

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA  
TESE DEFENDIDA POR Hairton de  
Jesus Sousa..... E APROVADA  
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 30.1.07.2010

  
.....  
ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Hairton de Jesus Sousa

**Uso da ferramenta *Full Spectrum* para detecção  
de danos em máquinas rotativas**

Campinas, 2010.

Hairton de Jesus Sousa

# **Uso da ferramenta *Full Spectrum* para detecção de danos em máquinas rotativas**

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico  
Orientador: Prof. Dr. Milton Dias Júnior

Campinas  
2010

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA  
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

So85u                      Sousa, Hairton de Jesus  
                                    Uso da ferramenta full spectrum para detecção de  
                                    danos em máquinas rotativas / Hairton de Jesus Sousa. --  
                                    Campinas, SP: [s.n.], 2010.

                                    Orientador: Milton Dias Junior.  
                                    Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de  
                                    Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

                                    1. Máquinas - Vibração. 2. Rubbing. 3. Espectros  
                                    vibracionais. 4. Vibração. I. Dias Junior, Milton. II.  
                                    Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de  
                                    Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Use of the full spectrum tool for fault detection in rotating  
                                    machinery

Palavras-chave em Inglês: Machines – Vibration, Rubbing, Vibrational spectra,  
                                    Vibration

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Robson Pederiva, Cleudmar Amaral de Araujo

Data da defesa: 30/07/2010

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

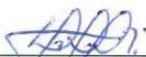
**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO**

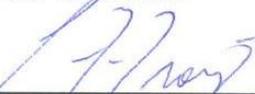
**Uso da ferramenta “*Full Spectrum*” para  
detecção de danos em máquinas rotativas**

Autor: Hairton de Jesus Sousa

Orientador: Prof. Dr. Milton Dias Junior

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Milton Dias Junior**  
DPM/ FEM/ UNICAMP

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Cleudmar Amaral de Araújo**  
Universidade Federal de Uberlândia

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Robson Pederiva**  
DMP/ FEM/ UNICAMP

Campinas, 30 de julho de 2010.

## **Dedicatória**

Para minha querida mãe Maria do Socorro Chaves Sousa e esposa Rosa Maria Soares Lisboa.

## **Agradecimentos**

Em primeiro lugar a Deus.

Aos meus irmãos: Ideraldo, Oldair, Alex e Heraclito pelo apoio e estímulo.

Ao professor Dr. Milton Dias Júnior pela oportunidade, apoio, compreensão e paciência, enfim por todos os momentos.

À banca examinadora.

Aos inesquecíveis amigos do DPM e DMC pelo agradável convívio.

Aos técnicos da oficina: Maurício, Ferreira, Mauro e Geraldo.

Em especial aos amigos: Fabiano, Karlos, Roberto, Daniel, Samir, Gimenes, Fábio Menegatti, Hugo e Vinícius.

Em especial as amigas: Cleudiane e Katherine.

Aos amigos em geral.

A CAPES e FAPEMA pelo apoio financeiro.

A todos que direta ou indiretamente tornaram possível a realização deste trabalho.

Não é conhecer muito, mas o que é útil, que torna o homem sábio.

(Thomas Fuller, M. D.)

## Resumo

Este trabalho consiste na aplicação das ferramentas de *full spectrum* na detecção de falhas em máquinas rotativas em contraste com os *half spectrum* normalmente utilizados nas aplicações industriais. Nesta dissertação, o *full spectrum* é computado diretamente da manipulação das coordenadas complexas juntamente com o índice de forma e direcionalidade, que fornece uma informação clara sobre o movimento de precessão de qualquer seção do rotor. Inicialmente, utiliza-se um modelo de elementos finitos de um sistema rotativo a fim de se familiarizar com o seu comportamento dinâmico enquanto sujeito a forças de desbalanceamento. Este modelo, que representa uma idealização do rotor usado na parte experimental deste trabalho, é constituído de dois mancais, um deles bastante macio e anisotrópico, e pode ser montado com duas configurações: com um e dois discos. Variando-se a velocidade de rotação e a distribuição espacial das forças de desbalanceamento foi possível identificar, ao longo do rotor, as seções que descreviam movimentos de precessão direta ou retrógrada. As mesmas análises realizadas no modelo numérico foram também conduzidas experimentalmente em uma bancada. Além disso, neste caso, foi também estudado o fenômeno do *rubbing* (roçamento), que ocorre quando o rotor toca (roça) o stator ou a parte interna dos mancais hidrodinâmicos. Neste experimentos a influência de dois parâmetros foram analisadas: a posição do estator ao longo do rotor – especialmente o movimento de precessão do ponto do eixo em contato com o estator – e a folga entre estator e rotor. Os dados adquiridos foram analisados usando o full e o half spectrum e os mapas de ordem normal e direcional.

Palavras Chave: *Full spectrum*, máquina rotativa e vibração mecânica.

## **Abstract**

*This work consists in the application of full spectrum tools in fault detection of rotating machinery in contrast to the half spectrum commonly used in industrial applications. In this dissertation, the full spectrum is computed directly from the manipulation of the complex coordinates together with the shape and directivity index, which provides clear information about the precessional motion of any part of the rotor. Initially, it is used a finite element model of a rotating system in order to get acquainted with its dynamic behavior while subjected to unbalance forces. This model, which represents an idealization of the rotor used in the experimental part the this work, has two bearings, one of them very soft and anisotropic, and can be assembled in two configurations: with one or two disks. Varying the rotational speed and the spatial distribution of the unbalance forces it was possible to identify, along the rotor, the stations describing forward or backward precessional motions. The same analyses performed on the numerical model were also experimentally conducted on an instrumented test rig. In this case, however, it was also studied the rubbing phenomenon, which occurs when the rotor hits (rubs) the stator or the internal part of the journal bearings. In these experiments the influence of two parameters were analyzed: the position of the stator along the rotor – especially the precessional motion of the shaft point in contact with the stator – and the stator gap. The acquired data were analyzed using the full and half spectrum and the full and half order map.*

*Key Words: Full Spectrum, Vibration, Machines, Rubbing.*

## Lista de ilustrações

Figura 3.1: Esquema de um conversor A/D	20
Figura 3.2: Rotor Jeffcott	22
Figura 3.3: Rotor Jeffcott fletido	22
Figura 3.4: Rotor Jeffcott com o dano <i>rubbing</i>	31
Figura 3.5: Diagrama esquemático das forças de impacto do rotor no estator	33
Figura 3.6: Medição do sinal de vibração com a ferramenta <i>half spectrum</i>	35
Figura 4.1: Elementos de disco e viga, respectivamente (Tapia, 2003)	39
Figura 4.2: Sistema rotor-mancal desbalanceado	40
Figura 4.3: Decomposição das forças devido ao contato (Wu Fegqi, G. Meng, 2005)	43
Figura 4.4: Deslocamento de um ponto $P$ no plano	46
Figura 5.1: Modelo em elementos finitos do sistema rotor-mancal, 1 disco	51
Figura 5.2: Comportamento das órbitas, 1 disco	53
Figura 5.3: SDI <i>plot</i> para as frequências 20, 30, 40 e 60 Hz, 1 disco	54
Figura 5.4: Modelo em elementos finitos do modelo rotor-mancal, 2 discos	55
Figura 5.5: Comportamento das órbitas, 2 discos	57
Figura 5.6: SDI <i>plot</i> para as frequências 20, 30, 40 e 60 Hz, 2 discos	58
Figura 6.1: Curva de calibração dos transdutores de deslocamento	62
Figura 6.2: Vista superior da bancada instrumentada, 1 disco	63
Figura 6.3: Vista superior da bancada instrumentada, 2 discos	63
Figura 6.4: (a) Suporte sem o estator	64
Figura 6.4: (b) Suporte com o estator	64
Figura 6.5: (a) Rotor sem o estator	65
Figura 6.5: (b) Rotor com o estator	65
Figura 6.6: Peças para variação do valor de folga	65
Figura 6.7: Descrição da bancada instrumentada	66
Figura 6.8: Sentido de rotação considerado para aquisição do sinal de vibração mecânica	67

Figura 6.9: Deslocamento D1 e D2, 1 disco sem <i>rubbing</i>	69
Figura 6.10: Deslocamento D3 e D4, 1 disco sem <i>rubbing</i>	70
Figura 6.11: <i>Full spectrum</i> em D1, D2, D3 e D4, 1 disco sem <i>rubbing</i>	71
Figura 6.12: Mapa de ordem em A1, A2 e A3, 1 disco sem <i>rubbing</i>	72
Figura 6.13: Deslocamento em D1 e D2, 1 disco com <i>rubbing</i>	73
Figura 6.14: Deslocamento D3 e D4, 1 disco com <i>rubbing</i>	74
Figura 6.15: <i>Full spectrum</i> em D1, D2, D3 e D4, 1 disco com <i>rubbing</i>	75
Figura 6.16: Mapa de ordem em A1, A2 e A3, 1 disco com <i>rubbing</i>	76
Figura 6.17: Deslocamento em D1 e D2, 2 discos sem <i>rubbing</i>	77
Figura 6.18: Deslocamento D3 e D4, 2 discos sem <i>rubbing</i>	78
Figura 6.19: <i>Full spectrum</i> em D1, D2, D3 e D4, 2 discos sem <i>rubbing</i>	79
Figura 6.20: Mapa de ordem em A1, A2 e A3, 2 discos sem <i>rubbing</i>	80
Figura 6.21: Deslocamento D1 e D2, 2 discos com <i>rubbing</i>	81
Figura 6.22: Deslocamento D3 e D4, 2 discos com <i>rubbing</i>	82
Figura 6.23: <i>Full spectrum</i> em D1, D2, D3 e D4, 2 discos com <i>rubbing</i>	83
Figura 6.24: Mapa de ordem em A1, A2 e A3, 2 discos sem <i>rubbing</i>	84
Figura 6.25: Comparativo <i>full spectrum</i> , para 1 e 2 discos	86
Figura 6.26: 1 disco sem <i>rubbing</i> , em 27 Hz	87
Figura 6.27: 1 disco com <i>rubbing</i> , em 27 Hz	87
Figura 6.28: 2 discos sem <i>rubbing</i> , em 23 Hz	88
Figura 6.29: 2 discos com <i>rubbing</i> , em 23 Hz	88
Figura 6.30: <i>Full spectrum</i> , rotação constante em 25 e 23 Hz, respectivamente	89
Figura 6.31: Comparativo <i>full spectrum</i> para rotação variável	90
Figura 6.32: Medição com <i>half spectrum</i> no plano D3	91
Figura 6.33: Mapa de ordem realizado no motor acionador	94

## Lista de Tabelas

Tabela 3.1: Danos com os respectivos múltiplos de rotação (Goldman, 1999)	37
Tabela 5.1: Descrição da análise numérica	50
Tabela 6.1: Descrição dos experimentos	68

## Lista de Abreviaturas e Siglas

### *Letras Latinas*

X	- Direção x
Y	- Direção y
Z	- Direção z
s(t)	- Função ambiguidade de um sinal
A	- Amplitude de um sinal analítico
t	- Tempo
$\omega, \Omega$	- Coeficiente de rotação
$S(\omega)$	- Transformada de Fourier
$s(t)$	- Transformada de Fourier inversa
x(t)	- Série de Fourier
M, m	- Massa do rotor
L	- Coeficiente de comprimento
K, k	- Coeficiente de rigidez
A	- Posição do acelerômetro
C, c	- Coeficiente de amortecimento
D	- Posição do transdutor de deslocamento
V	- Volts
$A_y = A_z$	- Amplitude de um sinal
R, r	- Raio, razão entre frequências
W	- Carga
P(t), p(t)	- Sinal complexo
$\bar{p}(t)$	- Complexo conjugado
j	- Número complexo ( $\sqrt{-1}$ )
$p^d, f$	- Componente harmônica direta ( <i>forward</i> )

$p^r, b$	- Componente harmônica retrógrada ( <i>backward</i> )
$F_n$	- Força normal
$F_\tau$	- Força tangencial
$F_x$	- Força de excitação na direção x
$F_y$	- Força de excitação na direção y
1X, 2X	- Velocidade de rotação
$\Delta$	- Variação de força

### ***Letras Gregas***

$\phi, \alpha, \beta$	- Defasagem entre um ponto fixo e um ponto móvel (fase)	
$\zeta$	- Fator de amortecimento	
$\omega_n$	- Frequência natural	
$\varepsilon$	- Excentricidade da massa em desbalanço	
$\omega$	- Frequência, rotação	
$\mu$	- Coeficiente de fricção	
$\delta$	- Deslocamento radial, vetor de deflexão	
$\Omega$	- Velocidade de rotação	[rad/s]
$\alpha, \beta$	- Fases	
$\varphi$	- Ângulo de inclinação	

### ***Superescritos***

C	- Índice das componentes de um sinal
N	- Natural
°	- Grau

### ***Subscritos***

$k_y, k_z$	- Rigidez no eixo y e z
$k_r$	- Rigidez do rotor
$k_e$	- Rigidez do estator
$C_y, C_z$	- Amortecimento no eixo y e z
$C_r$	- Amortecimento do rotor
$C_e$	- Amortecimento do estator

### ***Abreviações***

Cv	- Cavalo vapor
DPM	- Departamento de projeto mecânico
FS	- <i>Full spectrum</i>
G	- Grama
GL	- Graus de liberdade
Hz	- Hertz
Mm	- Milímetro
MO	- Mapa de ordem
Rpm	- Rotação por minuto

### ***Siglas***

A/D	- Analógico/digital
FFT	- Transformada rápida de Fourier
FRF	- Função de resposta na frequência
LMS	- <i>Least mean square</i>
PVC	
RMS	- Root mean square (média de potência)
SDI	- Índice de forma e direcionalidade (do inglês, <i>shape and direction index</i> )
TF	- Transformada de Fourier

# Sumário

<b>Capítulo 1 – Introdução</b>	1
1.1 Motivação	3
1.2 Objetivo	4
1.3 Estrutura do trabalho	5
<b>Capítulo 2 – Revisão da literatura</b>	7
2.1 Trabalhos utilizando <i>full spectrum</i>	8
2.2 Aspectos computacionais	12
2.3 Aplicações	13
2.4 Dificuldades inerentes à análise por <i>full spectrum</i>	13
2.5 Tendências	15
<b>Capítulo 3 – Conceitos inerentes ao processamento de sinais e rotores</b>	17
3.1 Análise de sinais de vibração mecânica	17
3.2 Transformada de Fourier	18
3.3 Elementos para o processamento digital	20
3.4 Rotor de Jeffcott	21
3.5 Rotor isotrópico	22
3.6 Rotor anisotrópico	24
3.7 Mancal de rolamento	25
3.8 Velocidade crítica do rotor	26
3.9 Precessão direta e retrógrada	26
3.10 Coordenada complexa	27
3.11 Índice de forma e direcionalidade	29
3.12 O dano <i>rubbing</i>	30
3.13 Balanceamento de máquina rotativa	32

3.14	Forças devido ao <i>rubbing</i>	32
3.15	A ferramenta <i>Full spectrum</i>	34
3.16	<i>Full spectrum</i> e a correlação com o <i>Half spectrum</i>	34
3.17	<i>Full spectrum</i> e a correlação com o Mapa de ordem	36
<b>Capítulo 4 – Modelo analítico</b>		38
4.1	Modelo do sistema rotor-disco	39
4.2	Vibração devido ao desbalanceamento rotativo	40
4.3	Decomposição das forças devido ao contato rotor-estator	43
4.4	Equação de movimento para o modelo global	45
4.5	Procedimento matemático de formação do <i>Full spectrum</i>	45
<b>Capítulo 5 – Modelo rotor-mancal</b>		48
5.1	Estrutura do programa X-Rotor	49
5.2	Análise numérica	50
5.2.1	Análise numérica I	50
5.2.2	Comportamento das órbitas, 1 disco	51
5.2.3	Análise numérica II	55
5.2.4	Comportamento das órbitas, 2 discos	55
5.3	Comentários	59
<b>Capítulo 6 – Análise experimental</b>		60
6.1	<i>Software</i> Pimento ®	61
6.2	Configuração da bancada	61
6.3	Experimentos	67
6.3.1	Experimento I – 1 rotor simples e 1 disco (sem <i>rubbing</i> )	69
6.3.2	Experimento II – 1 rotor simples e 1 disco (com <i>rubbing</i> )	73
6.3.3	Experimento III– 1 rotor simples e 2 discos (sem <i>rubbing</i> )	77
6.3.4	Experimento IV – 1 rotor simples e 2 discos (com <i>rubbing</i> )	81
6.4	Comparativo, <i>full spectrum</i>	85
6.5	Medição com rotação constante	87

6.6	Análise <i>full spectrum</i>	89
6.7	<i>Full spectrum</i> , rotação variável	90
6.8	Medição com <i>half spectrum</i>	90
6.9	Comentários	92
<b>Capítulo 7 – Conclusões e sugestões para trabalhos futuros</b>		95
7.1	Conclusões	95
7.2	Dificuldades inerente à análise experimental	97
7.3	Sugestões para trabalhos futuros	98
<b>Referências</b>		99

# 1 Introdução

O estudo do comportamento de vibração de sistemas mecânicos, particularmente em máquinas rotativas (não estacionárias), formadas por 1 ou mais rotores com 1 ou mais discos suspensos por um conjunto de suportes ou mancais permitindo girar livremente em torno de um eixo no espaço, é de grande interesse na comunidade científica, apresentando este assunto uma vasta bibliografia. Dentro desta área, é de real importância o estudo da frequência positiva e negativa, através da ferramenta *full spectrum* para descrever o comportamento dinâmico do sistema. Neste contexto, o uso da coordenada complexa é necessária para descrever o comportamentos dos modos de precessão, considerando cada modo como uma combinação de 2 submodos: direto (*forward*) e retrógrado (*backward*). As vantagens da coordenada complexa tais como: identificação da forma da órbita, direção do movimento de precessão, redução da ordem da FRF e menor tempo computacional, são de vital importância. Assim sendo é importante entender e explicar como ocorre o movimento de precessão retrógrada, que no caso deste trabalho tem como causa principal o desbalanceamento e causa secundária devido ao dano *rubbing*, provocando o aumento da amplitude de vibração. Uma análise mais sensível pode demonstrar qual parâmetro ou parâmetros são mais significativos para o aparecimento deste tipo de dano. Considerando-se que uma máquina rotativa em operação frequentemente produz vários tipos de sinais de vibração. O sinal de aceleração do rotor em operação torna disponíveis informações que podem ser monitoradas e usadas para diagnose. Muitos rotores são suportados por mancais relativamente flexíveis e caracterizados por anisotropia lateral e em particular, levando-se em consideração a rigidez dos suportes na direção ortogonal, especialmente quando o rotor está sob carregamento.

Para análise deste tipo de sistema, podemos utilizar a ferramenta *full spectrum* que é baseada em dados do sinal de vibração, a partir de sensores localizados na direção ortogonal e posicionados em relação ao comprimento do rotor. O conhecimento do sentido de rotação do rotor é importante, ao qual demonstra a correlação entre as órbitas nas respectivas direções e a soma do sinal complexo inclui uma expansão das órbitas, através da Transformada de Fourier. As informações dos sensores tornam disponíveis informações de um sinal em relação a um ponto de referência. Permitindo que através de um algoritmo, possamos determinar a direção do movimento de precessão em cada frequência. A FFT divide a forma original do sinal em componentes de frequência, cada componente representa uma forma que pode ser elíptica, circular ou uma linha estreita. A órbita elíptica pode ser representada como uma soma de duas órbitas circulares relacionadas de um vetor de rotação na direção direta (*forward*) e outro vetor na direção retrógrada (*backward*). Estes vetores giram em mesma frequência e são somados simultaneamente, caracterizando assim o movimento de precessão, podendo ser analisado em diferentes planos do rotor utilizando a coordenada complexa.

O movimento de precessão direta e retrógrada pode ser determinado pela órbita filtrada e o tempo de aquisição é importante para análise. As formas das ondas devem ser amostradas ao mesmo tempo, considerando que na prática a amplitude do sinal de deslocamento do rotor quando comparado com o sinal de aceleração de amplitude é maior. A característica de alta frequência do sinal de impacto existe em todos os tipos de sinais com mau funcionamento. Neste trabalho será analisada a frequência positiva e especialmente a negativa. O gráfico do *full spectrum* é obtido com o uso da Transformada de Fourier em cada forma da onda do sinal, quando simultaneamente amostrados os dados são colocados na parte direta e quadratura, respectivamente da frequência positiva e negativa. Os resultados são então convertidos a espectros que representam as frequências de precessão, um espectro de y para z e outro de z para y (de acordo com a referência utilizada), correspondentes as informações do eixo positivo e negativo. Sendo que as informações de um lado do gráfico, não são simétricas em relação ao outro lado, pois contém informações adicionais (sinal de fase e diferença de picos de amplitude), devido à defasagem do sinal.

O gráfico do *Full spectrum* torna as informações de precessão mais confiáveis que em relação ao *Half spectrum* que mostra somente frequências positivas, ou seja, um sinal real (Wu Fengqi e G. Meng, 2006), identificando danos a partir da magnitude dos picos de amplitude.

## 1.1 Motivação

O avanço tecnológico e teórico-experimental tem trazido bons resultados com relação ao estudo da análise de vibração em máquinas não estacionárias de acordo com o tipo de dano a ser analisado, apesar de ainda existirem muitas dificuldades de ordem prática. Por outro lado, a necessidade de saber como um determinado sistema irá se comportar em determinadas condições de operação, tendo como dano o *rubbing* e a busca de novas soluções através do uso da ferramenta *full spectrum* através da análise da amplitude, frequência e do sinal de fase, servem de motivação para o desenvolvimento deste trabalho de pesquisa.

Ainda existe muito a se pesquisar sobre máquinas rotativas, pois muitos parâmetros são responsáveis por comportamentos indesejáveis e até desconhecidos, é necessário buscar respostas sobre a origem de danos através de um modelo matemático e experimental do sistema rotor-mancal, sob determinadas condições e variações de parâmetros que podem ser utilizados tais como em uma manutenção preditiva. A identificação das frequências em que ocorrem os maiores picos de amplitude no movimento de precessão direta e especialmente no movimento retrógrado, também serve de motivação, sendo que a idéia é desenvolver novas técnicas integradas e complementares que venham a somar conhecimentos de modo que seja possível reproduzir as condições de operação possíveis e que possa ser comparada com outras ferramentas já existentes. Em se tratando de análise dinâmica de máquinas e estruturas, os requisitos de projeto estão cada vez mais exigentes e restritivos principalmente na área de vibração, tanto para desenvolver novos produtos, quanto para modificação estrutural de itens já existentes. Seja qual for a aplicação, o estudo do sinal de vibração se tornou indispensável para uma boa diagnose nas indústrias de produção. Neste sentido, a caracterização da estrutura se traduz na busca de relações para

descrever a maneira como uma máquina rotativa comporta-se através do sinal vibratório sob determinadas condições para um melhor entendimento, tais como: aplicação normal, plena carga, forças externas aplicadas, aspectos ligados às condições do ambiente operacional, etc.

Para se determinar experimentalmente a ocorrência do fenômeno de *rubbing* com o uso da ferramenta *full spectrum*, é necessário excitar através de algum tipo de dano e medir as respostas resultantes em várias estações do rotor. Suportes com mancais anisotrópicos estão cada vez mais sendo incorporados em máquinas rotativas, evitando-se excitar comportamentos não lineares provocados por trincas, *rubbing*, *oil whirl* e *oil whip* (no caso para mancais hidrodinâmicos). Além disso, de uma maneira geral, sempre estarão presentes inúmeros ruídos, interferências e danos pertinentes ao sistema, tais como: desbalanceamento, desalinhamento, empenamento do rotor, folgas, erros de montagem, etc.

Trabalhos anteriores têm mostrado que a existência destes danos citados tem causado a redução da vida útil de máquinas rotativas, causando riscos operacionais e prejuízos financeiros. Cabe aos pesquisadores, determinar qual parâmetro ou quais parâmetros são responsáveis pelo *rubbing*, que podem causar fadiga do material do rotor pela alternância de tensão, de modo que se possa localizar pontos específicos de contato e a intensidade do dano sem que haja a necessidade de parada do equipamento, de modo a evitar acidentes.

## 1.2 Objetivo

Este trabalho tem como objetivo principal aplicar a ferramenta *full spectrum* em sinal vibratório mecânico em comparação com o *half spectrum* que é o método tradicional de análise (sinal real), de acordo com o tipo de dano, que no caso deste trabalho é provocado pelo *rubbing* devido ao desbalanceamento do sistema, através da análise da frequência em que ocorrem os maiores picos de amplitude em máquina rotativa ao longo do comprimento do rotor. Estes tipos de danos serão analisados neste trabalho, pelo fato de serem as principais causas de problemas de vibração em máquinas rotativas. O uso de coordenada complexa, do índice de forma,

direcionalidade e do mapa de ordem faz-se necessária para identificação do comportamento das órbitas e múltiplos de rotação de acordo com o tipo de dano. A análise numérica do sistema rotor-mancal e experimental é essencial para que se possa comparar com outras ferramentas, discutir as aplicações, vantagens, dificuldades da metodologia e análise dos resultados para uma boa diagnose em relação a rotores comerciais.

### 1.3 Estrutura do trabalho

A fim de situar o presente trabalho em relação ao que já foi pesquisado, é importante inicialmente um pequeno histórico sobre os avanços relacionados à ferramenta *full spectrum*.

Logo, este trabalho está dividido em 7 capítulos, relacionados com o desenvolvimento, validação e conclusões para ferramenta utilizada. Focando-se na identificação e caracterização do dano devido ao desbalanceamento e ao *rubbing*, através da ferramenta *full spectrum* para identificação da frequência positiva e negativa. A seguir, faz-se uma breve descrição do conteúdo de cada um dos capítulos que compõe este trabalho, onde:

O Capítulo 2 é dedicado à revisão da literatura em relação da aplicação da ferramenta *full spectrum* não somente em relação ao *rubbing*, mas também em relação a outros tipos de danos, a fim de explicitar as referências já existentes que fundamentam a produção deste trabalho.

O Capítulo 3 apresenta a base teórica para o entendimento do *full spectrum*. Inicialmente é feita uma descrição sobre análise de sinais, rotor de Jeffcott, coordenada complexa, das forças devido ao contato do rotor no estator (*rubbing*), índice de forma e direcionalidade e por sua vez as considerações do *full spectrum* com relação ao *half spectrum* e também em relação ao mapa de ordem.

No Capítulo 4 temos as formulações matemáticas referentes aos tipos de danos considerados em relação à análise por *full spectrum*.

O Capítulo 5 trata do comportamento das órbitas de acordo com o sistema rotor-mancal, apresentadas através da análise numérica devido ao dano por desbalanceamento em conjunto com

a variação da frequência de rotação através do programa X-Rotor que tem por base a modelagem e análise, utilizando o método de elementos finitos realizado em ambiente Matlab®.

O Capítulo 6 evidencia as análises experimentais realizadas e resultados obtidos em uma bancada de testes em laboratório.

O Capítulo 7 apresenta as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

Finalmente é apresentada uma relação contendo as referências utilizadas para realização deste trabalho de dissertação.

## Capítulo 2 – Revisão da literatura

Esta parte do trabalho aponta o esforço da comunidade acadêmica de citar à ferramenta *full spectrum* relacionada não só em relação ao desbalanceamento e ao *rubbing*, mas também em relação a outros tipos de danos. Ressaltando que a análise assim efetuada, contribui para elevar as chances de evitar acidentes, danos à estrutura e pessoas, conforme ilustra o estudo de caso de Watson (2006).

Sob este prisma histórico, a proposta deste capítulo constitui-se na busca de um melhor entendimento de forma cronológica, destacando problemas e soluções relacionadas na avaliação de máquinas rotativas não estacionárias de alguns trabalhos publicados por autores nesta dissertação.

Inicialmente, procura-se explicar os aspectos computacionais para o processamento de sinal através de uma introdução, descrevendo a importância operacional associada com o processo de conversão do sinal analógico para digital relacionado com as aplicações, dificuldades e também as tendências de aplicação da ferramenta *full spectrum*.

A seguir, apresenta-se uma revisão dos trabalhos pesquisados na literatura com o uso da ferramenta *full spectrum*, em geral de acordo com o tipo de dano, procurando situar o presente trabalho dentro daquilo que já foi pesquisado sobre o tema e que sirva de incentivo para os novos pesquisadores sobre este tema que é de suma importância para a indústria de produção.

## 2.1 Trabalhos utilizando *full spectrum*

Os primeiros trabalhos realizados utilizando a ferramenta *full spectrum*, datam da década de 90, cujos pioneiros foram: Agnes Muszynska, Paul Goldman, Laws B. e Don Southwick. Com o desenvolvimento tecnológico, alguns métodos de análise de vibração em sistemas não estacionários tem se revelado eficiente e preciso na identificação de danos para diagnose em máquinas não estacionárias. Para identificar as condições do sinal de vibração utiliza-se um algoritmo de acordo com o tipo de dano e variação de parâmetros, sendo bastante utilizado tanto numericamente quanto experimentalmente. Essa perspectiva, já atingida nas décadas de 70 e 80, foi utilizada como base no processo de identificação em sistemas girantes (NASCIMENTO, 1979 e NORDMANN, 1984).

