

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL
DA TESE DEFENDIDA POR Kodmar
CARDINALI E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 11 / 05 / 92
H J L
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO

Modelagem e Aplicações
em Diagnóstico de
Máquinas Rotativas Verticais

Publicação FEM

04/92

Trabalho apresentado à comissão de Pós-graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como parte dos requisitos para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica

Campinas, março de 1992

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Tese de : Doutorado

Título da Tese: Modelagem e Aplicações em Diagnose de
 Máquinas Rotativas Verticais

Autor: Rodmar Cardinali *in order*

Orientador: Prof. Dr.-Ing. Rainer Nordmann *in order*

Co-orientador: Prof. Dr.-Ing. Hans Ingo Weber *in order*

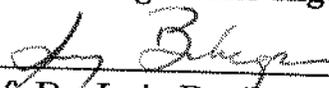
Aprovado por:



Prof. Dr.-Ing. Rainer Nordmann



Prof. Dr.-Ing. Hans Ingo Weber, Presidente



Prof. Dr. Luiz Bevilacqua



Prof. Dr. Francisco Paulo Lepore Neto



Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail

Campinas, 11 de Março de 1992

UNIDADE	86
Nº CHAMADA	
V.	EX.
TOMBO BCI	16235
PROC.	215/92
C <input type="checkbox"/>	D <input checked="" type="checkbox"/>
PRECO	G. 20000.00
DATA	08/04/92
Nº PD	

CN-00024741-1

À Jacqueline, minha amada, mulher e
companheira, por toda sua compreensão.

AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi realizado durante minha permanência junto ao Arbeitsgruppe Maschinendynamik da Universidade de Kaiserslautern/Alemanha, através de um programa de doutorado "sandwich", tendo sido orientado pelo Prof. Dr.-Ing. Rainer Nordmann e pelo Prof. Dr.-Ing. Hans Ingo Weber respectivamente do lado alemão e brasileiro.

Bei Herrn Professor Nordmann möchte ich mich an dieser Stelle ganz herzlich für die Betreuung, die freundliche Beziehungen und die Hilfe während meines Aufenthaltes in Deutschland bedanken. Ao Prof. Hans Weber, meus sinceros agradecimentos pela sua constante orientação, pelo seu apoio e, acima de tudo, pela sua amizade transmitida em todo nosso relacionamento.

Mein Dank gilt weiterhin allen Kollegen der Arbeitsgruppe Maschinendynamik. Besonders bin ich dankbar bei den Herren Dirk Weber und Tieshan Feng für ihre Freundschaft, das gute Klima und die stete Diskussionsbereitschaft. Gostaria também de agradecer a todos colegas da Unicamp, em especial do Geprom, que direta ou indiretamente colaboraram na realização deste trabalho. Agradeço ainda aos amigos Robson Pederiva e Loir A. Moreira pelo constante apoio e incentivo.

Finalmente, agradeço ao DAAD pelo apoio financeiro concedido durante minha permanência na Alemanha

RESUMO

Apresenta-se neste trabalho um modelo de diagnose baseado na simulação de vibrações. Em princípio, ele pode ser aplicado em muitos tipos de máquinas rotativas, porém ele foi desenvolvido especialmente para o caso de unidades hidráulicas, trabalhando com um posicionamento vertical. O método apresentado aqui trabalha com o conhecimento das condições dinâmicas. O acompanhamento de eventuais falhas é feito através da comparação das medidas indiretas das forças externas. Dois programas para computadores (linear e não linear) baseados no método de elementos finitos são utilizados para simulações das condições dinâmicas. Alguns resultados das medidas feitas em uma bancada de ensaio são também apresentados aqui.

ABSTRACT

In this work, a model of diagnosis based on the simulations of the vibratory behavior is shown. In principle, it can be applied to many kinds of rotating machines, but it was developed for the particular case of hydro-units of Power-Plants, working in the vertical position. The method presented here works with the knowledge of the dynamic behavior. The management of the fault detection is made by comparison with the indirect measurement of the external forces. Two computer programs (linear and nonlinear) based on the FE-Method are used to simulate the dynamic behaviour. Some results of the measurements made with a test rig are also presented here.

ÍNDICE

1. Introdução	1
2. Mancais Hidrodinâmicos	5
2.1 A Equação de Reynolds.	7
2.1.1 Condições de Contorno para EDR	9
2.1.2 A Função de Espessura do Filme de Óleo	10
2.2 Solução da Equação de Reynolds	13
2.2.1 Diferenças Finitas em Uma Direção	13
2.3 Cálculo das Forças do Mancal	18
2.4 Coeficientes Dinâmicos.	19
2.5 Resultados	23
3. Modelo Dinâmico Não Linear	27
3.1 Modelo Físico de um Hidrogerador	27
3.2 Equação de Movimento	29
3.2.1 Elementos de Viga	30
3.2.2 Discos Rígidos	31
3.2.3 Elementos de Mola e Amortecedor	31
3.2.4 Elementos de Selo	31
3.2.5 Elementos de Mancal Hidrodinâmico	35
3.3 Solução da Equação de Movimento	36
3.3.1 Redução da Equação de Movimento	37
3.3.2 Método Poligonal	37
3.3.3 Cálculo das Forças Externas	40
3.3.4 Forças Aleatórias	41
3.4 Resultados Numéricos	43

4. Modelo Dinâmico Linear	51
4.1 Linearização do Modelo	52
4.2 Cálculos Dinâmicos	53
4.2.1 Resposta ao Desbalanceamento	56
4.2.2 Sensibilidade a Parâmetros	57
4.3 Identificação das Forças Externas	60
4.3.1 Análise Modal Analítica	61
5. Diagnose	65
5.1 Introdução	66
5.1.1 Identificação e Diagnose	68
5.2 Diagnose em Máquinas Hidroelétricas	72
5.2.1 Simulações Não Lineares	77
5.2.2 Simulações das Forças Externas	79
5.2.3 Simulações Lineares	79
5.3 Pontos de Medições	80
6. Análise Experimental	83
6.1 Modelamento	85
6.1.1 Escolha dos Pontos de Medição	88
6.2 Simulações de Falhas	89
6.3 Modelo Experimental	93
6.3.1 Ensaios Realizados	94
6.4 Análise dos Resultados	96
7. Conclusões	99
Referências Bibliográfica	101

1. INTRODUÇÃO

Há muitos anos engenheiros e técnicos ligados às áreas de manutenção vêm tentando desenvolver técnicas de diagnose em sistemas mecânicos. Contudo, os métodos utilizados até meados da década passada eram baseados simplesmente na experiência pessoal dos técnicos mais antigos ligados a estas áreas, experiência esta que, invariavelmente, era adquirida somente após a vivência de muitos "casos". De fato, mesmo nos dias de hoje, não é tão raro se encontrar técnicos correndo linhas de produção munidos de estetoscópio ou até mesmo de chave de fenda auscultando o funcionamento das máquinas, com o objetivo de diagnosticar possíveis falhas.

Efetivamente, pode-se dizer que toda literatura encontrada, versando sobre a temática "Diagnose em Sistemas Mecânicos", teve seu início na década de 80 /4, 5, 30, 32, 33, 34, 58 e 59/. O motivo deste desenvolvimento recente baseia-se no fato de que o custo do "Hardware" necessário para implantação de um sistema mecânico, instrumentado com todos os periféricos necessários, vem diminuindo ano a ano e, paradoxalmente, a confiabilidade destes sistemas de medição e análise vem caminhando com um gradiente positivo. Além disto, é um fato evidente entre a comunidade ligada à ciência de computação, que a década de 90 deverá assistir a um fantástico aparecimento de aplicações bem sucedidas de Inteligência Artificial (I.A.) /28/. Estes fatos somados também são condições de contorno extremamente favoráveis para o surgimento de diversos sistemas de Diagnose.

Contudo, o desenvolvimento do "Soft-" e "Hardware", necessários para a implantação de um programa de diagnose, deve também ser acompanhado pelo desenvolvimento no conhecimento dos sistemas mecânicos. No caso de máquinas rotativas, este conhecimento vem sendo estudado ao longo de décadas e pode-se dizer que, hoje em dia, já se tem teoria e informações suficientes para uma aplicação em diagnose. Entretanto, deve-se ainda tentar agrupar o conjunto de informações sobre o conhecimento de máquinas rotativas de maneira

sintética, desenvolver métodos para tomadas de decisões no momento de uma análise real (subsídios para os programas de I.A.) e realizar o estudo das particularidades do sistema, caso a caso.

O objetivo principal da diagnose técnica é a determinação das condições atuais e futuras do objeto em observação e, se possível, encontrar as causas de uma eventual mudança /5/. Na prática, estar-se-ia substituindo os estetoscópios e os técnicos especializados, respectivamente, por sensores e computadores munidos de software capaz de armazenar o conhecimento da máquina, em observação. Com isto, não se estaria eliminando a presença dos "experts do sistema" (operadores, equipe de manutenção e especialistas), mas sim aumentando o campo de ação deste pessoal. Desta forma, com a experiência armazenada em forma de banco de dados, a filosofia e a metodologia adotadas pela equipe de manutenção poderiam ser praticadas simultaneamente em diversos pontos distintos, adquirindo-se, certamente, uma maior repetibilidade e confiabilidade no programa de manutenção. Além disto, toda a experiência adquirida ao longo do tempo estaria sendo armazenada em banco de dados, não sendo totalmente perdida numa eventual troca de equipe.

Uma das maneiras de se monitorar uma máquina rotativa seria através da medição de vibração. Vibração em máquina rotativa é o resultado do desbalanceamento residual nas partes girantes do equipamento, desalinhamento, forças dinâmicas externas e forças devido à interação com fluidos em geral. Evidentemente, uma certa quantidade de vibração deve ser tolerada sem com isto prejudicar, de forma alguma, a segurança do sistema. Mudanças nas condições de operação do sistema, tais como: potência, velocidade rotacional, etc., podem variar os níveis de vibração. Uma outra possibilidade de alteração das condições vibratórias do equipamento em observação, seria aquela em decorrência de mudanças no alinhamento e ou no comportamento dos mancais e ou em quaisquer dos parâmetros construtivos.

O objetivo deste trabalho é, basicamente, fornecer toda espécie de informação necessária para a implantação de um programa de diagnose, também chamado de manutenção preditiva, em máquinas rotativas de grande porte com posicionamento vertical. A motivação para um estudo deste tipo de máquina nasceu no decorrer de um projeto conjunto entre a Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, através do GEPRON - Laboratório de Projeto Mecânico e a CESP - Companhia Energética de São Paulo. Este projeto tinha como

objetivo inicial estabelecer, de maneira mais simples quanto possível, níveis de vibração toleráveis para máquinas hidroelétricas. Contudo, as experiências acumuladas durante a execução deste projeto mostraram que o problema era muito mais complexo do que se previa inicialmente e que fazia-se necessário um estudo mais aprofundado.

Faz-se, neste trabalho, uma síntese de toda a teoria necessária para a modelagem dinâmica deste tipo de máquina. Esta modelagem pode ser utilizado tanto na fase de projeto como também na fase de operação da máquina, sendo neste caso utilizado como uma ferramenta necessária para os programas de Diagnose.

Por seu posicionamento vertical em presença de mancais hidrodinâmicos (bastante comum neste tipo de máquina), a resposta dinâmica tem um comportamento não linear. Devido à importância dos mancais hidrodinâmicos na modelagem de uma unidade hidráulica, apresenta-se no capítulo 2 um breve resumo sobre a teoria dos mancais hidrodinâmicos. Também descreve-se neste capítulo um método numérico para cálculo das forças dos mancais hidrodinâmicos e uma maneira de se linearizar seu comportamento através da definição dos coeficientes dinâmicos.

O capítulo 3 apresenta um programa para computadores digitais, com o qual é possível simular-se as vibrações em flexão de um sistema de rotor com posicionamento vertical. Este programa utiliza-se da técnica de elementos finitos para modelagem do eixo, permite a modelagem de interações do tipo magnética no gerador, selos mecânicos na turbina, mancais hidrodinâmicos e a simulação de forças hidráulicas aleatórias, constantes, harmônicas e de desbalanceamento. Devido ao tempo de CPU necessário na modelagem não linear, apresenta-se no capítulo 4 um método de linearização do comportamento dinâmico deste tipo de máquina. Mais ainda, faz-se neste capítulo todas as possibilidades de cálculos inerentes à modelagem linear, tais como autovalores, autovetores, sensibilidade a parâmetros, resposta ao desbalanceamento, cálculo das funções de transferência e apresenta-se também um método para identificação das forças externas atuantes em uma máquina real.

No capítulo 5 pode-se ver alguns dos modelos de diagnose, propostos hoje em dia, e suas limitações referentes a uma aplicação em máquina de grande porte. Um novo método de diagnose é então proposto, o qual, em princípio, foi desenvolvido para ser aplicado em

unidades hidráulicas. Entretanto, este mesmo método pode ser utilizado em outros tipos de máquinas rotativas conforme pode ser visto na aplicação experimental feita no capítulo 6.

Tanto a parte teórica deste trabalho como a parte experimental foram realizadas junto ao Arbeitsgruppe Maschinendynamik da Universidade de Kaiserslautern na Republica Federal da Alemanha.

2. MANCAIS HIDRODINÂMICOS

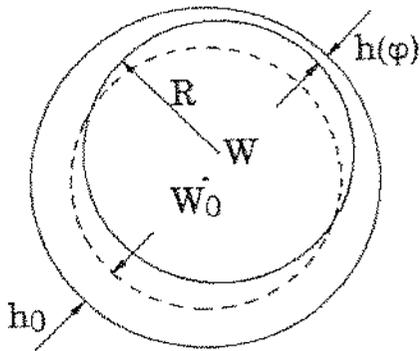
Os efeitos causados pelo emprego de mancais hidrodinâmicos em unidades hidráulicas com posicionamento vertical são os principais fatores de decisão entre uma simulação dinâmica linear ou não linear. Devido à sua importância, apresenta-se neste capítulo um breve resumo sobre a teoria dos mancais hidrodinâmicos. Apresenta-se também um método numérico para se calcular as forças exercidas pelos mancais hidrodinâmicos, o qual será utilizado no programa de simulação dinâmica não linear apresentado no capítulo 3. Descreve-se ainda neste capítulo um método para o cálculo dos coeficientes dinâmicos dos mancais hidrodinâmicos, necessários para uma simulação dinâmica linear conforme será visto no capítulo 4.

Nas últimas duas décadas, inúmeras publicações sobre mancais hidrodinâmicos foram apresentadas. Muitos destes trabalhos foram dedicados ao cálculo ou mesmo à determinação experimental dos coeficientes dinâmicos /1, 15, 20, 21, 22, 24, 26, 27, 35, 37, 39, 41, 44 e 48/. Em menor número de publicações, mas também bastante discutido nos últimos tempos, encontram-se os trabalhos com enfoque nos efeitos não lineares causados pelo emprego de mancais hidrodinâmicos, particularmente em máquinas verticais /23, 29, 50, 52 e 56/.

Independente de sua posição de trabalho, pode-se encontrar todos os tipos de mancais hidrodinâmicos em turbogeradores. A fig. 2.1 apresenta os mancais tipo circular, multifacetado e segmentado com suas principais dimensões.

A ordem da não linearidade causada pelo emprego de mancais hidrodinâmicos depende do movimento relativo ocorrido no filme de óleo. No caso de máquinas com posicionamento vertical este movimento relativo é geralmente grande, pelo fato de não se ter uma força estática forçando o eixo a encontrar um ponto de operação no mancal. Mesmo para o caso de máquinas com posicionamento horizontal o emprego dos coeficientes dinâmicos dos mancais fica restrito à amplitudes de vibrações do rotor suficientemente pequenas em torno

Mancal Circular:



R : Raio do eixo

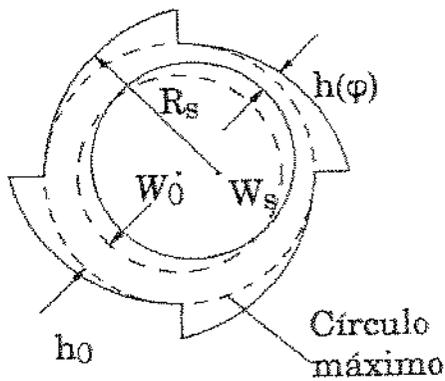
$h(\varphi)$: espessura do filme de óleo

h_0 : Folga do mancal

W : Centro do eixo

W_0 : Centro do mancal

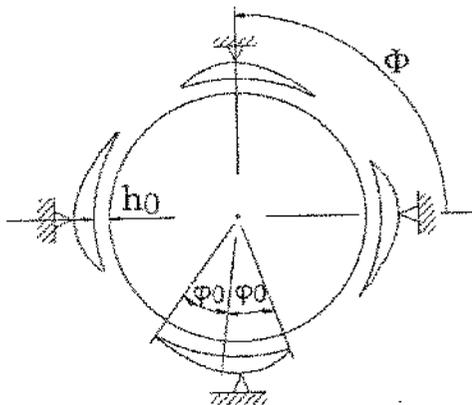
Mancal de Multifacetado:



R_s : Raio do segmento

W_s : Centro do segmento

Mancal segmentado:



Φ : Ângulo de pivotamento

φ_0 : Meio ângulo do segmento

Figura 2.1 - Geometria dos mancais circular, multifacetado e segmentado

do ponto de operação do mancal. A figura 2.2 mostra como exemplo a geometria de um mancal hidrodinâmico circular, onde geralmente a distribuição de pressão consequente é originada por um fluxo laminar do fluido lubrificante.

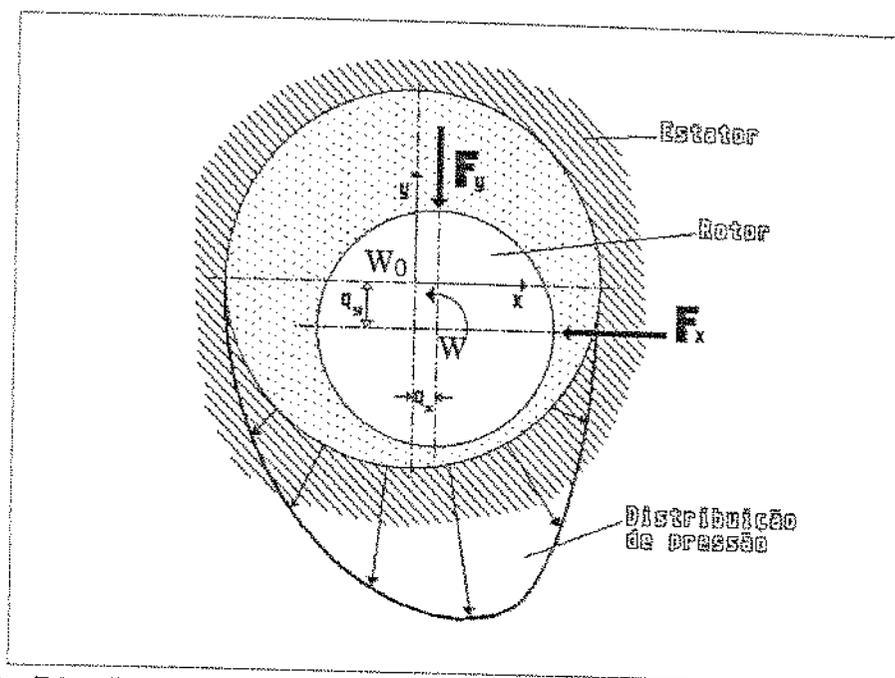


Figura 2.2 - Distribuição de pressão e forças resultantes em um mancal hidrodinâmico circular

2.1 A EQUAÇÃO DE REYNOLDS

Em 1883 e 1885 Beauchamp TOWER publicou no "Committee on Friction of the Institution of Mechanical Engineers" /3,12, 42 e 43/ suas experiências com um mancal parcial. Nesta publicação Tower relatou que quando corretamente colocado em rotação, o rotor era sustentado pelo filme de óleo. Um ano após a segunda publicação de Tower, Osborne Reynolds do "Manchester College of Technology" publicou um artigo fazendo uma análise dos resultados baseando-se na teoria clássica da hidrodinâmica.

Fazendo certas suposições e algumas simplificações nas equações de Navier-Stokes para o comportamento do fluxo de um fluido viscoso, Reynolds obteve uma equação diferencial para a pressão desenvolvida pelo filme do fluido entre duas superfícies em movimento. Contudo a mesma equação de Reynolds pode ser obtida derivada das condições de equilíbrio das forças em um elemento de fluido e

da equação de continuidade/2 e 12/. A forma mais comum encontrada para a equação diferencial de Reynolds (EDR) adimensionalizada e em coordenadas polares é a seguinte:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left\{ H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} \right\} + \frac{1}{\beta^2} \frac{\partial}{\partial \zeta} \left\{ H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial \zeta} \right\} = 6 \left\{ \frac{\partial H}{\partial \varphi} + \frac{2\partial H}{\Omega \partial t} \right\} \quad (2.1)$$

onde:

$\beta = \frac{B}{2 R_s}$	razão comprimento / diâmetro,
$R_s =$	raio do mancal,
$B =$	largura do mancal,
$H = \frac{h}{R_s - R}$	espessura adimensional,
$h =$	espessura do filme de óleo,
$R =$	raio do eixo,
$\varphi =$	direção circunferencial,
$\zeta = \frac{z}{B/2}$	direção axial adimensional,
$\Omega =$	velocidade de rotação,
$\Pi = \frac{p \Psi}{\eta \Omega}$	distribuição de pressão adimensional,
$p =$	distribuição de pressão relativa,
$\Psi = \frac{R_s - R}{R}$	folga relativa do mancal e
$\eta =$	viscosidade dinâmica.

A EDR (2.1) é uma equação diferencial parcial, não homogênea, de segunda ordem para a função $\Pi = \Pi (\varphi, \zeta, t)$, a qual descreve o desempenho da pressão na direção circunferencial e axial. Do lado direito da equação (2.1) encontram-se as duas derivadas parciais $\partial H / \partial \varphi$ e $\partial H / \partial t$. $\partial H / \partial \varphi$ é proveniente do movimento de rotação do eixo e $\partial H / \partial t$ de seu movimento de translação radial.

2.1.1 CONDIÇÕES DE CONTORNO PARA EDR

A distribuição de pressão em um mancal hidrodinâmico é obtida através da solução da EDR. Porém, para solucionar a EDR é necessário que se conheça a pressão do filme de óleo nas extremidades do mancal. A fig. 2.3 apresenta as condições de contorno (c.c.) comumente encontradas na literatura, tomando-se como exemplo um mancal circular.

As c.c. para a direção axial são obtidas pela necessidade da pressão na extremidade do mancal ser igual à pressão atmosférica, ou seja:

$$p(\varphi, \zeta = \pm 1) = 0. \quad (2.2)$$

Para a direção circunferencial tem-se as seguintes alternativas:

a) c.c. de Sommerfeld

$$p(\varphi, \zeta) = p(\varphi + 2\pi, \zeta) \quad (2.3)$$

b) c.c. de Gumbel

$$p(\varphi, \zeta) = p(\varphi + 2\pi, \zeta) \quad (2.4)$$

substituindo com $p = 0$ nas regiões onde o cálculo leva a $p < 0$.

c) c.c. de Reynolds

$$p(\varphi = \varphi_i, \zeta) = 0 \quad (\text{início da pressão})$$

$$p(\varphi = \varphi_f, \zeta) = 0 \quad (\text{fim da pressão}) \quad (2.5)$$

$$\left. \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right|_{\varphi = \varphi_f} = 0 \quad (\text{fim da pressão})$$

A distribuição de pressão calculada segundo a c.c. de Sommerfeld é anti-simétrica em $\varphi = \pi$. Uma pressão negativa da mesma ordem da positiva é gerada na região $\pi < \varphi < 2\pi$, que facilita o trata-

mento matemático da EDR, porém fisicamente não tem sentido devido à ruptura do filme de óleo. Nesta região a pressão deveria ser igualada à pressão atmosférica. Esta c.c. é por isto raramente utilizada com excessão feita para o caso em que o mancal é submetido a uma alta pressão. A c.c. de Gumbel substitui simplesmente a pressão negativa encontrada na região $\pi < \varphi < 2\pi$ pela pressão atmosférica. Apesar desta c.c. ser bastante utilizada por causa de sua simplicidade, deve-se notar que ela é física- e matematicamente inapropriada devido à perda de continuidade de sua derivada no ponto $\varphi = \pi$.

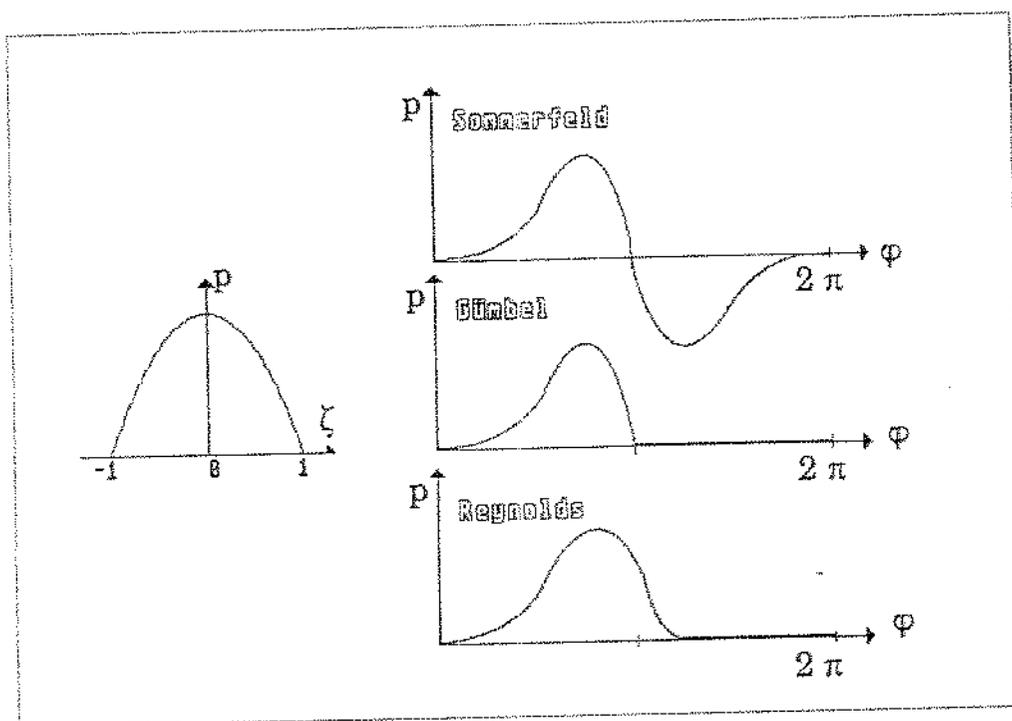


Figura 2.3 - C.C. para um mancal circular: Sommerfeld, Gumbel e Reynolds

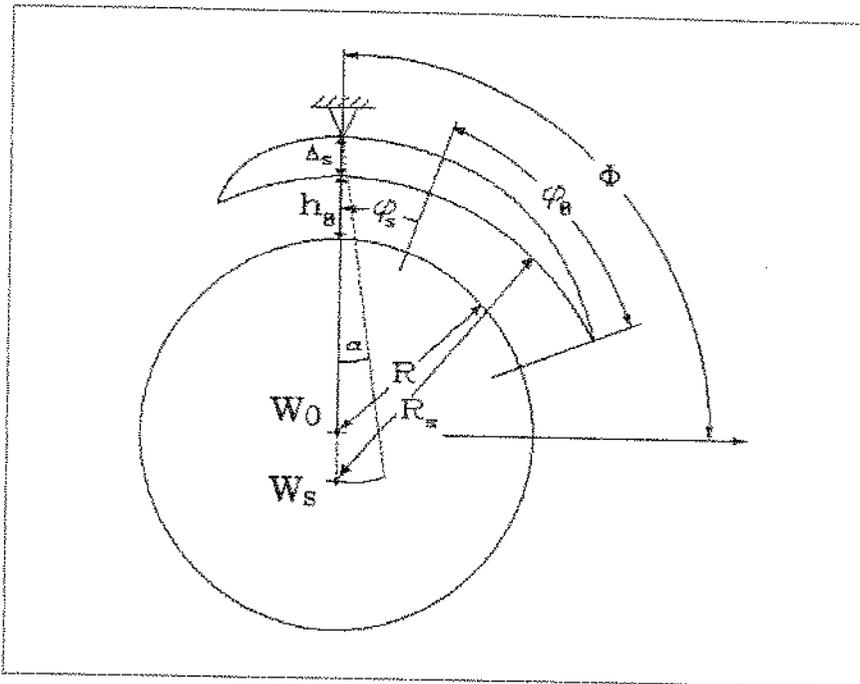
A c.c. de Reynolds soluciona os problemas de pressão negativa e continuidade descritos acima e tem sido bastante utilizada atualmente. Todos exemplos apresentados neste trabalho utilizam as c.c. de Reynolds.

2.1.2 A FUNÇÃO DE ESPESSURA DO FILME DE ÓLEO

Para a solução da EDR é ainda necessário que se conheça a espessura do filme de óleo na posição onde se pretende calcular a pressão. Para tanto, descreve-se uma função $h(\varphi, t)$ para o filme de

óleo, a qual para ser utilizada na equação (2.1) deve ser também adimensionalizada. Esta função deve ser escrita para cada um dos tipos de mancais vistos na fig. 2.1. Na definição da função do filme de óleo, considera-se que todas as superfícies do mancal são circulares e lisas.

Esta função pode ser escrita de uma forma geral para o mancal segmentado, de maneira que o mancal multifacetado seja tratado como um caso particular de mancal segmentado onde $\alpha = 0$ e o ponto de pivotamento encontra-se sobre a linha definida pelo ponto central do mancal (W_0) e o ponto de centro do segmento (W_s). O mancal circular pode também ser tratado como um outro caso particular de mancal multifacetado com apenas uma superfície.



φ_0 : metade do ângulo do segmento R_s : raio do segmento

R : raio do eixo

h_0 : folga do mancal

φ_s : ângulo relativo do pivô

Δ_s : espessura do segmento

Φ : ângulo de pivotamento

α : ângulo do segmento

Figura 2.4 - Geometria de um mancal segmentado /51/

A fig. 2.4 mostra a geometria de um mancal segmentado com folga no mancal h_0 quando o eixo gira centrado (excentricidade $e=0$), e com o segmento em sua posição inicial ($\alpha=0$). Com estas grandezas pode-se definir os seguintes parâmetros adimensionais:

$$\lambda_s = \frac{R_s + \Delta_s}{R} \quad ,$$

$$\chi_s = \frac{R_s - R}{h_0} \quad e$$

$$A = \alpha / \psi .$$

A função adimensionalizada $h(\varphi, t)$ do filme de óleo para um mancal segmentado segundo SPRINGER/51/ tem a seguinte forma:

$$H(\xi) = C_0 + C_1 \cos(\xi \varphi_0) + S_1 \sin(\xi \varphi_0) \quad (2.6)$$

onde:

$$\xi = \frac{\varphi}{\varphi_0} \quad ,$$

$$C_0 = \chi_s \quad ,$$

$$C_1 = A \lambda_s \sin \varphi_s - (\chi_s - 1) \cos \varphi_s - \varepsilon \cos(\Phi - \gamma - \varphi_s) \quad e$$

$$S_1 = -A \lambda_s \cos \varphi_s - (\chi_s - 1) \cos \varphi_s + \varepsilon \sin(\Phi - \gamma - \varphi_s) \quad .$$

No caso de uma simulação dinâmica não linear, a EDR é resolvida simultaneamente com a equação do movimento. As condições do movimento relativo entre carcaça e eixo (q_x e q_y) necessárias para a solução da EDR vêm exatamente da solução da equação diferencial do movimento (conforme será visto no capítulo 3), ou seja:

$$e = \sqrt{q_x^2 + q_y^2} \quad \text{excentricidade do eixo}$$

$$\gamma = \arctan \frac{q_x}{q_y} \quad \text{ângulo da excentricidade}$$

$$\varepsilon = \frac{e}{h_0} \quad \text{excentricidade relativa}$$

2.2 SOLUÇÃO DA EQUAÇÃO DE REYNOLDS

A solução da EDR (2.1) para um mancal genérico só é possível numericamente. Conhece-se apenas dois casos especiais de mancais hidrodinâmicos onde uma solução analítica é factível: mancal curto e mancal longo. Para o caso de mancal curto ($\beta \leq 0.25$), considera-se que a variação de pressão na direcção circunferencial em comparação com a direcção axial é desprezível. Neste caso, a EDR reduz-se à:

$$\frac{1}{\beta^2} \frac{\partial}{\partial \zeta} \left\{ H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial \zeta} \right\} = 6 \left\{ \frac{\partial H}{\partial \varphi} + \frac{2\partial H}{\Omega \partial t} \right\}. \quad (2.7)$$

Já para o caso de mancal longo ($\beta \geq 4$) despreza-se a variação da pressão na direcção axial, obtendo-se assim:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left\{ H^3 \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} \right\} = 6 \left\{ \frac{\partial H}{\partial \varphi} + \frac{2\partial H}{\Omega \partial t} \right\}. \quad (2.8)$$

Para o caso de um mancal com geometria genérica, muitos métodos numéricos para a solução da EDR já foram propostos/14, 24, 51, 53/, cada qual com suas vantagens e desvantagens na relação precisão / tempo necessário de CPU. A despeito do grande tempo necessário de processamento, optou-se neste trabalho pela solução mais exata do método de diferenças finitas baseado nos trabalhos de KLUMPP/24/ e VARGA/53/.

