.

A Figura 5.9 ilustra as forças que são geradas na carcaça do motor, no eixo de manivelas e em cada um dos cilindros. A força decorrente da combustão do gás, agindo sobre a cabeça do pistão (P), decompõe-se numa força tangencial horizontal (G) de reação sobre a carcaça e outra (S) sobre a biela. Estas se transmitem ao eixo de manivelas podendo ser decompostas nas suas componentes radial (R) e tangencial (T). A componente radial (R) dirige-se diretamente ao centro do eixo e causa sua flexão,

gerando força longitudinal que pode ser fonte de vibração axial do eixo. A força tangencial (T), por seu turno, constitui-se em fonte de vibração torcional do eixo.

Como a força do gás (P), agindo sob o cabeçote, é balanceada pelas reações nos mancais do eixo de manivelas, não causaria esforços externos se a estrutura do motor fosse infinitamente rígida. Como isso não acontece na prática, as forças causam deformação da estrutura do motor, e de suas fundações, resultando na existência de esforços externos, com a possibilidade de constituição de uma fonte de excitação.

As massas das partes móveis, em cada posição dentro do cilindro (pistão, biela, eixo de manivelas e acessórios), normalmente produzem esforços de inércia que não são balanceados e que, adicionados vetorialmente, resultam em esforços externos. Tais esforços devem ser equilibrados pelas reações nas fundações, constituindo-se em outra fonte de excitação.

Assim sendo, em cada posição ocupada pelo pistão dentro do cilindro atuam forças, de gás e de inércia, que, contabilizadas ao longo do comprimento do motor, produzem forças e momentos resultantes. Estes, em última instancia, constituem-se em fonte de excitação da estrutura que aloja o motor. Dependendo do arranjo do eixo de manivelas, por sua vez função da ordem de queima, alguns dos esforços resultantes, por efeito de balanceamento entre os cilindros podem ser nulos.

### 5.2.3.1– Forças de Inércia

Geralmente, para efeito de cálculo das parcelas de inércia dos esforços resultantes, a distribuição de massa é discretizada por uma massa ( $M_0$ ) com movimento de translação oscilatória, na posição do pino do pistão, e outra rotatória ( $m_r$ ) na posição do extremo da manivela (“crank”). Assim, computando-se as acelerações de translação do pistão e aceleração centrífuga da manivela, podem-se escrever as expressões abaixo (ver Figura 5.9):

$$F_p \approx m_0 \Omega^2 r \left[ \cos \theta + \left( \lambda + \frac{\lambda^3}{4} \right) \cos 2\theta - \left( \frac{\lambda^3}{4} \right) \cos 4\theta \right] \quad (5.05)$$

$$F_m = m_r \Omega^2 r \quad (5.06)$$

onde:

$$\Omega = \left( \frac{2\pi}{60} \right) \cdot N \text{ - velocidade angular de rotação;}$$

N = velocidade de rotação do eixo em rpm;

$$= \left( \frac{r}{i} \right);$$

r = comprimento da manivela;

i = comprimento da biela;

$$\theta = \text{ângulo de rotação da manivela } \left( \dot{\theta} \right) = \Omega .$$

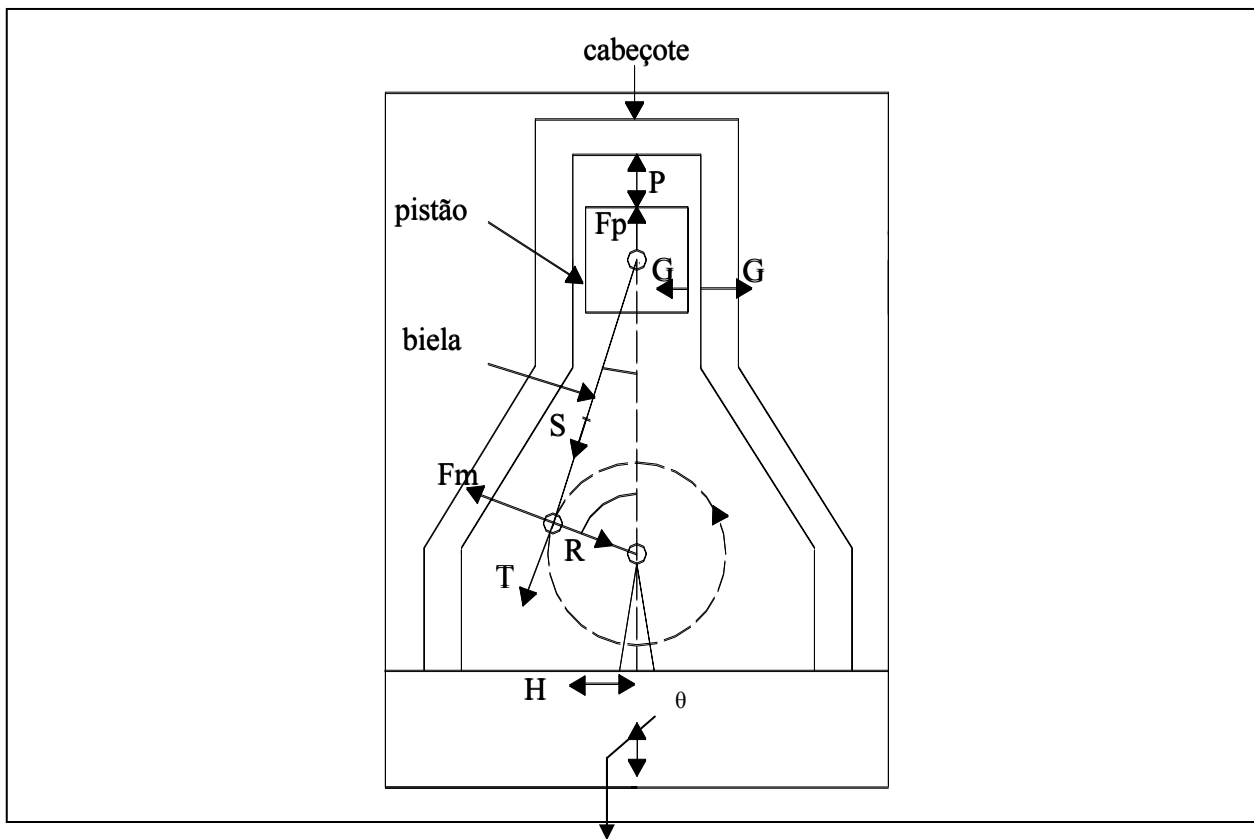


Figura 5.9 – Representação das forças atuando nos planos dos pistões e resultantes no motor

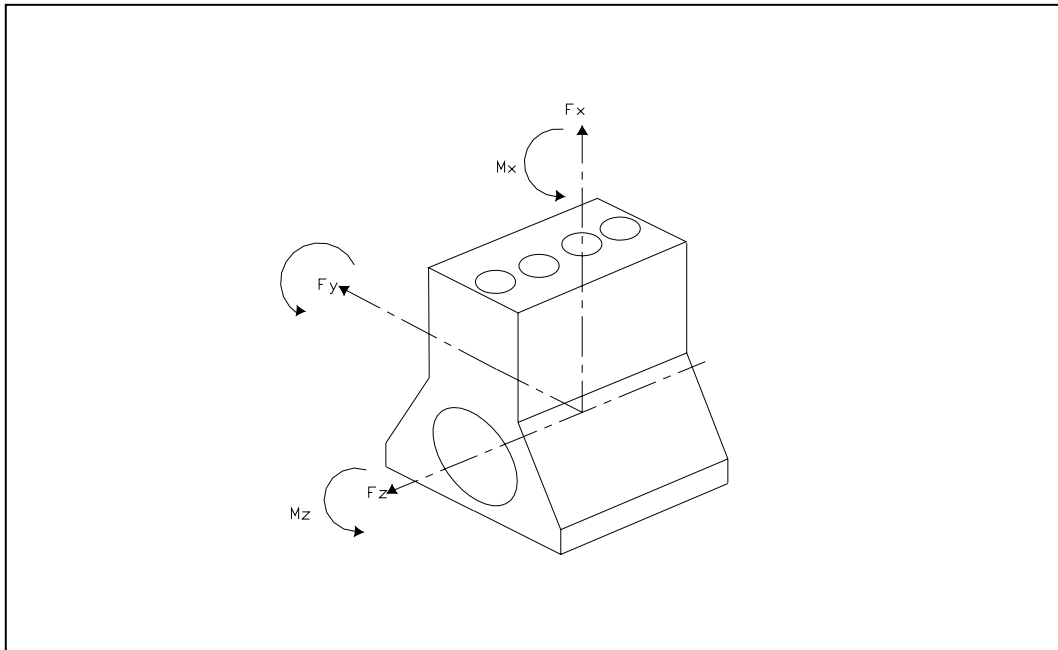


Figura 5.10 – Representação das forças atuando nos planos do bloco do motor

onde:

1. Forças internas:  $P$  = força de combustão do gás;  
 $G$  = reação horizontal na carcaça;
2. Forças externas:  $F_p$  = inércia do pistão;  
 $F_m$  = inércia da biela e manivela;
3. Reações no mancal:  $R$  = radial;  
 $T$  = tangencial;  
 $H$  = horizontal;  
 $V$  = vertical;  
 $R = H \sin \theta + V \cos \theta$ ;  
 $T = H \cos \theta - V \sin \theta$ ;  
 $R^2 + T^2 = H^2 + V^2$ .
4. Resultantes externas:  $F_x, F_y, M_x, M_y$  (nas fundações),  $F_z, M_z$  (no eixo).

Assim, por equilíbrio das massas concentradas ( $m_0$  e  $m_r$ ), obtém-se para as reações:

$$V = -(F_p + \cos \theta \cdot F_m) \quad (5.07)$$

$$H = -(F_m \sin \theta + G) \quad (5.08)$$

$$G = -F_p \cdot \operatorname{tg} \psi = -F_p \cdot \lambda \cdot \sin \theta / (1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \theta)^{1/2} \quad (5.09)$$

Então pode-se concluir que para os esforços resultantes de inércia:

- a) A força  $F_y$  e o momento  $M_x$  contidos no plano horizontal, por que decorrem de  $H$ , só têm a componente de ordem harmônica um (na frequência do eixo);
- b) A força  $F_x$  e o momento  $M_y$  contidos no plano vertical, por que decorrem de  $V$ , têm componentes de ordens harmônicas 1, 2 e 4 (na frequência do eixo, no dobro e no quádruplo dela).

Os esforços axiais  $F_z$  e  $M_z$  não decorrem diretamente das reações. O momento  $M_z$  é o torque reativo imposto pelo sistema que recebe a potência do motor (linha de eixos no caso do MCP) e, portanto, relaciona-se com a vibração torcional do eixo, sem transmitir esforços para as fundações do motor. De modo análogo, a força  $F_z$  relaciona-se com a vibração axial do eixo, e também não se transmite às fundações.