O problema central da investigação em rotores, nessa época tinha como referência, à variação das características dependentes da velocidade de rotação que causam mudanças bruscas no comportamento das órbitas. Nesse sentido, artigos como os de Don Southwick (1993) discute os benefícios do uso da ferramenta *full spectrum* para diagnóstico em máquinas rotativas, tendo como causa a instabilidade por fluido induzido para mancais hidrodinâmicos, determinando algumas características para o estudo desta ferramenta, tais como: definição das convenções usadas (unidades, escalas, etc), mostra também como extrair informações do gráfico do *full spectrum* e como estas podem ser usadas de forma estratégica para solução de questões fundamentais, tais como posição do disco em relação ao rotor, balanceamento e o grau de severidade de acordo com os tipos de danos.

Novamente Don Southwick (1994) utiliza a ferramenta *full spectrum*, para diagnose do dano devido ao *rubbing*, sendo este dano a segunda maior causa de mau funcionamento em máquinas não estacionárias, destacando a grande quantidade de parâmetros variados para testes tais como: velocidade de rotação, diferentes tipos de materiais de fricção para o estator, tipos de mancais, folgas, etc.

Boyle C. et al (1994) apresentaram uma metodologia para análise de um motor induzido (carregamento normal e total) ao qual foi possível observar o desalinhamento entre o motor e o

carregamento mecânico que induz componente de frequência no espectro. Um modelo dinâmico do rotor foi apresentado, ao qual foi possível demonstrar como o desalinhamento paralelo causa excentricidade dinâmica, através da comparação da análise numérica e experimental utilizando *full spectrum*, foi possível um melhor entendimento deste tipo de dano, através da comparação dos picos de amplitudes.

A. Muszynska (1995) fez uma análise numérica e experimental de um rotor flexível vertical, suportado por mancais anisotrópicos utilizando o *full spectrum*, mostrando que o desbalanceamento causa forças de precessão direta (síncrona), à análise foi capaz de indicar os parâmetros responsáveis por tal instabilidade, tais como: variação da velocidade de rotação e mancais anisotrópicos.

O trabalho de Chong-Wong Lee, Yun-Sik Han e Young-Seob Lee (1997), mostrou o estudo do sinal de vibração tendo como dano o desalinhamento angular, uma análise por *full spectrum* foi utilizado para confirmar os resultados dos testes feitos através da relação do SDI. Para à análise da órbita e severidade do dano, os resultados mostraram-se satisfatórios.

Mais uma vez, Chong Wong Lee e Y. S. Han (1998) utilizaram desta vez em seu trabalho a distribuição de Wigner junto com o *full spectrum* para dois casos. Inicialmente para um rotor com movimento sincrónico *whirl* com velocidade constante e o outro caso foi de um rotor com rotação variável, ao qual para ambos os casos foi possível determinar as frequências negativas com maiores amplitudes, inclusive a forma e a inclinação do ângulo da órbita devido à instabilidade *whirl* que ocorre quando o rotor atinge a velocidade crítica. Os resultados experimentais com mancais hidrodinâmicos foram caracterizados pela variação no tempo do sinal complexo.

Lawrence Craig J. e Lee Jack H. (1999) fizeram uma breve análise utilizando a ferramenta *full spectrum* em componentes de máquinas com frequências anormais devido ao desbalanceamento, indicando a severidade do problema, tendo como resultado a identificação do dano e portanto, uma diagnose mais eficiente. Até mesmo conseguindo uma redução do tempo de análise, comparando-se os resultados caso fosse utilizada à técnica de RMS (média de potência) que é bem conhecida.

Agnes Muszynska e Paul Golman (1999) fizeram uma introdução utilizando à análise por *full spectrum* em máquinas rotativas para o monitoramento e diagnose de danos, explicando as

forças matemáticas atuantes em máquinas rotativas, a correlação com o *half spectrum* e como a órbita filtrada é formada, mostrando também as vantagens e aplicações desta ferramenta de análise em relação ao *half spectrum*.

Daí Xingjian, Dong Jiping e Zang Xiaozhang (2001) fizeram uma análise não linear de um rotor rígido com 4 GL, construído para estudar o movimento transiente de um rotor Jeffcott, cuja excitação era devido ao dano *rubbing*. Um método de integração numérica foi utilizado para extração da resposta, a instabilidade foi provocada por frequências de baixo valor de amplitude. Mais uma vez o *full spectrum* foi utilizado para análise do fenômeno de precessão retrógrada, tornando visível graficamente a identificação das frequências com os respectivos picos de amplitude (frequências que concentram energia de vibração).

O trabalho de Jiri Tuma e Jan Bilos (2004) discutiu os benefícios do *full spectrum* e a utilização dos gráficos para identificação através da amplitude gerada pela instabilidade por fluídos induzidos em um mancal hidrodinâmico para diagnose em máquinas rotativas.

Bachschnid N., Pennacchi P. e Vânia A. (2004) mostraram em seu trabalho o uso da ferramenta *full spectrum* para análise em máquinas rotativas para diagnose de diferentes tipos de danos, o SDI também foi utilizado para análise das órbitas. Neste trabalho foi analisado um sistema, gerador-turbina cujo dano foi o *rubbing*. Os resultados mostraram através de gráficos das frequências positivas e negativas, o comportamento das órbitas relacionadas às harmônicas e a magnitude das amplitudes de vibração provocada pelo dano.

Novamente, N. Bachschnid, P. Pennacchi e A. Vânia (2004) propuseram o uso da ferramenta *full spectrum* para análise de vibração, tornando alguns tipos de danos claramente detectáveis, através da forma da órbita, bem como a amplitude do ângulo de inclinação do eixo maior da mesma. São parâmetros em que este tipo de análise, pode trazer importantes informações. Neste trabalho foi analisado o fenômeno de *rubbing* em um turbo-gerador, ao qual foi possível a identificação e localização da magnitude do dano de acordo com a frequência de rotação.

Wu Fengqi e G. Meng (2004) tiveram como tema a observação das características de mau funcionamento causado pelo dano *rubbing*, utilizando o *full spectrum*, no qual demonstraram experimentalmente que através do estudo do sinal de aceleração do rotor em vibração, foi

possível identificar características deste tipo de dano através da faixa de frequência em que ocorrem os maiores picos de amplitude em máquinas rotativas.

Um fato importante é que mais de um dano pode ser visualizado ao mesmo tempo, para este tipo de análise utilizando o *full spectrum*, sendo tal fato que realmente acontece na prática, onde a dificuldade consiste em simular numericamente mais de um dano ao mesmo tempo. A resposta de vibração em rotor trincado e presença do fenômeno *rubbing*, foi o trabalho desenvolvido por Tejas H. Patel e Ashish K. Darpe (2007), onde temos a presença de mais de um dano ocorrendo. Para este caso a diferença entre os danos consiste em diferentes faixas de frequência em que estes ocorrem e também em relação à magnitude do pico de amplitude.

Aplicações utilizando *full spectrum* para identificar mais de um dano simultâneo como já citado anteriormente e resultados experimentais foram usados para validar o procedimento como no caso de Xi Wu e Jim Meagher (2007), que propõem o uso desta ferramenta para análise de vibração lateral e torsional em rotores trincados e com assimetria, neste trabalho o rotor contém dois discos ao longo do comprimento. Foi utilizado um modelo matemático do rotor-mancal com variação de parâmetros tais como: rotação e folga radial. Este trabalho tornou evidente a diferença entre os casos de vibração citados, a instabilidade foi provocada pela profundidade da trinca e rigidez assimétrica, causando aumento da amplitude. Foi possível a identificação de cada tipo de dano com as respectivas características.

Patel Tejas e Darpe Ashish K. (2008) analisaram dois importantes danos ocorrendo de forma simultânea em seu trabalho, sendo o rotor com trinca e o fenômeno de *rubbing*. A análise por *full spectrum* foi utilizada para observação de características direcionais das órbitas com alto valor da componente harmônica devido à profundidade da trinca. O estudo revelou que a análise espectral tornou mais nítida os danos, através dos picos de amplitude e mostrando-se muito eficiente para uma correta diagnose.

Wu Xi e Meagher Jim (2008) analisaram através de um modelo numérico de um rotor-mancal com dois discos ao longo do rotor, com trinca e assimetria, representando um turbogerador para estudo de vibração e carregamento lateral. A ferramenta *full spectrum* foi utilizada, revelando diferentes características de vibração para o caso citado, tornando mais confiáveis os resultados, sendo possível identificar as características para cada dano.

Como visto à ferramenta *full spectrum* é considerada nova para diagnose de danos em máquinas rotativas e que ainda está em evolução, podendo ser muito útil na indústria de produção em geral que possui uma grande quantidade de máquinas rotativas.

À velocidade de processamento dos computadores, tornou possível o aumento da precisão dos resultados e um menor tempo de aquisição e processamento do sinal de vibração.

## 2.2 Aspectos computacionais

Através da análise numérica é possível demonstrar o comportamento das órbitas no sistema rotor-mancal que pode ser realizada através da discretização pelo “método dos elementos finitos” de um modelo físico governado por equações diferenciais, este é transformado em um modelo matemático descrito por variáveis em função do tempo.

Com o rápido avanço tecnológico em relação à memória e velocidade de processamento de algoritmos, esta técnica tornou-se eficiente para solução de grandes problemas em máquinas rotativas. Assim sendo, a análise por *full spectrum* tornou as informações mais confiáveis e é obtido como resultado da transformação de uma FFT do sinal de vibração, o sinal pode ser amostrado em uma quantidade em que os dados podem ser processados, de modo que se possa extrair o máximo de informação, mostrando a partir dos dados medidos as componentes com maiores picos de vibração mecânica. Além disso, permite determinar quando a órbita do rotor é direta (*forward*) ou retrógrada (*backward*) nos planos em relação ao longo do comprimento do rotor, tornando essas informações de fundamental importância para determinação do sentido de rotação.

O *full spectrum* é formado através da digitalização das ondas de vibração mecânica, que através das componentes harmônicas para cada canal, quando combinadas através da coordenada complexa, permite gerar uma órbita que representa a atual magnitude do movimento de precessão.

## 2.3 Aplicações

A ferramenta *full spectrum* é importante para o estudo de instabilidade de rotores em mancais, sendo muito importante em um sistema de manutenção, segundo Jiri Tuma (2004). A aplicação proposta se restringe à dinâmica de máquinas rotativas. Em particular na mecânica temos equipamentos rotativos de diversas plantas industriais tais como: refinaria de combustível, química, siderúrgica, etc. Neste trabalho, será utilizada para análise em máquinas rotativas horizontais não estacionárias. Outra aplicação importante é no monitoramento em tempo-real de máquinas, uma vez que os parâmetros do sistema podem variar no tempo na presença de danos. A representação analítica do problema é importante, pois acompanha uma série de formulação das forças atuantes sobre o sistema, explicando o surgimento dos modos de precessão direta e retrógrada.

## 2.4 Dificuldades inerentes à análise por *full spectrum*

Apresenta-se a seguir, uma relação das dificuldades encontradas ao se realizar análise por *full spectrum* de uma máquina ou componente rotativo:

- Análise de rotores com mancais anisotrópicos produzem comportamentos complexos em função dos coeficientes de rigidez e amortecimento, estes devem ser calculados. Métodos tais como Vance e Childs (1993) podem ser utilizados.
- As máquinas rotativas suportados por mancais anisotrópicos em que ocorre o fenômeno do movimento de precessão direta e retrógrada simultaneamente quando em operação, passa a atuar sobre a mesma a chamada aceleração de Coriolis, originada devido ao movimento de rotação do rotor em torno do eixo que não o de rotação própria. Estas acelerações dão origem a forças giroscópicas que tem duas características principais: a primeira é que elas são dependentes da frequência de rotação, fazendo com que a equação de movimento do sistema seja em função

da mesma, com isso as frequências naturais e fatores de amortecimento também variam. Representando um aumento de processamento computacional significativo quando comparado ao um sistema estacionário. E a segunda característica é a assimetria das matrizes.

- A identificação de movimentos de precessão retrógrada em máquinas rotativas é uma etapa muito importante na análise, pois causa alternância de tensão ao longo do rotor, influenciando na vida útil da mesma. Embora a presença deste tipo de análise em rotores comerciais ainda seja pouco utilizada ou até mesmo desconhecida na indústria.

- Materiais com baixo valor de rigidez como o teflon e o PVC (possuem baixo valor de fricção), podem causar resultados não satisfatórios durante o contato tais como: amplitude de precessão direta igual à precessão retrógrada, devido ao amortecimento do sistema durante o contato. Portanto, tais materiais devem ser evitados para o estator.

- A anisotropia do sistema tais como em mancais de mola podem causar variação das características dinâmicas no tempo por influência como exemplo da força centrífuga, nessa mesma linha de pesquisa, dificuldades provocadas pelo efeito do momento de inércia de massa polar e matriz giroscópica na dependência das frequências naturais em relação à velocidade de rotação não devem ser desprezadas para uma análise mais detalhada.

- No que se refere ao tipo de dano do rotor em operação que podem ser identificados, apesar da característica prática de testes quanto ao posicionamento dos pontos de medição (NORDMANN, 1984), acompanha ainda dificuldades com relação a quantificar a intensidade do contato do rotor no estator, que no caso pode ocorrer devido à existência de energia suficiente para excitar grandes sistemas.

- O problema fundamental na análise deste tipo de sistema é o desenvolvimento de uma estrutura capaz de seguir parâmetros em relação às mudanças no tempo e de entrada. Mas percebe-se que, para este caso a identificação a partir da ferramenta citada muitas vezes não é satisfatória. Logo, pode não levar em conta alguns parâmetros, podendo fornecer uma interpretação errônea do comportamento do sistema, devido a dificuldades de acesso a algumas partes da máquina rotativa, o que pode gerar resultados não condizentes com a realidade.

- Aparecimento de fenômenos tais como: *aliasing* e *leakage* no processamento do sinal.
- Não conhecimento das técnicas de processamento de sinais.

- Identificação da frequência de ocorrência do *rubbing* e da velocidade crítica.
- Para análise direcional, cuidado com relação ao correto sentido de rotação de acordo com o referencial adotado, quando da aplicação da coordenada complexa.
- Cuidado de modo que um transdutor não interfira na medição de outro transdutor, provocando interferências e também interferência proveniente da rede elétrica.
- Erros de montagem da instrumentação, influência de vibração de equipamentos próximos, erro de configuração do sistema, análise de dados e erro de interpretação de gráficos.
- Experimentos como os que foram realizados, não simulam as condições de *rubbing* na sua íntegra e podem provocar danos ao rotor através da usinagem, aumentando o desbalanceamento.

## 2.5 Tendências

Aproximadamente entre 30 a 35 anos atrás, houve uma mudança em relação à mentalidade e sobre a filosofia de manutenção preventiva em máquinas rotativas, ao qual não se podia mais esperar o equipamento quebrar para poder consertar, uma vez que envolvia altos custos e perda de produção. O aumento do consumo de produtos e serviço levou a uma maior produção no mundo contemporâneo, fazendo aumentar a capacidade de produção dos equipamentos rotativos, com isso ocorreu um aumento da velocidade de rotação e de carga, portanto um aumento de vibração.

A análise de vibração por *hall spectrum* (sinal real), hoje é bastante utilizado em analisadores espectrais de vibração portáteis, no qual é possível verificar picos de amplitude nas frequências positivas. Assim sendo, a análise por *full spectrum* deve tornar-se uma tendência no monitoramento de máquinas segundo Chuck Yung (2008), pois permite ao usuário um melhor entendimento do sistema e uma melhor diagnose, evitando quebras e paradas não programadas do equipamento por danos.

Para uma boa análise, é necessário por parte do analisador um bom conhecimento de vibração, processamento de sinais de modo que possa realizar uma boa interpretação dos resultados analisados. Felizmente os equipamentos de última geração para análise de vibração,

estão cada vez mais modernos, pois possuem maior capacidade e funções pré-definidas, mostram também graficamente as frequências positivas e negativas nos três eixos de forma simultânea em tempo real, ao qual tem conseguido resolver problemas antes que este aconteça, uma qualidade importante na manutenção preditiva. O uso da internet também é importante no envio de informações de um local para outro para uma análise em tempo real.

A análise por *full spectrum* detecta e associa frequências anormais ou picos de amplitudes com componentes específicos o que torna possível se precaver ao dano e tem conseguido aumentar à vida útil de máquinas rotativas através da análise de vibração. É evidente o uso desta ferramenta, limitações existem, mas é em função da capacidade dos instrumentos de identificação dos danos, capacitação técnica, dificuldade de acesso a partes da máquina que estão sendo monitorada e em relação ao alto custo dos equipamentos de medição de vibração. Devido à alta capacidade de análise, o *full spectrum* é capaz de identificar um aumento do pico da amplitude em um estágio ainda cedo de acordo com as condições de funcionamento, permitindo que o departamento de manutenção planeje um efetivo reparo ou mudanças apropriadas.

Uma grande vantagem é que não é necessário à desmontagem ou parada da máquina rotativa para este tipo de análise, permitindo um funcionamento contínuo sem perdas econômicas.

A análise de vibração utilizando *full spectrum* é uma eficiente ferramenta, que está se tornando uma tendência para diagnóstico de danos em máquinas rotativas e que em um futuro próximo, será utilizada em conjunto com outras técnicas de forma a contribuir positivamente, podendo ser utilizada em pacotes de *softwares* em analisadores portáteis.

Outro fator importante é o acesso mais facilitado para empresas da área de engenharia que trabalham com análise de vibração, em relação à instrumentação, através de preços mais acessíveis e também treinamento para eventuais usuários.

## Capítulo 3 – Conceitos inerentes ao processamento de sinais e rotores

Neste capítulo, é descrita a base teórica para o entendimento da ferramenta *full spectrum* relacionada à máquina rotativa. Inicialmente faz-se uma breve descrição da TF, processamento de sinal de vibração, rotor de Jeffcott, coordenada complexa, o dano devido ao desbalanceamento e ao *rubbing*, formação do *full spectrum* e a correlação com o *half spectrum*.

### 3.1 Análise de sinais de vibração mecânica

O rápido desenvolvimento da análise de sinais de vibração é resultado do avanço tecnológico dos computadores. Segundo John G. Proakis e Dimitris G. Manolakis (1996), um sinal é definido como uma quantidade física que varia com o tempo e espaço, podendo ter alguma outra variável ou variáveis independentes, o processamento do sinal é utilizado para compactar os dados, tornando-os mais rápidos e precisos. Matematicamente, podemos descrever um sinal como uma função que pode descrever o sinal de duas variáveis na direção ortogonal, representando coordenadas espaciais no plano.

O objetivo da análise de sinais é extrair o máximo de informações possíveis tais como: amplitude, frequência e fase. Um dos sinais mais simples tem a forma senoidal, ou seja, é um movimento harmônico, pois esta é a solução de várias equações de movimento que variam com o tempo, podendo ser analisada também no domínio da frequência e pode ser expressa por:

$$s(t) = A \sin(\omega t) \quad (3.1)$$

Caso a origem do movimento não coincidir com  $\omega t = 0$ , será:

$$s(t) = A \sin(\omega t + \phi) \quad (3.2)$$

A análise de sinais se ocupa da interpretação do sinal vibratório, no caso de máquinas rotativas, analisa-se o sinal de vibração proveniente de danos e de características inerentes ao sistema, como exemplo em um sinal de diferentes senóides de amplitude gerado pela rotação. Para o caso de uma máquina rotativa, temos diversos sinais vibratórios gerados por danos mecânicos tais como: desbalanceamento, desalinhamento (paralelo e angular), empenamento do rotor, folga, *rubbing*, etc.

A observação direta do registro no tempo não permite uma análise importante (forma de onda) não gerando conclusões úteis para análise do problema. É necessário que seja processado adequadamente o sinal no espectro da frequência ao qual é possível conhecer características do sinal de vibração através da TF, ao qual é possível determinar a magnitude do pico de amplitude.

Portanto é de fundamental importância o conhecimento do tipo de sinal. No caso deste trabalho, é analisado um sinal harmônico não estacionário provocando instabilidade do sistema devido ao *rubbing*. Uma boa diagnose do sistema rotativo dependerá da qualidade do sinal medido, ou seja, livre de ruído e interferência.

### 3.2 Transformada de Fourier

Jean Fourier (1768-1830) usou séries trigonométricas para descrever fenômenos físicos em diferentes áreas, inclusive em sistemas mecânicos. Os sinais de vibração podem ser representados graficamente, pois cada coeficiente está associado a uma correspondente frequência harmônica, assim sendo à resposta em frequência conseguida através da TF, mostra as frequências em que a energia vibratória se concentra sendo uma poderosa ferramenta computacional de análise, pois

transforma um sinal do domínio do tempo para o domínio da frequência, sendo descrita da seguinte forma:

$$S(\omega) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int s(t)e^{-j\omega t} dt \quad (3.3)$$

E a Transformada Inversa de Fourier, que transforma os dados do domínio da frequência para o domínio do tempo é dada por:

$$s(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int S(\omega)e^{j\omega t} d\omega \quad (3.4)$$

Um importante fato que ocorre na representação do sinal periódico  $x(t)$  com a Série de Fourier é quando este converge para  $x(t)$  para todo valor de  $t$ , assim temos a representação da Série de Fourier que é uma combinação linear de componentes harmônicas relatando uma exponencial complexa da seguinte forma:

$$\sum_{k=-\infty}^{\infty} c_k e^{j2\pi k F_0 t} \quad (3.5)$$

Sendo igual para todo valor de “ $t$ ”, esta condição é chamada de condição de Dirichlet, no qual a Série de Fourier será igual a  $x(t)$ , exceto para valores de “ $t$ ” para qual  $x(t)$  é descontínuo. Os valores de “ $t$ ” convergem para o meio do ponto da descontinuidade.

Uma vez obtido o sinal, este pode ser implementado através de uma operação matemática denominada algoritmo para determinação das amplitudes de acordo com a frequência, permitindo a identificação do movimento de precessão.

Uma possibilidade para diminuir o número de operações necessárias ao cálculo da TF foi inicialmente formulada por Cooley e Tukey (1965). Com o algoritmo por eles proposto e denominado de Transformada rápida de Fourier, é possível calcular multiplicações complexas.

### 3.3 Elementos para o processamento digital

O processamento digital do sinal de vibração é um método que transforma os dados de forma analógica em uma forma digital, em que os dados podem ser processados em um computador. O processo de conversão de um sinal analógico para digital é composto basicamente de três etapas:

- Amostragem
- Quantização
- Codificação

Um analisador de sinal digital pode ser usado para determinar a severidade e natureza do dano através da aquisição do sinal de vibração e visualização destes sinais em gráficos, para isso o processo de conversão do sinal é feita através de conversor A/D, de acordo com a Figura 3.1.

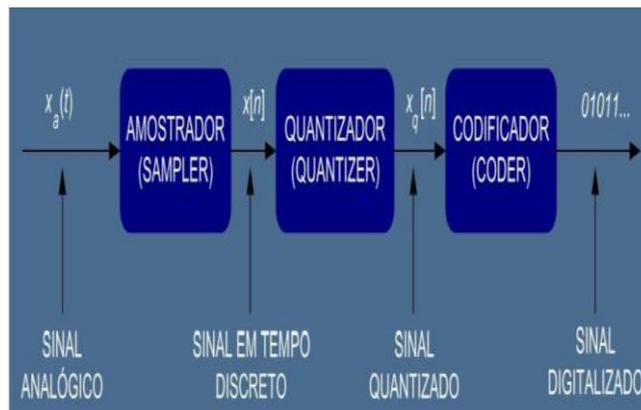


Figura 3.1: Esquema de um conversor A/D.

Um dos sinais mais simples variantes com o tempo tem a forma senoidal. Este sinal é particularmente interessante, pois é a evolução de diversas equações de movimento fundamentais e é uma aproximação para alguns fenômenos observados na prática. A conversão do sinal analógico para digital é um método eficiente e tem como vantagens:

- Flexibilidade – sistemas digitais programáveis permitem maior flexibilidade na reconfiguração do processamento digital de sinais.
- Precisão – os sistemas digitais permitem um controle maior sobre os requisitos de precisão (conversão A/D, tamanho dos dados, etc).
- Armazenamento – sinais digitais são mais fáceis de serem armazenados em meios magnéticos sem perda da fidelidade das informações.

Os métodos utilizados para o processamento de sinal ou na análise da resposta de um sistema vibratório dependem das características do sinal em específico.

### 3.4 Rotor de Jeffcott

O rotor de Jeffcott (1919) é importante para se estabelecer conceitos, conforme Figura 3.2. Este utilizou um modelo para analisar a resposta de um rotor girando em alta rotação. O modelo consiste de 1 disco de massa  $m$  com desbalanceamento montando no meio de um rotor flexível de comprimento  $L$  suportado por mancais rígidos nas extremidades.

Para o rotor é considerado uma rigidez  $k$ , um amortecimento  $c$  e a velocidade  $\Omega$  de rotação. É importante conhecer também os efeitos das vibrações transversais de um rotor. Neste caso, o disco é considerado um ponto material fixo a um rotor sem massa.

Este tipo de máquina rotativa possui uma grande variedade de fenômenos físicos que são influenciados por diversos fatores, fenômenos estes ao qual pode interferir no correto funcionamento e também permitir danos catastróficos senão identificados e corrigidos em um estágio cedo.

Através deste tipo de análise, procura-se explicar como a amplitude atinge um valor máximo na passagem pela velocidade crítica, ao qual pode ser descrito da seguinte forma:

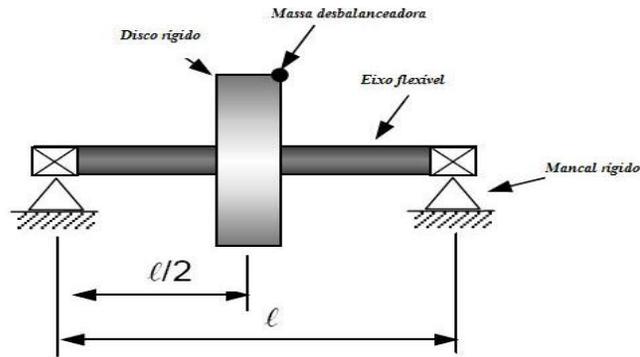


Figura 3.2: Rotor Jeffcott.

### 3.5 Rotor isotrópico

Para um rotor ou eixo isotrópico, conforme mostra a Figura 3.3, as propriedades do material são as mesmas independentes da direção que estivermos considerando, neste trabalho o efeito giroscópico não é considerado. Tendo valores iguais de rigidez  $k$  e amortecimento  $c$  na direção ortogonal, ressaltando que o vetor rotação do rotor é paralelo ao eixo  $Z$  utilizado como referencial e evolui linearmente. A resposta do rotor isotrópico devido à ação de uma força de excitação de desbalanceamento e cuja deflexão do rotor é  $\delta$ , será sempre de precessão direta (Gash, 1975). Utilizando-se o sistema de coordenadas em que as equações de um ponto  $P$  qualquer em relação à linha central são representadas da seguinte forma:

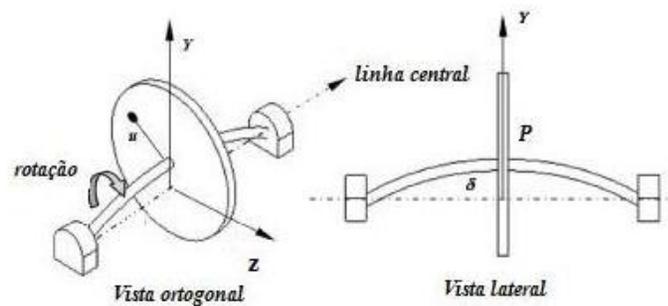


Figura 3.3: Rotor Jeffcott fletido.

Para se determinar as equações de movimento nas direções já citadas, assume-se que a força atuante no disco é a força elástica restauradora do rotor e a força de amortecimento. As equações diferenciais que fornecem o movimento do centro do disco de acordo com o referencial adotado, considerando-se um sistema desbalanceado e com excitação harmônica, segundo Gash e Pftzner (1975) pode ser descrito como:

$$\begin{aligned} m\ddot{Z} + c\dot{Z} + kZ &= m\varepsilon\Omega^2 \cos \omega t \\ m\ddot{Y} + c\dot{Y} + kY &= m\varepsilon\Omega^2 \sin \omega t \end{aligned} \quad (3.6)$$

As equações anteriores mostram que o movimento do sistema pode ser descrito por dois movimentos independentes na direção ortogonal, sendo  $\Omega$  a rotação e  $\varepsilon$  a excentricidade. O deslocamento nas direções do centro do rotor em relação ao centro geométrico é descrito por:

$$\begin{aligned} z(t) &= Z \cos(\Omega t - \phi) \\ y(t) &= Y \sin(\Omega t - \phi) \end{aligned} \quad (3.7)$$

Para obtenção da amplitude nas respectivas direções e ângulo de fase, sendo  $r$  a razão de frequência,  $\zeta$  o fator de amortecimento, sendo:

$$\begin{aligned} A_z = A_y &= \frac{\varepsilon r^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \\ \phi &= \tan^{-1}\left(\frac{2\zeta r}{1-r^2}\right) \end{aligned} \quad (3.8)$$

A razão entre as frequências, fator de amortecimento e a frequência natural é:

$$\begin{aligned} r &= \frac{\Omega}{\omega_n} \\ \zeta &= \frac{c}{2\sqrt{km}} \\ \omega_n &= \sqrt{\frac{k}{m}} \end{aligned} \quad (3.9)$$

Para um rotor isotrópico as amplitudes são constantes e iguais, a forma da órbita em relação à linha central que une os dois mancais é circular. O deslocamento ou órbita de um ponto  $P$  qualquer no plano em torno da linha central é denominado de precessão.