2.2.1 DIFERENÇAS FINITAS EM UMA DIREÇÃO

Para este caso, aplica-se o método de diferenças finitas unicamente para a direcção circunferencial. A distribuição de pressão

na direção axial é considerada como tendo uma forma parabólica. Esta aproximação feita para a direção axial ajusta-se bem à realidade/53/ e tem ainda a vantagem de uma sensível redução no tempo necessário de processamento. Descreve-se então a pressão na direção axial como:

$$\Pi = \Pi'(\varphi) \{1 - |\zeta|^m\} \quad (2.9)$$

Substituindo-se a equação (2.9) na EDR (2.1) e integrando-se entre os limites $\zeta = -1$ e $\zeta = 1$ obtém-se a equação diferencial ordinária de segunda ordem:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left\{ H^3 \frac{\partial \Pi'}{\partial \varphi} \right\} - \frac{m+1}{\beta^2} H^3 \Pi' = 6 \frac{m+1}{m} \left\{ \frac{\partial H}{\partial \varphi} + \frac{2\partial H}{\Omega \partial t} \right\}, \quad (2.10)$$

a qual pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\Pi'_{\varphi\varphi} \cdot H^3 + 3H^2 \cdot H_{\varphi} \cdot \Pi'_{\varphi} - \frac{m+1}{\beta^2} H^3 \cdot \Pi' = 6 \frac{m+1}{m} \left(H_{\varphi} + \frac{2}{\Omega} H_t \right), \quad (2.11)$$

onde os índices t , φ e $\varphi\varphi$ representam respectivamente a primeira derivada em relação ao tempo e a primeira e segunda derivada em relação a φ .

O expoente m da equação (2.9) é segundo VARGA/53/ dependente da largura do mancal B e do comprimento atual L' da distribuição de pressão ao longo da direção circunferencial, e pode ser determinado pela seguinte equação:

$$m = 2 + \left(\frac{3v}{2+v} \right) \left(\frac{\lambda^2}{1 + 0.55\lambda} \right) \quad (2.12)$$

com

$$\lambda = B/L',$$

$$v = H'/H_{\min},$$

H' = espessura adimensional média em um segmento e

H_{\min} = espessura adimensional mínima em um segmento.

O comprimento atual L' é ainda desconhecido neste ponto. Inicialmente, faz-se $L' = R(\varphi_i - \varphi_f)$ e, conforme será visto mais a frente, o novo comprimento circunferencial é calculado iterativamente quando se aplica as c.c., determinando-se assim o ponto de ruptura do óleo.

A equação (2.11) pode-se tornar ainda mais simples, quando Π' é substituída por uma nova variável:

$$\tilde{p} = H^{1,5} \Pi', \quad (2.13)$$

resultando então em:

$$\tilde{p}_{\varphi\varphi} - A'\tilde{p} = Z' \quad (2.14)$$

onde:

$$A' = \frac{m+1}{\beta^2} + \frac{3}{2H^2} (H \cdot H_{\varphi\varphi} + \frac{1}{2} H_{\varphi}^2) \quad e$$

$$Z' = 6 \cdot \frac{m+1}{m} H^{-1,5} (H_{\varphi} + \frac{2}{\Omega} H_{\theta})$$

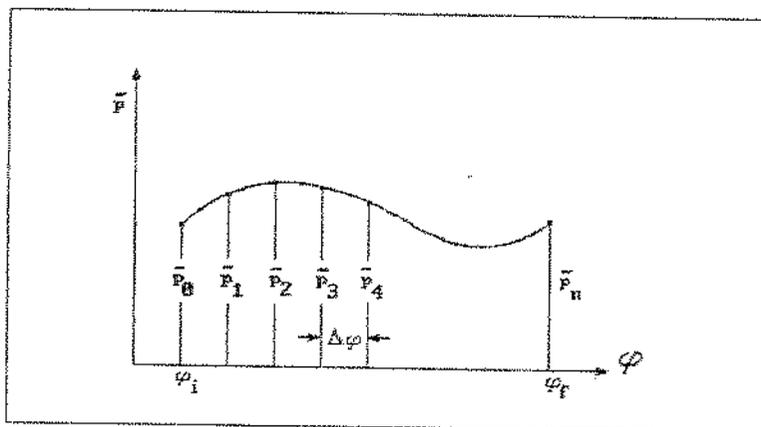


Figura 2.5 - Discretização feita na direção circunferencial /53/

A equação (2.14) com as condições de contorno descritas pela equação (2.5) ainda não pode ser integrada. Por este motivo, utiliza-se aqui um método de solução numérica, no qual a direção circunferencial é dividida em n partes igualmente espaçadas (fig. 2.5).

Escreve-se então uma equação linear para cada elemento discretizado, onde os termos diferenciais são substituídos por termos de diferença. Desta maneira obtém-se:

para $i = 1$

$$\tilde{p}_{\varphi\varphi, i} = \frac{1}{12\Delta\varphi^2} (11 \tilde{p}_{i-1} - 20 \tilde{p}_i + 6 \tilde{p}_{i+1} + 4 \tilde{p}_{i+2} - 1 \tilde{p}_{i+3}),$$

para $2 \leq i \leq n - 2$

$$\tilde{p}_{\varphi\varphi, i} = \frac{1}{12\Delta\varphi^2} (-1 \tilde{p}_{i-2} + 16 \tilde{p}_{i-1} - 30 \tilde{p}_i + 16 \tilde{p}_{i+1} - 1 \tilde{p}_{i+2}), \quad (2.15)$$

e para $i = n - 1$

$$\tilde{p}_{\varphi\varphi, i} = \frac{1}{12\Delta\varphi^2} (-1 \tilde{p}_{i-3} + 4 \tilde{p}_{i-2} + 6 \tilde{p}_{i-1} - 20 \tilde{p}_i + 11 \tilde{p}_{i+1}).$$

Introduzindo-se as condições de contorno \tilde{p}_0 e \tilde{p}_n no lado direito deste sistema de equações, consegue-se um sistema de equações lineares em forma de banda, o qual é solucionado empregando-se o algoritmo de eliminação de Gauss.

O mesmo procedimento de discretização feito para a direção circunferencial pode também ser feito para a direção axial. Esta outra possibilidade é chamada de diferenças finitas bidimensional. Para este caso não se utiliza a aproximação parabólica feita para a direção axial, mas como o próprio nome bidimensional dá a entender, é processada uma outra discretização para esta direção. Esta opção também está disponível no programa para cálculo das forças dos mancais hidrodinâmicos utilizadas tanto no capítulo 3 como no cálculo dos coeficientes dinâmicos. Contudo, deve-se enfatizar que o aumento da precisão em relação ao tempo necessário de processamento é praticamente desprezível.

As c.c. de Reynolds (equação 2.5) são consideradas segundo o método descrito por KLUMPP/24/. O ponto de pressão mínima obtido das c.c. de Sommerfeld, é considerado para o cálculo do novo comprimento de mancal $L' = R \cdot \Phi'$ (fig. 2.6). Desta maneira, corrige-se

a pressão negativa ocorrida no fim do segmento, bem como a pressão positiva no início do segmento.

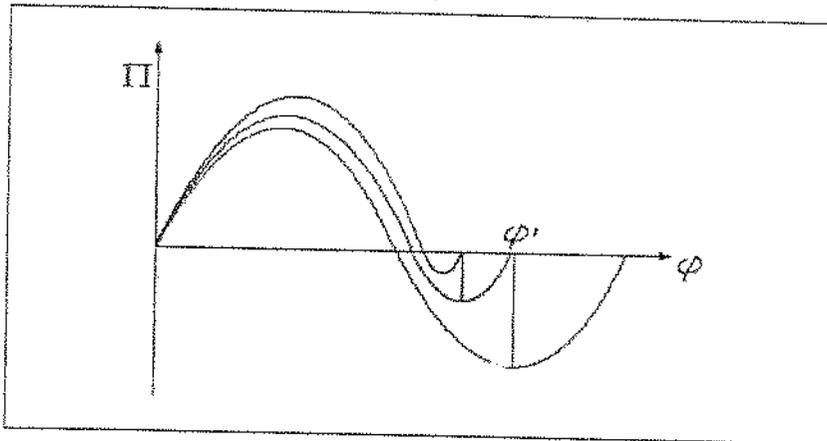


Figura 2.6 - Processo iterativo das condições de contorno

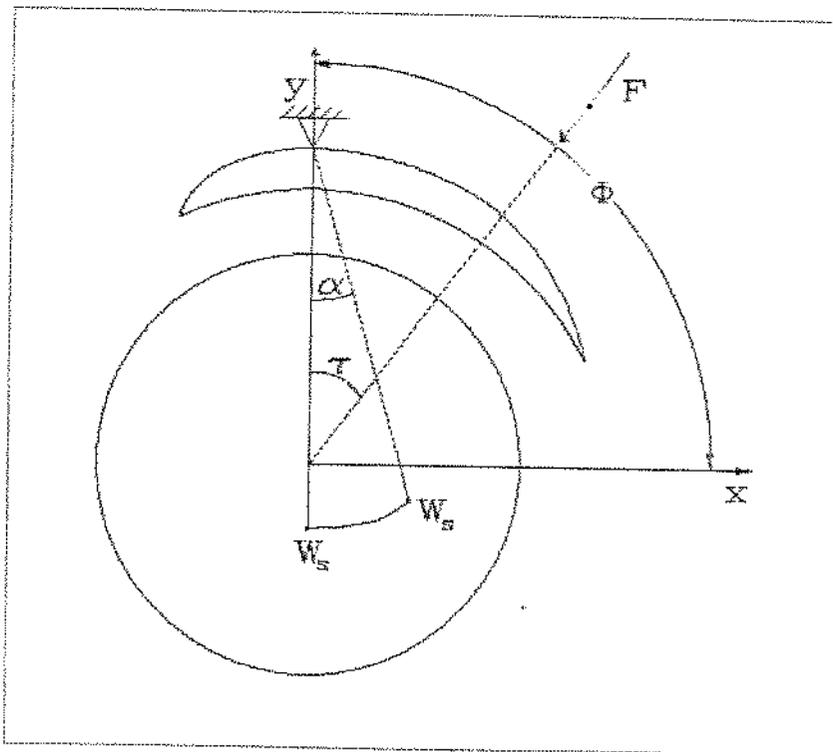


Figura 2.7 - Processo iterativo para se encontrar o ângulo do segmento

No caso de mancal segmentado, necessita-se de mais um processo iterativo para se encontrar o ângulo correto de trabalho para cada segmento. Para tanto, a sapata do mancal é considerada como um corpo rígido de massa desprezível. Procede-se desta maneira uma variação no ângulo do segmento até se encontrar uma força resultante para cada sapata, cuja linha de ação passe pelo ponto de pivotamento e pelo centro do eixo, ou seja $\tau = 0$ (fig. 2.7).

2.3 CÁLCULO DAS FORÇAS DO MANCAL

Uma vez determinada a distribuição de pressão, pode-se integrá-la ao longo da superfície do mancal, obtendo-se assim a força resultante atuante sobre o eixo. Esta integração é processada através da regra trapezoidal. Quando se emprega o método de diferenças finitas unidimensional, a integração na direção axial é feita analiticamente e a regra trapezoidal é utilizada somente para a direção circunferencial.

A força de cada segmento é transformada para as coordenadas globais do sistema (fig. 2.8) segundo a equação (2.16) e a força total é obtida através da somatória destas forças conforme a equação (2.17).

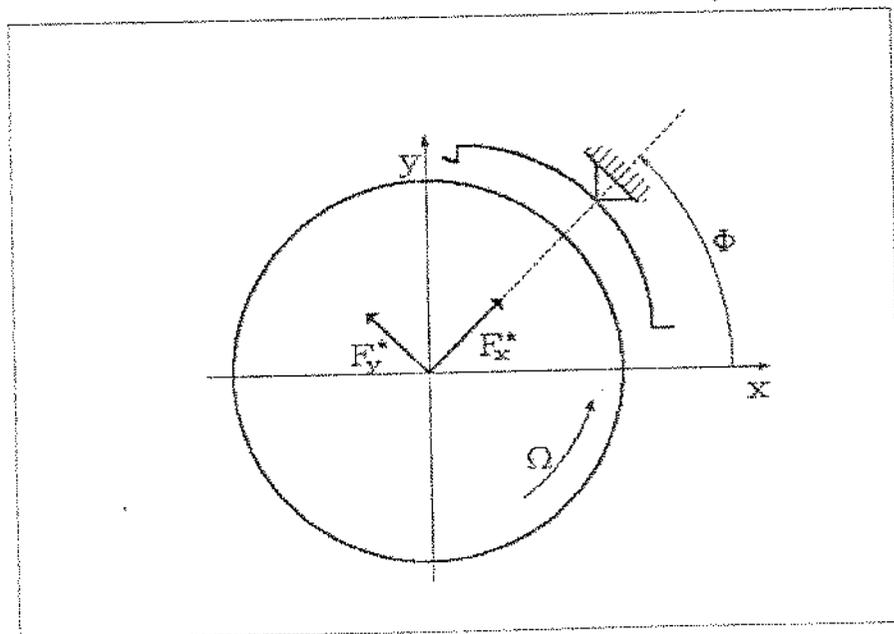


Figura 2.8 - Forças nas coordenadas globais do sistema

$$F_{xi} = F_x^* \cos\Phi - F_y^* \sin\Phi \quad (2.16)$$

$$F_{yi} = F_x^* \sin\Phi + F_y^* \cos\Phi$$

$$F_{x\text{total}} = \sum_{i=1}^{n_s} F_{xi} \quad F_{y\text{total}} = \sum_{i=1}^{n_s} F_{yi} \quad (2.17)$$

onde n_s = números de segmenoto

2.4 COEFICIENTES DINÂMICOS

O método de diagnose proposto neste trabalho prevê dois tipos distintos de modelagem dinâmica para unidades hidráulicas: linear e não linear. Mesmo sabendo-se que os deslocamentos em uma máquina com posicionamento vertical são relativamente grandes, faz-se no capítulo 04 uma proposta de linearização do modelo dinâmico.

Com este objetivo, o primeiro passo para uma simulação dinâmica linear de um rotor com mancais hidrodinâmicos é linearizar os efeitos das forças dos mancais definindo-se seus coeficientes dinâmicos. Esta idéia de representar as características dinâmicas dos mancais hidrodinâmicos pela utilização dos coeficientes dinâmicos foi primeiramente proposta por STODOLA/1925 e por HUMMEL/1927/27/. Este conceito não teve uma boa receptividade inicialmente, provavelmente pela evidente característica não linear da relação força/deslocamento para este tipo de mancal. Contudo esta idéia é hoje em dia fortemente aceita e tem sido utilizada em muitos cálculos dinâmicos de rotores.

Inúmeros artigos foram publicados nos quais os coeficientes dinâmicos são derivados analiticamente e calculados numericamente através da solução da equação fundamental de Reynolds para a lubrificação hidrodinâmica como descrito no item 2.2 acima. Em grande quantidade também encontram-se artigos que descrevem métodos experimentais para a determinação destes coeficientes através de medições feitas nos mancais. A determinação experimental dos coeficientes dinâmicos para o caso de máquinas hidroelétricas, ou mesmo turbogeradores em geral, é praticamente infactível devido ao seu grande porte e à normal dificuldade de acesso a determinados pontos de medição. Basicamente por estes motivos recomenda-se a

solução numérica para se levantar as características dinâmicas do mancal.

Os coeficientes dinâmicos são dependentes do ponto de operação do mancal. Portanto, como primeiro passo para sua determinação, deve-se calcular a posição de equilíbrio do mancal. Este ponto de operação depende das características geométricas do mancal, da carga estática atuando sobre ele e da velocidade de rotação do eixo. Usualmente, costuma-se definir este ponto de operação em função do número de Sommerfeld, o qual pode ser escrito da seguinte forma:

$$S_o = \frac{F_{sta}}{\eta B D \Omega} \left\{ \frac{C_p}{R} \right\}^2 \quad (2.18)$$

onde :

$$C_p = R_s - R \quad e$$

F_{sta} = força estática atuante sobre o mancal.

Uma vez encontrado o ponto de operação, assume-se que as amplitudes de vibração do rotor em torno deste ponto são suficientemente pequenas de maneira a permitir a substituição das forças do filme do fluido por seus gradientes. As características dinâmicas dos mancais com segmentos fixos são representados por quatro coeficientes de rigidez e quatro coeficientes de amortecimento:

$$\begin{aligned} \Delta F_x &= k_{xx} \Delta x + k_{xy} \Delta y + c_{xx} \Delta \dot{x} + c_{xy} \Delta \dot{y} \\ \Delta F_y &= k_{yx} \Delta x + k_{yy} \Delta y + c_{yx} \Delta \dot{x} + c_{yy} \Delta \dot{y} . \end{aligned} \quad (2.19)$$

Os coeficiente k_{uv} e c_{uv} são iguais aos valores das derivadas parciais calculados no ponto de equilíbrio, ou seja:

$$\begin{aligned} k_{uv} &= \left\{ \frac{\partial F_u}{\partial v} \right\}_0 \\ c_{uv} &= \left\{ \frac{\partial F_u}{\partial \dot{v}} \right\}_0 \quad \text{com } u = x, y \text{ e } v = x, y . \end{aligned} \quad (2.20)$$

Aqui as derivadas parciais também são calculadas numericamente através do método de pequenas perturbações em deslocamento ou em velocidade em cada direção e em ambos os sentidos:

$$k_{uv} = \frac{\Delta F_u}{\Delta v},$$

$$c_{uv} = \frac{\Delta \dot{F}_u}{\Delta \dot{v}}. \quad (2.21)$$

A análise do mancal segmentado é ainda um pouco mais complicada, devido ao fato de que em adição aos graus de liberdade do mancal, presentes em qualquer mancal convencional, deve-se somar ainda os graus de liberdade do movimento angular de cada sapata. Em consequência a este acréscimo de graus de liberdade, além da necessidade de se encontrar a posição de equilíbrio para o eixo, deve-se também encontrar a posição de equilíbrio para cada sapata, conforme já foi descrito no item 2.2.1 acima.

Portanto, para se descrever totalmente as características dinâmicas de um mancal segmentado são necessários $(5N+4)$ coeficientes de rigidez e $(5N+4)$ coeficientes de amortecimento, onde N é o número de sapatas do mancal, conforme pode ser visto na equação (2.22) abaixo. As forças atuantes no eixo são então escritas da seguinte forma:

$$\Delta F_x = k_{xx} \Delta x + k_{xy} \Delta y + c_{xx} \Delta \dot{x} + c_{xy} \Delta \dot{y} + \sum_{i=1}^N (k_{xi} \alpha_i + c_{xi} \dot{\alpha}_i),$$

$$\Delta F_y = k_{yx} \Delta x + k_{yy} \Delta y + c_{yx} \Delta \dot{x} + c_{yy} \Delta \dot{y} + \sum_{i=1}^N (k_{yi} \alpha_i + c_{yi} \dot{\alpha}_i), \quad (2.22)$$

e como equação para cada sapata de inércia polar I_i :

$$I_i \ddot{\alpha}_i = k_{\alpha x} \Delta x + k_{\alpha y} \Delta y + c_{\alpha x} \Delta \dot{x} + c_{\alpha y} \Delta \dot{y} + k_{\alpha \alpha} \Delta \alpha_i + c_{\alpha \alpha} \Delta \dot{\alpha}_i.$$

Vários métodos têm sido propostos para se evitar problemas com tantos coeficientes, como descrito pelas equações (2.22). Estes métodos são chamados de redução dos coeficientes dinâmicos para a representação usual de oito coeficientes. Contudo, esta redução

é dependente da frequência de vibração de cada sapata. No caso da redução síncrona, assume-se que as sapatas do mancal vibram com a mesma frequência de rotação do eixo. O método de redução síncrona utilizado neste trabalho é descrito por ALLAIRE/1/ e PARSELL/41/.

A grande diferença de um mancal com sapatas móveis (mancal segmentado) e um mancal com sapatas fixas (mancal multifacetado) é que além dos cálculos feitos para se determinar os coeficientes k_{xx} , k_{xy} , k_{yx} e k_{yy} deve-se ainda calcular coeficientes como $k_{x\alpha_i}$, $k_{y\alpha_i}$, $k_{\alpha_i x}$, $k_{\alpha_i y}$ e $k_{\alpha\alpha}$. Para o cálculo destes coeficientes, utiliza-se novamente o método de pequenas perturbações em deslocamento para o eixo e em rotação para cada sapata. O mesmo procedimento é feito para a determinação dos coeficientes de amortecimento.

Assumindo-se movimento síncrono na frequência de rotação Ω para cada sapata do mancal e desprezando-se suas inércias, conforme já comentado anteriormente, os coeficientes reduzidos K' e C' dos mancais segmentados podem ser calculados como segue:

$$\begin{aligned}
 K'_{uv} &= k_{uv} - \sum_{i=1}^N \left\{ p (k_{u\alpha_i} k_{\alpha_i v} - \Omega^2 c_{u\alpha_i} c_{\alpha_i v}) + \Omega q (k_{u\alpha_i} c_{\alpha_i v} + k_{\alpha_i v} c_{u\alpha_i}) \right\} \\
 C'_{uv} &= c_{uv} - \sum_{i=1}^N \left\{ p (k_{u\alpha_i} c_{\alpha_i v} + k_{\alpha_i v} c_{u\alpha_i}) + \Omega q (c_{u\alpha_i} c_{\alpha_i v} - \frac{1}{\Omega^2} k_{u\alpha_i} k_{\alpha_i v}) \right\}
 \end{aligned}
 \tag{2.23}$$

com $u = x, y$ e $v = x, y$.

Os termos p e q na equação (2.23) são assim definidos:

$$\begin{aligned}
 p &= \frac{k_{\alpha\alpha_i}}{k_{\alpha\alpha_i}^2 + (\Omega c_{\alpha\alpha_i})^2}, \\
 q &= \frac{\Omega c_{\alpha\alpha_i}}{k_{\alpha\alpha_i}^2 + (\Omega c_{\alpha\alpha_i})^2}.
 \end{aligned}$$

Normalmente estes coeficientes são apresentados também em uma forma adimensionalizada, sendo portanto necessário converte-los antes de qualquer aplicação. A equação (2.24) descreve a relação dos coeficientes dinâmicos e seus correspondentes valores adimensionalizados:

$$k_{ij} = \frac{F_{sta}}{C_p} K_{ij},$$

$$c_{ij} = \frac{F_{sta}}{C_p \Omega} C_{ij}. \quad (2.24)$$

2.5 RESULTADOS

A tabela 2.1 descreve as características geométricas dos mancais segmentados das máquinas européias da Usina Hidroelétrica de Ilha Solteira. As figs. 2.9 e 2.10 apresentam os gráficos dos coeficientes adimensionalizados em função do número de Sommerfeld.

Dados para os Mancais	Mancal de Guia Gerador	Mancal de Guia Turbina
R [m]	1,200	0,825
h ₀ [m]	0,3E-03	0,2E-03
B [m]	0,350	0,344
η [kg/s]	0,068	0,068
R _s [m]	1,220	0,830
φ ₀ [grau]	8,03	12,17
Φ [grau]	9,98	15,26
φ _s [grau]	0,00	0,00
Δ [m]	0,067	0,085
c.c.	Reynolds	Reynolds
nº. sapatas	20	12

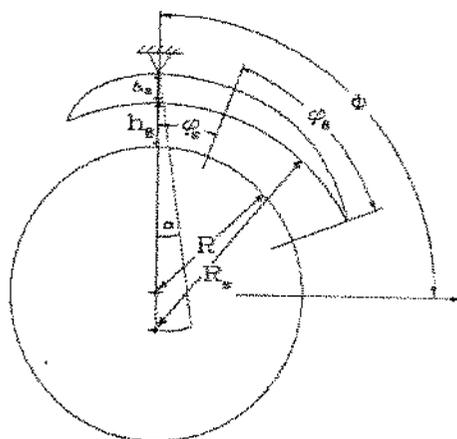


Tabela 2.1 - Dados dos mancais segmentados da Usina de Ilha Solteira

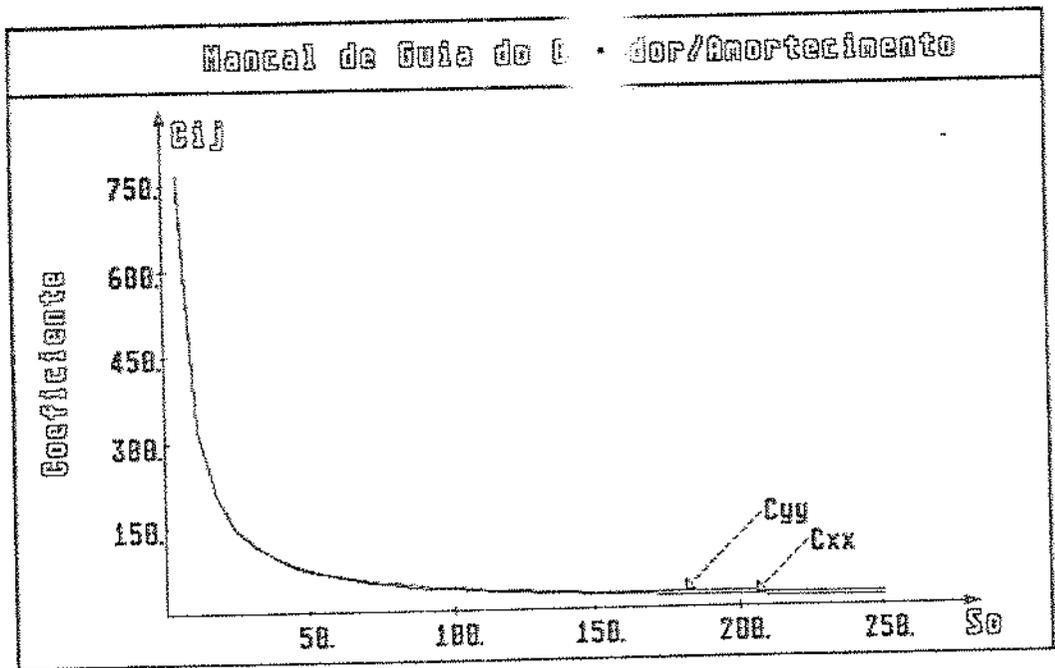
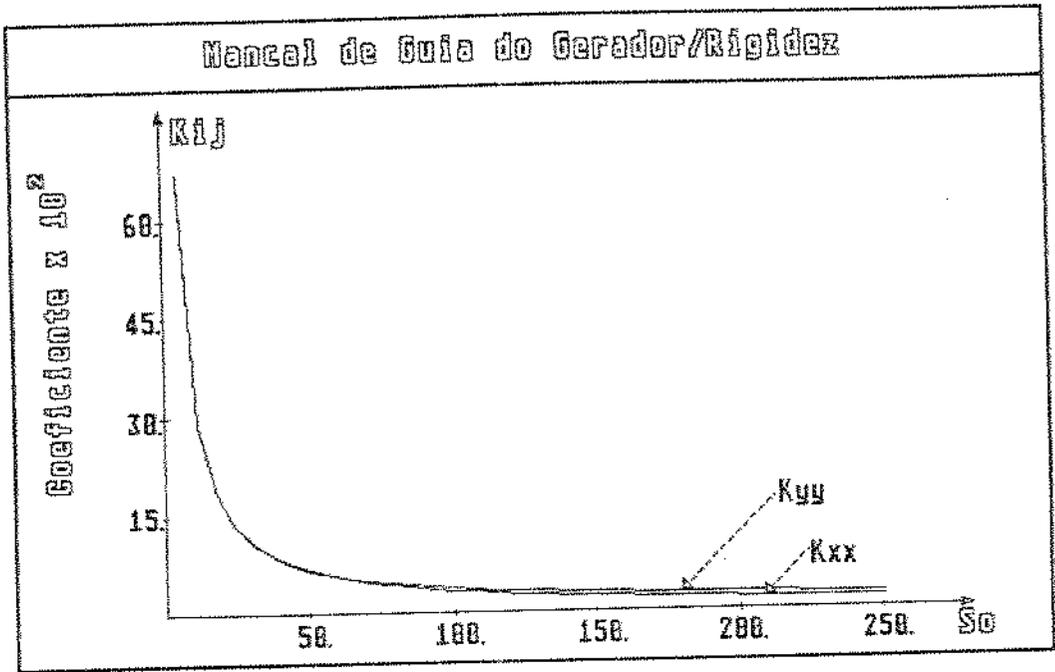


Figura 2.9 - Coeficientes dinâmicos adimensionais (equação 2.23) do mancal de guia do gerador

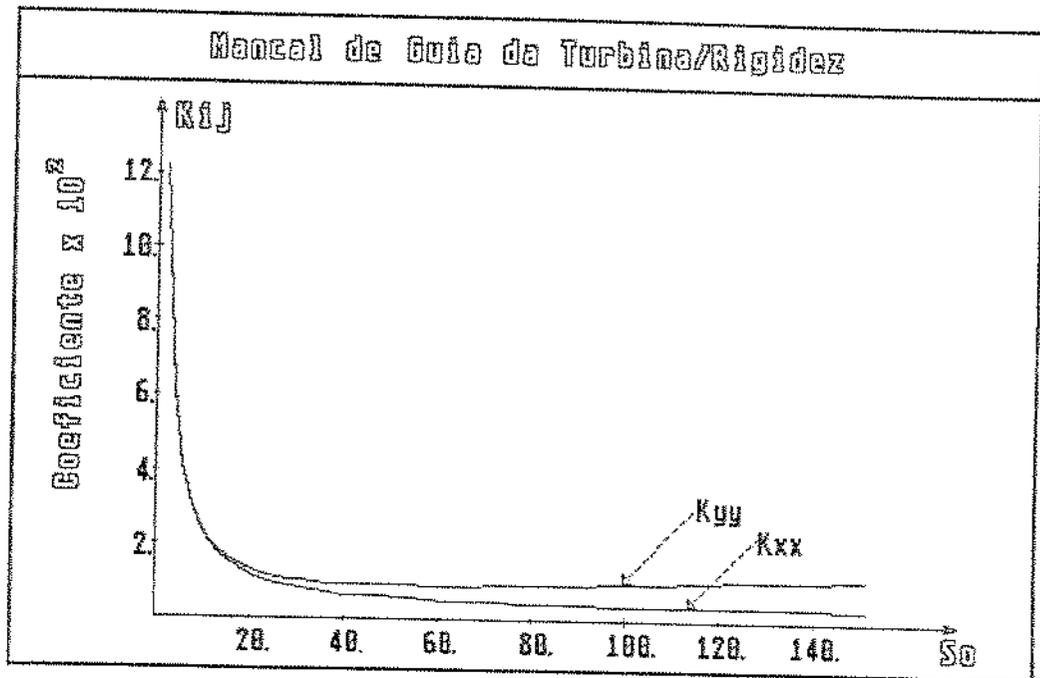


Figura 2.10 - Coeficientes dinâmicos adimensionais (equação 2.23) do mancal de guia da turbina

Com objetivo de se verificar o desempenho do programa desenvolvido neste trabalho, vários exemplos descritos pelo Journal Bearing Databook editado por SOMEYA/41/ foram calculados. A figura 2.11 mostra como exemplo a comparação entre os resultados obtidos no exemplo 53 (SOMEYA/41/, pg. 170) e os resultados obtidos pelo programa desenvolvido neste trabalho. Trata-se de um mancal segmentado com 5 sapatas, com a relação $L/D=1$.