Se as resultantes de inércia são nulas, o motor é dito externamente balanceado, se não, essas agirão como esforços vibratórios livres. Motores de dois tempos com mais de 2 cilindros, ou de quatro tempos com mais de 4 cilindros, são normalmente construídos de forma a estarem balanceados em relação às forças  $F_x$  e  $F_y$ . Os momentos  $M_x$  e  $M_y$ , contudo, não estarão totalmente balanceados, de sorte que motores multicilindro sempre têm “momentos livres”, cujas magnitudes dependem fortemente do número de cilindros e da ordem de queima.

Assim, de modo geral, é possível equacionar os “momentos livres” por suas componentes harmônicas, como a seguir:

$$M_x(t) \cong \sum_i M_{xi} \text{sen}(i \Omega t + \varphi_{xi}) \quad (5.10)$$

$$M_y(t) \cong \sum_i M_{yi} \text{sen}(i \Omega t + \varphi_{yi}) \quad (5.11)$$

onde:

$$M_{xi} = C_i \cdot I_{xi} \cdot (r \cdot \Omega^2 \cdot L) \quad (5.12)$$

$$M_{yi} = C_i \cdot I_{yi} \cdot (r \cdot \Omega^2 \cdot L) \quad (5.13)$$

com:

|   |
|---|
| $i = 1 \quad \begin{aligned} I_{xi} &= Mr \\ I_{yi} &= Mo + Mr \end{aligned}$ |
|---|

|  |
|--|
| $i = 2 \quad \begin{aligned} I_{xi} &= 0 \\ I_{yi} &= +^3 m_o / 4 \end{aligned}$ |
|--|

|   |
|---|
| $i = 4 \quad \begin{aligned} I_{xi} &= 0 \\ I_{yi} &= ^3 m_o / 4 \end{aligned}$ |
|---|

sendo L a distância entre centros dos cilindros e  $C_i$  coeficientes obtidos do cálculo dos esforços resultantes da contribuição de cada cilindro, dependentes do número de cilindros e da ordem de queima imposta pelas posições angulares relativas das manivelas do virabrequim.

### 5.2.3.2– Forças do Gás

Para um motor de construção rígida a força do gás (P) ocasionada pela combustão no interior do cilindro age simultaneamente sobre o pistão e sob o cabeçote, tendo natureza interna e causando pouco efeito sobre as fundações.

Seu efeito mais relevante, portanto, atém-se à excitação de vibração torcional (T, Figura 5.9) que, contabilizado também o efeito das inércias das partes móveis, pode ser expressa por:

$$T = (P - F_p)(\text{sen } \theta - \lambda/2 \text{ sen } 2\theta) \quad (5.14)$$

Para um motor de dois tempos, um período de variação da força tangencial numa rotação do eixo. Para um motor de quatro tempos, o período corresponde a duas rotações do eixo.

No cálculo de vibrações, é comum representar esforços periódicos por suas componentes harmônicas numa série de Fourier. Assim, para a força tangencial podemos escrever:

$$T(t) = T_0 + \sum_i T_{0i} \cdot \text{sen}(i\theta + \varepsilon_i) ; \quad \theta = \Omega t \quad (5.15)$$

onde:

$\varepsilon_i$  são as fases do harmônico de ordem i em relação ao ponto morto superior,

e

i = 1, 2, 3, ... para motor de 2 tempos;

i = ½, 1 ½, 2, 2 ½, ... para motor de 4 tempos.

As contribuições das massas das partes móveis são, via de regra, significativas apenas para as ordens harmônicas 1, 2 e 3:

$$- M_0 \Omega^2 r \frac{\lambda}{4} \text{sen } \theta \quad (5.16)$$

$$+ M_0 \Omega^2 \frac{r}{2} \sin 2\theta \quad (5.17)$$

$$+ M_0 \Omega^2 r \frac{3\lambda}{4} \sin 3\theta \quad (5.18)$$

Onde se nota a dominância do segundo harmônico, embora seja o de ordem um o que tem efeito aditivo ao da força do gás.

O computo do torque vibratório resultante das forças tangenciais, de todos os cilindros deve ser efetuado no contexto do cálculo das vibrações da linha de eixo. A quantidade de energia introduzida no sistema por cada pistão depende da forma de cada um dos modos de vibração natural do conjunto motor-eixo. Assim, aplicando Superposição Modal, do cálculo das cargas generalizadas é possível obter o efeito relativo das forças tangenciais em cada um dos modos naturais.



## Capítulo 6 – Estudo de Casos de Vibração em Navios

---

### 6.1– Introdução

O propósito deste estudo foi avaliar a progressão dos níveis de vibração nas linhas de eixos de um porta aviões, e tentar estabelecer correlação entre os níveis de vibração encontrados e as folgas nos mancais dos tubos telescópicos e pés-de-galinha.

### 6.2– Histórico

No final da década de 50 e início da década de 60, as linhas de eixos projetadas de acordo com os critérios franceses vigentes à época, utilizavam a madeira pau-de-peso (*Lignum Vitae*) para a confecção das buchas dos mancais externos ao navio (pés-de-galinha e do tubo telescópico AR e AV) e do metal patente tipo Michel para a confecção dos mancais intermediários da linha de eixos (internos ao navio). Ainda hoje temos diversos navios que utilizam estes materiais na confecção de seus mancais e buchas. O exemplo estudado é de um navio de guerra construído durante este período que ainda se encontra em atividade. A Tabela 6.I mostra a relação das velocidades do navio (Nós) com as rpm dos eixos:

Tabela 6. I RPM dos eixos versus velocidade do navio em Nós.

| <i>RPM DO HÉLICE</i> | <i>VELOC. NAVIO</i> | <i>RPM DO HÉLICE</i> | <i>VELOC. NAVIO</i> |
|----------------------|---------------------|----------------------|---------------------|
| 15                   | 2,5                 | 120                  | 20,0                |
| 30                   | 5,0                 | 130                  | 21,6                |
| 50                   | 8,0                 | 135                  | 22,4                |
| 60                   | 10,0                | 140                  | 23,2                |
| 70                   | 11,6                | 145                  | 24,1                |
| 80                   | 13,2                | 150                  | 25,0                |
| 90                   | 15,0                | 160                  | 26,6                |
| 100                  | 16,6                | 170                  | 28,3                |
| 110                  | 18,3                | 180                  | 30,0                |
| 120                  | 20,0                | 190                  | 31,0                |

A Figura 6.1 ilustra as principais dimensões da seção de eixo mais a ré (eixo propulsor).

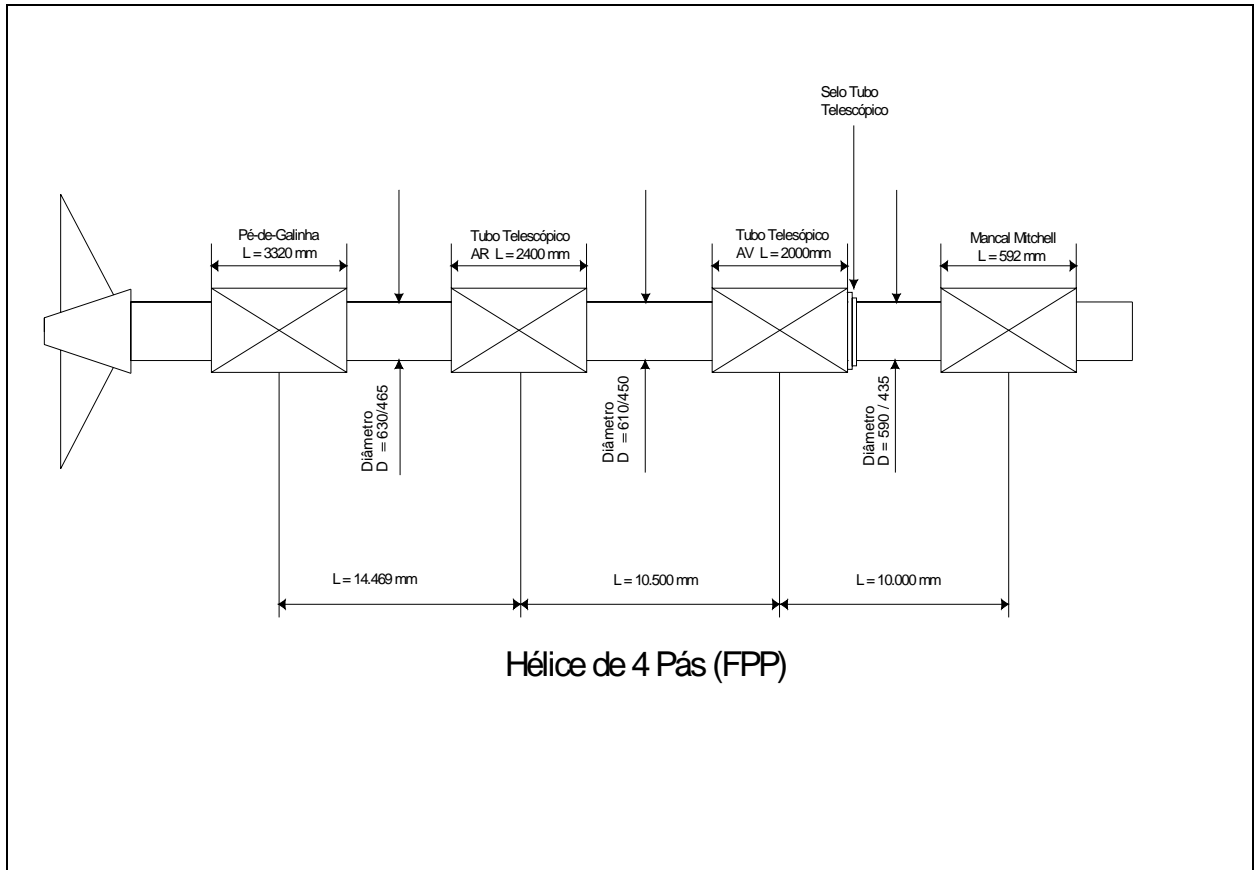


Figura 6.1 - Esquema do trecho de ré das linhas de eixo do navio em estudo.

Detalhes da especificação do material de construção dos eixos:

Material: aço ao Cr-Ni com  $s = 17\%$ ;

Tensão de escoamento:  $e = 40 \text{kgf} / \text{mm}^2$ ;

Tensão de ruptura:  $r = 60 \text{kgf} / \text{mm}^2$ .

Os eixos são dotados de camisas de bronze nas regiões dos mancais dos pés-de-galinha e do tubo telescópico.

Por volta de 1981, alterou-se o material dos mancais externos de pau-de-peso para Celeron, foram emitidos novos planos com esta alteração e recalculadas as folgas.

Em 1986, acontece o último Plano de Manutenção Geral efetuado pelo navio na Marinha Francesa.

O navio docou em dezembro de 1999, especificamente para inspecionar os mancais externos. As folgas encontravam-se acima do recomendado para instalação, mas abaixo do máximo admissível, o que sugeria uma substituição completa das taliscas dos mancais. Entretanto, por falta de sobressalentes, foram apenas substituídas as taliscas inferiores dos mancais AR do tubo telescópico.

