

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA  
TESE DEFENDIDA POR CRISTIANO ROQUE  
SIQUEIRA..... E APROVADA  
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 24, 02, 2012

  
.....  
**ORIENTADOR**  
Prof. Dr. Milton Dias Junior  
Matricula 18.452-7  
FEM - UNICAMP

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

Cristiano Roque Siqueira

## **Estudo de Vibração Aplicado em Bombas Verticais Centrífugas**

Campinas, 2012.

02/2012

Cristiano Roque Siqueira

# **Estudo de Vibração Aplicado em Bombas Verticais Centrífugas**

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 Junior

Campinas  
2012

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

Si75e Siqueira, Cristiano Roque  
Estudo de vibração aplicado em bombas verticais  
centrífugas / Cristiano Roque Siqueira. --Campinas, SP:  
[s.n.], 2012.

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

1. Bombas centrífugas. I. Dias Junior, Milton. II.  
Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de  
Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Study of vibration applied to vertical centrifugal pumps

Palavras-chave em Inglês: Centrifugal pumps

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Robson Pederiva, Mauro Hugo Mathias

Data da defesa: 24-02-2012

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

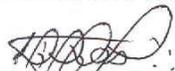
**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO**

## **Estudo de Vibração Aplicado em Bombas Verticais Centrífugas**

Autor: Cristiano Roque Siqueira  
Orientador: Prof. Dr. Milton Dias Junior

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



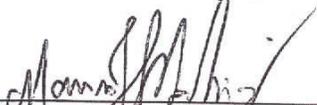
---

**Prof. Dr. Milton Dias Junior, Presidente  
DPM / FEM / UNICAMP**



---

**Prof. Dr. Robson Pederiva  
DPM / FEM / UNICAMP**



---

**Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias  
UNESP / GUARATINGUETÁ**

Campinas, 24 de fevereiro de 2012

## **Dedicatória:**

À minha amada esposa Ariane Vidal Siqueira, pelo apóio nos momentos difíceis e por toda a amizade que nos une e ao nosso filho Rian Vidal Siqueira.

## **Agradecimentos**

Este trabalho não poderia ter sido concluído sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

Aos meus pais pelo incentivo em todos os momentos da minha vida.

Aos profissionais e colegas da Sulzer Brasil, que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho.

Em especial, ao meu orientador, Prof. Dr. Milton Dias Junior que me mostrou os caminhos a serem percorridos, sobretudo, como um amigo por quem tenho muita estima e admiração.

*O senhor é o meu pastor, nada me faltará.  
Salmo 23:1*

## Resumo

Neste trabalho procurou-se avaliar o comportamento vibracional de uma bomba vertical centrífuga durante operação em campo, ou seja, nas instalações do cliente, e comparar os dados obtidos em relação ao critério de aceitação utilizado pelo fabricante através de normas vigentes. Para isto, foi necessário conhecer como é realizado o ensaio de desempenho da bomba, quais os pontos de medições determinados pelas normas, para uma melhor análise foram necessários incluir novos pontos em estudo nesta dissertação. Utilizou-se a análise de vibração em tempo, frequência, deslocamento e velocidade. Os resultados obtidos através dos ensaios foram processados através da técnica de processamento de sinais, que melhor se adapta a análise investigada. Foram ensaiados, analisados e comentados os resultados experimentais deste trabalho. É da maior importância o estudo na formação de um critério de aceitação amplo da análise de vibração aplicado as bombas verticais centrífugas.

### *Palavras Chave*

- Análise de Vibração, Bombas Verticais Centrífugas

## **Abstract**

In this study sought to evaluate the vibrational behavior of a vertical centrifugal pump during operation in the field, that is, the customer premises, and compare the data obtained regarding the acceptance criteria used by the manufacturer using standards norms. For this, it was necessary to know how the test is performed pump performance, which points determined by measurement standards norms, for a better analysis was necessary to include new points studied in this dissertation. We used the analysis of vibration time, frequency, displacement and velocity. The results obtained from the tests were processed through the signal processing technique that best fits the analysis investigated. Were tested, analyzed and commented on the results of this experimental work. It is of utmost importance to study the formation of a broad acceptance criterion of vibration analysis applied vertical centrifugal pumps.

### *Key Words*

Vibration Analyses, Centrifugal Vertical Pumps

## Índice

Lista de Figuras .....	xi
Lista de Tabelas .....	xiii
Nomenclatura .....	xiv
Subscritos .....	xv
Capítulo 1 .....	1
1. Introdução.....	1
1.1 Motivação.....	1
1.2 Mercado de bombas.....	1
1.3 Objetivos e metodologia.....	3
1.4 Aplicação.....	3
1.5 Estruturas da dissertação .....	3
Capítulo 2 .....	5
2. Revisão da literatura.....	5
2.1 Histórias sobre a dinâmica em máquinas rotativas .....	5
2.2 Processamentos de sinais .....	5
2.3 Análises dinâmica de máquinas e estruturas .....	6
2.4 Modelos da força de excitação .....	6
2.5 Análise espectral.....	7
2.6 Distribuição tempo e frequência.....	7
2.7 Order tracking.....	9
2.8 Time Variant Discrete Fourier Transform (TVDFT) .....	11
2.9 Filtros adaptativos .....	14
2.10 Tipos de janelas para análise de vibração.....	14
Capítulo 3 .....	17
3. Procedimento de ensaio de desempenho .....	17
3.1 Propósito do ensaio .....	17
3.2 Descrições do ensaio de desempenho .....	18
3.3 Condições de testes .....	19
3.4 Normas de testes.....	21
3.5 Lay Out da instrumentação.....	21
3.6 Procedimentos de teste NPSH (Net Positive Suction Head).....	22
3.7 Procedimentos de ensaio de vibração.....	24
3.8 Instrumentações de testes .....	24
3.9 Cálculos do desempenho .....	25
3.9.1 Cálculo da Altura Manométrica da Bomba (AMT) .....	25
3.9.2 Cálculo da potência da bomba.....	26
3.9.3 Cálculo da eficiência da bomba.....	26
3.9.4 Cálculo do NPSH Disponível.....	27
3.10 Conversões dos dados do teste para o projeto.....	27
3.11 Critérios de aceitação .....	28
3.11.1 Critério de aceitação de vibração .....	28

3.11.2 Critério de aceitação para refinarias e plataformas .....	29
3.11.3 Critério de aceitação de frequência natural nos mancais.....	31
Capítulo 4 .....	32
4. Análise experimental.....	32
4.1 Objetivos da análise experimental.....	32
4.2 Procedimentos do ensaio experimental .....	32
4.3 Procedimentos do processamento do sinal.....	39
Capítulo 5 .....	42
5. Resultados e Discussões.....	42
Capítulo 6 .....	84
6. Conclusões e Sugestões para Próximos Trabalhos.....	84
6.1 Conclusão e comentários.....	84
6.2 Sugestões para trabalhos futuros .....	85
Referências Bibliográficas.....	87

## Lista de Figuras

Gráfico 1.1: Mercado nacional de bombas, peças e serviços. ....	2
Gráfico 1.2: Quantidades de bombas verticais no mercado nacional.....	2
Figura 2.1: Comparativo de amplitude com diferentes janelas .....	15
Figura 3.1 : Lay out de teste para bombas verticais. ....	20
Figura 3.2: Classificação das normas em relação à aplicação e análise. ....	21
Figura 3.3: Sinais adquiridos pelo supervisor de testes .....	22
Figura 3.4: Posicionamento dos sensores de vibrações em bombas verticais centrífugas. ....	22
Figura 3.5: NPSH requerido (mca) com 3% de queda na AMT. ....	23
Figura 3.6: Condição de cavitação. ....	24
Figura 4.1: Pontos de medição .....	34
Figuras 4.2: (a) Global e (b) visão detalhada do transmissor de pressão instalado na posição da tubulação de descarga.....	36
Figura 4.3: Vista dos acelerômetros instalados no mancal.....	36
Figura 4.4: Vista dos acelerômetros instalados na câmara de selagem e definição da posição angular do sensor de deslocamento. ....	37
Figura 4.5: - Acelerômetros instalado no bocal de recalque da bomba.....	37
Figura 4.6: Vista detalhada dos sensores de deslocamento e do sensor de fase.....	38
Figura 5.1: Velocidade instantanea de rotação.....	47
Figura 5.2: Registro no Tempo e PSD: bowl da bomba X.....	49
Figura 5.3: Registro no tempo e PSD: bowl da bomba Y. ....	50
Figura 5.4: Registro no tempo e PSD: mancal X = 1mm/s RMS.....	50
Figura 5.5: Registro no tempo e PSD: mancal Y = 0,8 mm/s RMS.....	51
Figura 5.6: Registro no tempo e PSD: mancal Z = 0,1mm/s RMS. ....	51
Figura 5.7: Registro no tempo e PSD: Câmara de selagem X = 1,4mm/s RMS. ....	52
Figura 5.8: Registro no tempo e PSD: bocal de recalque Z = 2,8mm/s RMS.....	52
Figura 5.9: Registro no tempo e PSD: bocal de recalque X = 1mm/s RMS. ....	53
Figura 5.10: Registro no tempo e PSD: pressão dinâmica na tubução de recalque. ....	54
Figura 5.11: Registro no tempo e PSD: deslocamento 0° = 0,1mm RMS. ....	55
Figura 5.12: Registro no tempo e PSD: deslocamento 90° = 0,1mm RMS. ....	55
Figura 5.13: Registro no tempo e PSD: bowl da bomba X. ....	56
Figura 5.14: Registro no tempo e PSD: bowl da bomba Y. ....	57
Figura 5.15: Registro no tempo e PSD: mancal X = 2,5mm/s RMS.....	58
Figura 5.16: Registro no tempo e PSD: mancal Y = 2mm/s RMS.....	58
Figura 5.17: Registro no tempo e PSD: mancal Z = 0,2mm/s RMS. ....	59
Figura 5.18: Registro no tempo e PSD: camera de segem X = 4,9mm/s RMS.....	59
Figura 5.19: Registro no tempo e PSD: bocal de descarga Z = 3,2mm/s RMS. ....	60
Figura 5.20: Registro no tempo e PSD: bocal de descarga X = 3,6mm/s RMS.....	60
Figura 5.21: Registro no tempo e PSD: pressão dinâmica do bocal da tubução de descarga. ....	61
Figura 5.22: Registro no tempo e PSD: deslocamento 0° = 0,1mm RMS. ....	62
Figura 5.23: Registro no tempo e PSD: deslocamento 90° = 0,1 mm RMS. ....	62
Figura 5.24: Registro no tempo e gráfico de wartefall: mancal X. ....	63
Figura 5.25: Registro no tempo e gráfico wartefall: mancal Y. ....	64
Figura 5.26: Registro no tempo e gráfico waterfall: mancal Z.....	65

Figura 5.27: Registro no tempo e gráfico waterfall: câmara de selagem X = 10mm/s RMS.....	66
Figura 5.28: Registro no tempo e gráfico waterfall: bocal de recalque Z = 7,7mm/s RMS.....	67
Figura 5.29: Registro no tempo e gráfico waterfall: bocal de recalque X = 6,6mm/s RMS. ....	67
Figura 5.30: Registro no tempo e gráfico waterfall: pressão dinâmico no bocal de recalque. ....	68
Figura 5.31: Registro no tempo e gráfico waterfall: deslocamento 0° .....	69
Figura 5.32: Registro no tempo e gráfico waterfall: deslocamento 90° = 0,1 mm RMS. ....	70
Figura 5.33: Velocidade instantânea de rotação estimado a partir do sinal de fase. ....	71
Figura 5.34: Registro no tempo e gráfico waterfall: bowl da bomba X. ....	72
Figura 5.35: Registro no tempo e gráfico waterfall: bowl da bomba Y. ....	73
Figura 5.36: Registro no tempo e gráfico waterfall: mancal X. ....	74
Figura 5.37: Registro no tempo e gráfico waterfall: mancal Y. ....	75
Figura 5.38: Registro no tempo e gráfico waterfall: mancal Z.....	76
Figura 5.39: Gráfico tempo e frequência de deslocamento em 0° e 90° .....	77
Figura 5.40: Registro no tempo e gráfico waterfall: bowl da bomba X. ....	78
Figura 5.41: Registro no tempo e gráfico waterfall: mancal X. ....	79
Figura 5.42: Registro no tempo e gráfico waterfall: mancal Y. ....	80
Figura 5.43: Gráfico waterfall - zoom: mancal X e Y.....	81
Figura 5.44: Gravação no tempo e gráfico waterfall- zoom: mancal Z.....	82
Figura 5.45: Gráfico tempo e frequência: deslocamento 90° .....	83

## Lista de Tabelas

Tabela 2.1: Relações entre defeitos em máquinas rotativas e direcionalidade da órbita. Os símbolos (+) e (-) representam a presença e ausência da componente, respectivamente. (Goldman e Muszynska, 1999 - modificado) .....	8
Tabela 2.2: Métodos sugeridos na literatura para os sinais sonoros não estacionários e de vibração, Auweraer XX.....	9
Tabela 2.3: Exemplos de tipos de defeitos e sistemas que excitam os múltiplos da rotação, Goldman (1999). .....	10
Tabela 2.4: Dados obtidos no ensaio para cada frequência a amplitude e o erro de amplitude gerado para cada janela. ....	16
Tabela 4.1: Descrição dos ensaios realizados .....	33
Tabela 4.2: Descrição dos locais medidos e direções.....	33
Tabela 5.1: Valores em RMS (mm /s), para os testes 2, 3 e 4.....	43
Tabela 5.2: Comparação de evolução de vibração em RMS (mm /s), mancal x bowl.....	43
Tabela 5.3: Análise de frequências (Hz), mancal x bowl.....	46

## Nomenclatura

### Letras Latinas

$F$	flutuação da força	
$N$	número de pontos	
$O$	ordem analisada	
$R$	número total de revoluções	
$r(n)$	razão de desvios padrões	
$Rpm$	rotação instantânea da máquina	Rpm
$T$	Tempo	Segundo
$T$	tempo de aquisição	Segundo
$X$	sinal de vibração	
$\tilde{x}(t)$	sinal remodulado	
$Y$	sinal estimado com ruído e ordens fora da análise	
$X(o_m)$	amplitude da ordem $m$	
$\Delta t$	Intervalo de tempo.	
$\Delta \omega$	Intervalo de frequência.	
$\langle t \rangle, \langle \omega \rangle$	Tempo e frequências médios de um sinal e sua transformada de Fourier.	
$A$	amplitude de uma função senoidal.	
$c_{xy}, c_{yx}$	Amortecimento nas direções $xy$ .	
$c_{xx}, c_{yy}$	Amortecimento nas direções $x$ e $y$ .	
$f_i$	Frequência instantânea.	
$f_a$	Frequência de amostragem.	
$f_{Nyq}$	Frequência de Nyquist.	
$f_{máx}$	Frequência máxima de um sinal.	
$\mathcal{F}$	Transformada de Fourier.	
$k_{xy}, k_{yx}$	Rigidez nas direções $xy$ .	
$k_{xx}, k_{yy}$	Rigidez nas direções $x$ e $y$ .	
$M$	Massa do rotor.	
$N, M$	Número de componentes, número de pontos.	
$P_{STFT}(\omega)$	Transformada de Fourier de curta duração.	
$P_{espec}(t, \omega)$	Espectrograma.	
$P(t)$	Margem no tempo.	
$P(\omega)$	Margem na frequência.	
$P(t, \omega)$	Densidade no domínio tempo-frequência.	
$r_d$	Amplitude da componente direta.	
$r_r$	Amplitude da componente retrógrada.	

$s_i(\tau)$	Sinal modificado pela presença da janela.
$s[n]$	Seqüência de amostras de um sinal no tempo.
$s(t), x(t), y(t), h(t)$	sinal no tempo.
$S(\omega), S(f)$	transformada de Fourier do sinal $s(t)$ .
$ s(t) ^2,  S(\omega) ^2$	densidade de energia do sinal $s(t)$ .
$t, u$	Tempo.
$T$	Período de amostragem.

## Letras Gregas

$\alpha$	aceleração angular constante	rad/s <sup>2</sup>
$\delta_\eta(n)$	desvio padrão	
$\Delta f$	variação de freqüência	Hz
$\Delta t$	variação de tempo	Segundo
$\Delta\theta$	variação angular	Radiano
$\Delta o$	variação da ordem	
$\phi$	posição angular	°
$\Delta\Phi$	variação angular entre dois pulsos consecutivos do tacômetro	Radiano
$\varepsilon$	termo não homogêneo	
$\omega_{Hz}$	velocidade de rotação	Hz
$\omega$	velocidade angular	rad/s
$\varepsilon$	Excentricidade da massa em desbalanço.	
$\phi_{spec}(\theta, \tau)$	Função núcleo do espectrograma.	
$\psi(t, \omega)$	Função núcleo no domínio tempo-freqüência.	
$\sigma_t$	Desvio padrão de um sinal no tempo.	
$\sigma_\omega$	Desvio padrão da transformada de Fourier de um sinal.	
$\omega$	domínio da freqüência.	
$\omega_0$	freqüência de uma função senoidal.	

## Subscritos

$a_m, b_m$	coeficientes de Fourier
$b_i$	coeficientes da equação de segundo grau
$e_{ij}$	termo da matriz ortogonal de compensação

$F_{Nyquist}$	freqüência de Nyquist	Hz
$F_{amostragem}$	freqüência de amostragem	Hz
$F_s$		
$m_e$	massa de desbalanceamento	Kg
$N_{pulso}$	número de pulsos do tacômetro por revolução	
$O_{Max}$	ordem maxima	
$t_i t_j$	instantes de tempo de pulsos consecutivos do tacômetro	segundo
$t_{pulso}$	instante de tempo de um pulso do tacômetro	Segundo
$t_{nível}$	instante de cruzamento do nível com um pulso do tacômetro	Segundo

## Abreviações

<i>OTC</i>	<i>Order Tracking Computacional</i>
<i>TVDFFT</i>	<i>Time Variant Discrete Fourier Transform</i>
<i>OCM</i>	<i>Orthogonality Compensation Matrix</i>
<i>Espec</i>	Espectrograma.

## Sigla

FFT	Transformada rápida de Fourier.
STFT	Transformada de Fourier de curta duração.
TFD	Distribuição tempo-freqüência.

## **Capítulo 1**

### **1. Introdução**

#### **1.1 Motivação**

A motivação em realizar este trabalho, é o fato de ter pleno conhecimento da dificuldade do fabricante em garantir o perfeito funcionamento das bombas verticais centrífugas em campo, uma vez que, o critério de aceitação é muito abrangente, além do que o fabricante tem limitações no ensaio da bomba, bem como, instalação, modo de operação e fluído bombeado, entre outras coisas, que poderá influenciar na forma e intensidade de vibrar.

#### **1.2 Mercado de bombas**

O mercado de bombas centrífugas está crescendo, e devido a este fato novas empresas internacionais, vieram para o Brasil buscar novas oportunidades.

Nos últimos quatro anos, foram investidos nas áreas de saneamento básico, água e esgoto através do PAC Programa de Aceleração do Crescimento, lançado em 2007, que é um programa do governo federal brasileiro que engloba um conjunto de políticas econômicas, planejadas para os quatro anos seguintes, e que teve como objetivo acelerar o crescimento econômico do Brasil, o valor de aproximadamente R\$ 500 bilhões até 2010, nas áreas de infra-estrutura, saneamento, habitação, transporte, energia e recursos hídricos, entre outros, contudo, gerou-se um aquecimento do mercado de bombas.

Podemos acompanhar o crescimento do mercado nacional de bombas, peças e serviços conforme apresentado no gráfico 1.1, a visão macro do mercado econômico, que gira aproximadamente em R\$ 1,2 bilhão de reais/ano.

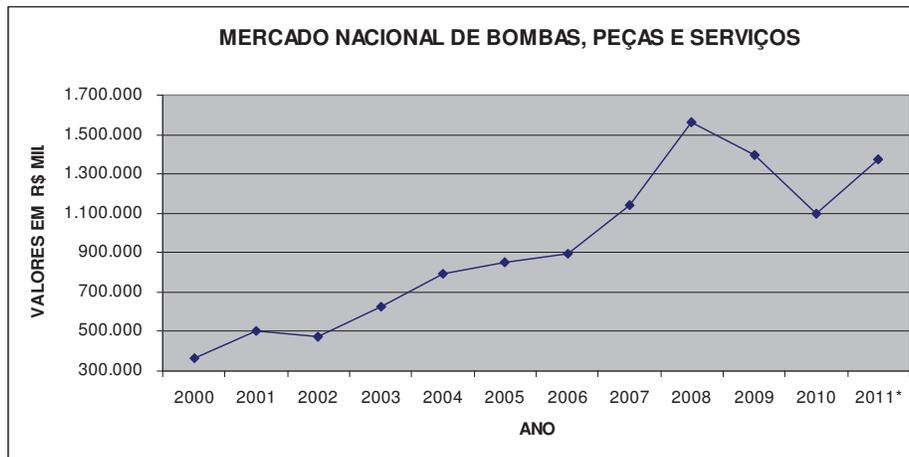


Gráfico 1.1: Mercado nacional de bombas, peças e serviços.

Fonte: DEEE/ABIMAQ-SINDIMAQ \*Valores extrapolados a partir de março/2011.

A quantidade de bombas verticais no mercado nacional oscilou bastante, mas não ocorreu queda neste mercado, os valores das bombas variaram de acordo com a complexidade e modelo, no gráfico 1.2 é apresentado uma visão global da quantidade de bombas verticais centrífugas no mercado nacional nos últimos três anos, que giraram em torno de 400 bombas/ano, este mercado apresentado é de bombas padronizadas seriadas ou sob encomenda.

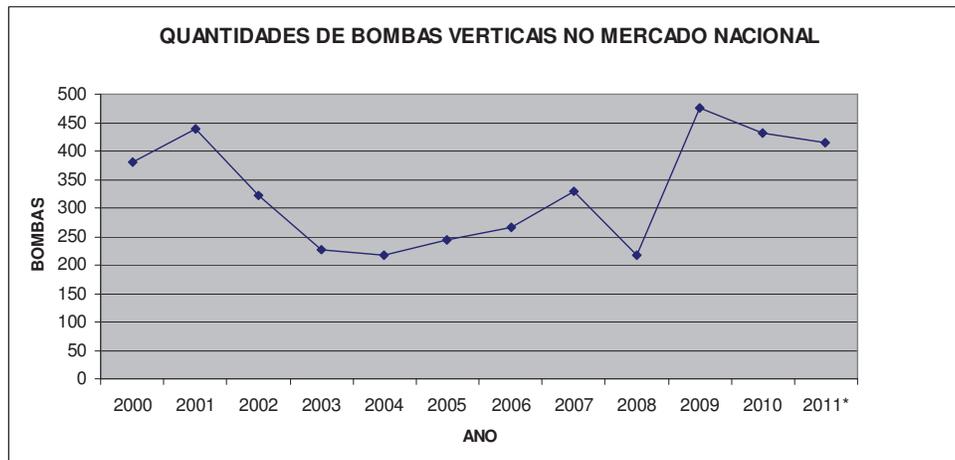


Gráfico 1.2: Quantidades de bombas verticais no mercado nacional.

Fonte: DEEE/ABIMAQ-SINDIMAQ \* Valores extrapolados a partir de março/2011.

### **1.3 Objetivos e metodologia**

O objetivo principal deste trabalho é analisar o comportamento vibracional de uma bomba vertical centrífuga em condição de operação em campo e relacionar os dados obtidos em campo ao critério de aceitação utilizado pelo fabricante através de normas vigentes. Ao realizar os ensaios experimentais em campo, conseguimos obter dados e informações relevantes para mencionar neste trabalho e citar a dificuldade de garantir o perfeito funcionamento de uma bomba em campo, quando se amplia a análise, o conhecimento e as técnicas de processamento de sinais são pontos importantes para o diagnóstico e conclusões.

### **1.4 Aplicação**

As bombas verticais centrífugas são geralmente aplicadas em condições, onde a sucção do fluido a ser bombeado está sob difícil condição de sucção ou em plantas, onde se tem restrição de espaço físico, para se montar uma bomba horizontal centrífuga, este tipo de bomba pode ser aplicada ao bombeio de diversos fluídos, contendo ou não sólidos em suspensão, tais como: água em geral, esgoto, lodo, óleos solúveis, entre outros fluídos. Estas bombas, após fabricação são ensaiadas em duas etapas, estaticamente onde são pressurizados os corpos e tampas de sucção e recalque, tubos de colunas e tanque de sucção para garantir a integridade do material, em condição dinâmica são ensaiados a hidráulica e o desempenho mecânico, onde se tem um vasto número de normas envolvidas focando estes critérios, em muitos casos conflitantes os mesmos, por terem sido criadas em países com necessidades e condições climáticas diferentes.

### **1.5 Estruturas da dissertação**

Apresento a seguir uma breve descrição do conteúdo de cada capítulo deste trabalho:

No Capítulo 1, inicia-se com um breve relato dos motivos pelos quais, este tema de pesquisa se originou e foi desenvolvido. Apresenta os objetivos que foram estabelecidos e a metodologia empregada, breves considerações sobre o contexto atual do mercado de bombas.

No Capítulo 2, é apresentada uma revisão da literatura, que tem como objetivo situar o leitor dos recentes desenvolvimentos no campo de vibrações. Em seguida, citam-se as aplicações

desta pesquisa. Uma vez que não são muitos os trabalhos publicados nesta área, faz-se um breve resumo.

No Capítulo 3, de natureza básica, é feita uma breve apresentação do procedimento de ensaio, o qual é utilizado para aprovar a bomba no ensaio de desempenho no fabricante ou em campo.

No Capítulo 4, é apresentado o ensaio da bomba em condição de operação em campo, simulando a operação com outras bombas na mesma planta. Será analisada, aquisição de vibrações obtidas em pontos estratégicos e iguais ao determinado por normas.

No Capítulo 5, são elucidados os principais resultados para se conhecer a necessidade de novos pontos de medições e critérios, para que se possam garantir três anos de operação contínua bomba operando no ponto de melhor eficiência ou fora deste ponto dois anos.

No Capítulo 6, é apresentada uma relação contendo as referências bibliográficas utilizadas, para que se possam ampliar os conceitos em vibração.

## **Capítulo 2**

### **2. Revisão da literatura**

#### **2.1 Histórias sobre a dinâmica em máquinas rotativas**

Segundo Frederick (2003), o estudo sobre a dinâmica deste tipo de sistema foi realizado inicialmente em 1869 por W. J. Macquorn Rankine, conduzido na avaliação da rotação de eixos e introduzindo o termo “*whirling*”. A observação da vibração de eixo, neste caso acionado através de polias, é realizada por Stanley Dunkerley em 1895, que se refere ao termo “velocidade crítica” para designar uma velocidade específica em que o rotor sofre elevado nível de flexão. A questão experimental aparece com Carl G. P. De Laval em 1889, ao atingir a velocidade supercrítica em uma turbina a vapor e W. Kerr, em 1916, no qual indica a existência de uma segunda velocidade crítica.

Entretanto, a transição para uma descrição matemática mais próxima do comportamento real de rotores ocorre somente com a modelagem de Jeffcott em 1919. A partir destes trabalhos, muitos estudos acerca da modelagem foram desenvolvidos. Melvin Prohl (anos 30 e 40) adota uma abordagem analítica desenvolvendo um método que viria a ser conhecido, posteriormente, como método da matriz de transferência. Essa formulação foi utilizada por um longo período de tempo na análise dinâmica de rotores industriais. Na medida em que se presencia o crescimento computacional após 1960, as técnicas de análise incorporaram uma abordagem numérica, como o método de elementos finitos (FREDERICK, 2003).

#### **2.2 Processamentos de sinais**

O processamento de sinais consiste na modificação de sinais que foram coletados estaticamente ou dinamicamente, que geralmente são utilizados para uma análise posterior do

sinal gerado, de forma a extrair informações e torná-las mais apropriadas para aplicação específica de forma analógica ou digital, podendo aplicar a filtragem nos sinais coletados. São utilizados em diversas áreas das engenharias, bem como em outras áreas como economia, biologia e saúde.

### 2.3 Análises dinâmica de máquinas e estruturas

A análise modal experimental é utilizada nas atividades de projeto em várias áreas, que possibilita a construção de modelos matemáticos baseados em sinais de vibração medidos, seus respectivos conceitos e metodologias aplicados a estruturas – lineares e não rotativas – estão bem estabelecidos hoje em dia (BUCHER & EWINS, 2003).

### 2.4 Modelos da força de excitação

Em termos da excitação, diversos tipos de força poderiam ser aplicados sobre o sistema, algumas relacionadas à velocidade de rotação do rotor, como a força de desbalanceamento ( $1x\omega$ ), ou mesmo composto de uma excitação aleatória, tal como é feita na análise modal. A partir desta visão que considera a multiplicidade da excitação, pode-se conceber uma metodologia mais ampla para a análise, não só de sistemas rotativos, como também na identificação de parâmetros modais de sistemas não girantes.

Dentro desta perspectiva, a construção das relações de excitação na eq. (2.1) é escrita considerando duas partes distintas: a primeira relacionada com as forças aleatórias ( $\vec{p}(t)$ ), vista como um parâmetro conhecido, e a segunda que considera a excitação como funções harmônicas ( $\text{sen}(\omega(t).t)$  e  $\text{cos}(\omega(t).t)$ ).

$$\vec{M}.\ddot{\vec{x}}(t) + [\vec{C} + \omega(t).\vec{G}]\dot{\vec{x}}(t) + \vec{K}.\vec{x}(t) = \vec{p}(t) + [\vec{a}.\text{sen}(\omega(t).t) + \vec{b}.\text{cos}(\omega(t).t)]. \quad (2.1)$$

Um aspecto que caracteriza a excitação harmônica é a presença de uma componente senoidal e outra co-senoidal dependente da frequência instantânea,  $\omega(t)$ , e da amplitude destas funções,  $\vec{a}$  e  $\vec{b}$ , respectivamente.

Os meios de medição disponíveis podem não fornecer todas as informações necessárias à representação destas forças. Por exemplo, na aquisição do sinal de vibração de máquinas rotativas

excitadas por desbalanceamento, em geral, desconhece-se o valor da excentricidade e sua posição, entretanto, é usual medir a velocidade de rotação. Neste caso específico, as incógnitas da excitação harmônica passam a ser somente as amplitudes. O uso da formulação de filtragem adaptativa possibilita a inclusão das amplitudes das harmônicas, além dos parâmetros da matriz do sistema ( $\vec{A}$ ), no procedimento de identificação.

## **2.5 Análise espectral**

A análise espectral, através da transformada de Fourier, é uma técnica amplamente utilizada para auxiliar na descrição do comportamento de máquinas e equipamentos. Ela não é capaz de fornecer informações a respeito da localização, no tempo, das componentes espectrais de um sinal, como ocorre em sinais não-estacionários. Para sinais não estacionários é necessário o uso de outra ferramenta, que permita a extração das características temporais e espectrais do sinal.

## **2.6 Distribuição tempo e frequência**

Através da distribuição tempo e frequência é possível verificar como a energia de um sinal está distribuída, simultaneamente, nos domínios do tempo e da frequência. As distribuições tempo-frequência iniciou-se no campo da física quântica por volta da década de 30 com a distribuição de Wigner, verificou-se, mais recentemente, que estas técnicas poderiam ser muito úteis se aplicadas à análise de sinais não estacionários. O pioneirismo da distribuição de Wigner e da transformada de Fourier de curta duração (STFT) possibilitou que novos estudos se seguissem, permitindo que novas distribuições, como as pertencentes à classe de Cohen, pudessem ser introduzidas. Atualmente, pode-se verificar a aplicação das distribuições tempo-frequência em uma grande variedade de situações das mais diversas áreas, como biomedicina, geologia, telecomunicações, radares e sonares e engenharia (Cohen, 1995). Na área da engenharia mecânica, tem se mostrado bastante promissora é na análise de sistemas girantes. Apesar da grande maioria dos trabalhos nesta área estarem voltados para as questões de monitoramento e detecção de falhas em máquinas rotativas (Meng e Qu, 1991; Bucher, I., 2001; Silva, 1999), alguns estudos têm sido realizados no sentido de utilizar esta ferramenta para estimação da resposta ao desbalanceo e identificação de sistemas rotativos, na análise vibracional e acústica de

componentes automotivos, e até na análise e estimação de parâmetros de sistemas não estacionários, entre outras. Com o auxílio das distribuições tempo-frequência, pode-se analisar sistemas operando em condições reais e, portanto, submetidos às cargas dinâmicas presentes durante o seu funcionamento.