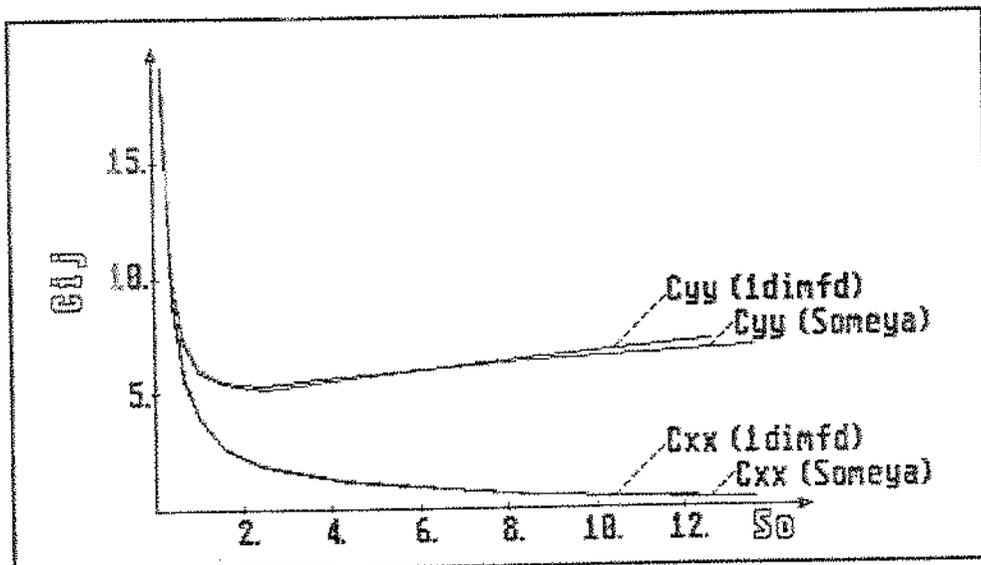
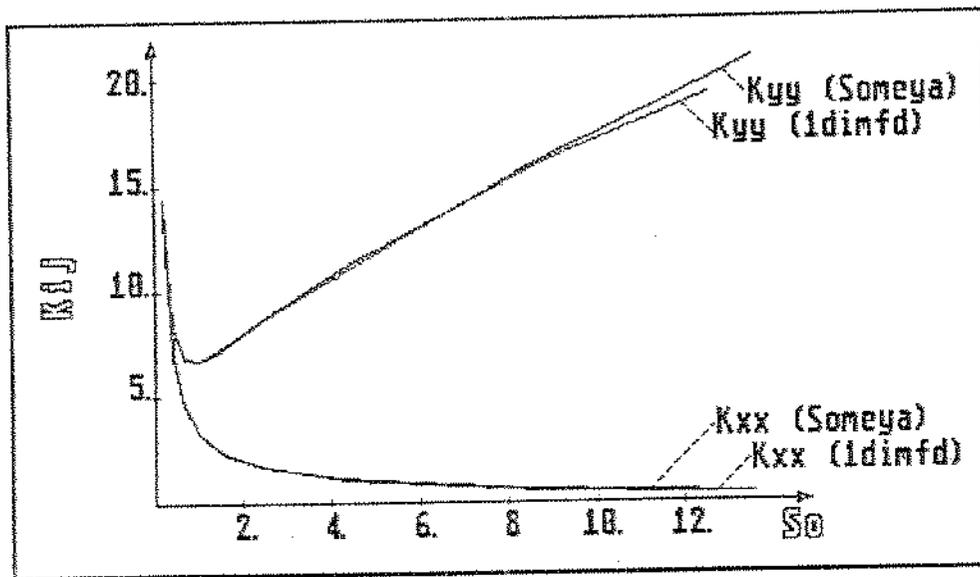


Figura 2.11 - Comparação entre SOMEYA/41/ e resultados obtidos neste trabalho

3. MODELO DINÂMICO NÃO LINEAR

O conhecimento das condições dinâmicas dos turbo-geradores tornou-se cada vez mais importante nas últimas décadas, devido à tendência de aumento de sua potência específica e de seu desempenho. Programas para simulação de vibrações são hoje em dia indispensáveis na execução do projeto de máquinas rotativas. Estes mesmos programas desenvolvidos a princípio com o objetivo de se conhecer o comportamento dinâmico de um sistema rotativo em sua fase de projeto, podem também ser utilizados como programa de diagnose, com o objetivo de se predizer a resposta dinâmica de uma máquina na presença de eventuais falhas.

Neste capítulo apresenta-se um programa para computadores digitais que permite o cálculo de vibração em flexão, a qual é predominante em máquina hidráulicas /47/. Considera-se neste programa interações do tipo magnética no gerador, selos mecânicos, mancais hidrodinâmicos além de forças hidráulicas aleatórias, constantes, harmônicas e de desbalanceamentos. Eixos são modelados pelo método de elementos finitos e efeitos giroscópicos são considerados somente na modelagem dos discos rígidos correspondentes ao gerador e à turbina.

Utiliza-se como exemplo de uma máquina real uma unidade hidráulica da Usina Hidroelétrica de Ilha Solteira. Alguns resultados numéricos referentes à este modelo são apresentados no fim deste capítulo.

3.1 MODELO FÍSICO DE UM HIDROGERADOR

O modelo descrito a seguir refere-se a uma máquina fabricada por um consórcio europeu em operação na Usina Hidroelétrica de Ilha Solteira (fig. 3.1). Este hidrogerador tem uma potência nominal de 160MW a uma rotação de 1,43 Hz. A distância entre gerador e

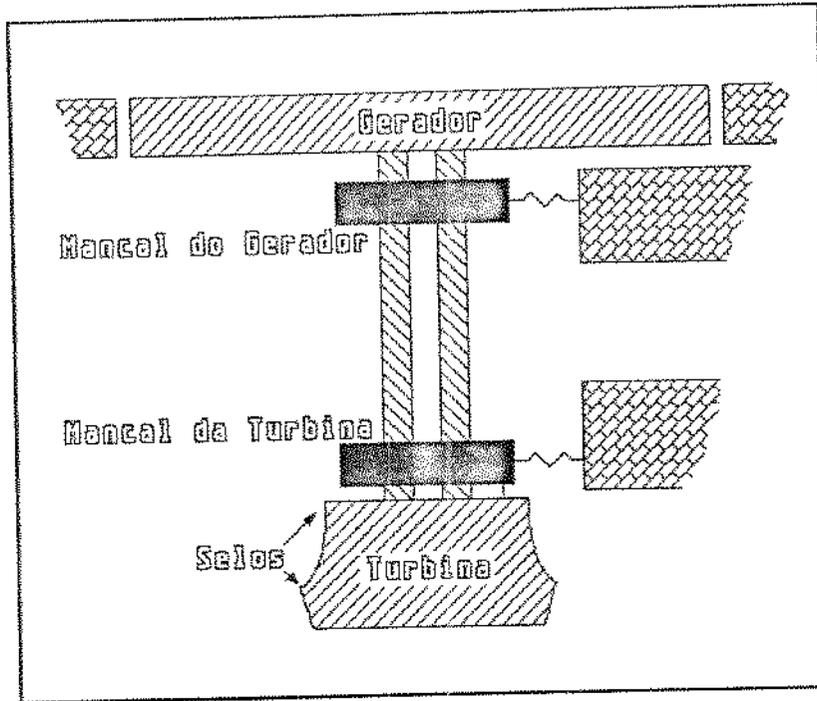


Figura 3.1 - Modelo básico de uma unidade hidráulica da Usina de Ilha Solteira

turbina é igual a 6.330 mm com 13.200 mm de diâmetro do gerador. O eixo vazado com 1.300mm e 400mm respectivamente de diâmetro externo e interno é modelado por elemento de viga de Bernoulli. Gerador e turbina são considerados como discos rígidos com diâmetros relativamente grandes provocando-se em consequência efeitos giroscópicos.

O suporte axial incorporado ao mancal de guia do gerador, atua como uma mola torcional /31/. Os dois mancais de guia são denominados como MGG (Mancal de Guia do Gerador) e MGT (Mancal de Guia da Turbina) e suas características geométricas já foram descritas na tabela 2.1 do capítulo 2.

Para se considerar efeitos não lineares provocados pelo posicionamento vertical da máquina, as forças dos mancais hidrodinâmicos são calculadas passo a passo usando-se a técnica de diferenças finitas para solução da equação de Reynolds, a qual já foi também descrita no capítulo 2.

Efeitos de selagem entre turbina e carcaça são considerados como coeficientes de massa, amortecedor e mola. Estes coeficientes foram calculados pela técnica de diferenças finitas. O efeito magnético de tração atuando no rotor do gerador é representado por uma constante negativa de mola fictícia /18/.

As forças de excitação do sistema são de origem mecânica, hidráulica, elétrica e eletromagnética. Forças devido à massas desbalanceadas no gerador e na turbina bem como forças aleatórias na turbina devido à turbulência do fluido são as principais fontes de excitação /46/. Outras forças provenientes de eventuais desalinhamentos, desbalanceamento magnético, mudança no comportamento radial das forças hidráulicas, e demais outras origens podem ser simuladas por forças harmônicas, constantes ou aleatórias.

3.2 EQUAÇÃO DO MOVIMENTO

O primeiro passo para se modelar dinamicamente um sistema de rotores é construir um modelo idealizado. Este modelo consiste em elementos de vigas, de selos, de mancais hidrodinâmicos, de molas, de discos, e demais outros elementos. A equação de cada elemento é escrita separadamente e a equação global do movimento é construída através da superposição destas equações (fig. 3.2). O movi-

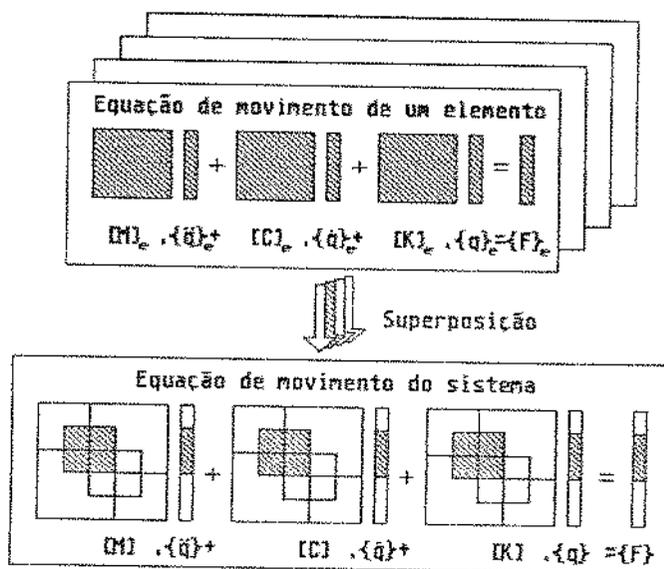


Figura 3.2 - Equação geral do movimento obtida através da superposição das equações de cada elemento /10/

mento de cada nó i é descrito por duas coordenadas de deslocamento (x_i, y_i) e por dois ângulos de distorção $(\varphi_{xi}, \varphi_{yi})$ conforme pode ser visto na fig. 3.3.

As condições dinâmicas de um sistema de rotor podem ser descritas por um sistema linear de equações

$$[M]\{\ddot{q}\} + [D]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F(t)\} + \{F(\dot{q}, q)\}. \quad (3.1)$$

$[M]$, $[D]$ e $[K]$ são matrizes obtidas através da superposição das matrizes de cada elemento /19 e 36/. $\{q\}$ é o vetor que contém as deformações desconhecidas do eixo. $\{F(t)\}$ é o vetor que contém as forças externas dependentes do tempo como desbalanceamento, forças hidráulicas, constantes ou harmônicas. $\{F(\dot{q}, q)\}$ são forças dependentes dos deslocamentos e das velocidades.

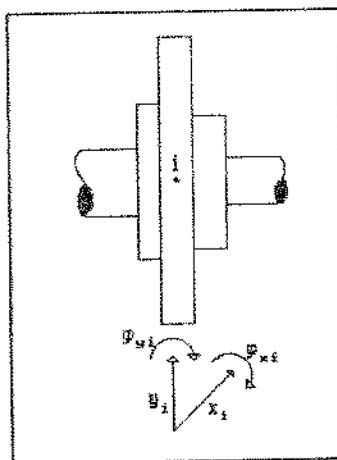


Figura 3.3 - Coordenadas de um nó i

3.2.1 ELEMENTOS DE VIGA

O eixo pode ser classificado como o elemento mais importante de um sistema rotativo. Na construção de um modelo o eixo é dividido em diversos elementos de viga, os quais são interligados pelo método de elementos finitos. A distribuição de massa μ e a rigidez à flexão EI são levadas em consideração na modelagem do eixo. Efeitos giroscópicos e deformações de cisalhamento não foram incluídos no modelo (Elemento de viga de Bernoulli). Cargas externas (forças e momentos) podem atuar somente no nó de um elemento.

3.2.2 DISCOS RÍGIDOS

Certos componentes de um sistema de rotores podem ser descritos por elementos rígidos /17/. Isto significa que a rigidez destes elementos é considerada infinita. A equação de movimento para estes elementos tem a seguinte forma:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [D]\{\dot{q}\} = \{F\}, \quad (3.2)$$

onde $[M]$ é uma matriz simétrica que contém as massas m e os momentos de inércia transversal Θ_A e $[D]$ é a matriz giroscópica anti-simétrica construída com os momentos de inércia polar Θ_p . Como será discutido mais à frente, para o caso de simulações não lineares os termos da matriz de amortecimento $[D]$ são colocados no lado direito da equação (3.1) e tratados como forças externas dependentes da velocidade.

3.2.3 ELEMENTOS DE MOLA E AMORTECEDOR

Os suportes entre eixo/carcaça e carcaça/fundação assim como coeficientes fictícios de mola para simulação da tração magnética do gerador podem ser representados por elementos simples de mola com a seguinte equação:

$$[K]\{q\} = \{F\}. \quad (3.3)$$

Análogo ao elemento de mola pode-se também escrever a equação para o elemento de amortecimento como:

$$[C]\{\dot{q}\} = \{F\}. \quad (3.4)$$

Novamente no caso de simulações não lineares, termos não simétricos ou termos negativos da diagonal principal da matriz $[K]$ da equação (3.3) e a matriz $[C]$ da equação (3.4) são colocados do lado direito da equação (3.1) e tratados como forças dependentes dos deslocamentos ou das velocidades.

3.2.4 ELEMENTOS DE SELO

Selos sem contato são utilizados com o objetivo de minimizar o fluxo do fluido entre duas áreas com diferentes pressões. Com

este objetivo, selos têm sido construídos com formas geométricas cada vez mais complexas (fig. 3.4). Entretanto, a medida que se minimiza o fluxo do fluido através do selo, aumenta-se mais a sua influência negativa sobre o comportamento dinâmico do sistema /9/.

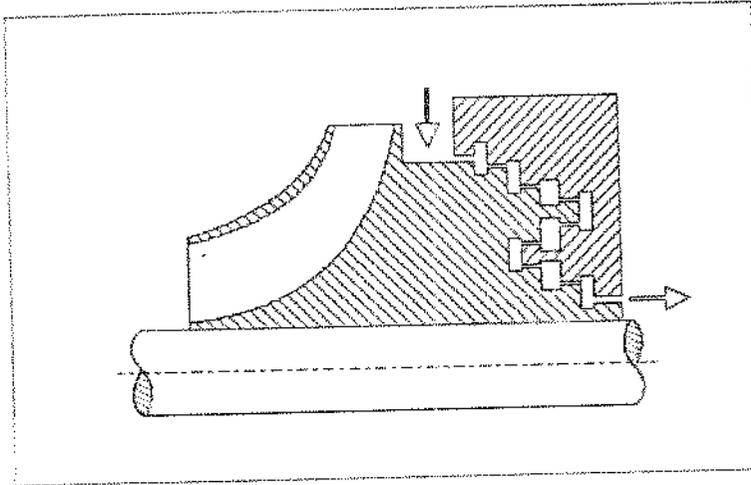


Figura 3.4 - Exemplo de um selo em uma máquina de fluxo

Isto implica em dizer que os elementos de selo têm uma grande influência sobre o comportamento dinâmico de máquinas rotativas /11/ (fig. 3.5) e portanto também devem ser levados em consideração na modelagem de máquinas hidroelétricas.

Cálculos e experimentos têm mostrado que estes selos sem contato podem ser tratados na equação diferencial do movimento de um forma linear, para amplitudes de vibrações até cerca de 50% da folga do selo /40/. As forças do fluido que ocorrem no interior de um selo podem então ser descritas linearmente pela seguinte equação:

$$\begin{bmatrix} M & m \\ -m & M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_x \\ \ddot{q}_y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} D & d \\ -d & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_x \\ \dot{q}_y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_x \\ q_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} \quad (3.5)$$

com:

$M = m_{11} = m_{22}$ Massa principal ,

$m = m_{12} = -m_{21}$ Massa secundária ,

$D = d_{11} = d_{22}$	Amortecimento principal ,
$d = d_{12} = -d_{21}$	Amortecimento secundário ,
$K = k_{11} = k_{22}$	Rigidez principal e
$k = k_{12} = -k_{21}$	Rigidez secundária .

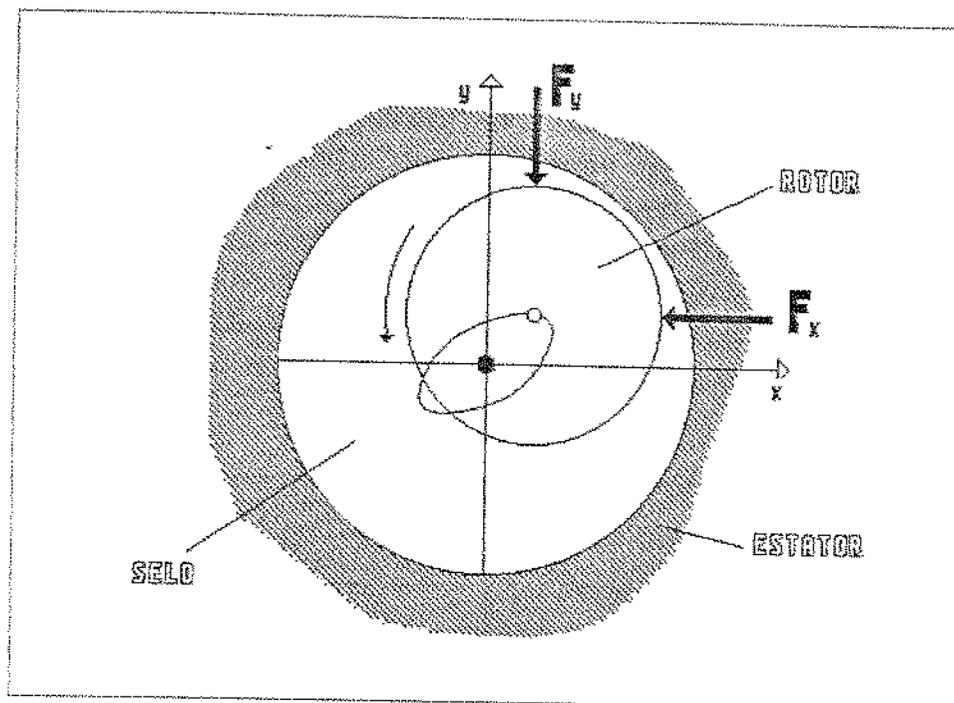


Figura 3.5 - Deslocamentos e forças em um selo

Estes coeficientes dinâmicos são obtidos através de cálculos teóricos ou mesmo experimentalmente. Pelos mesmos motivos descritos para o caso da determinação dos coeficientes dinâmicos dos mancais hidrodinâmicos de uma unidade hidráulica, aconselha-se aqui o cálculo teórico para se obter os coeficientes dinâmicos dos selos.

Várias teorias têm sido propostas para se determinar estes coeficientes. CHILDS /6/ desenvolveu uma teoria baseando-se na modelagem de um elemento de volume para descrever o comportamento do fluxo em um selo. A equação de equilíbrio neste método é resolvida em conjunto com a equação de continuidade pelo método de pequenas perturbações. Obtém-se desta maneira a distribuição de pressão no interior do selo, a qual pode ser integrada para se conse-

guir os forças do fluido e conseqüentemente os coeficientes dinâmicos. Contudo, a solução feita através do método de CHILDS necessita das constantes de atrito entre fluido/rotor e fluido/carcaça, as quais devem ser determinadas experimentalmente.

DIETZEN e NORDMANN /8/ publicaram um método para se calcular estes coeficientes utilizando-se a técnica de diferenças finitas. O método é baseado nas equações de Navier-Stokes, de continuidade e de energia com o qual pode-se calcular praticamente todo tipo de fluxo. Para se calcular o fluxo do fluido no interior do selo, a folga do selo é descrita por uma malha de pontos para cálculo. Usando-se também o método de pequenas perturbações, as velocidades e os valores das pressões são calculados para todos os pontos em função dos valores dos pontos adjacentes. A solução através deste método não necessita de nenhuma constante empírica e pode-se calcular qualquer uma das geometrias vistas na fig. 3.6. Entretanto deve-se dizer que a solução através deste método utiliza um tempo de CPU relativamente grande.

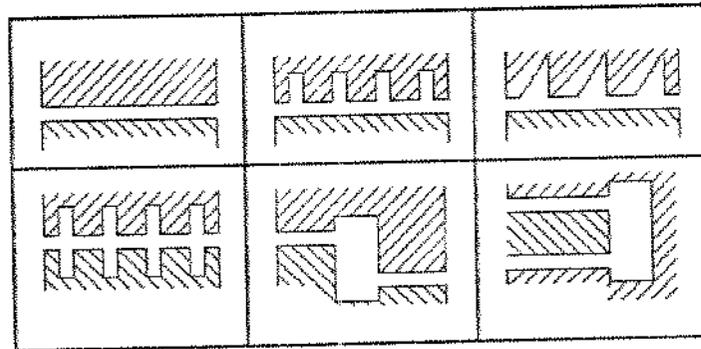


Figura 3.6 - Diferentes geometrias encontradas em selos /9/

Ambas as teorias citadas acima estão disponíveis em forma de programas digitais no "Arbeitsgruppe Maschinendynamik" da Universidade de Kaiserslautern/Alemanha, onde este trabalho foi realizado. Contudo, devido às complexidades geométricas apresentadas pelos selos das máquinas européias da Usina Hidroelétrica de Ilha Solteira (fig. 3.7), optou-se pela utilização do método de diferenças finitas baseado na teoria de DIETZEN e NORDMANN.

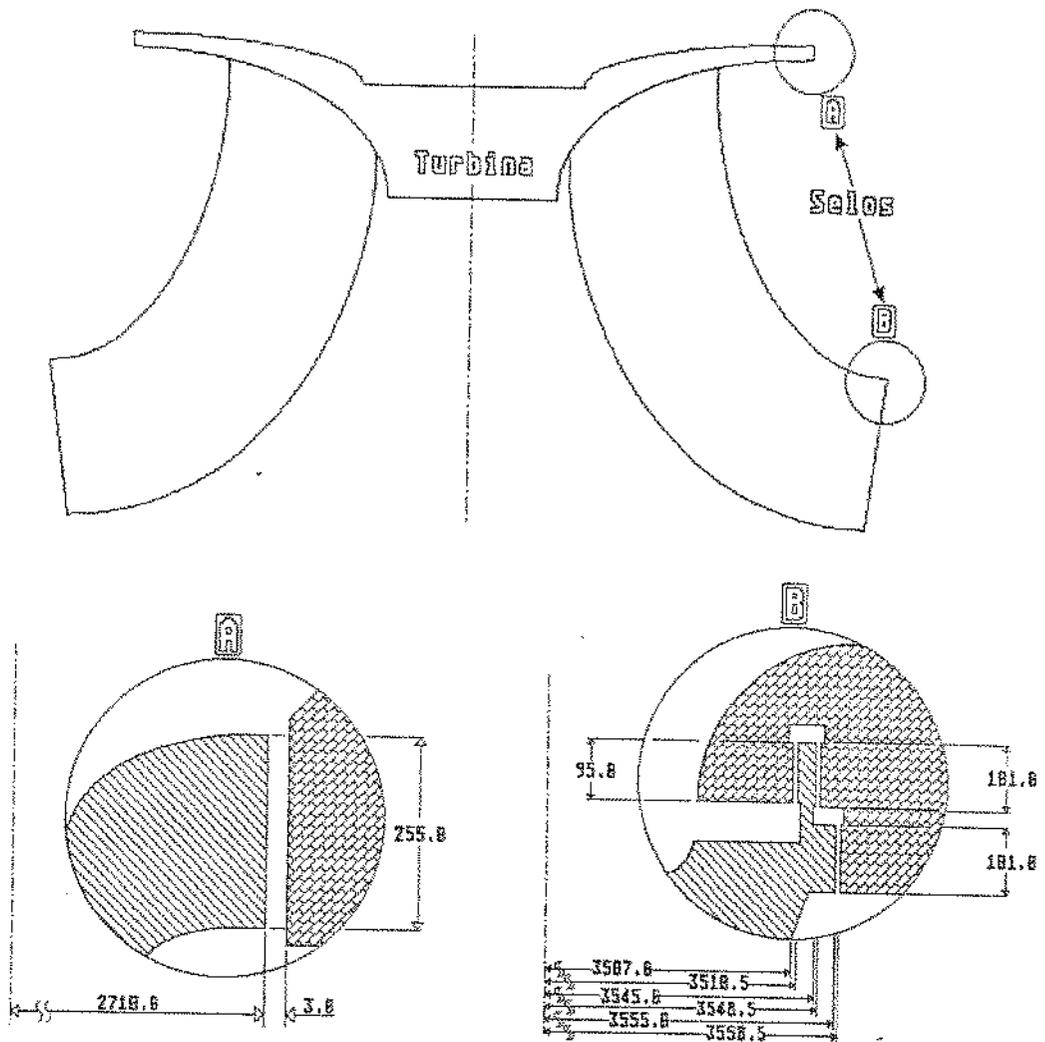


Figura - 3.7 - Selos das máquinas européias das Usina de Ilha Solteira

3.2.5 ELEMENTOS DE MANCAL HIDRODINÂMICO

Como já visto no capítulo 2 deste trabalho, as condições dinâmicas de uma máquina vertical são fortemente dependentes dos mancais hidrodinâmicos. A ordem da não linearidade encontrada no comportamento dinâmico destas máquinas depende do movimento relativo entre rotor e carcaça. Em consequência desta não linearidade, as forças dos mancais hidrodinâmicos são também colocadas do lado direito da equação (3.1) e tratadas como forças $\{F(\dot{q}, q)\}$ dependentes dos deslocamentos e das velocidades relativas. A equação de Reynolds deve então ser resolvida simultaneamente com a equação de movimento pelo método de diferenças finitas também descrito no capítulo 2.

Como pode ser visto pelo exemplo da fig. 3.8, unidades hidráulicas de grande porte são geralmente guiadas por mancais segmentados com uma certa quantidade de sapatas. Grande quantidade de sapatas e soluções simultâneas da equação de movimento e da EDR implicam em dizer que o tempo de processamento é relativamente grande. Técnicas de soluções mais rápidas como descritas por WEBER /56/ estão em desenvolvimento e podem futuramente contornar de forma eficiente este problema da grande necessidade de tempo de CPU, sem com isto prejudicar a precisão requerida nos cálculos.

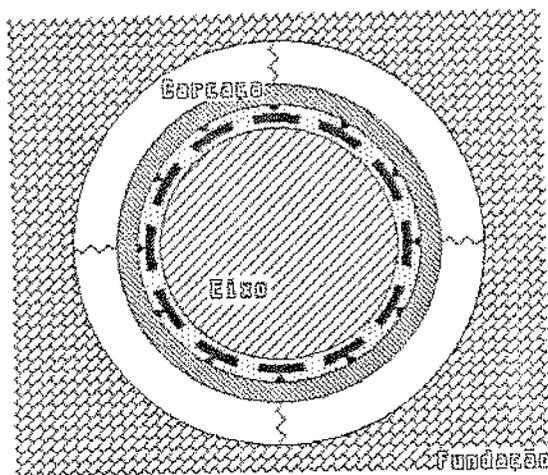


Figura 3.8 - Mancal de guia da turbina

3.3 SOLUÇÃO DA EQUAÇÃO DE MOVIMENTO

Devido às não linearidades encontradas na equação diferencial de movimento (3.1), sua resolução é processada no domínio do tempo. Como o sistema possui muitos graus de liberdade, utiliza-se o método de decomposição modal como uma ferramenta para auxiliar na solução da equação do movimento. Para se aplicar a decomposição modal em um sistema não linear, a equação (3.1) deve ser reescrita da seguinte forma:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = \{F(t)\} + \{F(\dot{q}, q)\} - [D]\{\dot{q}\}. \quad (3.6)$$

O lado direito da equação (3.6) representa as forças de excitação supostamente desconhecidas. A partir da reformulação da equação (3.1) em (3.6), o problema passa a ser tratado como um sistema linear com muitos graus de liberdade sob ação de forças externas. A equação (3.6) pode então ser escrita como:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\}. \quad (3.7)$$

3.3.1 REDUÇÃO DA EQUAÇÃO DE MOVIMENTO

A solução da equação (3.7) é dividida em duas partes: solução da homogênea e solução da particular. Primeiramente resolve-se o problema de autovalores. A partir do cálculo dos autovalores e autovetores, determina-se a matriz modal $[\Phi]$. Com as transformações:

$$[\Phi]^T[M][\Phi] = \text{diag} [M_j], \quad (3.8a)$$

$$[\Phi]^T[K][\Phi] = \text{diag} [K_j], \quad (3.8b)$$

$$\{q\} = [\Phi]\{u\} \text{ e} \quad (3.8c)$$

$$\{\ddot{q}\} = [\Phi]\{\ddot{u}\}, \quad (3.8d)$$

a equação (3.7) resulta em:

$$[M_j]\ddot{u} + [K_j]u = \{Q_j\}. \quad (3.9)$$

A equação (3.9) representa um sistema de equações diferenciais desacoplado com as forças generalizadas $\{Q_j\} = [\Phi]^T\{F\}$.

Contudo, quando uma simulação de vibrações é processada com o objetivo de se conhecer as condições dinâmicas de um rotor, tem-se normalmente interesse em uma determinada faixa de frequência. Por exemplo, no caso de máquinas hidroelétricas deve-se ter como interesse frequências sempre menores que 40 Hz /46/. Com isto, o número de equações do sistema pode ser reduzido drasticamente. Portanto, quando se processa o desacoplamento descrito pelas equações (3.8), considerando-se somente os primeiros m ($m < n$) modos normais do sistema conservativo. Estes m primeiros modos devem incluir a faixa de frequência de interesse e alguns modos a mais para garantir a precisão do cálculo realizado. Deste ponto em diante o sistema de equações passa a ter uma ordem $m \times m$.

3.3.2 MÉTODO POLIGONAL

O método poligonal /25/ é utilizado aqui para a solução particular (3.9) no domínio do tempo. Com este método pode-se substituir qualquer tipo de forma de força por um polígono, conforme pode ser visto na figura 3.9.

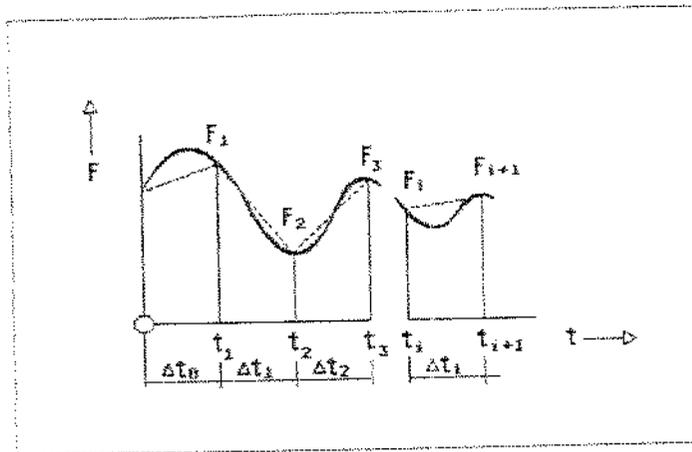


Figura 3.9 - Método Poligonal utilizado na solução da partícula

Obtém-se assim uma solução exata da equação diferencial em cada passo de integração, onde as condições iniciais para cada intervalo são exatamente as soluções do intervalo anterior. Uma vez fornecidas as condições iniciais para o primeiro intervalo ($t=0$), pode-se resolver um número arbitrário de pontos seguintes. A equação de movimento para o i ésimo intervalo tem então a seguinte forma:

$$m\ddot{u} + d\dot{u} + ku = F_i + \left(\frac{F_{i+1} - F_i}{t_{i+1} - t_i} \right) t = F_i + \frac{\Delta F_i}{\Delta t_i} t, \quad (3.10)$$

a qual é facilmente resolvida. Para solução no intervalo seguinte, deve-se conhecer todas as velocidades e deslocamentos do intervalo anterior, bem como as forças externas no início e no final do intervalo atual. Assim, a solução do $(i+1)$ ésimo intervalo torna-se:

$$\begin{aligned} u_{i+1} &= A F_i + B F_{i+1} + C u_i + D \dot{u}_i \\ \dot{u}_{i+1} &= A' F_i + B' F_{i+1} + C' u_i + D' \dot{u}_i \end{aligned} \quad (3.11)$$

onde:

$$A = \frac{1}{k\omega\Delta t} \left[2\zeta - (2\zeta + \omega\Delta t)R + (1 - 2\zeta^2 - \omega\Delta t\zeta) S \right],$$

$$B = \frac{1}{k\omega\Delta t} \left[\omega\Delta t + (R - 1)2\zeta - (1 - 2\zeta^2) S \right],$$

$$\begin{aligned}
C &= R + \zeta S, \\
D &= S/\omega, \\
A' &= \frac{1}{k\Delta t} \{R - 1 + (\zeta + \omega\Delta t) S\}, \\
B' &= \frac{1}{k\Delta t} \{1 - R - \zeta S\}, \\
C' &= -\omega S, \\
D' &= R - \zeta S, \\
R &= e^{-\zeta\omega\Delta t} \cos(\omega\Delta t\sqrt{1 - \zeta^2}), \\
S &= \frac{e^{-\zeta\omega\Delta t}}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \sin(\omega\Delta t\sqrt{1 - \zeta^2}), \\
\omega^2 &= k/m, \\
\zeta &= d\omega/2k.
\end{aligned} \tag{3.12}$$

Deve-se ainda lembrar que normalmente os turbo-geradores são suportados por mancais hidrodinâmicos, e que estes mancais são modelados do lado direito da equação do movimento como forças externas dependentes do deslocamento e da velocidade. Por este motivo, sistemas com autovalores iguais a zero são comumente encontrados. As equações desacopladas para estes sistemas têm a seguinte forma:

$$\ddot{m}u = F_i + \left(\frac{F_{i+1} - F_i}{t_{i+1} - t_i} \right) t. \tag{3.13}$$

A solução para o $(i+1)$ ésimo intervalo é a mesma descrita pelas equações (3.11), porém no caso de autovalores iguais a zero as contantes descritas pelas equações (3.12) possuem os seguintes valores:

$$A = \frac{\Delta t^2}{3m} ; \quad B = \frac{\Delta t^2}{6m} ; \quad C = 1 ; \quad D = \Delta t ; \tag{3.14}$$

$$A' = \frac{\Delta t}{2m} ; B' = \frac{\Delta t}{2m} ; C' = 0 ; D' = 1 .$$

3.3.3 CÁLCULO DAS FORÇAS EXTERNAS

Como descrito acima, todos os efeitos não lineares são substituídos por forças externas colocadas no lado direito da equação do movimento. Mais ainda, a matrix [D] e eventualmente termos não simétricos ou mesmo negativos da diagonal principal da matriz [K] também são colocados do lado direito da equação de movimento, permitindo-se assim a solução do sistema conservativo e a correspondente redução do número de equações.