De acordo com as especificações a folga mínima de montagem é de 2mm e folga máxima admissível de todos os mancais é de 8,8mm.

A partir de 2001 até 2003 foram efetuadas diversas medições de folga nos mancais dos Pés-de-Galinha e Tubo Telescópico AR, conforme discriminado na Tabela 6.II. Estas medições foram efetuadas por mergulhadores utilizando um dispositivo próprio para esse fim. Entretanto, pela dificuldade de execução, essas medições não foram consideradas totalmente confiáveis, em algumas oportunidades, aproximadamente 41% das medições feitas, a folga parece diminuir em vez de aumentar, como pode ser visto na tabela 6.II; em outras, existe a variação da folga mesmo o navio não tendo colocado os eixos em funcionamento.

Tabela 6. II - Folgas medidas nos mancais externos em milímetros.

| <i>FOLGAS MEDIDAS EM MANCAIS DAS LINHAS DE EIXOS (mm)</i> |                            |                        |                            |                        |                    |
|---|----------------------------|------------------------|----------------------------|------------------------|--------------------|
| <i>DATA</i>   | <i>EIXO DE BOMBORDO</i>    |                        | <i>EIXO DE BORESTE</i>     |                        | <i>DIAS DE MAR</i> |
|   | <i>TUBO TELESCÓPICO AR</i> | <i>PÉ-DE - GALINHA</i> | <i>TUBO TELESCÓPICO AR</i> | <i>PÉ-DE - GALINHA</i> |                    |
| 15-JAN-01   | 6,8                        | 4,3                    | 4,6                        | 4,2                    | 0,0                |
| 22-MAR-01   | 7,8                        | 4,3                    | 6,1                        | 4,2                    | 18,0               |
| 14-MAI-01   | <u>7,0</u>                 | 5,3                    | <b>4,8</b>                 | 4,6                    | 27,5               |
| 2-JUL-01  | <u>7,7</u>                 | 5,8                    | 5,0                        | 4,7                    | 33,5               |
| 13-AUG-01   | 7,9                        | 6,3                    | 5,6                        | 5,4                    | 47,5               |
| 5-SET-01  | <u>7,7</u>                 | 6,6                    | 5,6                        | <b>5,0</b>             | 52,5               |
| 27-MAR-02   | 8,0                        | <b>5,5</b>             | <b>5,5</b>                 | 6,1                    | 64,5               |
| 17-MAI-02   | 8,3                        | 7,0                    | 6,1                        | 7,1                    | 82,0               |
| 28-MAI-02   | 8,6                        | <b>6,4</b>             | <b>5,7</b>                 | <b>6,7</b>             | 82,0               |
| 7-JUN-02  | 9,0                        | 7,1                    | <b>5,5</b>                 | <b>5,4</b>             | 86,0               |
| 20-JUN-02   | <b>8,0</b>                 | 7,7                    | <b>5,8</b>                 | 6,8                    | 92,0               |
| 28-NOV-02   | <b>8,1</b>                 | 8,2                    | <b>4,8</b>                 | <b>6,6</b>             | 102,5              |
| 14-JAN-03   | <u>7,7</u>                 | <b>7,3</b>             | <b>5,2</b>                 | 6,8                    | 102,6              |
| 24-JAN-03   | 9,1                        | <b>7,5</b>             | 6,4                        | 7,2                    | 109,5              |
| 03-FEV-03   | <b>8,0</b>                 | <b>6,5</b>             | <b>5,6</b>                 | <b>6,1</b>             | 116,5              |

A partir de junho de 2002 em função da falta de confiança nas folgas encontradas, iniciou-se uma pesquisa dos níveis de vibrações das linhas de eixos. Foram então efetuadas diversas medições entre junho e novembro daquele ano. Considerando-se duas velocidades de rotação dos eixos (90 e 120rpm), constatou-se altos níveis de vibrações em baixas frequências (acima do aceitável conforme norma MIL-STD-167). Em novembro do mesmo ano, após as análises dos espectros de vibração, recomendou-se ao navio não operar o eixo de BB com velocidade de rotação maior do que 120rpm e o eixo de BE maior do que 135rpm, como forma de manter os níveis de vibração em valores aceitáveis.

### ***6.3- Interpretação do Problema***

As medições dos níveis de vibrações efetuadas entre junho e novembro de 2002, em conjunto com as medidas de folgas efetuadas por mergulhadores (embora não muito confiáveis), permitiram interpretar que os mancais externos das linhas de eixos estavam com folgas excessivas. Neste caso, a recomendação evidente foi docar o navio e substituir as taliscas destes mancais.

Entretanto, devido a problemas de fornecimento, o material para substituição somente estaria disponível a partir de março de 2003, mas como já havia uma programação para o navio participar de diversas comissões antes da docagem, tornou-se necessário o acompanhamento da evolução dos níveis de vibração decorrente do problema, mesmo sabendo-se que estes já excediam os valores considerados normais. Adicionalmente sabia-se que o navio muito provavelmente teria que operar com velocidades de rotação dos eixos superiores aos limites sugeridos pelo órgão técnico, caso o vento local fosse insuficiente durante as operações aéreas de recolhimento de aeronave de asa fixa. Tal operação acima dos limites sugeridos por longos períodos poderia apressar e agravar o desgaste dos mancais.

Para esta situação o que se desejava era garantir, única e exclusivamente, que, ao longo das comissões programadas, a degradação dos mancais não assumisse características exponenciais, que pudessem comprometer a integridade dos eixos ou suas camisas.

Para obter-se tal garantia, uma equipe técnica embarcou com a finalidade de

realizar medições periódicas ao longo das comissões, centrando-se na velocidade de 120 rpm nos dois eixos (limite estabelecido para o eixo de BB). Caso os níveis medidos apresentassem aumento significativo, o limite de velocidade seria, então, progressivamente reduzido, até que se obtivessem níveis similares aos iniciais em 120 rpm.

## **6.4 – Desenvolvimento**

Durante o período em que ocorreu esta comissão, de 16 de janeiro a 03 de fevereiro de 2003, foram efetuadas diversas medições dos níveis de vibração dos mancais, tanto externos como internos, das linhas de eixos de BB e BE.

### **6.4.1 – Medições de Vibração**

Foram executadas medições nos seguintes pontos:

1. Carcaça do selo de casco do eixo de BB (no túnel de ré);
2. Carcaça do selo de casco do eixo de BE (no túnel de ré);
3. Estrutura do paiol de gêneros AR-BB (localizado sobre a estrutura do pé-de-galinha de BB) e;
4. Estrutura do paiol de gêneros AR-BE (localizado sobre a estrutura do pé-de-galinha de BE).

O espectro de vibração apresentado na Figura 6.1 mostra que os níveis de vibração medidos durante a velocidade de rotação de 120rpm dos eixos BB e BE mantiveram-se estáveis e próximos àqueles verificados em novembro de 2002, indicando que a degradação dos mancais externos de sustentação das linhas de eixos não ganhou características exponenciais, que pudessem comprometer, de forma imediata, os eixos ou suas camisas.

Atribuiu-se tal estabilidade nos níveis de vibração encontrada à forma de condução do navio, na qual a operação da propulsão foi feita preferencialmente em velocidades de rotações baixas (70 a 100 rpm), apenas utilizando a faixa de velocidades

de rotação de 120 a 160 rpm para viabilizar operações de lançamento e recolhimento de aeronaves de asa fixa, e, mesmo assim, pelo menor período de tempo possível.

As medições efetuadas nas carcaças dos selos dos tubos telescópicos de ambos os bordos foram bastante prejudicadas por interferências elétricas de origem não determinada. No caso de BB, essa interferência foi muito acentuada, comprometendo a maior parte das medições neste ponto.

#### ***6.4.2 – Mancais de Sustentação Intermediários (Mitchell)***

Não foram observadas anormalidades nos mancais intermediários de sustentação, exceto naqueles situados nos túneis de ré dos eixos de ambos os bordos, que ainda sem aquecimento excessivo, apresentavam diferenças de cerca de 10°C entre suas extremidades de vante e de ré. Essa diferença foi atribuída à modificação da inclinação dos eixos nas posições desses mancais, induzida pelos desgastes dos mancais externos.

#### ***6.4.3 – Hélices e Cavitação***

Durante a comissão percebeu-se um ruído metálico típico de cavitação do hélice, em velocidades de rotação dos eixos superiores a 100 rpm, em ambos os bordos. Atribuiu-se tal cavitação ao estado de incrustação do casco e ao passeio circunferencial do hélice devido às folgas dos mancais dos pés-de-galinha. Ambas as causas podem ser contornadas com a docagem, limpeza do casco e substituição das taliscas dos mancais.

### ***6.5 – Espectros de Vibração***

A seguir são apresentados os espectros de vibração colhidos durante o período compreendido entre os dias 16 de janeiro a 03 de fevereiro de 2003, que serviram como base para a definição da docagem e dos reparos nas linhas de eixos linhas de eixos.

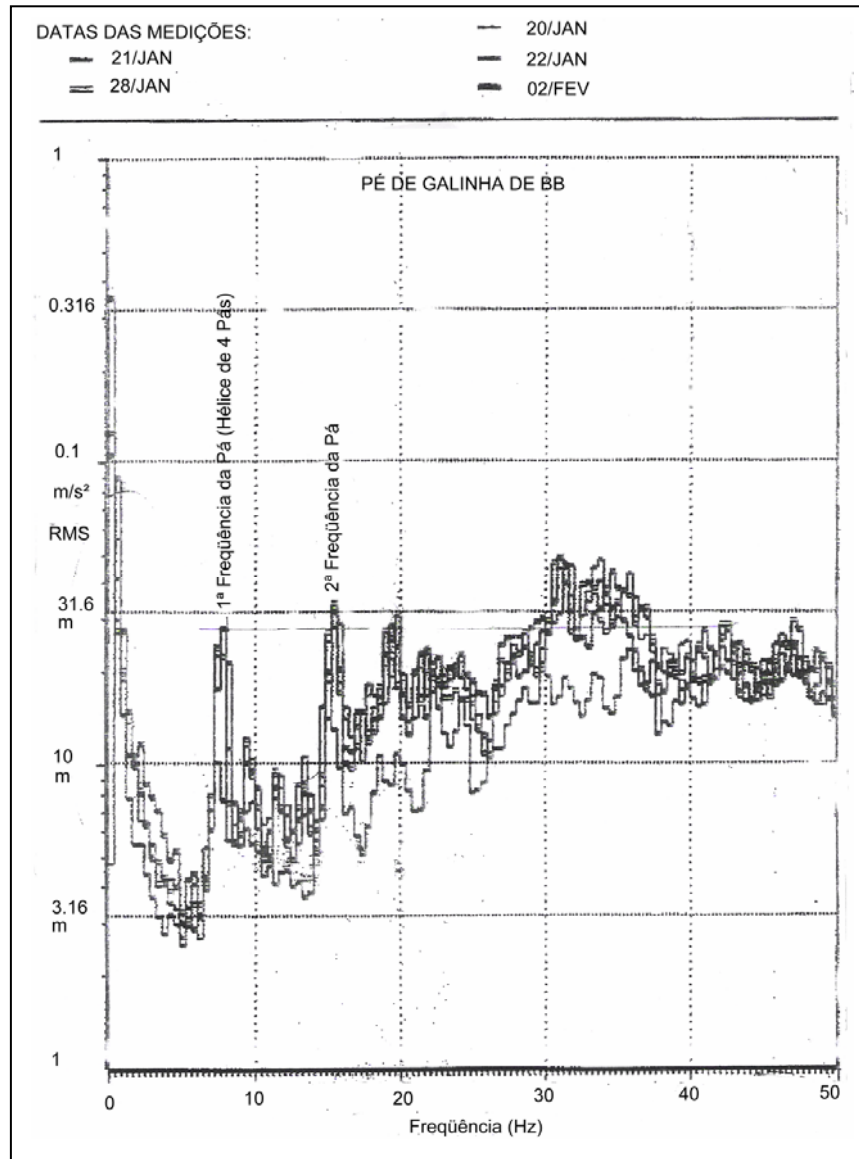


Figura 6.2 – Espectro de vibração colhido paiol de mantimentos BB direção na vertical.