A tabela 2.1, reproduzida de Goldman e Muszynska (1999), mostra algumas relações entre defeitos em máquinas rotativas e a direcionalidade da órbita.

Tabela 2.1: Relações entre defeitos em máquinas rotativas e direcionalidade da órbita. Os símbolos (+) e (-) representam a presença e ausência da componente, respectivamente. (Goldman e Muszynska, 1999 - modificado)

<b>Tipo de defeito</b>	<b>Componente em frequência</b>	<b>Direta</b>	<b>Retrógrada</b>
Desbalanceamento	1X	+	Na presença de anisotropia na rigidez dos suportes
Carga radial unidirecional	1X	+	+
	2X	+	+
Fissura/trinca no rotor/eixo	1X	+	-
	2X	+	-
Contato completo para resposta auto-excitada	Frequência natural do sistema rotor-selagem	-	+

Mesmo durante a fase de projeto da máquina rotativa é importante conhecer a contribuição das componentes de precessão direta e retrógrada na resposta total de cada uma das estações do rotor uma vez que este não pode, de forma alguma, operar na condição de precessão retrógrada por um longo período de tempo, sob o risco de sofrer uma falha por fadiga precoce devido as tensões alternadas ao qual o eixo estaria submetido nestas condições.

Apesar de alguns programas comerciais já serem capazes de separar a resposta total nas componentes diretas (na faixa de frequências positivas) e retrógradas (na faixa de frequências negativas) em um único gráfico, chamado de *full spectrum*, eles ainda se baseiam no algoritmo da transformada de Fourier rápida, não é uma ferramenta apropriada para analisar sinais não estacionários, como ocorre durante a partida e a parada da máquina. Neste caso, as distribuições tempo-frequência e, principalmente, as distribuições tempo-frequência direcionais, surgem como alternativas interessantes para a caracterização destes sistemas mecânicos.

## 2.7 Order tracking

Order Tracking é uma ferramenta para análise de sinais de ruído e vibração provenientes especificamente de componentes rotativos, operando em condições estacionárias ou não, são classificadas sob o nome geral de métodos seguidores de ordem, ou *order tracking*, e permitem expor qualquer componente (ordem) de um sinal, dependente da velocidade de rotação, qualquer que seja sua variação no tempo.

Sinais em que a frequência varia com o tempo, a análise torna-se muito complexa e ineficiente quando utilizadas ferramentas tradicionais de processamento de sinais, como a Transformada Rápida de Fourier.

Como podem ser encontrados diversos tipos de sinais: estacionários (invariante no tempo), não estacionários, transientes e sinais de banda larga em frequência (*broadband signal*), diferentes métodos foram desenvolvidos para atender a cada uma delas, na Tabela 2.2 mostra algumas das técnicas sugeridas na literatura.

Tabela 2.2: Métodos sugeridos na literatura para os sinais sonoros não estacionários e de vibração, Auweraer XX.

<b>Harmônico com frequência fundamental conhecida</b>	<b>Harmônico com frequência fundamental desconhecida</b>	<b>Transiente</b>	<b>Banda Larga</b>
<i>Order Tracking</i> (reamostragem)	Método de Prony	Distribuição de <i>Wavelet</i> e Wigner-Ville	Modelo auto-regressivo e Análise Espectral de Máxima Entropia
Filtro de Kalman	Distribuição de <i>Wavelet</i> e Wigner-Ville	Modelo auto-regressivo e Análise Espectral de Máxima Entropia	Distribuição de <i>Wavelet</i> e Wigner-Ville

Os filtros adaptativos de Kalman e Vold-Kalman, utilizados para extrair as ordens de um sinal no domínio do tempo.

A partir das ordens é possível determinar as componentes que estão relacionadas diretamente com a frequência fundamental, isto se torna muito proveitoso na dinâmica de máquinas rotativas, por que mapeia a composição dependente da velocidade de rotação (múltiplos

da velocidade), sendo que todas as destes componentes representam um determinado defeito ou alguma excitação do sistema, como manifestado na, Tabela 2.3:.

Tabela 2.3: Exemplos de tipos de defeitos e sistemas que excitam os múltiplos da rotação, Goldman (1999).

<b>Tipo de defeito ou excitação do sistema</b>	Desbalanceamento	Desalinhamento	Carga Radial Unidirecional	Fissura, Trinca no rotor ou eixo	Engrenagem	Motor a explosão
<b>Múltiplo da rotação</b>	1x	2x	1x, 2x	1x, 2x	Número de dentes	Número de explosões por ciclo

Com o crescente aumento na capacidade dos microprocessadores, diversos métodos de *Order Tracking* digital foram implementados ao longo da última década. No entanto, a maioria destes microprocessadores foram concebidos e desenvolvidos por empresas que os protegem através de patentes. Por isso, a maioria dos trabalhos faz uma rápida referência ao método usado, destacando principalmente vários exemplos de aplicação e da potencialidade de seus produtos.

Um pós-processamento do mapa da TVDFT (*Time Variant Discrete Fourier Transform*) pode ser realizado para melhorar a capacidade de seguir as ordens, principalmente nos cruzamentos ou ordens muito próximas uma das outras. O artigo de Blough (1997) apresenta o método da *Orthogonality Compensation Matrix* (OCM) – Matriz de Compensação Ortogonal, que visa reduzir o erro na estimativa de uma determinada ordem devido à influência das outros componentes presentes no sinal.

Os métodos de *Order Tracking* permitem ao usuário visualizar as ordens e frequências naturais do sistema analisado, todos ao mesmo tempo em uma única curva 3D (mapa de ordem).

Existe uma classe de métodos que permitem extrair uma única componente de ordem para ser analisada separadamente ou subtraí-la do sinal original, segundo a teoria de filtragem adaptativa.

## 2.8 Time Variant Discrete Fourier Transform (TVDFFT)

Este método de Order Tracking é baseado no núcleo da transformada de Fourier, cuja frequência pode variar com o tempo, desenvolvido na dissertação de doutorado de Blough (1998) e publicado em artigos como o de 1996 e 1997 do mesmo autor. A TVDFFT não requer a reamostragem de cada canal do domínio do tempo para o domínio angular, reduzindo sensivelmente a carga computacional. A partir de um segundo cálculo, denominado de Orthogonality Compensation Matrix (OCM) é possível melhorar a separação de ordens próximas ou cruzadas.

A TVDFFT Order Tracking é um caso especial da transformada chirp-z. Esta transformada é definida como um tipo de transformada de Fourier com um núcleo que possibilita a variação da frequência e do amortecimento com o tempo (ou frequência, ou rotação, como é o nosso caso).

Mas, na TVDFFT, a variação ocorre somente na frequência, enquanto que o amortecimento fica constante. O método está baseado na amostragem do sinal com passo constante no tempo e, portanto, as relações de amostragem de Shannon são validadas para este caso:

$$\begin{aligned}\Delta f &= \frac{1}{T} = \frac{1}{N \cdot \Delta t}, \\ T &= N \cdot \Delta t, \\ F_{Nyquist} &= F_{max} = \frac{F_{amostragem}}{2}, \\ F_{amostragem} &= \frac{1}{\Delta t}.\end{aligned}\tag{2.2}$$

O número de pontos ( $N$ ) e o espaçamento temporal ( $\Delta t$ ) entre dois pontos consecutivos determinam a resolução em frequência ( $\Delta f$ ) da FFT (Transformada rápida de Fourier.). A variável  $T$  é o tempo de registro,  $F_{Nyquist}$ , a frequência de Nyquist,  $F_{max}$ , a frequência máxima contida no sinal e  $F_{amostrado}$  é a frequência de amostragem.

A descrição do sinal no domínio da ordem através da TVDFFT é dada equação:

$$X(o_m) = a_m - j.b_m,\tag{2.3}$$

cujos coeficientes são dados por:

$$a_m = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x(n \cdot \Delta t) \cos\left(2\pi \int_0^{n \cdot \Delta t} (o_m \cdot \Delta t \cdot \frac{Rpm}{60}) dt\right),\tag{2.4}$$

E

$$b_m = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x(n.\Delta t) \operatorname{sen} \left( 2\pi \int_0^{n.\Delta t} \left( o_m . \Delta t . \frac{Rpm}{60} \right) dt \right), \quad (2.5)$$

sendo que,

- $o_m$  é a ordem analisada ( $m.\Delta o$ ),
- $a_m$  os coeficientes de Fourier do termo Cosseinodal de  $o_m$ ,
- $b_m$  os coeficientes de Fourier do termo Senoidal de  $o_m$ ,
- Rpm a rotação instantânea da máquina.

Substituindo-se os coeficiente (2.4) e (2.5) na equação (2.3), tem-se:

$$X(o_m) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x(n.\Delta t) \cos \left( 2\pi \int_0^{n.\Delta t} \left( o_m . \Delta t . \frac{Rpm}{60} \right) dt \right) + \\ - j . \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x(n.\Delta t) \operatorname{sen} \left( 2\pi \int_0^{n.\Delta t} \left( o_m . \Delta t . \frac{Rpm}{60} \right) dt \right). \quad (2.6)$$

ou

$$X(o_m) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x(n.\Delta t) \left( \cos \left( 2\pi \int_0^{n.\Delta t} \left( o_m . \Delta t . \frac{Rpm}{60} \right) dt \right) - j . \operatorname{sen} \left( 2\pi \int_0^{n.\Delta t} \left( o_m . \Delta t . \frac{Rpm}{60} \right) dt \right) \right). \quad (2.7)$$

N forma de exponencial complexa a transformada (com núcleo variável) torna-se:

$$X(o_m) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x(n.\Delta t) . \exp \left( - j . 2\pi . o_m . \int_0^{n.\Delta t} \left( \Delta t . \frac{Rpm}{60} \right) dt \right). \quad (2.8)$$

Apenas para lembrar, a transformada de Fourier tradicional, de *kernel* fixo, tem relação espectral com o sinal  $x(n.\Delta t)$  dado por (Oppenheim, 1989):

$$X(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x(n.\Delta t) . \exp(- j . 2\pi . k . n). \quad (2.9)$$

Comparando-se as duas transformadas, a diferença está no termo das exponenciais complexas. Do cálculo da FFT normal para a TVDFT, a mudança ocorre em  $n$  que, neste último caso, é função da rotação:

$$n \rightarrow \int_0^{n.\Delta t} \left( \Delta t . \frac{Rpm}{60} \right) dt. \quad (2.10)$$

A partir da relação da equação (2.8) é possível estimar a amplitude e fase de qualquer ordem. Para se ter uma estimativa correta da amplitude é usada as relações que minimizam o erro de *leakage*:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\Delta o} &= \text{inteiro} \\ \frac{\text{Ordem Seguida}}{\Delta o} &= \text{inteiro} \end{aligned} \quad (2.11)$$

Apesar desta restrição, podem surgir erros de *leakage* por causa das outras ordens que compõe os dados. Para minimizá-los, podem-se aplicar as janelas usadas na análise convencional da FFT. A escolha da janela depende das ordens contidas nos dados e do aspecto da estimativa da ordem. As estimativas são mais sensíveis ao erro de truncamento em baixas rotações, quando as ordens não estão bem separadas.

O método é muito prático comparado com os outros métodos de *Order Tracking*, podendo ser implementado de uma maneira eficiente. A TVDFT é computacionalmente menos pesada que as técnicas com reamostragem e menos complexas, pois não utiliza a interpolação do domínio do tempo para o angular.

Para diminuir o erro da não ortogonalidade do núcleo no método da TVDFT, aplica-se a *Orthogonality Compensation Matrix* (OCM). Por meio desta é possível analisar variações rápidas do sinal e obter melhor resolução nas ordens próximas ou cruzadas. O método é usado no pós-processamento do resultado estimado da TVDFT.

Para a aplicação da OCM, todas as ordens com energia significativa são primeiramente obtidas pela TVDFT. Qualquer ordem com energia significativa não seguida irá levar a um erro nos resultados finais devido ao acréscimo de ruído nas equações lineares. A equação que relaciona as ordens obtidas pelo TVDFT, a matriz de ortogonalidade (OCM) e as ordens corrigidas é dada por:

$$\begin{bmatrix} e_{11} & e_{12} & e_{13} & \cdots & e_{1m} \\ e_{21} & e_{22} & e_{23} & & e_{2m} \\ e_{31} & e_{32} & e_{33} & & e_{3m} \\ \vdots & & & & \vdots \\ e_{m1} & & \cdots & & e_{mm} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} o_1 \\ o_2 \\ o_3 \\ \vdots \\ o_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tilde{o}_1 \\ \tilde{o}_2 \\ \tilde{o}_3 \\ \vdots \\ \tilde{o}_m \end{bmatrix}. \quad (2.12)$$

O primeiro termo da equação, a matriz OCM, é a contribuição da ortogonalidade cruzada da ordem  $i$  na estimativa da ordem. O vetor  $\{o_i\}$  é o valor compensado da ordem  $i$ , enquanto que do lado direito da igualdade o vetor das ordens estimadas pela TVDFT.

Os termos  $e_{ij}$  são obtidos aplicando o núcleo da ordem  $i$  no núcleo da ordem  $j$ :

$$e_{ij} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \left\{ \exp\left(2\pi \int_0^{n.\Delta t} (o_i . \Delta t . \frac{Rpm}{60}) dt\right) . Janela . \exp\left(2\pi \int_0^{n.\Delta t} (o_j . \Delta t . \frac{Rpm}{60}) dt\right)^* \right\}. \quad (2.13)$$

A janela usada é a mesma que foi aplicada na estimativa da ordem pela TVDFT.

No caso em que as ordens forem ortogonais entre si, a matriz terá termos significativos apenas à diagonal principal, sendo os outros termos iguais a zero, que é a transformada de Fourier padrão com janela uniforme. A estimação das ordens compensadas é obtida multiplicando-se ambos os lados da equação pela inversa da OCM, obtendo-se a equação (2.14).

$$\begin{Bmatrix} o_1 \\ o_2 \\ o_3 \\ \vdots \\ o_m \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} e_{11} & e_{12} & e_{13} & \cdots & e_{1m} \\ e_{21} & e_{22} & e_{23} & & e_{2m} \\ e_{31} & e_{32} & e_{33} & & e_{3m} \\ \vdots & & & & \vdots \\ e_{m1} & & \cdots & & e_{mm} \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} \tilde{o}_1 \\ \tilde{o}_2 \\ \tilde{o}_3 \\ \vdots \\ \tilde{o}_m \end{Bmatrix}. \quad (2.14)$$

A partir destas ordens compensadas é possível obter resultados melhores que a FFT padrão, que as técnicas de reamostragem e que a própria TVDFT sozinha.

## 2.9 Filtros adaptativos

Filtros adaptativos de sinais dependentes de uma referência (rotação), foram propostos nos anos 90 por Leuridan e Vold, que são os filtros de Kalman e de Vold-Kalman. Ambos são ferramenta de análise de componentes rotativos, tal como se usa na indústria para desenvolvimento de produtos. O acesso ao sinal temporal de uma das componentes permite trabalhá-lo, na psicoacústica (análise sonora com ferramentas subjetiva/ objetiva), verificando a influência de cada uma das componentes em relação ao sinal completo.

Apesar da aplicação do filtro de Kalman nas máquinas rotativas em condições de rotação variável ser relativamente nova, o uso da técnica de filtragem já é conhecido desde os anos 60, o que torna este método conhecido matematicamente e cuja eficácia já foi comprovada.

## 2.10 Tipos de janelas para análise de vibração

Ensaio experimental através da figura 2.6, para que se possam avaliar as características da amplitude para as diferentes janelas Retangular, Hanning e Flat Top, gerado a tabela 2.4 que

apresenta os valores obtidos para cada frequência, a amplitude e o erro de amplitude para cada janela.

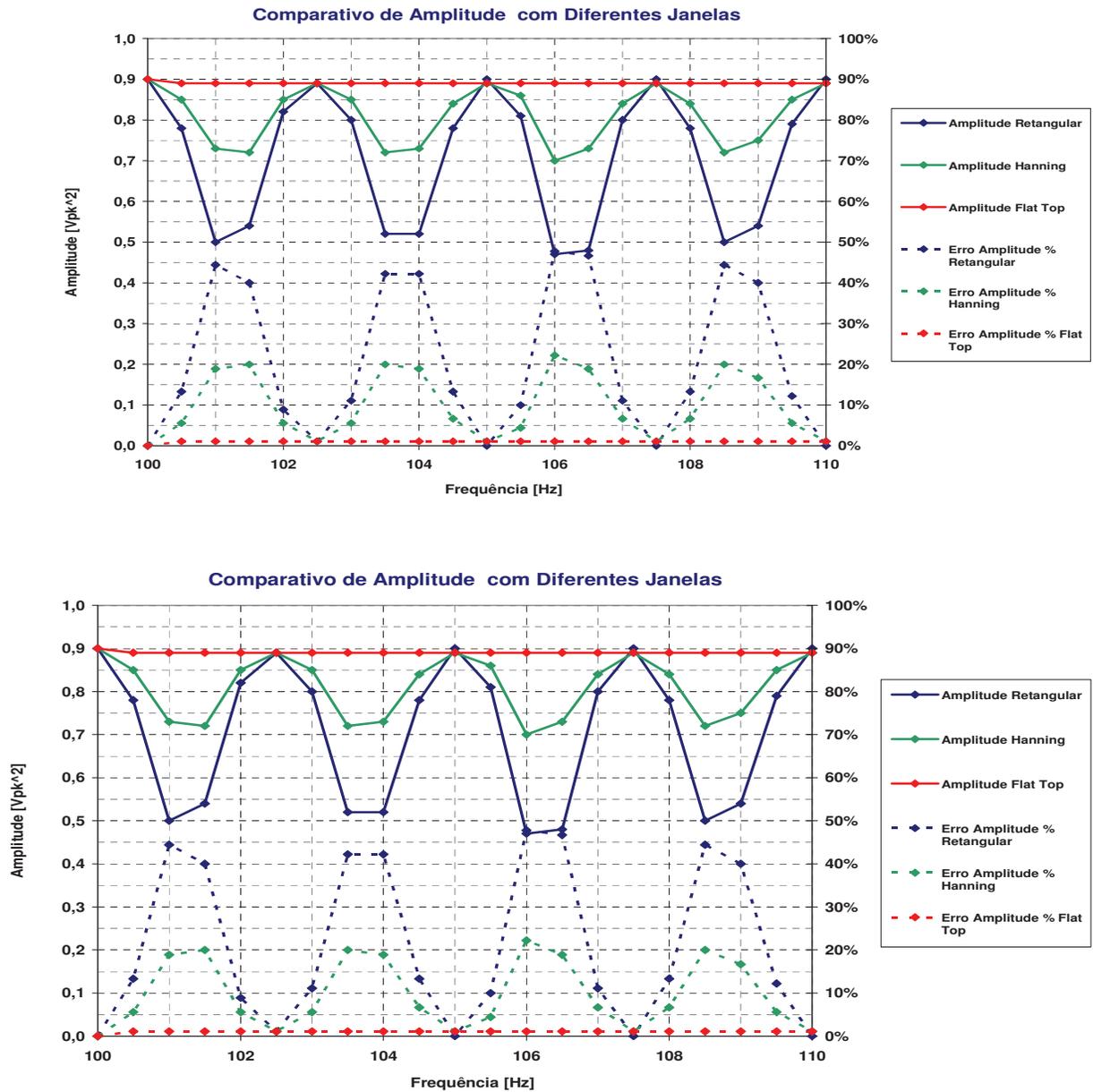


Figura 2.1: Comparativo de amplitude com diferentes janelas  
 Fonte: Adaptado pelo Autor

Tabela 2.4: Dados obtidos no ensaio para cada frequência a amplitude e o erro de amplitude gerado para cada janela.

Frequência	Amplitude			Erro Amplitude %		
	Retangular	Hanning	Flat Top	Retangular	Hanning	Flat Top
[Hz]	[Vpk <sup>2</sup> ]	[Vpk <sup>2</sup> ]	[Vpk <sup>2</sup> ]	[%]	[%]	[%]
100,0	0,90	0,90	0,90	0,0%	0,0%	0,0%
100,5	0,78	0,85	0,89	13,3%	5,6%	1,1%
101,0	0,50	0,73	0,89	44,4%	18,9%	1,1%
101,5	0,54	0,72	0,89	40,0%	20,0%	1,1%
102,0	0,82	0,85	0,89	8,9%	5,6%	1,1%
102,5	0,89	0,89	0,89	1,1%	1,1%	1,1%
103,0	0,80	0,85	0,89	11,1%	5,6%	1,1%
103,5	0,52	0,72	0,89	42,2%	20,0%	1,1%
104,0	0,52	0,73	0,89	42,2%	18,9%	1,1%
104,5	0,78	0,84	0,89	13,3%	6,7%	1,1%
105,0	0,90	0,89	0,89	0,0%	1,1%	1,1%
105,5	0,81	0,86	0,89	10,0%	4,4%	1,1%
106,0	0,47	0,70	0,89	47,8%	22,2%	1,1%
106,5	0,48	0,73	0,89	46,7%	18,9%	1,1%
107,0	0,80	0,84	0,89	11,1%	6,7%	1,1%
107,5	0,90	0,89	0,89	0,0%	1,1%	1,1%
108,0	0,78	0,84	0,89	13,3%	6,7%	1,1%
108,5	0,50	0,72	0,89	44,4%	20,0%	1,1%
109,0	0,54	0,75	0,89	40,0%	16,7%	1,1%
109,5	0,79	0,85	0,89	12,2%	5,6%	1,1%
110,0	0,90	0,89	0,89	0,0%	1,1%	1,1%

## Capítulo 3

### 3. Procedimento de ensaio de desempenho

#### 3.1 Propósito do ensaio

O procedimento de ensaio de desempenho tem o objetivo de diagnosticar se o comportamento da bomba está de acordo com os requisitos da norma, conforme especificada pelo cliente, para aprovação do ensaio de desempenho os seguintes parâmetros são analisados e avaliados:

- Vazão volumétrica;
- Altura manométrica total (AMT);
- Consumo de potência hidráulica da bomba;
- Eficiência da bomba;
- Estabilidade da curva hidráulica vazão versus AMT;
- Limite de operação (vazão mínima e máxima);
- NPSH requerido (Net Positive Suction Head), quando NPSH disponível é menor 1m do NPSH requerido pela bomba;
- Vibração em velocidade nos mancais da bomba, aplicado a todos os tipos de mancais;
- Vibração em deslocamento no eixo da bomba, aplicado a mancais hidrodinâmicos;
- Temperatura de estabilização nos mancais;
- Análises, ruídos, vazamentos ou qualquer outra anomalia.

O ensaio de desempenho não é um ensaio de resistência mecânica do conjunto moto-bomba, o tempo necessário para a execução do ensaio é limitado a estabilização de todos os

parâmetros medidos. As bombas poderão ser testadas de diversas formas e maneiras, dependendo do projeto e limitação da plataforma de testes do fabricante.

A água do tanque de teste geralmente é provinda da rede de água municipal, conforme norma API 610 8ª edição, define que a temperatura da água de teste, onde a mesma não deverá exceder 65°C, pois poderá influenciar no ensaio de desempenho.

### **3.2 Descrições do ensaio de desempenho**

O ensaio geralmente é realizado em uma plataforma de testes no fabricante, para o caso de bombas verticais, poderá ser usado um tanque vertical. A sucção da bomba neste caso é feita diretamente do tanque de teste, fatores importantes são NPSH requerido e submergência mínima necessária, para não ocorrer à cavitação no teste.

Para realizar o teste de NPSH requerido em bombas verticais, pode-se variar o nível do tanque e calcular o NPSH requerido, por uma relação ao NPSH disponível ou usar uma válvula na sucção da bomba por estrangulamento.

O ensaio consiste em ajustar os diferentes fluxos através de uma válvula montada no recalque da bomba, como mostra a Figura 3.1, após ajustar a vazão para a condição requerida, é necessário aguardar a estabilização do fluxo para o regime laminar e então procede com a aquisição da vazão e dos demais parâmetros que estão instrumentados:

- Rotação;
- Vazão;
- Pressão de sucção da bomba;
- Pressão de recalque da bomba;
- Pressão barométrica;
- Potência hidráulica no eixo da bomba;
- Temperature ambiente;
- Temperatura nos mancais;
- Temperatura de sucção;
- Vibração em velocidade e deslocamento.

Geralmente haverá cinco condições de vazões para ser ensaiada, conforme a norma de teste aplicável, que são:

- Shut off ;
- Vazão mínima;
- Vazão intermediária (70% do melhor ponto de eficiência do rotor);
- Vazão garantida;
- Vazão máxima (120% do melhor ponto de eficiência do rotor).

A vibração deverá ser medida nas vazões mínima, intermediária, garantida e máxima.

O tempo mínimo de duração do ensaio mecânico deverá ser o tempo necessário para que a temperatura nos mancais se estabilize conforme critério de aceitação. Após os testes, a bomba poderá ser desmontada para uma inspeção visual, nas partes rotativas e estacionárias, se previamente acordado entre as partes. Os dados garantidos ao cliente geralmente são: AMT shut off, AMT (altura manométrica total) no ponto de projeto, eficiência ou potência no ponto de projeto, NPSHr e vibração no ponto de projeto, dependendo da norma aplicada os pontos garantidos podem alterar, o critério de aceitação. Com estes parâmetros medidos serão calculados e gerados as curvas de desempenho da bomba, gráfico das temperaturas e espectros das vibrações nos mancais.

### **3.3 Condições de testes**

A bomba será acoplada a um motor elétrico do usuário ou do fabricante, que deverá estar dimensionada para suportar o torque máximo necessário pela bomba e que atenda os requisitos da norma e da especificação do cliente. O fluido bombeado no ensaio da bomba geralmente é água com temperatura que varia entre 30°C a 65°C dependendo do sistema de troca térmica, em muitos fabricantes não existe um sistema de troca térmica eficiente devido à grande variação da potência das bombas em testes, nesta condição a temperatura da água no ensaio não será mantida e para cada ponto medido deverá ser corrigido a densidade da água. A tomada de pressão na linha de recalque da bomba deverá ser posicionada, a dois diâmetros nominais do recalque da bomba, vide layout ilustrativo de teste na figura 3.1.

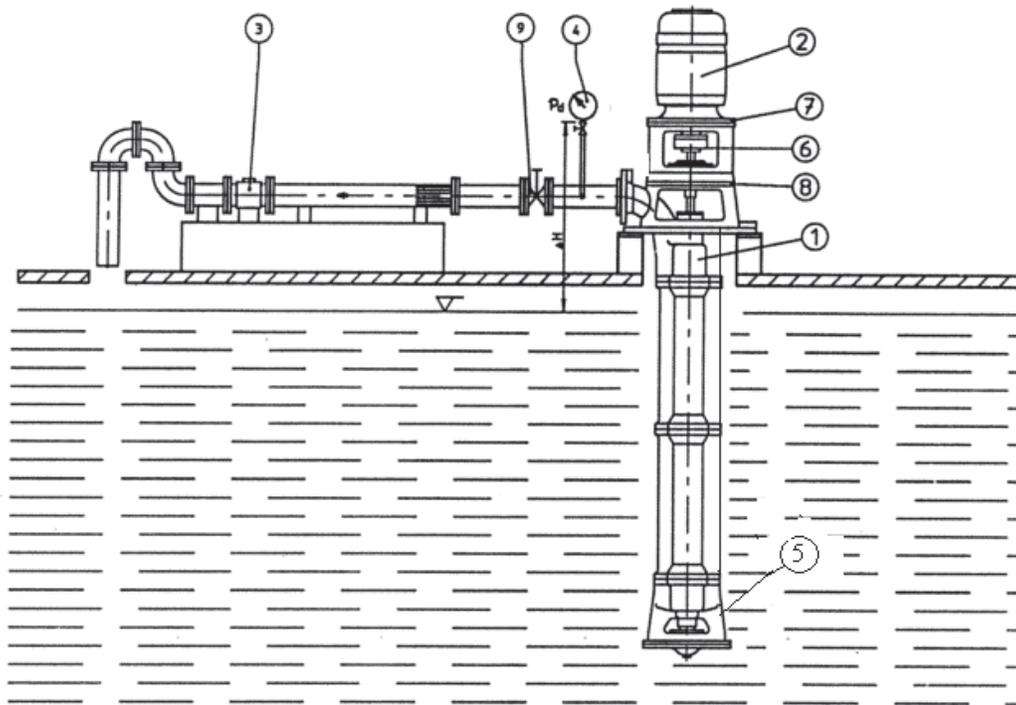


Figura 3.1 : Lay out de teste para bombas verticais.  
Fonte: Adaptado pelo Autor

- 1) Bomba vertical centrífuga;
- 2) Motor elétrico: Poderá ser acionado por motor elétrico do projeto ou da área de testes;
- 3) Indutivo magnético: Tipo eletromagnético para medir a vazão da bomba, após o indutivo não foi utilizado a válvula de contrapressão, mas a tubulação montada nesta configuração proporciona que seja mantida a tubulação de recalque e indutivo completamente preenchidos;
- 4) Tomada de pressão de recalque: É posicionado em um trecho reto de  $2 \times DN_r$  para prover uma distribuição de fluxo constante;
- 5) Tubulação de sucção: A bomba é montada diretamente afogada ao tanque vertical, tem que ser avaliado a submergência mínima para que a bomba possa operar adequadamente.
- 6) Acoplamento: Pode ser tipo eixo cardan, rígido ou lâmina flexível;
- 7) Mancal do motor: Poderá ser fornecido com monitoramento de vibração e temperatura;
- 8) Mancal da bomba: Poderá ser fornecido com monitoramento de vibração e temperatura;
- 9) Válvula de descarga: É necessário para simular as diferentes vazões da bomba;

### 3.4 Normas de testes

Existem diversas normas de testes aplicadas para bombas verticais centrífugas, as mais utilizadas são: ANSI (American National Standards Institute) / ASME (The American Society of Mechanical Engineers), HI (Hydraulic Institute), DIN (Deutsches Institut für Normung e.V), API (American Petroleum Institute), ISO (International Standard) e Norma Petrobras 553 revisão C, a figura 3.2 apresenta uma classificação geral das normas em relação a sua aplicação e análise de potenciais problemas nos ensaios no fabricante .

Normas para Vibração	VDI	HI	ISO	API 610					
	1944	2009	1999	6ºed	7ºed	8ºed	9ºed	10ºed	11ºed
Utilização	*	**	**	*	*	***	*	**	**
Defeitos	*	*	N.A.	*	*	**	*	*	*
Vib.velocidade(Qualquer mancal)	*	*	N.A.	*	*	***	*	*	*
Vib.deslocamento(Hidrodinâmico)	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	*	***	*	*	*
Vibração no Motor LA/LNA	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
Bowl da Bomba	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
Medição efeito transitório	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.
Frequência natural	N.A.	N.A.	N.A.	*	*	*	*	*	*

*	Ruim
**	Bom
***	Ótimo
N.A.	Não aplicável

Figura 3.2: Classificação das normas em relação à aplicação e análise.

Fonte: Adaptado pelo Autor

### 3.5 Lay Out da instrumentação

Para a aquisição dos sinais do ensaio hidráulico, cada fabricante tem seu próprio sistema para ensaiar a bomba, na figura 3.3 é ilustrado um layout de aquisição via supervisor.