### 3.6 Rotor anisotrópico

Para o rotor de Jeffcott anisotrópico, apoiado sobre mancais com rigidez diferente nas direções  $Y$  e  $Z$  (de acordo com o referencial), o diagrama polar de rigidez dos suportes é uma elipse, chamada de elipse de elasticidade, pois as amplitudes nas respectivas direções são diferentes. Onde a equação de movimento do rotor desbalanceado funciona com velocidade de rotação variável. Ao contrário do caso isotrópico, as equações de movimento em cada uma das direções são diferentes, logo não possuem os mesmos valores para os coeficientes de rigidez e amortecimento. Os parâmetros modais não são dependentes da rotação, a velocidade crítica do rotor será coincidente com a frequência natural de modo que é não possível prever a forma da órbita e a direção dos movimentos de precessão utilizando coordenadas reais.

Lembrando que o dano devido ao contato do rotor no estator (*rubbing*) sempre será uma causa secundária decorrente de uma primária que perturba a condição normal de operação da máquina (Fatarella, 1999; Chu e Lu, 2001; Zhang et al, 2003).

Uma grande quantidade de rotores que compõem máquinas rotativas é suportada por mancais anisotrópicos (caso dos mancais hidrodinâmicos) em que os coeficientes de rigidez e amortecimento na direção ortogonal possuem valores diferentes (os coeficientes estáticos e dinâmicos). Neste caso, as diversas estações do rotor descrevem órbitas elípticas diferentes dentro de uma faixa de velocidade de rotação. A anisotropia nos suportes é geralmente incorporada ao projeto de máquinas rotativas para aumentar a estabilidade do rotor (Ehrich, 1992). Contudo, esta solução pode introduzir movimentos indesejáveis de precessão retrógrada, uma vez que este movimento só será excitado pelo desbalanceamento se os suportes forem anisotrópicos (Muszynska, 1996; Dias e Allemang, 2000). Este tipo de movimento pode causar dano por fadiga

devido ao aparecimento de tensões reversas no rotor. O grau de amortecimento no sistema rotor-mancal também afeta a existência dos movimentos de precessão retrógrada, de maneira que quanto mais amortecido for o sistema, menor será a faixa de velocidade de rotação em que este tipo de movimento pode ocorrer.

Nesta condição as equações do movimento são desacopladas e o sistema em cada direção comporta-se como um sistema de um grau de liberdade. Em consequência as frequências naturais e as amplitudes são diferentes, fazendo com que a forma da órbita em relação à linha central que une os dois mancais seja elíptica, pois teremos amplitudes com valores diferentes nestas respectivas direções. As amplitudes são determinadas em função dos coeficientes de rigidez e amortecimento, sendo que estes servem para sintonizar o comportamento das órbitas do movimento de precessão. Existem métodos tais como os de Vance e Childs (1993) que utilizam equações definidas em função da excentricidade para o cálculo destes coeficientes.

### **3.7 Mancal de rolamento**

Em uma planta industrial o tipo de mancal mais comum utilizado é o de rolamento, estes relativamente compactos, suportam valores elevados de cargas, possuem fácil instalação e manutenção, são isotrópicos, ou seja, as propriedades do material independem da orientação ou da direção. As resistências na direção da largura e da espessura são as mesmas em relação ao longo do comprimento da peça (Norton, 2000).

As equações de movimento do rotor podem ser facilmente obtidas através da equação de Lagrange ou de Newton, para este tipo de mancal é determinado os coeficientes de rigidez e amortecimento de acordo com a carga, rotação e direção do carregamento ao qual serão solicitados (Gash e Pftzner, 1975). Neste trabalho fez-se uso do mancal de rolamento no experimento, estes possuem baixo valor de amortecimento.

### 3.8 Velocidade crítica do rotor

Ocorre quando a frequência de rotação coincide com uma das frequências naturais do rotor, sendo este movimento síncrono. Se a velocidade de rotação é aumentada devagar de 0 a uma determinada rotação passando pela velocidade crítica, eventualmente a amplitude do movimento de vibração irá divergir com o tempo. Nesta condição irá ocorrer a flexão máxima do rotor. Quando a velocidade de rotação é igual à velocidade crítica, o rotor sofre grandes deflexões, e a força transmitida aos mancais pode causar a falha destes. Espera-se que uma passagem rápida do rotor pela velocidade crítica limite as amplitudes, ao passo que uma passagem lenta ajuda a desenvolver grandes amplitudes.

### 3.9 Precessão direta e retrógrada

Esta é uma situação em que é possível ter uma parte do rotor girando, hora em um sentido e hora em outro sentido, na mesma frequência de rotação ao longo do comprimento do rotor devido ao toque do rotor no estator (*rubbing*), causando um movimento de tração-compressão que pode provocar fadiga do material e posteriormente à ruptura do rotor, dano este que vai ser analisado através da ferramenta *full spectrum*. Uma grande quantidade de rotores que compõem máquinas rotativas é suportada por mancais anisotrópicos, no qual a rigidez na posição ortogonal possuem valores diferentes. Lee (1993) e Muszynska (1995) afirmam que as regiões de velocidade de rotação em que a precessão retrógrada ocorre são relativamente pequenas e estão próximas das regiões de ressonância e são normalmente evitadas como velocidades operacionais.

Dias e Allemang (2000) demonstraram que dependendo das características do sistema rotativo tais como: grau de anisotropia dos mancais, quantidade de amortecimento, distribuição espacial das forças de desbalanceamento, todos esses fatores podem influenciar nos resultados. Este fato também foi verificado por Lund (1974), que identificou a presença de precessão

retrógrada em uma parte do rotor em uma faixa de rotação distante da velocidade crítica. O autor, entretanto não chamou à atenção para esta condição. De qualquer forma, sempre haverá perigo durante a partida ou parada da máquina, principalmente no caso de algumas turbomáquinas que geralmente obedecem a uma determinada curva de partida, que às vezes pode ser composta por diversos patamares de rotação em que a máquina deve funcionar por algum tempo até atingir a rotação de trabalho, devido a condições operacionais normais e também sob funcionamento de trabalho extremo tais como: variação de temperatura, funcionamento 24 horas, plena carga, ambientes agressivos (poeira e salinidade), variação de corrente elétrica e falta de lubrificação podem influenciar nos resultados, no qual a máquina esta inserida em plantas industriais. A instabilidade do sistema devido o contato do rotor no estator pode gerar altas harmônicas de vibração dependendo da intensidade de contato, quando o rotor passa pela velocidade crítica. A condição de ressonância provoca amplitude que são prejudiciais e devem ser evitadas. Muszynska (1995) atribui este tipo de movimento a uma distribuição particular de desbalanceamento ao longo do rotor e mais recente, Ubatan A. Miranda (2002) também fez tal afirmação em seu estudo. Além disso, a massa de desbalanceamento em conjunto com a deflexão do rotor, pode levar ao dano *rubbing*. Dias e Allemang (2000) analisaram experimentalmente rotores flexíveis suportados por mancais anisotrópicos e verificaram que o *rubbing*, pode ser influenciado diretamente por diversos fatores tais como: distribuição espacial das forças de desbalanceamento, tipos diferentes de mancais, empenamento do rotor, velocidade de rotação e amortecimento nos mancais e no estator. Quando o rotor atinge a velocidade de instabilidade, o movimento do mesmo diverge exponencialmente.

### 3.10 Coordenada complexa

As vantagens da utilização de coordenada complexa na interpretação física dos fenômenos dinâmicos que ocorrem em uma máquina rotativa já são conhecidas desde a década de 80. Contudo, quem sistematizou a transformação da coordenada real para coordenada complexa e

desenvolveu toda a formulação foi Chong-Wong Lee (1997). A coordenada complexa permite uma identificação clara dos movimentos de precessão direta e retrógrada descritos por cada uma das estações de medição na direção axial do rotor, tendo como vantagens: a redução da ordem do problema (FRF) e menor tempo computacional. Somada com a utilização do SDI, pode identificar não só a forma da órbita que pode ser elíptica, circular e retilínea como também a direção dos movimentos de precessão do sistema em cada plano de medição, através da decomposição de cada modo do sistema em dois submodos, um direto e outro retrógrado. É possível identificar com clareza a forma da órbita e a direção com que cada estação do rotor descreve o seu movimento de precessão em torno da linha que une os mancais (linha central do rotor). Uma formulação alternativa para a descrição do movimento do rotor é obtida através das convenções para representação do sinal complexo e as componentes harmônicas como um fator rotativo em um plano considerado, que é descrito pelo par complexo da seguinte forma:

$$P(t) = y(t) + jz(t) \quad (3.10)$$

O sinal complexo  $P(t)$  é determinado como uma soma de dois vetores em mesma frequência. Onde  $y(t)$  e  $z(t)$  são os sinais,  $j = \sqrt{-1}$  é um número imaginário. É então natural associar o sinal complexo conjugado como um ponto que se move no plano, em relação às coordenadas. Mostrando geometricamente o sinal no plano  $YZ$ , o eixo  $Y$  torna-se o eixo real e o eixo  $Z$  o eixo imaginário. O sinal complexo harmônico no plano em relação à frequência pode ser escrito na forma polar, usando a formulação de Euler, descrito por:

$$\begin{aligned} P(t) &= p^d(t) + p^r(t) \\ P(t) &= p^d e^{j\omega t} + p^r e^{-j\omega t} \end{aligned} \quad (3.11)$$

Onde  $p^d = |p^d| e^{j\phi^d}$ ,  $p^r = |p^r| e^{-j\phi^r}$  e usando a relação  $P(t) = y(t) + jz(t)$ , sendo o deslocamento determinado por:

$$\begin{aligned} y(t) &= y \cos(\omega t) + y \sin(\omega t) \\ z(t) &= z \cos(\omega t) + z \sin(\omega t) \end{aligned} \quad (3.12)$$

Os termos  $p^d$  e  $p^r$  denotam o movimento direto e retrógrado respectivamente, os coeficientes de Fourier são associados com  $y(t)$  e  $z(t)$ . Note que os termos complexos  $e^{j\omega t}$  e  $e^{-j\omega t}$  são associado com os vetores de rotações direto e retrógrado de acordo com a velocidade de rotação, as quantidades complexas ( $p^d$  e  $p^r$ ) são associadas com o vetor amplitude de acordo com a frequência ( $|p^d|; |p^r|$ ) e ( $\phi^d; \phi^r$ ) com a fase inicial (Han e Lee, 1990).

### 3.11 Índice de forma e direcionalidade

A elipcidade da órbita filtrada pode ser usada em conjunto com o *full spectrum* e é obtida através da inclinação do eixo maior da órbita em relação ao eixo horizontal, sendo que as amplitudes são parâmetros que podem fornecer importantes informações para diagnose em máquinas rotativas, como no caso deste trabalho. O SDI determina a direção do movimento de precessão enquanto que a forma da órbita é definida pelo valor absoluto. A análise da órbita filtrada do rotor (1X, 2X, etc) é determinada pelo acoplamento radial e ortogonal dos transdutores de vibração. O gráfico é construído a partir dos valores calculados para cada ponto de medição ao longo do rotor (Lee, 1998; Han, 1999). O valor do SDI é definido por:

$$-1 \leq SDI = \frac{|p^d| - |p^r|}{|p^d| + |p^r|} \leq 1 \quad (3.13)$$

O sinal determina a direção, enquanto o valor absoluto do mesmo determina o grau de elipcidade da órbita. O valor positivo indica que o movimento é de precessão direta, enquanto o valor negativo indica que é de precessão retrógrada. O movimento elíptico retrógrado está associado com valores do SDI variando de “-1” a “0”, enquanto o movimento elíptico direto varia de “0” a “1”, para um valor nulo a órbita torna-se uma linha estreita. O SDI tem a função de quantificar a informação da forma e a direção do movimento de precessão, que é definido como:

- Se  $|p^d| = 0 \rightarrow \text{SDI} = -1 \rightarrow$  movimento circular retrógrado;
- Se  $|p^d| < |p^r| \rightarrow -1 < \text{SDI} < 0 \rightarrow$  movimento elíptico retrógrado;
- Se  $|p^d| = |p^r| \rightarrow \text{SDI} = 0 \rightarrow$  movimento retilíneo;
- Se  $|p^d| > |p^r| \rightarrow 0 < \text{SDI} < 1 \rightarrow$  movimento elíptico direto;
- Se  $|p^r| = 0 \rightarrow \text{SDI} = 1 \rightarrow$  movimento circular direto;

O SDI pode ser definido como uma taxa entre a amplitude do eixo maior e do eixo menor da órbita filtrada, podendo ser utilizado para sintonizar os valores dos coeficientes do mancal e também pode ser usado em conjunto com a análise por *full spectrum* para diagnóstico de danos. De fato, mudanças anormais no grau de elipicidade e direção do movimento de precessão devido à vibração são significantes sintomas de algum tipo de dano existente.

### 3.12 O dano *rubbing*

Este dano consiste no contato entre o rotor e o estator, sua ocorrência é devido ao desbalanceamento em conjunto com a variação da frequência de rotação que é uma condição inerente ao sistema, provocando forças de instabilidade e tem sido estudado de forma mais significativa. Este estudo mostra como atuam as forças que provocam vibrações indesejáveis e comportamentos imprevisíveis, trazendo sérios danos e perdas econômicas (Sawicki et al, 2003; Zhang e Meng, 2006). Dentre alguns trabalhos pioneiros temos (Muszynska Goldman, 1995; Bently et al, 2002).

Novos pesquisadores (Zhang, Meng e Chen, 2007; Marcelo Braz, 2008) realizaram estudos em relação aos coeficientes de fricção para diferentes materiais de contato, além de testes numéricos e experimentais, comparando resultados na tentativa de descrever o comportamento do *rubbing* para um possível diagnóstico de acordo com o tipo de dano (Wegener e Market, 1998; Eehalt e Market, 2002), o que geralmente não é fácil na prática, pois alguns dados são

desconhecidos ou são difíceis de determinar. Neste trabalho também não é exceção. O *rubbing* é a segunda maior causa de danos em rotores e é uma excitação secundária em consequência de uma excitação primária que geralmente é provocado por desbalanceamento, desalinhamento, alta velocidade de rotação, folgas mecânicas, etc.

O dano devido ao *rubbing* ocorre quando o deslocamento radial excede a folga existente entre o disco e o estator ou o rotor e o estator (excede a folga interna), fazendo com que haja o contato, tornando o sistema instável e provocando o movimento de precessão retrógrado. Geralmente em um ambiente fabril o fenômeno de *rubbing* não é fácil de detectar, uma vez que é difícil localizar em que ponto ao longo do rotor irá ocorrer o dano, mas pode ser provocado em laboratório, para isso foi construído um suporte para tal finalidade. A Figura 3.4 ilustra a maneira com que as forças atuam em um sistema rotativo.

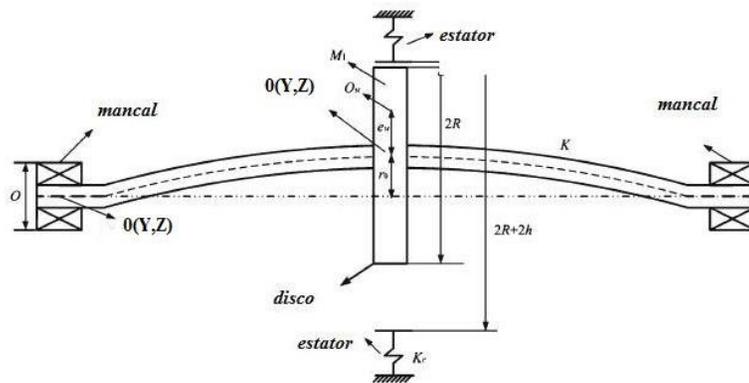


Figura 3.4: Rotor Jeffcott com o dano *rubbing*.

Desta forma é possível visualizar melhor o contato do rotor ou o disco no estator em relação a um determinado sistema de referência. Comparado com um período completo de rotação, o tempo de contato é bem curto, mas o suficiente para provocar algum dano no rotor ou no disco após o contato, o grau do dano depende do material de atrito, do tempo e da intensidade de contato. Em um experimento é importante utilizar uma material para o estator de menor rigidez que o rotor, pois desta forma, evita-se danificar o mesmo por usinagem. Para este trabalho será

considerado um contato parcial de baixa intensidade e de curta duração do rotor em relação ao estator. Não foi considerado o deslocamento do disco em relação ao estator, embora fosse possível com o suporte utilizado, devido o disco ter um furo na espessura do mesmo, fazendo com que houvesse uma leitura errônea do *gap* do transdutor e como consequência uma leitura errônea do deslocamento do disco em relação ao transdutor.

Caso o material do disco seja de uma liga metálica com pouca influência magnética, também é possível obter uma leitura errônea do deslocamento. Portanto é necessário ter cuidado com relação ao tipo de material utilizado para determinação do deslocamento.

### **3.13 Balanceamento de máquina rotativa**

A presença de uma massa excêntrica ou desbalanceada sobre um disco rotativo causa o aumento de vibração, que pode ser aceitável até certo nível. Se a vibração causada por uma massa desbalanceada não for aceitável, esta pode ser eliminada pela remoção ou adição de uma massa igual em posição tal que cancele o efeito de desbalanceamento. Para usar esse procedimento, precisamos determinar a quantidade e localização da massa excêntrica por método experimental. Na prática, o desbalanceamento de máquinas pode ser atribuído a irregularidades como erros de usinagem e variação no tamanho de parafusos, porcas, rebites e soldas. O desbalanceamento pode ser eliminado pelo método estático ou dinâmico.

### **3.14 Forças devido ao *rubbing***

É importante descrever as forças que atuam no sistema como mostra a Figura 3.5, pois elas determinam como o sistema irá se comportar. Alguns autores (Wegener e Marker, 1998) modelaram o contato rotor e o estator, sem levar em consideração a força normal de impacto,

devido o coeficiente de restituição  $e$  do estator. Sendo as forças de impactos ilustradas como:  $F_n$  sendo a força normal,  $F_t$  a força tangencial (atrito), a velocidade de rotação é determinada por  $\omega$ . O sistema torna-se instável quando há o contato do rotor no estator, provocando harmônicas com valores altos que é prejudicial ao funcionamento do sistema rotor-mancal e também devido à alteração na forma das órbitas.

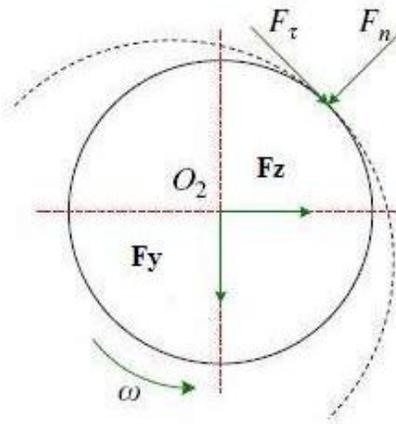


Figura 3.5: Diagrama esquemático das forças de impacto do rotor no estator.

Logo, a deformação radial do estator é linear e a relação de atrito entre o rotor e o estator é dependente da intensidade da força de contato e do coeficiente de atrito do material. Dentre algumas características do *rubbing*:

- Gera carregamento torsional;
- Melhora a visualização em resposta transiente;
- Gera instabilidade do sistema rotor-mancal;
- É uma falha secundária gerada por uma primária;
- É difícil determinar a intensidade de contato;
- Gera efeito térmico, afetando o comportamento dinâmico do rotor devido ao aumento do desbalanceamento, devido à retirada de material decorrente da usinagem do rotor.

### 3.15 A ferramenta *Full spectrum*

A ferramenta *full spectrum* consiste no processamento do sinal complexo, ou seja, é uma FFT do sinal de vibração posicionados na direção ortogonal e tem sido utilizada para estudar a instabilidade do impacto do rotor no estator (espectro da órbita). Durante a passagem pela velocidade crítica é possível visualizar através de gráficos as frequências, determinando as maiores amplitudes de forma que possa caracterizar cada tipo de dano através da determinação das frequências em que ocorrem os maiores picos de amplitude e também em que parte do rotor a órbita é de precessão direta ou retrógrada. A análise necessita da aquisição e processamento do sinal de vibração nas respectivas direções ao mesmo tempo.

O processamento começa com a digitalização do sinal de vibração nos pontos medidos, há uma forma de onda para cada canal, que quando combinados gera a órbita de uma determinada posição no rotor. O *full spectrum* possui informações de direção para cada componente de frequência, este processo inclui a expansão da órbita direta dentro de uma soma de órbitas filtradas, cada órbita filtrada tem em geral uma forma elíptica que pode ser representada por duas órbitas circulares, uma no sentido de rotação direta e outra no sentido de rotação retrógrada.

### 3.16 *Full spectrum* e a correlação com o *Half spectrum*

O processo de criar o *half spectrum*, inicia com a digitalização das formas das ondas capturadas pelo transdutor através de um analisador de espectro digital. Baseado na FFT, a forma de onda é então analisada do ponto de vista da frequência. Tradicionalmente o espectro mostra dados de somente um transdutor na forma de amplitude da correspondente componente, mostrando que não há relação do componente de frequência com a direção de rotação do rotor. Já no *full spectrum* o sentido de rotação do rotor é uma informação importantíssima para uma melhor diagnose, pois indica o sinal da fase.

Sem os dados de vibração corretos não se pode reproduzir as informações necessárias para a compreensão do tipo de dano que está atuando em uma máquina rotativa, conseqüentemente não será possível fazer um diagnóstico preciso. Atualmente está é uma situação que não é aceitável em um ambiente industrial. Para a solução deste problema, às indústrias têm investido na manutenção preventiva sem que haja à necessidade de parada do equipamento. Com o uso de novos equipamentos e softwares de análise de vibração, estas informações podem ser convertidas em gráficos que serão utilizados para o diagnóstico.

Para isso é necessário conhecer as diferenças entre o *full spectrum* e o *half spectrum*, de forma que se possa conhecer como estas informações podem trabalhar juntas para um diagnóstico condizente com as características de funcionamento da máquina rotativa.

Os gráficos de *full spectrum* e do *half spectrum* são produzidos quando uma FFT é utilizada em um analisador digital, para derivar componentes presentes nos sinais de vibração, ambos os sinais possuem relação no domínio do tempo e na frequência, sendo que no primeiro temos dois sensores posicionados de forma ortogonal, podendo tornar disponíveis informações sobre a frequência, amplitude e fase dos componentes de vibração. Enquanto no segundo, temos dados de um único transdutor fornecendo as mesmas informações em uma única direção, porém sem o sinal de fase, como ilustra a Figura 3.8. Através das informações de dois *half spectrums* não é possível formar um gráfico do *full spectrum* pelo fato dos sinais de vibração não estarem sendo adquiridos ao mesmo tempo.



Figura 3.6: Medição do sinal de vibração com a ferramenta *half spectrum*.

Ambos os gráficos gerados podem ser utilizados para diagnose de danos, porém o *full spectrum* tem um diferencial, porque as componentes de vibração são identificadas, não somente em termos de frequência e amplitude, mas também em termos da direção do movimento de precessão em determinado ponto do rotor e o grau de elipsidade da órbita. A informação do sentido de rotação para um sinal complexo é importante, caso contrário pode ser feita uma análise errada.

### 3.17 *Full spectrum* e a correlação com o Mapa de ordem

O mapa de ordem é uma das técnicas de *order tracking* (reamostragem) que transforma o domínio angular em domínio da ordem (múltiplos da velocidade de rotação). Tem uma forte relação com a TF e através dele é possível ter informações adicionais em relação ao comportamento do sistema no qual é possível determinar as componentes que estão relacionadas diretamente com a frequência fundamental, tornando útil quando se estuda a dinâmica de máquinas rotativas, mapeando as componentes dependentes da velocidade de rotação e auxiliando na identificação de danos no sistema. Por exemplo, se um pico de vibração surge três, duas ou uma vez a cada revolução completa, estes mesmos picos de vibração apareceram sempre nas mesmas posições do rotor, determinando os espectros de ordem.

O mapa de ordem pode ser utilizado em diversas áreas pela capacidade de identificar danos em máquinas rotativas ou nas componentes que estão presentes em um sinal. Em geral, o espectro é visualizado no mapa de ordem, cuja abscissa é a ordem, a ordenada é a rotação e no terceiro eixo cartesiano temos a amplitude (podendo ser utilizada igualmente no tempo), os danos no sistema podem ser identificados de acordo com a Tabela 3.1.

Tabela 3.1: Danos com os respectivos múltiplos de rotação (Goldman, 1999).

Tipo de dano	Desbalanceamento/Empenamento	<i>Rubbing</i>	Trinca
Múltiplo da rotação	1X	2X	3X

Uma clara diferença entre o gráfico de *full spectrum* e o mapa de ordem está na evolução dos picos ao longo da rotação, para o primeiro as harmônicas aparecem como linhas curvas e para o segundo aparecem como linhas verticais.

Para concluir, geralmente o espectro harmônico é um importante sintoma de mau funcionamento de máquinas rotativas, cujo dano é o *rubbing* e a diagnose baseada no sinal de aceleração é significativa. No próximo capítulo, será feita à análise analítica das forças de instabilidade que agem sobre o sistema rotor-mancal apresentadas através da equação de movimento. O sistema rotor-mancal a seguir apresentado, é mais complexo que em um rotor de Jeffcott, uma vez que é constituído por mancal isotrópico e anisotrópico e mais de 1 disco.

## Capítulo 4 – Modelo analítico

No capítulo anterior, foi mostrada a teoria que envolve o processamento do sinal de vibração mecânica e a forma de se obter um sinal complexo através do *full spectrum*. Entretanto é necessário que se faça o uso das formulações através da equação de movimento para explicar as forças que atuam sobre um sistema rotor-mancal.

O objetivo deste capítulo é demonstrar através da formulação matemática, a forma como o desbalanceamento e o aumento da frequência de rotação, provoca o contato entre o rotor e o estator (*rubbing*). Estas forças causam instabilidade e a identificação destas, é baseada em modelos analíticos através da equação geral do movimento em que é possível a combinação das forças envolvidas no sistema em questão. O método de elementos finitos é utilizado para obtenção do comportamento prévio das órbitas em pontos específicos do rotor, ao qual permite que sejam levantados parâmetros específicos em diferentes proporções a ser analisado, entretanto o resultado é fortemente influenciado pela correlação entre o modelo físico e matemático. É importante a escolha de um modelo matemático do rotor-mancal adequado, pois este apresenta um aspecto importante e até mesmo fundamental para a caracterização do comportamento prévio, sem que haja a necessidade da construção de um sistema real. O modelo analítico pode descrever de forma aproximada alguns efeitos dinâmicos, devido aos danos considerados. O efeito giroscópico que relaciona a distribuição de massa de um corpo ao redor de um eixo de rotação com sua velocidade angular, quando há uma massa acoplada a um eixo que gira com certa velocidade, não são considerados neste trabalho, o que tornaria as matrizes assimétricas e exigiria maior tempo de processamento e esforço computacional. Posteriormente pode ser realizado.

#### 4.1 Modelo do sistema rotor-disco

Para a modelagem do sistema é necessário a obtenção das equações de movimento, e conseqüentemente, as matrizes dos elementos, estas podem ser obtidas pela aplicação das equações de Lagrange ou Newton. Os componentes do sistema rotor-disco são representados por elementos de viga, conforme a Figura 4.1.

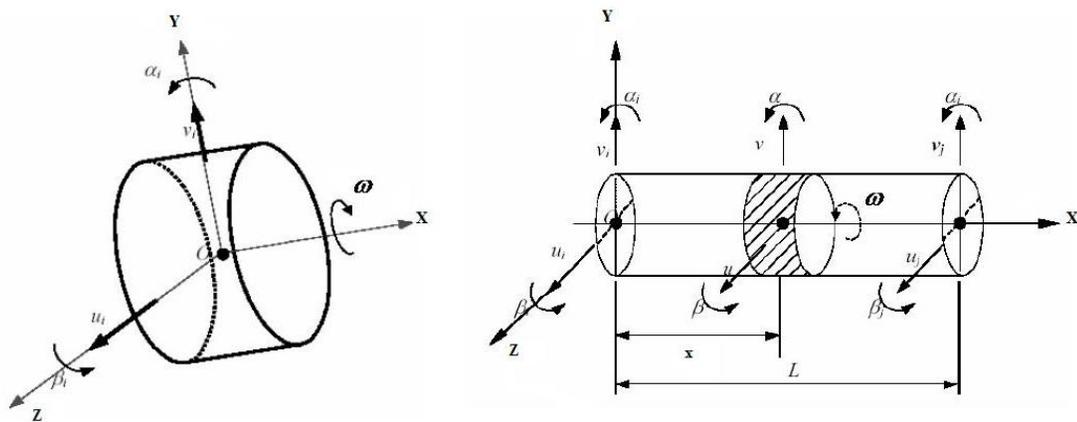


Figura 4.1: Elementos de disco e viga, respectivamente (Tapia, 2003).