Para se calcular as condições dinâmicas no tempo $t+\Delta t$, os deslocamentos e as velocidades no tempo t , assim como as forças externas no início e no fim do intervalo devem ser conhecidas. Os deslocamentos, as velocidades e as forças no início do intervalo já são conhecidos porque eles são as soluções do intervalo anterior. O problema então é saber quais seriam os valores das forças externas no fim do intervalo de integração.

As forças externas dependentes do tempo como forças de desbalanceamentos, aleatórias, constantes ou harmônicas são facilmente calculadas. Contudo, as forças dependentes dos deslocamentos e/ou velocidades como as forças giroscópicas, dos mancais, das molas negativas e do amortecimento somente podem ser determinadas com o conhecimento das respostas dinâmicas no fim de cada intervalo.

Um procedimento iterativo (fig. 3.10) é então processado para se resolver este problema, onde as forças $F(\dot{q}, q)$ no fim de cada intervalo possuem os mesmos valores do início do mesmo intervalo, ou seja:

$$F^*(\dot{q}, q)_{t+\Delta t} = F(\dot{q}, q)_t . \quad (3.15)$$

Com estas condições iniciais, pode-se calcular os novos valores de q e \dot{q} . Conhecidas estas respostas, atualiza-se os valores das forças dependentes dos deslocamentos e/ou velocidades. Se não existir nenhuma diferença entre os valores anteriores destas forças com os respectivos valores atualizados, ou mesmo ainda, se uma dada

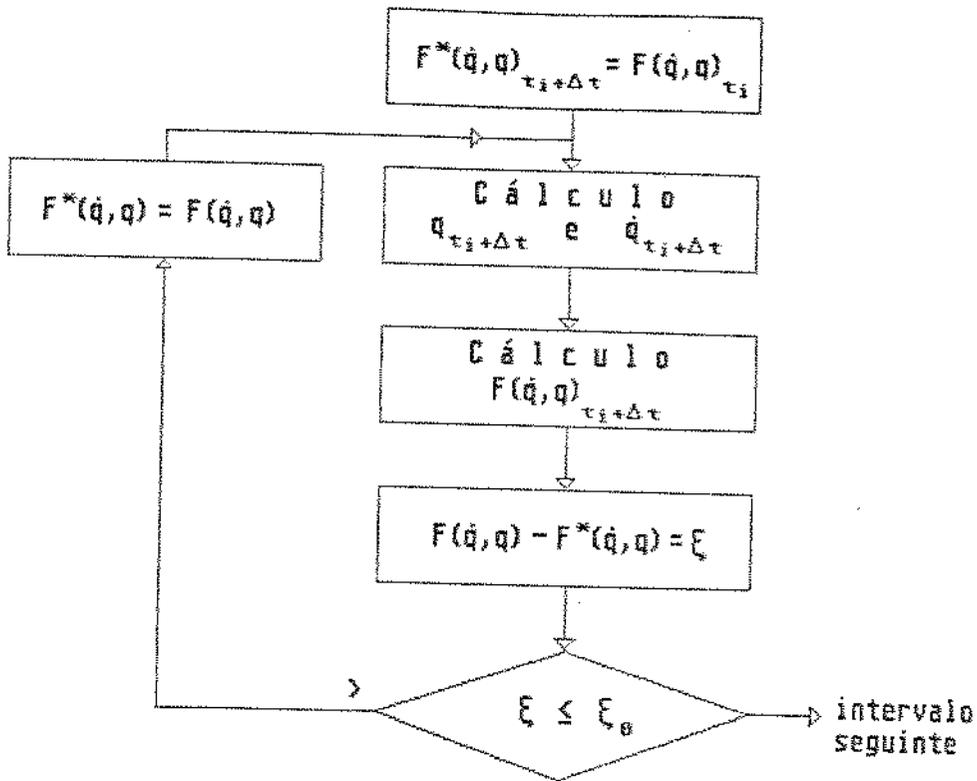


Figura 3.10 - Processo iterativo utilizado no cálculo das forças dependentes das velocidades e/ou deslocamentos

precisão ξ foi obtida, pode-se ir para o próximo intervalo de integração. Em caso contrário uma outra iteração é novamente processada.

3.3.4 FORÇAS ALEATÓRIAS

Poucos artigos foram publicados sobre as forças hidráulicas atuantes sobre a turbina. SCHWIRZER /46/ publicou um artigo onde as forças em uma turbo-bomba teriam amplitudes flutuando aleatoriamente. Seus espectros de excitação estendem-se desde frequências muito baixas até a faixa de 100 Hz. A função de potência espectral:

$$S(\omega) = (s\omega)^2 \quad , \quad 0 \leq \omega \leq \omega_c$$

$$S(\omega) = (s\omega_c^2 \omega^{-1})^2 \quad , \quad \omega_c \leq \omega \quad (3.16)$$

é estabelecida na faixa da frequência rotacional, com uma frequência de corte ω_c . s é o fator de intensidade das flutuações. Ambos os parâmetros devem ser altamente dependentes das condições de operação da máquina, como grau de turbulência na entrada do fluxo, massa, velocidade, etc. Portanto, o modelo de força acima mencionado deve somente dar uma idéia qualitativa da excitação hidráulica.

Para a simulação, supõe-se que as forças aleatórias podem ser representadas por uma aproximação de um filtro dinâmico /57/

$$\dot{Q}_t = [P]Q_t + b\kappa_t, \quad (3.17)$$

onde κ_t é um ruído branco estacionário, gaussiano, centrado com densidade espectral $S_{\kappa\kappa}(\omega)=1$. Para uma dada função de densidade espectral $S_{QQ}(\omega)$, a ordem do sistema e a matriz do filtro $[P]$ são determinados por otimização.

Um exemplo simples seria o filtro passa baixo :

$$\dot{Q}_t = \omega_c Q_t + \sigma \omega_c \kappa_t \quad (3.18)$$

com a função de densidade espectral

$$S_{QQ} = \frac{\sigma^2}{1 + (\omega/\omega_c)^2} \quad (3.19)$$

escolhendo-se uma excitação de banda larga com intensidade $\sigma=15000$ e frequência de corte $\omega_c=40$ Hz. No caso geral, uma simulação passo a passo teria a seguinte forma:

$$Q[(k+1)\Delta t] = e^{[P]\Delta t}Q(k\Delta t) + [P]^{-1}[e^{[P]\Delta t} - I]b\kappa(k) \quad (3.20)$$

com $k = 0, 1, 2, \dots$,

a qual é derivada da solução da integral de convolução de equação (3.17). Para um passo de integração constante Δt , somente é necessário um cálculo da matriz $e^{[P]\Delta t}$. $[I]$ é a matriz unitária e $\kappa(k)$ são números aleatórios com distribuição gaussiana com $|\kappa(k)|=0,5$.

3.4 RESULTADOS NUMÉRICOS

A fig. 3.11 mostra a posição de cada nó no modelo de Ilha Solteira, assim como todos os elementos utilizados. As carcaças dos mancais esquematizadas na fig. 3.8 têm na realidade uma geometria bastante complicada. Ambas as aranhas do MGG e MGT foram modeladas pelo método de elementos finitos com auxílio do programa ANSYS (fig. 3.12)

Ambas as aranhas dos mancais não apresentaram formas próprias de vibrar na direção radial na faixa de frequência de 0 a 100 Hz. Contudo, um terço de suas massas calculadas (M_1 e M_2) e suas rigidezes (k_2 e k_4) foram incluídas no modelo total como pode ser visto na fig. 3.11.

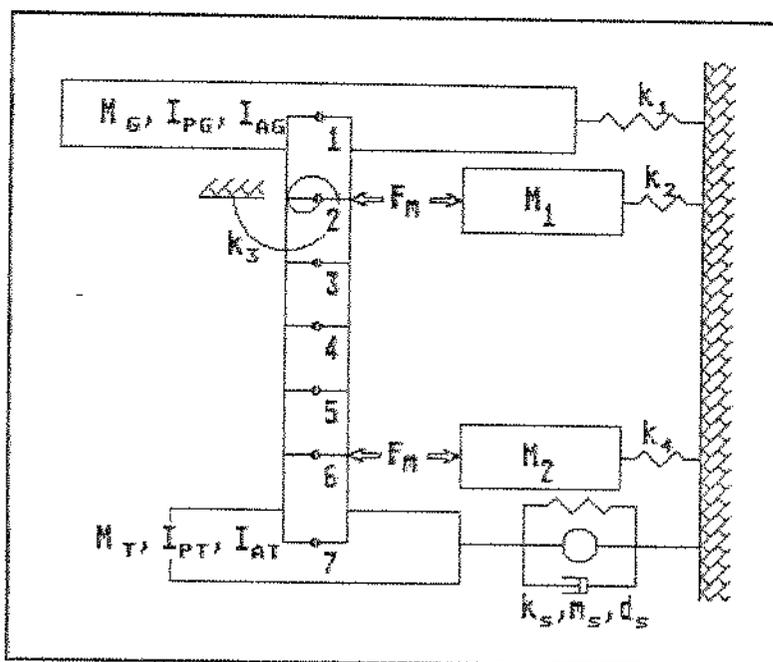


Figura 3.11 - Posição dos nós no eixo e dos elementos utilizados

Os coeficientes dos selos da turbina são aqui representados como m_s , d_s e k_s . O selo A da fig. 3.7 é facilmente modelado como selo liso. Por sua vez, o selo B da mesma fig. não pode ser modelado como um único selo devido à sua geometria complexa. Desta forma,

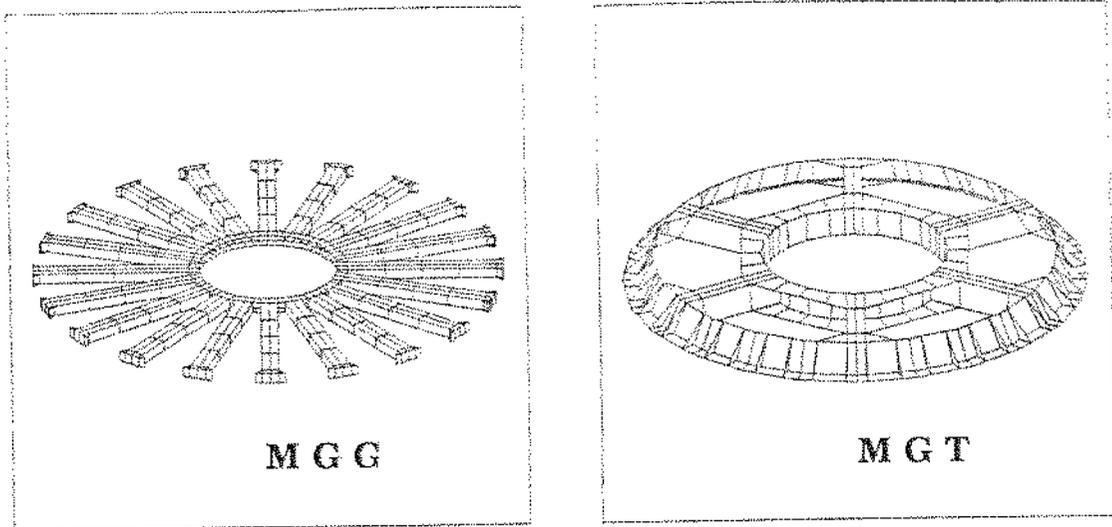


Figura 3.12 - Modelo das aranhas do s mancais

dividiu-se o selo B em dois selos distintos, simplificando desta maneira o seu cálculo: 1^o) câmara de retorno e 2^a) câmara em desnível (fig. 3.13). Contudo, somente é conhecida a diferença de pressão na entrada e na saída do selo. A pressão na intersecção dos dois selos foi calculada iterativamente dividindo-se a diferença de pressão total entre os dois selos até se obter o mesmo valor de perda de fluxo em ambos os selos. Desta maneira, os coeficientes do selo B foram calculados e somados ao coeficientes do selo A obtendo-se assim os coeficientes dinâmicos dos selos da turbina atuantes no nó 7.

A tabela 3.1 abaixo descreve os valores de todos os elementos utilizados para o modelo de Ilha Solteira. As geometrias do MGG e do MGT encontram-se na tabela 2.1 no capítulo 2. Três simulações distintas são apresentadas a seguir:

(A) Forças de desbalanceamento atuantes nos nós 1 (gerador, excentricidade = 0,3 mm) e 7 (turbina, excentricidade = 0,2 mm) e forças aleatórias (conforme descrito no item 3.3.4 acima) atuantes no nó 7 em ambas as direções,

(B) Somente as forças de desbalanceamento do exemplo (A) e

(C) Somente as forças aleatórias também descritas em (A).

O objetivo da simulação (A) é mostrar o comportamento de uma máquina supostamente em operação normal. Contudo, deve-se salientar que os parâmetros utilizados na definição das forças exter-

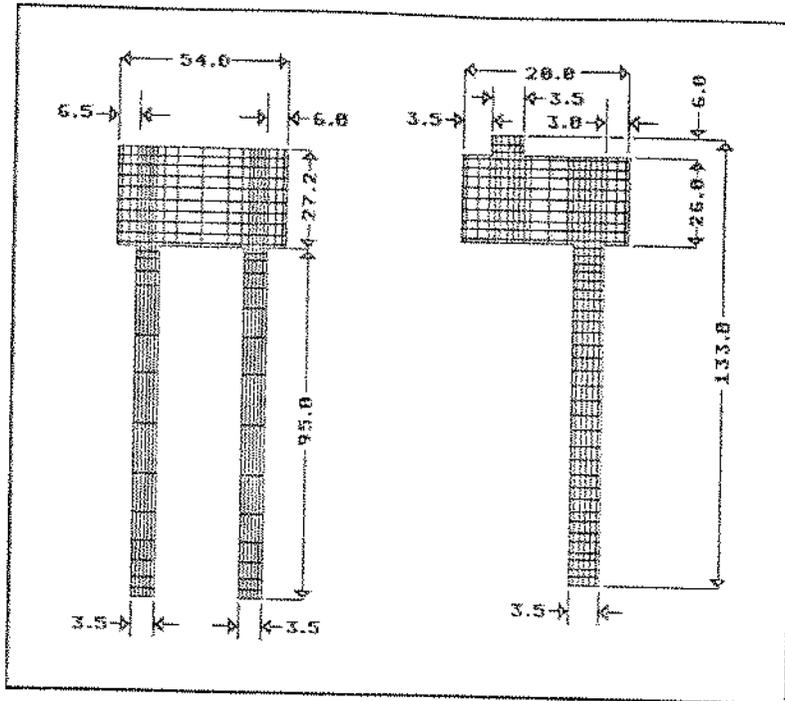


Figura 3.13 - Geometria e malha utilizada no modelamento do selo B da fig 3.7

nas assim como diversos outros parâmetros como a pressão do fluido na entrada e saída dos selos, rigidez negativa atuando no gerador, etc., foram estimados. Para se refinar este modelo, deveria-se fazer diversas medições, o que entretanto não é objeto de estudo deste trabalho.

A fig. 3.14 mostra as órbitas de cada um dos nós do eixo para o caso da simulação (A). Uma análise em frequência das respostas de cada um dos nós mostra a predominância da frequência rotacional.

O objetivo da simulação (B) é conhecer as respostas ao desbalanceamento para se poder comparar com o correspondente modelo linear, conforme será visto no capítulo 4 seguinte. As órbitas resultantes desta simulação podem ser vistas na fig. 3.15. Também comparando-se as fig. 3.14 e 3.15 pode-se verificar a influência das forças hidráulicas nas respostas de cada um dos nós.

Tabela 3.1 - Dados para simulação do exemplo de Ilha Solteira (fig.3.11)

ELEMENTOS DE VIGA					
Nós	E [N/m ²]	L[m]	ρ [kg/m ³]	D _e [m]	d _i [m]
1 - 2	0,21E+12	1,640	7850,	1,300	0,400
2 - 3		1,000			
3 - 4		1,010			
4 - 5		1,000			
5 - 6		1,000			
6 - 7		1,390			

DISCOS RÍGIDOS			
Nó	Massa [kg]	Θ_p [kg.m ²]	Θ_a [kg.m ²]
1	5,03E+05	0,70E+07	0,14E+08
7	1,50E+05	0,65E+06	0,90E+06

CARCAÇAS DOS MANCAIS			
Mancal	Massa [kg]	K _{xx} [N/m]	K _{yy} [N/m]
MGG	1,24E+04	3,62E+09	3,62E+09
MGT	0,87E+04	2,50E+09	2,50E+09

MOLAS E AMORTECEDOR				
Elemento	K _{xx} [N/m]	K _{xy} [N/m]	D _{xx} [Ns/m]	D _{xy} [Ns/m]
K1 - Ger.	-0,55E+09*	0,0	0,0	0,0
K3 - Axial	0,10E+08**	0,0	0,0	0,0
Selo A	4,53E+07	4,00E+06	1,61E+06	2,17E+04
Selo B	-5,39E+07	1,12E+06	4,97E+05	9,54E+03
Selo A+B	-8,65E+06	5,12E+06	2,09E+06	3,07E+04

* - Simétrico em relação a y /49/

** - Rigidez Torcional [N/rad] /49/

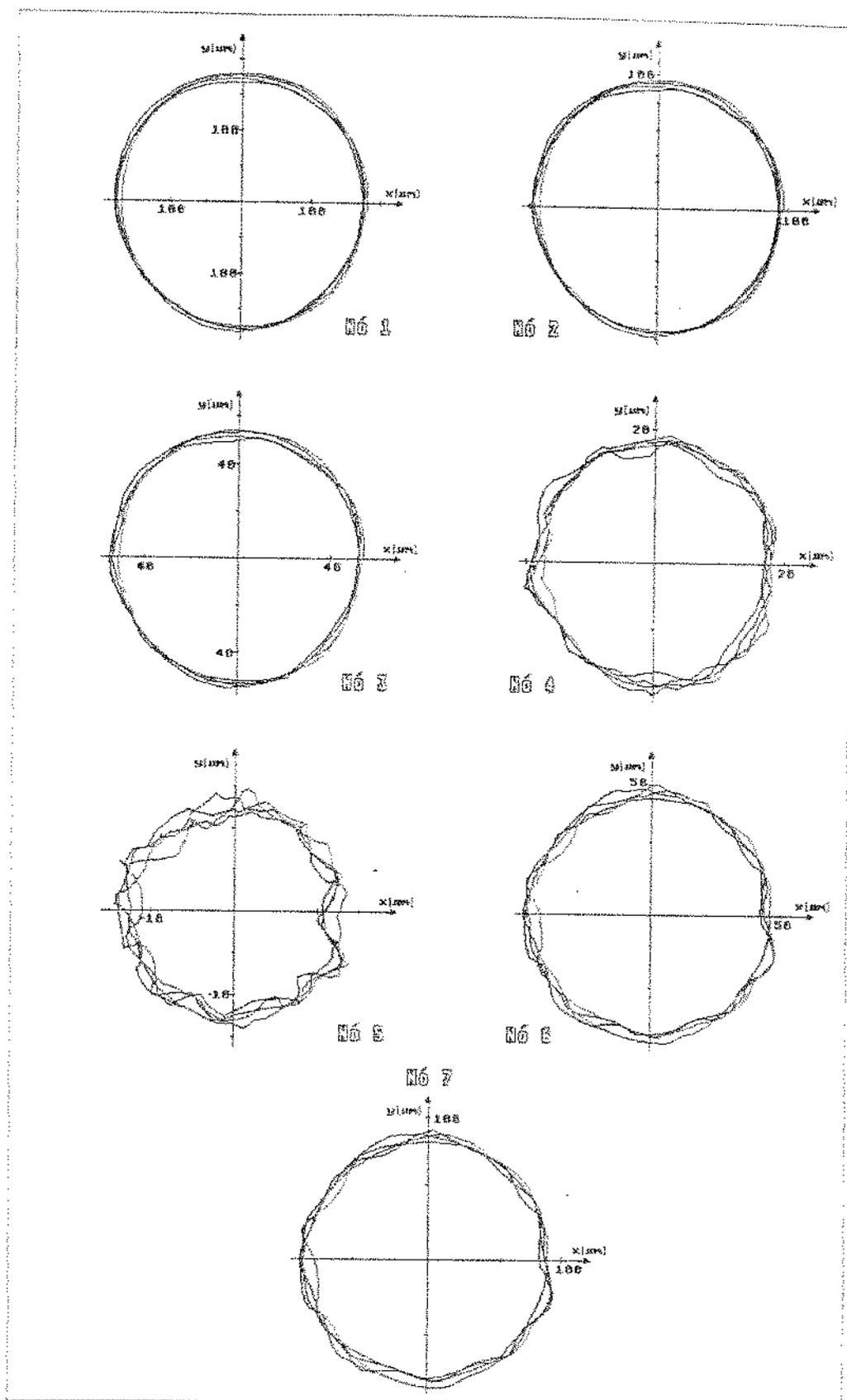


Figura 3.14 - Órbitas obtidas na simulação (A)

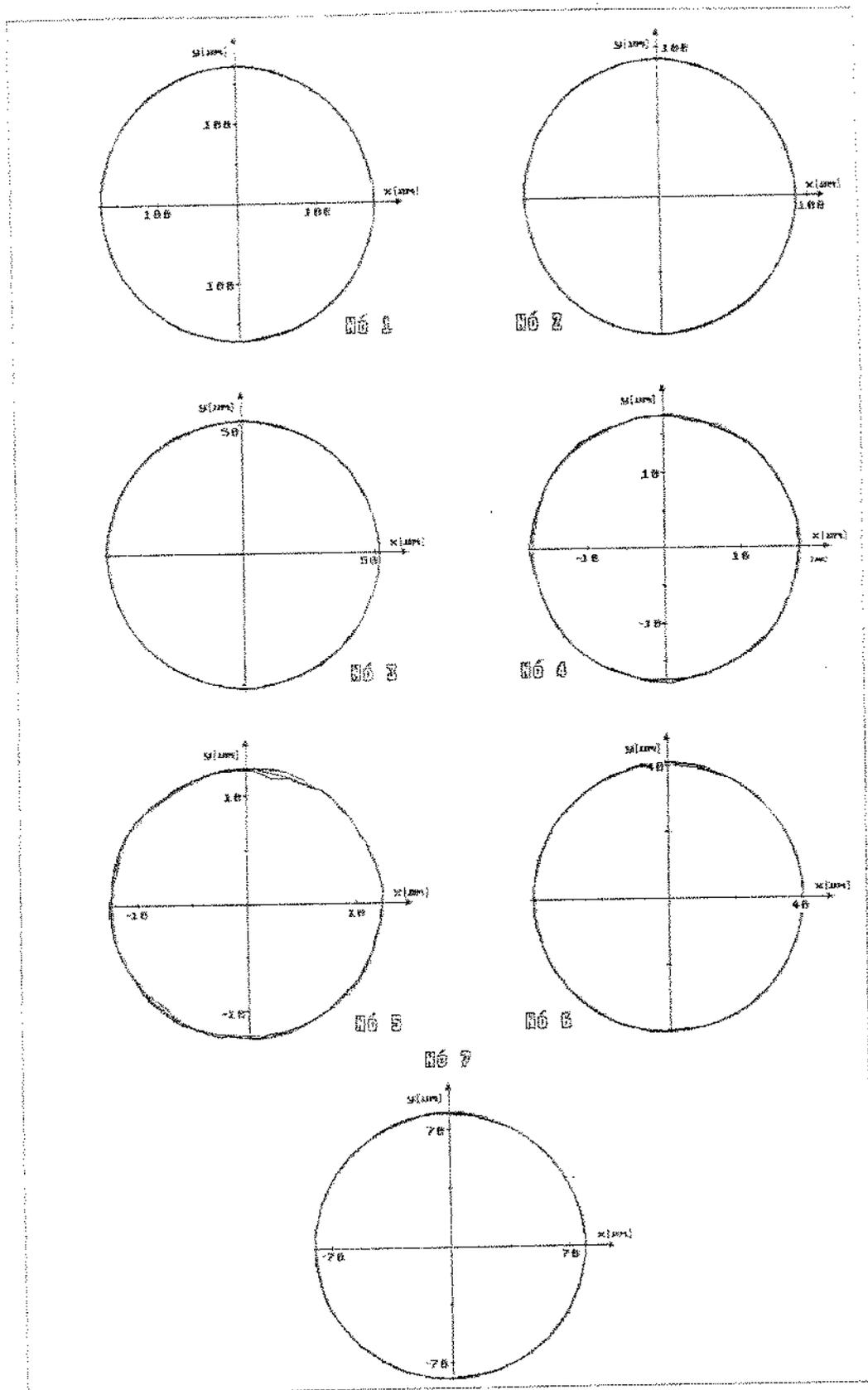


Figura 3.15 - Órbitas obtidas na simulação (B)

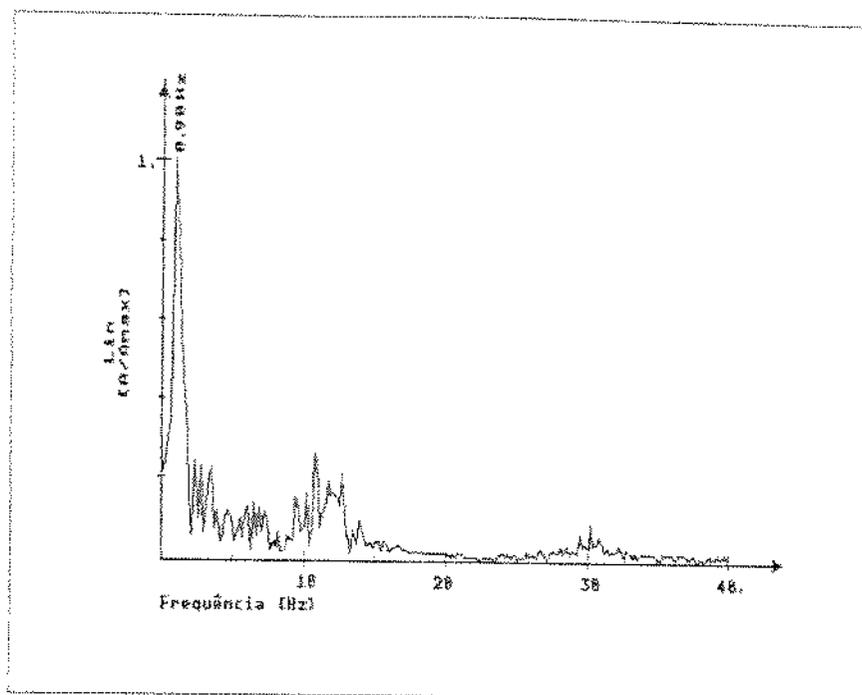


Figura 3.16 - Espectro em frequência do sinal de resposta do nó 4

Já para simulação (C), objetivou-se apenas identificar as frequências características dentro da faixa de 0 a 40Hz. A fig. 3.16 mostra a resposta em frequência encontrada para o nó 4. A análise em frequência das respostas dos outros nós mostram praticamente as mesmas frequências vistas na fig. 3.16, porém com diferentes ênfases.

4. MODELO DINÂMICO LINEAR

Como já discutido nos capítulos 2 e 3 anteriores, o modelo dinâmico escrito para uma máquina hidráulica é não linear. Esta não linearidade vem do fato da máquina possuir mancais hidrodinâmicos operando com posicionamento vertical. Contudo, a simulação não linear descrita no capítulo 3 requer um tempo de processamento excessivamente grande quando se compara com o tempo necessário para o processamento de um sistema linear equivalente em graus de liberdade e com o mesmo número de autovetores utilizados na redução do sistema.

Para uma simulação processada em fase de projeto da máquina, pode-se dizer que o tempo necessário para o processamento, apesar de ter sua importância, não é um fator decisivo. Entretanto, quando se trata de simulações feitas com objetivo de diagnosticar algum problema quando a máquina já se encontra em operação, e conseqüentemente quando são requeridas decisões rápidas, este tempo de processamento pode muitas vezes inviabilizar certos métodos. Com este objetivo, procurou-se neste trabalho sempre estabelecer para cada modelagem não linear, uma modelagem linear correspondente.

Uma vez estabelecido este modelo linear equivalente, pode-se utilizar todas as vantagens dos cálculos inerentes à modelagem linear, tais como autovalores, autovetores, funções de transferência analíticas, sensibilidades dos parâmetros, etc. Evidentemente, todos os resultados destas simulações lineares são dependentes do método utilizado na linearização do modelo.

Neste capítulo, apresenta-se um modelo linear obtido através de informações preliminares das simulações não lineares apresentadas no capítulo 3. A modelagem linear é feita com auxílio do programa TURBO/10/, no qual foram implementadas algumas modificações de maneira a permitir a modelagem de um hidrogenador assim como a modelagem de uma máquina vertical. Este programa também

utiliza o método de elementos finitos para escrever as equações do sistema. Cálculos posteriores como determinação das funções de transferência, sensibilidade dos parâmetros, e demais outros cálculos são feitos com auxílio do mesmo programa TURBO e do programa DIROMA desenvolvido neste trabalho. Apresenta-se ainda neste capítulo um método indireto para medida das forças hidráulicas radiais atuantes na turbina.

4.1 LINEARIZAÇÃO DO MODELO

O mesmo modelo descrito no capítulo 3 (fig. 3.11) é também simulado neste capítulo com suporte de um programa digital TURBO/10/, desenvolvido no "Arbeitsgruppe Maschinendynamik" da Universidade de Kaiserslautern. Este programa permite o cálculo das vibrações em flexão para sistemas de rotores, onde o movimento de cada nó é descrito pelo mesmo número de graus de liberdade utilizado na modelagem não linear. A técnica de elementos finitos é utilizada para se escrever a equação de movimento. Os mesmos elementos de vigas, discos rígidos, selos, molas e amortecedores descritos no capítulo 3 são aqui utilizados. A diferença básica da modelagem linear, é que os efeitos dos mancais hidrodinâmicos são descritos pelos coeficientes dinâmicos definidos no item 2.4.

Contudo, para se calcular os coeficientes dinâmicos, precisa-se calcular inicialmente o número de Sommerfeld. Para máquinas com posicionamento vertical, este número é igual a zero, pois não existe uma força estática atuando sobre o mancal. Uma força estática é então imposta a cada um dos mancais, com o objetivo de linearizar os seus comportamentos dinâmicos. Estas forças estáticas são convenientemente escolhidas de maneira a se obter o máximo número de autovalores do modelo linear coincidentes com as frequências características que aparecem no exemplo (C) do item 3.4 (fig. 3.16).

Estas forças estáticas fictícias impostas a cada um dos mancais podem existir na realidade. Como se sabe, as forças hidráulicas atuantes sobre a turbina na direção radial podem ser divididas em duas partes: uma parte estática superposta por uma outra parte dinâmica. A parte estática é obtida fazendo-se a média no tempo dos valores totais das forças hidráulicas. Desta forma, ter-se-ia uma situação semelhante a uma máquina com posicionamento horizontal. Porém

para máquinas hidráulicas verticais, estas forças estáticas seriam uma reação dos mancais devido a atuação das forças hidráulicas médias e não uma reação devido ao peso próprio como acontece no caso de máquinas horizontais.

4.2 CÁLCULOS DINÂMICOS

Uma vez linearizado o modelo, pode-se fazer uso de todos os cálculos característicos de uma modelagem linear, como por exemplo autovalores e autovetores. Para tanto, resolve-se a equação diferencial homogênea do movimento, supondo-se como solução:

$$\{q\} = \{\hat{q}\} e^{\lambda t}. \quad (4.1)$$

Obtém-se desta forma um problema de autovalores:

$$([M]\lambda^2 + [D]\lambda + [K])\{\hat{q}\} = \{0\}, \quad (4.2)$$

o qual tem como solução $2 \times n$ autovalores complexos conjugados λ com seus correspondentes autovetores $\{\hat{q}\}$.