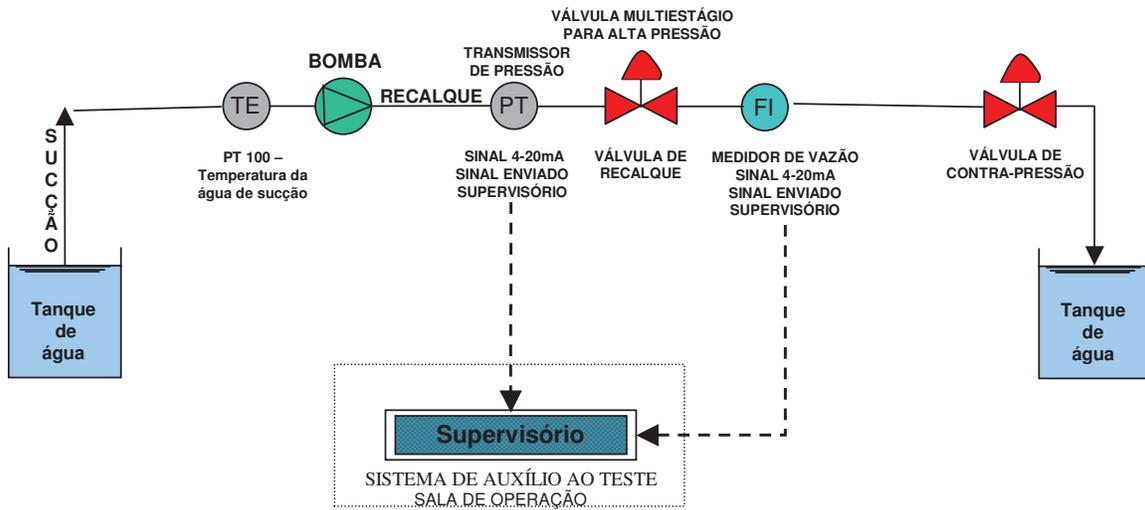


Figura 3.3: Sinais adquiridos pelo supervisório de testes  
 Fonte: Adaptado pelo Autor

Para aquisição de sinais de vibração, a norma API 610 8ª edição determina o posicionamento dos sensores e identificação dos espectros de vibrações com as posições determinadas na figura 3.4, como sendo posição A axial, X radial e Y radial.

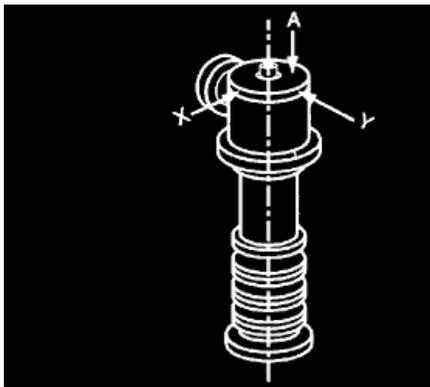


Figura 3.4: Posicionamento dos sensores de vibrações em bombas verticais centrífugas.  
 Fonte: API 610 8ª Edição

### 3.6 Procedimentos de teste NPSH (Net Positive Suction Head)

O procedimento de teste de NPSH requerido pela bomba consiste em diminuir o NPSH disponível alterando o nível de água do tanque de teste, mantendo a vazão versus a altura manométrica da bomba AMT constante, quando a altura manométrica apresentar uma queda de

3% figura 3.5, inicia-se a cavitação e este dado é medido figura 3.6. O NPSH requerido é a condição necessária para que a bomba opere sem que ocorra a cavitação, o NPSH disponível é obtido através da instalação. Os dados medidos são calculados e transferidos para uma curva de AMT versus NPSHr, para cada vazão, assim criando uma curva de NPSHr versus Vazão.

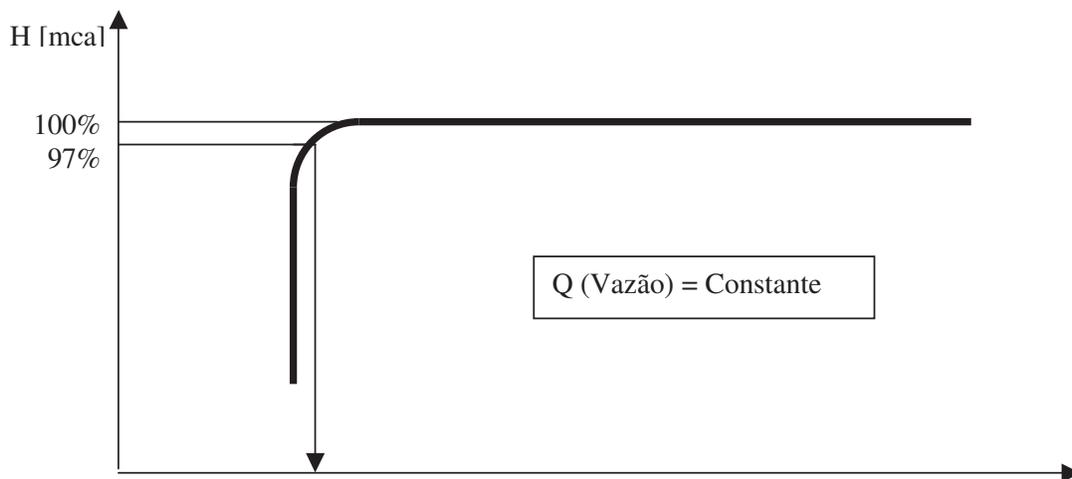
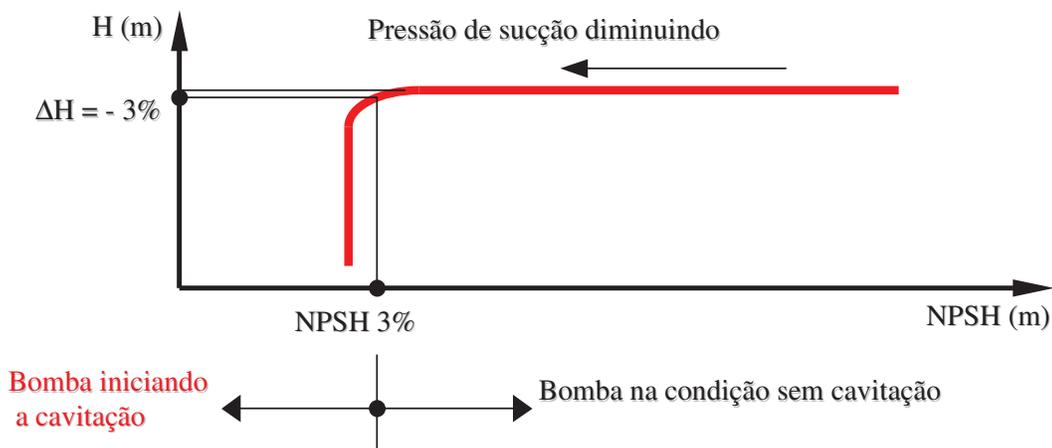


Figura 3.5: NPSH requerido (mca) com 3% de queda na AMT. NPSH disponível  
 Fonte: Adaptado pelo Autor



**NPSH disponível = NPSH requerido + 1 metro  
 (Valor recomendado pelos fabricantes de bombas)**

Figura 3.6: Condição de cavitação.

Fonte: Adaptado pelo Autor

O NPSH requerido pela bomba é definido experimentalmente através de um modelo em escala reduzida definido pelo NQ da bomba, o NPSHr é medido através da AMT da bomba que sofre uma queda de 3% em relação à AMT medida antes da cavitação em uma determinada vazão de ensaio, que deve ser fixa para cada ponto de NPSHr medido. Este procedimento deverá ser repetido para as outras vazões determinadas, que são as seguintes vazões: mínima, intermediária, garantida e máxima.

### **3.7 Procedimentos de ensaio de vibração**

Conforme requisitos das normas, não são necessários medir a aquisição do motor no ensaio de vibração da bomba, pois estes testes foram realizados no fabricante do motor. As vibrações são adquiridas e processadas em velocidade (mm/s RMS) (Root Mean Square) sem filtro com janela retangular, para quaisquer tipos de mancais e para mancais hidrodinâmicos é necessária a aquisição em deslocamento também (micros m), para a vazão mínima, intermediária, projeto e máxima exceto a condição de shut-off:

Para bombas verticais, temos:

- Mancal lado não acoplado LNA (velocidade) posições: horizontal, vertical e axial, aplicado a qualquer tipo de mancal, conforme API 8° edição;
- Mancal lado não acoplado LNA (deslocamento) posições: eixos X e Y, aplicado a mancal hidrodinâmico, conforme API 8° edição;

As aquisições são realizadas juntamente com o ensaio de desempenho. A estabilização da temperatura praticamente ocorre quando está próximo do final do ensaio. É medida a temperatura externa ou no carter do mancal, a cada 15 minutos, se a temperatura aumentar menos que 2°C, será considerada estável e o ensaio poderá ser finalizado.

### **3.8 Instrumentações de testes**

Os instrumentos são selecionados conforme a norma ISO 9906 classe II ou definida pelo cliente, no caso da ISO 9906 define as seguintes precisões:

- Vazão:  $\pm 2,5\%$
- Rotação:  $\pm 1,4\%$
- Torque:  $\pm 2,0\%$
- Pressão:  $\pm 2,5\%$
- Potência:  $\pm 2,0\%$

Os instrumentos utilizados para a execução do ensaio são:

- **Conversor e medidor de vazão:**

Empregado um medidor de fluxo magnético com precisão de  $\pm 1\%$ .

- **Sensor de velocidade:**

Empregado um gerador de pulso, junto com um contador de pulso com precisão de  $\pm 1\%$ .

- **Transmissor de pressão:**

É posicionado um transmissor de pressão no recalque da bomba com precisão de  $\pm 0,5\%$ .

- **Potência elétrica:**

É medido através da corrente média nos terminais (R/S/T) do motor elétrico. O motor elétrico é aferido no dinamômetro do fabricante e gerado uma curva de potência x eficiência do motor, onde os valores serão utilizados para determinar a potência absorvida pela bomba com precisão de  $\pm 0,5\%$ .

- **Medidor de temperatura:**

O instrumento é um termômetro portátil infravermelho com precisão de  $\pm 1\%$ .

- **Sensor de vibração:**

Os sensores são acelerômetros com bases magnéticas. O sinal é coletado em tempo real por uma placa de aquisição e processado através da FFT que converte a função em domínio do tempo para frequência (Hz).

### 3.9 Cálculos do desempenho

#### 3.9.1 Cálculo da Altura Manométrica da Bomba (AMT)

O cálculo da altura manométrica da bomba conhecido como equação de Bernoulli, segue a formulação abaixo:

$$H = \frac{(p_r - p_s) * 10^5}{(\rho * g)} + \frac{(v_r^2 - v_s^2)}{(2 * g)} + Z_r - Z_s$$

Onde:

H: altura manométrica [m];

pr: pressão no recalque [ $\text{bar} * 10^5$ ];

ps : pressão na sucção [ $\text{bar} * 10^5$ ];

$\rho$  : massa específica do líquido bombeado [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ];

g : aceleração da gravidade [ $9,81 \text{ m}/\text{s}^2$ ];

vr : velocidade média do fluxo no recalque [ $\text{m}/\text{s}$ ];

vs : velocidade média do fluxo na sucção [ $\text{m}/\text{s}$ ];

Zr : altura do ponto de medição de pressão de recalque relativo a uma referência qualquer [m];

Zs : altura do ponto de medição de pressão de sucção relativo a uma referência qualquer [m].

### 3.9.2 Cálculo da potência da bomba

O cálculo da potência é apresentado, conforme formulação abaixo:

$$N = \frac{T * n}{9549,9}$$

Onde:

N: Potência [kW]

T: Torque na ponta de eixo da bomba [N.m]

n: Rotação da bomba [rpm]

### 3.9.3 Cálculo da eficiência da bomba

O cálculo da eficiência da bomba é apresentado, conforme formulação abaixo:

$$\eta = \frac{Q * H * \rho * g}{(N * 36000)}$$

Onde:

$\eta$  : eficiência [%];

Q : vazão [m<sup>3</sup>/h];

H : altura manométrica total [m];

$\rho$  : massa específica do líquido bombeado [kg/m<sup>3</sup>];

g : aceleração da gravidade [9,81 m/s<sup>2</sup>];

N : potência na ponta de eixo da bomba [kW];

### 3.9.4 Cálculo do NPSH Disponível

O cálculo do NPSH disponível, segue a formulação abaixo:

$$NPSH_d = \frac{(p_{amb} - p_{vap} + p_s) * 10^5}{(\rho * g)} + \frac{v_s^2}{(2 * g)} + hd$$

NPSH<sub>d</sub> : Altura de sucção positiva disponível [m]

p<sub>amb</sub> : pressão atmosférica (absoluta) [bar\*10<sup>5</sup>];

p<sub>vap</sub> : pressão de vapor do líquido no teste [bar\*10<sup>5</sup>];

p<sub>s</sub> : pressão de sucção [bar\*10<sup>5</sup>];

$\rho$  : massa específica do líquido bombeado [kg/m<sup>3</sup>];

g : aceleração da gravidade [9,81 m/s<sup>2</sup>];

v<sub>s</sub> : velocidade média do fluxo na sucção [m/s];

hd : altura entre o ponto de tomada de pressão na sucção e o centro do rotor [m].

### 3.10 Conversões dos dados do teste para o projeto

Se as condições no teste não forem exatamente iguais as do projeto, os dados de teste devem ser convertidos de acordo com a equação da Lei da Similaridade, antes de conferir as tolerâncias pelos valores garantidos, conforme segue:

$$Q = Q_t * \frac{n}{n_t}$$

$$H = H_t * \left(\frac{n}{n_t}\right)^2$$

$$N = N_t * \left(\frac{n}{n_t}\right)^3 * \frac{\rho}{\rho_t}$$

$$NPSHr = NPSHr_t * \left(\frac{n}{n_t}\right)^2$$

Onde:

Q : vazão [m³/h]

H : altura manométrica [m]

N : potência na ponta de eixo da bomba [kW]

n : rotação [rpm]

$\rho$  : massa específica do líquido bombeado [kg/m³]

NPSHr : Altura de sucção positiva requerida [m]

O índice “t” indica condição no teste. Sem índice significa condição de projeto.

### 3.11 Critérios de aceitação

Depois de converter os resultados obtidos no ensaio para a condição de projeto, os dados devem ser comparados aos valores garantidos. A norma de teste utilizada é definida de acordo com a aplicação e solicitação do cliente.

#### 3.11.1 Critério de aceitação de vibração

Para bombas verticais aplicadas à área de saneamento básico a norma geralmente aplicada é a ISO 9906, esta norma não define o critério de aceitação para vibração, a definição da norma de vibração é definida pelo fabricante. Alguns fabricantes definem como critério de aceitação a norma Hydraulic Institute HI 2009, que defini a vibração da bomba pelo modelo e potência de projeto. Para bombas verticais aplicadas a refinarias bombeamento de óleo e gás a norma aplicada é a API 610.

### 3.11.2 Critério de aceitação para refinarias e plataformas

A norma geralmente definida é a API 610, que tem diversas versões, as mais usadas são 8°, 9° ou 10° edições, todas estas edições definem duas faixas de vazão para uma bomba, com critérios de aceitação diferentes, a faixa preferível pode ser alterada pelo fabricante baseado na sua experiência e no projeto, conforme apresentado na figura 3.7. A API 610 8ª edição define duas faixas de operação que são:

- Faixa admissível de operação: define vazão mínima estável até a vazão máxima. É uma faixa que é definida pelo fabricante, dentro da qual a bomba pode operar sem comprometer o equipamento.
- Faixa preferível de operação: faixa de 70% a 120% da vazão do BEP (ponto de melhor eficiência). Se a bomba opera dentro desta faixa, a sua vida útil será maximizada.

A API 610 8ª edição define o seguinte critério para aceitação de vibração:

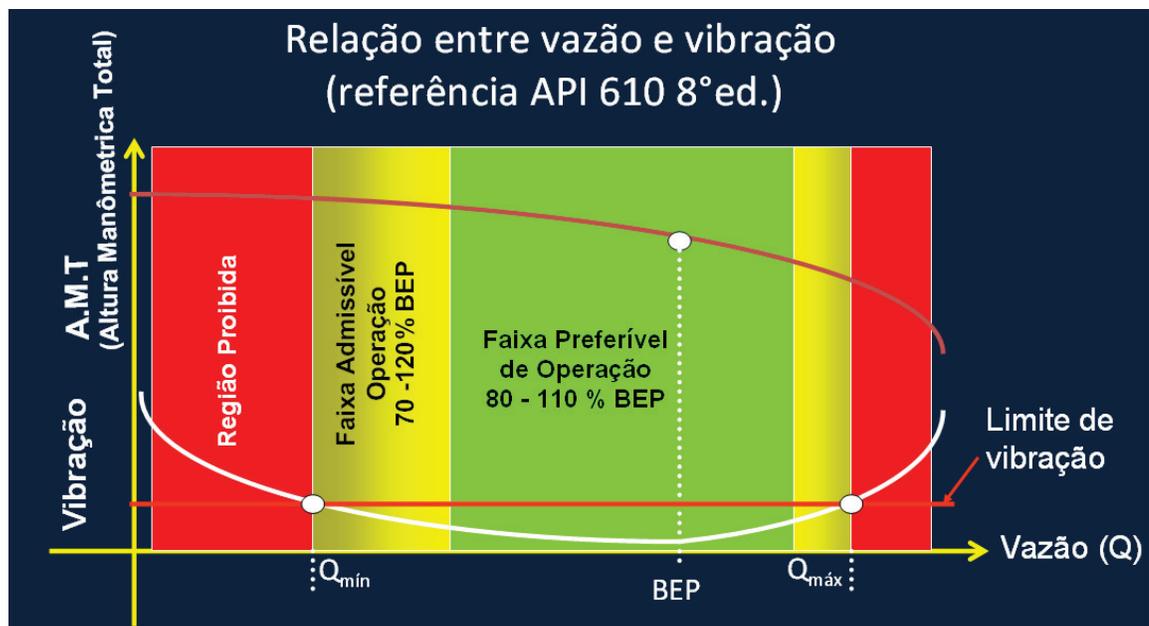


Figura 3.7: Relação entre Vazão e Vibração (Referência API 610 8ª edição)

Fonte: Adaptado pelo Autor

Para bombas verticais suspensas de mancais de rolamento e outros, o critério de aceitação é:

- Dentro da faixa preferível de operação:
- Máxima velocidade de vibração no corpo do mancal (em qualquer posição):
- Velocidade em 5,0 mm/s RMS – valor global;
- Velocidade em 3,4 mm/s RMS – valor discreto (filtrado) em qualquer frequência de 5 a 1000 Hz.

Fora da faixa preferível, mas dentro da faixa admissível de operação:

- Máxima velocidade de vibração no corpo do mancal (em qualquer posição):
- Velocidade em 6,5 mm/s RMS – valor global ;
- Velocidade em 4,4 mm/s RMS – valor discreto (filtrado) em qualquer frequência de 5 a 1000 Hz.

Para bombas verticais de mancais hidrodinâmicos, além da velocidade, vale também o seguinte:

- Dentro da faixa preferível de operação:
- Máximo deslocamento de vibração no eixo da bomba (radial):
- Máximo valor global :  $(6,5 \times 10^6 / n)^{0,5}$ , limitado a 100 micros m (pico a pico);  
onde  $n$  = rotação da bomba em rpm;
- Máximo valor discreto (filtrado) na faixa de 5 a 1000 Hz: 75% de  $(6,5 \times 10^6 / n)^{0,5}$ , fora da faixa preferível, mas dentro da faixa admissível de operação:
- Máximo deslocamento de vibração no eixo da bomba (radial):
- Máximo valor global :  $[(6,5 \times 10^6 / n)^{0,5}] * 1,30$ , limitado a 100 micros m (pico a pico):  
onde  $n$  = rotação da bomba em rpm;
- Máximo valor discreto (filtrado) de 5 a 1000 Hz: 75% de  $[(6,5 \times 10^6 / n)^{0,5}] * 1,30$ .

Devido ao amplo número de normas para bombas verticais centrífugas, fez se um resumo conforme ilustrado na figura 3.8, mostrando que para uma melhor análise das normas vigentes a API 610 8ª edição é a norma com a melhor consistência no critério de aceitação de vibração no fabricante.

NORMAS		ANO	Vel.Global (Vu) (mm/s RMS)	Vel.Filtrada (Vf) (mm/s RMS)	Desl.Global (Au) pk-pk (µm)	Desl.Filtrado (Au) pk-pk (µm)
VDI		1964	7,1	N.A.	N.A.	N.A.
API 610 6°ED	(mancal deslizante)	1981	7,2	5,4	63,5	N.A.
	(mancal rolamento)	1981	5,4	3,6	63,5	N.A.
API 610 7°ED		1989	5,4	3,6	63,5	63,5
API 610 8°ED		1995	5	3,4	95	71,5
HI	(edição 2000)	2000	6,6	N.A.	N.A.	N.A.
API 610 9°ED		2003	5	3,4	93	70
API 610 10°ED		2004	5	3,4	93	70
HI	(edição 2009) (fábrica)	2009	5,3	N.A.	N.A.	N.A.
	(edição 2009) (campo)	2009	4,3	N.A.	N.A.	N.A.
API 610 11°ED		2010	5	3,4	93	30,7

*	Ruim
**	Bom
***	Otimo
N.A.	Não aplicável

Figura 3.8: Resumo da vibração para bomba centrífuga vertical com 528,8kW e 715rpm.  
Fonte: Adaptado pelo Autor

### 3.11.3 Critério de aceitação de frequência natural nos mancais

A API 610 8ª edição, define quando solicitado ao fabricante, o critério de aceitação de frequência natural nos mancais, este teste deverá ser realizado com a bomba sem que a tubulação esteja montada, com o seguinte critério:

- Faixa mínima de 10% entre a frequência natural do mancal com as frequências de excitações que são os múltiplos da rotação (n) em 1x n , 2x n e 3x n e passagem de pás 1x quantidade de pás e 2 x quantidade de pás.

## **Capítulo 4**

### **4. Análise experimental**

#### **4.1 Objetivos da análise experimental**

No capítulo anterior, foram introduzidos conceitos básicos de como executar um ensaio de desempenho em bombas verticais centrífugas, baseado em normas.

Neste capítulo propõem-se uma análise experimental, avaliando o comportamento de uma bomba vertical centrífuga durante operação no cliente, com medições de vibrações em pontos determinados pelas normas e outros pontos, serão percebidos a necessidade de avaliar outros pontos de medições onde não são obrigatórios ao fabricante.

A vibração é um fenômeno que ocorre em todas as máquinas dinâmicas e quase sempre é difícil determinar qual o fator que influencia na forma e intensidade de vibrar. Devido a tal fato, estaremos realizando o processamento de sinais e faixas de aquisições diferentes do que a norma define, para não limitar o diagnóstico do conjunto moto-bomba.

Os testes avaliados não serão citados o nome do fabricante e local de instalação da moto-bomba para reservar os direitos de ambos.

#### **4.2 Procedimentos do ensaio experimental**

Para o teste experimental, a bomba vertical centrífuga a ser analisada é a C2 que opera em um sistema de refrigeração com mais 2 bombas iguais (C1 e C3).

Foram realizados diversos testes e registrados em condição de operação, focando o comportamento vibracional da bomba C2. Para atingir este objetivo, foram realizadas medições nas respectivas áreas: bowl da bomba, mancal, câmara de selagem, bocal de recalque, tubulação de recalque e deslocamento no eixo.

O procedimento adotado no ensaio, está conforme a tabela 4.1, a qual define o modo de operação das bombas.

A bomba C2 foi ensaiada operando sozinha, operando com a bomba C1 e operando com as bombas C1 e C3 em paralelo.

As informações relevantes aos locais de medições, direções e os respectivos processamentos que foram realizadas, estão definidos na tabela 4.2, a qual mostra uma visão esquemática dos pontos medidos figura 4.1, enquanto que as figuras 4.2, 4.3, 4.5 e 4.6 apresentam fotos de transdutores e sensores instalado na bomba.

É interessante notar que a nomenclatura utilizada para a posição angular dos sensores de deslocamento ( $0^\circ$  e  $90^\circ$ ) são arbitrários e podem ser verificadas na figura 4.4, usando a câmara de selagem como referência.

Tabela 4.1: Descrição dos ensaios realizados

Número Do Teste	Bomba medida	Condição de Operação da Bomba		
		C1	C2	C3
1	C2	PARADA	ON	PARADA
2	C2	ON	ON	PARADA
3	C2	ON	ON	ON
4	C2	ON	PARANDO	PARADA
5	C2	ON	PARTINDO	PARADA
ON	Bomba operando	SU	Partindo à bomba	
PARADA	Bomba parada	PARANDO	Bomba parando	

Tabela 4.2: Descrição dos locais medidos e direções

Posição Medida	Direção	Medido	Mostrado	Bomba Medida
1. Bowl Bomba	X	Aceleração	Velocidade	C2
2. Bowl Bomba	Y	Aceleração	Velocidade	C2
3. Mancal Bomba	X	Aceleração	Velocidade	C2/C3
4. Mancal Bomba	Y	Aceleração	Velocidade	C2/C3
5. Mancal Bomba	Z	Aceleração	Velocidade	C2/C3
6. Câmara Selagem	X	Aceleração	Velocidade	C2/C3
7. Câmara Selagem	Y	Aceleração	Velocidade	C2/C3
8. Câmara Selagem	Z	Aceleração	Velocidade	C2/C3
9. Bocal de Recalque	Z	Aceleração	Velocidade	C2/C3

<b>10. Bocal de Recalque</b>	X	Aceleração	Velocidade	C2/C3
<b>11. Tubulação de Recalque</b>	—	Pressão Dinâmica	Pressão Dinâmica	C2
<b>12. Eixo</b>	0° *	Deslocamento	Deslocamento	C2
<b>13. Eixo</b>	90° *	Deslocamento	Deslocamento	C2
<b>14. Eixo</b>	90° *	Fase	Velocidade Rotacional	C2

\* Veja Figura 4.4 para a definição da posição angular

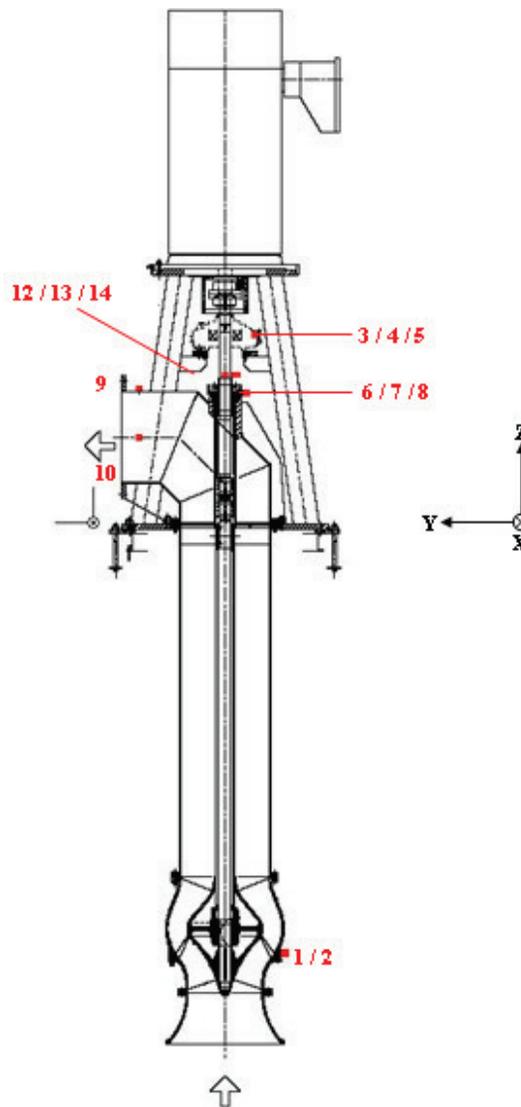
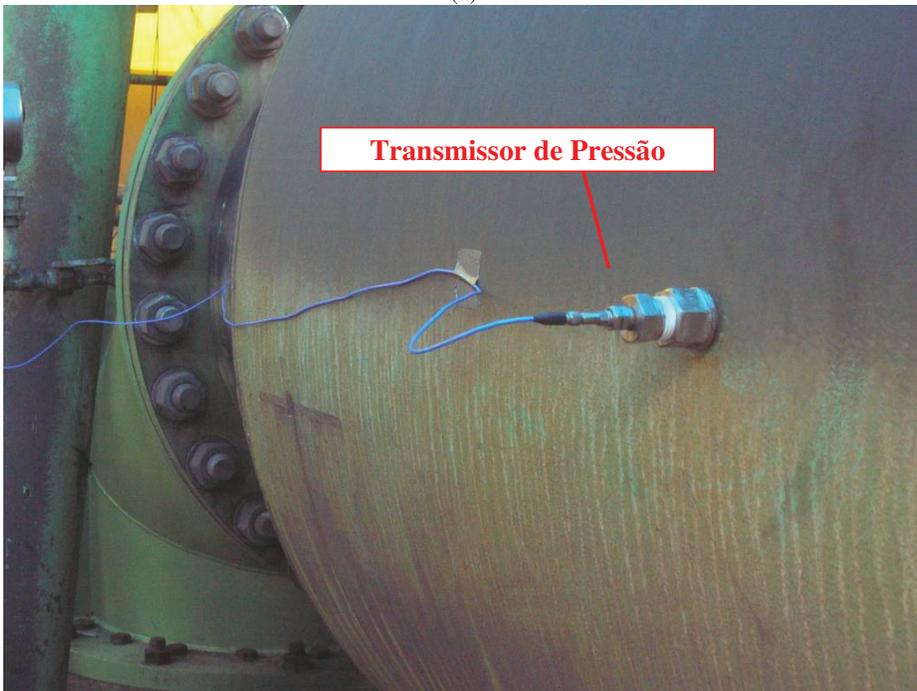


Figura 4.1: Pontos de medição



(a)



(b)

Figuras 4.2: (a) Global e (b) visão detalhada do transmissor de pressão instalado na posição da tubulação de descarga

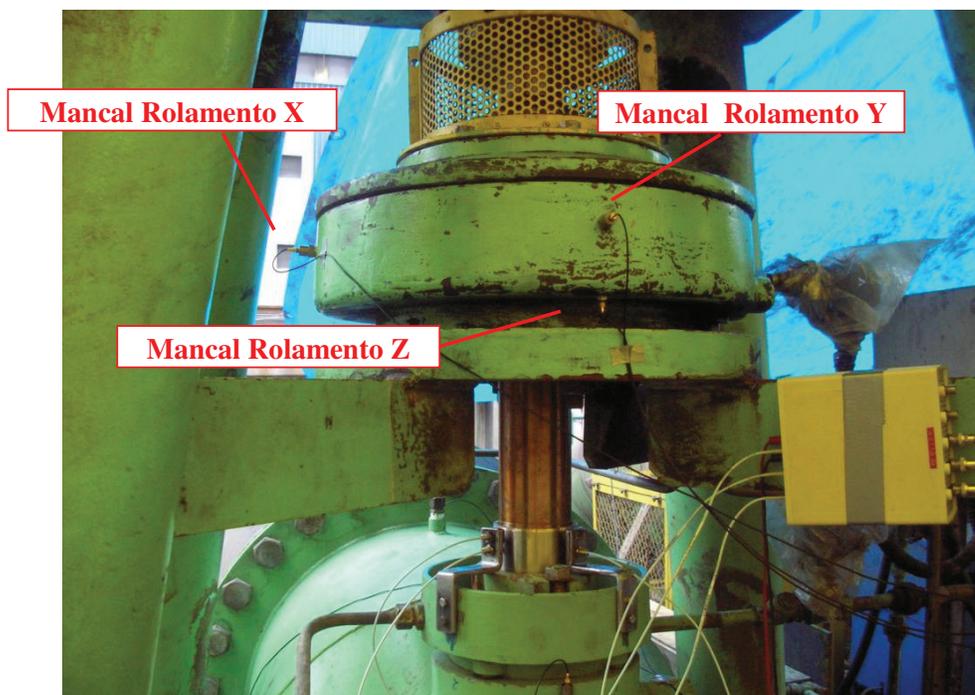


Figura 4.3: Vista dos acelerômetros instalados no mancal

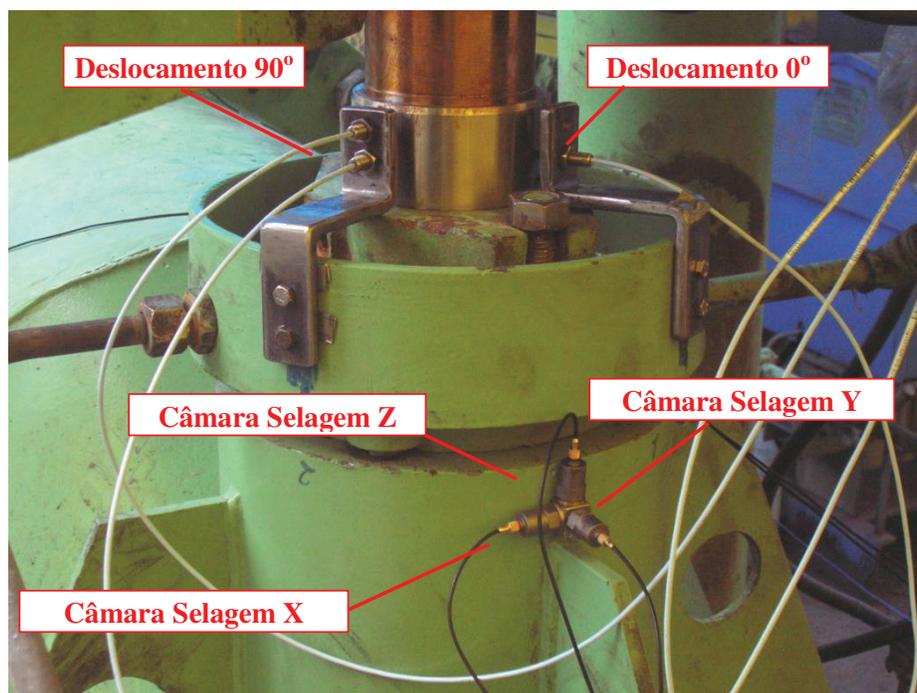


Figura 4.4: Vista dos acelerômetros instalados na câmara de selagem e definição da posição angular do sensor de deslocamento.