Uma seção transversal qualquer do rotor em estado deformado, é definida em relação aos sistemas de referência fixa (YZX) pelas translações  $u(Y,t)$  e  $v(Y,t)$  nas direções Z e X, fornecendo o centro da seção transversal num instante de tempo  $t$ . A orientação da seção é dada pelas pequenas rotações  $\alpha(Y,t)$  e  $\beta(Y,t)$  em torno dos eixos Y e Z, respectivamente.

O rotor é dividido em elementos de viga de massa contínua e de seção transversal constante, sendo à translação em  $u$  e  $v$  da seção transversal em termos das coordenadas de translação generalizadas dos extremos dos elementos. Os ângulos  $\alpha$  e  $\beta$  são em função da flexão e os ângulos de cisalhamento da seção transversal. Finalmente as funções de trabalho e energia são expressas em termos de integrais sobre o elemento do rotor de comprimento  $L$ , aplicando-se as equações de Lagrange ou Newton já citadas para obtenção da equação de movimento. As

equações são obtidas a partir da determinação da energia cinética do disco devido à ação de  $\Omega$ , da energia de dissipação do conjunto e da energia de deformação do rotor.

#### 4.2 Vibração devido ao desbalanceamento rotativo

Um modelo simples será utilizado para melhor entendimento da formulação. O modelo consiste de um rotor-mancal com disco centralizado e diâmetro constante, considerando uma distribuição simétrica. O disco é montado em um plano perpendicular em relação ao rotor com o centro de massa do mesmo  $S$  sendo coincidente com o centro do rotor  $W$  e excentricidade  $e$ . Considerando-se que o disco move-se no plano definido pelos eixos 1 e 2, sendo  $z_1$  e  $z_2$  os deslocamentos nas respectivas direções de acordo com a Figura 4.2.

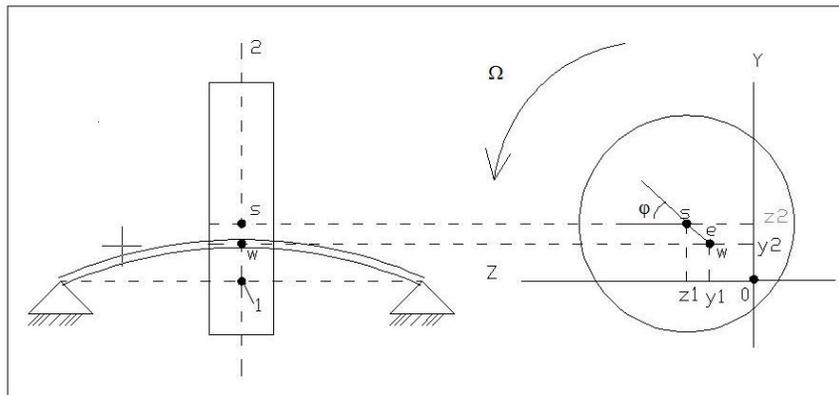


Figura 4.2: Sistema rotor-mancal desbalanceado.

O movimento do centro do rotor  $W$  gira em torno de um ponto central em que não há carregamento e é dado pelas coordenadas, formando um ângulo  $\varphi$ . A posição do ponto  $S$  é determinada pelas equações:

$$\begin{aligned} z_1 &= y_1 + e \cos \varphi \\ z_2 &= y_2 + e \sin \varphi \end{aligned} \quad (4.1)$$

São considerados três graus de liberdade dados por  $z_1$ ,  $z_2$  e  $\varphi$ . As equações de movimento podem ser obtidas usando a segunda lei de Newton em translação e rotação. Nesta condição as forças restauradoras e o peso do disco agem sobre o mesmo. Para motivo de cálculo é considerado o sistema amortecido e proporcional a velocidade de rotação com a resultante passando por  $W$ . Esta condição pode ser assumida verdadeira, mas não corresponde totalmente como solução definitiva para este sistema, pelo fato de não corresponder na íntegra em relação a todas as forças que agem sobre o sistema. Sendo o centro de massa:

$$\begin{aligned} m\ddot{z}_1 &= -ky_1 - c\dot{y}_1 \\ m\ddot{z}_2 &= -ky_2 - c\dot{y}_2 \end{aligned} \quad (4.2)$$

Onde:  $m$  é a massa do disco,  $k$  é o coeficiente de rigidez,  $c$  é o coeficiente de amortecimento. Para o momento, é considerado:

$$I_p \ddot{\varphi} = -(ky_1 + c\dot{y}_1)e \sin \varphi + (ky_2 + c\dot{y}_2)e \cos \varphi + T(t) \quad (4.3)$$

Sendo  $I_p$  o momento de inércia polar do disco e  $T(t)$  o torque resultante. O torque é a soma dos momentos em direção oposta ao sentido do movimento e o torque resistivo. A aparição significativa do torque resultante nos mancais e no rotor depende da velocidade de rotação, entretanto não é aqui considerado.

Para as equações 4.2,  $\ddot{z}_1$  e  $\ddot{z}_2$  podem ser substituídas pela segunda derivada da equação 4.1. Usando a equação 4.3, tem-se o sistema de equações de movimento (Kramer, 1993), sendo:

$$\begin{aligned} m\ddot{z}_1 + c\dot{z}_1 + kz_1 - me(\ddot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \cos \varphi) &= 0 \\ m\ddot{z}_2 + c\dot{z}_2 + kz_2 - me(\ddot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\varphi}^2 \sin \varphi) &= 0 \\ I_p \ddot{\varphi} + e(c\dot{y}_1 + ky_1) \sin \varphi - e(c\dot{y}_2 + ky_2) \cos \varphi &= T(t) \end{aligned} \quad (4.4)$$

Para este trabalho serão consideradas somente as duas primeiras equações ao qual podem ser resolvidas numericamente, após serem reagrupadas são definidas como:

$$\begin{aligned} m\ddot{z}_1 + c\dot{z}_1 + kz_1 &= me(\ddot{\varphi}\text{sen}\varphi + \dot{\varphi}^2 \cos\varphi) \\ m\ddot{y}_2 + c\dot{y}_2 + ky_2 &= me(\ddot{\varphi}\cos\varphi - \dot{\varphi}^2 \text{sen}\varphi) \end{aligned} \quad (4.5)$$

Para o caso de velocidade angular constante  $\dot{\varphi} = \Omega$  e para variação da velocidade angular  $\varphi = \Omega t$ , obtemos a partir das equações anteriores:

$$\begin{aligned} m\ddot{z}_1 + c\dot{z}_1 + kz_1 &= me\Omega^2 \cos\Omega t \\ m\ddot{y}_2 + c\dot{y}_2 + ky_2 &= me\Omega^2 \text{sen}\Omega t \end{aligned} \quad (4.6)$$

Estas equações de movimento são consideradas para o caso cujo dano é o desbalanceamento em conjunto com a variação da velocidade de rotação, aplicadas a um sistema rotor-mancal. Se o centro de massa de um corpo rígido em rotação não coincide com o centro de rotação, dizemos que o sistema está desbalanceado, sendo uma das principais fontes de danos (distribuição irregular de massa no plano).

Este desbalanceamento pode ser causado por massas excêntricas localizadas em diferentes planos e posições angulares do disco ou no próprio rotor. No regime estacionário com velocidade angular constante  $\Omega$ , o desbalanceamento é definido como uma massa  $m$ , localizada a uma distância  $d$  qualquer do centro geométrico em relação a um referencial (neste caso em relação ao disco), esta é uma condição de distribuição desigual de massa na seção do mesmo. As forças de desbalanceamento são resultantes de forças ou momentos.

O desbalanceamento provoca à excentricidade entre o centro da massa e o centro geométrico e também devido ao momento inerente ao sistema, quando o disco não é montado de forma perpendicular ao eixo de rotação. Estas forças tornam exclusivamente à excitação síncrona de precessão direta e em particular, provocada pelo desbalanceamento de forma que a força de rotação torna-se um movimento síncrono quando geradas por uma massa de desbalanceamento.

A força de desbalanceamento é definida como:

$$F = mer^2 \quad (4.7)$$

### 4.3 Decomposição das forças devido ao contato rotor-estator

As forças calculadas no sistema de coordenada móvel são denotadas pela força normal  $F_n$  e força tangencial  $F_t$ , estas forças tornam o sistema instável. Estas são geradas da interação entre o contato do rotor no estator, ao qual é adicionada uma rigidez na direção radial e uma força de atrito na direção tangencial. Este tipo de contato pode ser do tipo intermitente ou contínuo com variação da intensidade, podendo ter curta ou longa duração. As forças nas respectivas direções podem ser relacionadas com as forças externas aplicadas, assim como o peso e forças pertinentes ao sistema. Quando o *rubbing* ocorre, as forças de contato ou impacto que são a força normal e tangencial aparecem, conforme Figura 4.3.

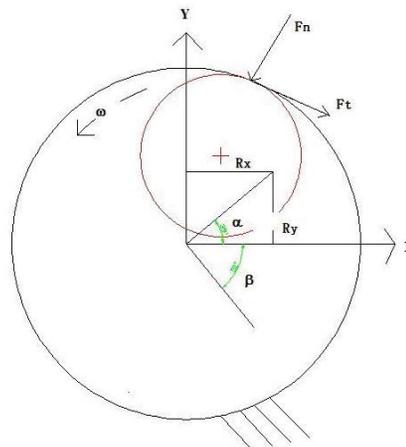


Figura 4.3: Decomposição das forças devido ao contato (Wu Fegqi, G. Meng, 2005).

Podemos calcular a força normal e tangencial nas direções Y e Z, de acordo com o deslocamento nas respectivas direções, utilizando às formulações (Tejas e Ashish, 2008):

$$F_{nz} = \frac{-Kr(\sqrt{z_1^2 + z_2^2} - \Delta)z_1}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}; F_{ny} = \frac{-Kr(\sqrt{z_1^2 + z_2^2} - \Delta)z_2}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}} \quad (4.8)$$

$$F_{tz} = \frac{S(\omega)Kr(\sqrt{z_1^2 + z_2^2} - \Delta)\mu z_2}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}; F_{ty} = \frac{-S(\omega)Kr(\sqrt{z_1^2 + z_2^2} - \Delta)\mu z_2}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}} \quad (4.9)$$

Sendo o sinal de  $S(\omega)$  em função do sentido de rotação, caso seja no sentido horário  $S(\omega) = 1$  e no sentido anti-horário  $S(\omega) = -1$ . Onde:

$$\begin{aligned} F_n &= K_r(\mu - \delta) \\ F_\tau &= \mu F_n \end{aligned} \quad (4.10)$$

Para  $(\mu \leq \delta)$ , esta é uma condição em que não ocorre o contato do rotor no estator.

$$\begin{aligned} F_n &= 0 \\ F_\tau &= 0 \end{aligned} \quad (4.11)$$

Pode ocorrer que mesmo com o contato, a amplitude positiva e negativa fique iguais, isto ocorre devido ao coeficiente de atrito do material ser baixo e amortece o contato do rotor no estator. Materiais como o PVC e o teflon devem ser evitados, pois amortecem o impacto.

Onde:  $e = \sqrt{Y^2 + Z^2}$  é o deslocamento radial do centro do rotor em relação ao centro do estator (excentricidade),  $K_r$  é a rigidez do estator,  $\mu$  é o coeficiente de atrito e  $\delta$  é a deflexão do rotor.

As forças de impacto podem ser determinadas em relação às respectivas direções. Conhecendo-se todas as forças que atuam sobre o sistema, é possível obter a equação de movimento.

#### 4.4 Equação de movimento para o modelo global

A idéia básica utilizando as forças de excitações descritas que atuam no sistema rotor-mancal é estabelecer a montagem da equação de movimento.

As características individuais para o sistema considerado com todos os elementos (disco, rotor e mancal), incluindo todos os graus de liberdade do sistema e considerando os danos de desbalanceamento e *rubbing*, podem ser estabelecidas como:

$$\begin{aligned}m\ddot{z}(t) + c\dot{z}(t) + kz(t) &= F_{uz}(t) + F_{rz}(t) \\m\ddot{y}(t) + c\dot{y}(t) + ky(t) &= F_{uy}(t) + F_{ry}(t)\end{aligned}\tag{4.12}$$

Onde:  $k$  é o coeficiente de rigidez,  $c$  é o coeficiente de amortecimento inerente ao sistema,  $m$  é a massa,  $F_{uz}$  a força de excitação na direção  $Z$  causado pelo desbalanceamento  $u$ ,  $F_{uy}$  é a força de excitação na direção  $Y$  causado pelo desbalanceamento  $u$ ,  $F_{rz}$  é a força de impacto do *rubbing* na direção  $Z$ ,  $F_{ry}$  é a força de impacto na direção  $Y$  e  $t$  expressa a derivação no tempo.

#### 4.5 Procedimento matemático de formação do *Full spectrum*

O deslocamento de um sinal complexo é a soma de dois vetores que giram em direções opostas. Fisicamente um ponto  $P$  em função do tempo não é apenas uma variável complexa, mas um vetor que gira em um plano. Para realizar a análise direcional são utilizados dois sinais de direção perpendicular, somados de forma complexa e representado por:

$$P(t) = y(t) + jz(t)\tag{4.13}$$

Geometricamente os sinais na direção  $Y$  e  $Z$ , podem ser representados pelo sinal real e imaginário respectivamente, sendo  $j = \sqrt{-1}$  uma constante.

De acordo com a Figura 4.4, temos o deslocamento do ponto  $P$  no plano representado por coordenada complexa de acordo com o sentido de rotação utilizado e representado.

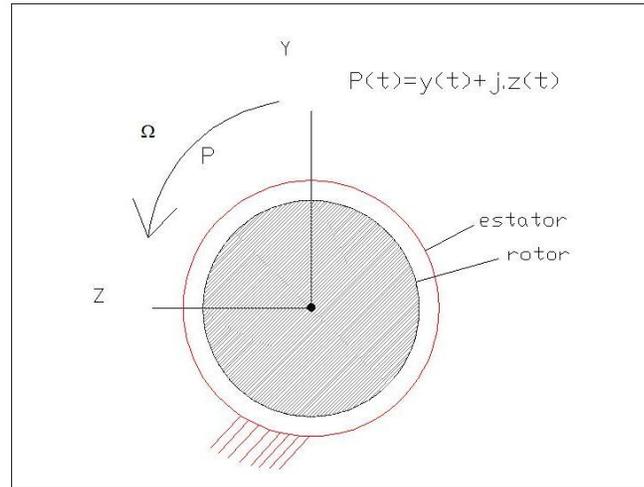


Figura 4.4: Deslocamento de um ponto  $P$  no plano.

Caso seja invertido o sentido de aquisição do sinal de vibração mecânica, ou seja, de  $Z$  para  $Y$ , a informação que deveria ficar em frequência positiva estará na frequência negativa e vice-versa, ocasionando uma diagnose errônea.

A partir da equação 4.13 de acordo com a Série de Fourier, sendo  $k$  uma componente harmônica, usando a notação complexa do sinal harmônico para  $P(t)$  e formulação de Euler:

$$\begin{aligned}
 P(t) &= \sum_{k=0}^{\infty} (y_k e^{j\omega_k t} + \bar{y}_k e^{-j\omega_k t}) + j(z_k e^{j\omega_k t} + \bar{z}_k e^{-j\omega_k t}) \\
 P(t) &= \sum_{k=0}^{\infty} \left[ (y_k + jz_k) e^{j\omega_k t} + (\bar{y}_k + j\bar{z}_k) e^{-j\omega_k t} \right] \\
 P_{k_{pd}}(t) &= y_k + jz_k \\
 P_{k_{pr}}(t) &= \bar{y}_k + j\bar{z}_k
 \end{aligned} \tag{4.14}$$

A equação 4.14, indica que cada componente harmônica representa o movimento no plano que pode ser considerado composto por duas componentes independentes, uma girando em precessão direta e outra em precessão retrógrada. Importantes observações podem ser destacadas:

- Com a descrição complexa,  $e^{j\omega t}$  não é apenas uma variável complexa, mas um vetor que gira no plano físico em um espaço bidimensional, sendo que um vetor possui magnitude e direção. Um movimento harmônico linear em uma análise não rotacional é um caso especial em que no movimento de precessão direta e retrógrada pode ocorrer amplitudes iguais;

- A variável real define o movimento linear;

- Em geral  $y(t)$  e  $z(t)$  consistem de várias componentes harmônicas que através de uma expansão utilizando a TF torna-se possível identificar componentes positiva e negativa.

A descrição complexa dos modos naturais de um rotor que possuem um movimento no plano pode ser formada por dois submodos, um girando em precessão direta (síncrono) e outro em precessão retrógrado (assíncrono).

No próximo capítulo será apresentado à análise numérica do sistema rotor-mancal para obtenção da direção do movimento de precessão e forma da órbita de acordo com o ajuste de parâmetros.

## Capítulo 5 – Modelo rotor-mancal

Tendo por base a formulação apresentada no capítulo 4 e o enfoque das forças de excitação já citadas que atuam no sistema, esta parte do trabalho tem como foco à análise numérica da bancada, representada por um sistema rotor, mancal e acoplamento, com variação de parâmetros tais como: quantidade de disco e sistema desbalanceado em conjunto com a variação da frequência de rotação, sendo esta última uma condição inerente ao sistema que causa a instabilidade.

O objetivo deste capítulo é prever o comportamento de alguns pontos no rotor em relação ao sentido de rotação (movimento de precessão) e forma das órbitas de acordo com variação de parâmetros, através da interpretação dos gráficos.

O modelo numérico do sistema rotor-mancal é importante, pois relaciona os movimentos das extremidades do rotor com os coeficientes dos mancais sem que haja a necessidade de um protótipo físico. Porém, antes de estudar o sistema é necessário conhecê-lo, pois desta forma é possível visualizar alguns comportamentos indesejáveis de acordo com o tipo de dano.

Para o modelo numérico da bancada, foi utilizado o programa X-Rotor baseado em elementos finitos (DIAS, 2000). Algumas atualizações foram realizadas na Faculdade de Engenharia Mecânica (DPM) de acordo com as necessidades de configuração e análise deste trabalho.

Uma desvantagem da solução numérica é que os dados são comprovados somente para valores específicos tais como: tipo de dano, massa de desbalanceamento, frequência de rotação, comprimento do rotor, tipo e característica do mancal, etc. Não simulando o comportamento do sistema na sua íntegra, devido a parâmetros desconhecidos. Para estas análises, as forças

matemáticas devidas ao contato do rotor no estator (*rubbing*) não foram incluídas por serem complexas.

## 5.1 Estrutura do programa X-Rotor

Este programa analisa vibrações em máquinas rotativas através da modelagem em motores elétricos, turbinas, compressores, turbogeradores, entre outros, utilizando o método de elementos finitos, podendo prever situações críticas de funcionamento através de variação de parâmetros tais como: dados de materiais e geométricos que após serem processados podem ser visualizados através de gráficos.

Atualmente é indispensável um sistema de gerenciamento de diagnose de máquinas rotativas em plantas industriais. A necessidade de desenvolver um programa capaz de montar um modelo matemático da bancada de testes é importante, de modo a obter soluções para determinadas condições de funcionamento e introduzida nesta parte do trabalho para análise das órbitas através da interpretação dos gráficos.

O programa foi dividido em blocos funcionais que se comunicam entre si através de arquivos de dados, existe uma interdependência entre cada um destes blocos, pois os arquivos de dados gerados em um bloco podem ser usados em outro. À medida que se executa cada um dos blocos, uma quantidade de informações é armazenada aos arquivos e o resultado final obtido, é então visualizado através de curvas de resposta tais como: órbita de um determinado ponto solicitado, *Waterfall*, *Campbell* e SDI.

As respostas podem ser obtidas de acordo com o tipo de dano para cada configuração e parâmetros. Inicialmente o programa carrega os dados do sistema rotor-mancal tais como: geometria, massa, rotação, matriz de inércia dos componentes e dados do mancal. O uso de coordenada complexa é importante para determinar a direção e a forma das órbitas do movimento nas frequências desejadas e em seguida é realizada a análise devido ao desbalanceamento. Os valores de deslocamento e velocidade obtida através da integração numérica alimentam o modelo,

este por sua vez, calcula as forças de reação do mancal relacionadas a estas entradas. O modelo utilizado para integrar numericamente a equação, baseia-se no método de elementos finitos que transforma um modelo físico em um modelo matemático.

A modelagem dinâmica do modelo numérico da bancada é definida para um melhor entendimento:

## 5.2 Análise numérica

A Tabela 5.1 descreve às análises realizadas:

Tabela 5.1: Descrição da análise numérica.

<b>Análise numérica</b>	<b>Descrição da bancada</b>	<b>Rotação (Hz)</b>
I	1 rotor simples e 1 disco	0 a 60
II	1 rotor simples e 2 discos	0 a 60

### 5.2.1 Análise numérica I

O modelo da bancada é composto, sendo 1 rotor com 1 disco, 16 nós, 18 elementos e as seguintes características: comprimento do rotor 710 mm, diâmetro do rotor de 10 mm, módulo de Young  $2,1 \times 10^{11}$  N/m<sup>2</sup>, coeficiente de Poisson 0,3, massa específica 7850 kg/m<sup>3</sup>, diâmetro do disco de 80 mm e espessura de 25,4 mm como mostrado na Figura 5.1. Posicionados da esquerda para direita está o acoplamento elástico (elemento 19), o mancal isotrópico ou rígido (elemento 17), o disco (elemento 16) posicionado a 410 mm em relação ao acoplamento e por último o mancal anisotrópico ou mancal de mola (elemento 18). Sendo considerados 3 GL para cada nó.

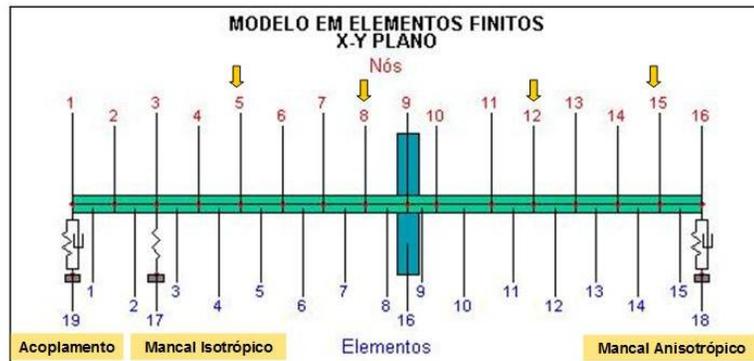


Figura 5.1: Modelo em elementos finitos do sistema rotor-mancal, 1 disco.

A análise da órbita foi realizada nos nós 5, 8, 12 e 15 que estão selecionados de acordo como a Figura 5.1, cujo dano de entrada foi o desbalanceamento e variação da frequência inerente ao sistema.

### 5.2.2 Comportamento das órbitas, 1 disco

As análises foram realizadas com a variação do valor de frequência em 20, 30, 40, 50 e 60 Hz, para identificação da progressão das órbitas em alguns pontos na direção axial de acordo com a Figura 5.2, considerando um valor de desbalanceamento de  $3 \cdot 10^{-5}$  kgm no elemento 16, cuja posição angular do desbalanceamento no disco é de 30 mm em relação ao raio, com o objetivo de verificar o movimento de precessão.

O símbolo ( • ) encontrado nos gráficos da Figura 5.2, determina o ponto inicial da órbita em diferentes pontos nos planos, informando o início do sentido de rotação. Pode-se notar que o sentido do movimento de precessão é igual ao sentido de rotação  $\Omega$  tomado com referencial.

Quanto à forma das órbitas é possível ver uma pequena mudança de acordo com a variação da frequência de rotação, variando entre circular e elíptica, porém mantendo o movimento síncrono.

Para a condição descrita, o disco gira livremente sem ter outro ponto como referencial, ou seja, não tem influência da posição angular de um disco em relação a outro disco (*phase lag*). O sistema rotor-mancal é influenciado pelo desbalanceamento e variação da frequência de rotação. Pode-se confirmar que este comportamento é caracterizado pelo movimento de precessão direta. Segundo Vance e Childs (1993) o comportamento das órbitas é fortemente influenciado pelos coeficientes de rigidez e amortecimento.

Conclui-se que o pico de amplitude da frequência positiva é maior que o pico de amplitude da frequência negativa quando visualizado no gráfico do *full spectrum*. Os coeficientes de rigidez e amortecimento são importantes, pois estes influenciam no comportamento das órbitas no sistema rotor-mancal.

Para análise do SDI *plot* é necessário calcular o valor do mesmo definido no capítulo 3 (equação 3.15), para todos os pontos ao longo do comprimento do rotor. O valor do SDI varia entre “-1” a “1”, através deste tipo de análise é possível identificar o sentido de rotação e a forma da órbita (circular, elíptica ou uma linha estreita). Na Figura 5.3, é possível visualizar o comportamento das órbitas ao longo do rotor de acordo com a variação da frequência em 20,30, 40 e 60 Hz.

Entre as frequências de 40 e 50 Hz é possível visualizar uma mudança em relação a forma da órbita, mas sempre mantendo o sentido do movimento de precessão direta.

Lembrando que para a condição de 1 disco, é realizada análise das órbitas e não da força devido ao atrito do rotor no estator, o que exige uma análise mais complexas das forças atuantes sobre o sistema e maior esforço computacional.

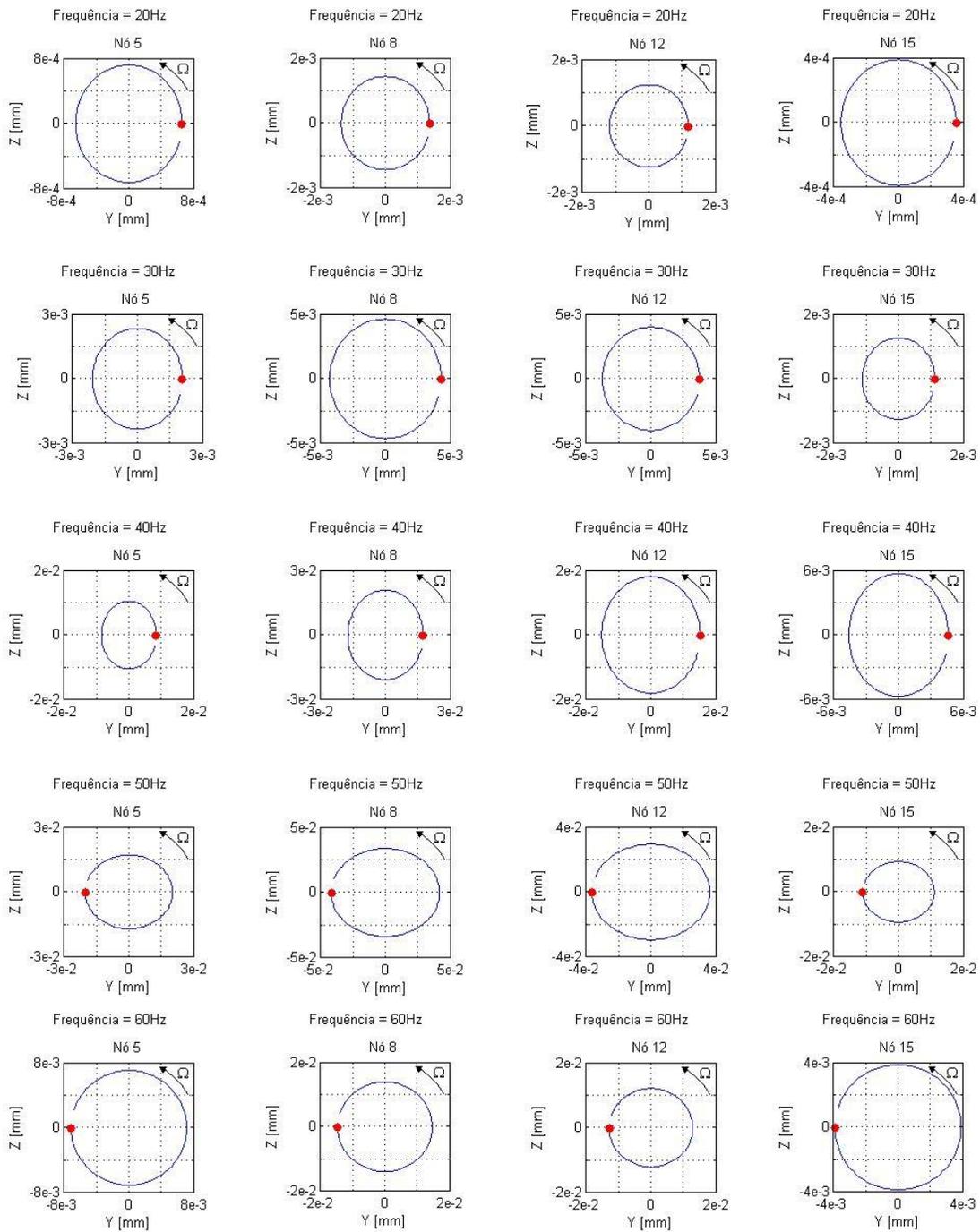
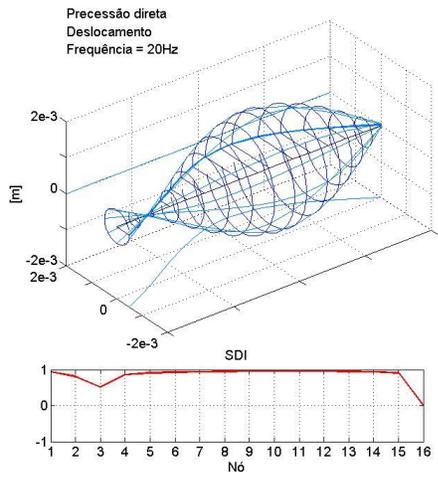
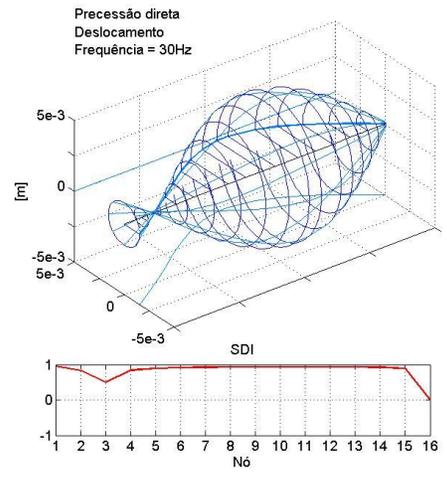


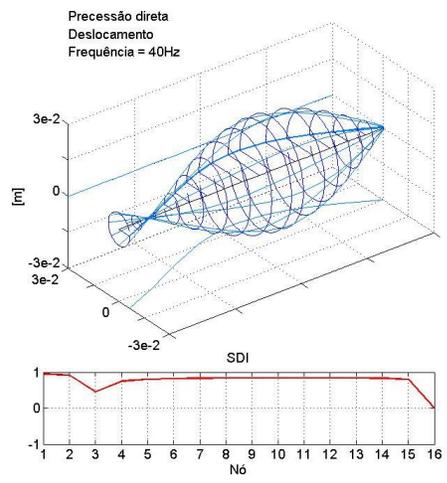
Figura 5.2: Comportamento das órbitas, 1 disco.