A Figura 6.2 é referente aos sinais adquiridos no paiol de mantimentos sobre a estrutura do pé-de-galinha de BB, nas condições de operação do navio com uma velocidade de rotação do eixo de 120rpm. Este gráfico é composto de uma superposição de medições feitas em diversos dias (20, 21, 22, 28/jan e 02/fev), para uma melhor avaliação das condições do equipamento. Pode-se observar que na primeira frequência de rotação do hélice tem-se uma amplitude de aceleração RMS de  $29 \times 10^{-3} \text{ m/s}^2$  e na segunda harmônica da frequência de rotação do hélice tem-se uma amplitude de  $34 \times 10^{-3} \text{ m/s}^2$ .

A Figura 6.3 é referente aos sinais adquiridos no paiol de mantimentos sobre a estrutura do pé-de-galinha de BE, nas mesmas condições de operação do navio com rotação do eixo de 120 rpm. Pode-se observar que na primeira frequência de rotação do hélice se tem uma amplitude de aceleração RMS de  $28 \times 10^{-3} \text{ m/s}^2$  e na segunda harmônica da frequência de rotação do hélice tem-se uma amplitude de  $31 \times 10^{-3} \text{ m/s}^2$ .

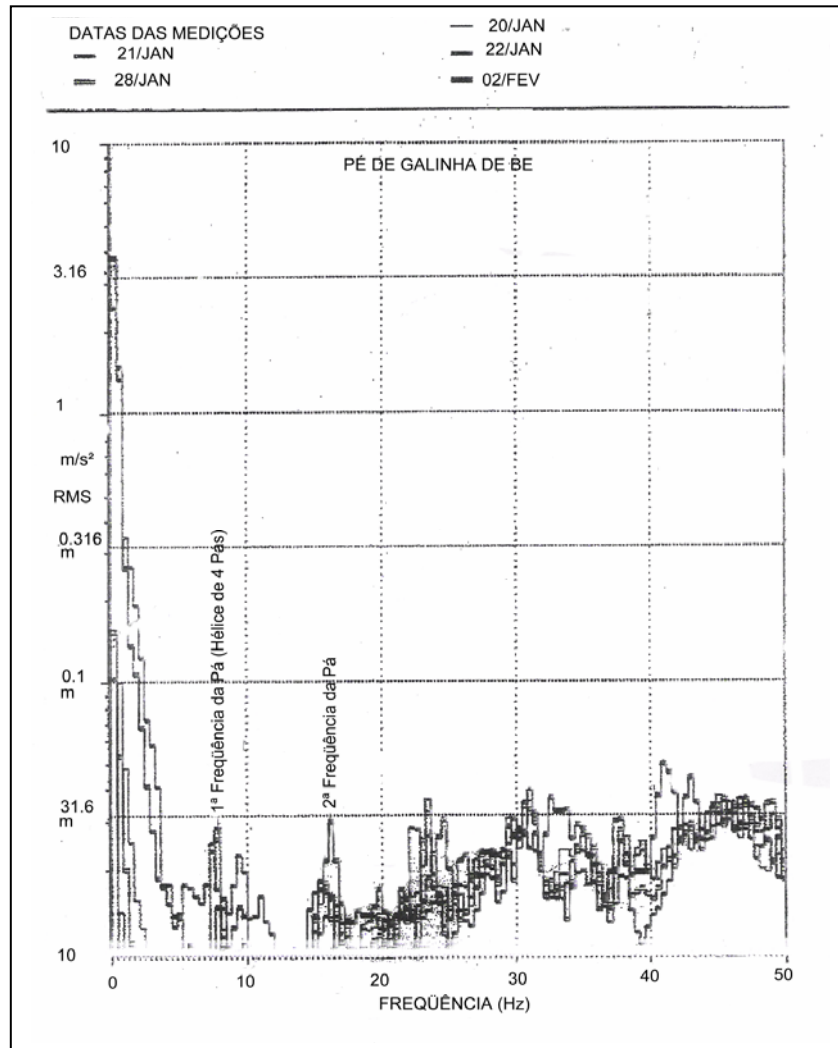


Figura 6.3 – Espectro de vibração colhido paiol de mantimentos BE direção na vertical.

A Figura 6.4 é referente aos sinais adquiridos no compartimento do túnel do eixo (ré da bravo) no mancal interno do tubo telescópico da linha de eixos de BE, nas mesmas condições de operação do navio com rotação do eixo de 120 rpm. Pode-se observar que na frequência de rotação do hélice tem-se uma amplitude de aceleração



RMS de  $19 \times 10^{-3} \text{ m/s}^2$ .

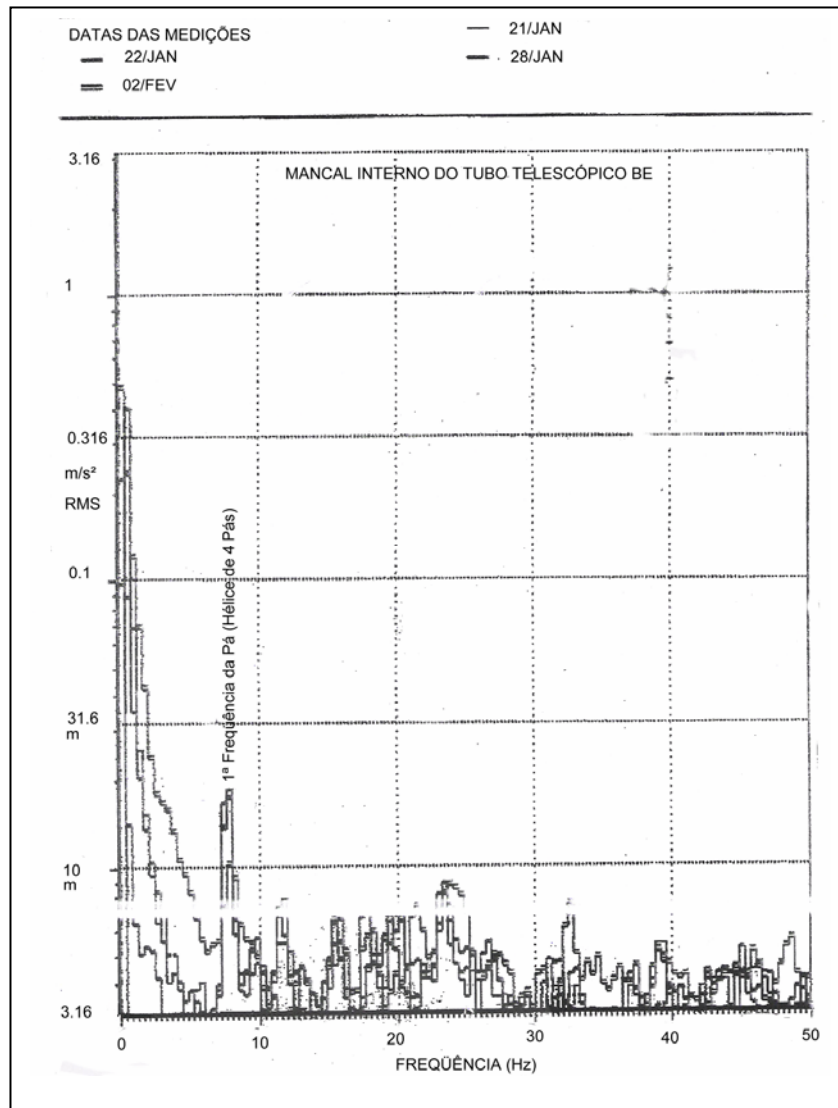


Figura 6.4 – Espectro de vibração colhido no túnel do eixo, mancal interno do tubo telescópico de BE direção na vertical.

A Figura 6.5 é referente aos sinais adquiridos no paiol de mantimentos sobre as estruturas dos pés-de-galinha de BB e de BE, em diversas condições de operação do navio com rotações variando devido a testes de máquinas conduzidas pela tripulação.

No dia 16 de janeiro foi efetuada uma medição no pé-de-galinha de BB com a velocidade de rotação do eixo propulsor em 150 rpm e no dia 20 de janeiro foram efetuadas duas medições uma no pé-de-galinha de BB com a rotação do eixo propulsor: 125 rpm e outra no pé-de-galinha de BE com 126 rpm, onde na primeira freqüência de

rotação do hélice com o eixo na rotação de 150 rpm, sua amplitude de aceleração chegou a atingir  $13 \times 10^{-3} \text{ m/s}^2$  e na segunda frequência de rotação do hélice chegou a  $26 \times 10^{-3} \text{ m/s}^2$ .