Da mesma forma como já descrito para o caso de uma simulação não linear, pode-se fazer uso das transformações modais para se reduzir sensivelmente o número de equações em (4.2) //7/. Para tanto, um sistema conservativo (equação 4.3) é deduzido do problema de autovalores não conservativo, desprezando-se todos os termos não simétricos das matrizes $[M]$ e $[K]$, eventuais termos negativos da diagonal principal da matriz $[K]$, bem como a matriz de amortecimento $[D]$.

$$(-\omega^2[M_c] + [K_c])\{\hat{q}_c\} = \{0\} \quad (4.3)$$

$[M_c]$ - matriz de massa do sistema conservativo

$[K_c]$ - matriz de rigidez do sistema conservativo

A partir da solução da equação (4.3), pode-se construir a matriz modal $[\Phi]$ utilizando-se somente os m primeiros autovalores ($m < n$). Analogamente às transformações descritas pelas equações (3.8), obtém-se um problema reduzido de autovalores ($m \times m$):

$$([M_r]\lambda^2 + [D_r]\lambda + [K_r])\{\hat{u}\} = \{0\}, \quad (4.4)$$

onde o índice r representa as correspondentes matrizes reduzidas do sistema.

O método utilizado para se resolver a equação (4.4) é descrito por DIEWALD/10/. A solução deste sistema de equações consiste em $2xm$ autovalores complexos conjugados

$$\lambda_{i,2} = \alpha_i \pm j\omega_i, \quad \text{com } i=1,2,\dots,m \quad (4.5)$$

e seus correspondentes $2xm$ autovetores $\{\hat{u}\}$, os quais podem ser re-transformados resultando nos autovetores $\{\hat{q}\}$, onde:

$$\{\hat{q}_{i,2}\} = \{s_i \pm jt_i\} \quad \text{com } i=1,2,\dots,m. \quad (4.6)$$

A parte imaginária ω_i e a parte real α_i dos autovalores representam respectivamente as frequências naturais do sistema e as constantes de amortecimento. Pela análise dos sinais das partes reais dos autovalores pode-se caracterizar o sistema como estável ($\alpha_i < 0$) ou instável ($\alpha_i > 0$). Os autovetores $\{\hat{q}\}$ por sua vez, descrevem as formas naturais de vibração do sistema.

A fig. 4.1 mostra os primeiros 8 autovalores, cujas partes imaginárias diferem de zero, e seus correspondentes modos de vibrar para o equivalente modelo linear do sistema descrito acima no item 3.4. A tabela 4.1 apresenta as constantes de rigidez e de amortecimento obtidas para cada um dos mancais.

Tabela 4.1 - Coeficientes dinâmicos dos mancais segmentados

	K_{xx} [N/m]	K_{yy} [N/m]	D_{xx} [Ns/m]	D_{yy} [Ns/m]
MGG	2,59E+09	2,62E+09	3,36E+07	3,26E+07
MGT	2,52E+09	2,52E+09	4,92E+07	4,91E+07

Evidentemente, a modelagem não linear aproxima-se mais da realidade. Porém quando se compara os autovalores obtidos na modelagem linear com as frequências características encontradas no exemplo (B) do item 3.4 acima (fig. 3.15), conclui-se que o modelo linear possui uma precisão satisfatória. Além disto, o tempo de proces-

samento da modelagem linear é desprezível comparativamente ao tempo de processamento de um modelo não linear equivalente. Deve-se ainda dizer que a modelagem linear caracteriza-se pela sua versatilidade. Com ele pode-se fazer diversos cálculos, os quais uma vez adicionados ao banco de dados podem auxiliar muito no momento de diagnosticar uma eventual falha no sistema. Contudo, os dois métodos não são excludentes, mas sim, como será visto mais a frente no capítulo 5, ambas as modelagens são utilizadas no momento de uma tomada de decisão.

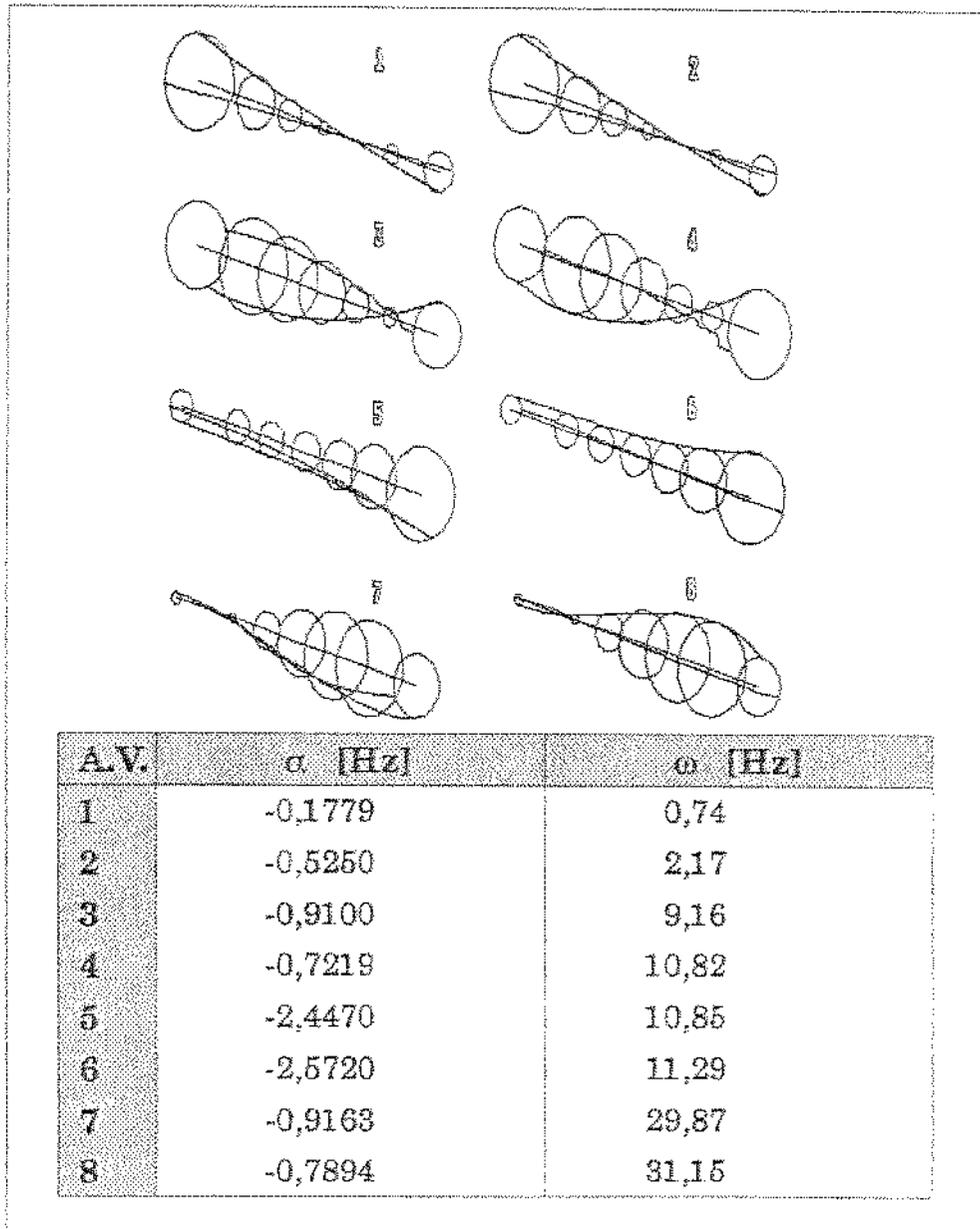


Figura 4.1 - Autovalores e formas de vibrar do modelo linear de uma máquina da Usina de Ilha Solteira

4.2.1 RESPOSTA AO DESBALANCEAMENTO

Ainda com o intuito de comparação entre os dois tipos de modelagem, simulou-se para ambos os casos, linear e não linear, somente as forças de desbalanceamento descritas no exemplo (A) do item 3.4 acima. A fig. 4.2 mostra a resposta à estes desbalanceamentos para o caso da simulação linear e na fig. 4.3 pode-se ver a comparação entre as respostas das duas simulações.

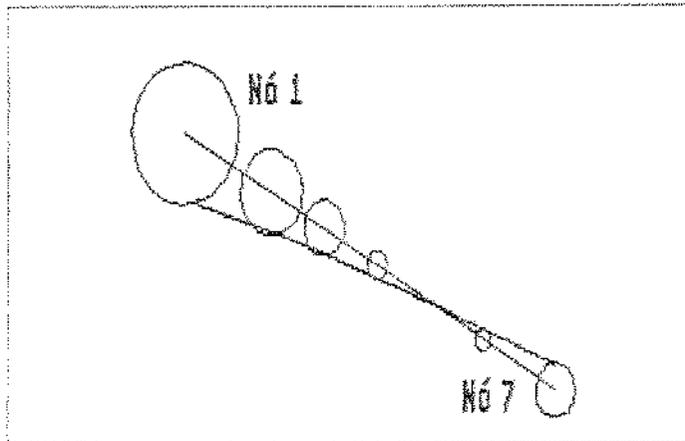


Figura 4.2 - Resposta ao desbalanceamento obtida pela simulação linear

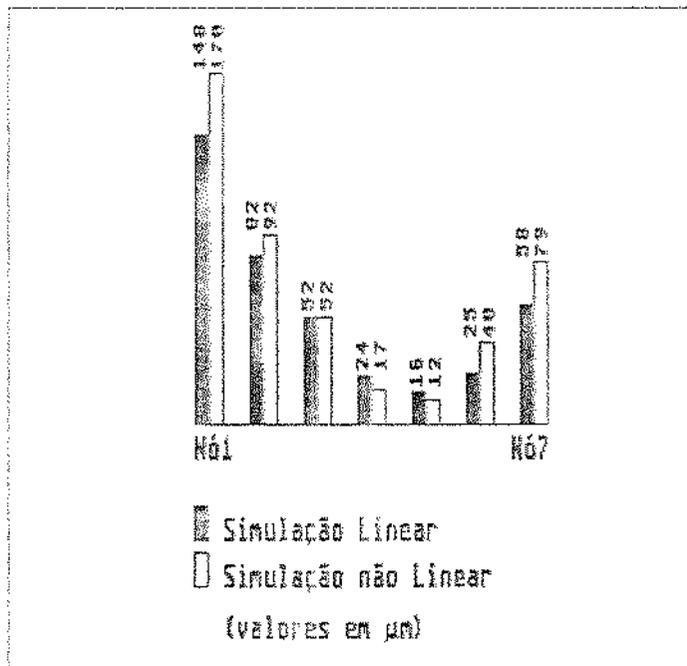


Figura 4.3 - Comparação entre as respostas ao desbalanceamento (amplitude máxima da órbita) fornecidas pelas simulações linear e não linear

4.2.2 SENSIBILIDADE A PARÂMETROS

Uma vez validado o modelo dinâmico através de medições feitas com a máquina em condições normais de operação e sem nenhuma falha, pode-se dizer que todos os parâmetros deste modelo são conhecidos. Estes parâmetros no caso de máquinas rotativas são dependentes da velocidade de rotação. Entretanto, para turbogeradores esta velocidade de rotação é sempre constante, pois dela depende a frequência da corrente gerada. No caso de uma variação da rotação da máquina por qualquer falha no sistema mecânico ou elétrico, que não possa ser sanada pelo sistema de controle, a máquina é imediatamente retirada do sistema e desligada. Isto implica em dizer que quaisquer efeitos dinâmicos causados pela variação da velocidade de rotação do sistema não são objetos de estudo deste trabalho.

Testes periódicos podem ser feitos com objetivo de se determinar as frequências características da máquina, o que indiretamente vem a ser uma medida dos parâmetros do sistema. Desta forma, quando uma alteração em um dado autovalor é detectada, significa que no mínimo um parâmetro do sistema sofreu variação. Esta variação pode ser interpretada como uma mudança nas condições de operação da máquina ou mesmo uma eventual falha.

Uma boa indicação sobre qual entre os muitos parâmetros do sistema estaria causando alterações nos autovetores pode ser conseguida pelo cálculo da sensibilidade, ou seja, pelo cálculo das derivadas dos autovalores em relação a determinados parâmetros /16/:

$$g_{ik} = \frac{\partial \lambda_i}{\partial p_k} \quad (4.7)$$

com

g_{ik} = sensibilidade do autovalor i em relação ao parâmetro k ,

$\lambda_i = \alpha_i \pm j\omega_i$ = autovalor e

p_k = parâmetro construtivo.

Os valores destas derivadas fornecem o grau de influência de um determinado parâmetro sobre as partes reais e imaginárias dos autovalores do sistema, assim como em qual sentido estaria ocorrendo esta

alteração. O cálculo da sensibilidade é feito derivando-se o problema de autovalores (4.2) em relação a um determinado parâmetro:

$$\frac{\partial}{\partial p_k} [([M] \lambda_i^2 + [D] \lambda_i + [K]) \hat{q}_i] = [0]. \quad (4.8)$$

A equação (4.8) acima é multiplicada pela esquerda pelos autovetores à esquerda $\{\hat{e}_i\}$ convenientemente normalizados /16/. Estes autovetores são obtidos através da inversão das matrizes do problema de autovalores (4.2), para o qual obtém-se os mesmos autovalores λ e os referidos autovetores $\{\hat{e}\}$. Desta forma obtém-se:

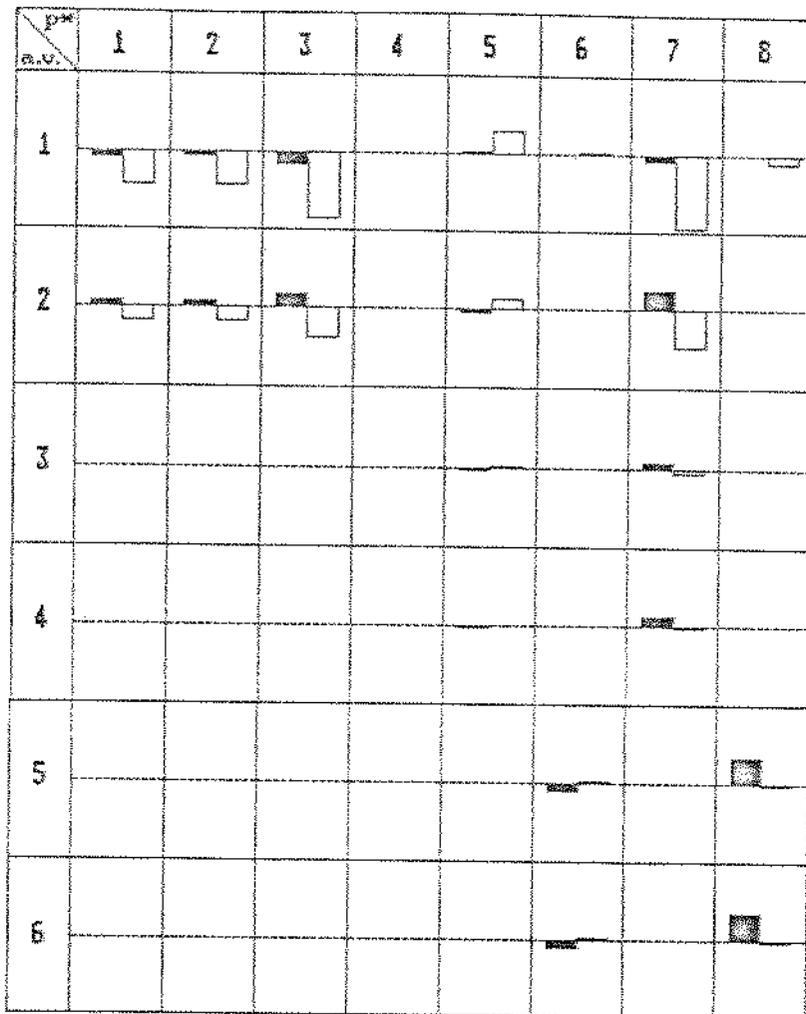
$$g_{ik} = \frac{\partial \lambda_i}{\partial p_k} = -\{\hat{e}_i\}^T \left(\lambda_i^2 \frac{\partial [M]}{\partial p_k} + \lambda_i \frac{\partial [D]}{\partial p_k} + \frac{\partial [K]}{\partial p_k} \right) \{\hat{q}_i\}. \quad (4.9)$$

Estes coeficientes de sensibilidade representam uma medida absoluta para a variação do autovalor complexo $\lambda_i = \alpha_i + j\omega_i$, causada pela variação de um dado parâmetro. Pode-se contudo definir uma sensibilidade relativa, obtendo-se assim os coeficientes:

$$\frac{\Delta \alpha_i / \alpha_i}{\Delta p_k / p_k} = S_{ik}^\alpha = \text{Re}(g_{ik}) \frac{p_k}{\alpha_i} \quad (4.10)$$

$$\frac{\Delta \omega_i / \omega_i}{\Delta p_k / p_k} = S_{ik}^\omega = \text{Im}(g_{ik}) \frac{p_k}{\omega_i}$$

onde S_{ik}^α e S_{ik}^ω são as sensibilidades adimensionalizadas respectivamente dos coeficientes de amortecimento e das frequências naturais. A fig. 4.4 mostra alguns exemplos calculados para o modelo de Ilha Solteira.



■ Parte real
□ Parte imaginária

Parâmetro (p^*)	Valor mínimo	Valor máximo
1 Rigidez k_1 (x)	-0,700E+09	-0,550E+09
2 Rigidez k_1 (y)	-0,700E+09	-0,550E+09
3 Rigidez k_1 (x-y)	-0,700E+09	-0,550E+09
4 Rigidez k_3 ($\varphi_x - \varphi_y$)	0,700E+08	0,100E+09
5 Visc. Óleo (MGG)	0,500E-01	0,668E-01
6 Visc. Óleo (MGT)	0,500E-01	0,668E-01
7 Folga do MGG	0,200E-01	0,220E-01
8 Folga do MGT	0,500E-02	0,550E-01

Figura 4.4 - Exemplo de sensibilidade calculada para o modelo de Ilha Solteira
valor máximo = 4.2

4.3 IDENTIFICAÇÃO DAS FORÇAS

EXTERNAS

Durante a operação de um sistema rotor/mancais podem ocorrer variações em seu comportamento dinâmico. Este comportamento dinâmico por sua vez é dependente das características da máquina, ou seja, dos parâmetros construtivos e das forças externas atuantes sobre o sistema. Portanto, quando se faz um monitoramento com o objetivo de diagnosticar eventuais falhas no comportamento dinâmico de uma máquina rotativa qualquer, deve-se levar em consideração que podem ocorrer alterações tanto nos parâmetros do sistema como eventualmente nas forças externas. Desta forma, dever-se-ia monitorar simultaneamente forças externas e parâmetros construtivos do sistema.

As forças externas que predominantemente atuam em uma unidade hidráulica são devido às massas desbalanceadas, ao desbalanceamento magnético e às forças hidráulicas /46/. As forças devido ao desbalanceamento magnético são incluídas no modelo através da simulação de uma mola fictícia de coeficiente negativo atuando sobre o gerador. Uma eventual falha nesta força seria aqui identificada como uma falha em um parâmetro construtivo. As forças devido às massas desbalanceadas podem também ser identificadas com auxílio do mesmo método descrito a seguir. Todavia, deve-se considerar que estas forças normalmente atuantes no gerador e na turbina permanecem praticamente constantes, ou em caso contrário, sofrem pequenas variações em um período relativamente longo. Mais ainda, estas forças devido ao desbalanceamento, podem também ser suficientemente bem avaliadas quando se coloca a máquina a girar sem água na turbina, sendo desta forma o gerador acionado como motor.

Em consequência, o maior problema no monitoramento de uma unidade hidráulica deve residir sobre as forças hidráulicas atuantes na turbina. Estas forças hidráulicas são dependentes dos parâmetros hidráulicos de projeto, da potência de operação da máquina e dos níveis de montante e jusante da água. Em uma análise em frequência destas forças encontram-se componentes sub-síncronas, síncronas e super-síncronas.

Normalmente as forças de origem hidráulica atuantes em máquinas rotativas são avaliadas em bancos de prova através de técnicas de medições diretas feitas com auxílio de extensômetros, células de carga, etc. Mais ainda, qualquer tipo de medida direta é praticamente infactível no caso de um monitoramento simultâneo de diversas máquinas hidráulicas reais do porte de um turbogerador. Para se contornar estes problemas, utiliza-se aqui um método de medição indireta das forças hidráulicas descrito por VERHOEVEN /54/. Este método baseia-se no princípio de superposição e em consequência só pode ser aplicado em sistemas lineares. Portanto, a utilização deste método em máquinas hidráulicas com posicionamento vertical deve ser feita com certas restrições. Neste aspecto, o próprio modelo linear descrito acima tem também suas restrições. Entretanto, seus resultados têm demonstrado uma precisão aceitável quando comparados com as mesmas simulações feitas com o modelo equivalente não linear. Consequentemente uma medição indireta das forças hidráulicas utilizando o modelo linear deve produzir uma estimativa bastante razoável dos valores das forças hidráulicas radiais.

4.3.1 ANÁLISE MODAL ANALÍTICA

Se um sistema de rotor linear é excitado em um determinado ponto e (entrada) por uma força harmônica oscilando com uma frequência Ω (fig. 4.5)

$$f_e(t) = \hat{f}_e \sin \Omega t = \text{IM}(\hat{f}_e e^{j\Omega t}), \quad (4.11)$$

e a seguir um deslocamento é medido em outro ponto qualquer s (saída)

$$q_s = \hat{q}_s \sin(\Omega t - \Phi_{se}) = \text{IM}(\hat{q}_s e^{j(\Omega t - \Phi_{se})}), \quad (4.12)$$

pode-se definir uma função de resposta em frequência, ou funções de transferência, como sendo a razão entre as amplitudes e a fase entre ambos os sinais:

$$H_{se}(\Omega) = \frac{q_s}{f_e} = \frac{\hat{q}_s \sin(\Omega t - \Phi_{se})}{\hat{f}_e \sin \Omega t} = \frac{\hat{q}_s}{\hat{f}_e} e^{-j\Phi_{se}}. \quad (4.13)$$

Ambas as características, amplitude e fase, são dependentes da frequência de excitação Ω assim como dos parâmetros construtivos do sistema.

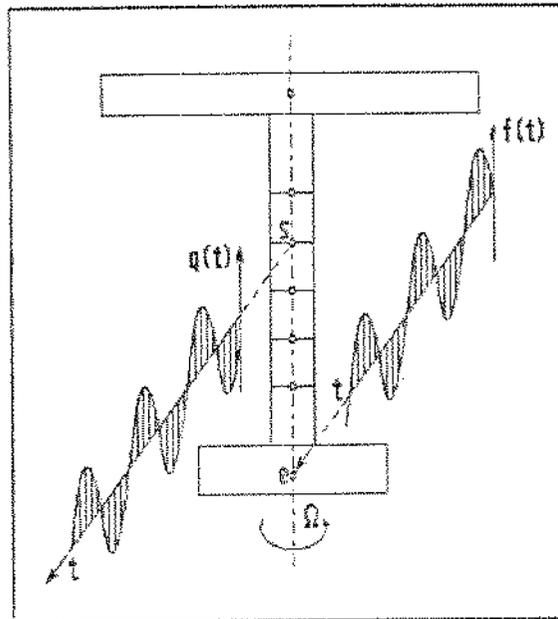


Figura 4.5 - Sinais de entrada e saída em um rotor

Normalmente em máquinas rotativas existem m pontos diferentes de atuação de forças externas e n pontos onde podem ser efetuadas medições. A resposta parcial de um ponto qualquer devido à ação de uma única força pode ser escrita como:

$$q_i = H_{ij} F_j. \quad (4.14)$$

Pelo princípio da superposição, a resposta global medida em um ponto i devido à ação de m forças externas atuantes no sistema seria dada pela equação:

$$q_i = \sum_{j=1}^m H_{ij} F_j, \quad (4.15)$$

a qual pode ser escrita em uma forma matricial para a resposta de todos os pontos n do sistema como:

$$\{q(\Omega)\}_n = [H(\Omega)]_{n \times m} \{F(\Omega)\}_m. \quad (4.16)$$

A matriz $[H(\Omega)]_{n \times m}$ é uma característica do sistema, independente da excitação e constante na medida em que o sistema permanece linear. Uma vez determinada esta matriz, pode-se multiplicar ambos os lados da equação (4.16) pela sua inversa, obtendo-se :

$$\{F(\Omega)\}_m = [H(\Omega)]_{m \times n}^{-1} \{q(\Omega)\}_n, \quad (4.17)$$

onde $\{q(\Omega)\}_n$ é uma medida simultânea dos n pontos feita na frequência de interesse.

Normalmente esta matriz composta pelas funções de transferência é determinada experimentalmente excitando-se artificialmente o sistema em uma faixa de frequência de interesse. Contudo, surge novamente a dificuldade de se realizar esta determinação experimental em uma máquina hidráulica de grande porte. Esta determinação experimental requer que se excite o sistema artificialmente no mesmo ponto onde atuam as forças que se quer identificar, ou seja, no gerador e na turbina. Uma das possibilidades para se contornar este novo problema seria gerar estas funções de transferência analiticamente, analogamente ao método desenvolvido por NORDMANN /38/. A unidade hidráulica é então representada por um modelo matemático refinado e submetida a uma carga unitária em uma determinada frequência Ω . Desta forma, pode-se gerar numericamente funções de transferência para uma faixa de frequência qualquer. Na fig. 4.6 pode-se ver um exemplo de uma função de transferência gerada analiticamente para dois pontos quaisquer do modelo de Ilha Solteira.

Uma vez gerada a matriz composta pelas funções de transferência, deve-se invertê-la. Fazendo-se esta inversão para o caso de uma matriz quadrada ($n=m$), implica em dizer que o número de pontos medidos deve ser igual ao número de forças a serem identificadas. Uma vez invertida a matriz complexa $[H(\Omega)]_{m \times m}$, multiplica-se pelo vetor $\{q(\Omega)\}_m$ obtendo-se as forças externas atuantes no sistema. A fig. 4.6 mostra esquematicamente o método descrito acima. Uma aplicação experimental é feita em uma bancada de ensaios e será descrita no capítulo 6.

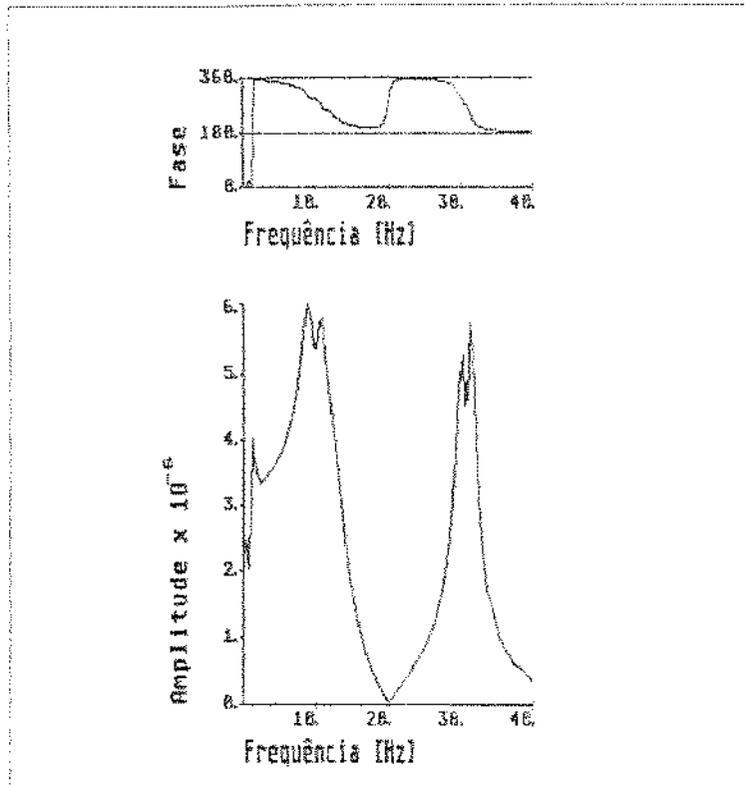


Figura 4.6 - Função de transferência gerada analiticamente. Entrada nó 7/saída nó 4

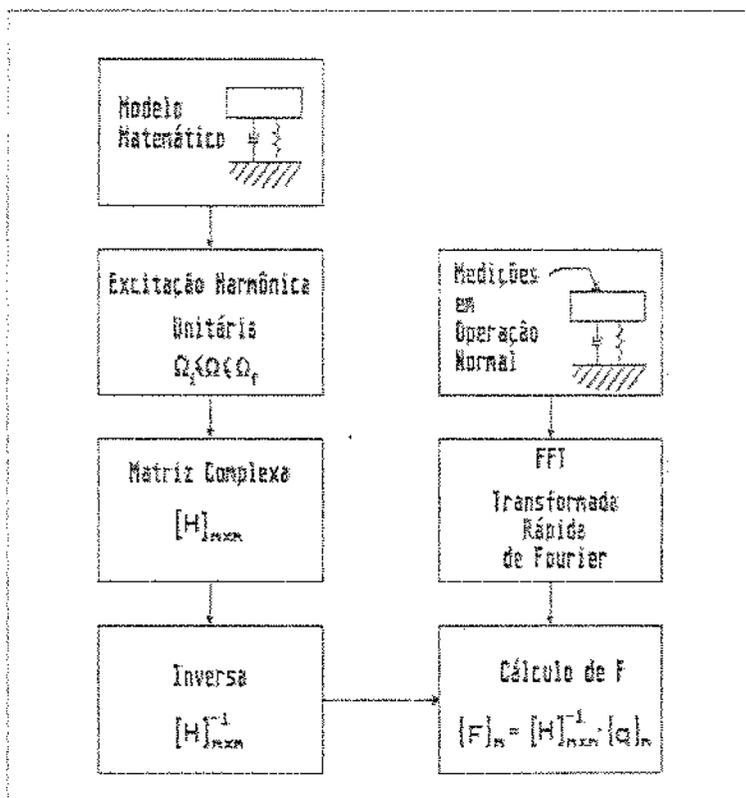


Figura 4.7 - Método indireto utilizado para medida das forças hidráulicas /54/

5. DIAGNOSE

O modelo de diagnose apresentado neste trabalho foi desenvolvido especialmente para aplicações em máquinas hidroelétricas com posicionamento vertical. Contudo, este mesmo método pode ser aplicado em qualquer tipo de máquina rotativa, bastando para tanto que se conheça as condições de contorno do sistema onde se deseja diagnosticar eventuais falhas.

Com o desenvolvimento da engenharia mecânica nos últimos anos, os sistemas mecânicos têm se tornado cada vez mais sofisticados. Porém, em paralelo a estes sistemas complexos surgiram também métodos de monitoramento e diagnose com objetivos de aumentar a segurança e a confiabilidade destes referidos sistemas. Basicamente pode-se dizer que existem dois tipos diferentes de diagnose utilizados atualmente. O primeiro deles tenta estabelecer uma relação entre causa e efeito através do conhecimento do histórico da máquina. Estes métodos baseiam-se em cálculos estatísticos para identificar eventuais falhas no sistema, determinar valores limites, estimar o tempo de vida de determinados elementos, etc. O outro método fundamenta-se no conhecimento detalhado das condições dinâmicas da máquina. Eventuais modificações nos parâmetros construtivos são então detectadas com o auxílio de diferentes métodos de identificação do sistema.

O modelo de diagnose proposto neste trabalho baseia-se também na construção de um modelo dinâmico refinado do sistema em estudo. Porém, devido às dificuldades em se realizar ensaios de identificação em máquinas de grande porte como será discutido a seguir, o gerenciamento de falhas do sistema é feito comparando-se os valores medidos com os resultados obtidos em simulações realizadas em computador, utilizando-se também de alguns recursos estatísticos. Isto implica dizer que todas as falhas possíveis de serem encontradas neste tipo de máquina devem ser previamente simuladas em computador e armazenadas em um banco de dados. Estas simulações podem ser feitas com auxílio dos programas DYMAN e TURBO descritos

respectivamente nos capítulos 3 e 4. Comparações entre resultados teóricos e experimentais e eventuais cálculos estatísticos podem ser feitos com auxílio do programa DIROMA. Uma aplicação experimental do método descrito neste capítulo é feita em uma bancada de ensaios em laboratório, a qual será descrita no capítulo 6 a seguir.

5.1 INTRODUÇÃO

A aplicação de um programa de manutenção preditiva, também chamado de diagnose, em um sistema mecânico qualquer visa em primeiro plano uma maior confiabilidade, um aumento sensível na segurança, uma redução no tempo de parada da máquinas e logicamente uma diminuição substancial nos custos de manutenção. Contudo, os métodos de diagnose disponíveis hoje em dia utilizam processamentos complexos, requerem normalmente um custo de implantação relativamente alto, sendo por isto somente recomendáveis para sistemas de grande porte, de operação contínua ou mesmo para sistemas que necessitam de um alto grau de confiabilidade como no caso de transportes aéreo e marítimo.