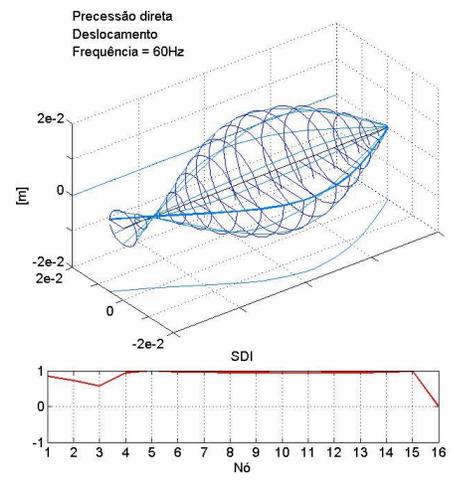
(a) Frequência em 20 Hz



(b) Frequência em 30 Hz



(c) Frequência em 40 Hz



(d) Frequência em 60 Hz

Figura 5.3: SDI *plot* para as frequências 20, 30, 40 e 60 Hz, 1 disco.

### 5.2.3. Análise numérica II

Para a análise numérica II foi utilizada a mesma configuração da análise numérica I. Nesta análise foi utilizado um modelo do rotor-mancal com 2 discos contendo 16 nós e 20 elementos, conforme Figura 5.4. Considero-se um desbalanceamento de  $6 \cdot 10^{-5}$  kgm, localizado nos elementos 16 e 17 em fase ( $phase\ lag = 180^\circ$ ).

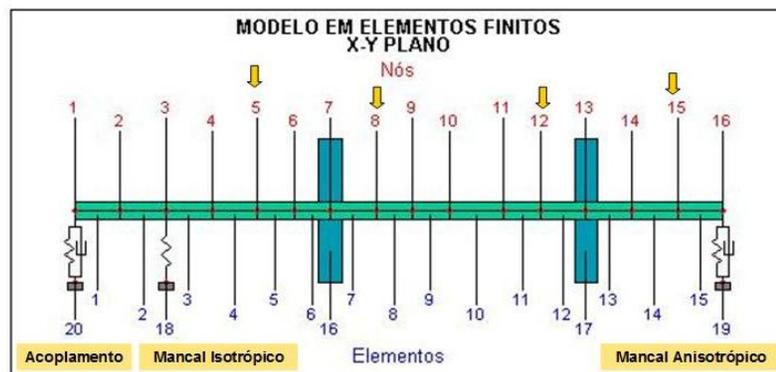


Figura 5.4: Modelo em elementos finitos do modelo rotor-mancal, 2 discos.

Para verificação numérica I e II, foram utilizados parâmetros geométricos e características reais do material do rotor, dos discos e da bancada, no sentido de ter um melhor comportamento das órbitas de acordo com os dados de entrada. Os mesmos nós anteriores foram analisados.

### 5.2.4. Comportamento das órbitas, 2 discos

Análises foram realizadas com a variação do valor de frequência em 20, 30, 40, 50 e 60 Hz, para identificação da progressão das órbitas em alguns pontos na direção transversal de acordo com a Figura 5.5, considerando o desbalanceamento nos elementos 16 e 17 ( $phase\ lag$ ), cuja

posição angular do desbalanceamento nos discos é de 30 mm em relação ao raio, com o objetivo de verificar o movimento de precessão.

O símbolo ( • ) encontrado nos gráficos da Figura 5.5, determina o ponto inicial da órbita em diferentes pontos nos planos, informando o início do sentido de rotação da órbita e comparando em relação ao sentido de rotação  $\Omega$  tomado com referencial. Sendo então:

- Para o comportamento das órbitas nos nós 5, 8, 12 e 15 em 20 e 30 Hz, o movimento foi de precessão direta com uma pequena mudança na forma da órbita;

- Para o comportamento das órbitas nos nós 5, 8, 12 em 40 Hz, o movimento foi de precessão direta e no nó 15 foi de precessão retrógrada. Tal comportamento pode ser melhor visualizado com o aumento do desbalanceamento e variação dos coeficientes de rigidez e amortecimento;

- Para o comportamento das órbitas nos nós 5, 8, 12 e 15 em 50 e 60 Hz, o movimento foi de precessão direta que ocorre após a estabilização do sistema.

Parâmetros como o aumento no valor do desbalanceamento e a posição de um disco em relação ao outro (distância), influenciam fortemente na visualização do movimento de precessão.

Conclui-se que através da análise das órbitas é possível determinar o movimento de precessão quando o dano considerado é o desbalanceamento em conjunto com a variação da frequência de rotação.

O gráfico do SDI para verificação com 2 discos de acordo com a Figura 5.6, mostra o comportamento da órbitas ao desbalanceamento do sistema, onde a frequência de rotação foi variada em 20, 30, 40 e 60 Hz, tornando possível determinar a direção do movimento e a forma da órbita em todos os pontos do rotor, conforme definido anteriormente no capítulo 3.

Lembrando que para a condição de 2 discos, é realizada análise das órbitas e não da força devido ao atrito do rotor no estator, o que exige uma análise mais complexas das forças atuantes sobre o sistema e maior esforço computacional.

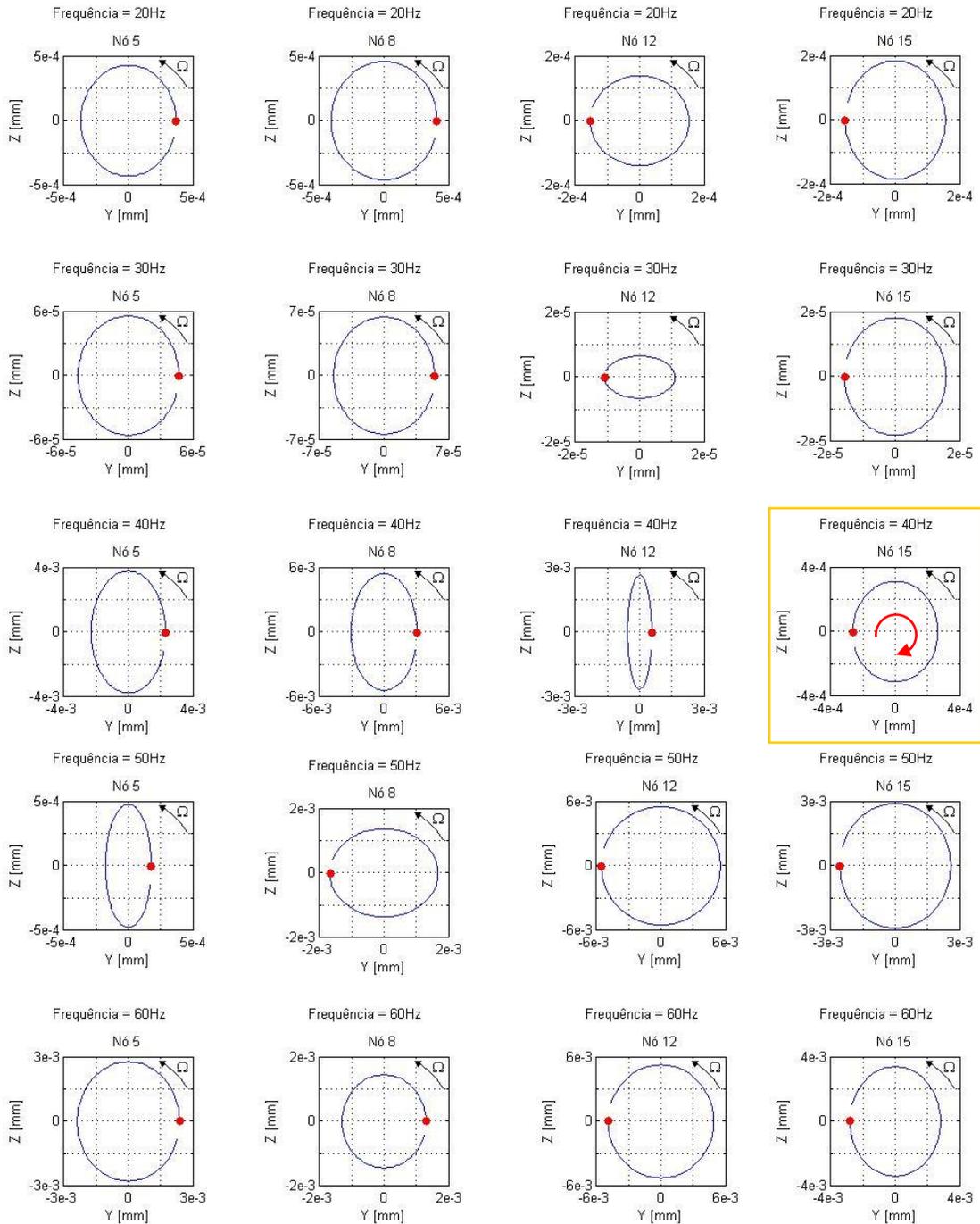
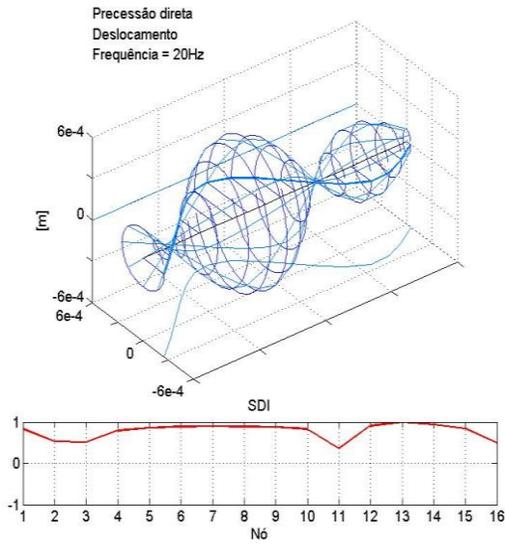
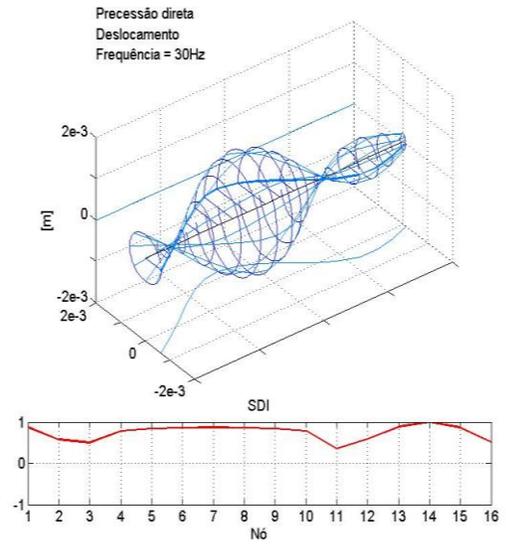


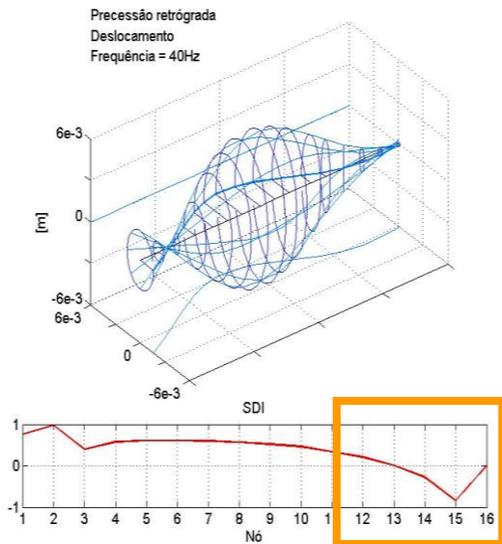
Figura 5.5: Comportamento das órbitas, 2 discos.



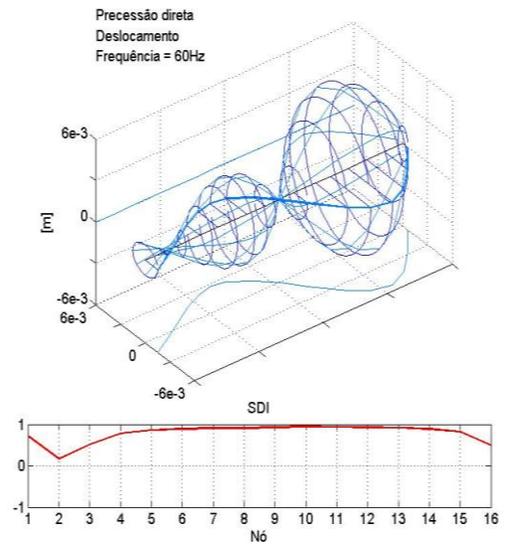
(a) Frequência em 20 Hz



(b) Frequência em 30 Hz



(c) Frequência em 40 Hz



(d) Frequência em 60 Hz

Figura 5.6: SDI *plot* para as frequência 20, 30, 40 e 60 Hz, 2 discos.

### 5.3 Comentários

Os coeficientes de rigidez e amortecimento podem ser determinados por diferentes equações diferenciais de acordo com o tipo de mancal. Para estas análises numéricas o valor da rigidez nas respectivas direções do acoplamento elástico foram dados por:  $K_{yy} = K_{zz} = 10^2$  N/m e amortecimento  $C_{yy} = C_{zz} = 10$  Ns/m, já para o mancal isotrópico  $K_{yy} = K_{zz} = 10^6$  N/m e em relação ao mancal anisotrópico  $K_{yy} = 10^3$  N/m,  $K_{zz} = 10^4$  N/m,  $C_{yy} = 4$  N/m e  $C_{zz} = 5$  N/m (Mesquita, 2004).

As análises foram realizadas com variação de alguns parâmetros para identificação da progressão das órbitas em alguns pontos na direção axial, para diferentes valores de desbalanceamento e frequências de rotação, primeiramente sem considerar a posição angular do disco e em outra abordagem considerando a posição angular. Na análise com 1 disco para os pontos 5, 8, 12 e 15 ao longo do rotor, houve a variação da frequência de rotação e acréscimo de desbalanceamento no nó 11 em que predominou o movimento de precessão direta, condição esta que é provocada devido ao desbalanceamento. Na análise com 2 discos para os mesmos pontos, um desbalanceamento maior foi considerado nos elementos 16 e 17, para esta última análise foi verificado movimentos de precessão direta e retrógrada devido a diferença de fase de  $180^\circ$  ocorrendo em 40 Hz e posteriormente a estabilização do sistema em 60 Hz, indicando que o desbalanceamento em conjunto com o aumento da frequência de rotação podem influenciar no movimento de precessão e forma das órbitas. Neste segundo caso foi possível visualizar o movimento de precessão retrógrada no nó 15.

A forma da órbita depende das amplitudes e da fase entre os movimentos, em relação ao referencial adotado.

O próximo capítulo apresenta a análise experimental da bancada.

## Capítulo 6 – Análise experimental

Neste capítulo, simula-se através de experimentos a resposta da excitação provocada pelo desbalanceamento e variação da frequência de rotação para 1 rotor flexível com 1 e 2 discos, fazendo com que ocorra o contato do rotor no estator (*rubbing*). Para tal condição foi utilizada uma bancada já existente no departamento de projeto mecânico (DPM), sendo acrescentado um suporte para provocar o contato do rotor no estator, com variação do valor de folga, este pode ser posicionado ao longo do comprimento do rotor, de modo que se possa verificar o comportamento do sistema através do *full spectrum* em condição não-estacionária.

O entendimento de como ocorre o *rubbing* e as causas é de vital importância, devido ao aparecimento das frequências negativas que são prejudiciais, pois causam alternância de tensão, podendo ocasionar a ruptura do rotor por fadiga em máquinas rotativas comerciais.

O objetivo nesta parte do trabalho é aplicar os procedimentos da ferramenta *full spectrum* em comparação com o *half spectrum* para um sistema rotor-mancal, cujo rotor está apoiado sobre mancais de rolamento, de modo que se possa verificar a amplitude, frequência, fase e o comportamento das órbitas com variação de parâmetros de modo a determinar o movimento de precessão. Para a aquisição do sinal de vibração foi utilizado um sistema da LMS em conjunto com o software Pimento<sup>®</sup>, posteriormente os dados foram exportados e pós-processados para um ambiente Matlab<sup>®</sup>.

E finalmente, os experimentos realizados de acordo com a configuração, são descritos e os resultados obtidos são posteriormente analisados e comentados.

## 6.1 *Software Pimento*<sup>®</sup>

*Pimento*<sup>®</sup> versão 6.1 é um programa comercial utilizado neste trabalho para aquisição dos dados de vibração mecânica da bancada de testes. É utilizado o módulo *time data* para aquisição, análise e visualização do sinal através de gráficos (*Campbell*, *Waterfall*, etc). Algumas configurações são muito importantes antes do início da aquisição tais como: determinação do número de canais, taxa de amostragem, descrição dos canais (valores de calibração dos sensores e unidades), configuração do tacômetro e outros parâmetros referentes ao processamento do sinal de vibração, além do tipo de janela, tamanho do bloco, *overlap*, etc, de modo a evitar os fenômenos *aliasing* e *leakage* que são prejudiciais em uma análise do sinal vibratório.

Sendo que o fenômeno *aliasing* ocorre devido à digitalização do sinal no domínio do tempo, causando a periodização do sinal, provocando uma imagem fantasma do espectro. Para resolver esse problema é necessária a utilização de filtro antes do processo de conversão.

Com relação ao fenômeno *leakage*, este ocorre devido à dispersão de energia associada à linha espectral para as bandas laterais, comprometendo tanto a resolução em frequência quanto a precisão em amplitude. Para redução deste fenômeno é utilizado o método das janelas.

Portanto tais fenômenos devem ser evitados, de modo a se obter informações confiáveis.

## 6.2 Configuração da bancada

A bancada de testes consiste de um rotor construído em aço 1030 suspenso por 1 mancal isotrópico (mancal rígido) e 1 mancal anisotrópico (mancal de molas), comprimento do rotor de 710 mm, diâmetro do rotor de 10 mm, módulo de elasticidade de  $2,11 \times 10^{11}$  N/m<sup>2</sup>, massa específica de 7800 kg/m<sup>3</sup> e coeficiente de Poisson de 0,3. Os sensores utilizados estão posicionados ao longo do comprimento do rotor, conforme montagem da bancada instrumentada com 1 e 2 discos. Para análise com o 1 e 2 discos é considerado o próprio desbalanceamento do

sistema, o disco possui furos com divisões radiais espaçados em  $22,5^\circ$  utilizado para o posicionamento de massa para o balanceamento ou desbalanceamento do sistema. O rotor é acionado por um motor trifásico de 0,16 cv com velocidade máxima de rotação de 60 Hz (3600 rpm) sendo controlado por um inversor de frequência que controla o sentido de rotação e o valor da frequência. Para a aquisição do deslocamento, 8 transdutores de deslocamento foram calibrados utilizando um polinômio de ordem 3 conforme descrito abaixo, de modo a ajustar a curva de subida e descida a um certo conjunto de pontos, conforme Figura 6.1.

$$5.08e - 3x^3 - 7.17e - 2x^2 + 7.43e - 1x^1 - 7.43 - 1 \quad (6.1)$$

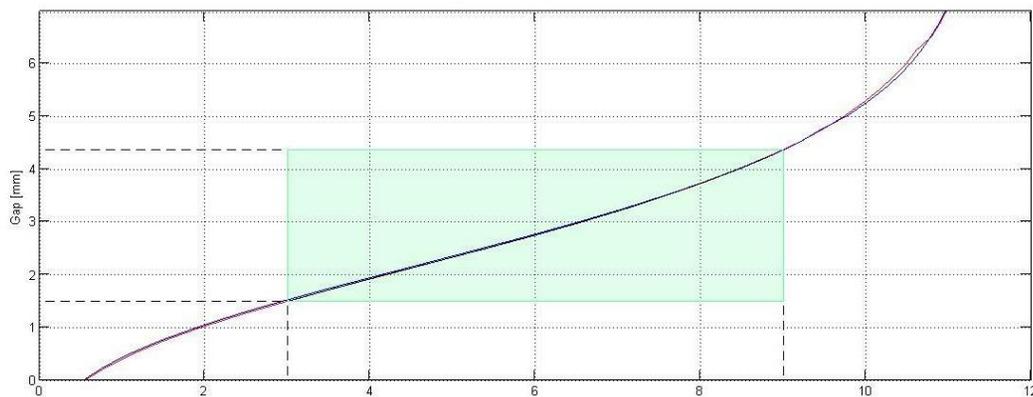


Figura 6.1: Curva de calibração dos transdutores de deslocamento.

A função ajustada pode ser utilizada como um modelo matemático representativo dos dados relacionados ao deslocamento do rotor em relação aos transdutores. Existem diversos tipos de funções matemáticas, como por exemplo: linear, polinomial, exponencial, entre outros, e o processo de ajuste de curvas tende a ser complicado. Em outras situações, os dados não levam a nenhuma conclusão a respeito da função e nesses casos, uma solução é construir um conjunto de funções de ajuste, de forma a gerar uma idéia a respeito do possível aspecto desta função. Para a fixação do estator foi utilizado um suporte cujo material de contato em é o latão, onde também é possível visualizar o tacômetro junto ao motor acionador do sistema.

Os transdutores de deslocamento estão posicionados de forma ortogonal, sendo os pontos: D1, D2, D3 e D4, a uma distância de 3,0 mm em 6 V, todos calibrados em relação a superfície do rotor, de modo a evitar o contato do mesmo nos transdutores durante o deslocamento radial, nesta distância o *gap* do sensor fornece um bom sinal. Os transdutores não foram posicionados em relação ao disco, devido ao mesmo possuir um furo em relação à espessura, que geraria como uma leitura errônea do deslocamento. Para a aquisição do pico de amplitude, 6 acelerômetros foram posicionados em A1, A2 e A3. Também houve a necessidade de cuidado com pequenos detalhes (folga na bancada, desalinhamento, empenamento do rotor e rigidez das molas do mancal anisotrópico), pois estes influenciam nos resultados com o aparecimento de mais picos de amplitude. Todos os sensores são mostrados na Figura 6.2 e 6.3.

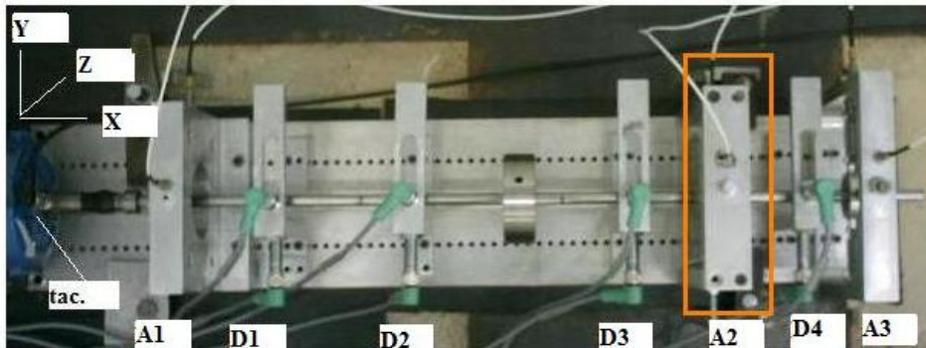


Figura 6.2: Vista superior da bancada instrumentada, 1 disco.

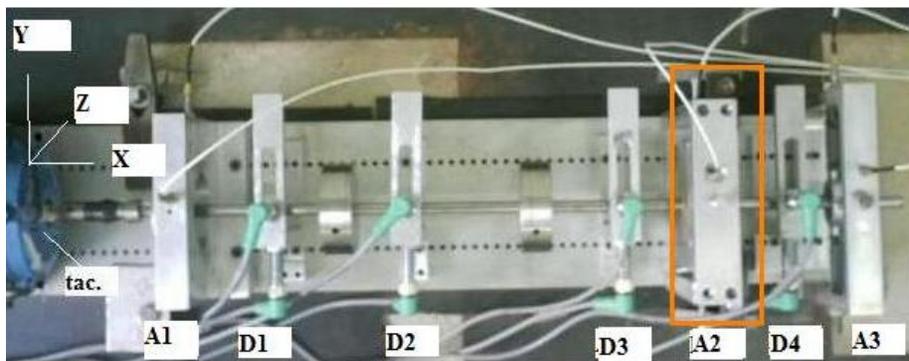


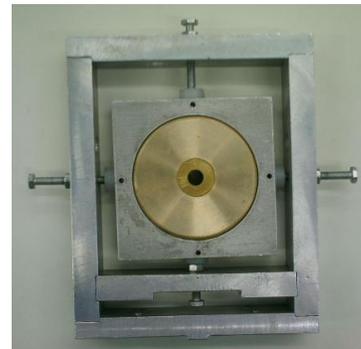
Figura 6.3: Vista superior da bancada instrumentada, 2 discos.

Um suporte para o estator também foi construído para provocar a condição sem e com *rubbing* de acordo com a Figura 6.4. Sendo que os valores de folga podem ser variados de acordo com a necessidade de análise.

A grande vantagem deste suporte é que o mesmo pode ser posicionado em qualquer ponto em relação ao comprimento do rotor para análise do comportamento do sistema.



(a) Suporte sem o estator.

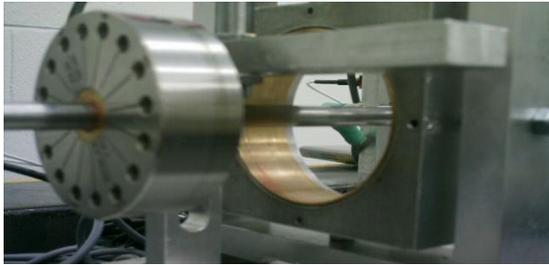


(b) Suporte com o estator.

Figura 6.4: Suporte sem e com o estator.

O suporte em detalhe que tem como objetivo provocar o *rubbing* na passagem pela velocidade crítica, invertendo o sentido de rotação. Também é possível observar os parafusos nas laterais para uma melhor centralização do rotor em relação ao valor de folga no estator.

Lembrando que o dano *rubbing* refere-se ao contato do rotor no estator e não em relação ao suporte onde se encontra o estator. O disco com os furos radiais é mostrado na Figura 6.5(a), também nesta condição o rotor fica livre para vibrar sem tocar no estator e a condição de contato do rotor no estator (*rubbing*) é mostrada na Figura 6.5(b).



(a) Rotor sem o estator.



(b) Rotor com o estator.

Figura 6.5: Detalhe do rotor sem e com o estator.

Os valores de folga das peças para contato utilizadas foram: 0,1, 0,2 e 0,5 mm, de acordo como mostra a Figura 6.6. Para o valor da folga foi necessário observar o melhor valor a ser utilizado de acordo com a análise dos gráficos gerados. O valor de folga em 0,5 mm mostrou melhores resultados.



Figura 6.6: Peças para variação do valor de folga.

Para a bancada de teste, foi utilizada a instrumentação mostrada na Figura 6.7, cujos sinais de vibração mecânica foram adquiridos em um sistema de aquisição de 16 canais da LMS (ISP 1394) e posteriormente pós-processados em ambiente Matlab®.

Foram utilizados 15 canais, sendo: 8 transdutores de deslocamento, 6 acelerômetros e 1 tacômetro para o sinal de rotação.