Figura 4.5: - Acelerômetros instalado no bocal de recalque da bomba.

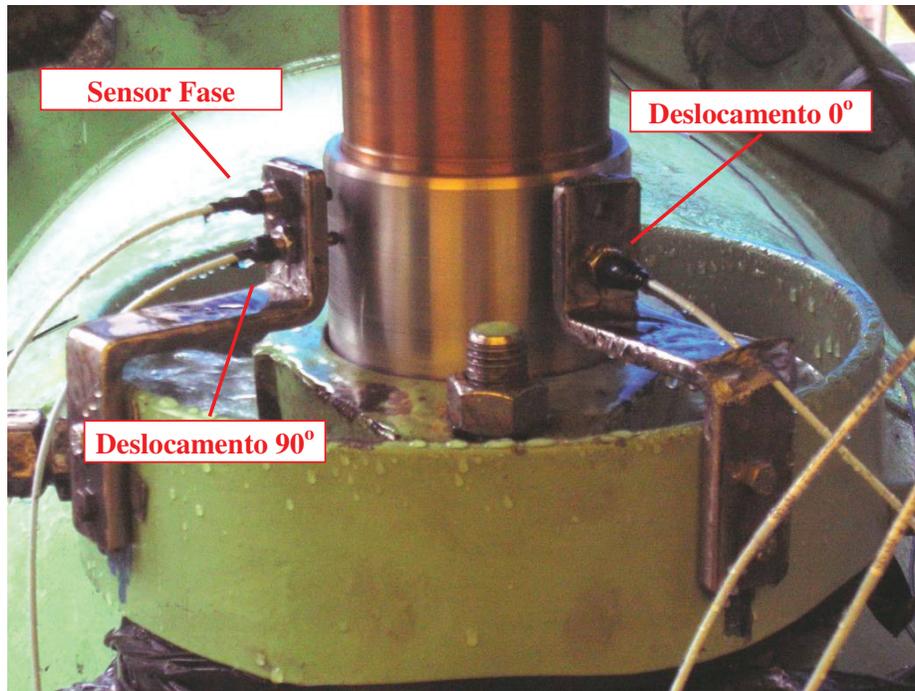


Figura 4.6: Vista detalhada dos sensores de deslocamento e do sensor de fase.

O modelo da bomba conforme API 610 8ª edição é VS3, as informações contidas no relatório de ensaio de desempenho do fabricante são:

- Fluido : Água com densidade =  $0.998 \text{ kgf/dm}^3$ ;
- Bocal de recalque = 800mm;
- Diâmetro do rotor = 780/574mm;
- Vazão da bomba =  $7.506 \text{ m}^3/\text{h}$  x Altura manométrica total (AMT) = 22,4m;
- Potência de projeto = 528,8kW e Eficiência da bomba = 86,5%;
- Potência do motor = 605 Kw, tensão do motor = 6.6kV e rotação = 715 rpm;
- NPSHr = 7.6m e NPSHd = 11,5m;
- Submersão mínima = 2.070m;
- Peso do motor = 6.300kg;
- Peso da bomba = 6.200kg;
- Peso total do conjunto moto-bomba = 12.562kg;

A vibração medida no mancal da bomba e aprovada no fabricante, somente no ponto de operação, foram:

- Posição horizontal = 3,7mm/s;
- Posição vertical = 4.5mm/s;
- Posição axial = 5.5 mm/s.

### **4.3 Procedimentos do processamento do sinal**

O procedimento adotado para todos os sinais que foram adquiridos simultaneamente com a placa da National Instruments NI DaqPad 6015, 16 canais, 16 bits, a fim de evitar aliasing.

Os sinais analógicos foram filtrados utilizando um filtro passa-baixa com frequência de corte definido em 1000Hz e depois adquirida com uma taxa de amostragem de 3000Hz. Os dados obtidos foram armazenados em um PC e, mais tarde processados.

Os sinais medidos podem ser divididos em dois diferentes grupos, um com base nas características de suas componentes de frequência, temos os realizados durante o funcionamento das bombas e o outro que envolvem a partida ou parada das bombas. Esta distinção é importante porque as ferramentas utilizadas para analisar sinais estacionários e não estacionários são bastante diferentes. De acordo com a tabela 4.1, os números 1, 2 e 3, se enquadram na categoria estacionários, enquanto que os números 4 e 5 se enquadram na categoria não-estacionárias.

O processamento de dados foram realizados no Matlab ® versão 6.5 / 13. Para extrair todas as informações a partir dos sinais medidos no domínio de tempo e frequência, ferramentas de processamento de dados foram utilizadas em todos os casos.

Os sinais foram filtrados com um passa-alta, 8º ordem, filtro digital Chebyshev com frequência de corte de 2Hz, a fim de remover a componente DC (sinais de deslocamento) e eliminar as distorções em baixas frequências introduzidas pela integração dos dados de aceleração.

Todos os sinais, mas a fase e a pressão dinâmicas foram reduzidas o range de amostragem por um fator 8, reduzindo a frequência de amostragem de 3000Hz para 375Hz. Esse procedimento foi adotado porque não era esperado nenhum componente de frequência relevante

acima de 150Hz, pois a maior ordem é de 12°, a velocidade de rotação da bomba é aproximadamente 720rpm (12Hz) e tem 4 pás (48Hz) em seu rotor.

Vale ressaltar que nos transdutores e amplificadores ocorreram sobrecarga em algumas medições, mas sempre que isso ocorreu, essa parte do tempo gravada foi apagada e não foi utilizada para qualquer tipo de análise.

Em seguida, uma breve descrição de cada procedimento utilizado para analisar os dados apresentados. A maneira mais simples de extrair as informações medidas é verificar o registro no tempo e calcular o valor em RMS e valores de pico. Esse tipo de processamento é apresentado para todos os sinais, estacionária ou não.

A fim de obter as informações contidas nas frequências de sinais estacionários, o PSD (densidade espectral de potência) foi calculado usando o método de Welch, a janela Hanning, 2048 pontos por bloco, e 50% de sobreposição. As informações contidas neste tipo de processamento são bastante simples.

O processamento do sinal não-estacionário requer mais atenção e recursos mais sofisticados. Quatro métodos foram usados: janela "Waterfall", mapa de ordem "order map", RLS (recursive mínimos quadrados), filtragem adaptativa (utilizado também o conhecido filtro de Vold-Kalman, mas uma vez o algoritmo RLS é mais rápido e fornece os mesmos resultados, esta foi a preferida) e análise tempo-frequência.

A janela Waterfall é uma ferramenta muito comum para analisar o comportamento de máquinas rotativas e componentes durante a partida e parada. É basicamente uma seqüência de sobreposição de parcelas de densidade espectral que são calculados de forma consecutiva. Um exemplo deste tipo de gráfico está na Figura 5.24.

O procedimento de ordem tracking é usado para processar os dados baseado na TVDFT (Transformada discreta de Fourier variante no tempo) algoritmo. Este tipo de análise é capaz de separar as ordens contidas em um sinal, desde que a velocidade de rotação da máquina ou componente é conhecido. Às vezes, o conhecimento prévio da frequência instantânea pode ser um grande problema para a aplicação da técnica de ordem tracking, mas este não é o caso nesta análise da velocidade de rotação que pode ser obtido através do processamento de um sinal de fase. A vantagem dessa análise waterfall map é a separação entre o sinal em suas ordens (o termo

ordem é usado para designar qualquer múltiplos ou submúltiplos da velocidade de rotação, assim, pode ser um número inteiro ou não). Além disso, esse procedimento também permite a estimativa da resposta ao desbalanceamento da máquina.

Enquanto mapa de ordem e waterfall são análises no domínio de ordem e frequência, respectivamente, o algoritmo de filtragem RLS extrai o comportamento da ordem no domínio do tempo (ou a soma de duas ou mais ordens). Isso é útil quando o usuário deseja verificar a contribuição de uma ordem temporal em relação ao sinal todo. A figura 5.45 ilustra a contribuição de 0,5 ordem medido no deslocamento no eixo 90°, medido durante a partida da bomba C2. Finalmente, a análise tempo-frequência, prevê, em uma parcela única de informação, a informação concisa sobre os índices de frequência de um sinal em cada instante de tempo. Apesar do fato deste procedimento ser demorado, tem a vantagem de não precisar da frequência instantânea, tal como exigido pela ordem tracking e filtro RLS algoritmos. A figura 5.39 é um exemplo da parcela de tempo-frequência. Todas estas ferramentas apresentam uma forma diferente de analisar os dados e fornecer informações relevantes sobre os fenômenos físicos contida em cada sinal.

## Capítulo 5

### 5. Resultados e Discussões

Na análise dos resultados e discussões o valor RMS é um índice bastante aceitável para verificar o comportamento global da vibração de máquina, estrutura ou funcionamento de componentes em estado de equilíbrio (que é obviamente absurdo calcular o valor RMS durante eventos transitórios, como partida e parada da bomba), a maioria das normas como não solicita a análise de eventos transitórios, defini o critério de vibração em RMS. A fim de comparar a influência da operação simultânea de duas ou três bombas em relação ao nível de vibração da bomba C2, os valores em RMS (mm/s), foram computados em três diferentes condições: C2 bomba operando sozinha, duas bombas operando simultaneamente C1 e C2 e as três bombas operando. Os resultados destas análises são apresentados na tabela 5.1.

Infelizmente, alguns sinais foram perdidos durante as medições, basicamente devido à interferência elétrica, transdutor ou sobrecarga no amplificador. Sempre que esta situação ocorreu, os sinais foram desconsiderados e não foram utilizados para o processamento adicional. Provavelmente, os problemas mais críticos ocorreram com os transdutores utilizados para medir a vibração da câmara de selagem, nas direções Y e Z, que foram completamente perdidas, os transdutores instalados no bowl da bomba, que foram submetidos em alguns situações para níveis de vibrações excessivos, apresentando sobrecarga no acelerômetro.

Observando os resultados da tabela 5.1, é evidente que quando as duas bombas C1 e C2 estão operando simultaneamente os níveis de vibração globais são o dobro quando comparados com os valores RMS obtidos, com a bomba C2 operando, quando as três bombas estão operando a vibração é ampliada. Com base nos resultados obtidos, pode-se concluir que esta situação de

operação com três bombas é a condição crítica de operação e deverá ser evitada, uma vez que o sistema moto-bomba poderá danificar em um curto período de tempo.

Tabela 5.1: Valores em RMS (mm /s), para os testes 2, 3 e 4.

Teste	Bombas			Pontos Medidos							
	C1	C2	C3	1	2	3	4	5	6	9	10
2	Parada	Operando	Parada	5.8	4.9	1.0	0.8	0.1	1.4	2.8	1.0
3	Operando	Operando	Parada	10.9	8.8	2.5	2.0	0.2	4.9	3.2	3.6
4 <sup>1</sup>	Operando	Operando	Operando	OV <sup>2</sup>	OV <sup>2</sup>	4.8	4.3	0.4	10	7.7	6.6

1 - Valor RMS calculado após o transitório causado pela partida da bomba C3

2 - Sobrecarga no acelerômetro.

A tabela 5.2, apresenta um resumo comparativo da evolução de vibração, considerando mancal e bowl posição X, observamos que a medição realizada no fabricante não representa o resultado obtido em campo, este fato, é que a instalação em campo, fluido bombeado e operação influenciam diretamente na forma e intensidade de vibrar da moto-bomba.

A norma HI 2009, considera dois critérios de aceitação de vibração, especificando um critério maior da bomba em teste no fabricante e um critério menor para operação em campo, confirmando que não se pode garantir o mesmo critério para ambas as condições. A HI 2009, considera vibração em velocidade global no fabricante 5,3mm/s RMS e em campo 4,3mm/s RMS.

A norma API 610 8ª edição, determina um único critério de aceitação para vibração em velocidade global em 5mm/s RMS e filtrado em 3,4mm/s RMS, vibração em deslocamento global em 95micrôns pk-pk e filtrado em 71,5 micros pk-pk, para este tipo de bomba VS3 com rotação de 715rpm e potência de 528,8kW.

Tabela 5.2: Comparação de evolução de vibração em RMS (mm /s), mancal x bowl.

Condição de Operação	Mancal ( X ) mm/s RMS	Bowl ( X ) mm/s RMS	Norma API 8ED. Mancal mm/s RMS	Norma HI 2009 Mancal mm/s RMS
Fábrica	3,7	N.A.	5	5,3
Em campo C2 operando	1	5,8	5	4,3
Em campo C1+C2 operando	2,5	10,9	5	4,3
Em campo C1+C2+C3 operando	4,8	Overload	5	4,3

Analisando os dados no domínio do tempo, é importante ressaltar os altos níveis de vibração sentida por toda a estrutura da bomba C2 durante a fase de partida e parada especialmente no bowl da bomba, conforme apresentado na tabela 4.1, testes 4 e 5.

A uma condição crítica é quando a bomba está C1 operando, C2 partindo e C3 parada, onde a vibração atingiu 21,9 mm/s RMS na posição X do bowl, como mostra na figura 5.40, vibração considerada altíssima, a condição com a bomba C3 operando, ainda é considerada pior que está condição de operação, infelizmente nesta condição ocorreu sobrecarga no acelerômetro.

Na condição apresentada no Teste 4, onde a bomba C1 operando, C2 parando e C3 parada, a vibração atingiu 17,3 mm/s RMS na posição X do bowl, como mostra a figura 5.34, vibração considerada altíssima. A condição de partida e parada da bomba C2 merece uma atenção especial, devido aos níveis excessivos de vibrações envolvidas, principalmente quando as bombas C1 e C3 estão em operação. Para compreender o fenômeno envolvido, é necessário analisar os dados em outros domínios também.

O resultado apresentado no teste 1, como mostra a figura 5.1, mostra que a velocidade de rotação da bomba C2 atinge o valor nominal em menos de dois segundos, o que indica a necessidade de um softstart ou inversor de frequência para suavizar a partida e reduzir a excitação no bowl da bomba, na condição não-estacionária. No entanto, observando o gráfico 5.40, vibração medida no bowl X, onde os maiores níveis de vibração ocorreram após a estabilização da rotação. Além disso, analisando qualquer gráfico waterfall pode-se concluir que, apenas uma componente é responsável pela vibração excessiva, ilustrada pela figura 5.40, que é apresenta no registro no tempo, a contribuição de ordem 0.5°, que mostra claramente que a vibração no bowl ocorrem predominantemente em uma frequência em torno de 6.2Hz. É crucial para explicar a fonte desta componente uma vez que a estrutura da bomba (especialmente o bowl) vibra nesta frequência em qualquer condição, transitórios ou estacionários, com uma, duas ou três bombas em operação.

Na figura 5.33 mostra a velocidade de rotação da bomba em cada instante do tempo. Infelizmente, a fase foi perdida algumas vezes causando uma estimativa errada de frequência instantânea na região marcada. Esse problema foi provavelmente causado pela vibração excessiva na estrutura e no eixo. O gráfico wartefall da vibração no eixo do Teste 4 apresentado na Figura

5.39 é chave para explicar a causa da componente 6,2Hz. Como pode ser visto, entre 15 ~ 20 segundos somente a primeira ordem presente no sinal. A componente 6,2Hz aparece em 22 segundos. Consultando a Figura 5.39 outra vez, pode-se verificar, neste momento, que a velocidade de rotação da máquina também é 6,2Hz. Este fato é uma indicação que a estrutura tem uma frequência natural em 6.2Hz e amplificada no bowl, no teste 5, a Figura 5.45 (partida da bomba C2) confirmado a relação de rotação igual a  $\sim 0.5 \times \Omega$ , portanto, a existência de uma frequência natural em 6.2Hz é um fato.

Foi constatado a formação de Vortex, quando as três bombas estavam em operação, alterado o modelo do cone de entrada na sucção da bomba de forma a minimizar a excitação e uniformizar a entrada do fluido. Incluído no sino, pás direcionadoras de fluxo para reduzir a pré-rotação na entrada do bowl, reduzindo a excitação em 6,2Hz.

Desmontada a bomba, realizado controle dimensional do rotor, corrigido os desvios e rebalanceado o rotor com novo procedimento para reduzir a vibração em  $1 \times n$ .

O mancal intermediário estavam com as pás quebradas, remodelado o mancal intermediário, com novo reposicionamento das pás e incluído furos para minimizar a excitação hidráulica em 6,2Hz.

Constatado cavitação nas pás do rotor, foi orientado o usuário em relação a variação do nível do poço para operações com dois e três bombas.

A tabela 5.3 é um resumo das frequências encontradas com a condição de uma, duas ou três bombas em operação.

A frequência em  $1 \times n$  é obtida em qualquer condição, frequência considerada na análise como sendo desbalanceamento residual no rotor, condição já esperada.

A frequência em 60Hz, é a frequência de linha transmissão energia elétrica, que será desconsiderada na análise.

A frequência 6,2Hz, é a frequência natural da bomba, frequência que deverá ser evitada a excitação.

A frequência em  $4 \times n$ , é a frequência de passagem de pás, que é uma frequência já esperada na análise.

A frequência em  $10 \times n$ , é a frequência natural da instalação, independente da condição de operação, esteve sempre presente nas medições.

As frequências 54Hz e  $6 \times n$ , são consideradas frequências naturais da instalação, ocorrendo somente com duas bombas em operação.

Tabela 5.3: Análise de frequências (Hz), mancal x bowl.

Condição de Operação	Mancal Freq. Hz	Probabilidade	Bowl Freq. Hz	Probabilidade
Em campo C2 operando	$1 \times n$	Desb. Rotor	6,2 Hz	Freq. Natural bba
	$4 \times n$	Pás	$1 \times n$	Desb. Rotor
	$10 \times n$	Freq. Natural Inst.	60 Hz	Freq. Elétrica
			$10 \times n$	Freq. Natural Inst.
Condição de Operação	Mancal Freq. Hz	Probabilidade	Bowl Freq. Hz	Probabilidade
Em campo C1+C2 operando	$1 \times n$	Desb. Rotor	6,2 Hz	Freq. Natural bba
	$10 \times n$	Freq. Natural Inst.	$1 \times n$	Desb. Rotor
			54 Hz	Freq. Natural Inst.
			$6 \times n$	Freq. Natural Inst.
Condição de Operação	Mancal Freq. Hz	Probabilidade	Bowl Freq. Hz	Probabilidade
Em campo C1+C2+C3 operando	$1 \times n$	Desb. Rotor	Overload	
	$4 \times n$	Pás		
	$10 \times n$	Freq. Natural Inst.		

Após as análises, podemos citar as dificuldades dos fabricantes em garantirem a vibração em campo, vários fatores poderão influenciar:

- Instalação inadequada, grauteamento de baixa resistência para fixação da moto-bomba, tubulação de recalque tensionada, piso desnivelado e etc;
- Regime de operação intermitente e flutuações nas vazões;
- Operações em sistemas com outras bombas em série, paralelo e modelos diferentes;
- Reservatório único para várias bombas em operação e flutuação do NPSH disponível;
- Fluido bombeado, densidade e viscosidade, diferentes do ensaio realizado no fabricante;
- Limitação de potência no teste, devido a diferença de densidade do fluido em campo;
- Desalinhamento do conjunto moto-bomba em campo;
- Ciclos contínuos de partida e parada diretas, sem uso de soft-start ou inversor de frequência.

Estes fatos influenciam na medição de vibração no fabricante e posteriormente em campo.

N° Teste	Bomba Medida	Condição Operacional da Bomba		
		C1	C2	C3
1	C2	PARADA	OPERANDO	PARADA

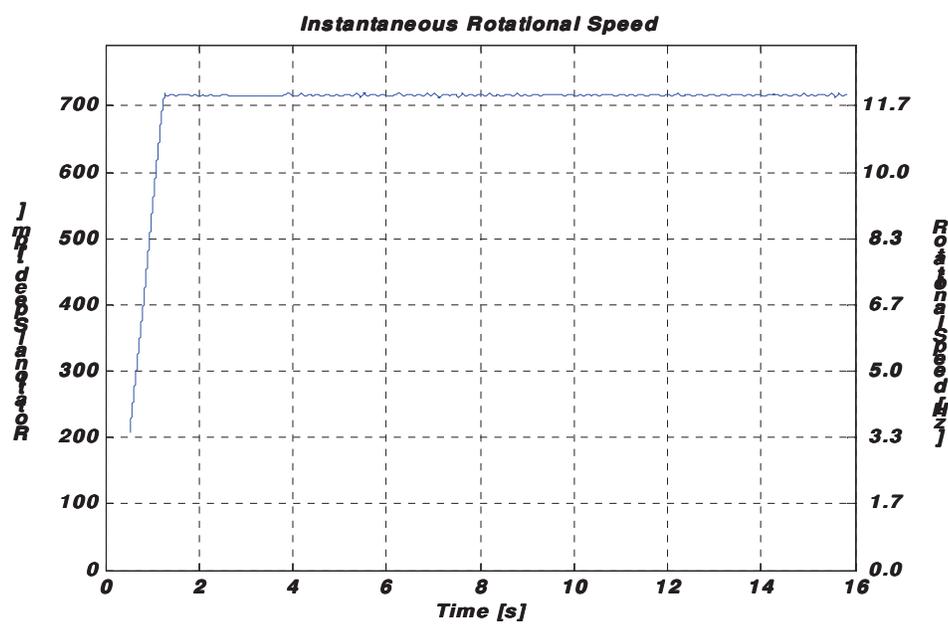
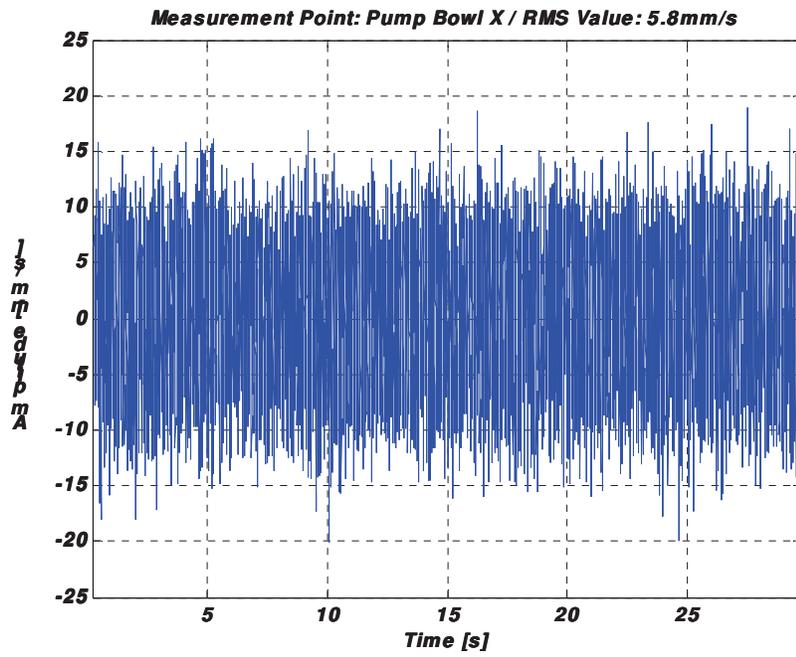


Figura 5.1: Velocidade instantanea de rotação.



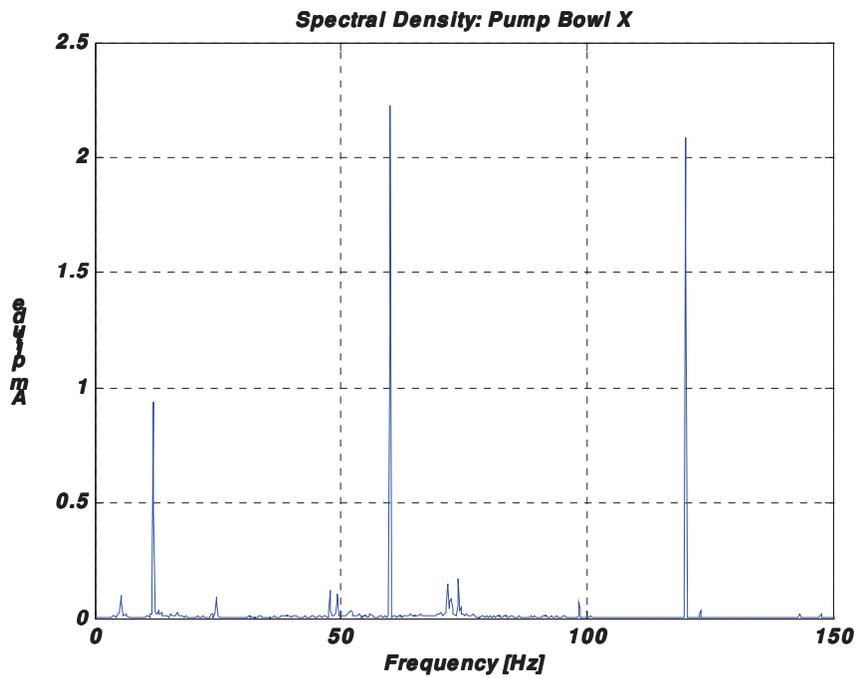
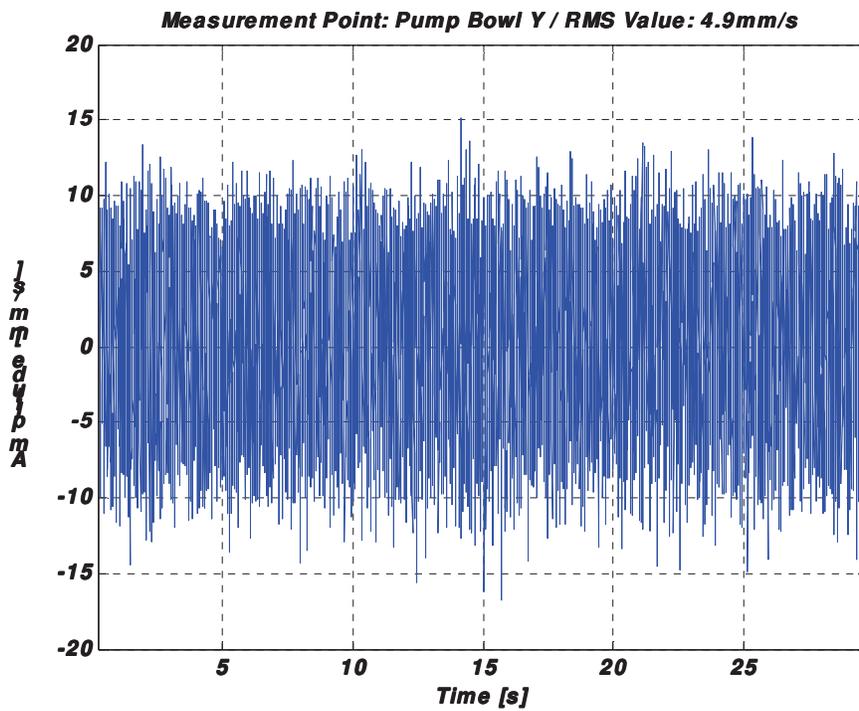


Figura 5.2: Registro no Tempo e PSD: bowl da bomba X.



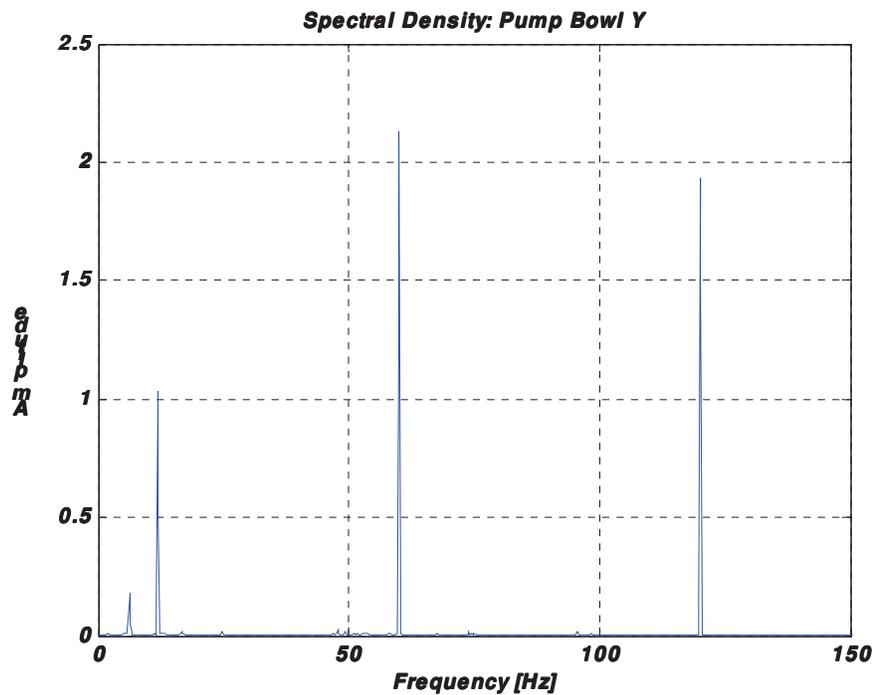


Figura 5.3: Registro no tempo e PSD: bowl da bomba Y.