Para máquinas de pequeno e médio porte faz-se atualmente o que se pode chamar de uma operação monitorada com objetivos de se estabelecer níveis admissíveis, condições atuais de operação, alarmes, etc., sem contudo tentar diagnosticar a falha propriamente dita. Estes sistemas de monitoramento podem ser classificados como contínuos ou periódicos, podendo ser assistidos por computadores utilizando-se de programas comerciais relativamente simples e invariavelmente envolvendo uma instrumentação também simples e de baixo custo.

Para o caso da diagnose propriamente dita, procura-se trabalhar os sinais medidos de maneira a retirar informações indiretas sobre os parâmetros do sistema, identificando o mais cedo quanto possível uma eventual falha. A fig. 5.1 mostra conceitualmente a diferença existente entre um sinal medido para o caso de monitoramento e de diagnose.

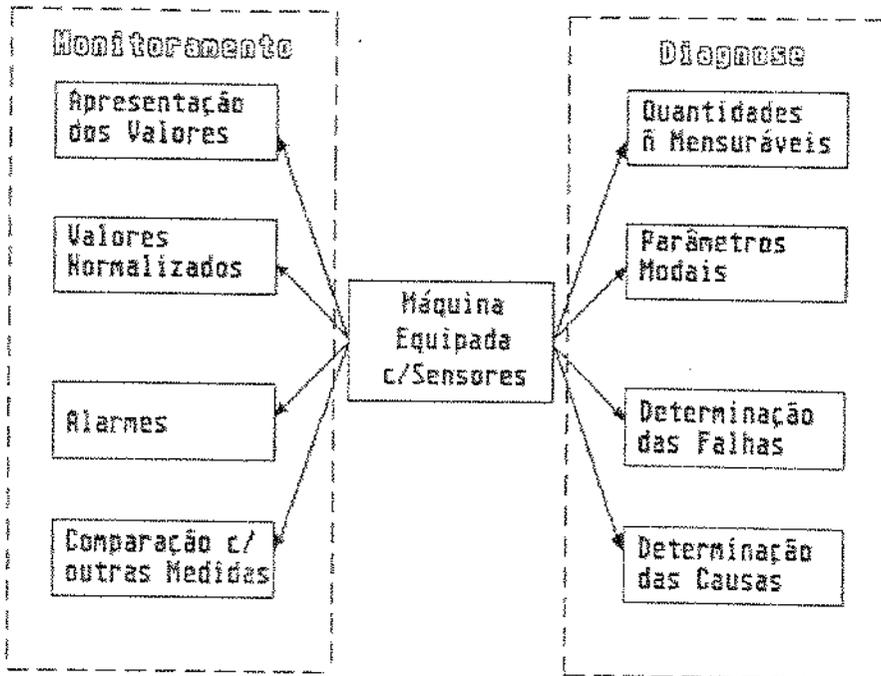


Figura 5.1 - Processamento dos sinais medidos em um sistema qualquer para o caso de monitoramento e diagnose.

Os processamentos dos sinais realizados em um programa de diagnose procuram responder a três perguntas básicas:

- 1) Qual é a atual condição de operação do sistema em observação?
- 2) No caso de uma eventual falha, qual foi o motivo?
- 3) Qual é o prognóstico?

Para se responder as três perguntas básicas acima, pode-se utilizar diversos métodos de diagnose, sendo que cada qual utiliza-se de uma grandeza diferente em suas análises. Estas grandezas podem variar de acordo com as funções do sistema em observação e logicamente de acordo com a natureza dos parâmetros a serem diagnosticados, podendo-se citar como exemplos: temperaturas, viscosidades, rugosidades superficiais, medidas de formas, pressões, energias, deslocamentos, velocidades, acelerações, forças, etc. Particularmente, o método de diagnose desenvolvido neste trabalho visa observar sistemas mecânicos rotativos. Portanto, normalmente as grandezas medidas são aquelas que descrevem o comportamento dinâmico do sistema. Mais ainda, deve-se entender como falhas eventuais modificações ocorridas nas inércias, rigidez ou nos amortecimentos do sistema, as quais podem resultar em um modelo variando no tempo. Conseqüentemente, mu-

danças nos parâmetros do modelo devem ser detectadas com possíveis mudanças no comportamento dinâmico, devido a uma eventual falha.

Através da análise direta dos sinais medidos e fazendo-se um acompanhamento do histórico das máquinas, pode-se tentar diagnosticar falhas no sistema, e em determinados casos consegue-se até especificar as causas desta falha. Estes métodos normalmente utilizam-se de funções estatísticas diversas, análise de assinatura (correlações, espectros), etc. Também pode-se calcular ou estimar as características do sistema utilizando-se as medidas diretas dos sinais. Como exemplo, CEMPEL/5/ calcula as energias (dissipada em consequência das vibrações), eficiência, fator de perda, etc. Contudo, é bastante difícil de se concluir onde estas medidas diretas têm sensibilidade suficiente para detectar uma falha.

A experiência de especialistas na área pode também auxiliar bastante quando se analisa somente os sinais diretamente medidos. Um exemplo bastante conhecido na área de máquinas hidráulicas com posicionamento vertical é a norma VDI 2059/Parte 5 editada em 1982. Nela, fabricantes e especialistas armazenaram suas experiências entre causas e efeitos de vibrações em unidades hidráulicas. Contudo, a utilização desta norma restringe-se a uma velocidade de rotação sempre superior a 120 rpm, fato este que na maioria das grandes usinas hidroelétricas brasileiras inviabiliza o seu uso. Entretanto, as interpretações dadas por esta norma para exemplos típicos de vibrações ocorridas em unidades hidráulicas devem ser consideradas, ainda que se utilize atualmente métodos de diagnose mais sofisticados. Em carácter ilustrativo, transcreve-se abaixo parte da tabela 1 da norma VDI 2059/Parte 5.

5.1.1 IDENTIFICAÇÃO E DIAGNOSE

Um outro método de diagnose bastante discutido na última década /32, 33, 34, 58 e 59/ confunde-se bastante com os métodos de identificação de sistemas mecânicos. NATKE e YAO /34/ publicaram um artigo bastante completo sobre o estado da arte dos métodos de identificação com aplicações em diagnose. Este método de diagnose baseia-se no conhecimento dinâmico do sistema em observação em condições normais de operação, ou seja, sem a presença de qualquer falha.

Tabela 5.1 - Parte da tabela 1 da norma VDI-2059 - Interpretação dos resultados das medidas de vibração no eixo de máquina hidráulicas

Causas de vibrações no eixo	Comport/o da ampl. max. no tempo	Depend. da ampl. máxima	Frequência característ. no espectro de vibração	Forma da órbita do eixo	Forma do sinal de desloca/o no tempo
Desbalancea/o constante devido à distrib. de massas assimetr. no rotor	constante	depend. da velocidade	frequência de rotação	círculo, elipse	senoidal
Desbalancea/o magnético (excentricidade, rotor rígido, etc.)	constante	depend. da velocidade	frequência de rotação	círculo, elipse	senoidal
Variação no desbalancea/to devido à fraturas de partes	aumento repentino	depend. da velocidade	frequência de rotação	círculo, elipse	senoidal
Variação no desbalancea/to devido à erosão, cavitação, etc.	pequena variação ao longo de grandes períodos de tempo	depend. da velocidade	frequência de rotação	círculo, elipse	senoidal
Mudança na geometria dos mancais	variante ou constante	depend. da velocidade e potência	frequência de rotação e suas múltiplas	círculo ou elipse com entalhes	senoidal fortemente deformada

Conhecer estas condições dinâmicas, significa escrever um modelo matemático com um número suficiente de graus de liberdade, o qual descreve com certa precisão o comportamento de vibrações do sistema em observação. Este modelo matemático deve ser sempre validado por um ensaio inicial, normalmente de identificação do sistema, o qual atua iterativamente no refinamento deste modelo (fig. 5.2).

Como resultado desta modelagem, obtém-se a equação diferencial de movimento (3.1) para o sistema virgem, novamente reescrita abaixo como:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [D]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F(t)\} \quad (5.1)$$

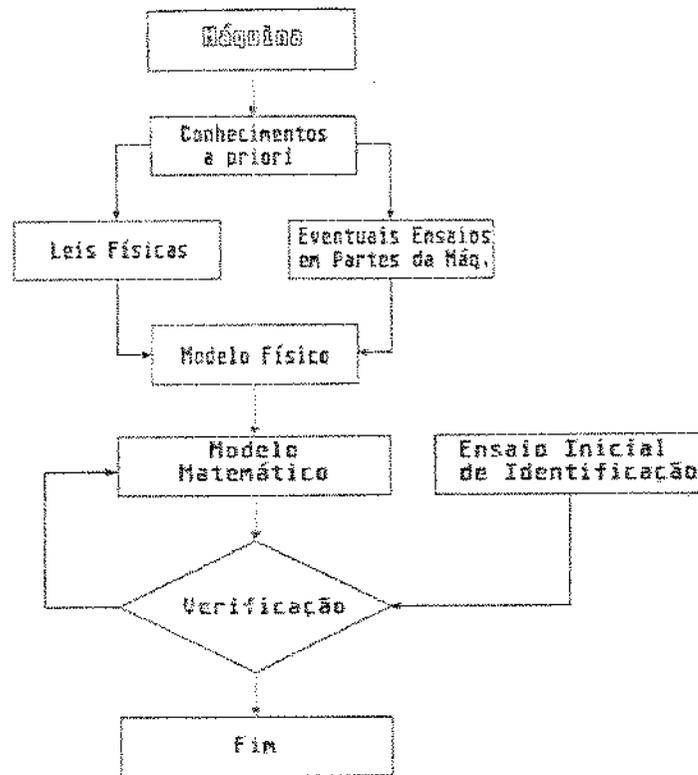


Figura 5.2 - Construção do modelo matemático utilizando-se métodos de identificação em seu refinamento

Qualquer mudança na equação do movimento durante o período de operação da máquina é interpretado como uma falha no sistema, ou seja, um ou mais parâmetros contrutivos p sofreram variações. Estas variações podem ser escritas em forma de equação como sendo:

$$m_{ij(a)} = m_{ij(o)} + \Delta m_{ij}$$

$$d_{ij(a)} = d_{ij(o)} + \Delta d_{ij} \quad (5.2)$$

$$k_{ij(a)} = k_{ij(o)} + \Delta k_{ij}$$

com $i = 1, 2, \dots, n$ e $j = 1, 2, \dots, n$.

Na equação (5.2) n corresponde ao número de graus de liberdade do sistema e os índices (a) e (o) representam respectivamente os valores dos parâmetros atuais e originais. Desta forma, ensaios de identifica-

ção são realizados periodicamente com o objetivo de se detectar eventuais falhas no sistema, ou seja, $\Delta p \neq 0$.

Para se facilitar o processamento dos dados, estes ensaios periódicos invariavelmente utilizam-se em primeiro estágio de métodos de identificação não paramétrica. Métodos de identificação paramétrica somente são utilizados quando detectada uma variação no comportamento dinâmico do sistema comparativamente às condições originais. Estes métodos de identificação paramétrica visam determinar a localização e as dimensões da falha ocorrida. A fig. 5.3 mostra como exemplo o procedimento de diagnose proposto por NATKE e YAO /32/.

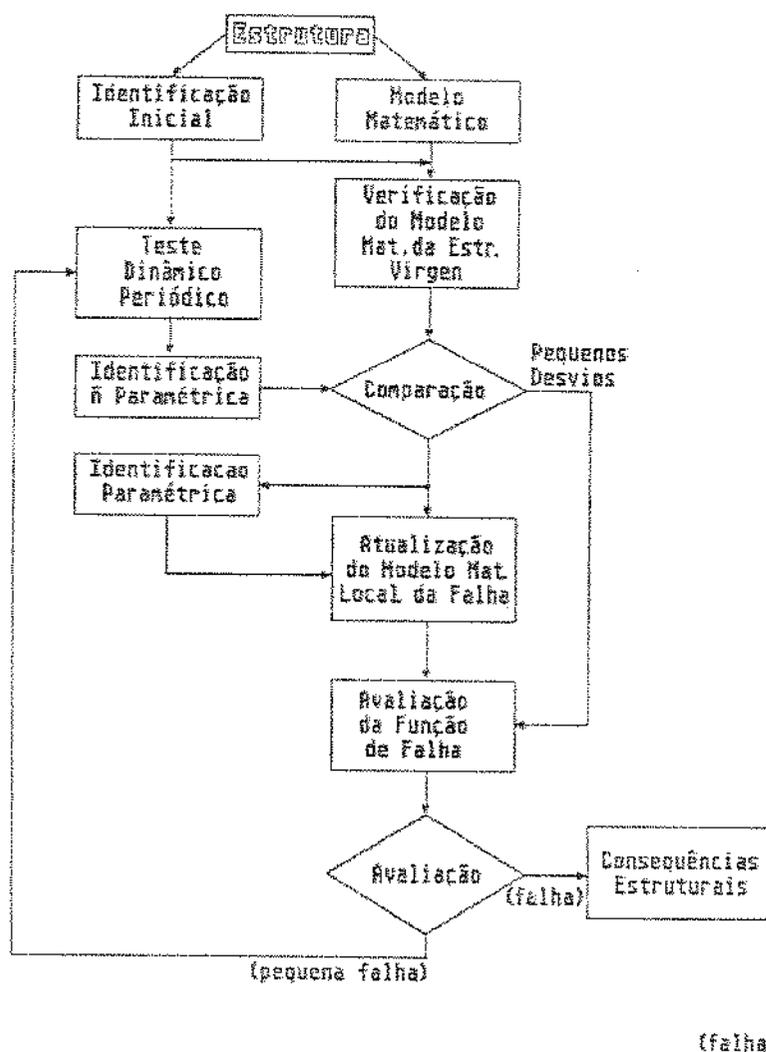


Figura 5.3 - Procedimento para se avaliar falhas estruturais /32/

Contudo, pode-se dizer que um ensaio de identificação em uma unidade hidráulica é inviável por diversos motivos. As dificuldades em se realizar experimentalmente uma análise modal em sistemas rotativos são bem conhecidas. Os parâmetros modais dependem da rotação. Por este motivo, necessita-se excitar o rotor e medir suas respostas com a máquina em rotação. Por outro lado, excitar uma máquina do porte de um hidrogerador como o descrito no item 3.1, e ainda em rotação, é praticamente infactível. As medidas das respostas em determinados pontos, se não impossíveis, são extremamente onerosas e difíceis de se realizar. Por mais automática que seja, a análise modal em uma máquina de grande porte requer sempre o acompanhamento de um técnico especializado. Por estes motivos e por diversos outros que ainda poder-se-ia citar, este método de diagnose é impraticável no caso de usinas hidroelétricas, pois não se pode propor um método de diagnose que por si só, teria um custo maior que o método convencional de manutenção preventiva utilizado hoje em dia. Com base nestas dificuldades é que surgiu a proposta de diagnose em hidrogeradores apresentada a seguir.

5.2 DIAGNOSE EM MÁQUINAS

HIDROELÉTRICAS

O método proposto neste trabalho foi desenvolvido especialmente baseando-se nas dificuldades encontradas ao longo de diversos anos de medições realizadas em hidrogeradores. De fato, o convênio de pesquisa existente entre a Universidade Estadual de Campinas através do GEPRUM - Laboratório de Projeto Mecânico - e a CESP (Companhia Energética de São Paulo) já conta com quase dez anos de existência. O objetivo inicial deste projeto era definir limites de vibrações aceitáveis para uma unidade hidráulica. Contudo, para se definir estes níveis, não se pode fazer uso de qualquer norma internacional, pois todas elas foram dedicadas a máquinas com rotações superiores àquelas encontradas nas unidades hidráulicas de grande porte. A total falta de literatura para este tipo de máquina encontrada no início deste projeto, motivou um estudo mais detalhado do comportamento dinâmico de hidrogeradores, assim como o desenvolvimento de uma instrumentação dedicada às máquinas de baixa rotação.

Entretanto, a aplicação do método proposto a seguir, não deve ficar restrita a máquinas hidráulicas, podendo ser utilizado em qualquer tipo de máquinas rotativas. Para tanto, é necessário que se conheça as condições de contorno do problema. O objetivo deste método é poder diagnosticar eventuais falhas apresentadas em sistemas rotativos através de medições periódicas, sem a necessidade de se realizar ensaios mais sofisticados, os quais invariavelmente exigem o acompanhamento de técnicos especializados. Estas medições devem ser sempre realizadas na velocidade e na potência nominal de rotação. Supõe-se também que a máquina em observação já esteja permanentemente instrumentada, com um número suficiente de sensores, sendo portanto desnecessária qualquer parada.

Como pode ser visto na fig. 5.4, o método é dividido em três partes distintas:

- I - Modelagem,
- II - Determinação das condições originais,
- III - Diagnose, ou controle.

I - Modelagem: A parte inicial deste método já foi bastante discutida nos capítulos 2, 3 e 4 deste trabalho. Contudo, pouco se falou a respeito do ensaio inicial necessário para validação do modelo. Pelas dificuldades já discutidas no item anterior, a análise modal é inviável para este tipo de máquina. Porém, podem-se realizar medições em diversos pontos da máquina e em diversas condições de operação, preferencialmente na região de instabilidade hidráulica da turbina, com o objetivo de tentar identificar no mínimo os auto-valores do sistema. Neste primeiro ensaio pode-se e deve-se utilizar uma instrumentação mais sofisticada, um número maior de sensores e logicamente deve ser acompanhado por técnicos especializados.

II - Determinação das condições iniciais: Uma vez validado o modelo, funções de transferência podem ser geradas analiticamente para qualquer ponto de entrada ou de saída e em qualquer faixa de frequência, conforme já foi visto no item 4.3.1. As medições necessárias devem ser feitas com a máquina em operação normal, sem qualquer falha e trabalhando em sua potência nominal. Desta forma, podem-se identificar todas as forças externas atuantes no sistema rotativo, ou seja:

$$\{F_0\} = [H_0]^{-1} \{q_0\}. \quad (5.3)$$

As variáveis $\{q\}$ podem ser medidas de deslocamentos, velocidades ou acelerações, dependendo das condições de contorno para se realizar as medições. Por serem geradas analiticamente, as funções de transferência não fazem qualquer restrição a este ensaio. Normalmente para o caso de hidrogenadores deve-se identificar um total de quatro forças externas: forças radiais atuantes no gerador e na turbina em ambas as direções. Portanto, são necessários no mínimo quatro pontos diferentes para se medir as respostas. As forças externas predominantes são devido às massas desbalanceadas e às forças hidráulicas. Contudo, a intensidade das forças hidráulicas dependem da potência gerada e do nível da água (montante e juzante). Por este motivo, o conhecimento destas condições iniciais não é tão imediato, devendo-se fazer um levantamento destes valores ao longo de um período, levando-se sempre em conta as condições de entrada e saída da água.

III - Controle: O controle do comportamento dinâmico de cada unidade hidráulica é feito comparando-se os valores armazenados das forças externas com a máquina em condições normais (ausência de falhas) e as forças calculadas em cada medição periódica:

$$\{F_0\} + \{\Delta F\} = [H_0]^{-1} \{q_a\}. \quad (5.4)$$

Uma mudança no comportamento dinâmico do sistema em observação é então detectada através de uma mudança nos resultados das forças externas, ou seja:

$$\Delta F \geq \varepsilon_0, \quad (5.5)$$

onde ε_0 seria um limite aceitável. Quando os valores das forças externas ultrapassarem um determinado valor, significa matematicamente que um ou mais elementos da equação (5.1) sofreram modificações. Estas modificações podem ter ocorrido tanto do lado direito como do lado esquerdo da equação. Contudo, se as medições forem sempre realizadas com a mesmas condições de carga, pode-se dizer que alterações das forças externas deveriam somente ocorrer por variações nas condições de entrada e saída da água, e portanto deveriam ser detectadas praticamente em todas as máquinas de uma usina. Caso contrário, estas alterações seriam resultado de modificações ocorridas

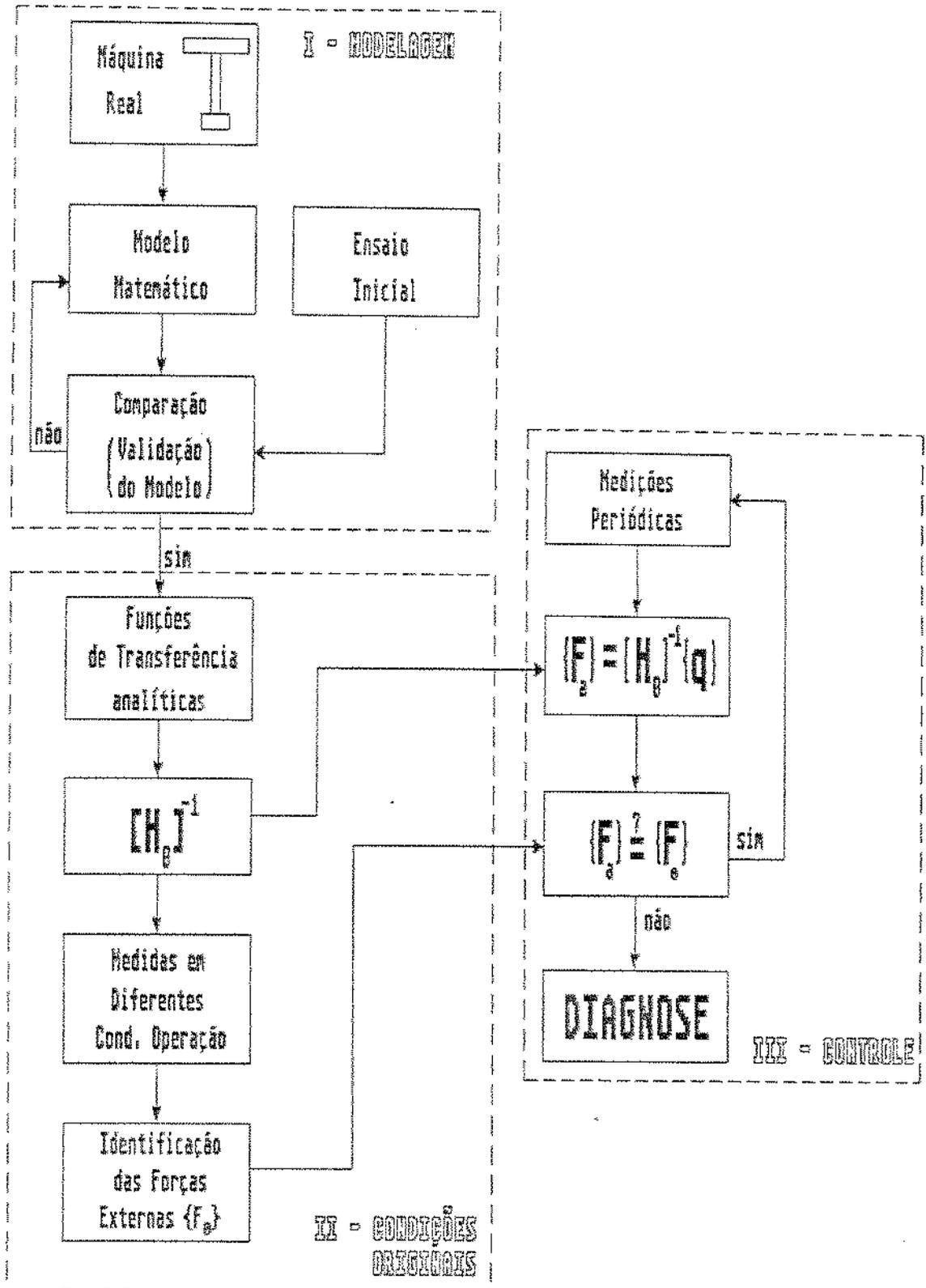


Figura 5.4 - Proposta de diagnose para máquinas hidráulicas

em um ou mais parâmetros construtivos devendo então ser diagnosticada.

O procedimento "DIAGNOSE" visto na fig. 5.4 pode ser melhor explicado com auxílio da fig. 5.5. Uma vez detectada uma falha em uma máquina em observação através de um processamento inicial (cálculo das forças externas), passa-se para a segunda parte do problema de diagnose que seria detectar os motivos da eventual falha, localizá-la e fazer uma avaliação sobre a atual condição de operação da máquina. Para tanto, utiliza-se as simulações não linear e linear descritas nos capítulos 3 e 4 respectivamente. Como estas simulações invariavelmente requerem muito tempo de processamento e mão de obra especializada, supõe-se que a grande maioria dos defeitos possíveis de serem encontrados neste tipo de máquina já foram previamente simulados na fase de implantação do programa de diagnose, e seus resultados encontram-se armazenados em um banco de dados.

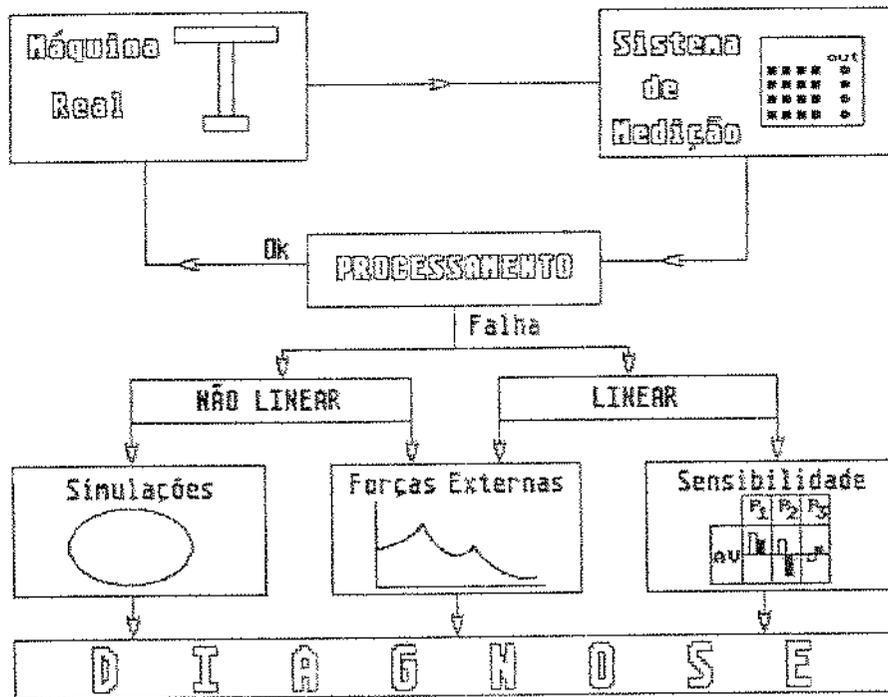


Figura 5.5 - Detalhes do processo de diagnose propriamente dito

Algumas destas simulações prévias são descritas abaixo. Porém, deve-se ainda dizer que podem existir casos onde determinadas falhas não foram previstas. Neste caso, novas simulações devem ser realizadas tentando-se encontrar a causa e a localização da falha.

Contudo, estas simulações devem ser feitas em um segundo estágio, por técnicos especializados, não podendo-se portanto contar com o processo de diagnose descrito neste trabalho.

5.2.1 - SIMULAÇÕES NÃO LINEARES

As simulações não lineares são feitas no domínio do tempo, como visto no capítulo 3. As respostas destas simulações são as órbitas de cada um dos nós utilizados na discretização do modelo. Contudo, nem sempre é fácil de se comparar duas órbitas diferentes e mais ainda de se poder medir as diferenças encontradas. Por este motivo, diversos coeficientes estatísticos são calculados tentando-se com isto encontrar tendências características para cada uma das possíveis falhas. Estes coeficientes são então calculados para cada um dos sinais que compoem uma órbita e para os seus correspondentes módulos. Para se calcular estes coeficientes, chamados de momentos estatísticos, o conjunto formado pelos N pontos obtidos em cada simulação no tempo:

$$\{X\} = \{x_i\} \quad i = 1, 2, 3, \dots, N$$

deve ser classificado em função de seus valores absolutos. Para tanto, define-se n intervalos igualmente espaçados entre os valores de máximo e mínimo encontrados no conjunto de pontos $\{X\}$. Desta forma, os N pontos são divididos de acordo com seus valores nos n intervalos, construindo-se assim o histograma para o sinal calculado conforme pode ser visto no exemplo da fig. 5.6. O número total de pontos compreendidos em cada intervalo é chamado de peso ou frequência do intervalo:

$$\{W\} = \{w_i\} \quad i = 1, 2, 3, \dots, n$$

com

$$N = \sum_{i=1}^n w_i .$$

Assim, pode-se calcular inicialmente o primeiro momento estatístico como:

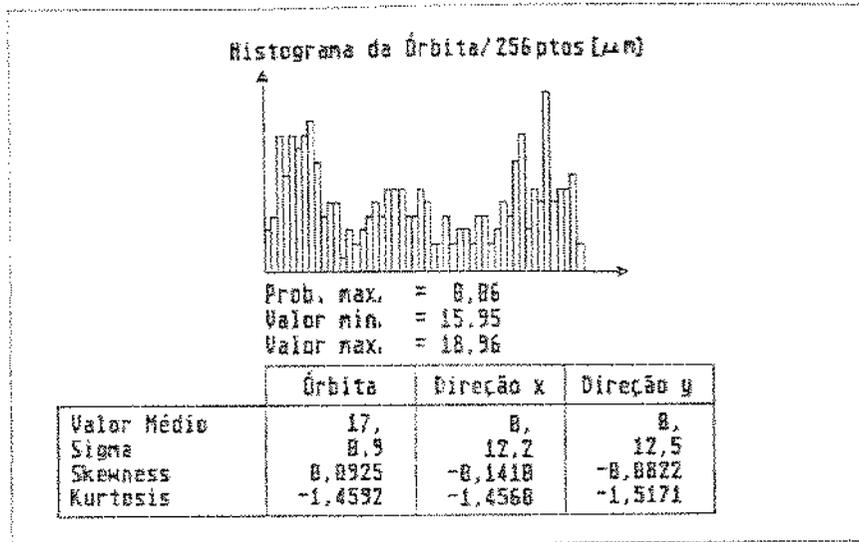


Figura 5.6 - Histograma da órbita do nó 4 (fig.3.15), exemplo (B) do capítulo 3

$$\bar{x} = \sum_{i=1}^n \frac{w_i x_i}{N}, \quad (5.6)$$

o qual pode ser interpretado como sendo o valor médio dos N termos calculados, ou mesmo no caso de uma medida real como sendo o valor de corrente contínua do sinal. O segundo momento estatístico, também chamado de desvio padrão, pode ser escrito matematicamente da seguinte forma:

$$\sigma = \left\{ \frac{\sum_{i=1}^n w_i (x_i - \bar{x})^2}{N} \right\}^{1/2}. \quad (5.7)$$

O desvio padrão σ pode ser interpretado como a raiz quadrada da média quadrática de um sinal, ou em outras palavras, o valor eficaz de um sinal, o qual seria uma medida se sua potência /45 e 55/. Com o objetivo de detectar pequenas variações em uma órbita e ou sinal, ou mesmo encontrar parâmetros estatísticos mais sensíveis, com os quais se possa estabelecer determinadas tendências devido a eventuais falhas, calcula-se ainda o terceiro e quarto momento estatístico. Este momentos são chamados respectivamente de Skewness (S) e Kurtosis (K), os quais têm as seguintes formulas:

$$S = \frac{\sum_{n=1}^n w_i (x_i - \bar{x})^3}{N \sigma^3} \quad (5.8)$$

$$K = \frac{\sum_{n=1}^n w_i (x_i - \bar{x})^4}{N \sigma^4} - 3 \quad (5.9)$$

Skewness e Kurtosis seriam respectivamente uma medida da simetria da distribuição em relação ao valor médio e uma medida da forma (achatamento) do histograma. O valor da Kurtosis para uma distribuição normal segundo a equação (5.9) seria igual a zero. Por isso, este coeficiente também é chamado de excesso de Kurtosis, por ser uma medida relativa à forma da distribuição normal.

5.2.2 SIMULAÇÕES DAS FORÇAS EXTERNAS

As mesmas simulações não lineares realizadas para se calcular as órbitas características para cada defeito e seus correspondentes coeficientes estatísticos, são novamente aqui utilizadas. Com estes resultados pode-se calcular as variações esperadas para os valores das forças externas em função de cada falha. Para tanto, deve-se utilizar as mesmas funções de transferência geradas analiticamente para o modelo original. A fig. 5.7 mostra esquematicamente o procedimento feito neste tipo de simulação.

5.2.3 SIMULAÇÕES LINEARES

A única simulação linear que poderia ser utilizada no processo de diagnose seria referente aos cálculos das sensibilidades descritos no item 4.2.2 acima. Contudo, para se poder utilizar este cálculo de sensibilidade é necessário que se realize um ensaio extra na máquina em observação. Basicamente este ensaio, como já descrito acima, consiste em colocar a máquina em operação na região de instabilidade hidráulica tentando-se assim identificar os autovalores. Por este motivo, esta possibilidade só deve ser utilizada quando ainda restarem dúvidas após terem sido realizadas as simulações descritas acima.