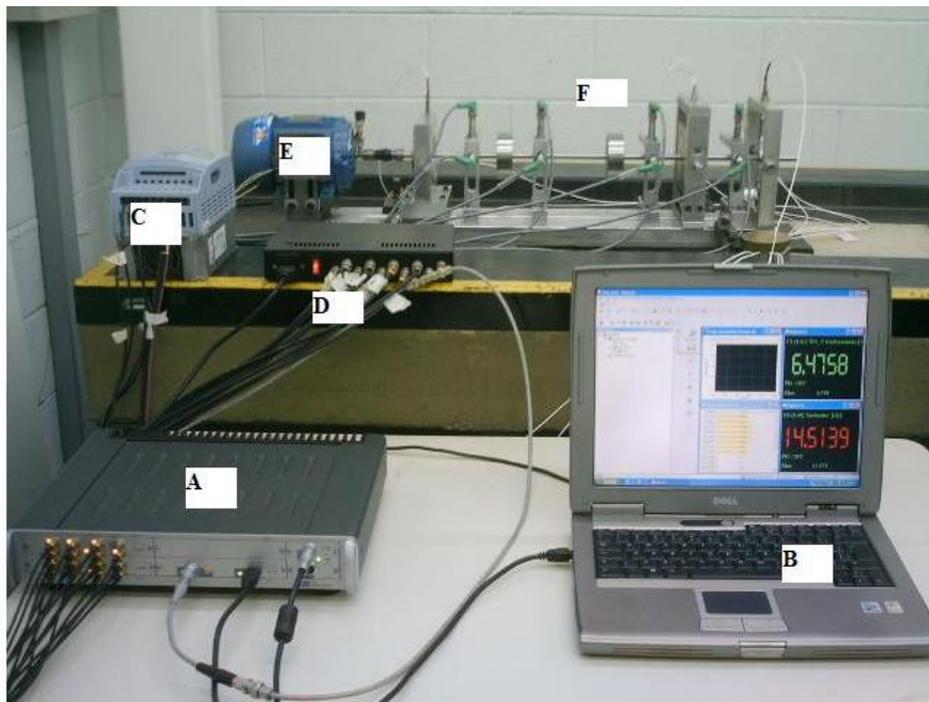


Figura 6.7: Descrição da bancada instrumentada.

Sendo:

A = Sistema de aquisição

B = Notebook com o software Pimento® para análise do sinal

C = Inversor de frequência

D = Fonte de alimentação dos transdutores indutivos

E = Motor acionador

F = Sistema rotor-mancal (1 e 2 discos)

Para análise direcional de um ponto no plano (conforme Figura 6.8), é utilizado a soma de dois vetores em direção ortogonal. É importante frisar com relação ao sentido de rotação tomando um ponto  $P$  qualquer no plano  $YZ$  (utilizado como referencial), é considerado que o sinal deve ser adquirido primeiro no eixo em  $Y$  e depois em  $Z$ , dessa forma a órbita é gerada neste sentido de acordo com um sinal complexo  $P(t) = Y + jZ$ . Se o sentido da soma dos vetores for invertido, são obtidas informações das amplitudes posicionadas em um eixo errado, ou seja, a informação das amplitudes que deveria estar no eixo  $Y$ , estará no eixo  $Z$  e vice-versa, ocasionando uma diagnose errada. Detalhe este importante, que não é frisado nos artigos descritos até o momento em relação ao sentido de rotação.

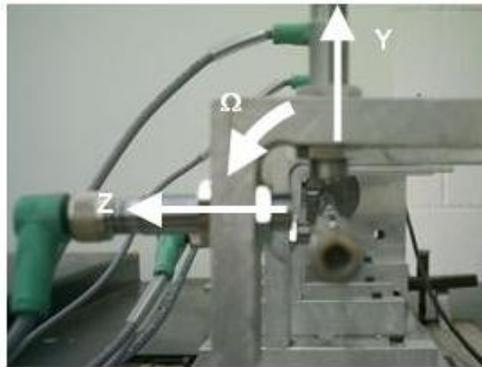


Figura 6.8: Sentido de rotação considerado para aquisição do sinal de vibração mecânica.

### 6.3 Experimentos

Para a aquisição do sinal de vibração mecânica foi definido os seguintes parâmetros:

- Frequência de amostragem: 2 kHz
- Janela utilizada nos sinais: *hanning*
- Faixa de frequência: 0 a 60 Hz (3600 rpm, rotação máxima do motor)
- Tempo de aquisição: 120 s para rotação variável e 30s para rotação constante

Nesta parte do experimento a utilização de parâmetros corretos é muito importante. A conversão do sinal vibratório de analógico para digital, torna possível a interpretação das informações contidas no sinal através das amplitude, frequência e fase.

A frequência de amostragem limita o espaçamento entre cada amostra do sinal. Sendo uma forma de controlar a velocidade de processamento de A/D. Na prática costuma-se adotar intervalos de tempos constantes.

A utilização de filtro pode ser necessária para eliminação ou redução de ruídos e interferências no sinal, tornando-os mais nítidos e confiáveis. A finalidade de um filtro é separar sinais baseando-se no conteúdo de frequência dos mesmos.

O método das janelas pode ser aplicado ao projeto de filtros que é caracterizado por uma faixa de passagem e uma faixa de rejeição de frequência. Presume-se que a transição da faixa de passagem para a faixa de rejeição ocupe uma largura zero.

O método de janela tipo *hanning* fornece uma boa resolução para a magnitude do espectro, sendo por esse motivo utilizado.

O tempo de aquisição é muito importante, pois limita o intervalo em que é realizada a aquisição do sinal em todos os sensores utilizados.

Para o experimento temos as seguintes condições, conforme Tabela 6.1.

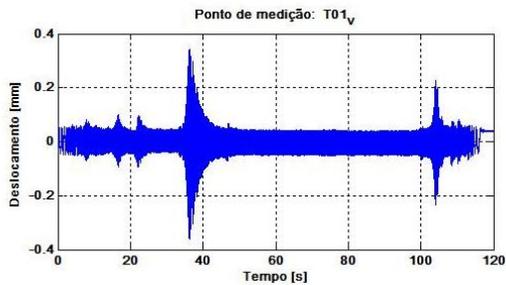
Tabela 6.1: Descrição dos experimentos.

<b>Experimento</b>	<b>Descrição da bancada</b>	<b>Rotação (Hz)</b>
I	1 rotor e 1 disco (sem rubbing)	0 a 60 e constante entre 20 e 30
II	1 rotor e 1 disco (com rubbing)	0 a 60 e constante entre 20 e 30
III	1 rotor e 2 discos (sem rubbing)	0 a 60 e constante entre 20 e 30
IV	1 rotor e 2 discos (com rubbing)	0 a 60 e constante entre 20 e 30

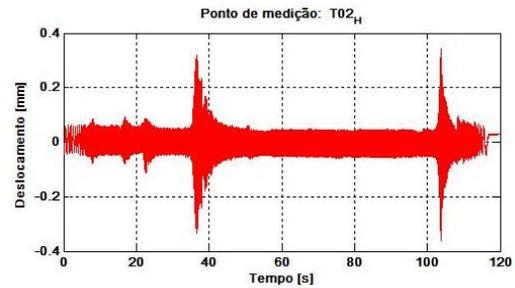
Os experimentos são descritos a seguir.

### 6.3.1 Experimento I – 1 rotor simples e 1 disco (sem *rubbing*)

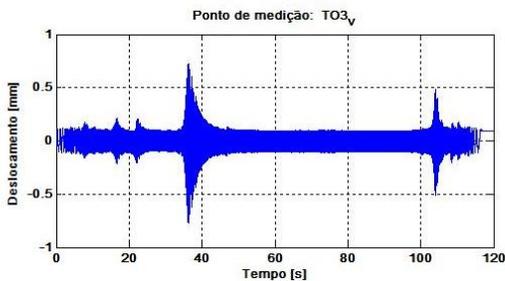
Na Figura 6.9 e Figura 6.10, são determinados os deslocamentos do rotor em relação aos transdutores na direção vertical e horizontal nos planos D1, D2, D3 e D4. Neste experimento ocorre a passagem pela velocidade crítica do sistema entre 24 e 29 Hz, os deslocamentos ficaram condizentes com a calibração utilizada (espaçamento entre a superfície do rotor e o transdutor = 3,0 mm e calibrado em 6 V), cujo dano é o desbalanceamento em conjunto com a variação da frequência de rotação. Esta calibração foi utilizada para os experimentos I, II, III e IV.



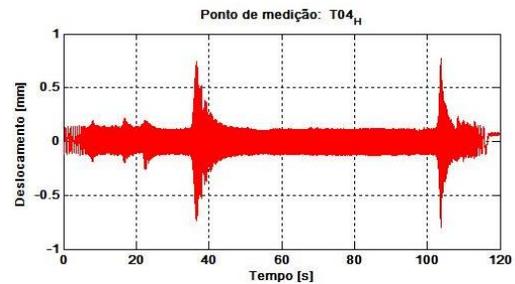
(a) Deslocamento vertical em D1



(b) Deslocamento horizontal em D1

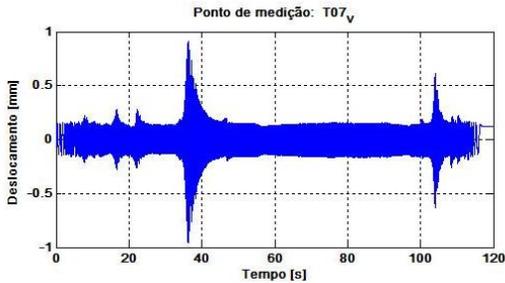


(c) Deslocamento vertical em D2

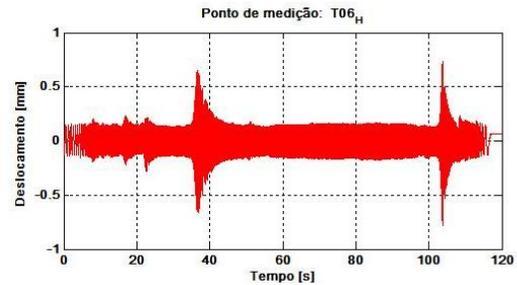


(d) Deslocamento horizontal em D2

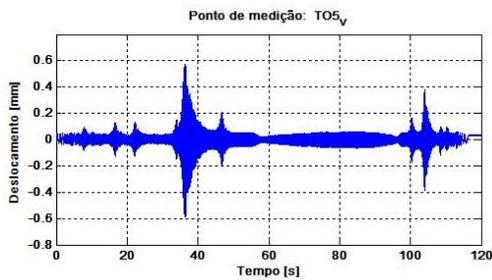
Figura 6.9: Deslocamento em D1 e D2, 1 disco sem *rubbing*.



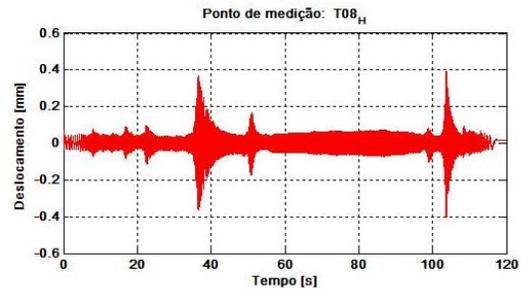
(a) Deslocamento vertical em D3



(b) Deslocamento horizontal em D3



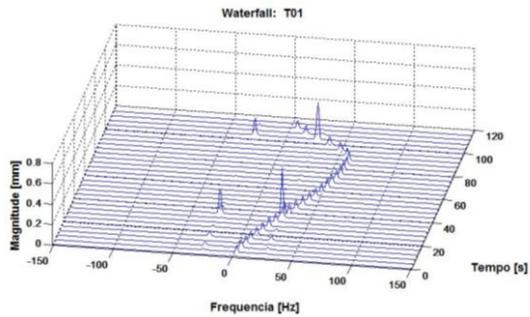
(c) Deslocamento vertical em D4



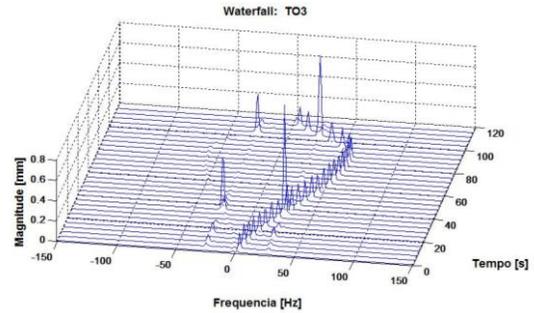
(d) Deslocamento horizontal em D4

Figura 6.10: Deslocamento em D3 e D4, 1 disco sem *rubbing*.

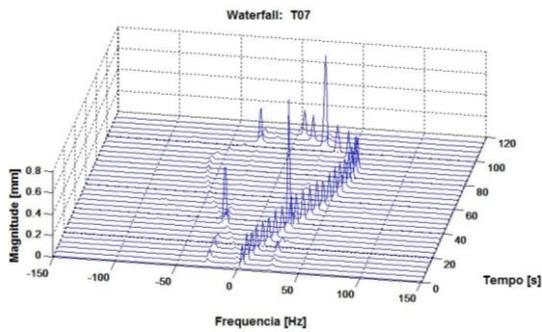
Na Figura 6.11 são mostrados os gráficos do *full spectrum* nos planos D1, D2, D3 e D4. É possível visualizar que as frequências positivas são maiores que as negativas, prevalecendo o movimento de precessão direto. Sendo que os picos maiores indicam a passagem pela velocidade crítica do sistema na aceleração e desaceleração do sistema, ao qual temos instabilidade devido ao desbalanceamento e variação da frequência de rotação.



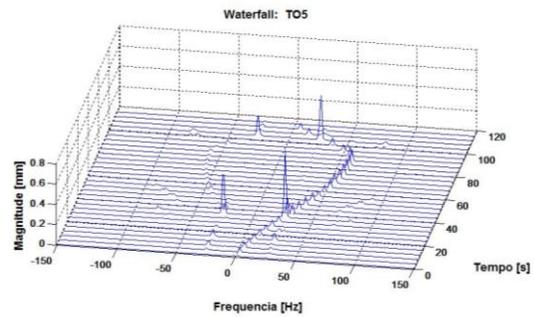
(a) *Full spectrum* em D1



(b) *Full spectrum* em D2



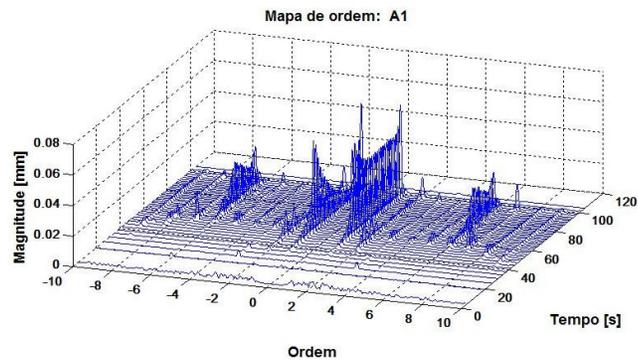
(c) *Full spectrum* em D3



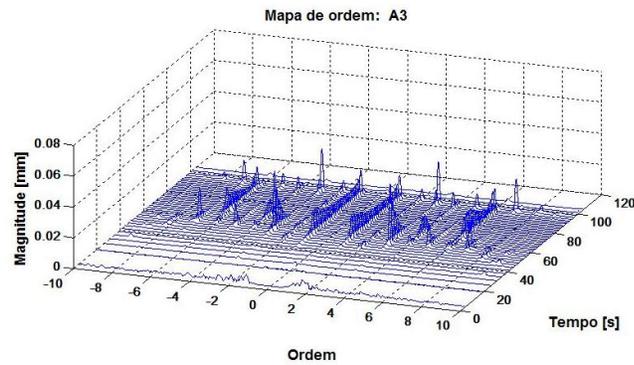
(d) *Full spectrum* em D4

Figura 6.11: *Full spectrum* em D1, D2, D3 e D4, 1 disco sem *rubbing*.

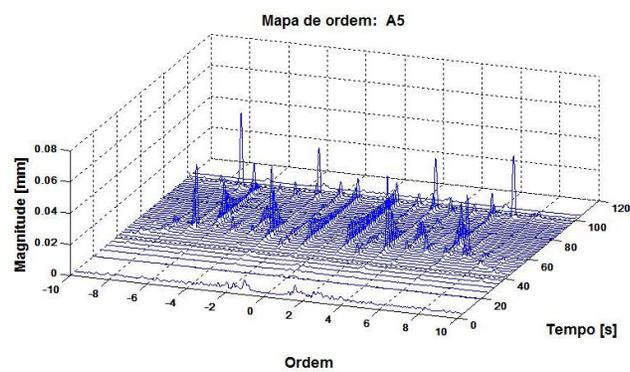
Para o mapa de ordem na Figura 6.12 (a), (b) e (c) nos planos A1, A2 e A3, ocorreu picos de características verticais de amplitude de acordo com o múltiplo de rotação, provocado pelo desbalanceamento do sistema que ocorre 1X (velocidade de rotação) conforme especificado na Tabela 3.1, e também picos de ordem maior que 1X mesmo sem *rubbing*, que teoricamente não deveriam ocorrer, possíveis causas seriam problemas nos mancais ou no motor acionador.



(a) Mapa de ordem em A1, 1 disco sem *rubbing*.



(b) Mapa de ordem em A2, 1 disco sem *rubbing*.

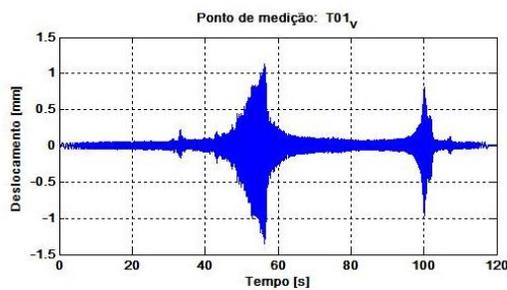


(c) Mapa de ordem em A3, 1 disco sem *rubbing*.

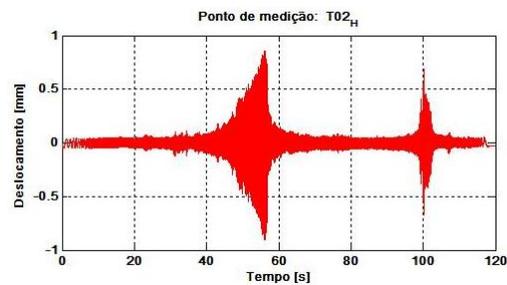
Figura 6.12: Mapa de ordem em A1, A2 e A3, 1 disco sem *rubbing*.

### 6.3.2 Experimento - II – 1 rotor simples e 1 disco (com *rubbing*)

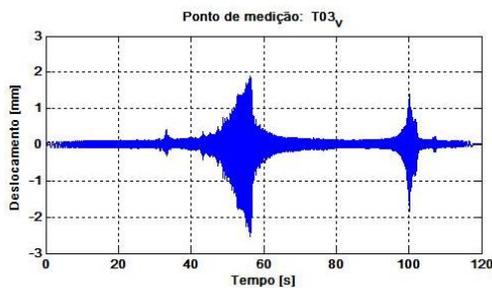
Na Figura 6.13 e Figura 6.14 para condição de 1 disco com *rubbing* são determinados os deslocamentos do rotor em relação aos transdutores na direção vertical e horizontal nos planos D1, D2, D3 e D4 na passagem pela velocidade crítica do sistema entre 22 e 24 Hz na aceleração e 29 e 20 Hz na desaceleração, onde é considerada a folga do estator de 0,5 mm. Os deslocamentos ficaram menores devido à limitação provocada pelo estator, cuja força de excitação é o desbalanceamento em conjunto com o aumento da frequência de rotação.



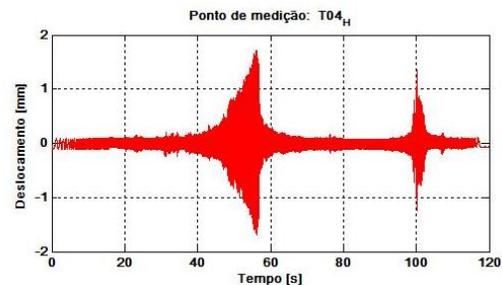
(a) Deslocamento vertical em D1



(b) Deslocamento horizontal em D1

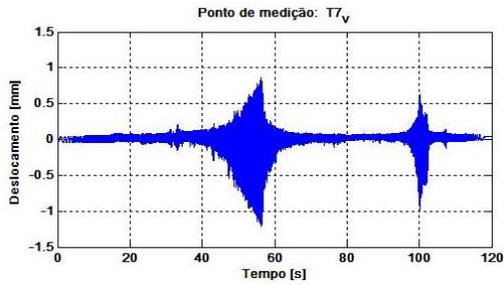


(c) Deslocamento vertical em D2

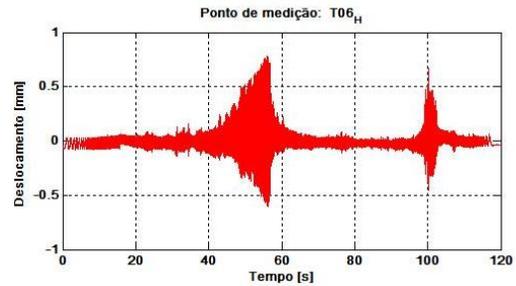


(d) Deslocamento horizontal em D2

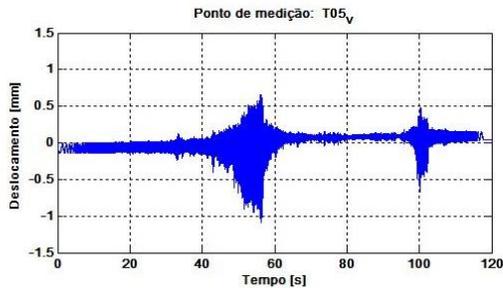
Figura 6.13: Deslocamento em D1 e D2, 1 disco com *rubbing*.



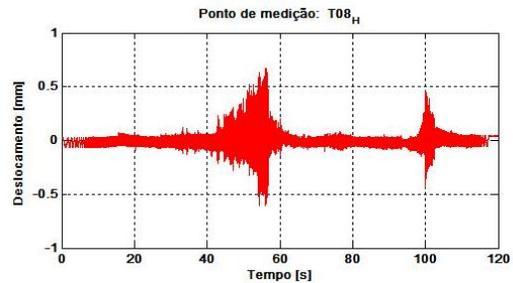
(a) Deslocamento vertical em D3



(b) Deslocamento horizontal D3



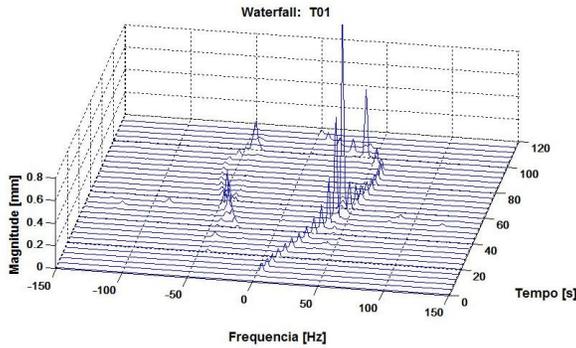
(c) Deslocamento vertical em D4



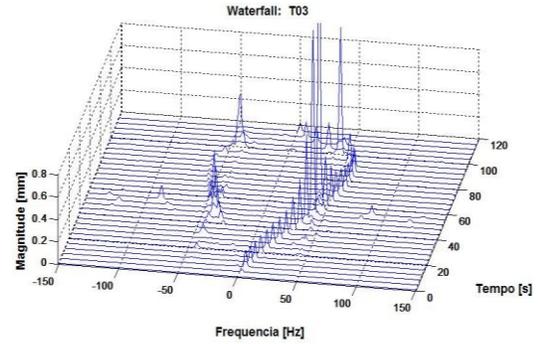
(d) Deslocamento horizontal em D4

Figura 6.14: Deslocamento D3 e D4, 1 disco com *rubbing*.

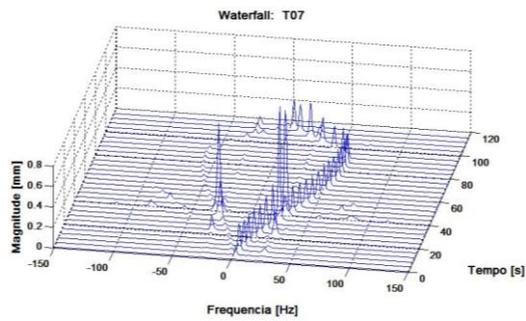
Nesta condição o estator limita o deslocamento em relação aos transdutores. Na Figura 6.15, é possível visualizar o *full spectrum* em D1, D2, D3 e D4, sendo as magnitudes dos deslocamentos de acordo com a variação da frequência, devido ao contato do rotor no estator. Para o valor de folga em 0.2 mm, a frequência do *rubbing* e da velocidade crítica permitiu uma melhor identificação, sendo possível distinguir as frequências de ocorrência do *rubbing* e na passagem pela velocidade crítica com já definido anteriormente.



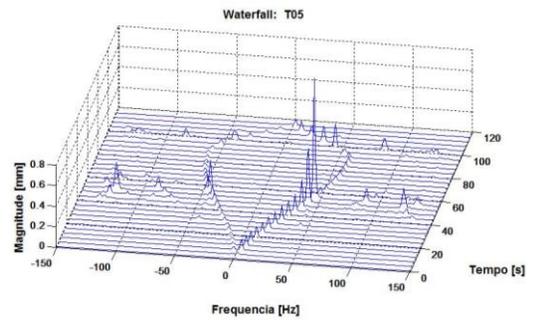
(a) *Full spectrum* em D1



(b) *Full spectrum* em D2



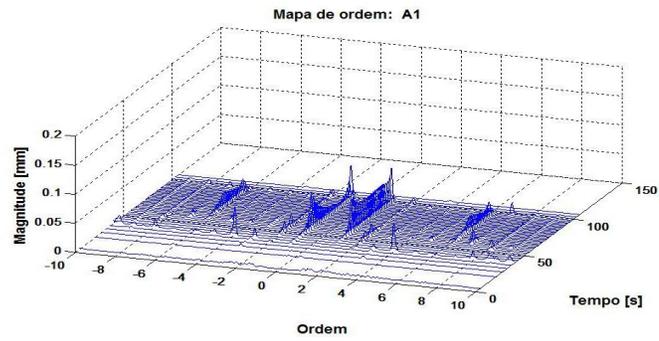
(c) *Full spectrum* em D3



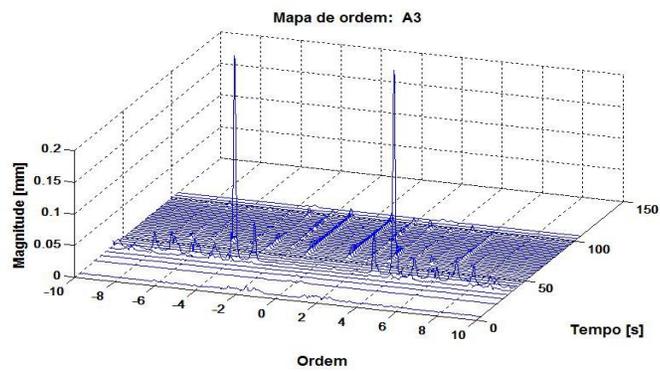
(d) *Full spectrum* em D4

Figura 6.15: *Full spectrum* em D1, D2, D3 e D4, 1 disco com *rubbing*.

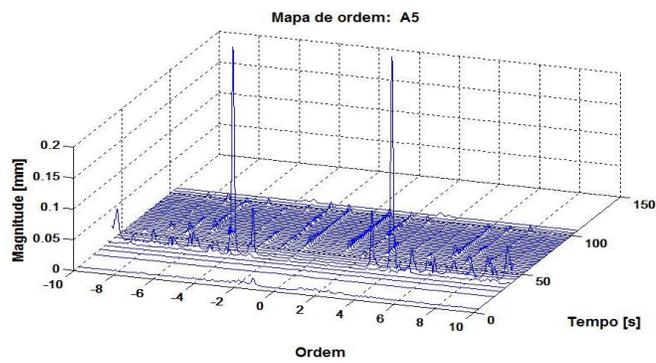
Em relação ao mapa de ordem na Figura 6.16 (a), (b) e (c) referente aos planos A1, A2 e A3, é possível identificar os picos de amplitudes provocados em 1X, 2X e 6X, só que desta vez em uma menor amplitude devido ao estator.



(a) Mapa de ordem em A1, 1 disco com *rubbing*.



b) Mapa de ordem em A2, 1 disco com *rubbing*.

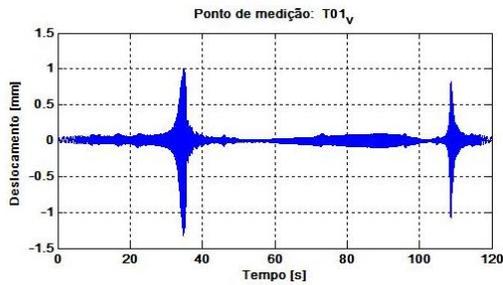


(c) Mapa de ordem em A3, 1 disco com *rubbing*.

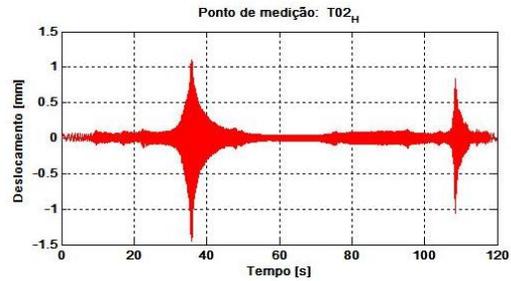
Figura 6.16: Mapa de ordem em A1, A2 e A3, 1 disco com *rubbing*.