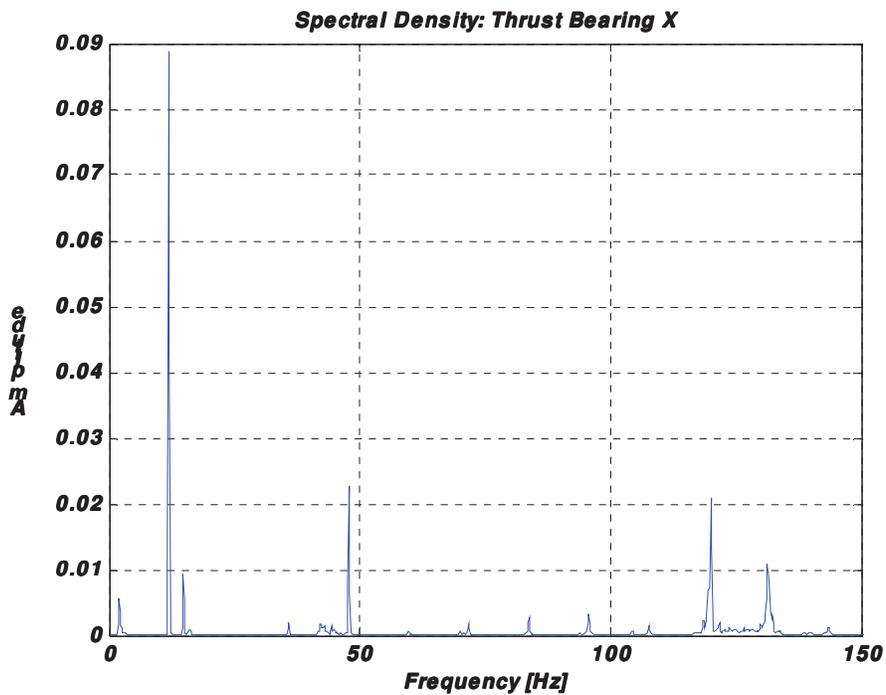


Figura 5.4: Registro no tempo e PSD: mancal X = 1mm/s RMS.

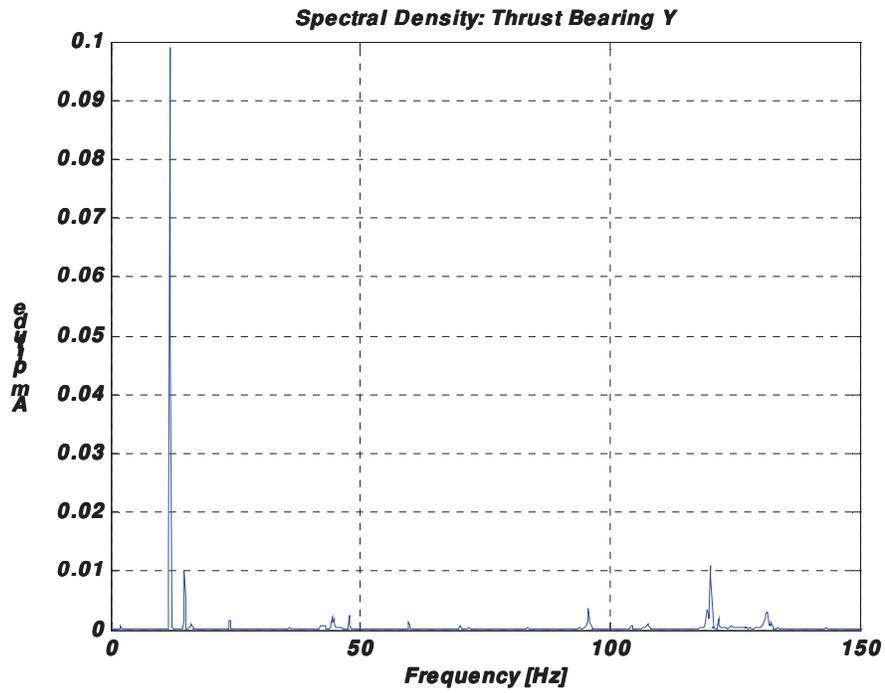


Figura 5.5: Registro no tempo e PSD: mancal Y = 0,8 mm/s RMS.

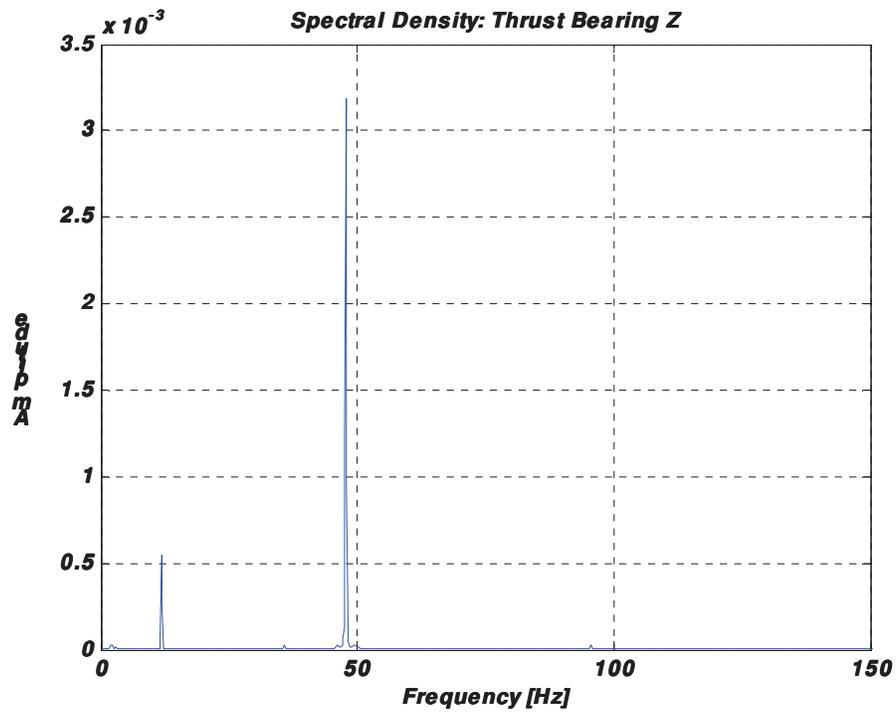


Figura 5.6: Registro no tempo e PSD: mancal Z = 0,1mm/s RMS.

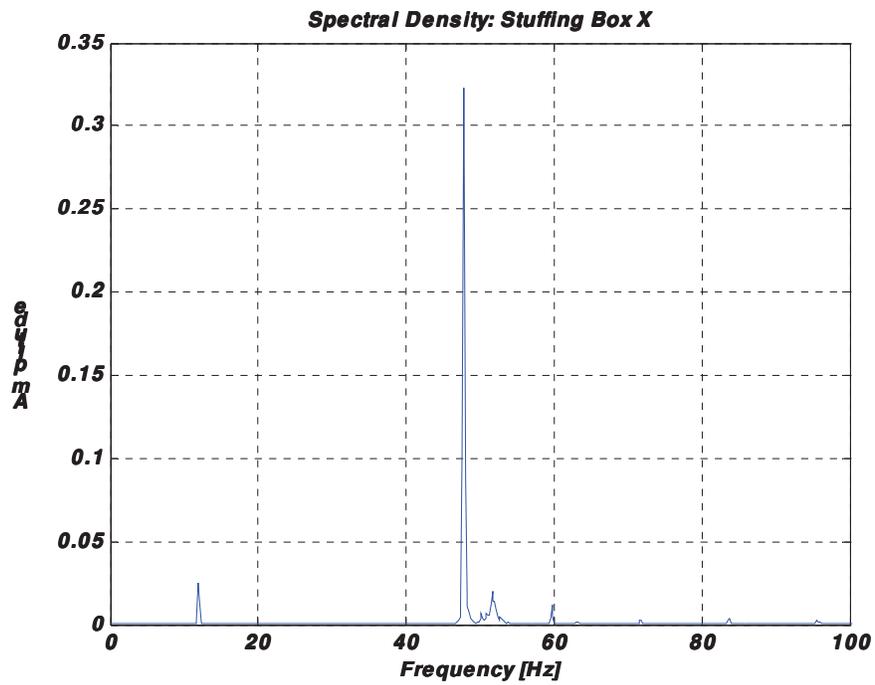


Figura 5.7: Registro no tempo e PSD: Câmara de selagem X = 1,4mm/s RMS.

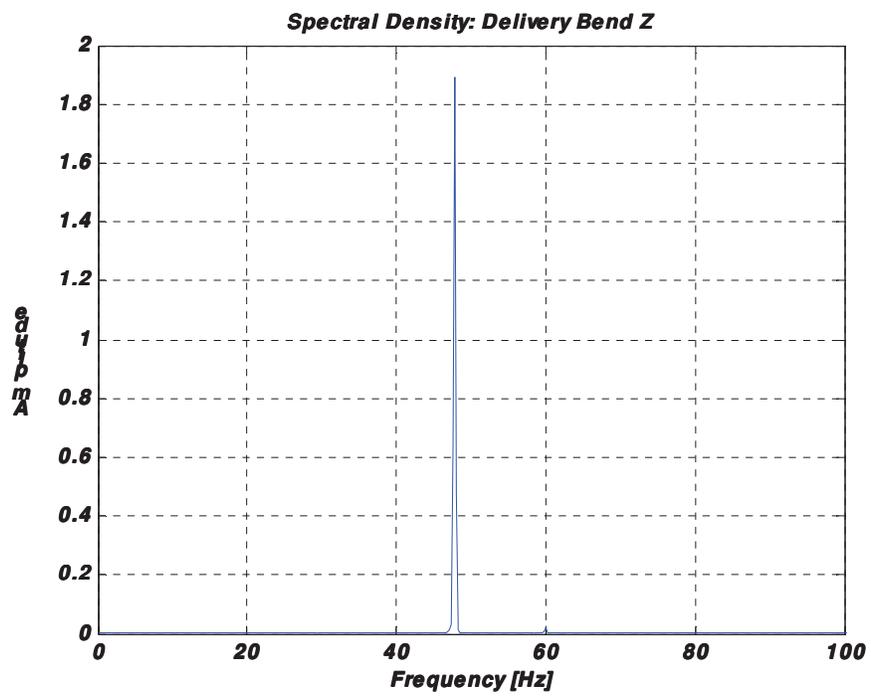


Figura 5.8: Registro no tempo e PSD: bocal de recalque Z = 2,8mm/s RMS



Figura 5.9: Registro no tempo e PSD: bocal de recalque X = 1 mm/s RMS.

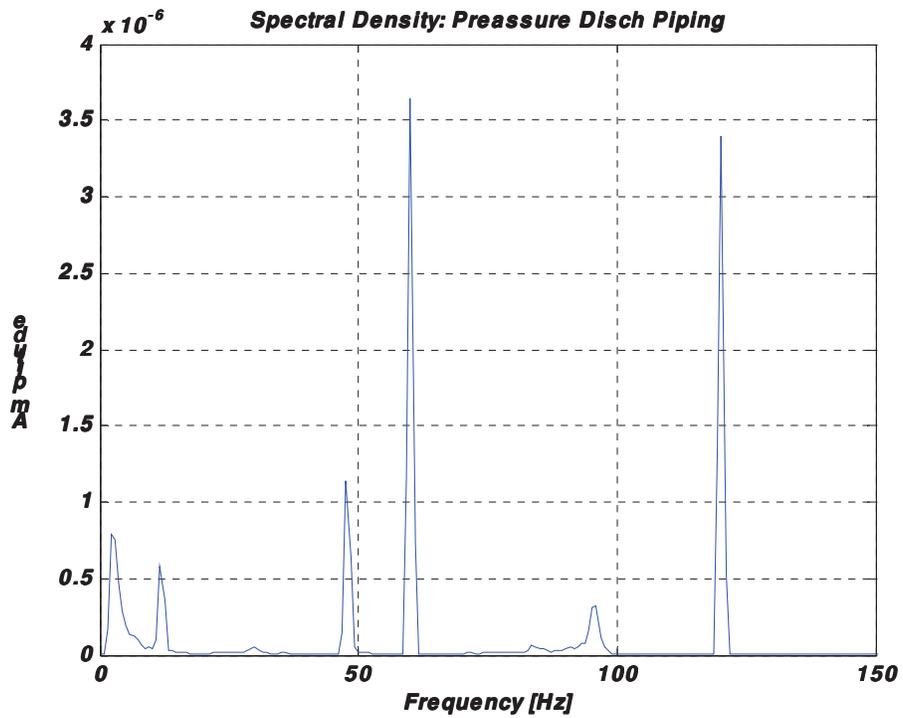
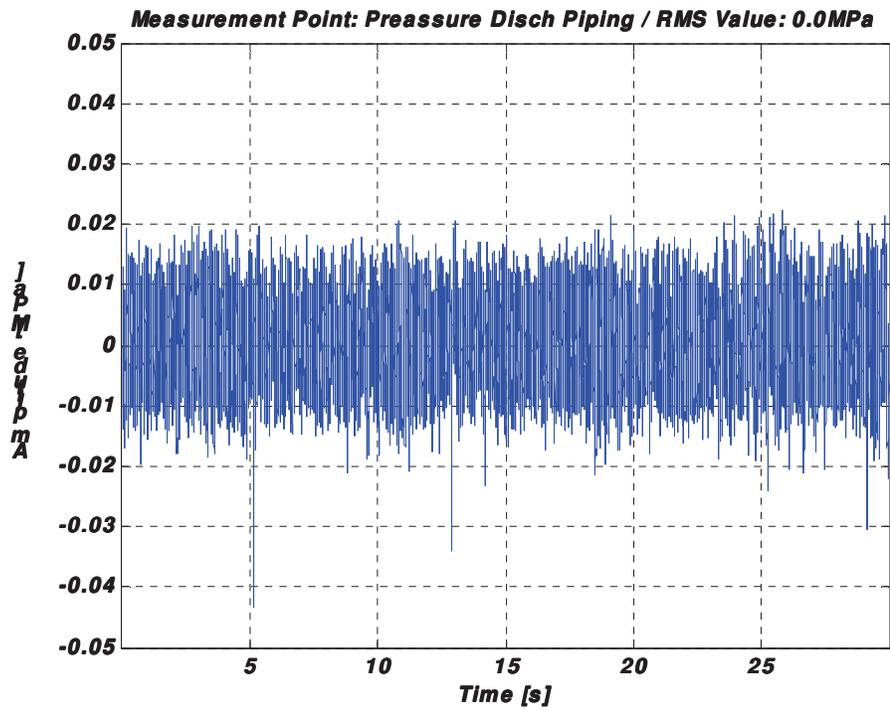


Figura 5:10: Registro no tempo e PSD: pressão dinâmica na tubução de recalque.

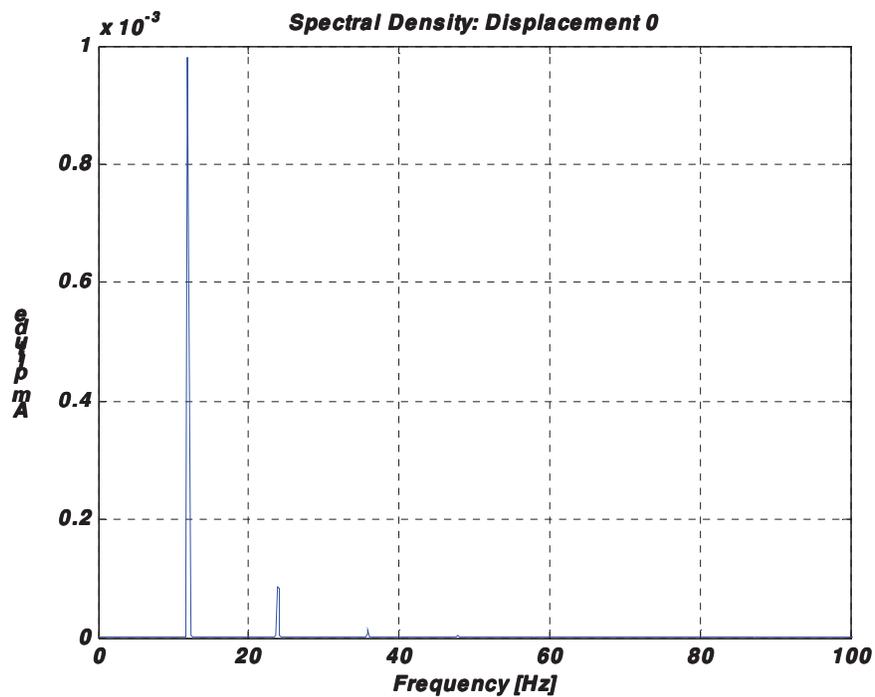


Figura 5.11: Registro no tempo e PSD: deslocamento  $0^\circ = 0,1\text{mm RMS}$ .

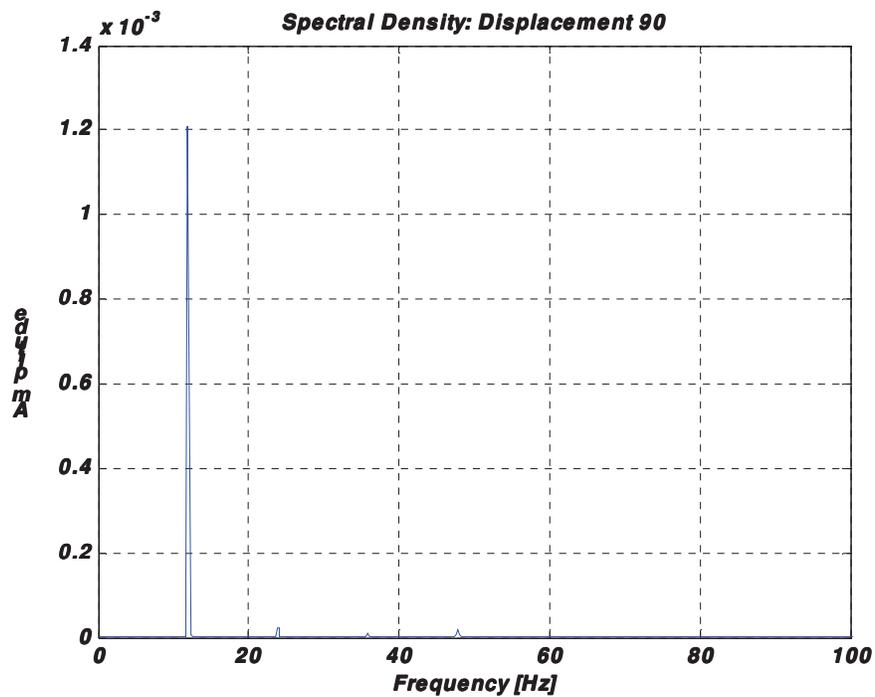


Figura 5.12: Registro no tempo e PSD: deslocamento  $90^\circ = 0,1\text{mm RMS}$ .

N° Teste	Bomba Medida	Condição Operacional da Bomba		
		C1	C2	C3
2	C2	OPERANDO	OPERANDO	PARADA

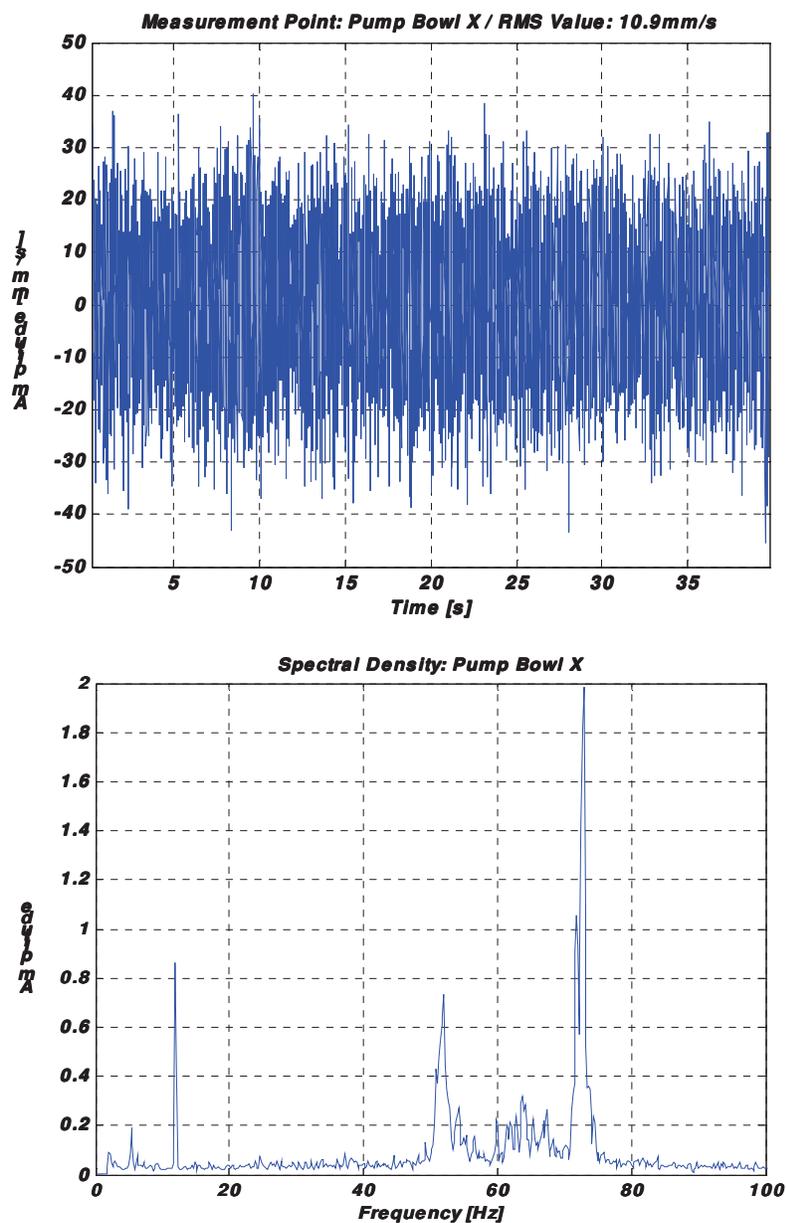


Figura 5.13: Registro no tempo e PSD: bowl da bomba X.

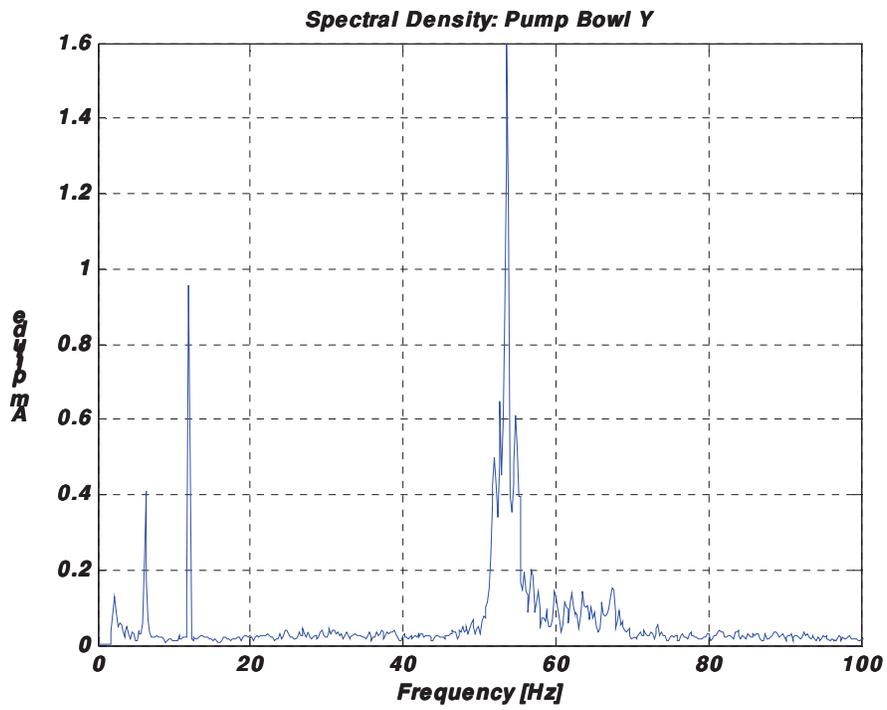
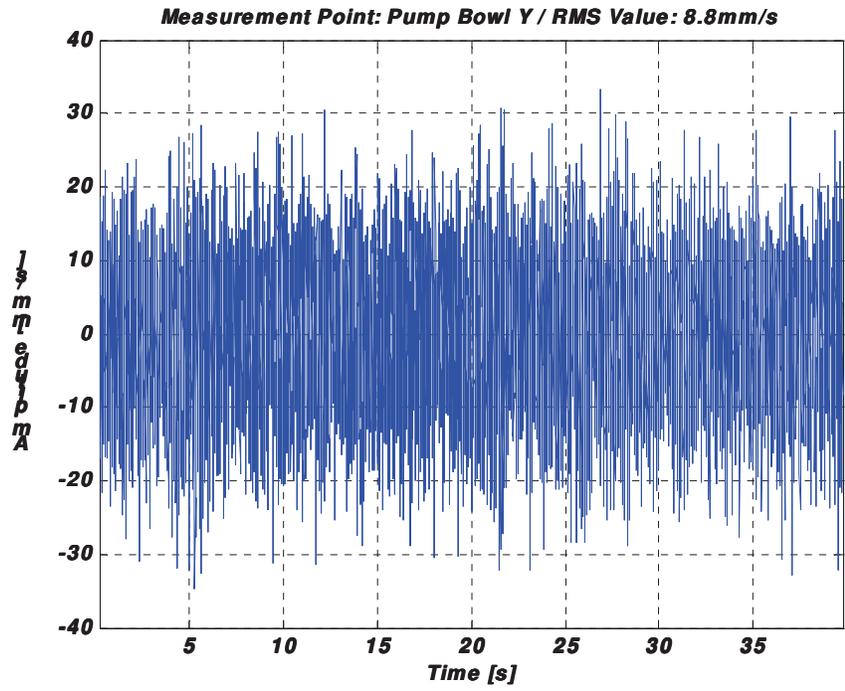


Figura 5.14: Registro no tempo e PSD: bowl da bomba Y.

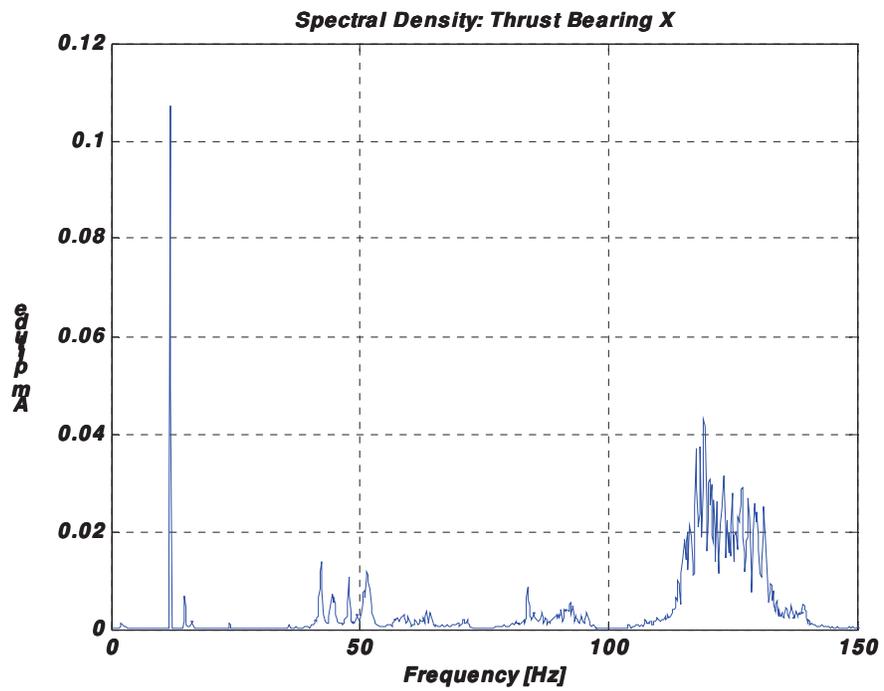


Figura 5.15: Registro no tempo e PSD: mancal X = 2,5mm/s RMS.

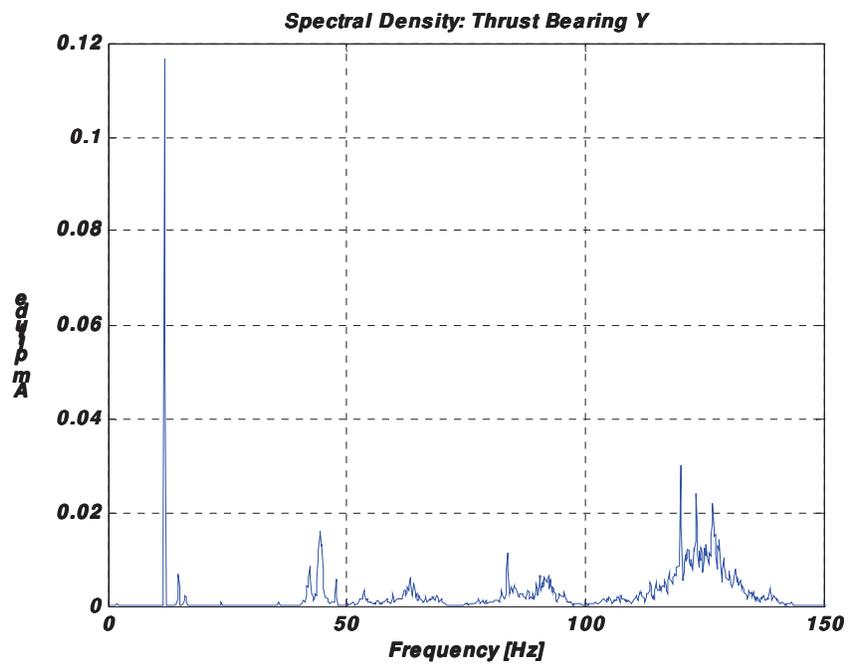


Figura 5.16: Registro no tempo e PSD: mancal Y = 2mm/s RMS.

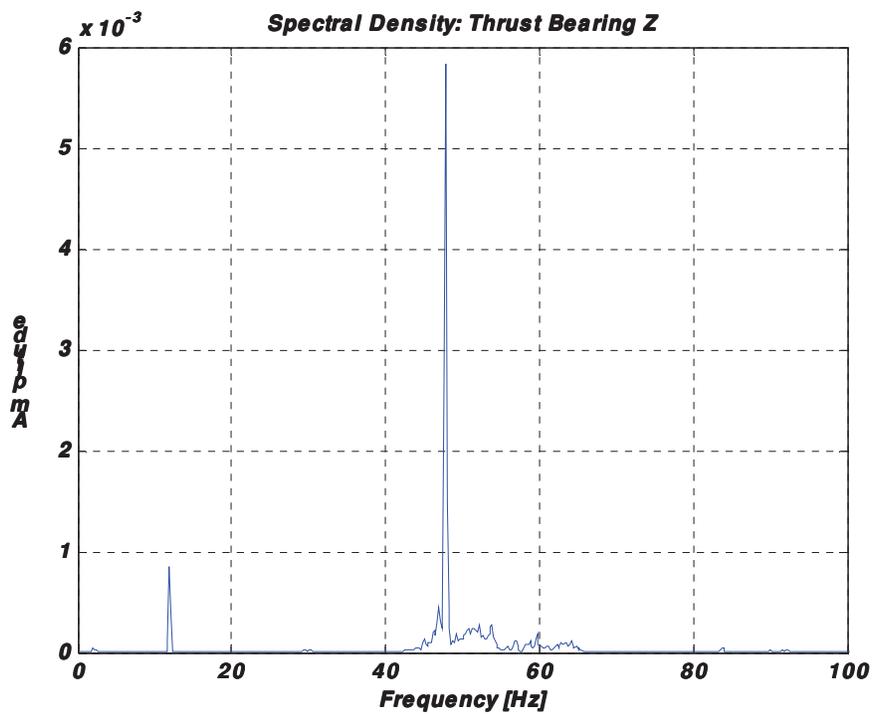


Figura 5.17: Registro no tempo e PSD: mancal Z = 0,2mm/s RMS.