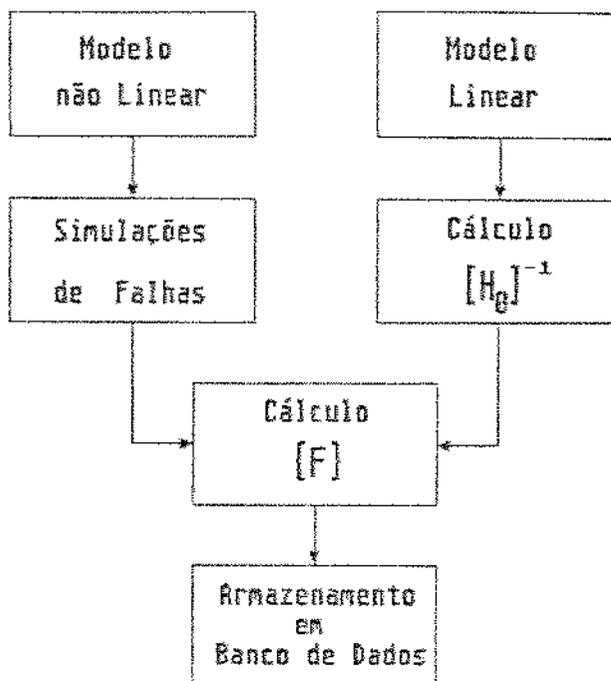


Figura 5.7 - Procedimento de cálculo utilizado para se prever as variações das forças externas em função das falhas

5.3 PONTOS DE MEDIÇÕES

Os pontos de medições devem sempre coincidir com os nós utilizados na modelagem. Logicamente, pode-se sempre definir pontos na modelagem levando-se em conta futuras medições. Tomando-se como exemplo a fig. 3.11, estas medidas poderiam ser feitas em cada um dos sete nós e em ambas as direções, totalizando quatorze pontos diferentes onde as medições poderiam ser realizadas. Entretanto, os nós 1 (gerador) e 7 (turbina) deste modelo são bons exemplos de pontos de difícil acesso, os quais, a priori, devem ser descartados.

As medidas para este modelo deveriam então ser realizadas nos dez pontos restantes, podendo-se calcular as forças externas com diversas combinações destes pontos. Contudo, pode-se também optar por uma minimização do número de sensores a serem utilizados, o que para este caso seria um mínimo de quatro pontos distintos. Desta forma, dever-se-ia escolher estes pontos de forma a se obter a maior sensibilidade possível. Como o primeiro processamento, feito na

fase de controle, visa o cálculo das forças externas como descrito pela equação (5.4), pode-se fazer um levantamento dos pontos onde a matriz $[H]^{-1}$ seja mais sensível em relação a determinados parâmetros construtivos relevantes. Este levantamento é feito variando-se as funções de transferência em função destes parâmetros relevantes, procurando-se desta forma pontos onde se encontram os maiores valores para os termos

$$\delta_{fi} = \frac{H_{se_p}}{H_{se_0}}$$

onde:

H_{se_p} = calculada para um valor de variação do parâmetro p

H_{se_0} = calculada para um valor original do parâmetro p .

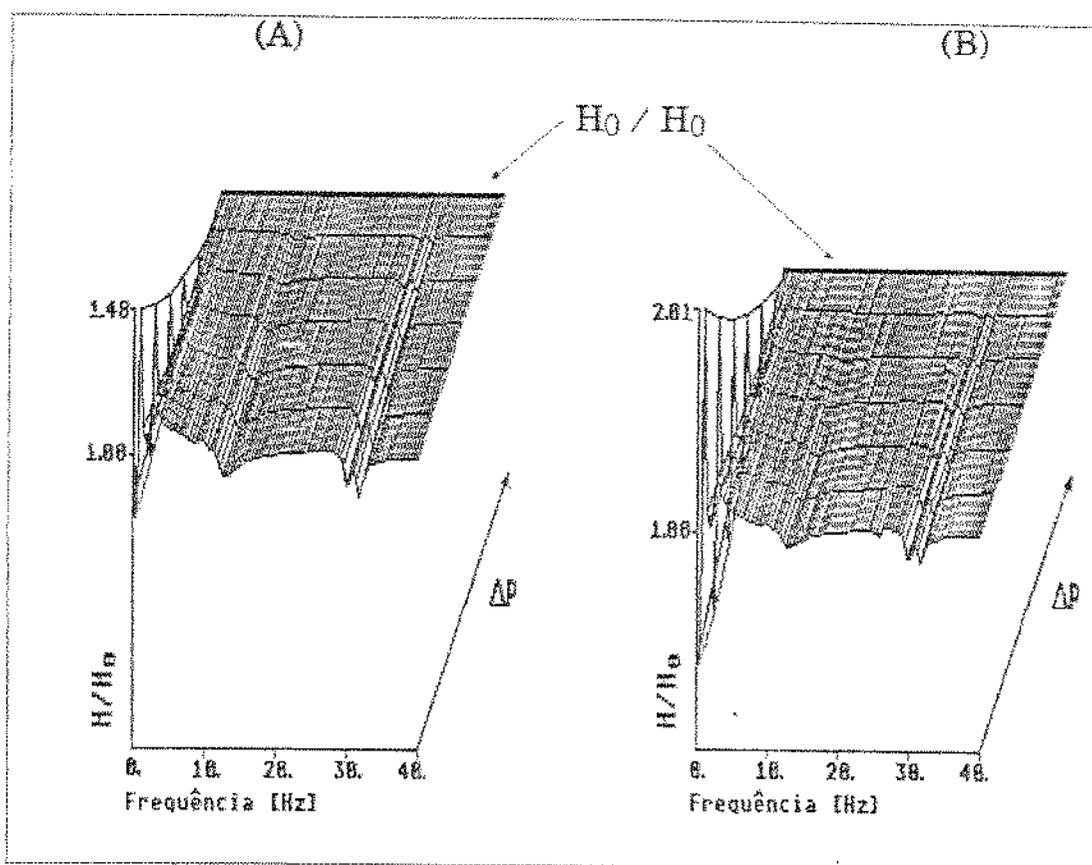


Figura 5.8 - Variação da F.T. em função da viscosidade do óleo do MGT

(A) - Entrada nó 7, saída nó 4

(B) - Entrada nó 7, saída nó 5

A fig. 5.8 mostra como exemplo a variação de duas funções de transferência em função da viscosidade do óleo do MGT do modelo de Ilha Solteira. O ponto de entrada da força permaneceu constante (nó 7) para ambos o casos, variando-se somente os pontos de saída (pontos de medições). Neste exemplo, pode-se ver que o nó 5 tem uma sensibilidade maior do que o nó 4, em função da variação deste parâmetro em estudo.

6. ANÁLISE EXPERIMENTAL

Como todo desenvolvimento de um novo método, antes de se fazer uma aplicação real em campo, faz-se preliminarmente o que se pode chamar de "validação experimental do método". Nesta fase, procura-se identificar as características do novo método em uma aplicação real simulada, suas vantagens bem como suas limitações. Normalmente, são construídas bancadas de ensaios em laboratório, relativamente simples, de maneira a minimizar as dificuldades inerentes a um trabalho real de campo, com a qual se possa simular os efeitos e medições necessárias.

Este mesmo procedimento é também adotado neste trabalho. Entretanto, a bancada utilizada na análise experimental do método de diagnose não foi especialmente construída para este fim, mas sim adaptada. Trata-se de um "Rotor Kit" modelo 24750 fabricado pela Bently Nevada, o qual pode ser visto na fig. 6.1. Este conjunto foi projetado para demonstrações, em laboratório, de diversos fenômenos vibratórios ocorridos no eixo de máquinas rotativas. Construída com fins didáticos, esta bancada com suas dimensões originais apresentou diversos efeitos indesejáveis. Para se aproximar mais do comportamento de uma máquina real, foram feitas algumas modificações, entre as quais pode-se citar como mais importantes: redução no comprimento do eixo, diminuição na folga do mancal hidrodinâmico e substituição do rolamento de esferas por rolamento auto-compensador no mancal do lado esquerdo. A fig. 6.2 mostra esquematicamente a bancada com seus principais componentes.

Basicamente, este capítulo pode ser dividido em duas partes: a primeira delas apresenta todos os cálculos e simulações feitas para o modelo visto na fig. 6.2, representando de certa forma a fase I (fig.5.4) do método de diagnose descrito no capítulo anterior; a segunda parte apresenta todos os resultados das medições realizadas, simulando-se uma operação normal da máquina (fase II) seguindo de diversas operações com simulações de falhas (fase III).

Figura 6.1a - Bancada de ensaio

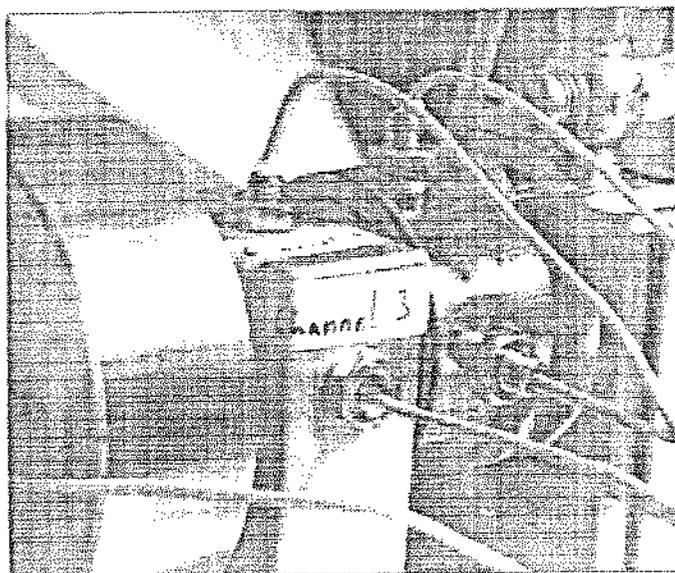
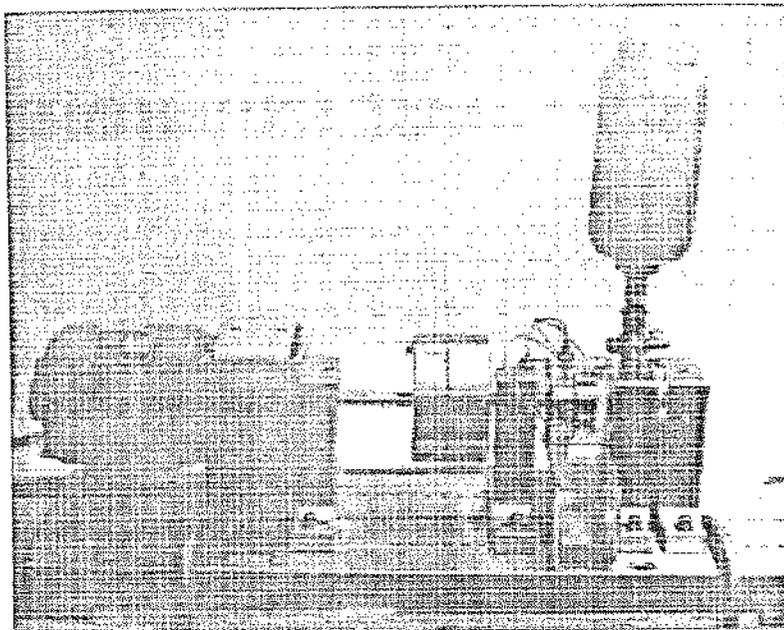
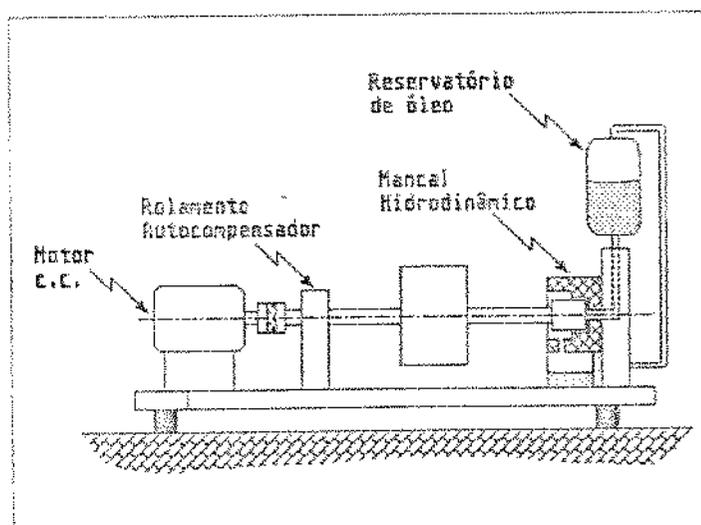


Figura 6.1b - Detalhe dos pontos instrumentados

Figura 6.2 - Bancada de ensaio esquematizada



6.1 MODELAGEM

A posição de cada nó, assim como os dados utilizados na modelagem da bancada de ensaios podem ser vistos respectivamente na fig. 6.3 e na tabela 6.1. Procedeu-se inicialmente a modelagem não linear obedecendo a mesma sequência adotada ao longo deste trabalho. Os resultados desta simulação são então utilizados como subsídios para a construção do modelo linear.

Como pode ser visto na fig. 6.1, a bancada utilizada tem um posicionamento horizontal, fato este que em princípio viabiliza a modelagem linear. Contudo, as forças de desbalanceamento utilizadas tanto nas simulações numéricas como nas experimentais foram relativamente grandes de maneira a se obter deslocamentos relativos grandes no mancal hidrodinâmico e conseqüentemente simulando-se uma máquina com efeitos não lineares. Para a simulação descrita na tabela 6.1, apresenta-se as órbitas obtidas para todos os nós do modelo, conforme pode ser visto na fig. 6.4. Contudo, nos exemplos seguintes são apresentados somente os resultados obtidos para o nó 2 e algumas vezes também para o nó 3, pois conforme visto na fig. 6.1 b estes foram os únicos nós instrumentados.

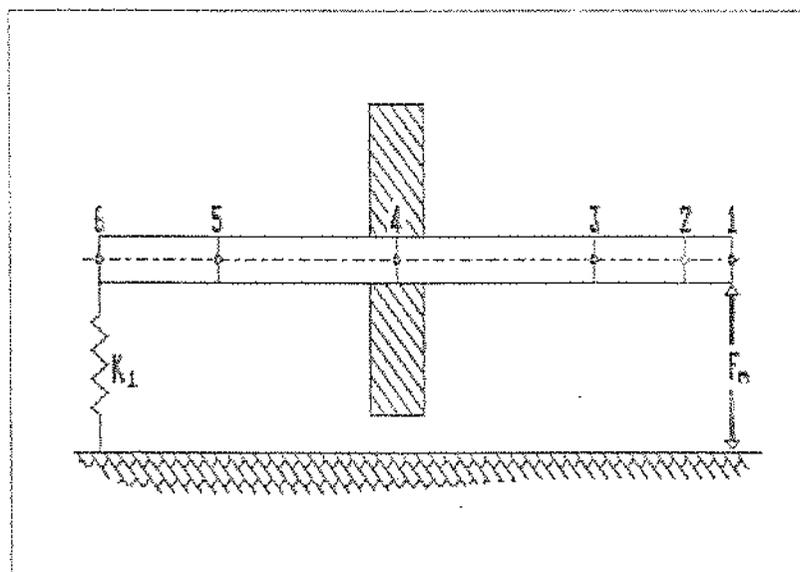


Figura 6.3 - Posicionamento dos nós e elementos utilizados no modelamento da bancada de ensaios

Tabela 6.1 - Dados de entrada para a simulação do modelo experimental

ELEMENTOS DE VIGA					
Nós	E[N/m ²]	L[mm]	ρ [kg/m ³]	D _e [mm]	D _i [mm]
1 - 2		12,6		9,5	
2 - 3		35,0		9,5	
3 - 4	0,21E+12	33,1	7850,0	10,5	0,0
4 - 5		46,8		10,0	
5 - 6		24,5		9,5	

DISCO RÍGIDO			MOLA	
Massa[kg]	Θ_p [kg.m ²]	Θ_a [kg.m ²]	K _{xx} [N/m]	K _{yy} [N/m]
1,43	0,80E-03	0,11E-02	0,45E+06	0,45E+06

MANCAL HIDRODINÂMICO			
Tipo do Mancal	Dia.Mancal[mm]	Dia.Eixo[mm]	η_0 [Kg/s]
Circular	24,93	24,74	0,026

EXCENTRICIDADE SIMULADA	Nó 4, 0,1236 mm
VELOCIDADE DE ROTAÇÃO	1800 rpm, 30 Hz

Para linearização do modelo, simulou-se inicialmente uma força aleatória atuando no nó 4, com o objetivo, já descrito anteriormente no item 3.4, de se identificar possíveis frequências características no modelo. Como visto na tabela 6.1, a velocidade de rotação da bancada foi fixada em 1800 rpm (30Hz). Portanto, uma análise em frequência feita até 200 Hz, seis vezes a frequência de rotação, seria suficiente para análise, visto que a única força externa que atua sobre a bancada é devido à massa desbalanceada atuante sobre o disco rígido. Desta forma, a força aleatória simulada teve também sua frequência de corte ajustada em 200 Hz.

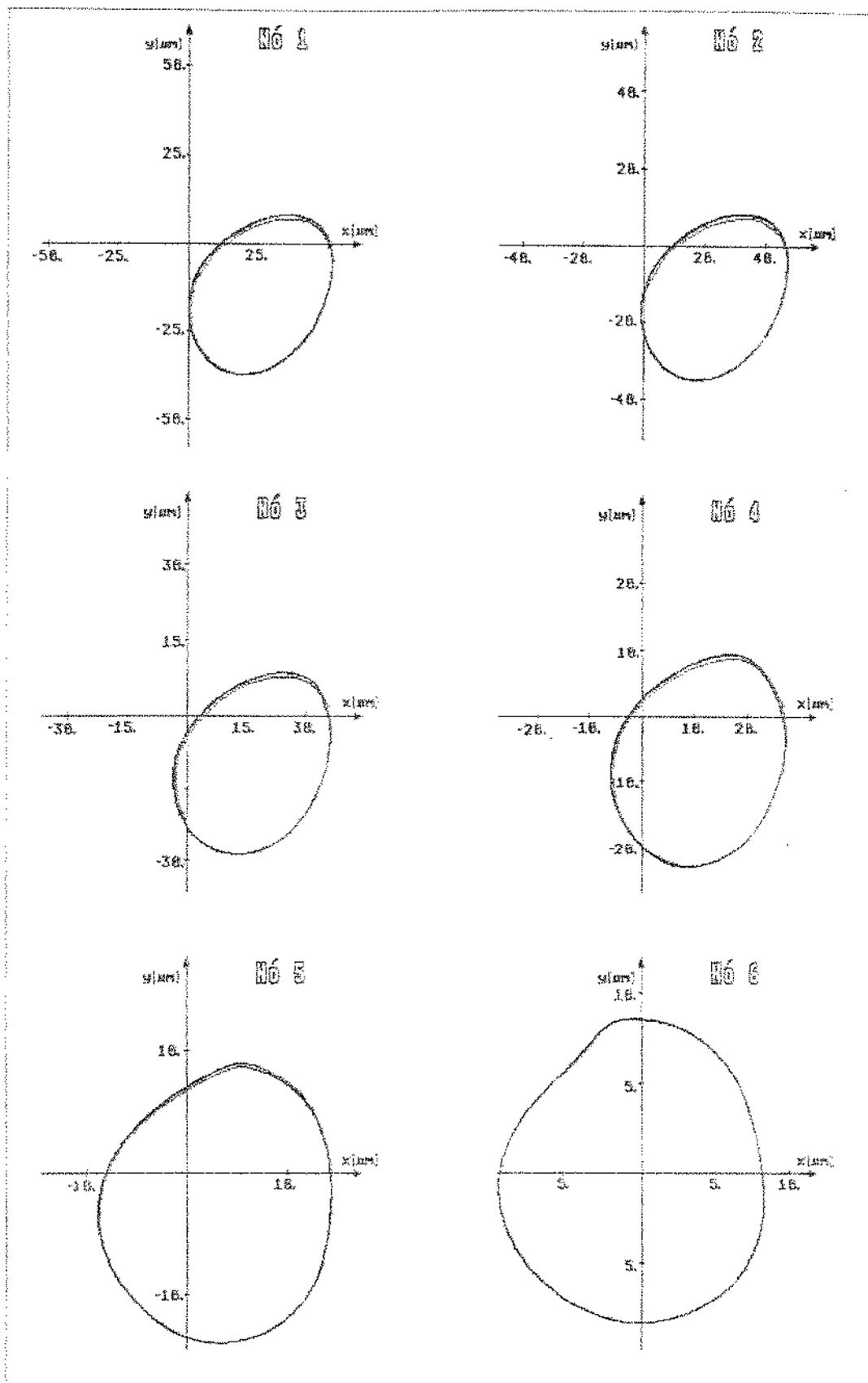


Figura 6.4 - Órbitas obtidas na simulação da bancada experimental em condições de operação normal

Contudo, na simulação descrita acima não foi possível de se identificar qualquer frequência característica. Além disto, em uma primeira simulação linear, os autovalores encontrados compreendidos entre de 0 e 200 Hz apresentaram uma parte real relativamente alta, fato este que certamente inviabiliza uma identificação tanto numérica como experimental das frequências características.

Por estes motivos, a linearização do modelo construído para a bancada experimental difere daquela sugerida no item 4.1 deste trabalho para aplicação em máquina hidráulicas. Procurou-se então encontrar um ponto de operação para o mancal na modelagem linear, no qual a resposta ao desbalanceamento simulada fosse a mais próxima possível daquela obtida na modelagem não linear. A fig. 6.5 apresenta a comparação das duas simulações onde pode-se ver que o maior desvio ocorrido foi no nó 4 com uma diferença de 13,6%. Desta forma, o modelo linear foi considerado ajustado passando-se então para os estágios seguintes do processo de diagnose.

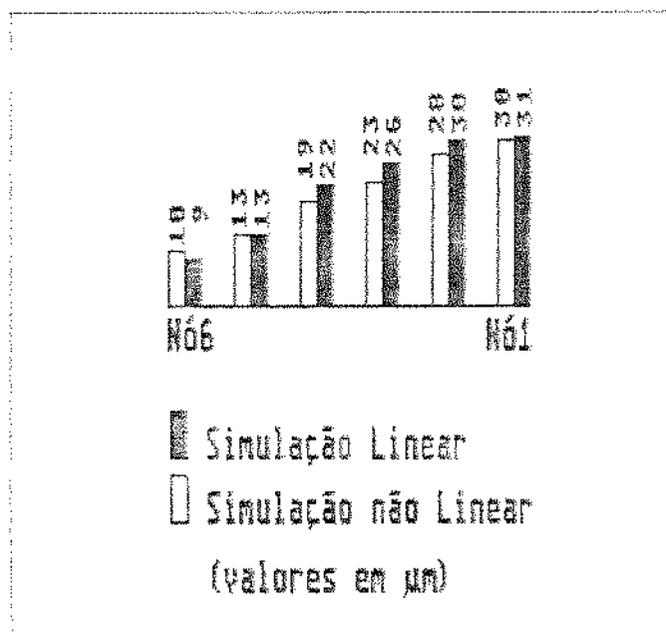


Figura 6.5 - Comparação entre as respostas ao desbalanceamento obtidas nas simulações linear e não linear

6.1.1 ESCOLHA DOS PONTOS DE MEDIÇÃO

Na escolha dos nós vistos na fig. 6.2, levou-se em consideração pontos factíveis de medições. Contudo, dos seis nós do modelo,

três deles devem ser desconsiderados na escolha dos pontos de medição: nó 1, devido à localização do mancal hidrodinâmico; nó 4, devido ao posicionamento do disco rígido e da configuração geométrica dos suportes dos sensores; nó 6, devido a utilização do rolamento autocompensador. Dos três nós restantes, deve-se ainda avaliar qual ou quais dentre eles teriam maior sensibilidade às variações de parâmetros possíveis de se encontrar na bancada de ensaio.

Na prática, existem apenas dois parâmetros possíveis de variação no modelo experimental. Um deles seria as características dinâmicas do mancal hidrodinâmico e o outro a rigidez atribuída ao mancal de rolamento. Uma outra falha possível seria uma mudança nos parâmetros do eixo devido a uma eventual trinca, a qual não é objeto de estudo deste trabalho. Das possíveis falhas em questão, pode-se ter controle somente sobre as características dinâmicas do mancal hidrodinâmico, que pode ser facilmente modificada variando-se por exemplo a viscosidade do fluido lubrificante. Desta forma, a viscosidade do óleo do mancal hidrodinâmico vista na tabela 6.1 foi considerada padrão (η_0) e as falhas simuladas basicamente consistiram em diminuir ou aumentar este valor.

Da análise feita sobre as funções de transferência levando-se em conta que a única força externa atuante seria devido ao desbalanceamento no disco rígido, que os pontos factíveis de medições seriam os nós 2, 3 e 5 e que a única falha provável deveria vir do mancal hidrodinâmico, apontaram como ponto mais sensível o nó dois. Em carácter ilustrativo, apresenta-se na fig. 6.6 os resultados destas variações obtidos para os nós 2 e 3.

6.2 SIMULAÇÕES DE FALHAS

Iniciando-se novamente pela modelagem não linear, fez-se duas simulações distintas daquela descrita pela tabela 6.1, variando-se somente a viscosidade do óleo ($\eta > \eta_0$ e $\eta < \eta_0$). Para cada uma das diferentes simulações, calculou-se todos os coeficientes estatísticos de cada órbita, e procurou-se identificar tendências características de cada comportamento. Na tabela 6.2 apresenta-se um resumo de todos estes valores calculados para os nós 2 e 3 e a fig. 6.7 apresenta as órbitas obtidas para cada um dos casos.

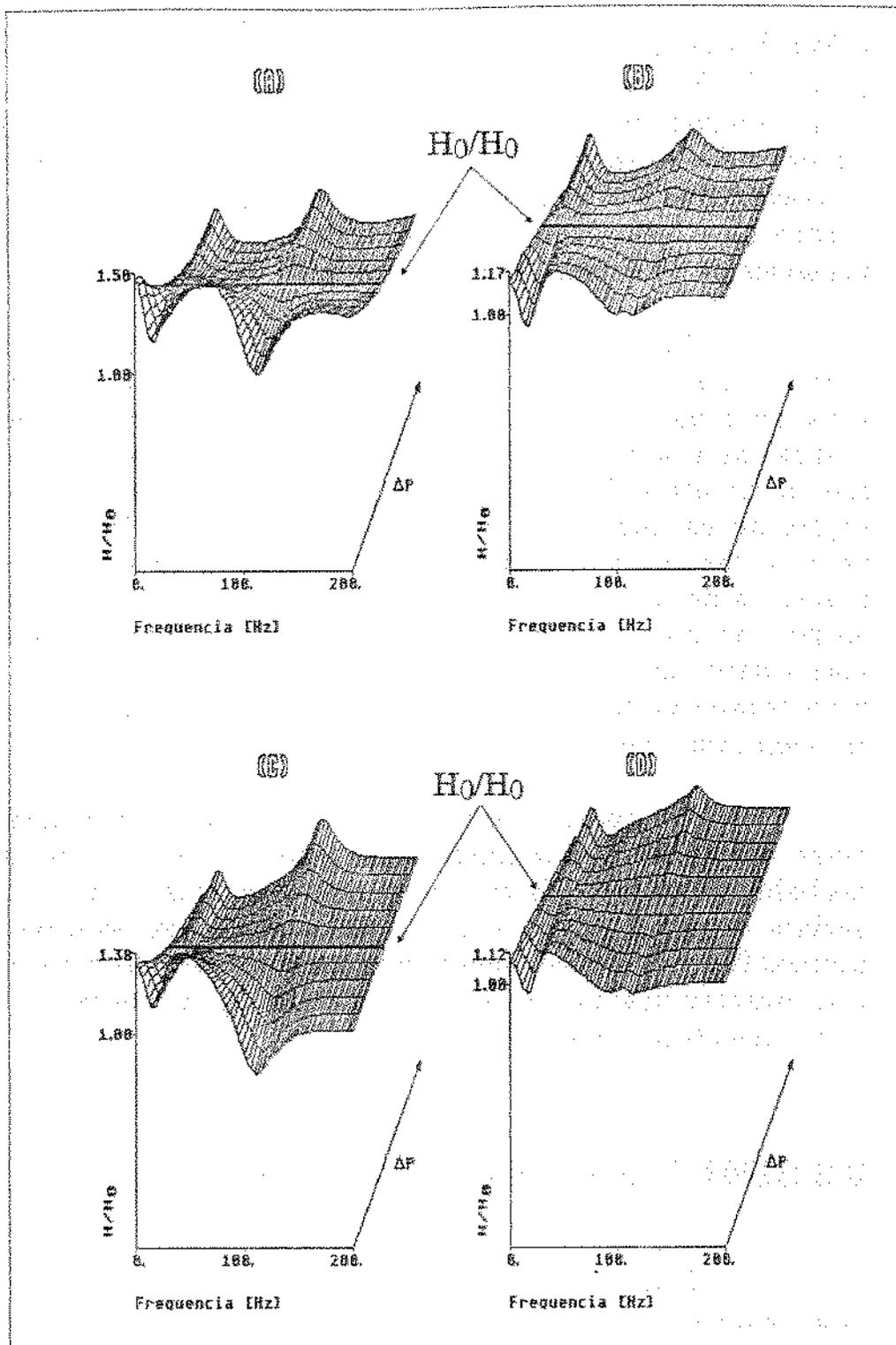


Figura 6.6 - Variações obtidas nas funções de transferência em função da viscosidade do óleo para:

- (A) Excitação no nó 4 direção x, saída no nó 2 direção x
- (B) Excitação no nó 4 direção y, saída no nó 2 direção y
- (C) Excitação no nó 4 direção x, saída no nó 3 direção x
- (D) Excitação no nó 4 direção y, saída no nó 3 direção y

Tabela 6.2 - Valores obtidos nas simulações não lineares para diferentes valores de viscosidade do óleo lubrificante do mancal hidrodinâmico

		NÓ 2			NÓ 3		
		x	y	órbita	x	y	órbita
$\eta = \eta_0$	$\bar{x} [\mu\text{m}]$	0,0	0,0	23,0	0,0	0,0	19,0
	σ	17,1	15,0	3,1	14,2	13,1	2,4
	S	-0,12	0,16	-0,29	-0,20	0,12	-0,43
	K	-1,51	-1,45	-1,08	-1,50	-1,46	-1,10
$\eta < \eta_0$	$\bar{x} [\mu\text{m}]$	0,0	0,0	29,0	0,0	0,0	24,0
	σ	22,5	18,5	4,9	18,5	15,9	3,8
	S	-0,21	0,18	-0,13	-0,28	0,14	-0,11
	K	-1,47	-1,44	-1,31	-1,44	-1,46	-1,24
$\eta > \eta_0$	$\bar{x} [\mu\text{m}]$	0,0	0,0	19,0	0,0	0,0	17,0
	σ	14,4	13,1	2,4	12,0	11,5	1,8
	S	-0,10	0,14	-0,30	-0,18	0,10	-0,47
	K	-1,51	-1,45	-0,99	-1,51	-1,46	-1,02

Mais ainda, conforme descrito em 5.2.2, com os resultados destas simulações e as funções de transferência geradas analiticamente, pode-se simular os cálculos das forças externas, com o objetivo de se verificar os possíveis erros esperados neste processamento, na presença de eventuais falhas. O valor da força de desbalanceamento simulado, conforme pode ser calculado pelos dados da tabela 6.1, é de 6,28 N. Isto implica que, em princípio, quando $\eta = \eta_0$ o valor a ser calculado deveria ser também igual a 6,28 N. Contudo, vale lembrar que trata-se de um cálculo feito utilizando-se simultaneamente os dois programas de simulação descritos no capítulo 2 e 3. Evidentemente, a exatidão destes cálculos depende do grau de não linearidade do modelo e logicamente do método utilizado na linearização. A tabela 6.3 apresenta os valores calculados para a força de desbalanceamento utilizando-se os sinais resultantes dos nós 2 e 3 para cada uma das simulações.