### 6.3.3 Experimento - III – 1 rotor simples e 2 discos (sem *rubbing*)

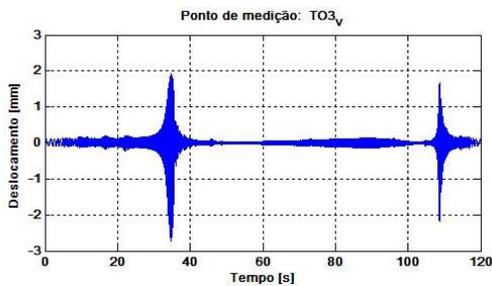
Na Figura 6.17 e Figura 6.18 são determinados os deslocamentos do rotor em relação aos transdutores na direção vertical e horizontal nos planos D1, D2, D3 e D4 na passagem pela velocidade crítica do sistema entre 20 e 22 Hz na aceleração e 23 e 18 Hz na desaceleração, sendo que o deslocamento ficou de acordo com a calibração utilizada, cuja força de excitação é o desbalanceamento em conjunto com o aumento da frequência de rotação.



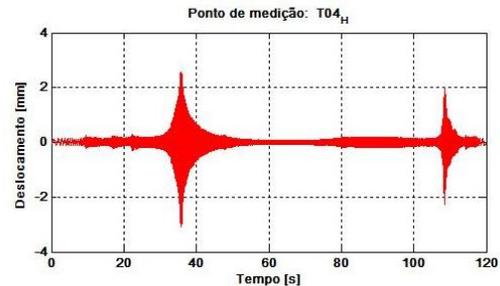
(a) Deslocamento vertical em D1



(b) Deslocamento horizontal em D1

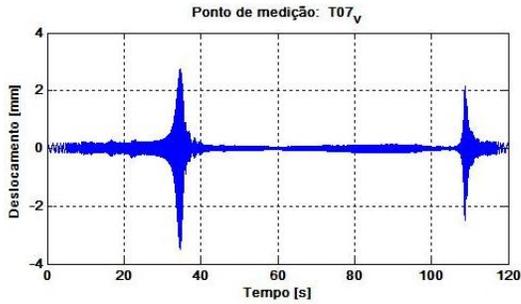


(c) Deslocamento vertical em D2

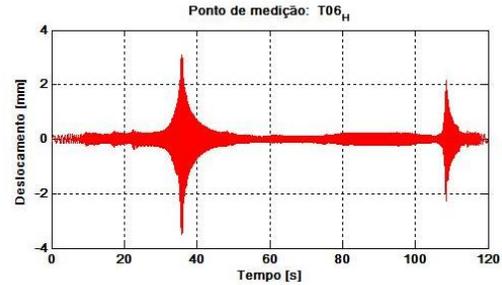


(d) Deslocamento horizontal em D2

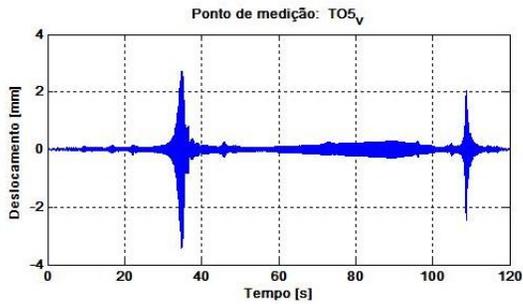
Figura 6.17: Deslocamento em D1 e D2, 2 discos sem *rubbing*.



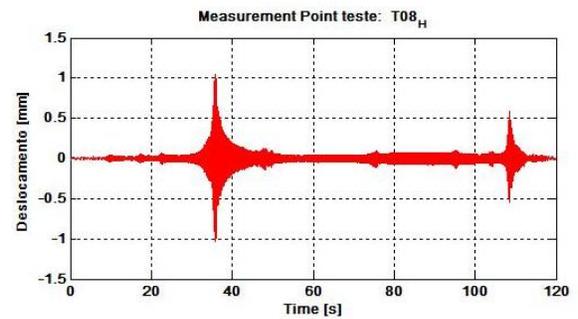
(a) Deslocamento vertical em D3



(b) Deslocamento horizontal em D3



(c) Deslocamento vertical em D4

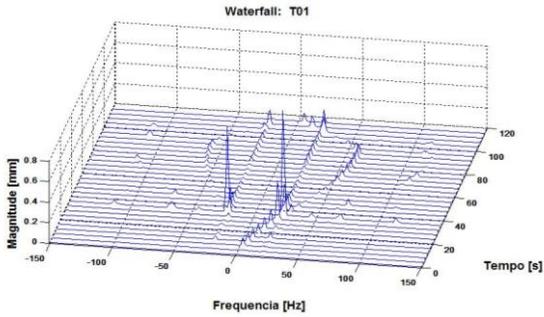


(d) Deslocamento horizontal em D4

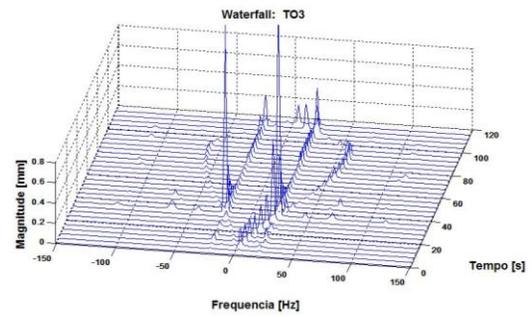
Figura 6.18: Deslocamento D3 e D4, 2 discos sem *rubbing*.

Para o experimento com 2 discos sem *rubbing* os deslocamentos são menores devido a maior inércia do sistema.

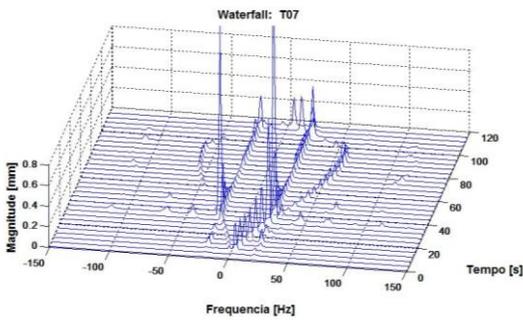
Na Figura 6.19, é possível visualizar os gráficos do *full spectrum* em D1, D2, D3 e D4 onde os valores das amplitudes na frequência positiva são maiores que na frequência negativa, prevalecendo o movimento de precessão direto, sendo possível visualizar o comportamento do sistema ao longo do comprimento do rotor.



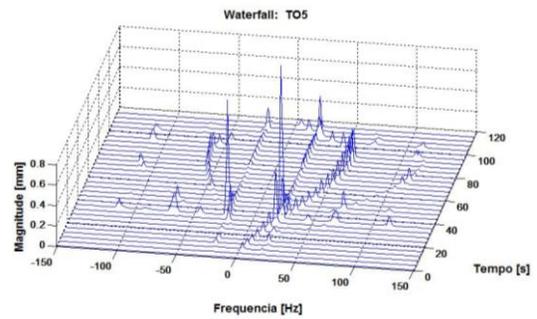
(a) *Full spectrum* em D1



(b) *Full spectrum* em D2



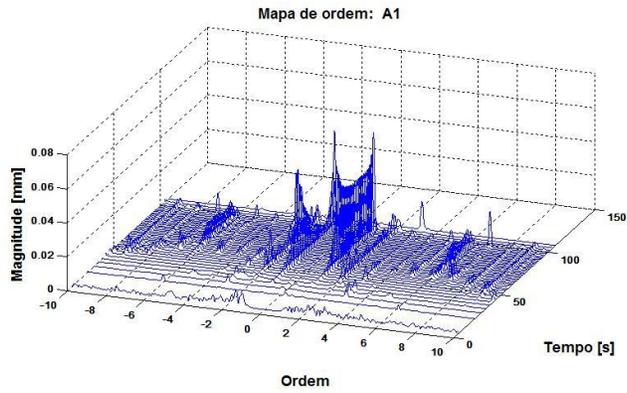
(c) *Full spectrum* em D3



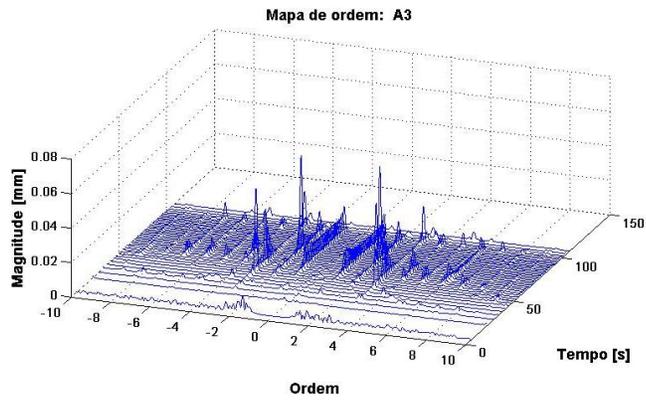
(d) *Full spectrum* em D4

Figura 6.19: *Full spectrum* em D1, D2, D3 e D4, 2 discos sem *rubbing*.

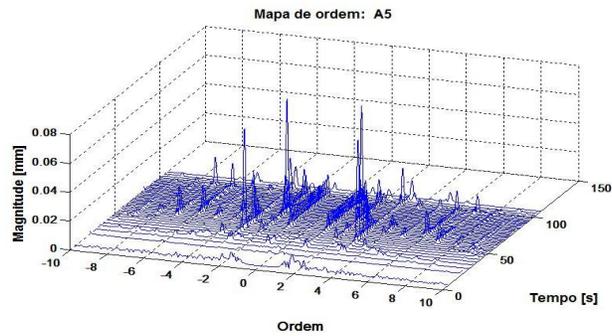
Em relação ao mapa de ordem na Figuras 6.20 (a), (b) e (c) referente aos pontos A1, A2 e A3, ocorreram picos de amplitude provocados pelo desbalanceamento 1X (velocidade de rotação) e também ordens maiores, conforme especificado na Tabela 3.1. Há também a predominância de picos de amplitudes de ordens maiores que 2X, mesmo sem o *rubbing*.



(a) Mapa de ordem A1, 2 discos sem *rubbing*.



(b) Mapa de ordem em A2, 2 discos sem *rubbing*.



(c) Mapa de ordem em A3, 2 discos sem *rubbing*.

Figura 6.20: Mapa de ordem em A1, A2 e A3, 2 discos sem *rubbing*.

### 6.3.4 Experimento - IV – 1 rotor simples e 2 discos (com *rubbing*)

Na Figura 6.21 e Figura 6.22 são determinados os deslocamentos do rotor em relação aos transdutores na direção vertical e horizontal nos pontos D1, D2, D3 e D4 na passagem pela velocidade crítica do sistema entre 19 e 20 Hz na aceleração e 21 e 16 Hz na desaceleração, de acordo com a calibração utilizada, cuja força de excitação é o desbalanceamento em conjunto com o aumento da frequência de rotação. Os deslocamentos são menores devido à limitação do estator.

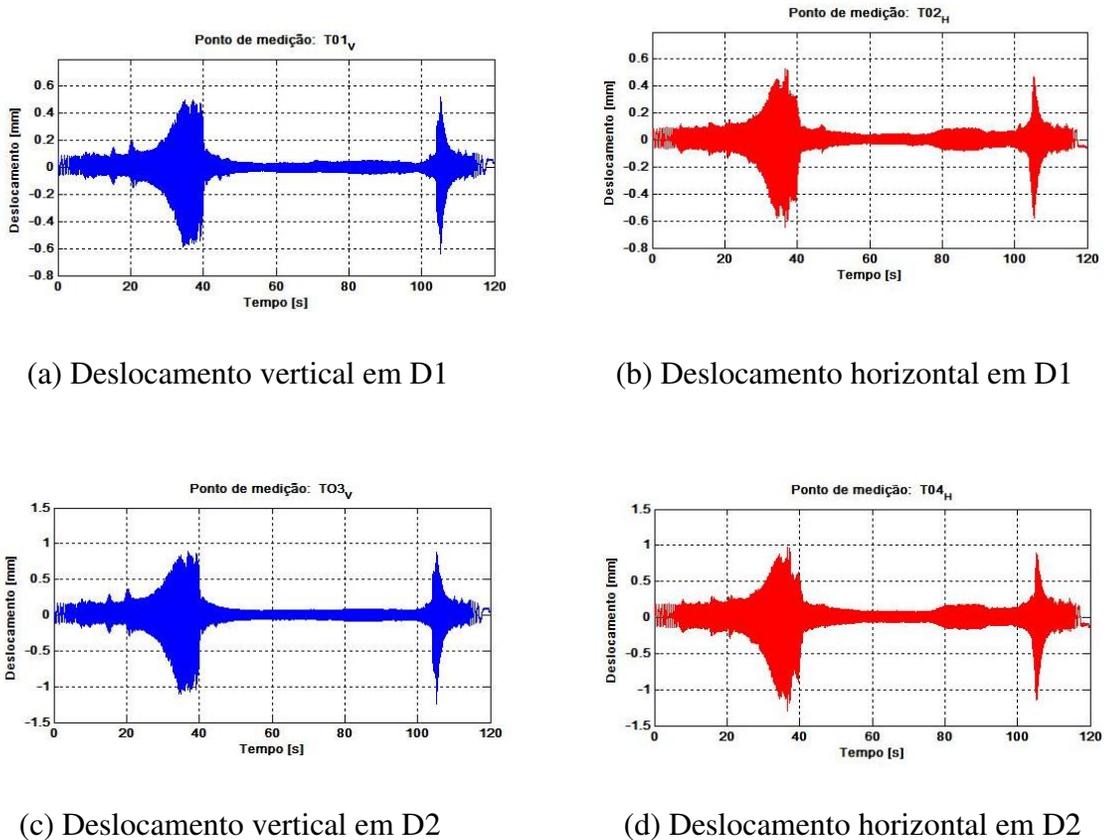
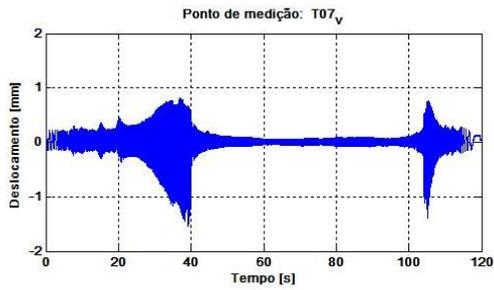
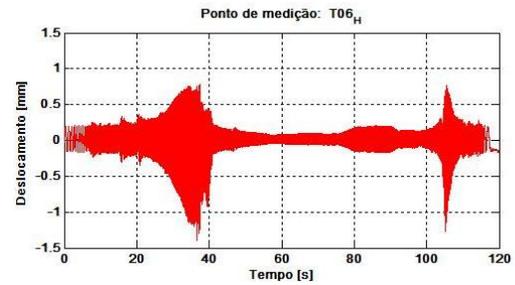


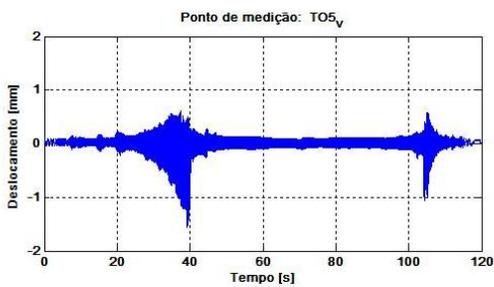
Figura 6.21: Deslocamento D1 e D2, 2 discos com *rubbing*.



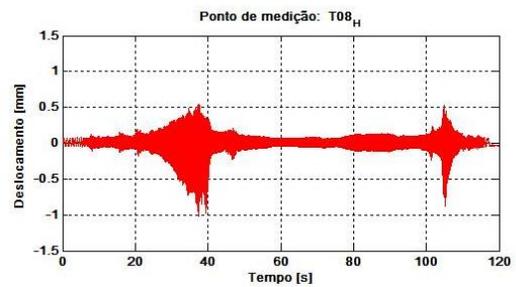
(a) Deslocamento vertical em D3



(b) Deslocamento horizontal em D3



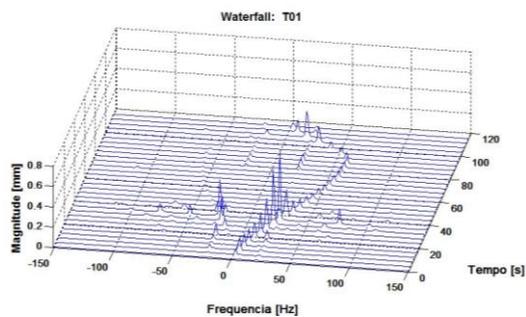
(c) Deslocamento vertical em D4



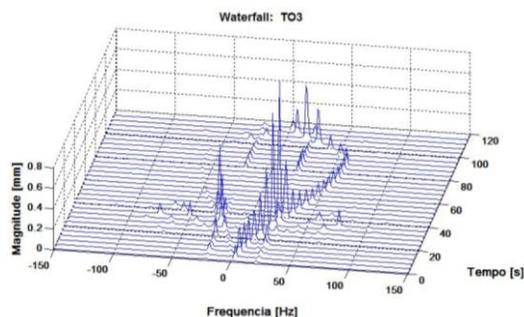
(d) Deslocamento horizontal em D4

Figura 6.22: Deslocamento D3 e D4, 2 discos com *rubbing*.

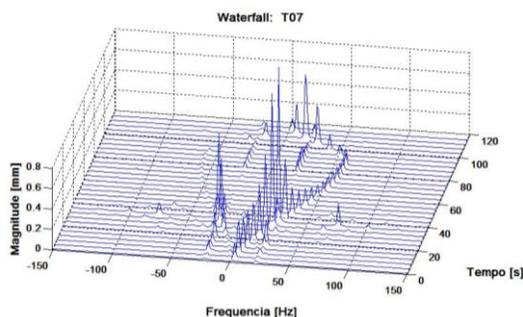
Nesta condição, ocorre que o estator com a folga utilizada limita o deslocamento do rotor, ocasionando um menor deslocamento em relação aos transdutores. Na Figura 6.23, é possível visualizar o comportamento dos picos de amplitude através dos gráficos do *full spectrum* em D1, D2, D3 e D4.



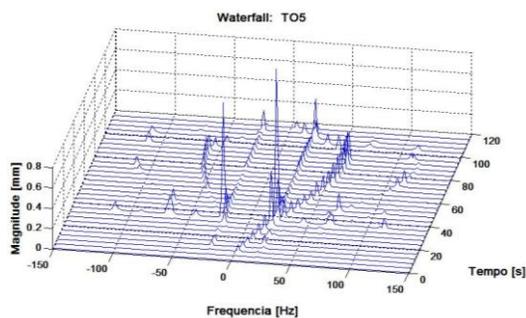
(a) *Full spectrum* em D1



(b) *Full spectrum* em D2



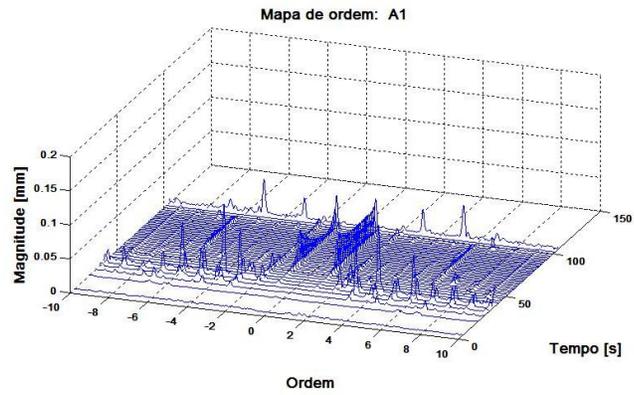
(c) *Full spectrum* em D3



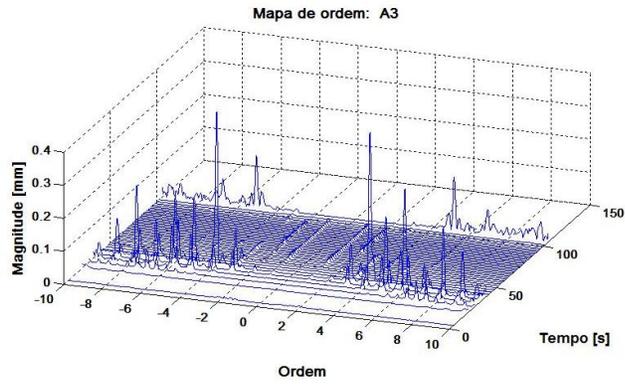
(d) *Full spectrum* em D4

Figura 6.23: *Full spectrum* em D1, D2, D3 e D4, 2 discos com *rubbing*.

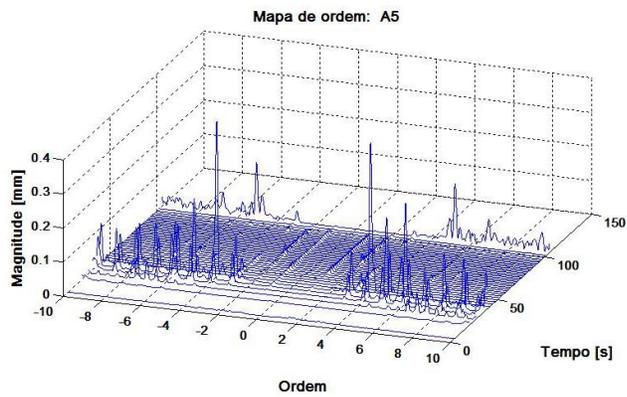
Em relação ao mapa de ordem na Figura 6.24 (a), (b) e (c) referente aos pontos A1, A2 e A3, ocorreu à excitação provocada 1X pelo desbalanceamento e 2X pelo *rubbing*, conforme especificado na Tabela 3.1. Também é possível visualizar ordens maiores, provavelmente devido a problemas localizados no motor acionador ou devido a problemas elétricos que posteriormente são analisados.



(a) Mapa de ordem em A1, 2 discos com *rubbing*.



(b) Mapa de ordem em A2, 2 discos com *rubbing*.



(c) Mapa de ordem em A3, 2 discos com *rubbing*.

Figura 6.24: Mapa de ordem em A1, A2 e A3, 2 discos sem *rubbing*.

#### 6.4 Comparativo *full spectrum*

É possível analisar e comparar os pontos medidos, em específico foi escolhido o ponto em D3 pelo fato de ficar próximo da região de contato para a condição sem e com *rubbing* através do *full spectrum* com 1 e 2 discos.

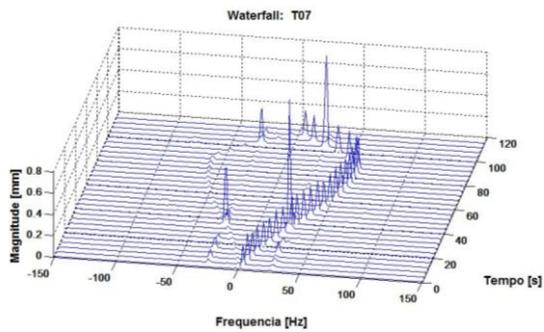
O experimento consiste na aceleração e desaceleração do sistema onde foi possível identificar o movimento de precessão retrógrada no ponto D3 no comparativo destes gráficos, sendo a amplitude na Figura 6.25(b), maior que na Figura 6.25(a) visualizado através do *full spectrum* para condição de 1 discos, nos planos D1, D2 e D4 prevaleceram o movimento de precessão direto. O gráfico do *full spectrum* é caracterizado por ser uma linha em curva onde é visualizada a passagem pela velocidade crítica do sistema, ocorrendo os maiores picos de amplitude. Nesta condição, a passagem pela velocidade crítica na aceleração ocorreu entre 24 e 29 Hz e na desaceleração entre 28 e 24 Hz aproximadamente. Um fato interessante na Figura 6.25(b) é que na desaceleração não ocorre uma amplitude alta devido a uma passagem rápida pela velocidade crítica. Já na Figura 6.25(a) ocorreram picos de amplitudes altos na aceleração e desaceleração do sistema.

Para a condição de 2 discos de acordo com as Figuras 6.25(c) e 6.25(d), novamente o sistema foi acelerado e desacelerado, não sendo possível identificar o movimento de precessão retrógrado no plano D3 e nos outros planos também. Fatores como a intensidade e a forma como ocorre o contato do rotor no estator podem influenciar nos resultados. A passagem pela velocidade crítica ocorreu entre 22 e 24 Hz na aceleração e 29 e 29 na desaceleração aproximadamente. Confirmando que a ferramenta *full spectrum* pode auxiliar na interpretação de uma boa diagnose em relação a máquinas rotativas.

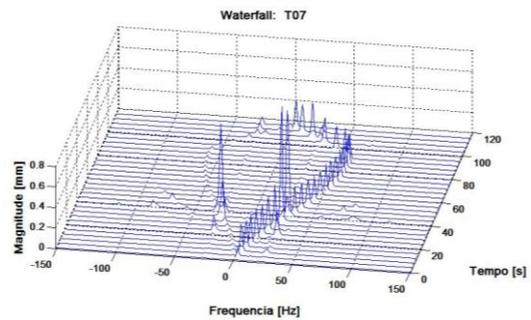
Nos outros planos posicionados em relação ao comprimento do rotor, este tipo de comparativo também pode ser realizado, não sendo observado o movimento de precessão retrógrado.

Nesta análise trabalhou-se com um valor de folga em 0,2 mm.

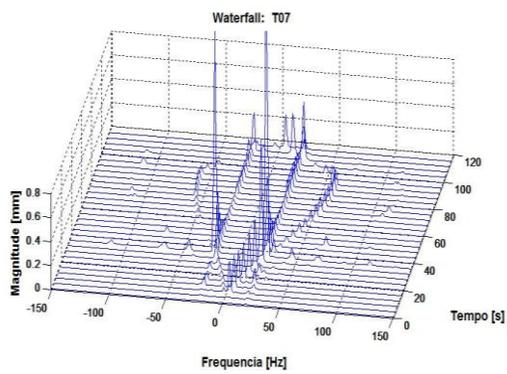
Posteriormente são realizadas medições com rotação constante para maiores análises.



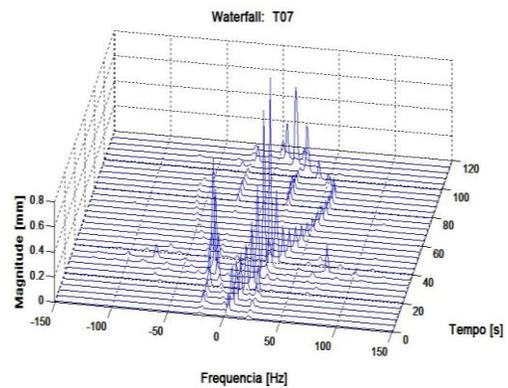
(a) 1 disco sem *rubbing* em D3



(b) 1 disco com *rubbing* em D3



(c) 2 discos sem *rubbing* em D3



(d) 2 discos com *rubbing* em D3

Figura 6.25: Comparativo *full spectrum*, para 1 e 2 discos.

## 6.5 Medição com rotação constante

Foram realizadas medições com rotação constante entre 20 e 30 Hz de forma a mapear o deslocamento do rotor (órbita), primeiro para a condição de 1 disco, ao qual não foi possível identificar o movimento de precessão retrógrado, mas foi possível visualizar o *rubbing* no ponto D3 provocando uma órbita irregular. O ponto em vermelho indica o início do movimento de precessão, conforme o gráfico polar apresentado na Figura 6.26 e Figura 6.27.

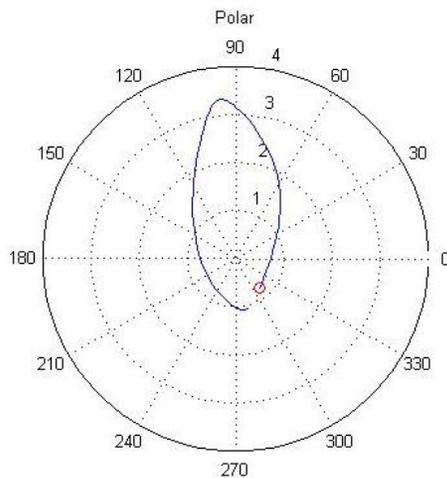


Figura 6.26: 1 disco sem *rubbing*, em 27 Hz.

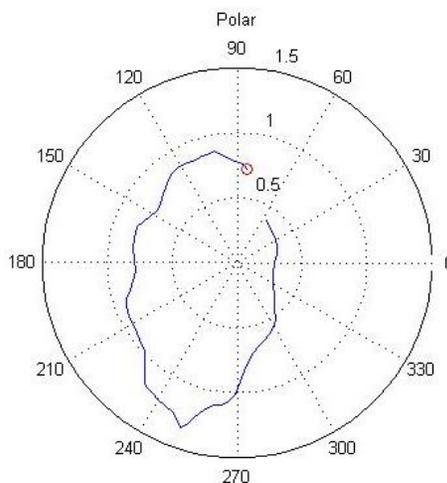


Figura 6.27: 1 disco com *rubbing*, em 27 Hz.

Para a condição de 2 discos sem *rubbing*, através do mapeamento do comportamento das órbitas, foi possível visualizar o movimento de precessão retrógrado no ponto D3. Para a condição de 2 discos com *rubbing* não foi possível visualizar o movimento de precessão retrógrado. Nos outros pontos analisados da bancada instrumentada, não foi identificado o movimento de precessão retrógrado devido à baixa intensidade de contato do *rubbing*, que pode ser influenciado pelo valor de folga entre o rotor e o estator, conforme Figura 6.28 e Figura 6.29.