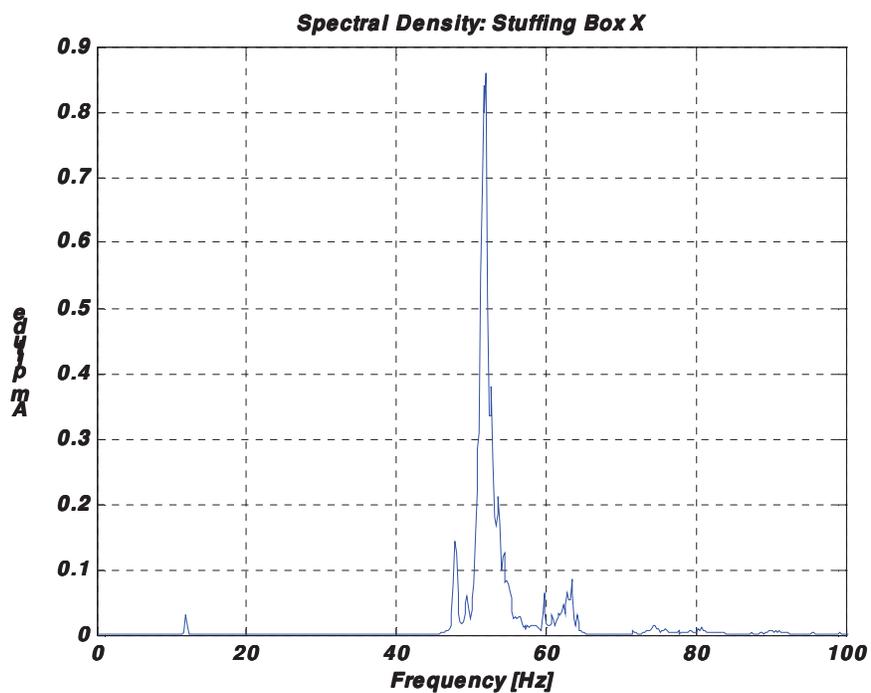


Figura 5.18: Registro no tempo e PSD: camera de segem X = 4,9mm/s RMS.

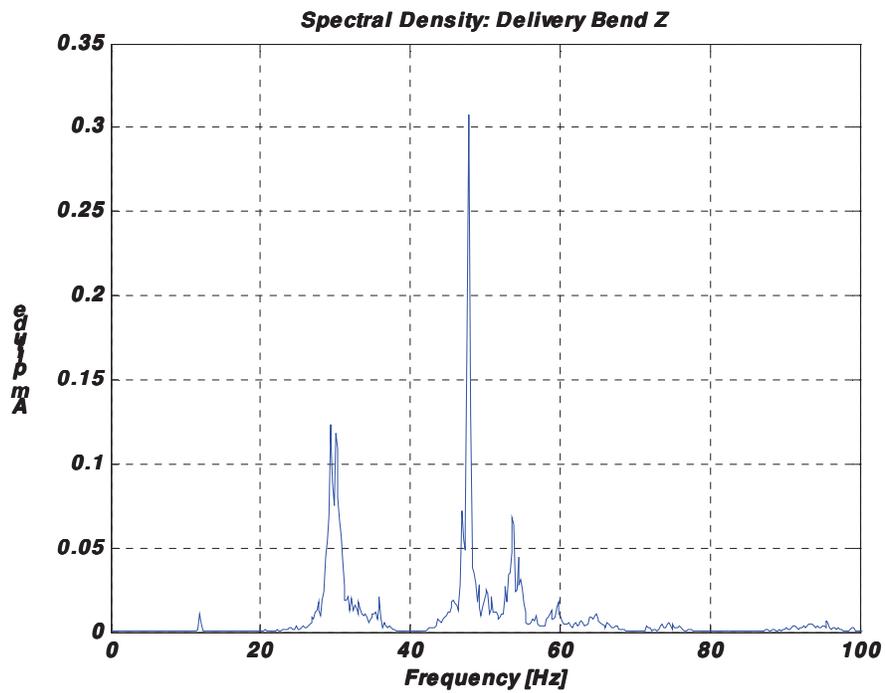


Figura 5.19: Registro no tempo e PSD: bocal de descarga Z = 3,2mm/s RMS.

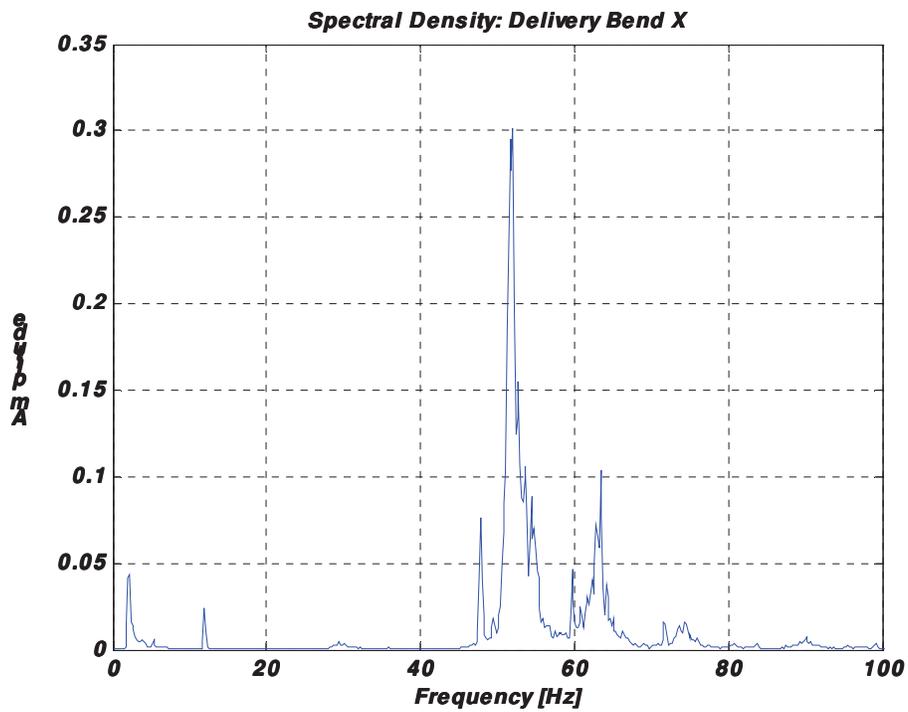


Figura 5.20: Registro no tempo e PSD: bocal de descarga X = 3,6mm/s RMS.

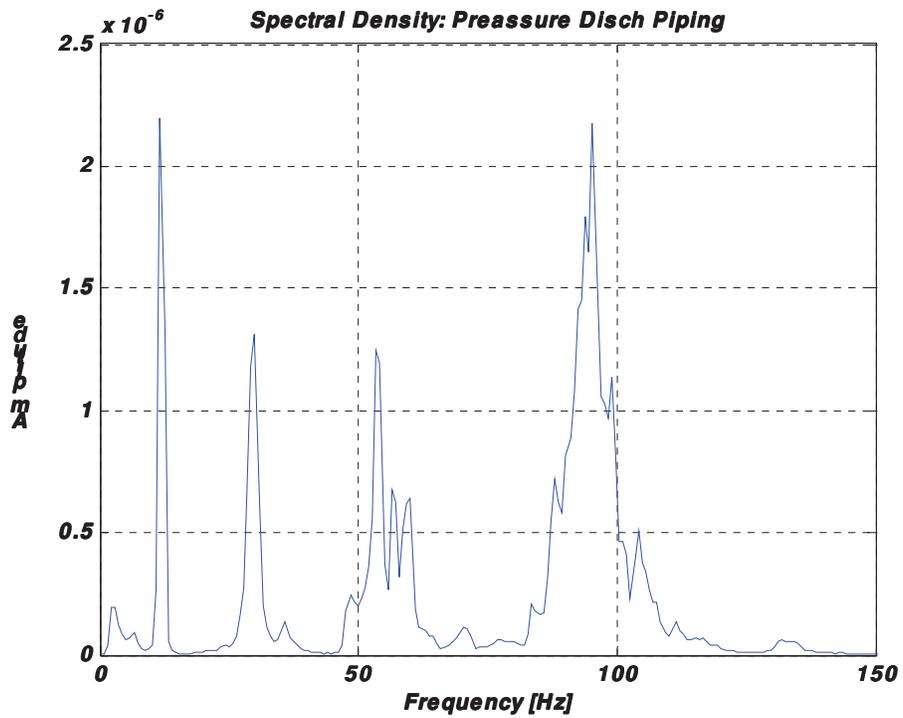
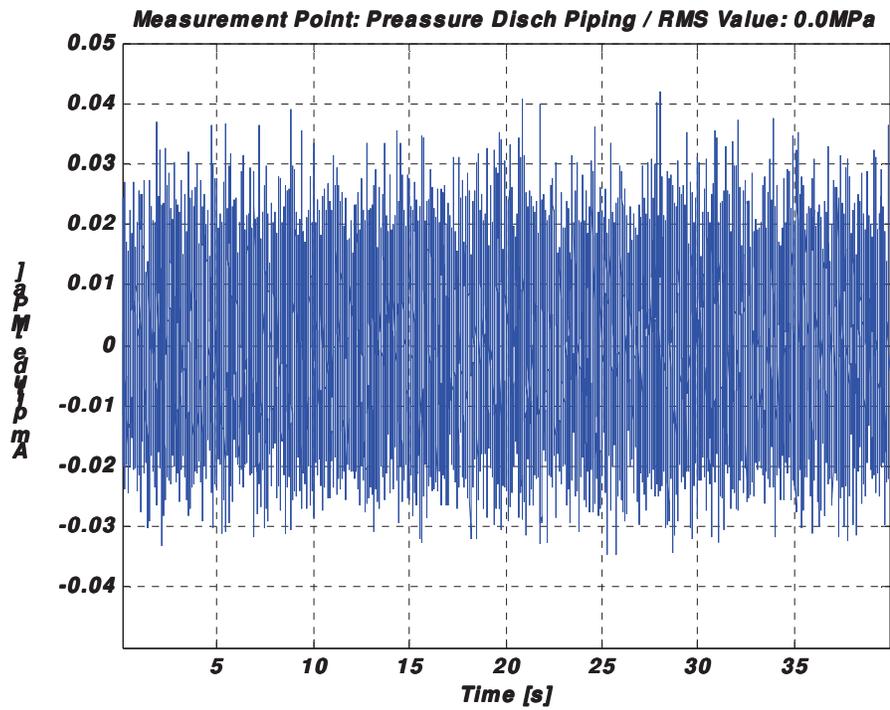


Figura 5.21: Registro no tempo e PSD: pressão dinâmica do bocal da tubulação de descarga.

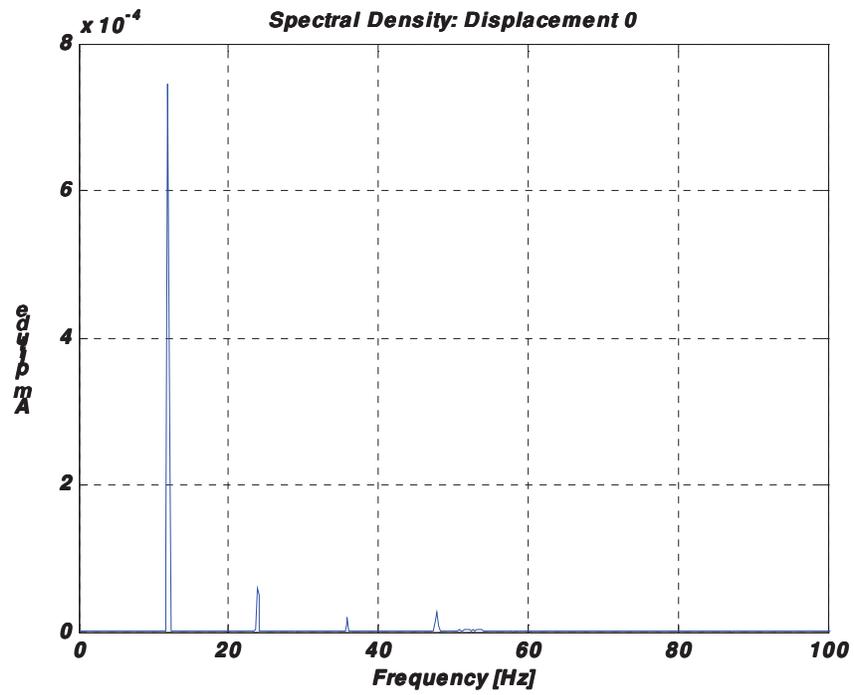


Figura 5.22: Registro no tempo e PSD: deslocamento  $0^\circ = 0,1\text{mm RMS}$ .

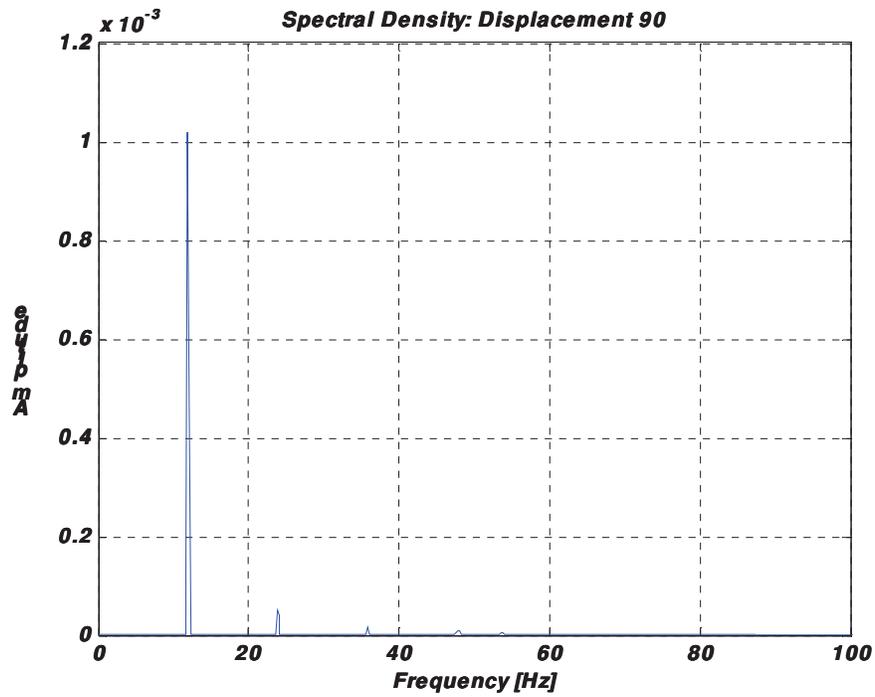


Figura 5.23: Registro no tempo e PSD: deslocamento  $90^\circ = 0,1\text{ mm RMS}$ .

N° Teste	Bomba Medida	Condição Operacional da Bomba		
		C1	C2	C3
3	C2	OPERANDO	OPERANDO	OPERANDO

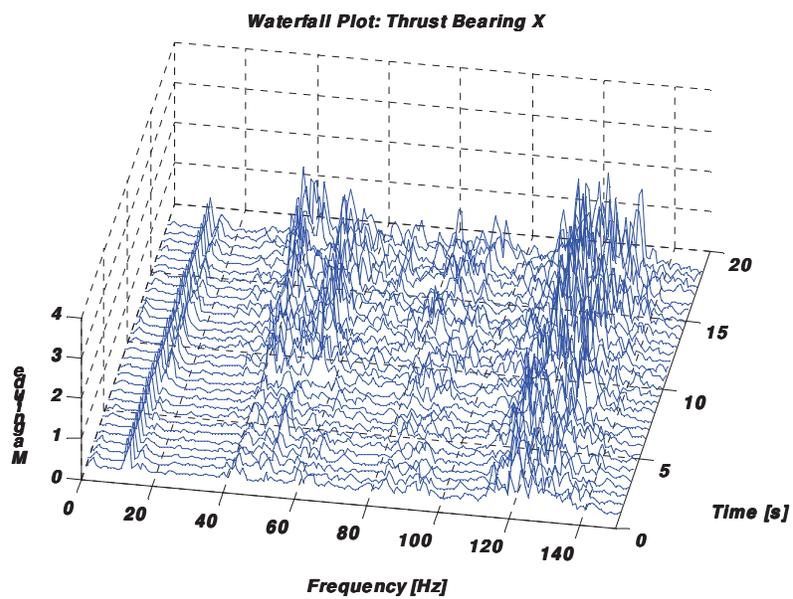
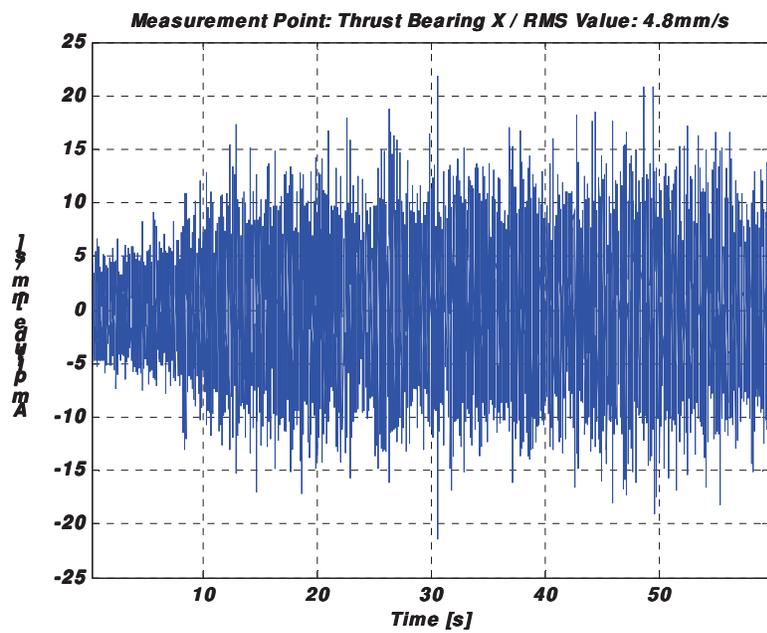


Figura 5.24: Registro no tempo e gráfico de wartefall: mancal X.

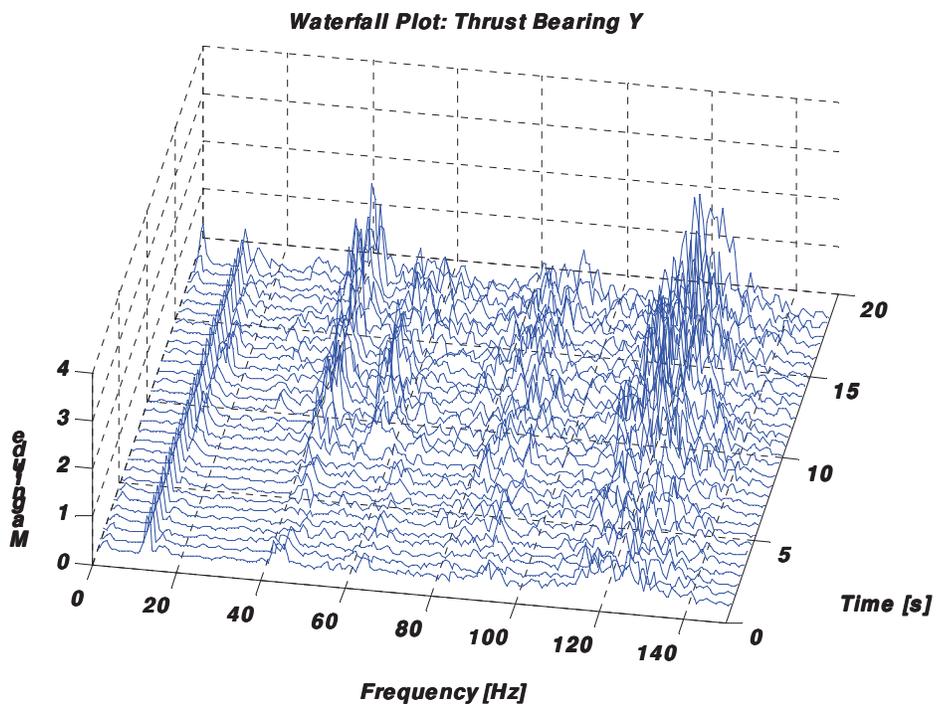
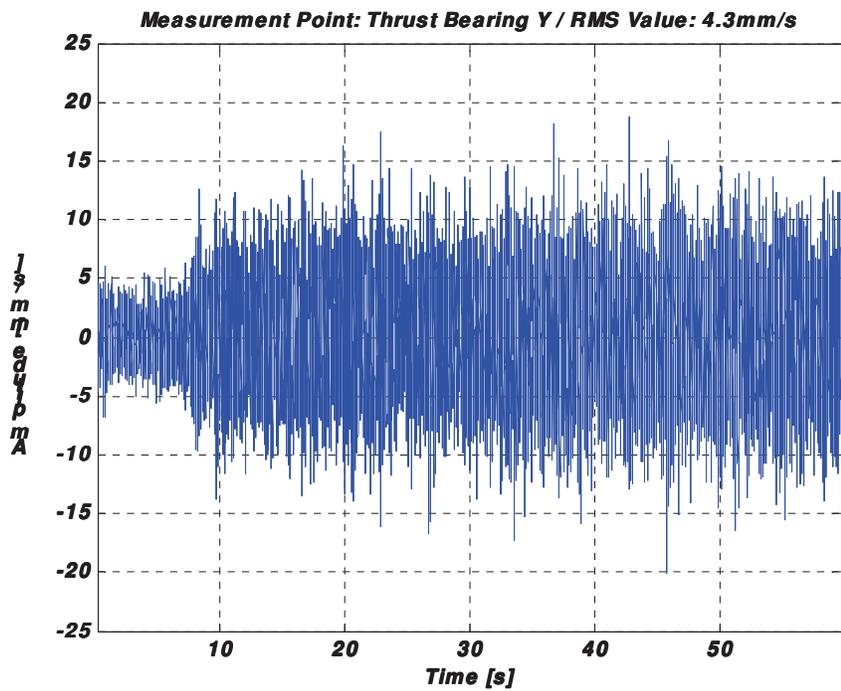


Figura 5.25: Registro no tempo e gráfico wartefall: mancal Y.

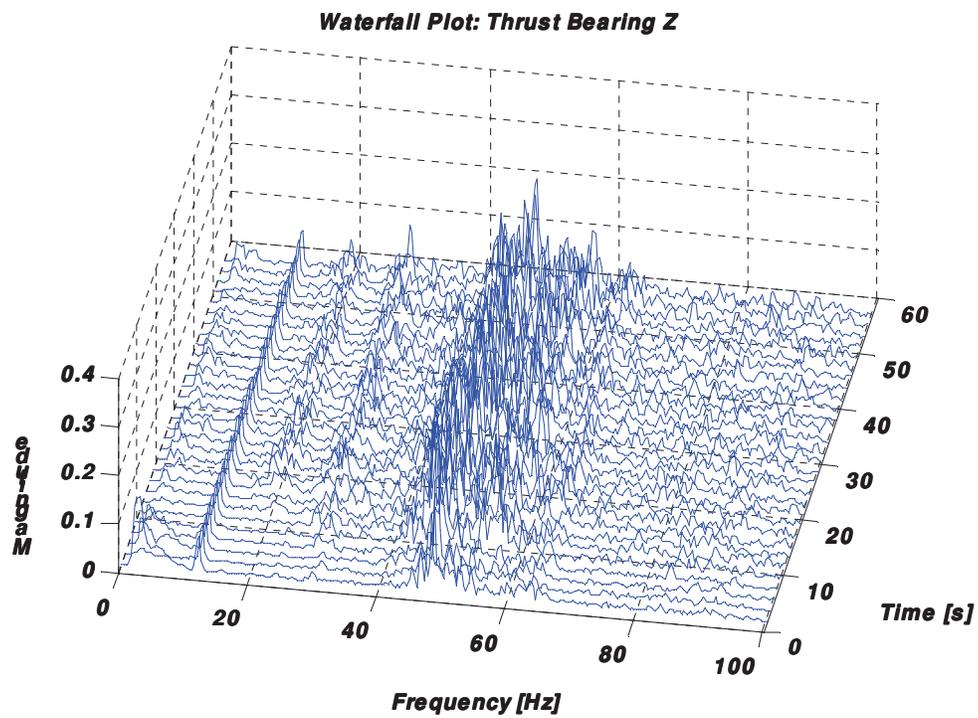
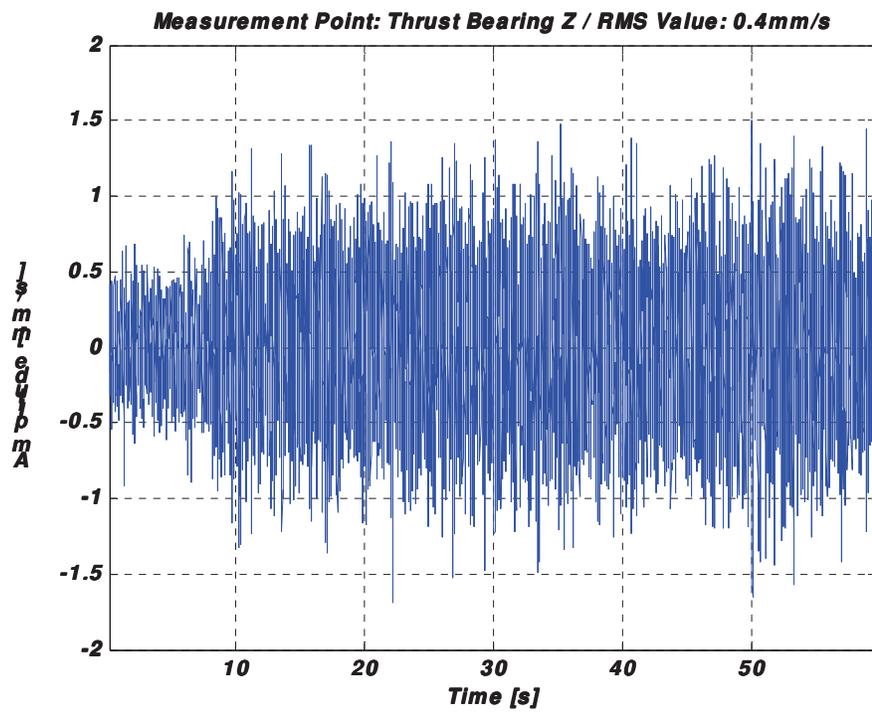


Figura 5.26: Registro no tempo e gráfico waterfall: mancal Z.

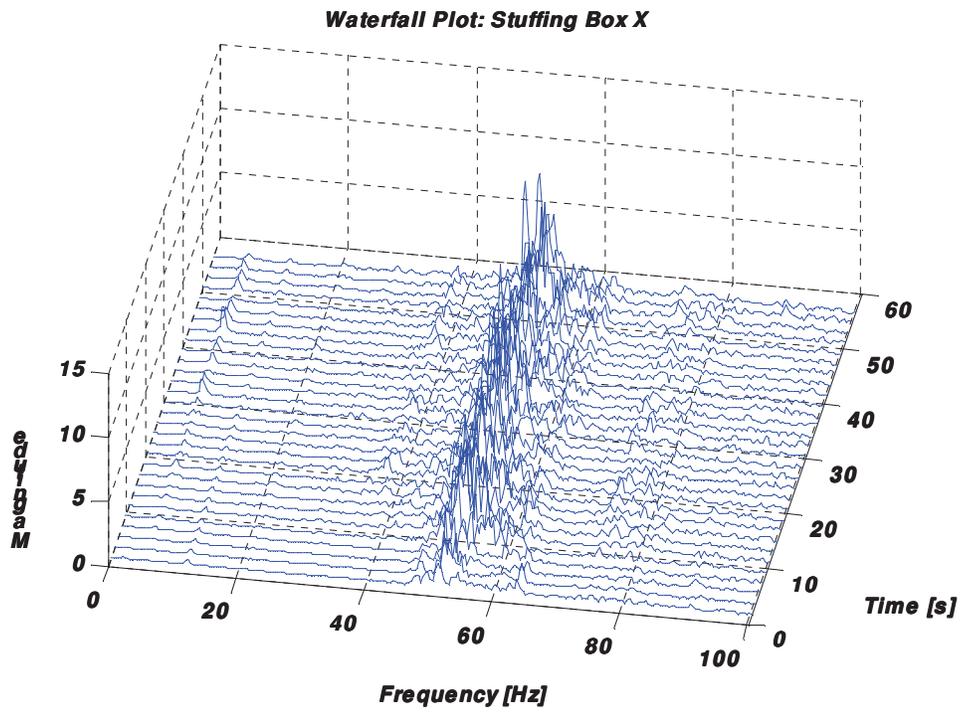


Figura 5.27: Registro no tempo e gráfico waterfall: câmara de selagem X = 10mm/s RMS.

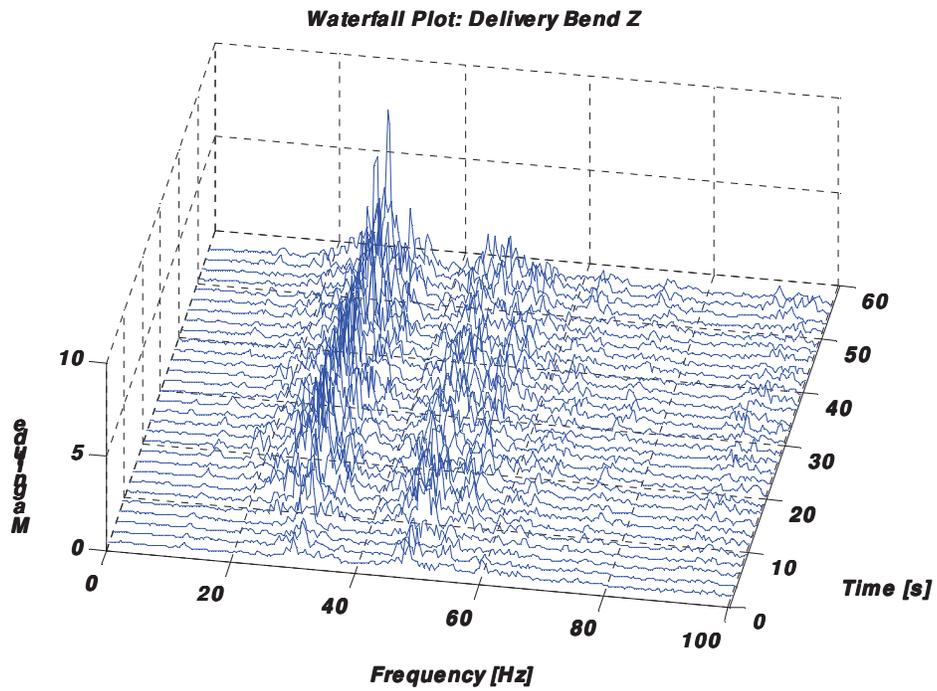


Figura 5.28: Registro no tempo e gráfico waterfall: bocal de recalque Z = 7,7mm/s RMS.