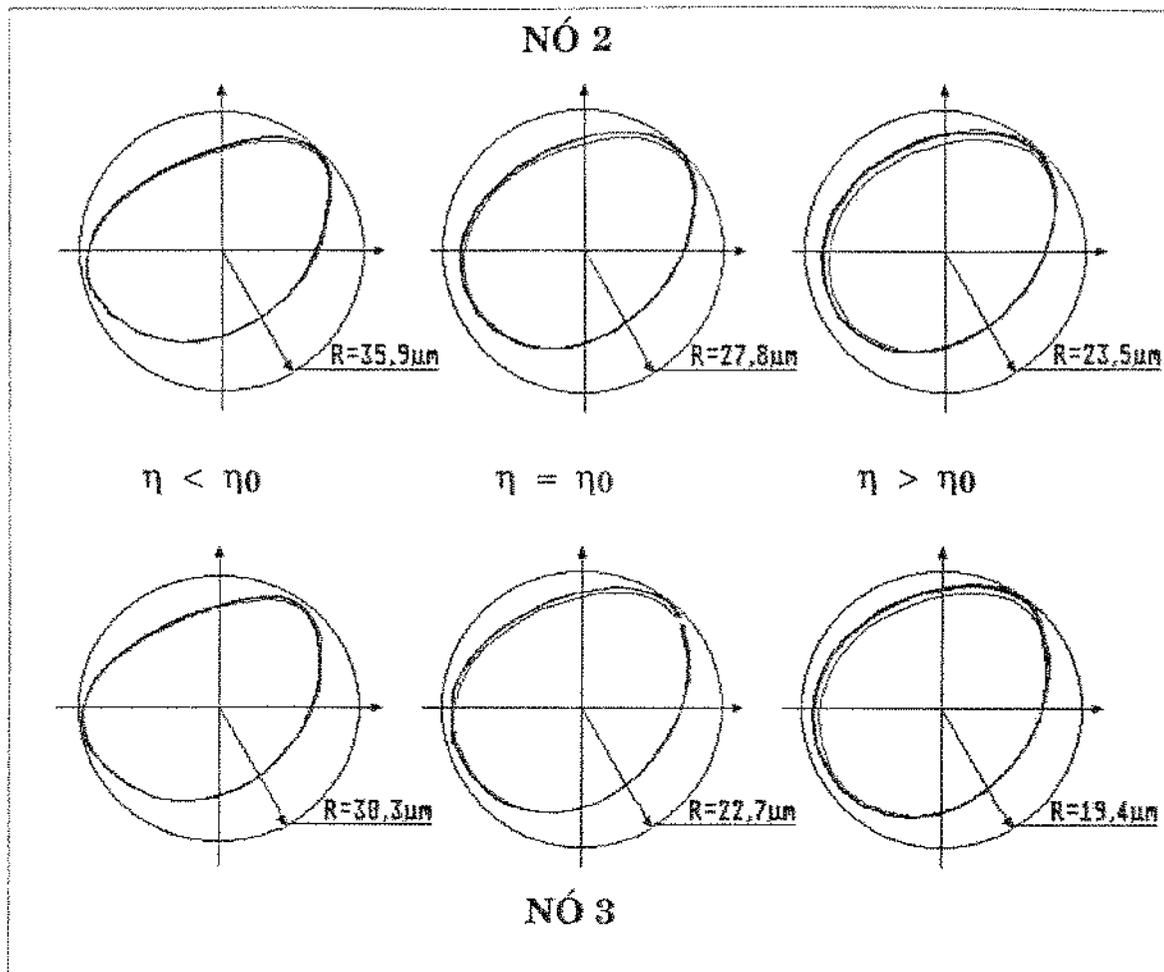


Figura 6.7 - Órbitas obtidas para os nós 2 e 3 para diferentes valores de viscosidade do fluido lubrificante

Tabela 6.3 - Valores calculados para a força de desbalanceamento em cada uma das simulações

		Valores Calculados	
		Nó 2	Nó 3
$\eta = \eta_0$	f_x [N]	5,95	5,71
	f_y [N]	6,93	5,33
$\eta < \eta_0$	f_x [N]	7,95	7,33
	f_y [N]	7,36	5,84
$\eta > \eta_0$	f_x [N]	4,98	4,89
	f_y [N]	6,43	4,90

6.3 MODELO EXPERIMENTAL

A fig. 6.8 mostra esquematicamente toda a instrumentação utilizada na parte experimental. Como já mencionado, a bancada de ensaios utilizada foi um conjunto rotativo de fabricação Bently Nevada. Assim sendo, o controlador de velocidade do motor de corrente contínua, os sensores tipo "Eddy-Current", os amplificadores e o sistema de aquisição de dados tipo 108 DAI também eram de fabricação Bently-Nevada.

Todos os ensaios foram realizados simulando-se uma máquina operando em velocidade constante igual a 1800 rpm. Contudo, deve-se citar que a bancada em operação normal, apresentava pequenas variações de velocidade da ordem de ± 25 rpm devido à própria qualidade do sistema de controle. Por este motivo, foi implementado no programa DIROMA, utilizado no processamento e análise de sinais, um controle sobre o sinal medido, onde o mesmo só foi considerado para análise quando a velocidade de rotação sofreu uma variação

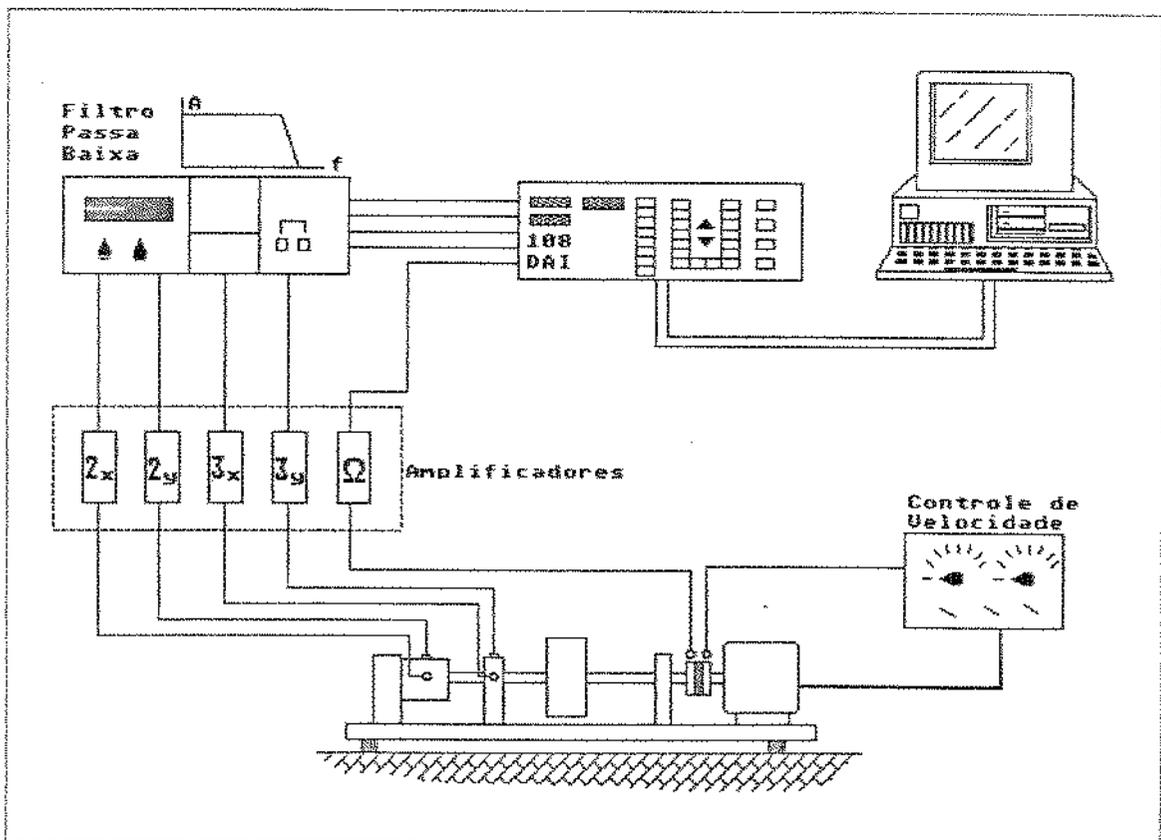


Figura 6.8 - Configuração da instrumentação utilizada na bancada de ensaios

menor que 2 rpm e um desvio da velocidade nominal menor que 6 rpm.

Posteriormente à digitalização do sinal, utilizaram-se filtros passa-baixo, com frequência de corte ajustada em 200Hz. O sistema de aquisição de sinais 108-DAI possui um total de oito canais simultâneos, com capacidade de armazenamento máxima de 32 blocos de 256 pontos cada por canal adquirido. O sistema de aquisição faz dois tipos de digitalização durante um processo de aquisição. Metade dos blocos adquiridos destinam-se a uma análise em frequência e a outra metade a uma análise no tempo. O tempo de discretização utilizado (Δt) para análise em frequência é ajustado em função da seleção da frequência máxima de análise (no caso 200Hz), e para tanto o sistema possui ainda um filtro digital "anti-aliasing" ajustado automaticamente. Para o sinal utilizado na análise no tempo, o sistema inicialmente calcula o valor do período de uma rotação através do sinal da velocidade (12 pulsos por volta) e posteriormente discretiza o sinal de maneira a obter 32 pontos por período.

Uma vez adquirido os sinais, os mesmos foram transferidos para um computador IBM-PC/AT utilizando-se o programa ADRE-3 (Bently-Nevada). Estes dados foram então convertidos para o formato ASCII e em seguida re-transferidos para o sistema VAX onde todos os sinais foram processados através do programa DIROMA (DIagnose ROTirender MASchinen).

6.3.1 ENSAIOS REALIZADOS

Da mesma forma descrita no item 6.2 anterior, realizaram-se três ensaios distintos variando-se somente o óleo utilizado como fluido lubrificante no mancal hidrodinâmico: 1º Óleo Shell Tellus 32 ($\eta = \eta_0$); 2º Óleo Shell Tellus 10 ($\eta < \eta_0$); 3º Óleo Shell Tellus 68 ($\eta > \eta_0$).

As tabelas 6.4 e 6.5 mostram respectivamente os coeficientes estatísticos calculados e medidos para o sinal referente ao nó 2 e os valores calculados da força de desbalanceamento utilizando-se os sinais adquiridos referentes aos nós 2 e 3. A fig. 6.9 apresenta novamente as órbitas obtidas no programa de simulação dinâmica não linear e as órbitas medidas para o nó 2 para as três simulações distintas.

Tabela 6.4 - Coeficientes estatísticos calculados para os sinais referentes ao nó 2

		SIMULADO			MEDIDO		
		x	y	órbita	x	y	órbita
$\eta = 10$	\bar{x} [μm]	0,0	0,0	23,0	0,0	0,0	25,0
	σ	17,1	15,0	3,1	18,3	16,8	3,1
	S	-0,12	0,16	-0,29	-0,06	-0,22	-0,25
	K	-1,51	-1,45	-1,08	-1,45	-1,43	-1,12
$\eta < 10$	\bar{x} [μm]	0,0	0,0	29,0	0,0	0,0	26,0
	σ	22,5	18,5	4,9	20,6	15,7	4,1
	S	-0,21	0,18	-0,13	-0,07	-0,28	-0,39
	K	-1,47	-1,44	-1,32	-1,48	-1,40	-1,02
$\eta > 10$	\bar{x} [μm]	0,0	0,0	19,0	0,0	0,0	24,0
	σ	14,4	13,1	2,4	17,3	16,2	2,7
	S	-0,10	0,14	-0,30	-0,05	-0,25	-0,21
	K	-1,51	-1,45	-0,99	-1,45	-1,42	-0,99

Tabela 6.5 - Força de desbalanceamento calculada à partir dos sinais medidos nos nós 2 e 3

		Valores Medidos	
		Nó 2	Nó 3
$\eta = 10$	f_x [N]	6,34	6,99
	f_y [N]	7,83	6,98
$\eta < 10$	f_x [N]	8,21	8,08
	f_y [N]	5,83	5,68
$\eta > 10$	f_x [N]	5,70	6,79
	f_y [N]	7,45	7,21

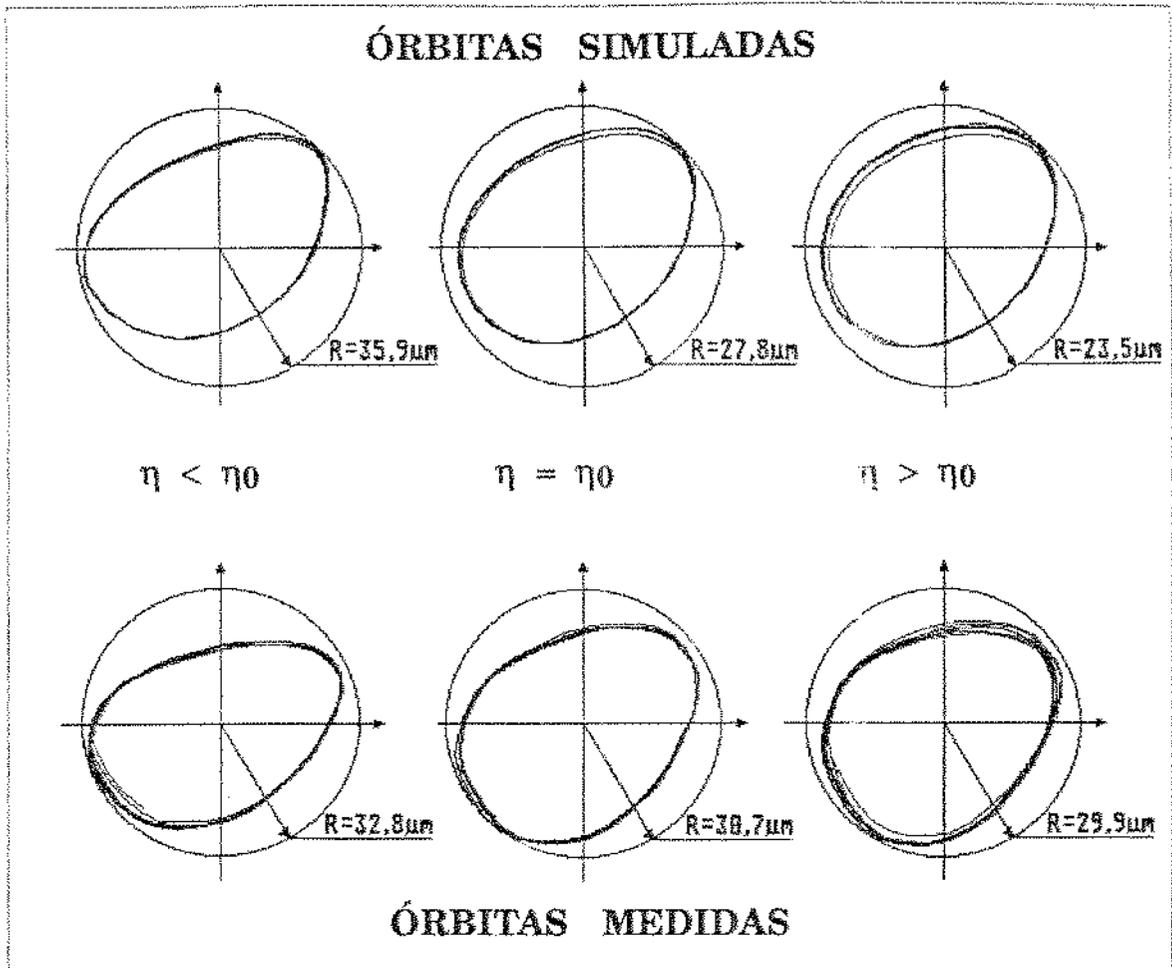


Figura 6. 9 - Órbitas do nó 2 obtidas da simulação não linear e medidas experimentalmente

6.4 ANÁLISE DOS RESULTADOS

As simulações numéricas realizadas utilizaram como valor de referência para a viscosidade do óleo (η) aquele visto na tabela 6.1. Para as simulações de possíveis falhas, utilizaram-se valores para viscosidade ora menor ($\eta < \eta_0$) e ora maior ($\eta > \eta_0$). Contudo, é importante lembrar que os objetivos destas simulações eram somente identificar qualitativamente as variações esperadas na presença de uma eventual falha. Na prática, esta deve ser a função das simulações feitas numericamente, porque não se pode, por exemplo, prever antecipadamente qual seria o valor esperado para a viscosidade do óleo na ocorrência de uma falha no mancal. Desta forma, os valores simulados experimentalmente para $\eta < \eta_0$ e para $\eta > \eta_0$ não coincidem com os

valores simulados numericamente. Desta forma, tomando-se as simulações realizadas com $\eta = \eta_0$ como referência, a fig. 6.10 mostra as ocorrências registradas nos cálculos dos coeficientes estatísticos (sinais referentes ao nó 2) e no cálculo das forças externas em ambos os casos de simulações, numérica e experimental. Os quadros hachurados representam a concordância entre os valores esperados e os valores medidos.

(A)

		SIMULADO			MEDIDO		
		x	y	órbita	x	y	órbita
$\eta < \eta_0$	\bar{x}	→	→	↑	→	→	↑
	σ	↑	↑	↑	↑	↓	↑
	S	↓	↑	↑	↓	↓	↓
	K	↑	↑	↓	↓	↑	↑
$\eta > \eta_0$	\bar{x}	→	→	↓	→	→	↓
	σ	↓	↓	↓	↓	↓	↓
	S	↑	↓	↓	↑	↓	↑
	K	→	→	↑	→	↑	↑

(B)

		SIMULADO		MEDIDO	
		Nó 2	Nó 3	Nó 2	Nó 3
$\eta < \eta_0$	f_x	↑	↑	↑	↑
	f_y	↑	↑	↓	↓
$\eta > \eta_0$	f_x	↓	↓	↓	↓
	f_y	↓	↓	↓	↑

Figura 6.10 - (A): Tendências registradas nos valores dos coeficientes estatísticos referentes ao sinal do nó 2
(B): Tendências registradas nos valores das forças externas

Da análise da fig. 6.10 acima, pode-se observar que nem todas as tendências previstas numericamente ocorreram na prática. Isto se deve a erros que podem ter ocorrido tanto na simulação numérica, como na experimental. Dentre os possíveis erros pode-se citar como mais viáveis:

I) Não linearidade do modelo. Ainda que este tenha sido linearizado, pode-se ver pela análise da fig. 6.5 que existe um certo erro previsto entre o modelo linear e não linear;

II) Erro na simulação do mancal hidrodinâmico. De fato, toda simulação feita, prevê que a entrada de óleo seja feita através de canais condutores instalados na parte superior do mancal, o que de fato não ocorre. A fig. 6.2 mostra a entrada de óleo do mancal colocada no centro do eixo. Isto porque, a bancada construída com fins didáticos, tem a carcaça do mancal feita em acrílico para facilitar possíveis demonstrações. Com isto, pode-se também verificar que o filme de óleo característico esperado não ocorre totalmente. Pelo contrário, aparece mais um efeito de mancal (axial) perpendicularmente ao eixo, o qual influencia sobremaneira a entrada do óleo no mancal radial;

III) O tipo de sensor utilizado permite somente uma medida relativa. Por este motivo, o erro cometido na direção x difere em muito do erro na direção y . Isto porque a bancada estava simplesmente fixada a uma mesa comum, sem nenhuma isolação da fundação. Desta maneira, pelo fato da rigidez na direção y (vertical) ser muito superior à direção x (horizontal), o erro de fase entre as duas direções deve ser relativamente alto, fato este que leva a um erro também relativamente grande no cálculo das forças externas.

Mesmo com a presença de alguns erros citados acima, pode-se dizer que os resultados foram satisfatórios, na medida em que este conjunto de informações deve ser fornecido a um sistema de I.A. para ser analisado. Esta análise é resultado de uma soma de respostas positivas, podendo evidentemente ocorrer algumas respostas negativas, sem no entanto, invalidar determinadas causas. A própria comparação das formas das órbitas obtidas, fig. 6.9, pode também auxiliar no momento de uma tomada de decisão.

7. CONCLUSÕES

O presente trabalho apresentou em seus capítulos 2, 3 e 4 todas as ferramentas necessárias para a modelagem de um sistema rotativo com posicionamento vertical utilizando mancais hidrodinâmicos. Devido à influência do mancal hidrodinâmico no comportamento dinâmico, apresentou-se um capítulo totalmente dedicado à modelagem deste tipo de mancal. Como resultado do estudo realizado no capítulo 2, pode-se citar a comparação dos valores dos coeficientes dinâmicos obtidos neste trabalho e aqueles apresentados no Databook editado por Someya /48/. Através desta comparação, pode-se verificar que, teoricamente, o programa realizado satisfaz à literatura disponível hoje em dia. Deve-se ainda dizer que, segundo LUND /27/, teoricamente este foi um assunto bastante debatido nas últimas décadas e que as inovações esperadas devem ocorrer nas aplicações e validações experimentais de mancais hidrodinâmicos. Contudo, estas aplicações deverão ocorrer inicialmente em mancais com geometrias mais comerciais. Com isto, pode-se afirmar que para mancais do tipo apresentado neste trabalho para máquinas hidráulicas, esta modelagem deverá ser feita ainda por muito tempo somente teóricamente. Basicamente, esta foi a motivação deste capítulo 2.

A modelagem dinâmico de máquinas rotativas verticais, em especial de unidades hidráulicas, foi vastamente discutido nos capítulos 3 e 4. Na modelagem não linear, tentou-se incluir todos os efeitos presentes em uma máquina real, tais como simulações de todo tipo de força e utilização de todo tipo de elemento. Mostrou-se os resultados de uma simulação feita para o exemplo da máquina em operação em Ilha Soleira, na qual pode-se ver a influência das forças hidráulicas atuantes na turbina na direção radial. Mesmo não sendo objetivo deste trabalho e não tendo sido apresentado nenhuma medição feita em uma máquina hidráulica, pode-se afirmar que as amplitudes de vibrações apresentados no capítulo 3 têm a mesma ordem de grandeza daquelas medidas em Ilha Solteira.

Devido às dificuldades inerentes a uma medição real em máquinas hidráulicas, apresentou-se no capítulo 4 uma proposta de linearização do modelo dinâmico, bem como uma proposta de validação experimental deste modelo. Fez-se mais ainda, um resumo de todos os cálculos inerentes a uma modelagem linear, os quais poderiam ser utilizados no momento de uma tomada de decisão em um programa de diagnose. Apresentou-se também neste capítulo um método indireto para determinação das forças externas, o qual foi utilizado em um primeiro processamento feito na proposta de diagnose apresentada no capítulo 5.

Sobre o modelo de diagnose propriamente dito, pode-se afirmar que o método proposto, apesar de não ter sido testado para o caso de uma máquina hidráulica, é no mínimo factível, fato este que o diferencia dos demais métodos de diagnose propostos hoje em dia. O objetivo principal deste método foi simplificar ao máximo uma medição realizada na unidade em observação, e com a utilização de um número reduzido de sensores, identificar uma eventual falha. Uma aplicação experimental feita no capítulo 6, mostrou que é possível, através da medição indireta das forças externas atuantes sobre o sistema, identificar quando um ou mais dos parâmetros construtivos sofreu algum tipo de alteração. Ainda que, como visto na parte experimental, nem todas as tendências previstas numericamente ocorreram na presença de uma determinada falha, pode-se comprovar a sensibilidade dos valores calculados.

De fato, quando se processa os sinais para o cálculo das forças externas, tanto as fases quanto as amplitudes dos sinais medidos tem extrema importância. Por este motivo, pode-se afirmar que o método proposto tem uma maior sensibilidade em relação às falhas possíveis de serem encontradas em uma unidade hidráulica.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- /1/ **ALLAIRE, P.E.; PARSELL, J.K.; BARRETT, L.E.**
A pad perturbation method for the dynamic coefficients of tilting-pad bearings.
Wear, 72, 29-44, 1981.
- /2/ **CAMERON, A.**
Basic Lubrication Theory.
John Wiley & Sons, 1968.
- /3/ **CAMERON, A.**
Osborne Reynolds.
Fluid Film Lubrication Osborne Reynolds Centenary Tribology Series 11- Proceeding of the 13th Leeds - Lyon Symposium on Tribology, September 1986.
- /4/ **CEMPEL, C.**
Plant oriented symptom limit value for vibration condition monitoring.
Diagnostics' 89 - Proceeding of 9th School on Diagnostics, 1989.
- /5/ **CEMPEL, C.**
Vibroakustische Maschinendiagnostik.
Verlag Technik Berlin, 1990
- /6/ **CHILDS, D.W.**
Fluid-structure interaction forces at pump-impeller-shroud surfaces for rotordynamic calculations.
Journal of Vibration, Stress and Reliability in Design Vol 111, July 1989.
- /7/ **BALDA, M.**
Economic solutions of rotordynamics problems.
Rotordynamic Problems in Power Plants Conference - Papers, Rom/Italien, September 1982.
- /8/ **DIETZEN, F.J.; NORDMANN, R.**
Calculating rotordynamic coefficients of seals by Finite-Difference techniques.
Journal of Tribology, Vol.109, July 1987.

- /9/ **DIETZEN, F.J.**
Bestimmung der dynamischen Koeffizienten von Dichtspalte mit Finit-Differenzen-Verfahren.
Dissertation, Kaiserslautern, 1987.
- /10/ **DIEWALD, W.**
Das Biegschwingungsverhalten von Kreiselpumpen unter Berücksichtigung der Koppelwirkungen mit dem Fluid.
Dissertation, Kaiserslautern, 1989.
- /11/ **DIEWALD, W.; NORDMANN, R.; AST, C.; HERZER, C.; VOGEL, C.**
The influence of seals on the dynamics of turbopumps.
C244/88 IMechE, 1988.
- /12/ **DORINSON, A.; LUDEMA, K.C.**
Mechanics and chemistry in lubrication.
Elsevier Amsterdam - Oxford - New York - Tokio, 1985.
- /13/ **EWINS, D. J.**
Modal testing: theory and practice.
John Wiley & Sons Inc. New York - Brisbane - Chichester - Toronto - Singapore, 1984.
- /14/ **FALKENHAGEN, G.L.; GUNTER, E.J.; SCHULLER, F.T.**
Stability and transient motion of a vertical tree-lobe bearing system.
ASME publication, October 11, 1971.
- /15/ **FLACK, R.D.; ZUCK, C.J.**
Experiments on the stability of two flexible rotors in tilting pad bearing.
Tribology Transactions, vol. 31, 2, 251-257, 1987.
- /16/ **FRITZEN, C.P.; NORDMANN, R.**
Sensitivity of the eigenvalues of rotors to parameter modifications.
Rotordynamic Problems in Power Plants Conference Papers, Rom/Italien, 1982.
- /17/ **GASCH, R.; PFÜTZNER, H.**
Rotordynamik eine Einführung.
Springer-Verlag Berlin - Heidelberg - New York, 1975.
- /18/ **GASCH, R.**
Vibration of large turbo-rotors in fluid-film bearings on an elastic foundation.
Journal of Sound and Vibration, 47(1), 53-73, 1976.

- /19/ **GASCH, R.; KNOTHE, K.**
Strukturdynamik, 1-2.
*Springer-Verlag - Berlin - Heidelberg - New York - London - Paris -
Tokio - Hong Kong, 1989.*
- /20/ **GLIENICKE, J.**
Feder- und Dämpfungskonstanten von Gleitlagern für Turbo-
maschinen und deren Einfluß auf das Schwingungsverhalten
eines einfachen Rotors.
Dissertation, Karlsruhe, 1966.
- /21/ **GOODWIN, M.J.**
Dynamic of rotor-bearing systems.
Unwin Hyman, London - Boston - Sydney - Wellington, 1989.
- /22/ **KATO, T., HORI, Y.**
A fast method for calculating dynamic coefficients of finite width
journal bearing with quasi Reynolds boundary Condition.
Journal of Tribology, Vol 110, July 1988.
- /23/ **KLIMMEK, A.; DIEWALD, W.; NORDMANN, R.**
Die Berechnung des Biegeschwungsverhaltens rotierender
Maschinen.
VDI Berichte Nr. 786, 1989.
- /24/ **KLUMPP, R.**
Ein Beitrag zur Theorie von Kippsegmentlagern.
Dissertation, Karlsruhe, 1975.
- /25/ **KRÄMER, E.**
Maschinendynamik.
Springer-Verlag - Berlin - Heidelberg - New York - Tokyo, 1984.
- /26/ **LUND, J.W.**
Spring and damping coefficients for the tilting-pad journal bea-
ring.
ASLE Transaction 7, 342-352, 1964.
- /27/ **LUND, J.W.**
Review of the concept of dynamic coefficients for fluid film journal
bearings.
Journal of Tribology, Vol. 109/37, January 1987.
- /28/ **MATTOS, N.M.**
An approach to knowledge base management.
Springer-Verlag - Lecture Notes in Artificial Intelligence, 1991.
- /29/ **MERKER, H.J.W.**
Über der nichtlinearen Einfluß von Gleitlagern auf die Schwingun-
gen von Rotoren.
Dissertation, Darmstadt, 1981.

- /30/ MITCHELL, J.S.
An introduction to machinery analysis and monitoring.
PennWell Books Oklahoma, 1981.
- /31/ NASCIMENTO, L.P., WEBER, H.I.
Desenvolvimento e análise de modelos matemáticos de máquinas hidroelétricas.
COBEM - Florianópolis, 1987.
- /32/ NATKE, H.G.; YAO, J.T.P. (Editors)
Structural safety evaluation based on system identification approaches.
Friedr. Vieweg & Sohn, 1988.
- /33/ NATKE, H.G.
Identification approaches in damage detection and diagnosis.
Diagnostics' 89 - Proceeding of 9th School on Diagnostics, 1989.
- /34/ NATKE, H.G.; YAO, J.T.P.
System identification methods for fault detection and diagnosis.
ICOSSAR - San Francisco, 1989.
- /35/ NICHOLAS, J.C.; GUNTER, E.J.; ALLAIRE, P.E.
Tilt pad bearing characteristics - The five pad bearing.
Report No. UVA/464761/MAE78/146 - School of Engineering and Applied Science, University of Virginia, March 1978.
- /36/ NORDMANN, R.
Ein Näherungsverfahren zur Berechnung der Eigenwert und Eigenformen von Turborotoren mit Gleitlagern, Spalterregung, äußerer und innerer Dämpfung.
Dissertation, Darmstadt 1974.
- /37/ NORDMANN, R.; SCHÖLLHORN, K.
Identification of stiffness and damping coefficients of journal bearing by means of the impact method.
C285/80 IMechE, 1980.
- /38/ NORDMANN, R.
Modal parameter identification and sensitivity in rotating machinery.
IFTOMM - Rome, 1982.
- /39/ NORDMANN, R.
Identification of modal parameters of an elastic rotor with oil film bearing.
Journal of Vibration, Stress and Reliability in Design, Vol. 106, January/1984.

/40/ NORDMANN, R.; DIETZEN, F.J.

Finite difference analysis of rotordynamic seal coefficients for an eccentric shaft position.
C317/88 IMechE, 1988.

/41/ PARSELL, J.K.; ALLAIRE, P.E.; BARRETT, L.E

Frequency effects in tilting-pad journal bearing dynamic coefficients.
ASLE Transactions, Vol. 26, 2, 222-227, 1982.

/42/ PINKUS, O.; STERNLICHT, B.

Theory of hydrodynamic lubrication.
McGraw-Hill New York - Toronto - London, 1961.

/43/ PINKUS, O.

The Reynolds centennial: A brief history of the theory of hydrodynamic lubrication.
ASME Transactions, Vol. 109/2, January 1987.

/44/ ROUCH, K. E.

Dynamics of pivoted-pad journal bearings, including pad translation and rotation effects.
ASLE Transactions, Vol. 26, 102-109, 1982.

/45/ THOMSON, W.T.

Theory of vibration with applications.
Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, 1981.

/46/ SCHWIRZER, T.

Dynamic stressing of hydroelectric units by stochastic hydraulic forces on the turbine runner.
Water Power, Vol. 29. No. 1- January 1977.

/47/ SIMON, F.

Zur Berechnung des dynamischen Verhaltens von Wellensystemen bei Wasserkraftanlagen.
Voith Forschung und Konstruktion, vol 28, paper 4, 1982.

/48/ SOMEYA, T. (Editor)

Journal-bearing databook.
Springer-Verlag - Berlin - Heidelberg - New York - London - Paris - Tokio, 1989.

/49/ SPERBER, A.; WEBER, H. I.

Modelling and estimation of hydroelectric machinery.
IFTOMM - Lyon - 1990.

/50/ SPRINGER, H.

Nichtlineare Schwingungen schwerer Rotoren mit vertikaler Welle und Kippsegmentradiallagern.
Forsch. Ing.-Wes, 45, Nr. 4, 1979.

/51/ SPRINGER, H.

Zur Berechnung hydrodynamischer Lager mit Hilfe von Tschebyscheff-Polynomen.

Forsch. Ing.-Wes., 44, Nr.4, 1978.

/52/ UTECHT, M.

Schwingungstechnische Auslegung eines vertikalen Elektromotors großer Leistung mit überkritischem Rotor in Gleitlager.

Schwingungen in rotierenden Maschine Universität Kassel, 02/1991.

/53/ VARGA, Z.E.

Wellenbewegung, Reibung und Oeldurchsatz beim segmentierten Radialgleitlager von beliebiger Spaltform unter konstanter und zeitlich veränderlicher Belastung.

Dissertation, Zürich, 1971.

/54/ VERHOEVEN, J.

Excitation force identification of rotating machines using operational rotor/stator amplitude data and analytical synthesized transfer functions.

Rotating Machinery Dynamics, DE - Vol.2, 1987.

/55/ VINCENT, C.H.

Random pulse trains - their measurements and statistical properties.

Peter Peregrinus Ltd., 1973.

/56/ WEBER, D.; CARDINALI, R.; NORDMANN, R.

A modal substructure technique for nonlinear dynamic simulation of hydroelectric machines.

International Conference on Mechanics of Solids and Structures, p. 872-888, Singapore, 1991.

/57/ WEDIG, W.

Stochastische Schwingungen - Simulation, Schätzung und Stabilität.

ZAMM- Math. MEch, 67, 1987.

/58/ WHITE, M.F.

The use of rotordynamic simulation as a diagnostic tool.

Lecture notes - CISM - Diagnostics of Machinery, October/1990.

/59/ WICHER, J.

Identification problems and diagnostic investigations of technical objects.

Diagnostics' 89 - Proceeding of 9th School on Diagnostics, 1989.