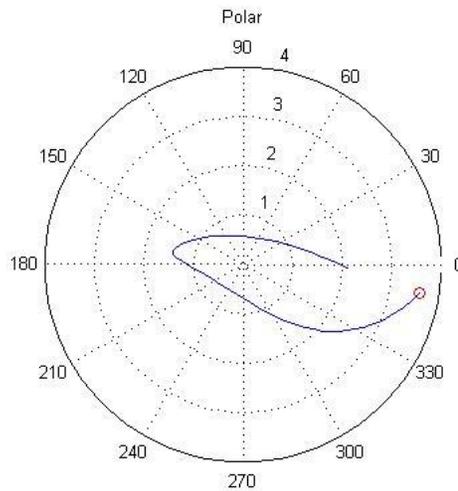


Figura 6.28: 2 discos sem *rubbing*, em 23 Hz.

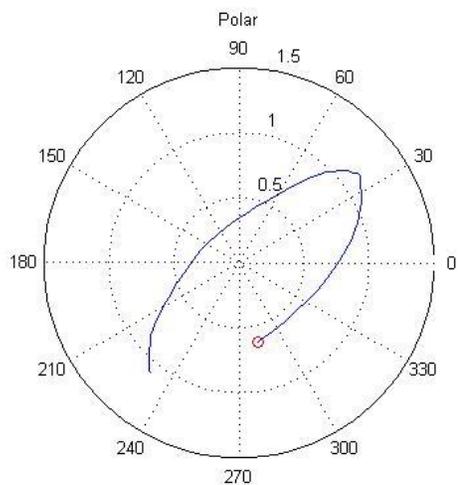
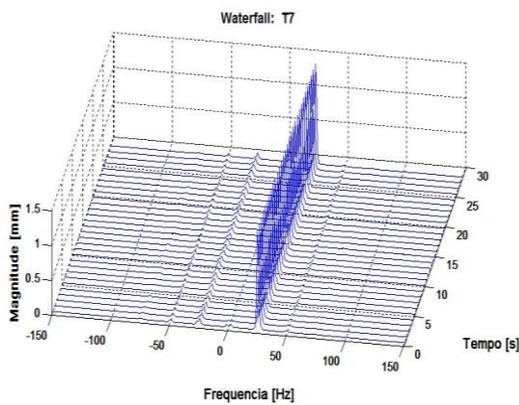


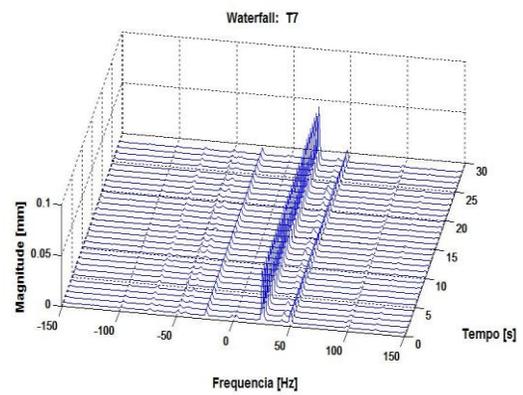
Figura 6.29: 2 discos com *rubbing*, em 23 Hz.

## 6.6 Análise *full spectrum*

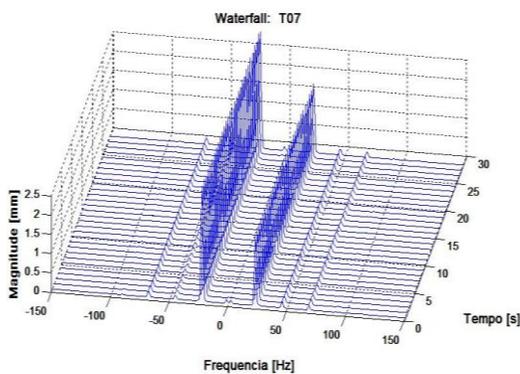
Para o valor de folga de 0,2 mm, ocorreu o movimento de precessão direta em (a) e em (b) com rotação constante. Para 2 discos sem *rubbing*, ocorre o movimento de precessão retrógrado em (c) e em (d) ocorreu o movimento de precessão direta, conforme Figura 6.30.



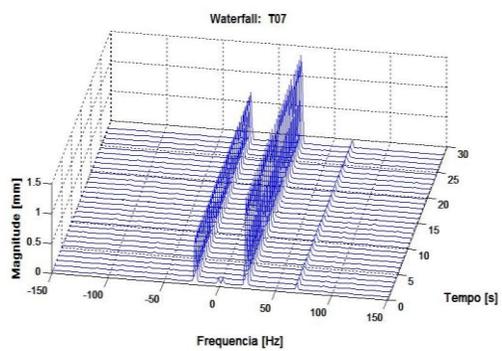
(a) 1 disco sem *rubbing* em D3, 25 Hz



(b) 1 disco com *rubbing* em D3, 25 Hz



(c) 2 discos sem *rubbing* em D3, 23 Hz



(d) 2 discos com *rubbing* em D3, 23 Hz

Figura 6.30: *Full spectrum*, rotação constante em 25 e 23 Hz, respectivamente.

## 6.7 *Full spectrum*, rotação variável

Para um valor de folga de 0,2 mm do estator com rotação variável, foi possível uma melhor identificação do *full spectrum* na passagem pela velocidade crítica, através da diferença da magnitude do pico conforme mostra a Figura 6.31, para 1 e 2 discos.

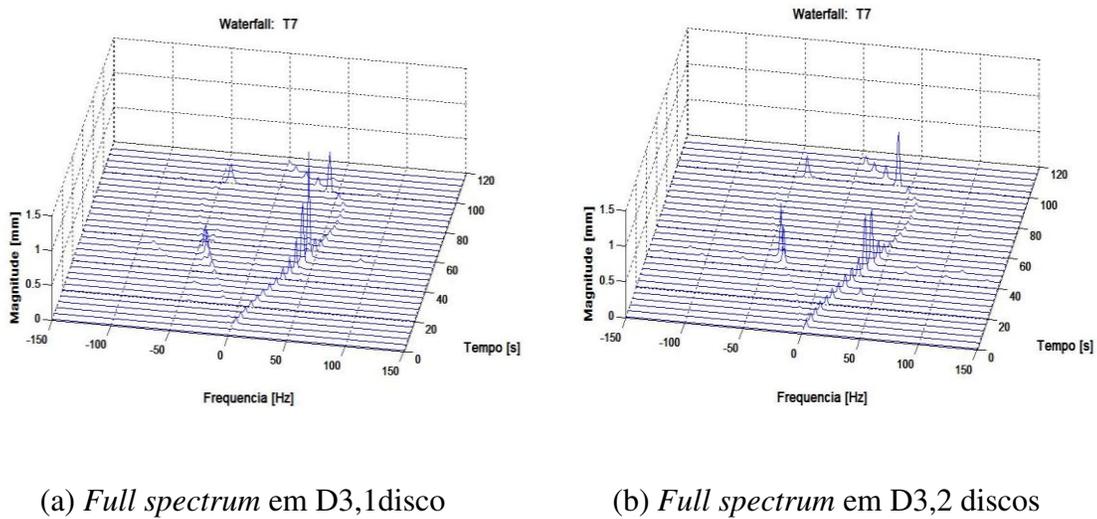
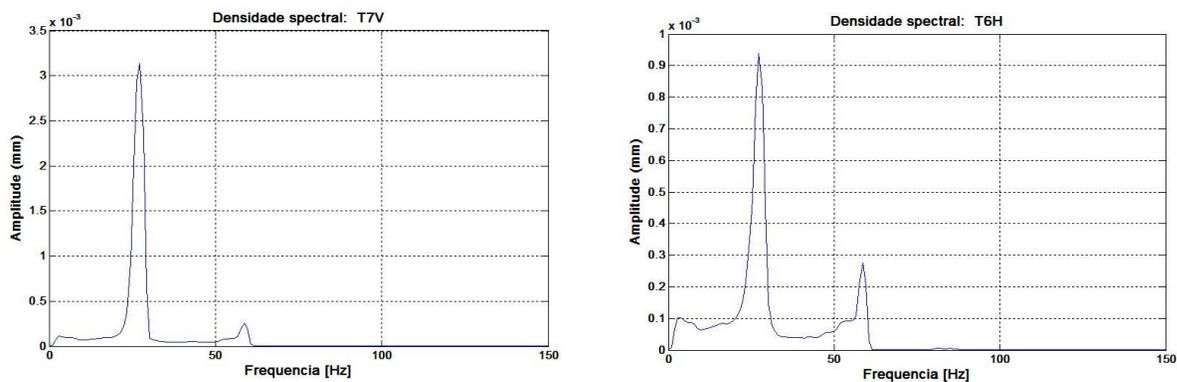


Figura 6.31: Comparativo *full spectrum* para rotação variável.

## 6.8 Medição com *Half spectrum*

O *half spectrum* usa o sinal de vibração de um transdutor de cada vez, gerando gráficos com frequências positivas, conforme Figura 6.32 (a) e (b), tornando possível a identificação das componentes de amplitude de forma individual de acordo com o eixo medido. Primeiro faz-se a análise do sinal em uma direção e depois em outra direção.

Com a medição do sinal feita dessa forma, não é possível formar um gráfico de *full spectrum*. Logo, não é possível determinar a direção e a forma do movimento de precessão, pois temos apenas o valor de uma amplitude de cada vez de acordo com a frequência. Para o cálculo do SDI, é necessário o valor da amplitude de dois transdutores adquiridos ao mesmo tempo, caso contrário não será possível determinar a direção e a forma da órbita. Como comparativo temos a verificação para 1 disco com *rubbing*, considerando o espectro de frequência com rotação variável, adquirido em D3 (transdutores próximos a região de contato do rotor no estator), conforme Figura 6.32.



(a) *Half spectrum* - vertical

(b) *Half spectrum* – horizontal

Figura 6.32: Medição com *half spectrum* no plano D3.

Conforme mencionado anteriormente, para a formação do gráfico do *full spectrum* em D3, são necessários dados de dois sensores posicionados de forma ortogonal, que são adquiridos ao mesmo tempo tornando disponível a informação da frequência, amplitude e o sinal de fase. Para os casos citados é necessário o uso da TF no sinal de vibração mecânica.

## 6.9 Comentários

- Para a verificação dos deslocamentos D1, D2, D3 e D4 provocado pelo desbalanceamento e variação da frequência de rotação, estes ficaram dentro da faixa de deslocamento de 3 mm entre o rotor e os transdutores nas respectivas direções. O deslocamento na direção axial não foi medido. A grande dificuldade encontrada foi o alinhamento do rotor em relação aos transdutores, uma vez que testes com um rotor empenado, dificultaram as medições e ajustes tiveram que ser realizados, tal como o desempenamento do rotor. A preocupação maior era em evitar que o rotor não toca-se nos transdutores de deslocamento na passagem pela velocidade crítica, fato que provocava o corte do sinal, pois a placa de aquisição é configurada até 10 V;

- O gráfico do *full spectrum (directional waterfall)* é obtido através da soma dos vetores representado por  $P(t) = y(t) + j.z(t)$ , onde é possível determinar através da amplitude, frequência e do sinal de fase, a direção de precessão da órbita relativa ao sentido de rotação do rotor (precessão direta e retrógrada). Fisicamente,  $P(t)$  representa o deslocamento de um vetor em um plano;

- O mapa de ordem (*directional order map*) possui informações adicionais, confirmando que o desbalanceamento acontece em 1X e o *rubbing* em 2X relacionado a ordem de frequência. Este tipo de análise tem como função, complementar o *full spectrum*;

- A ferramenta *full spectrum* em relação ao *half spectrum* realmente é uma ferramenta útil em um ambiente de manutenção de máquinas rotativas, porque identifica os componentes de vibração não só em termos de frequência e amplitude, mas em termos do movimento de precessão;

- O alinhamento e o balanceamento do sistema são necessários, de forma que não comprometam os resultados com o aparecimento de mais picos de amplitude;

- A identificação de movimentos de precessão direta e retrógrada em um sistema rotor-mancal é uma etapa muito importante na análise de máquinas rotativas, pois este último causa alternância de tensão no rotor;

- O contato do rotor no estator gera vibrações harmônicas de instabilidade que podem ser vistas no gráfico do *full spectrum*;
- O empenamento do rotor pode influenciar nos resultados, com o aparecimento de mais picos de amplitude;
- O uso do SDI auxilia o *full spectrum* na identificação da forma da órbita e direção do movimento de precessão;
- Os resultados dos experimentos para o deslocamento e a aceleração ficaram dentro da faixa de ajuste de acordo com a calibração e ajustes dos sensores;
- O uso da ferramenta *full spectrum* retém informações de frequência, amplitude e fase, através da análise do sinal de vibração utilizando coordenada complexa;
- O uso do mapa de ordem pode auxiliar na interpretação dos resultados, identificando a falha de acordo com o múltiplo de rotação;
- Os picos de ordem decrescem no sentido do mancal de mola para o mancal rígido;
- Não foram observados componentes  $\frac{1}{2} X$  a rotação no espectro;
- Para rotação constante, os resultados foram satisfatórios, através da identificação da frequência de ocorrência do dano devido ao *rubbing* e do movimento de precessão;
- A variação do valor de folga é um importante parâmetro de influência nos resultados, até então o valor de folga de 0,2 mm, mostrou melhores resultados do que 0,5 mm, cujo material do estator é feito de latão. Deve ser levada também em consideração a forma, a intensidade e a duração do toque do rotor no estator;
- A região de velocidade de rotação em que a precessão retrógrada ocorre, pode ocorrer próxima a região de ocorrência da velocidade crítica. Portanto deve ser evitada;
- O experimento mostrou que o sistema rotor-mancal em movimento possui várias componentes harmônicas tais como 2X, 3X, etc. Fulei Chu, Wenchiu Lu (2004) não indicaram a origem destas componentes. Para análise destas componentes, foram realizadas medições no motor acionador com carga, este foi acionado de 0 a 60 Hz e posteriormente desligado da rede elétrica como indicado no ponto A. Do ponto A até o ponto B, ocorre à desaceleração do sistema onde é possível observar o comportamento das componentes até a parada total do sistema. Comprovou-se que a 6<sup>a</sup> ordem desaparece com o desligamento (desaceleração), comprovando as

suspeitas de que a origem das altas componentes é o motor elétrico acionador, ou seja, o sistema sofre interferência da rede elétrica. Caso fosse problema de vibração mecânica, as ordens iriam desaparecer de forma gradual apesar de sofrer influência do capacitor que armazena energia existente no motor acionador, conforme Figura 6.33.

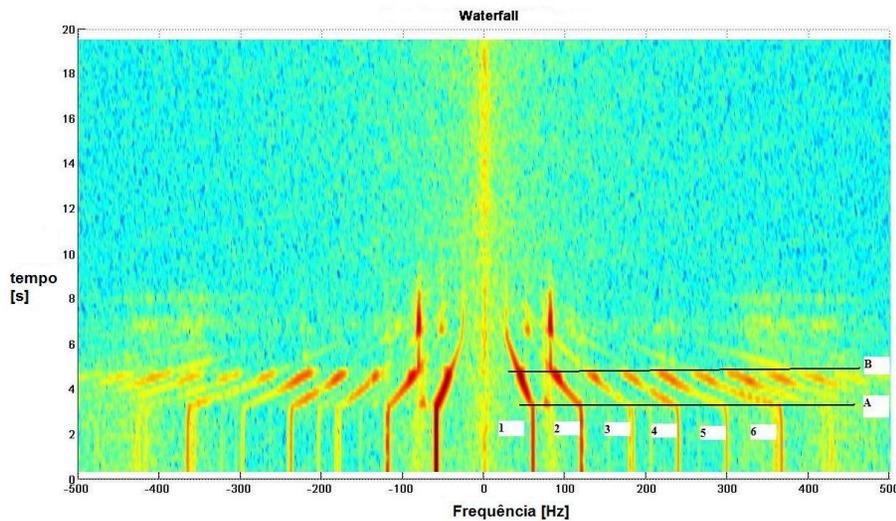


Figura 6.33: Mapa de ordem realizado no motor acionador.

Podemos concluir para estas análises que a ferramenta *full spectrum* tornou disponível muitas informações a respeito do comportamento do sistema, em comparação ao *half spectrum*. Os resultados encontrados foram coerentes com os parâmetros ajustados e a parte teórica dos artigos consultados sobre o assunto, que serviram como referência para a descrição do movimento de precessão, ao qual é importante para identificação dos tipos de danos que atuam sobre o sistema rotativo.

No capítulo seguinte são apresentadas as conclusões finais e sugestões para futuros trabalhos.

## Capítulo 7 – Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

Este capítulo tem por finalidade apresentar os resultados das análises numéricas e experimentais. Estas são analisadas e discutidas tendo em vista os objetivos deste trabalho.

### 7.1. Conclusões

O procedimento é realizado inicialmente através de forma numérica, através da análise da órbita realizada computacionalmente de um sistema rotor-mancal utilizando o método de elementos finitos, variação de parâmetros e posteriormente por uma bancada de testes para análise da frequência, amplitude e fase, em que foi possível a identificação das frequências dos movimentos de precessão direta e retrógrada na análise de máquinas rotativas, pois este último movimento, afeta diretamente à vida útil deste tipo de equipamento. As deformações causadas por esses movimentos ocorrem em frequências que podem ser identificadas pelo *full spectrum*, evitando-se a ruptura do rotor por fadiga do material.

Apesar do atual crescimento de pesquisas sobre o tema, este tipo de análise tem sido negligenciado nas formulações tradicionais de análise dinâmica de rotores e em particular na área industrial para análise e diagnose. As maiorias dos artigos publicados sobre o tema enfocam na análise numérica em detrimento do experimento. Apesar do modelo numérico do sistema rotor-mancal aqui estudado não reproduzir na íntegra os resultados esperados, devido a parâmetros que não puderam ser considerados, tais como: temperatura, condições de funcionamento, valores mais

apurados dos coeficientes de rigidez e amortecimento, dentre outros. Através deste tipo de análise é possível ter uma noção do comportamento do sistema pelos gráficos de análise das órbitas e do SDI gerados, no qual é possível determinar o sentido de rotação e a forma das órbitas de acordo com o dano considerado.

Os experimentos mostraram também o comportamento do sistema devido ao fenômeno de *rubbing* ao longo do comprimento do rotor instrumentado, tornando possível nos pontos analisados, a identificação do movimento de precessão e a forma das órbitas. O movimento de rotação em geral contém múltiplas componentes harmônicas e a análise através do mapa de ordem mostrou componentes harmônicas 1X, 2X, etc. Fato também comprovado de acordo com o artigo publicado por Fulei Chu e Wenxiu Lu (2004). A partir da comparação dos resultados simulados com os experimentais realizados, verificou-se grande similaridade entre estes, onde os mesmos mostraram-se satisfatórios.

Como contribuição deste trabalho, a análise de um sistema rotor-mancal foi estabelecido. Um suporte para o estator foi construído para a condição de provocar o dano *rubbing*. O sinal vibratório foi observado através da forma de espectro, órbita e *Waterfall* devido à instabilidade do sistema. Múltiplas componentes foram observadas de acordo com a variação de parâmetros, tornando possível a identificação da frequência de ocorrência do *rubbing* e da velocidade crítica.

Podemos destacar que a proposta desta ferramenta vem a contribuir de forma positiva, uma vez tendo conhecimento das aplicações e vantagens da ferramenta *full spectrum* em relação ao *half spectrum*. Destacando o correto sentido de rotação durante a aquisição do sinal vibratório, identificação da forma da órbita e do movimento de precessão de acordo com a frequência de rotação utilizando o *full spectrum*. Acredita-se que os objetivos estabelecidos neste trabalho foram cumpridos, uma vez que a maioria dos trabalhos sobre este tema é focado em análises numéricas em detrimento do experimento.

Dentre as vantagens do suporte para provocar o *rubbing*, destacam-se: o mesmo pode ser posicionado ao longo do comprimento do rotor, possui fácil ajuste através de parafusos nas laterais para centralização do rotor e para o estator preso ao suporte, podendo variar o valor da folga e o tipo de material de atrito. Através do valor de folga utilizado, pode-se controlar o tempo e a severidade de contato. Espera-se que novas pesquisas sobre outros tipos de danos e novas

ferramentas de análise sobre o assunto sejam desenvolvidas e que venham a somar conhecimentos, dando surgimento a novas técnicas de monitoramento e diagnose de sistemas rotativos, pois este trabalho é apenas uma pequena contribuição de um trabalho maior e contínuo.

## 7.2 Dificuldades inerente à análise experimental

- Houve a necessidade da troca da posição original de transdutores de deslocamento, devido a problema de interferência na aquisição do sinal;
- Aparecimento no mapa de ordem de picos de amplitude de 6<sup>a</sup> ordem, considerada muito alta;
- O empenamento do rotor em 15 centesimos (considerado um valor alto) dificultou as medições e após o ajuste este valor foi reduzido para 5 centesimos, melhorando os resultados;
- Balanceamento do sistema rotor-mancal, cujo procedimento consiste em determinar a quantidade e a localização da massa excêntrica pelo método experimental de tentativa e erro;
- A placa de aquisição dos transdutores tem a capacidade de 10 V, devido às forças de excitação presentes no sistema rotor-mancal, as mesmas provocavam a saturação do sistema quando atingiam este valor, gerando como consequência o corte do sinal de vibração mecânica;
- As molas originais do mancal de mola foram substituídas, pois limitavam o ajuste de aperto. Foram colocadas molas mais curtas e rígidas, melhorando os ajustes e consequentemente os resultados;
- Foram realizadas medições no motor acionador e foram constatadas componentes harmônicas anormais que eram transmitidas para a bancada, componentes estas que geravam harmônicas com valores altos (picos de 6<sup>a</sup> ordem) de origem elétrica.

### 7.3 Sugestões para trabalhos futuros

Uma grande variedade de parâmetros pode ser utilizada para análise do movimento de vibração. A seguir, são relacionadas algumas sugestões e mudanças que podem ser acrescentadas para trabalhos futuros com o uso da ferramenta *full spectrum* que poderão ser desenvolvidas e relacionadas com a pesquisa deste trabalho:

- Análise de vibração em mancais hidrodinâmicos;
- Análise de vibração em rotor trincado com variação da profundidade;
- Análise torsional devido ao contato do rotor no estator, com variação do material de atrito;
- Análise em sistema com mais de 1 rotor e múltiplos discos;
- Análise do sistema rotor-mancal na passagem pela segunda velocidade crítica;
- Comparação da análise por *full spectrum* com outras técnicas, tais como: emissão acústica e método da transformada de *Wavelet Packet*.

Finalmente, será abordada a bibliografia consultada para realização deste trabalho.

## Referências

MUSZYNSKA, A. Forward and backward precession of a vertical anisotropically supported rotor. **Journal of sound and vibration**, v. 192, n.1, p. 207-222, 1995.

MUSZYNSKA, A.; GOLDMAN, P. **Application of full spectrum to rotating machinery diagnostic**, first quarter, p. 17-21, 1999.

BOYLE, C.; THOMSON, W.T.; SUTHERLAND, D.N.; LUMSDEN, K.J. On the line current monitoring to detect disalignment and dynamic eccentricity in three phase induction motor drives. **Journal article**, v.1, p. 5-8, 1994.

LAWS, B. **When you use spectrum, don't use it halfway**. Bently Nevada Corporation, p. 23-26, 1998.

BACHSCHMID, N.; PENNACCHI, P.; VANIA, A.; ZANETTA, G.A.; GREGORI, L. Identification of rub and unbalance in a 320 MW Turbogenerator, **International journal of Rotating Machinery**, v.9, n.2, p. 97-112, 2003.

BACHSCHMID, N.; PENNACCHI, P.; TANZI, E.; VANIA, A. Accuracy of modeling and identification of malfunctions in rotor systems: experimental results. **Journal of Brazilian Society of Mechanical Sciences**, v.22, n.3, 2000.

CHILDS, D.W. **Turbomachinery of Rotordynamics – Phenomena. Modeling and analysis**. Nova York: Editora John Wiley & Sons, 1932. 476p.

DIAS, M. J. Análise de sistemas rotativos através da análise modal complexa. **Relatório de atividades**, rel. I, p. 1-77, rel. II, p. 1-44, 2000.

LEE, C.W.; HAN, Y.S.; LEE, Y. Use of directional spectra of vibration signals for diagnosis of misalignment in rotating machinery, **Fifth International Congress on Sound and Vibration**, 1997.

LEE, C.W.; HAN, Y.S. The directional Wigner distribution and its application. **Journal of sound and vibration**, v.216, n.4, p.585-600, 1998.

CRAIG J. L.; LEE, J.H. **Full spectrum vibration analysis as predictive maintenance tool**, p. 58-59, 1999.

XINGJIAN, D.; JIPING, D.; XIAOZHANG, Z. Effects of unbalances on the rotor/stator rubbing, **Journal articles**, v.37, n.6, p.90-93, 2001.

Kramer, E. **Dynamic of rotors and foundation**. Editora Springer-Verlag, 1993. 383p.

CHU, F.; LU, W. Stiffening effects of the rotor during the rotor-to-stator rub in a rotating machinery. **Journal of sound and vibration**, n.308, p. 758-766, 2005.

GOLDMAN, P.; MUSZYNSKA, A. **Application of full spectrum to rotating machinery diagnostics**, Orbit, Bently Nevada Corporation, v.19, n.1, p. 17-21, 1999.

Hattori, H. Dynamic analysis of a rotor-journal bearing system with large dynamic loads. **JSME International journal**, série C, v.36, n.2, p. 251-257, 1993.

TUMA, J.; BILOS, J. **Full spectrum analysis in journal bearing diagnostics**. VSB-Technical University of Ostrava , p.1-6, 2004.

ISAKSSON, J. L. **Umbalance response analysis of a two- mass rotor system including rubbing effects**, Department of Mechanical Engineering, v.21, n.500, 1996.

SAWICKI, J.T.; RAO, T.V.V.L.N. A nonlinear model for prediction of dynamic coefficients in a hydrodynamic journal bearing. **International journal bearing of rotating machinery**, v.10, n.6, p. 507-513, 2004.

RAO, J. S. **Rotor Dynamics**. New York: Editora Wiley, 1991.

LAWRENCE, C.J.; LEE, J.H. Full spectrum vibration as a predictive maintenance tool, **Journal of sound and vibration**, v.76, n.9, pp.58-59, 1999.

MESQUITA, A.L.A. **Identificação de modos operacionais e naturais de vibração em máquinas rotativas utilizando coordenadas complexas**. 2004. 153p. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

GOODWIN, M. J. **Dynamics of rotor-bearing systems**, Editora Unwin Hyman, 1989. 281p.

BASHSCHMID, N.; PENNACCHI, P. Identification of multiple faults in rotor systems, **Journal of sound and vibration**, v.254, n.2, pp.327-366, 2002.

BACHSCHMID, N.; PENNACCHI, P.; VANIA, A. Diagnostic significance of orbit shape analysis and its application to improve machine fault detection, **Journal of the Brazilian society of mechanical science e engineering**, v.26, n.2, pp.200-208, 2004.

PATEL, T.; DARPE, A.K. Vibration response of a cracked rotor in presence of a rotor-stator rub, **Journal of sound and vibration**, v.317, n.3-5, pp.841-865, 2007.

PEDREIRA, J.A. **Dinâmica de máquinas rotativas em mancais hidrodinâmicos**. 2006. 113p. Dissertação (Mestrado) - Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

SOUTWICK, D. **Using full spectrum plots – Part 1**, Orbit, v.14, n.4, Bently Nevada Corporation, pp.19-21, 1993.

SOUTWICK, D. **Using full spectrum plots – Part 2**, Orbit, vol.15, n.2, Bently Nevada Corporation, pp.19-21. 1994.

SOUTO, C.A. **Estudo do comportamento dinâmico de máquinas rotativas através da análise modal complexa**. 2000. 127p. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

SINGIRESU, R. **Vibrações mecânicas. 4ª Edição. São Paulo: Editora Pearson/Prentice Hall, 2009. 448p.**

PATEL, T.H.; DARPE, A.H. Vibration response of a cracked rotor in presence of rotor-stator rub. **Journal of sound and vibration**, v.317, n.3-5, pp.841-865, 2007.

MIRANDA, U.A. **Aplicação de Métodos de Análise tempo-frequência ao estudo de sistemas rotativos.** 2002. 121p. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

PROAKIS, J. G. Digital signal processing: Principles, Algorithms and Applications. Editora Prentice Hall, 2002. 498p.

VANCE, J.M. **Rotordynamics of Turbomachinery.** Editora: John Wiley & Sons, 1988.

FENGQI, W.; MENG, G. Compound rub malfunctions feature extraction based on full-spectrum cascade analysis and SVM. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v.20, n.8, pp.2007-2021, 2006.

XI, W.; MEAGHER, J. A two extended Jeffcott Rotor model distinguishing a shaft crack from other rotating assymetries, **International journal of rotating machinery**, v.2008, p. 1-11, 2008.

CHAN, W.; MENG, G.; CHEN, D.; ZHOU, J.; CHEN, J.Y. Non linear dynamics of a rub impact micro motor system with scale-dependent friction model, **Journal of sound and vibration**, n.309, pp. 756-777, 2007.