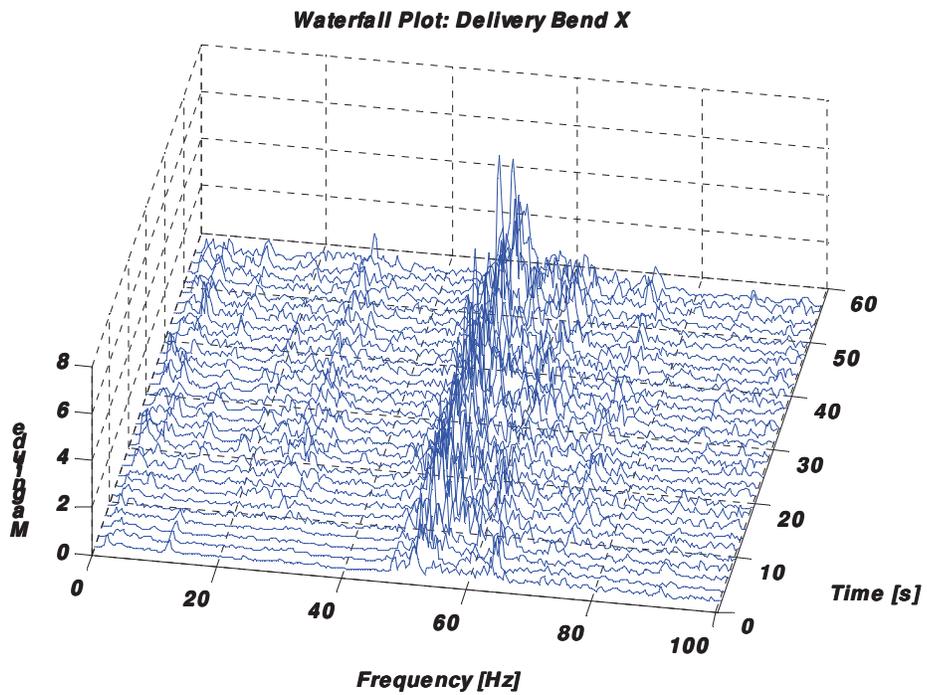


Figura 5.29: Registro no tempo e gráfico waterfall: bocal de recalque X = 6,6mm/s RMS.

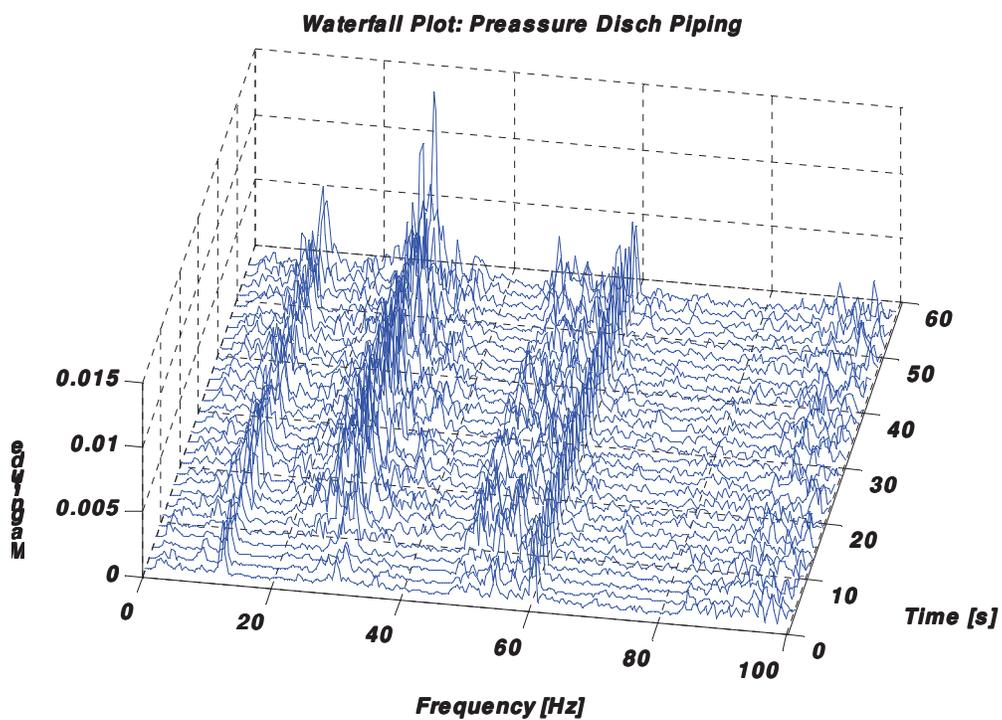
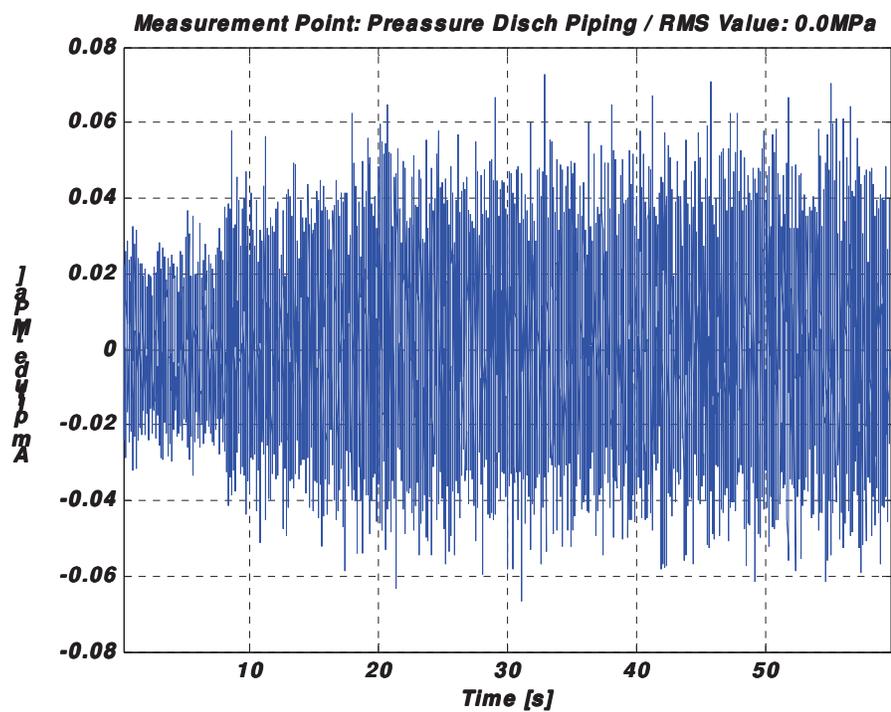


Figura 5.30: Registro no tempo e gráfico waterfall: pressão dinâmica no bocal de recalque.

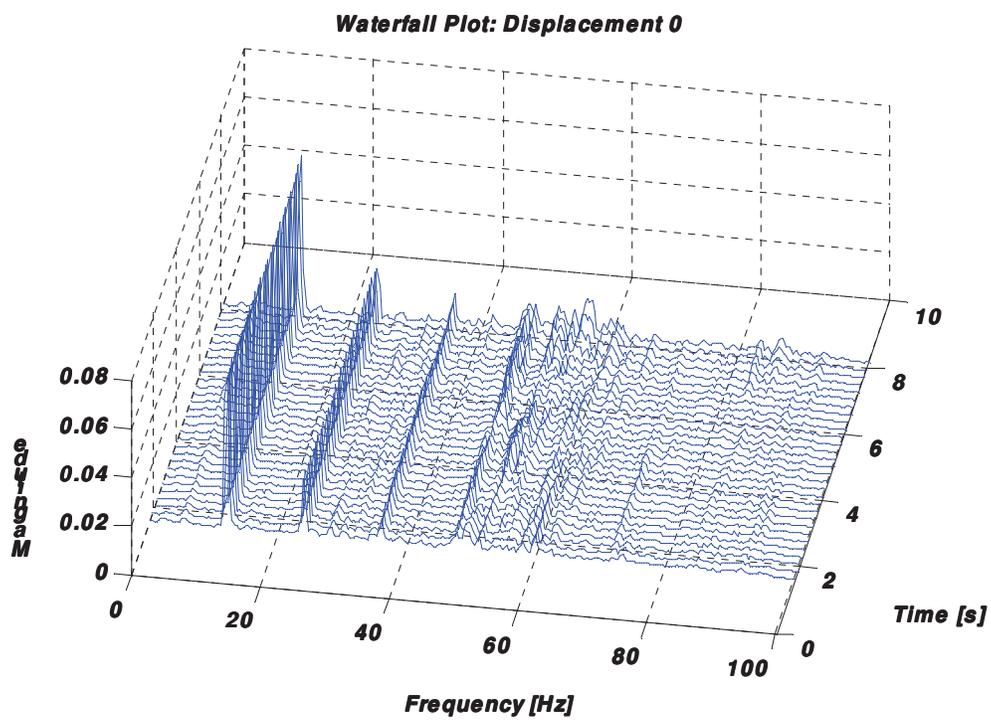
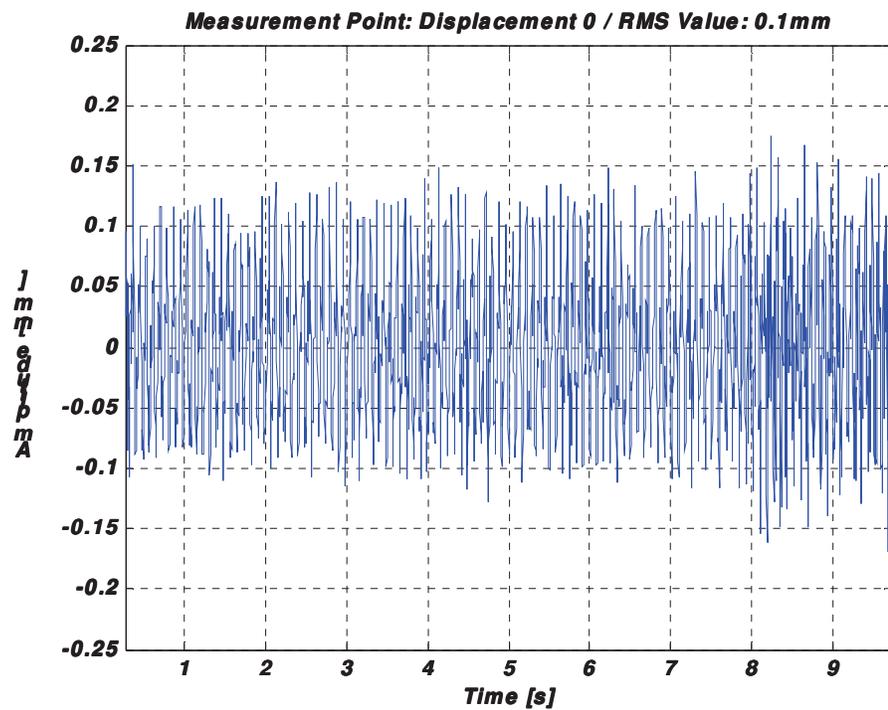


Figura 5.31: Registro no tempo e gráfico waterfall: deslocamento 0°.

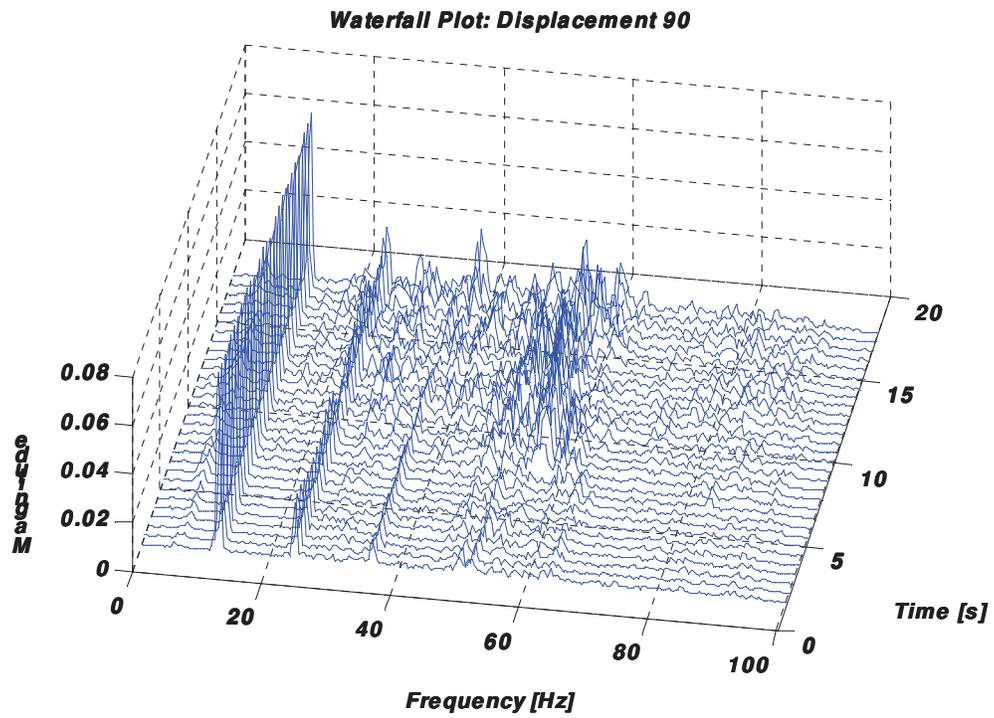


Figura 5.32: Registro no tempo e gráfico waterfall: deslocamento  $90^\circ = 0,1$  mm RMS.

N° Teste	Bomba Medida	Condição Operacional da Bomba		
		C1	C2	C3
4	C2	OPERANDO	PARANDO	PARADA

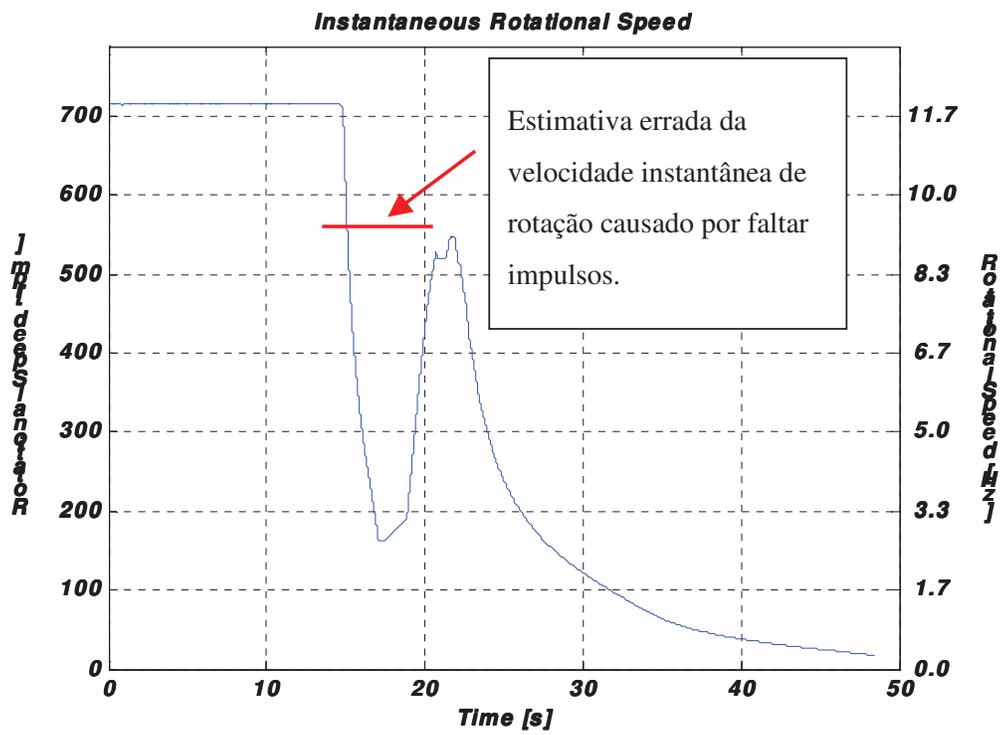


Figura 5.33: Velocidade instantânea de rotação estimado a partir do sinal de fase.

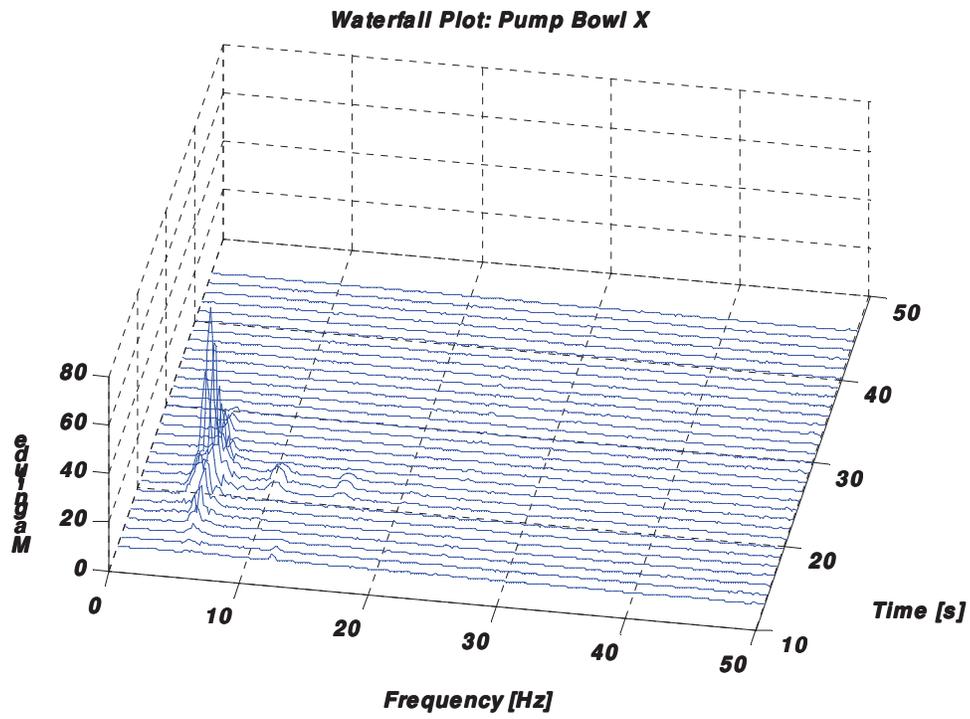
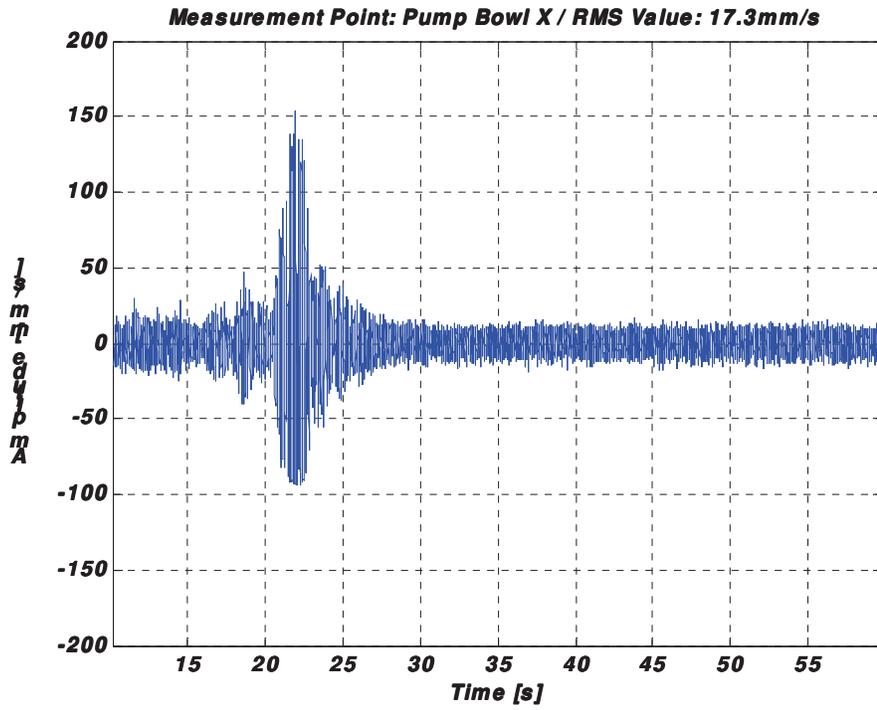


Figura 5.34: Registro no tempo e gráfico waterfall: bowl da bomba X.

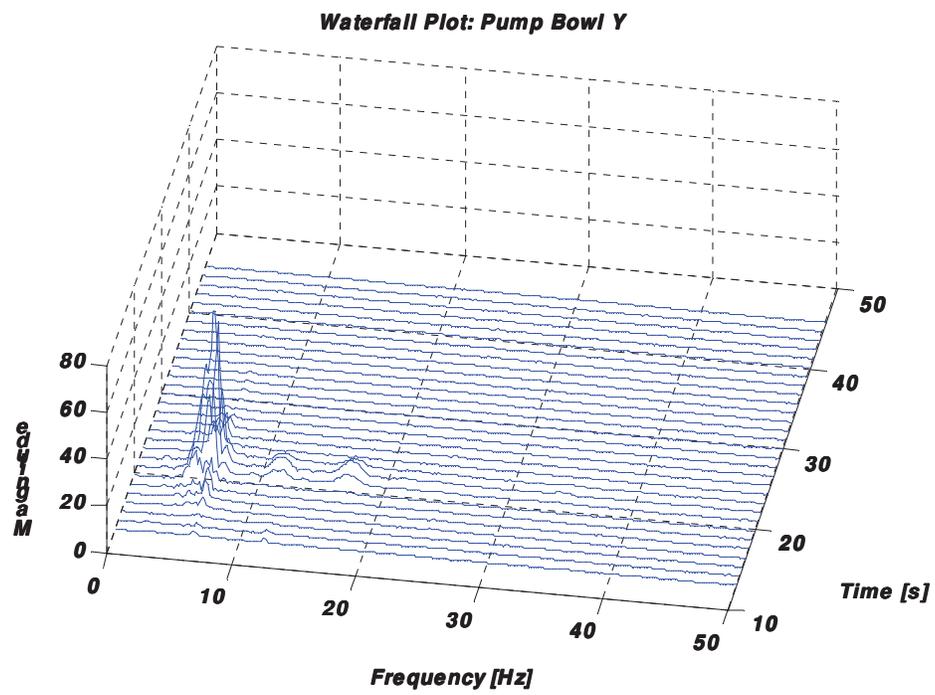
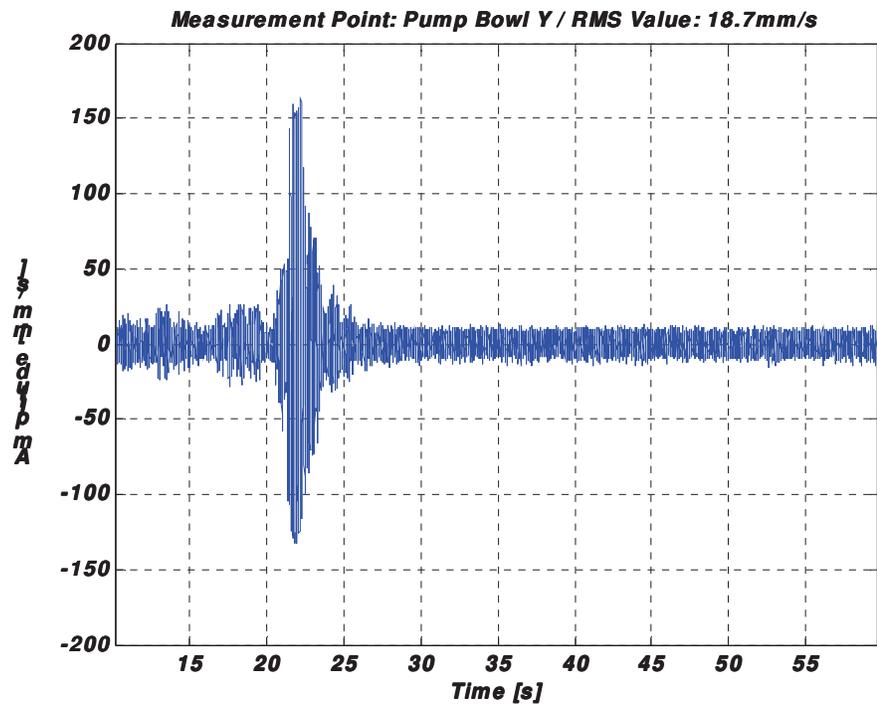


Figura 5.35: Registro no tempo e gráfico waterfall: bowl da bomba Y.

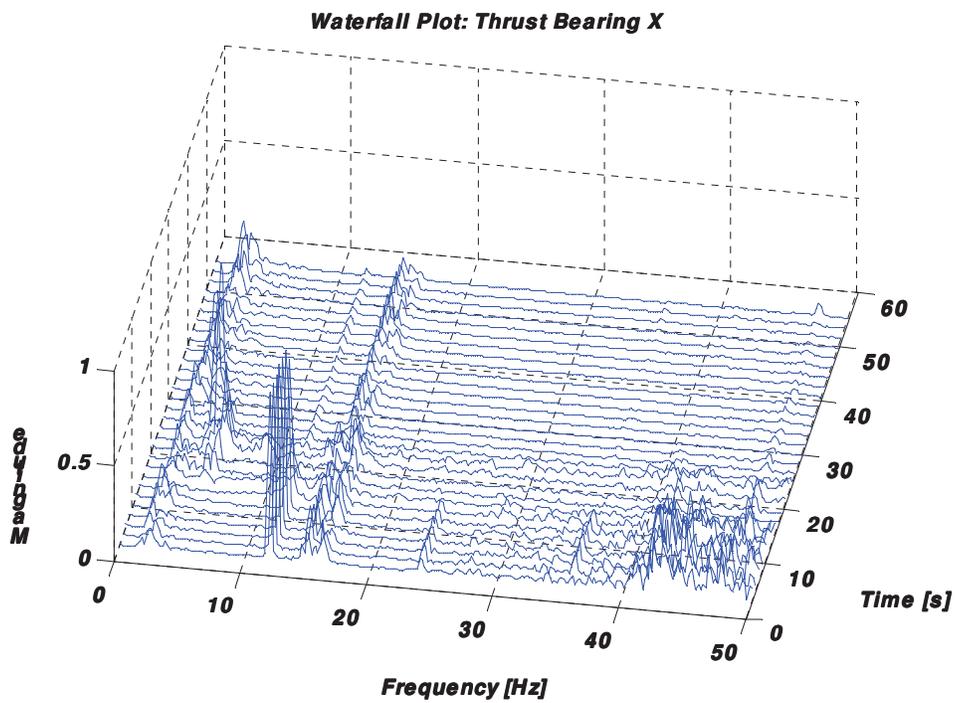
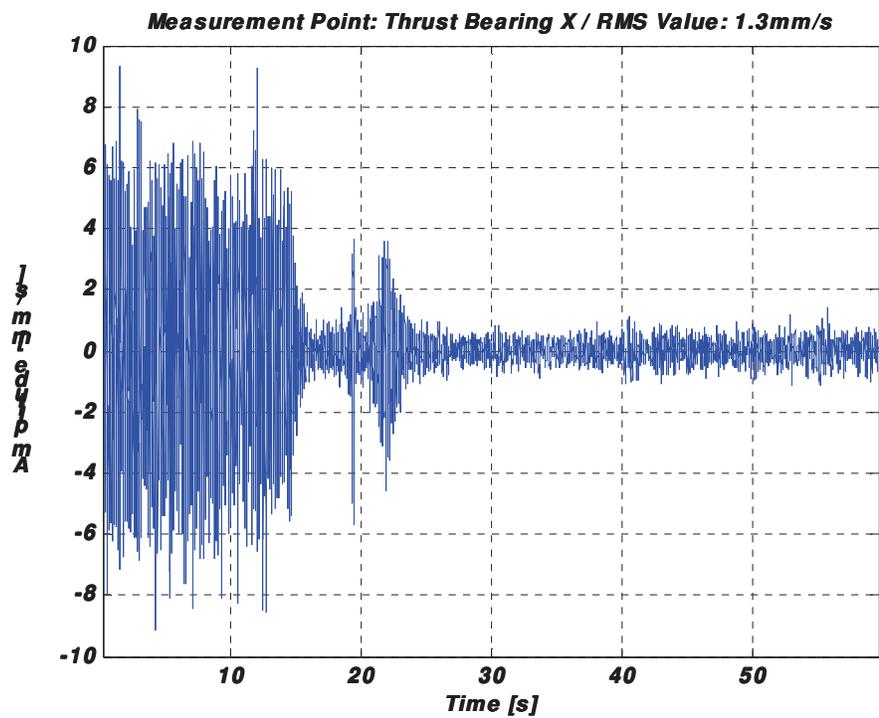


Figura 5.36: Registro no tempo e gráfico waterfall: mancal X.

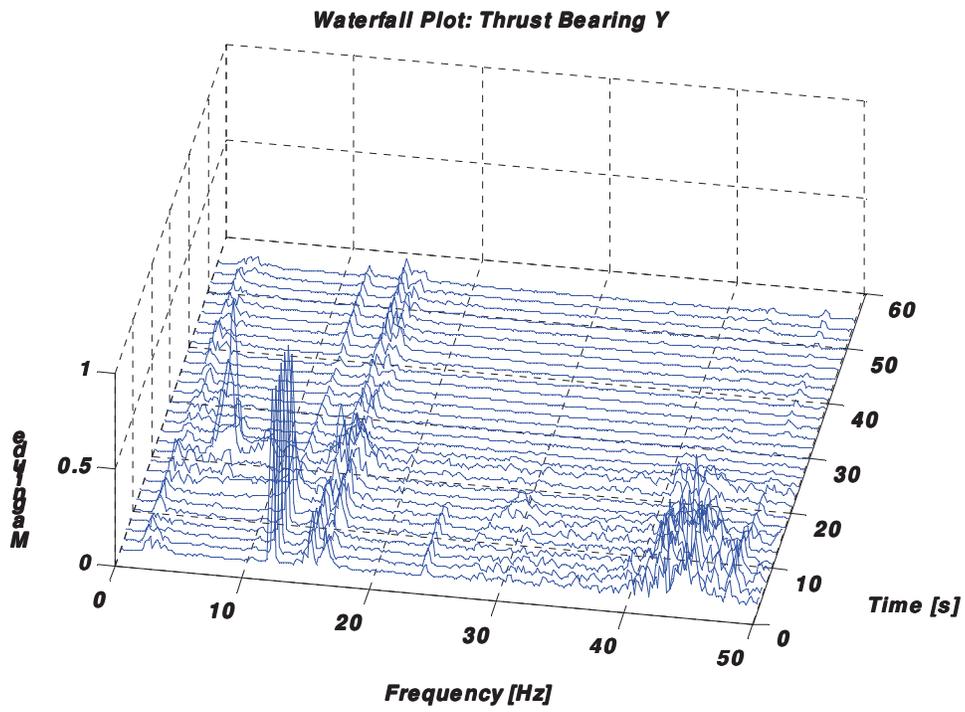
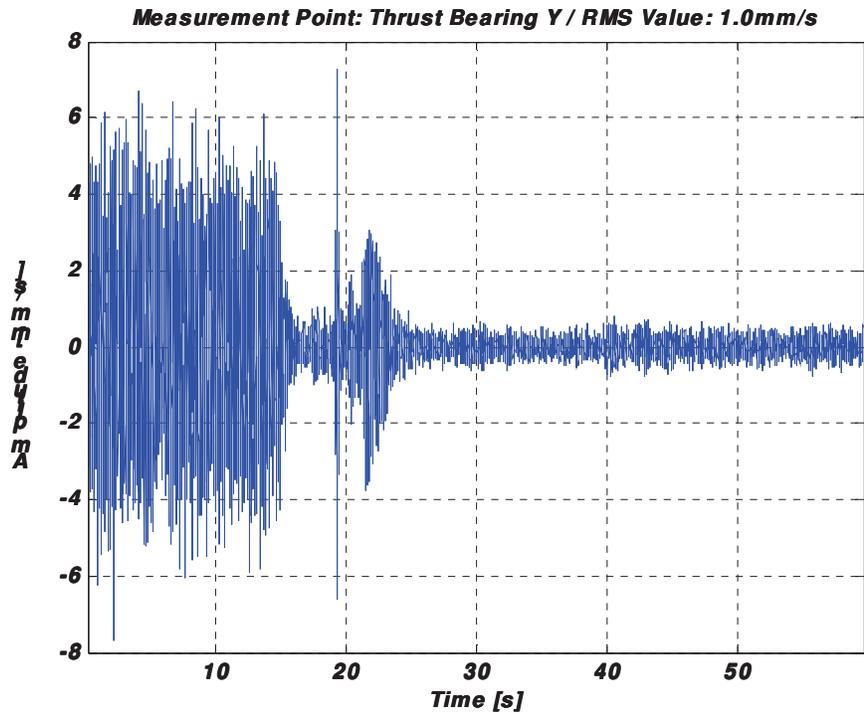


Figura 5.37: Registro no tempo e gráfico waterfall: mancal Y.