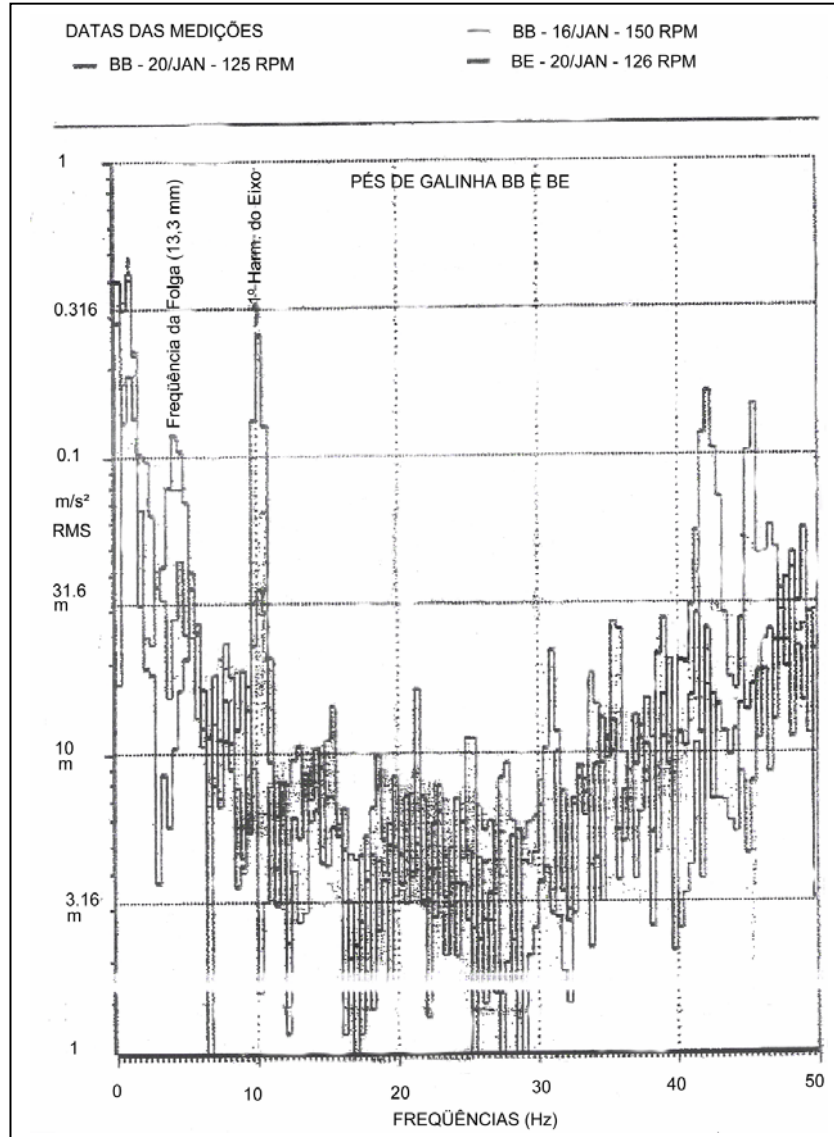


Figura 6.5 – Espectro de vibração adquiridos no paiol de mantimentos sobre a estrutura dos pés de galinha de BB e BE na direção vertical.

### 6.6 – Inspeções Após Análises dos Espectros de Vibração

Após a análise feita tomou-se a decisão de fazerem-se os reparos recomendados pela equipe técnica que avaliou as condições das linhas de eixos do navio durante a comissão mencionada no item 6.4.

Durante a docagem do navio, foram realizados os serviços de limpeza do casco e de medições das folgas dos mancais dos pés de galinha e dos tubos telescópicos por pessoal especializado, confirmando a análise feita pela equipe que coletou e analisou os espectros de vibração dos eixos.

A folga máxima encontrada na bucha do pé de galinha, da linha de eixos de BB, foi de 10mm no diâmetro, excedendo em 1,2mm a folga máxima permitida, que é de 8,8mm. De forma geral, as folgas na linha de eixos de BB estavam mais acentuadas. As folgas na linha de eixos de BE encontravam-se dentro do limite aceitável, tendo sido consideradas satisfatórias.

Decidiu-se então na época pela retirada das quatro seções das linhas de eixos de BB e de BE (eixo propulsor e intermediário de cada uma delas) para substituição das taliscas das buchas dos pés de galinha e dos tubos telescópicos AV e AR respectivamente.

Após a retirada dos eixos propulsores e intermediários de BB e BE, foram realizadas inspeções visuais, nas quais pode-se constatar que os moentes de Ré dos eixos propulsores, Figura 6.6, apresentavam desgaste em 70% do seu comprimento e que 30% na parte de vante dos mesmos apresentavam a formação de uma oxidação acentuada, mostrando que esta região do moente encontrava-se flutuando.

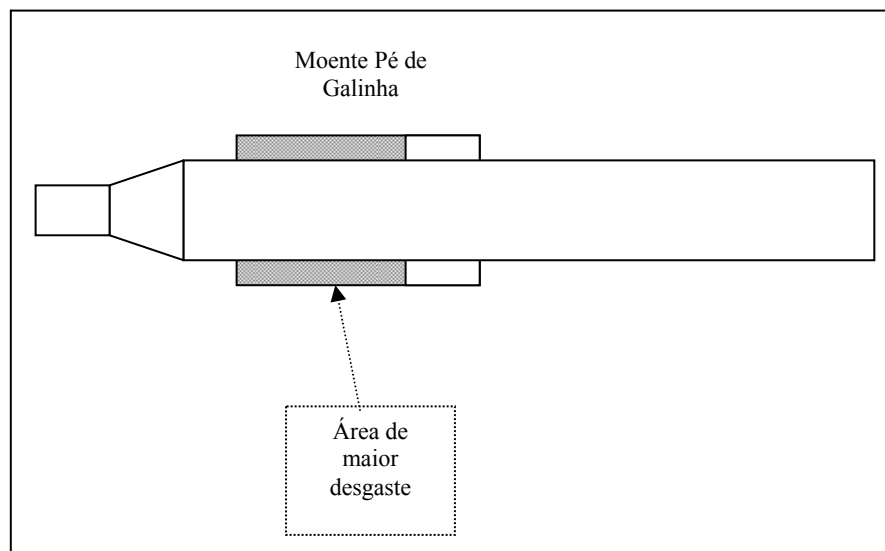


Figura 6.6 – Representação do moente do eixo propulsor BB e BE

Observou-se nos eixos intermediários, Figura 6.7, fato semelhante ao observado nos eixos propulsores: que 70% da parte de vante do moente de Ré do eixo

intermediário apresentava desgaste e os outros 30% apresentavam oxidação, caracterizando que o eixo nesta parte estava flutuando, ou seja, não estava em perfeito contato com a bucha.

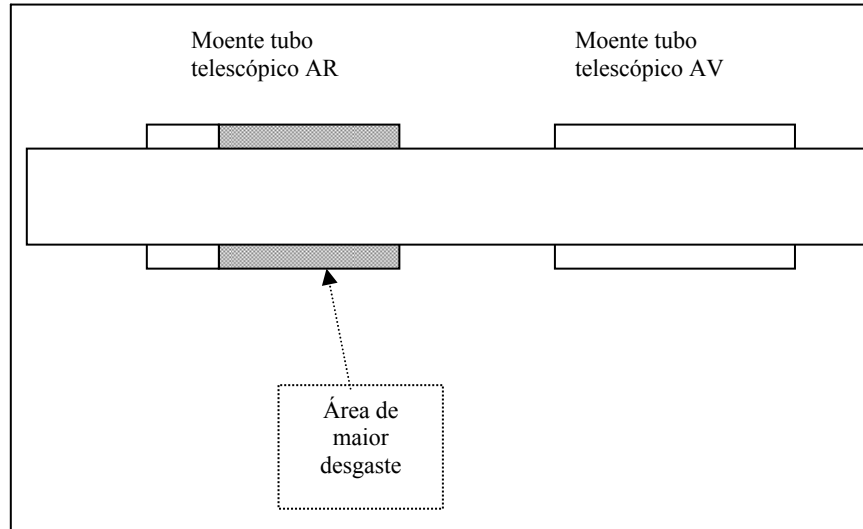


Figura 6.7 – Representação do moente do eixo intermediário BB e BE

Pode-se observar que a linha de eixo, devido ao peso do hélice e ao desgaste ocorrido à Ré na bucha do Pé de Galinha e a Vante da bucha de Ré do tubo telescópico sofreu uma ligeira deformação dentro do regime elástico, fazendo uma curvatura conforme representado na Figura 6.8 a seguir.

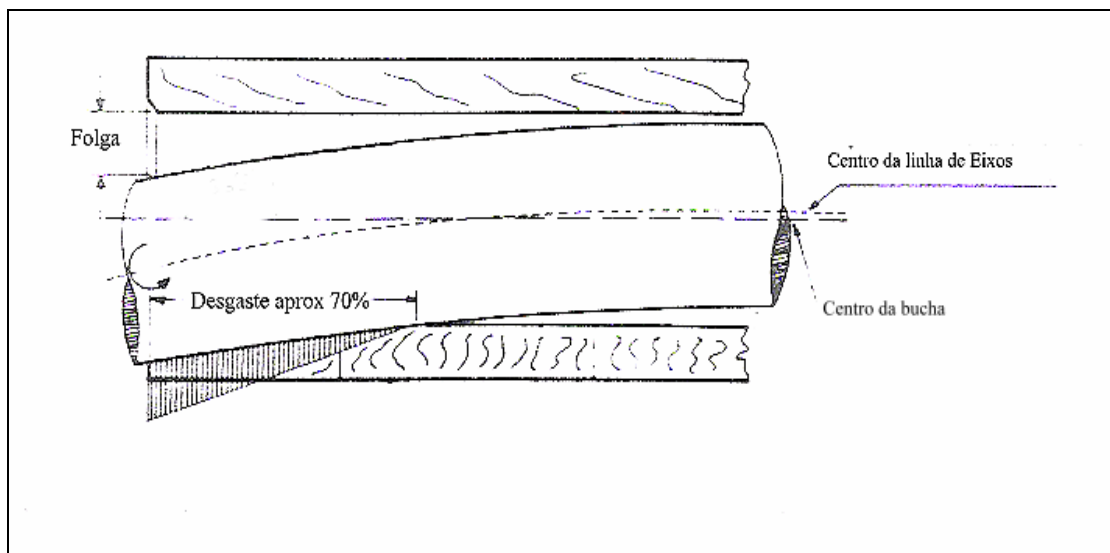


Figura 6.8 – Representação do desgaste de moente do eixo propulsor BB e BE

Durante os reparos constatou-se que, além das folgas existentes entre as buchas

e os moentes dos eixos propulsores de BB e de BE, também havia folga entre as telhas nas quais as taliscas são montadas nas buchas e seus alojamentos nos respectivos pés de galinha. Devido o diagnóstico, após a análise dos espectros de vibrações, apontar para possível desalinhamento e conjunto de fatores listados abaixo, tomou-se a decisão de fazer uma verificação do alinhamento dos tubos telescópicos com seus respectivos pés de galinha:

- folgas das taliscas, 10mm no diâmetro a BB (folga máxima permitida 8,8mm) ;
- folga entre alojamentos e buchas dos pés de galinhas a BB em torno de 10,5mm a BE em torno de 6,7mm (folga admitida para perfeita instalação 0,5mm);
- reutilização de taliscas na última docagem ocorrida antes de 1999.

### 6.7 – *Batimento das Linhas de Eixos de BB e de BE*

Esta verificação foi realizada utilizando-se o procedimento de batimento de linha, procedimento este de grande domínio por parte do pessoal envolvido no reparo, o qual utiliza uma linha de aço tracionada por um peso conhecido, que passa pelo centro do pé de galinha e do tubo telescópico, corrigindo-se o valor da catenária calculada para estes pontos tem-se o centro geométrico dos mesmos, Figura 6.9.

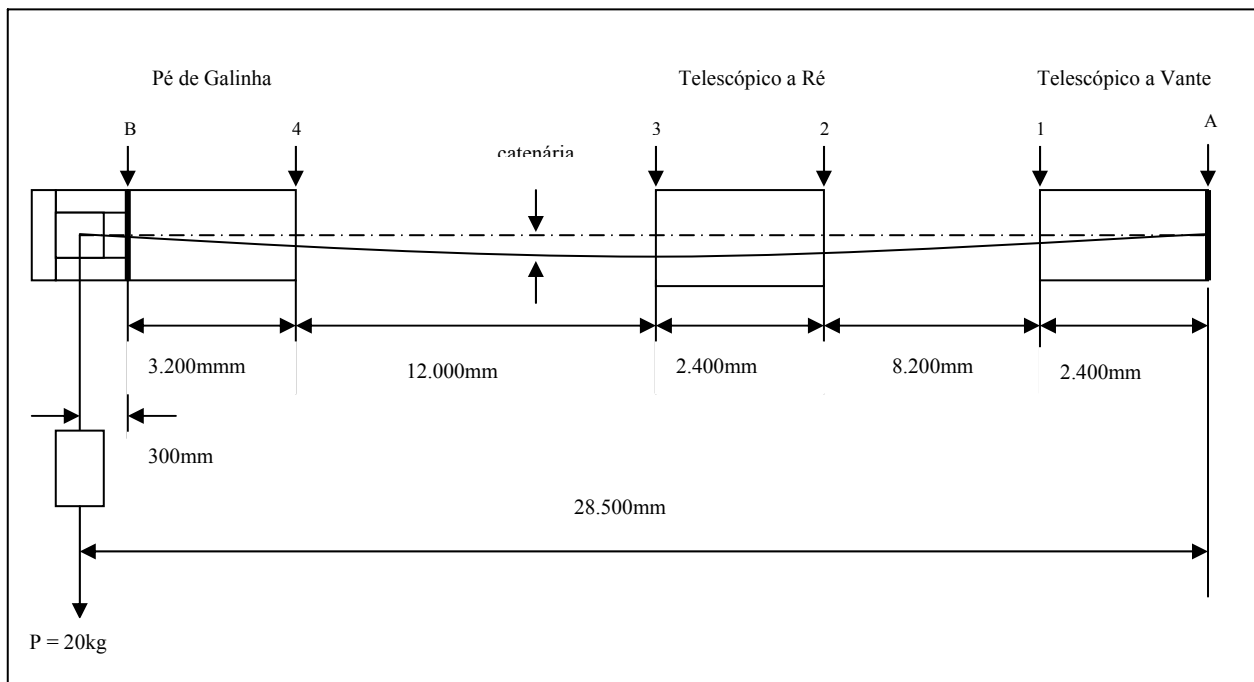


Figura 6.9 – Representação gráfica do batimento de linha.

Para o cálculo e determinação das catenárias relativas aos pontos indicados, deverá ser considerada a fórmula abaixo:

$$K_j = \frac{\pi \times \rho \times \phi^2 \times I_j \times F_j}{8 \times M}$$

Onde:

$K_j$  = flexa da catenária do ponto considerado, [mm];

$\rho$  = peso específico do fio de aço,  $[7,85 \times 10^{-6} \text{ kgf/mm}^2]$ ;

$\phi$  = diâmetro do arame, [mm];

$I_j$  = distância do ponto inicial ao ponto considerado, [mm];

$F_j$  = distância do ponto final ao ponto considerado, [mm] e

$M$  = massa para tracionar o fio, [20kgf].

Em função dos valores encontrados durante a verificação do alinhamento, concluiu-se que existia uma excentricidade considerável entre a parte de vante do pé de galinha e o tubo telescópico da linha de eixos de BB, em torno de 5,8mm, enquanto para a linha de eixos de BE a excentricidade apresentada foi em torno de 1,8mm sendo considerada aceitável.

Devido ao prazo da docagem não ser muito longo, não foi possível verificar o trabalho da popa em relação ao navio docado versus navio flutuando. Esta verificação só pôde ser feita durante a desdocagem do navio. Sendo assim, assumiu-se o trabalho zero da popa do navio.

Como não existia nenhuma informação precisa sobre reparos anteriores das linhas de eixos, tomou-se a seguinte decisão para corrigir os problemas encontrados:

- a) Enchimento do pé de galinha de BB e posterior mandrilhamento, utilizando como referência o centro do tubo telescópico AR, uma vez que o pé de galinha se encontrava desalinhado em relação ao tubo telescópico;
- b) Enchimento do pé de galinha de BE e posterior mandrilhamento, utilizando como referência o centro geométrico do próprio pé de galinha, uma vez que este se encontrava com alinhamento aceitável em relação ao tubo telescópico.

Cabe ressaltar que o enchimento com solda e a usinagem dos pés de galinha tornou-se necessário em função das folgas observadas entre as buchas e o alojamento das mesmas nos seus respectivos pés de galinha. O batimento de linha definiu os centros para serem utilizados como referência de usinagem.

### **6.7.1– Reparos das Linhas de BB e BE**

Após docagem do navio e inspeções iniciais que definiram o reparo a ser realizado, iniciou-se a retirada dos hélices e das linhas de eixos de BB e de BE. A Figura 6.10 mostra o hélice de BB já retirado no fundo do dique e a preparação para a retirada dos eixos dos dois bordos

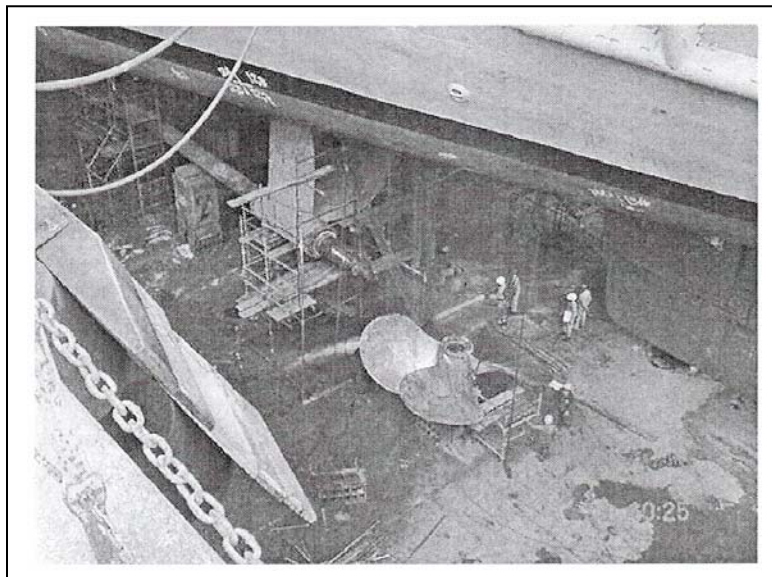


Figura 6.10 – Início dos reparos.

A Figura 6.11 mostra o momento da retirada pela equipe de mecânicos do estaleiro de uma das seções da linha de eixo de BE. As seções de eixos propulsores bem como as dos intermediários foram levadas para a oficina para verificação de empeno, recuperação dos moentes que por ventura estivessem com problemas, recuperação da área de atuação do selo mecânico, fitting entre o hélice e o cone do eixo propulsor e verificação do ajuste dos acoplamentos entre os eixos.

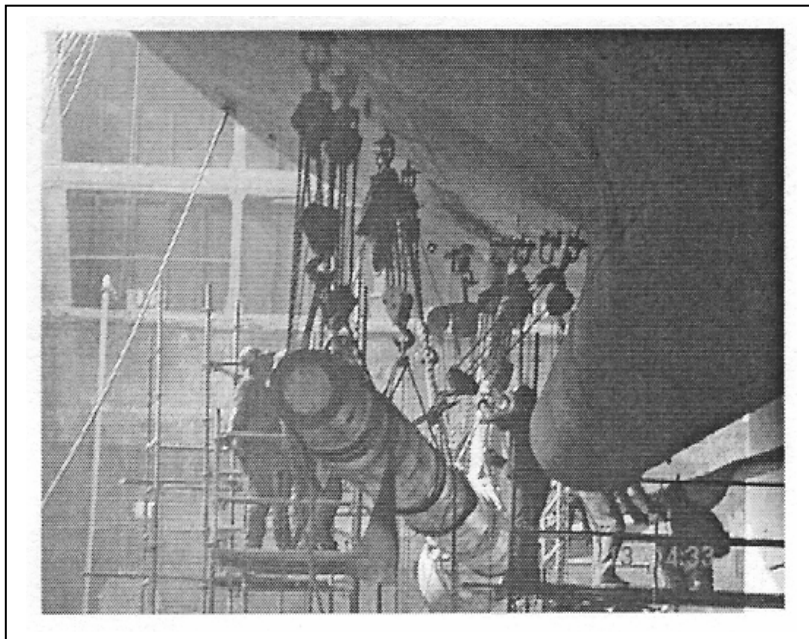


Figura 6.11 – Momento da retirada de uma seção da linha de eixos de BE.

Os reparos dos alojamentos das buchas dos pés de galinhas de BB e de BE foram feitos com o depósito de material através de soldagem. A Figura 6.12 ilustra os depósitos de solda feitos em cada pé de galinha.

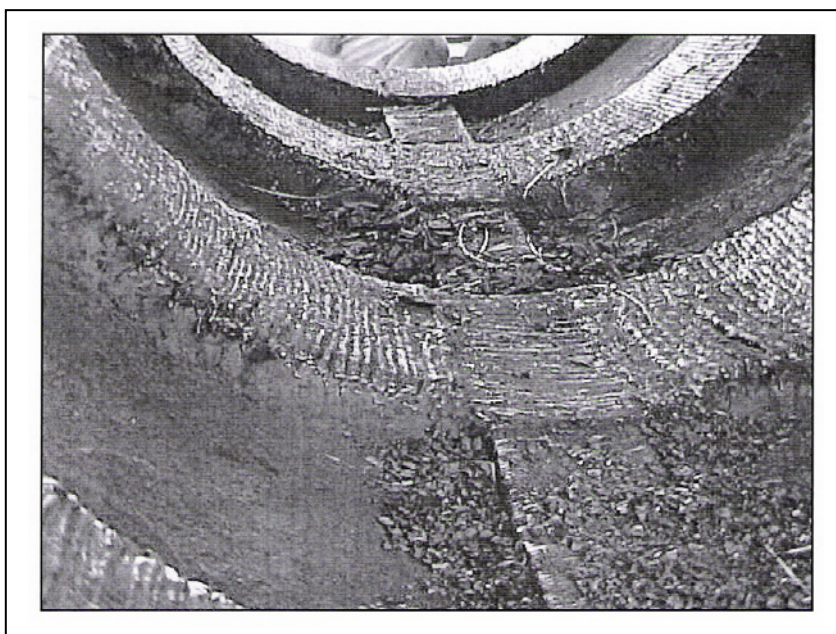


Figura 6.12 – Depósito de material através de cordões de soldas nos pés de galinhas de BB e BE.



BB e de BE e a usinagem dos mesmos para recuperação de suas medidas de projeto. Na seqüência, as Figura, 6.13 e 6.14 ilustram a montagem do mandril nos pés de galinhas de

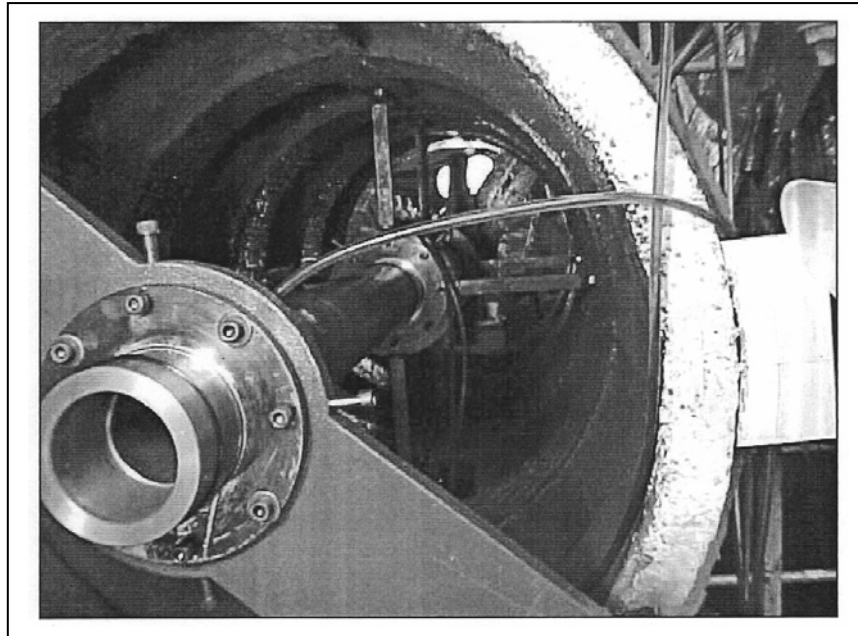


Figura 6.13 – Montagem do mandril para usinagem dos pés de galinhas de BB/BE

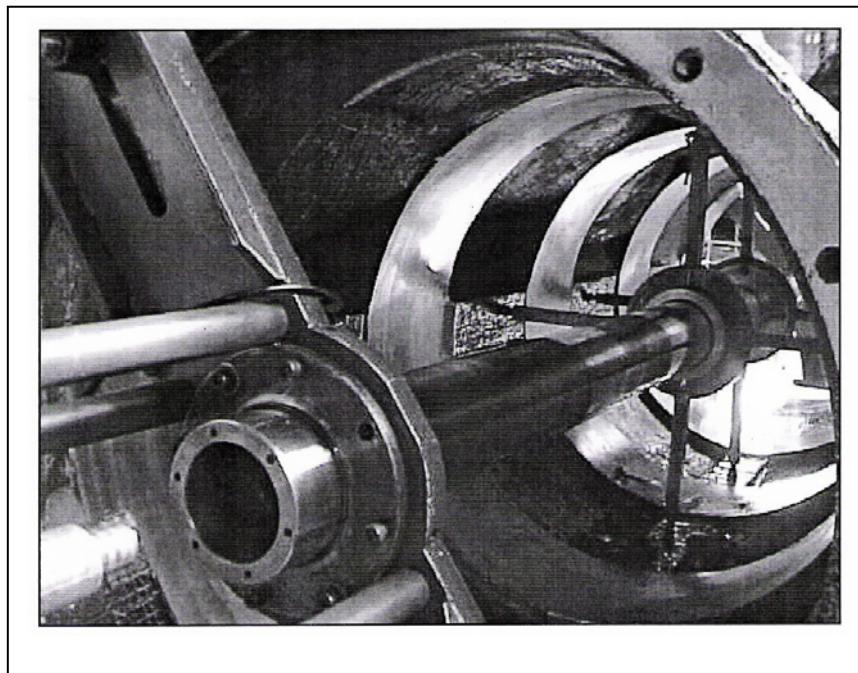


Figura 6.14 – Mandrilhamento dos pés de galinha de BB e BE

Após os reparos executados, as linhas de eixos foram remontadas, verificadas as cargas nos mancais e chegou-se a conclusão que os eixos propulsores e intermediários não estavam com parte de seus moentes flutuando conforme observado no início do reparo. A falta de contato de parte dos moentes dos eixos propulsores e intermediários com suas respectivas buchas deveu-se as folgas excessivas encontradas, tanto entre moentes e buchas, como também entre as buchas e seus alojamentos.

Durante prova de mar realizada após reparo, observou-se uma melhora acentuada no funcionamento da planta propulsora do navio, com redução acentuada dos níveis de vibração, permitindo à tripulação levar o navio a navegar com velocidades de rotação acima de 120 rpm sem problemas.

## **6.8 – Conclusão**

Como pode ser observado, a decisão de parar o navio e iniciar os reparos das linhas de eixos de BB e BE só foi tomada após a análise dos espectros de vibrações coletados durante comissão realizada no ano de 2003.

Embora já se tivessem medido as folgas das buchas dos pés de galinha com o apoio de mergulhadores, estas informações mostraram-se pouco confiáveis. Como a análise do espectro de vibração já é um conceito largamente utilizado na manutenção industrial, tomou-se a decisão de coletar os espectros e através de sua análise definir-se o reparo.

Os gráficos apresentados confirmaram as suspeitas com relação às folgas excessivas nos mancais externos dos eixos, vendo-se nitidamente uma predominância das frequências de 1x e 2x a frequência de rotação do hélice, que caracterizam folgas e desalinhamento em mancais. As amplitudes nestas frequências demonstram, quando analisadas pela norma ISO 7023, que estão acima do padrão para uma planta propulsora deste porte.

Outro fator complicador é a falta de histórico sobre acompanhamentos anteriores de níveis de vibração realizado pelo antigo proprietário do navio, desta forma foi necessário recorrer à norma mencionada, para servir como parâmetro para análise.

Após docagem, foi realizada uma inspeção minuciosa nestes mancais externos das linhas de eixos, confirmando o diagnóstico dado através da análise do espectro de vibrações.

Depois do término dos reparos o navio fez uma prova de mar para verificação da magnitude de vibração, tendo sido aprovado, pois os níveis reduziram para os valores aceitáveis, as Fig 6.16, 6.17 e 6.18 ilustram as condições antes e depois dos reparos.

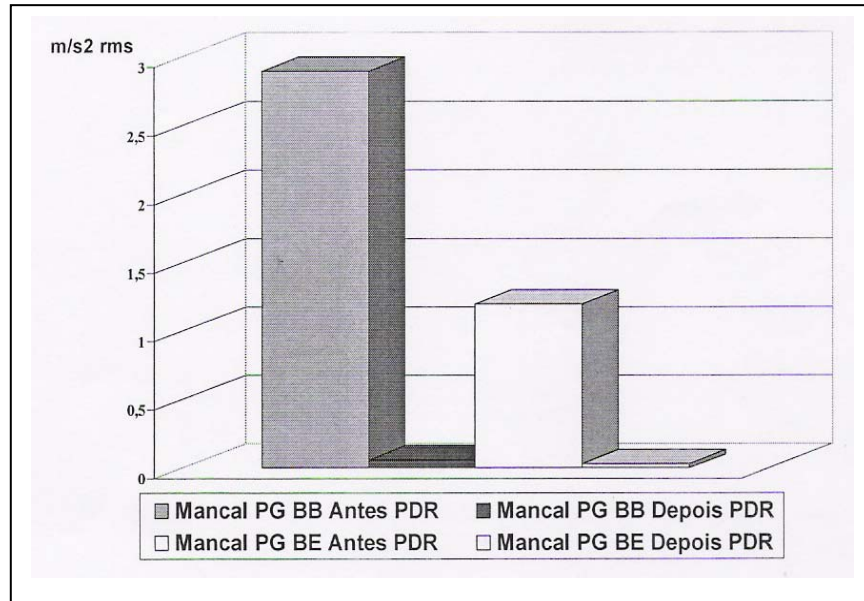


Figura 6.16 – Espectro de Magnitude de Vibração a 120 RPM dos Pés de Galinha de BB e BE Após o Reparo

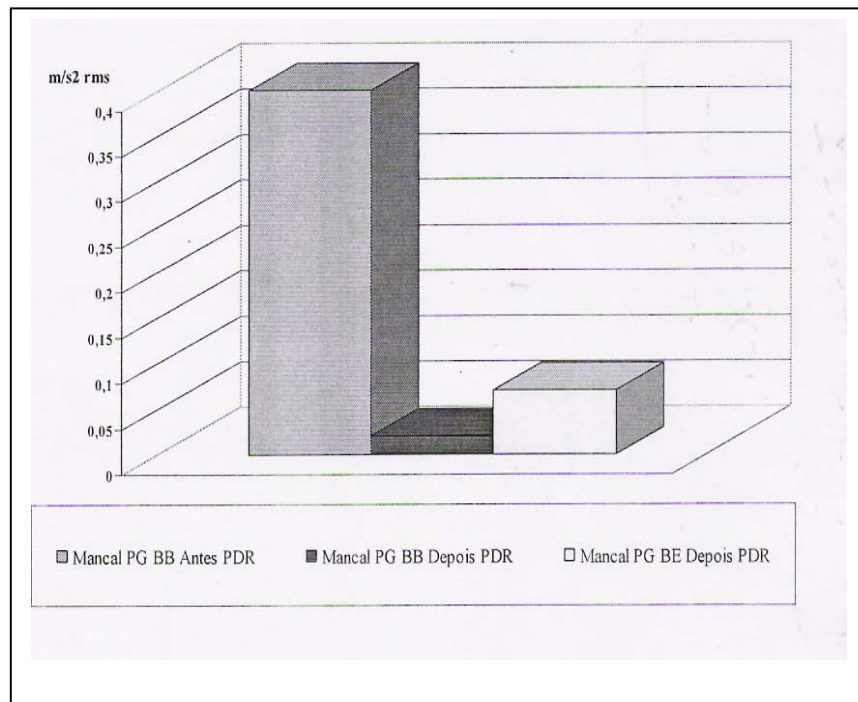


Figura 6.16 – Espectro de Magnitude de Vibração a 150 RPM dos Pés de Galinha de BB e BE Após o Reparo

Para a velocidade de rotação do eixo de 190 rpm, não foi adquirido nenhum espectro de magnitude de vibração durante o período de pesquisas, pois a velocidade de rotação dos eixos estava limitada a 120 rpm. Após a realização do reparo foi possível atingir a velocidade máxima de rotação do eixo e o seu espectro de vibração ficou dentro de limites aceitáveis, permitindo com isso que a tripulação não tenha que operar com o navio com restrições de velocidade. A Figura 6.17 ilustra o espectro de magnitude de vibração para a velocidade máxima de rotação dos eixos.

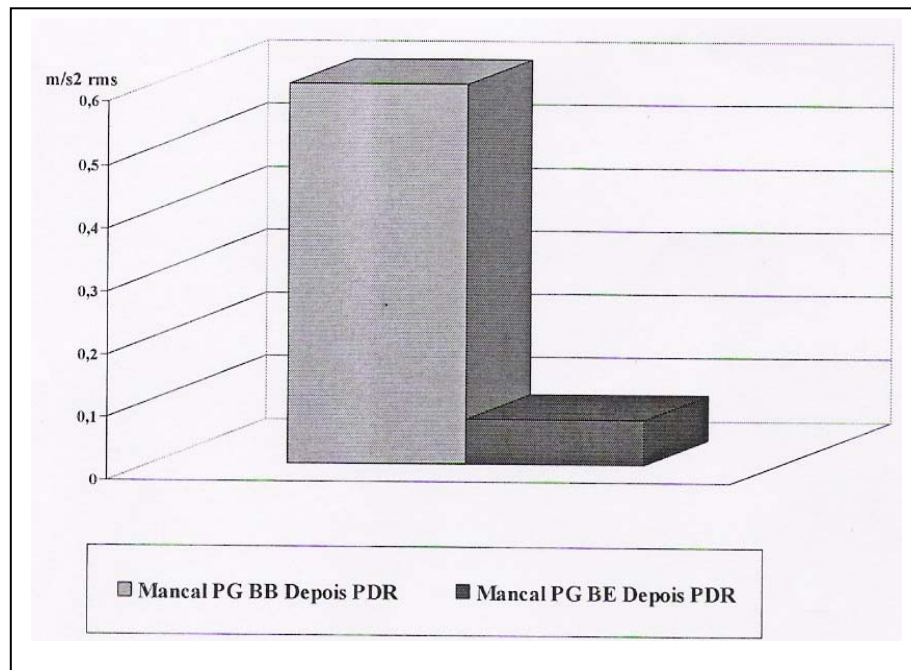


Figura 6.17 – Espectro de Magnitude de Vibração a 190 RPM dos Pés de Galinha de BB e BE Após o Reparo

Atualmente o navio encontra-se operativo, sendo periodicamente coletados os espectros de vibração para compor um banco de dados para futuros reparos.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] AFFONSO, Luiz Otávio Amaral, “*Equipamentos Mecânicos, Análise de Falhas e soluções de Problemas*”. Rio de Janeiro, RJ: Qualitymark Ed., 2002.
- [2] ALMEIDA, M. T.; GÓZ, R. D. S., “*Análise de Vibrações – Medidas e Diagnósticos.*” – FUPAI / EFEI. Junho de 2004.
- [3] ALMEIDA, M. T.; GÓZ, R. D. S., “*Balanceamento de Rotores.*” – FUPAI / EFEI. 1993.
- [4] ANTONI, J. ; DANIERE, J. ; GUILLET, F., “*Effetive Vibration Analysis of IC Engines Using Cyclostationarity Part I: a Methodology for condition Monitoring*”. Journal of Sound and Vibration. S. L. Academic Press, v. 257, n. 5, p. 815-837. Nov. 2002.
- [5] ANTONI, J. ; DANIERE, J. ; GUILLET, F. ; et all, “*Effetive Vibration Analysis of IC Engines Using Cyclostationarity Part II: New Results on the Reconstronstruction of the Cylinder Pressures*”. Journal of Sound and Vibration. S. L. Academic Press, v. 257, n. 5, p. 839-956. nov. 2002.
- [6] BHATTACHARYYA, Rameswar, “*Dynamics of Marine Vehicles.*” New York, USA, John Wiley & Sons – 1978.
- [7] BOURCEAU, G. ; VOLCY, G., C. ; GARNIER, H.; et all, “*Machinery hull Interaction: Vibrations*”. Bureau Veritas, Intec Press Ltd, 3, Station Parade, Whyteleaf, Surrey, England, 1976.
- [8] CHONG, Won Lee, “*Vibration Analysis of Rotors*”. Dordrecht, The Netherlands: Published by Kluwer Academic Publishers, 1993.

- [9] COLLACOTT, Ralph A., “*Vibration Monitoring and Diagnosis, Techniques for cost-effective Plant Maintenance*”. London, Great Britain; George Godwin Limited, 1979.
- [10] DIAS, Prof. Dr. Carlos Alberto Nunes, “*PNV-449: Vibrações de Navios e Sistemas Oceânicos*”. São Paulo, SP. : Naval - USP.
- [11] FRENCH, A., P., “*Vibrações e Ondas*”. Brasília: Editora Universidade de Brasília Ed. 2002.
- [12] INTERNATIONAL STANDARD; ISO – 2372, “*Mechanical Vibration of Machines whith Operation speeds from 10 to 200 rev/s: Basis for Specifying Evaluation Standards*” . 1 ed. [s.L. S. N.] 1974.
- [13] LEWIS, Edward V., “*Principles of Naval Architecture.*” Vol.: I e II – New Jersey, USA, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1988.
- [14] MADEU, Marcelo, “*Análise de Vibrações em Turbo Gerador de 10 Mw. Manutenção num Cenário Competitivo: Trabalhos Técnicos*”.VI Congresso Brasileiro de Manutenção. Rio de Janeiro, RJ: ABRAMAN, set. 1991.
- [15] MARRA, Prof. José Luiz, “*Cadeira de Vibrações.*” São Paulo, SP.: Escola Politécnica – USP
- [16] MENDES, Marcelo F; Sá, Rui A. G.; OLIVEIRA, Walter G. R. de, “*O Controle de Torque na Redução de Quebras de Equipamentos: Trabalhos Técnicos.*” VI Congresso brasileiro de Manutenção. Rio de Janeiro, RJ: ABRAMAN, set 1991.
- [17] MAGAZINOVIC, Gojko, “*Shfting Vibration Primer, This paper is partly based in the article: G. Magazinovic, On Torsional Vibration of the Propulsion Plant Shafting*”. Ukorak S Vremenom 18, 11-14 (in Croatian); Copyrigh,

Marine Engineers Association, CADEA d.o. Trg. M. Pavlinovica 621000 Split, Croatia, 1998.

- [18] MAGAZINOVIC, Gojko, “*Shafting Design Considerations of Five Cylinder Low Speed Propulsion Plants; Paper presented on the 13<sup>th</sup> Symposium and Practice of Shipbuilding*”. In Memoriam Prof. Leopold Sort., September 1-3, CADEA d.o. Trg. M. Pavlinovica 621000 Split, Croatia, 1998.
- [19] MAGAZINOVIC, Gojko, “*Singnificance of Shafting Length: A Suezmax Tanker Design Problem; Paper presented on the 10<sup>th</sup> Interntional Congress of the Interntional Association of the Mediterranean,*”. Rethymno, Crete, Greece, May 13-17, 2002, CADEA d.o. Trg. M. Pavlinovica 621000 Split, Croatia, IMAM 2002.
- [20] NEPOMUCENO, Lauro Xavier, “*Técnicas de Manutenção Preditiva Vol. 1 e 2*”. São Paulo, SP: Ed. Edgard Blücher, Ed 1989, 2<sup>a</sup> Reimpressão 2002.
- [21] NIGRO, Francisco E. B., “*PMC-346: Vibrações em Sistemas Mecânicos; Revisão de Dinâmica dos Sistemas*”. [S. |.: s.m ], 1990.
- [22] OCHI, Yoshio, “*Engineering the Methods to Avoid Harmful Vibration of Ship.*” São Paulo, SP: USP, 1977.
- [23] PINTO, A K.; XAVIER, Júlio A N., “*Manutenção: Função Estratégica*”. Rio de Janeiro, RJ: Qualitymark Ed. 2001.
- [24] RAO, Singeresu S. “*Mechanical Vibration.*” 3 rd. ed. USA; Assison – Wesley Publishing Company, 1995.
- [25] RIBEIRO, Joaquim S.; GOMES, Sebastião de S., “*Monitoração de Motores Elétricos. Manutenção num Cenário Competitivo.*” Trabalhos Técnicos. VI Congresso Brasileiro de Manutenção. Rio de Janeiro, RJ: ABRAMAN, set. 1991.

- [26] SCHWARTZ, Vilmar A.; OLIVEIRA, Waldir de., “ *Mancais de Deslizamento: Projeto, Lubrificação, Análise do Comportamento e Manutenção.*” Itajubá, MG: FUPAI, 1999.
- [27] SEOL, H.; JUNT, B.; SUH, J. C.; et all, “ *Prediction of Non-Cavitation Underwater Propeller Noise.*” Journal of Sound and Vibration. S. L. Academic Press. V. 257, n. 1, p. 131-156, out 2002.
- [28] SETO, William W., “ *Theory and Problems of Mechanical Vibrations.*” New York, USA: Shaum Publishing, 1964.
- [29] SIGNAL PROCESSING TOOLBOX FOR USE WITH MATLAB, “ *Computation, Visualization and Programming.*” Manual do Usuário Versão 4.2, USA: The Math Works Inc., 1988 e 1999.
- [30] SPIEGEL, Murray R. “*Manual de Fórmulas e Tabelas Matemáticas.*” Recife, PE.: Mc Graw – Hill do Brasil, 1979.
- [31] STINSON, Karl W., “*Diesel Engineering Handbook.*” USA, by Diesel Publications, Inc., 10 th Edition, 1959.
- [32] TORSIONAL VIBRATION OF SHAFTING SYSTEMS: PILOT. NV 5235. User Manual. S. L.: Det Norske Veritas, 19
- [33] URICK, Robert J., “*Principles of Underwater Sound.*” New Jersey, USA, 3<sup>rd</sup> Edition, 1983.
- [34] YAU, D. T. W.; FUNG, E. H. K., “*Dynamic Reponse of a Rotating Flexible Arm Carrying a Moving Mass.*” Journal of Sound an Vibration. s. L. Academic Press. v. 257, n. 1 p 107-117, out. 2002.



- [35] ZINDELUK, Moysés. “ *Monitoração e Diagnóstico de Máquinas, Manutenção Preditiva.*” PEM / DEM / UFRJ, II Congresso Regional de Estudantes de Engenharia Mecânica. Ago, de 1995.
- [36] DOUMENTO NACIONAL. “*A Situação da Manutenção no Brasil*”. Abramam, Associação Brasileira de Manutenção, 1990 a 2001.
- [37] WILEY & SONS, JOHN, “*Excel for Engineers and Scientists.*” Tradução de BERNARDO SEVERO DA SILVA FILHO – MSc. Publicado por LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, RJ.
- [38] DOUMENTO NACIONAL. “*A Situação da Manutenção no Brasil*”. Abramam, Associação Brasileira de Manutenção, 2005.
- [39] RIPPER, Arthur P. “*Técnicas Modernas de Manutenção - Monitoração e Diagnóstico de Máquinas*”.PEM / DEM / UFRJ, Notas de Aula 2002.