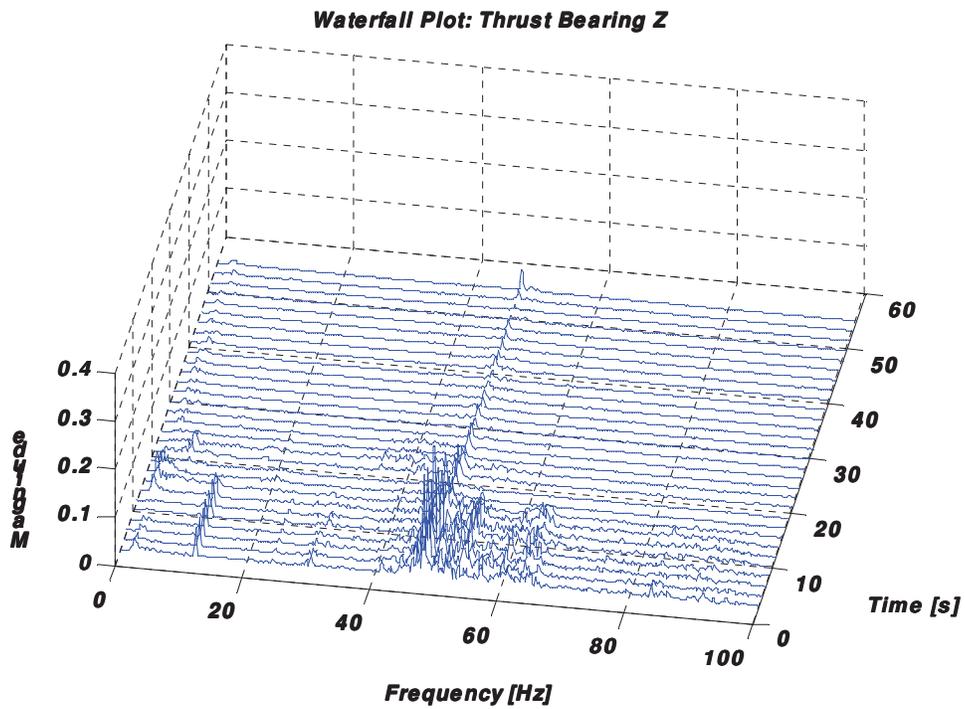
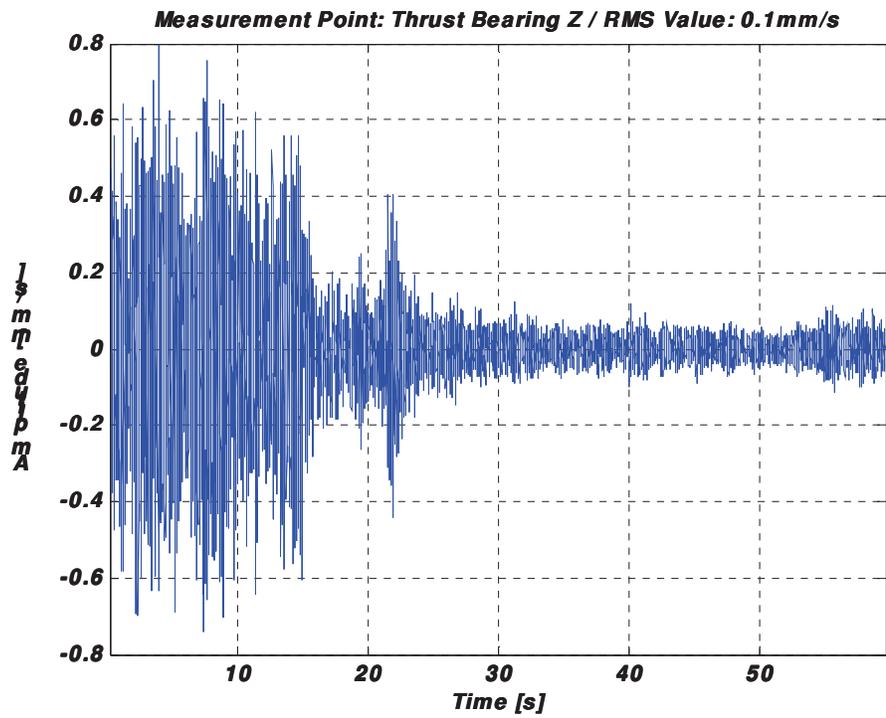


Figura 5.38: Registro no tempo e gráfico waterfall: mancal Z.

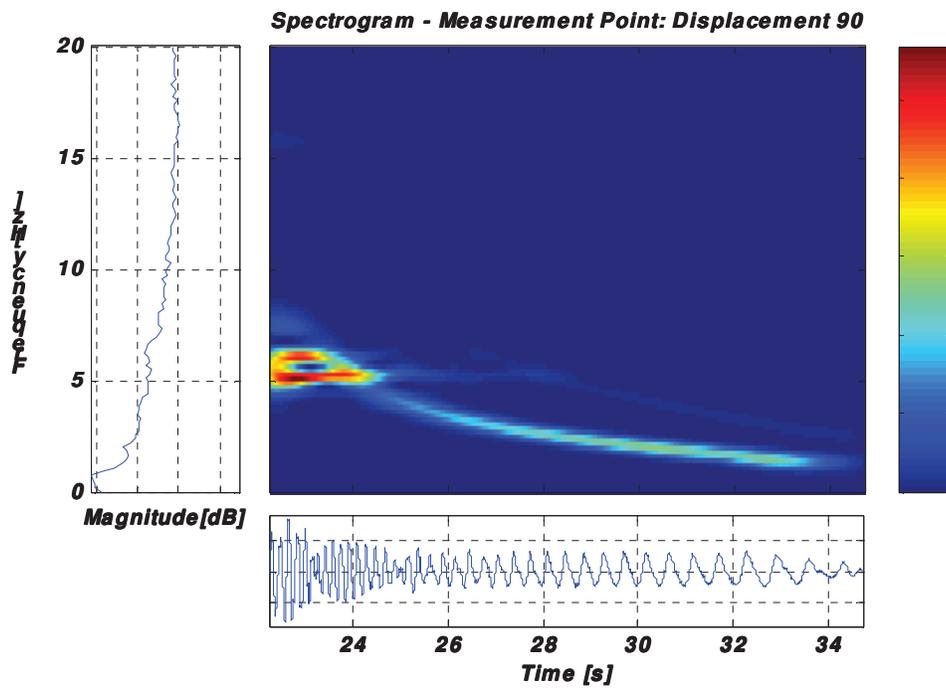
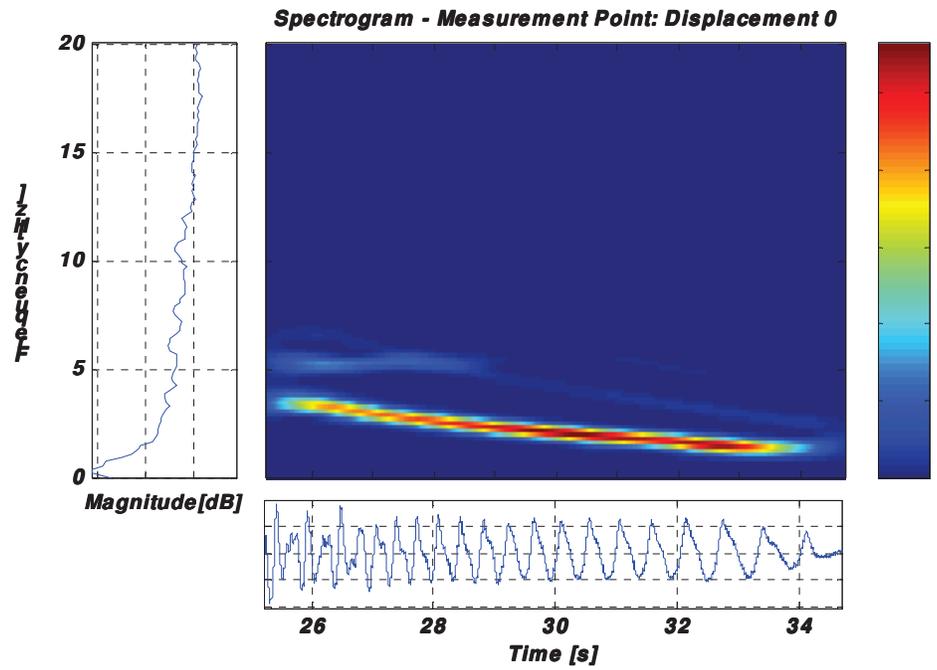


Figura 5.39: Gráfico tempo e frequência de deslocamento em 0° e 90°.

N° Teste	Bomba Medida	Condição Operacional da Bomba		
		C1	C2	C3
5	C2	OPERANDO	PARTINDO	PARADA

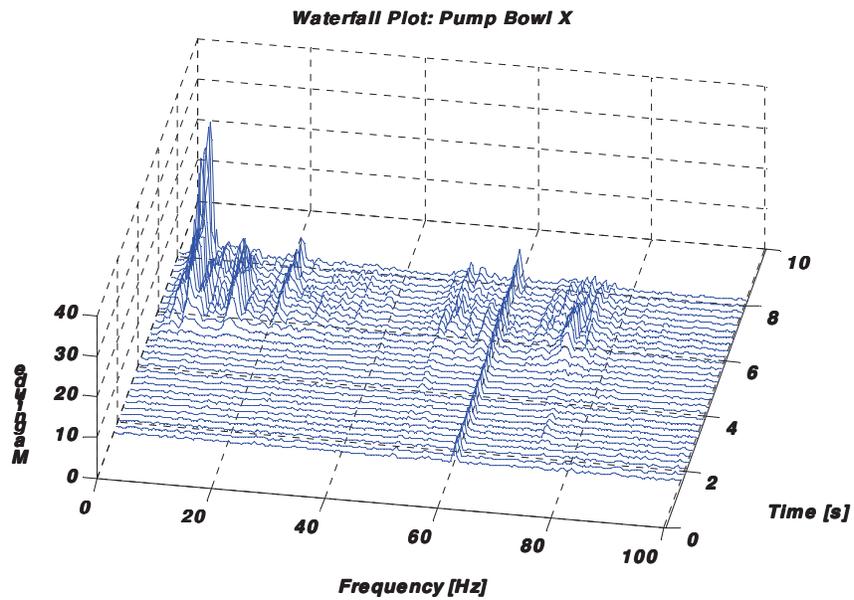
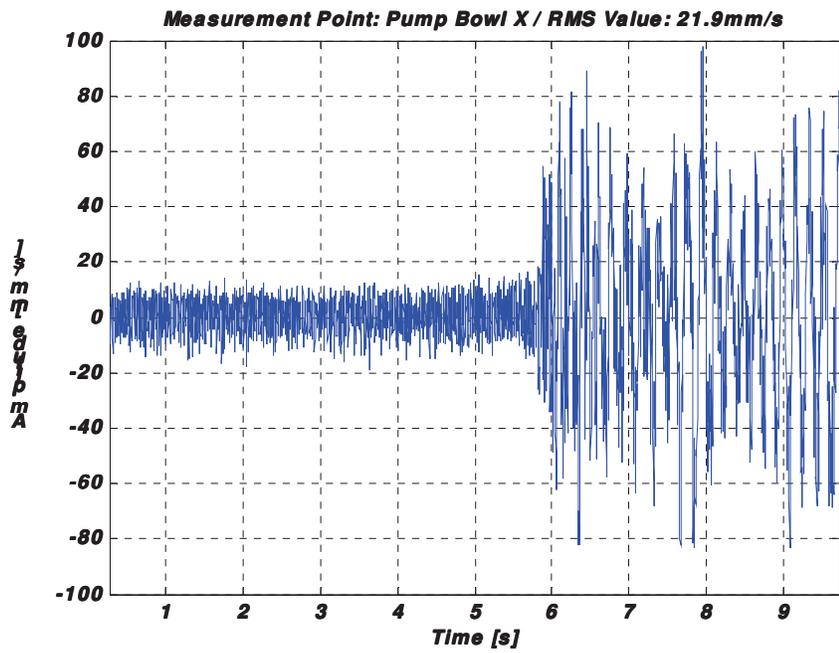


Figura 5.40: Registro no tempo e gráfico waterfall: bowl da bomba X.

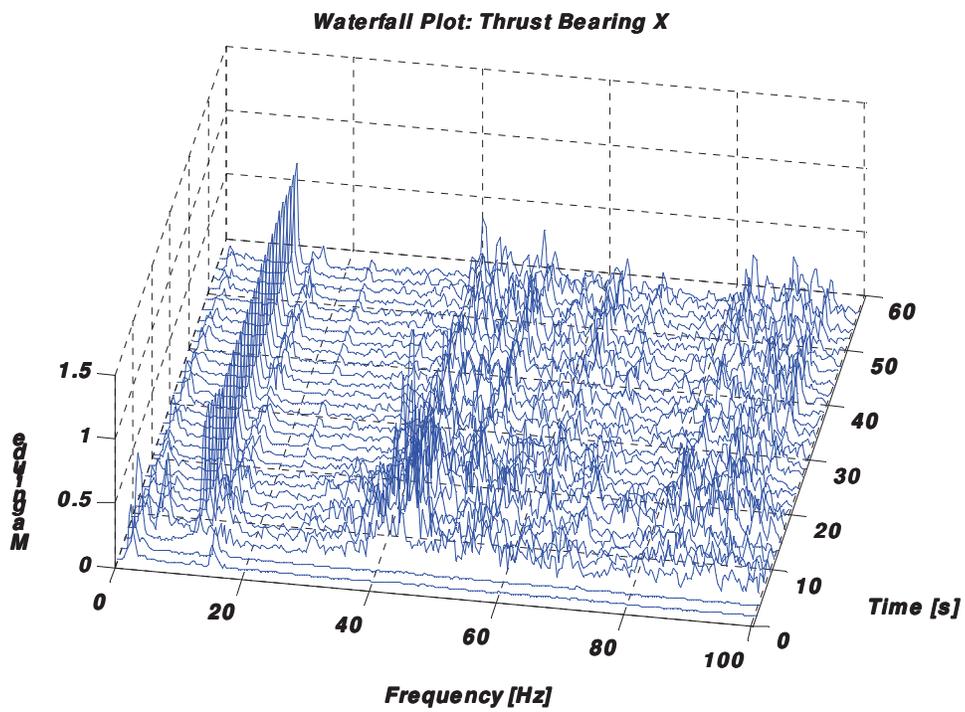
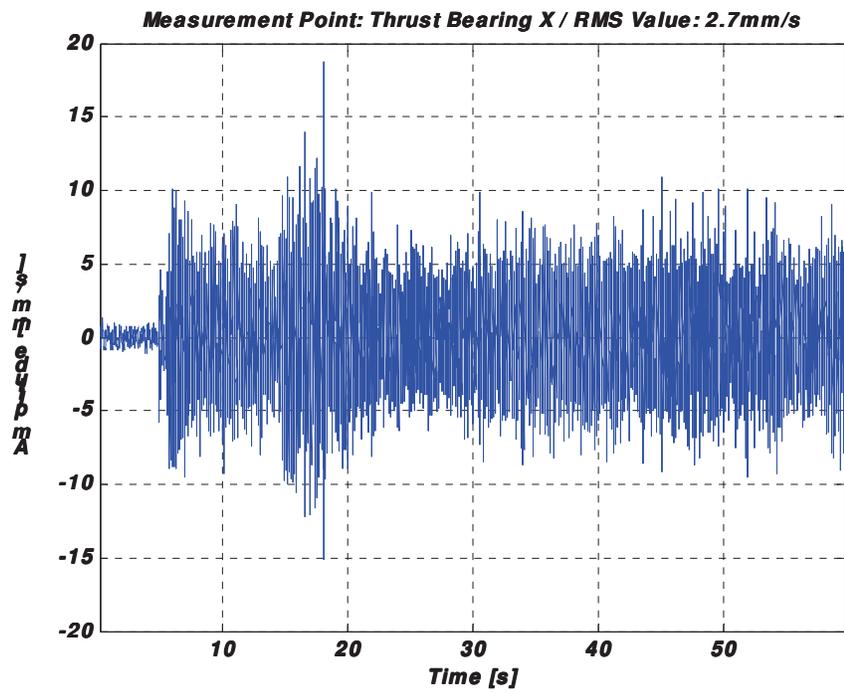


Figura 5.41: Registro no tempo e gráfico waterfall: mancal X.

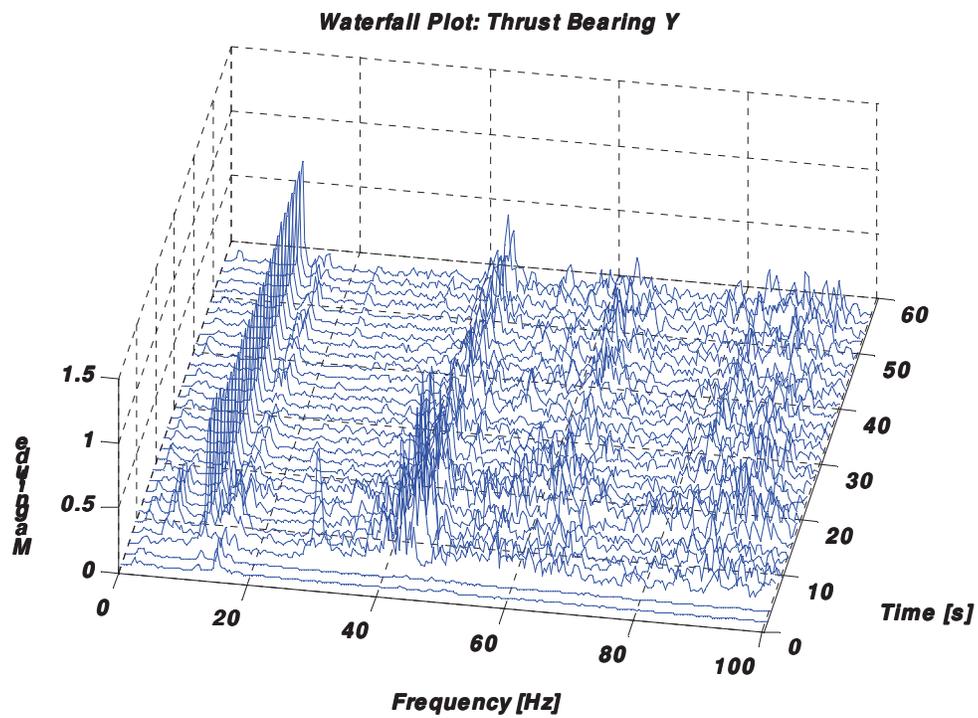
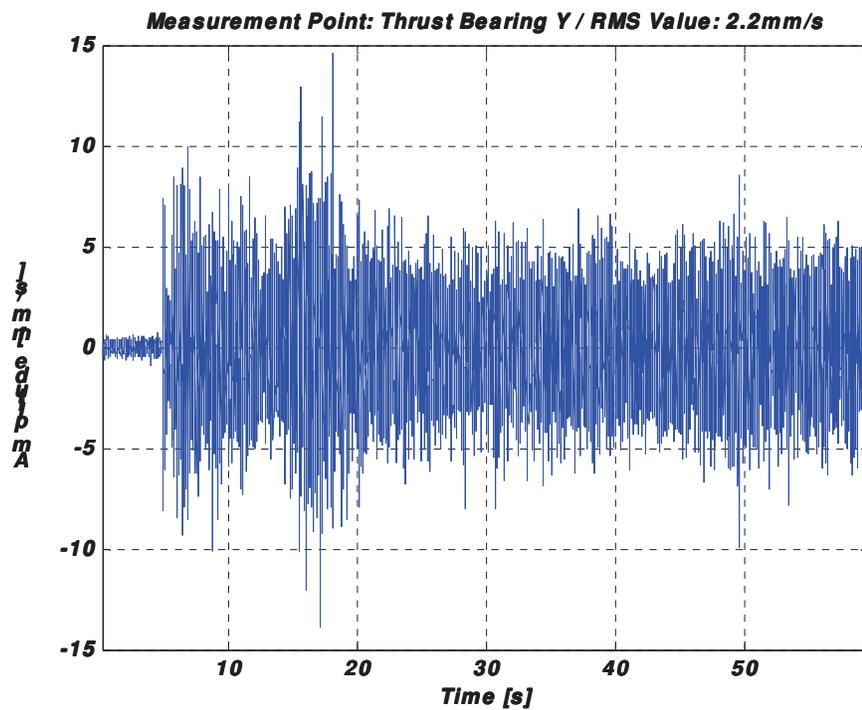


Figura 5.42: Registro no tempo e gráfico waterfall: mancal Y.

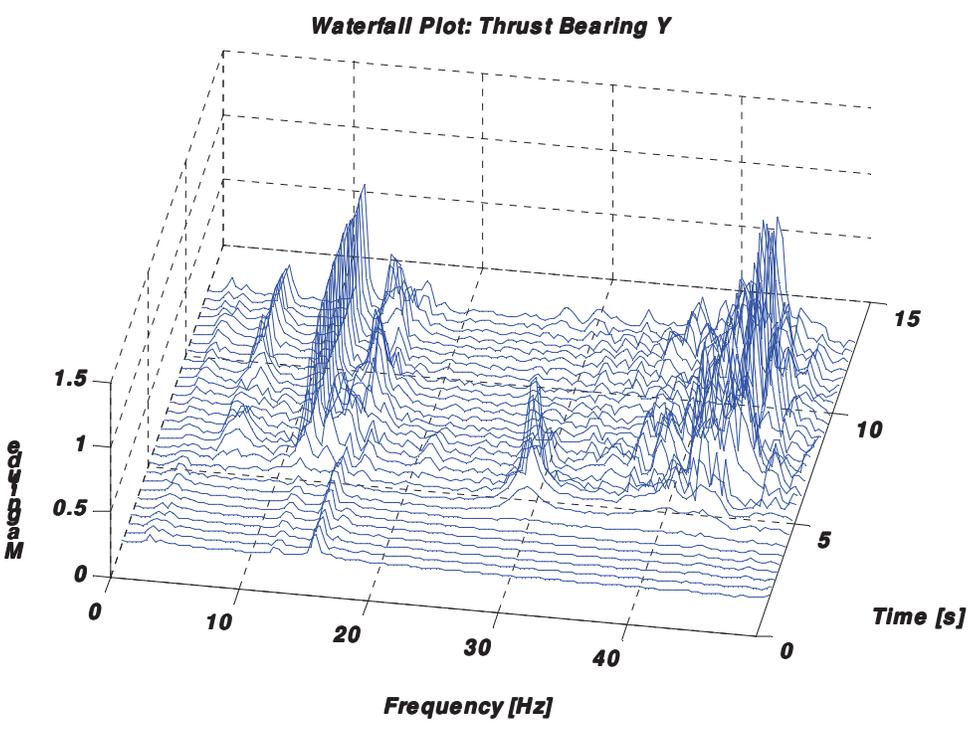
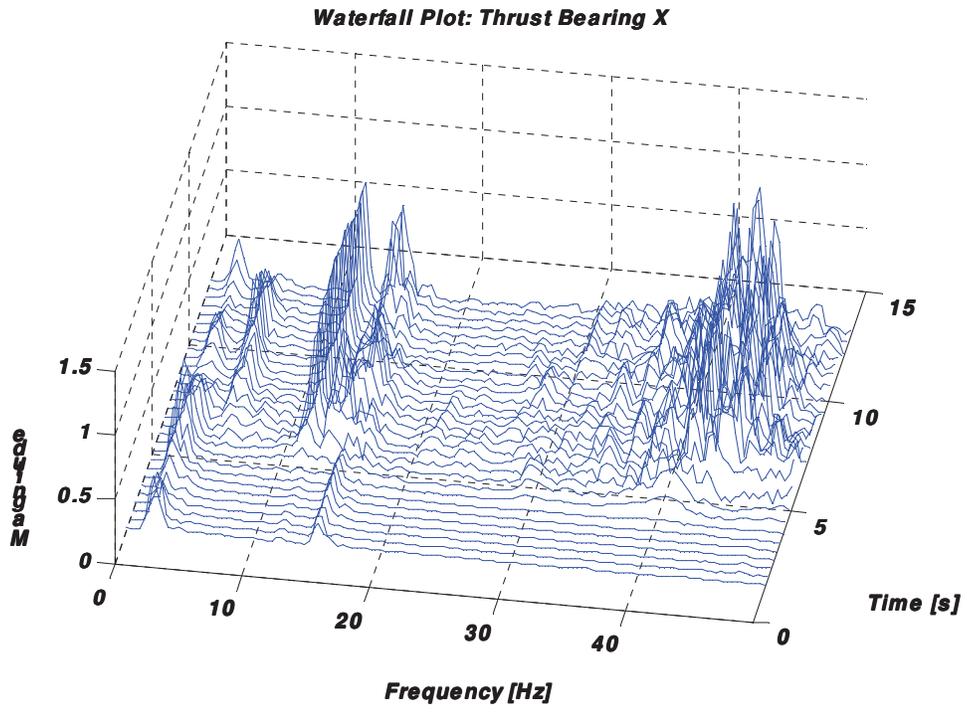


Figura 5.43: Gráfico waterfall - zoom: mancal X e Y.

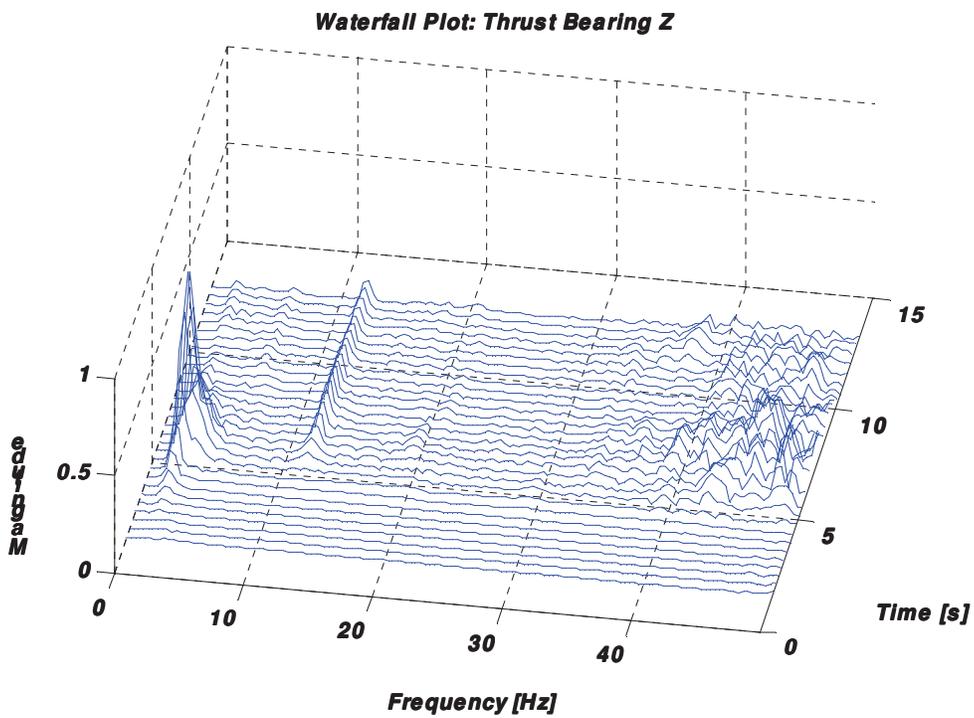
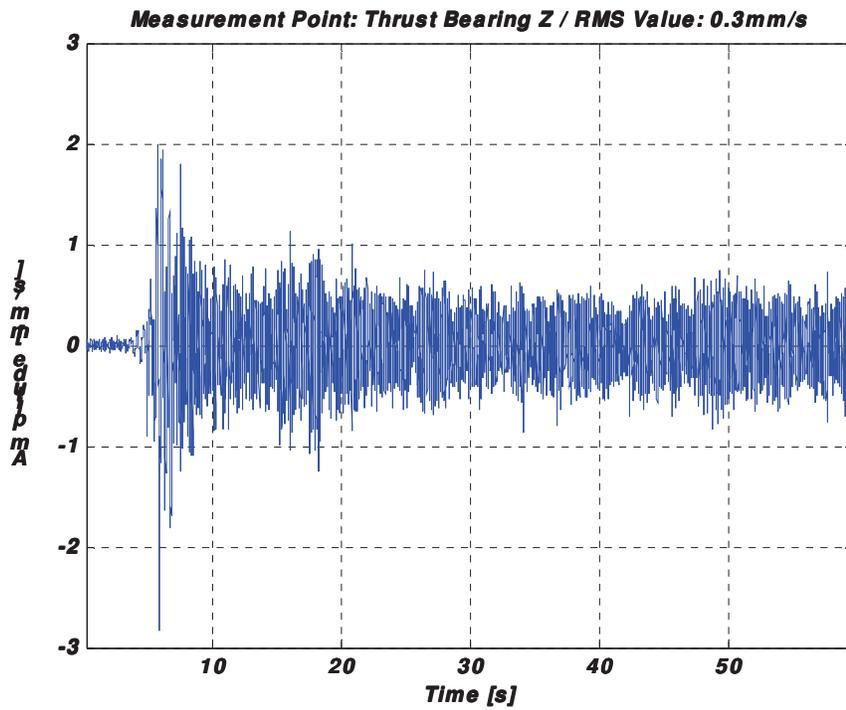


Figura 5.44: Gravação no tempo e gráfico waterfall- zoom: mancal Z.

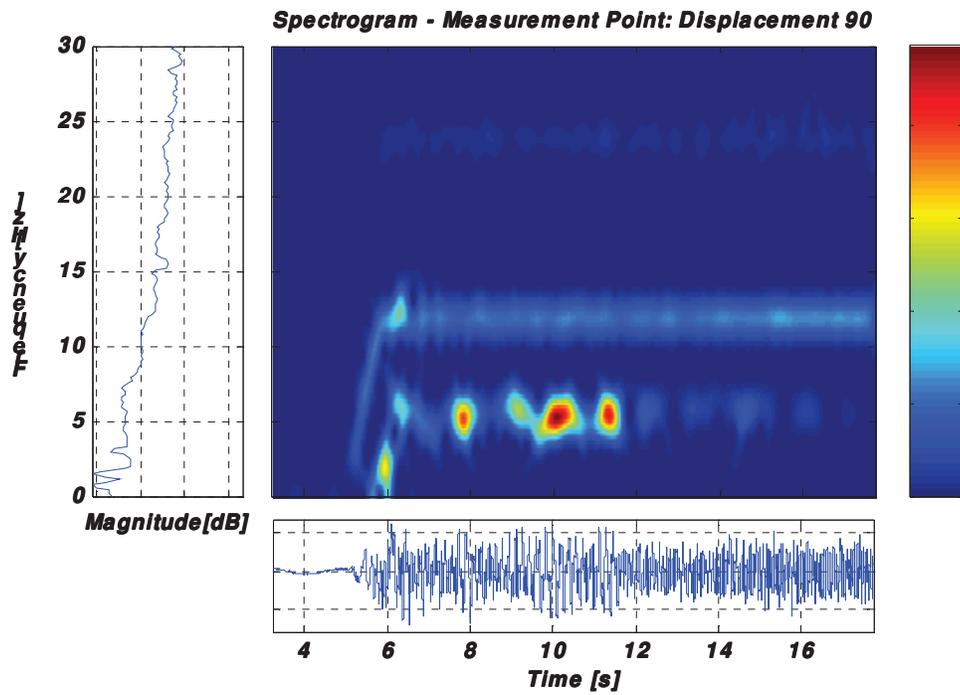


Figura 5.45: Gráfico tempo e frequência: deslocamento 90°.

## Capítulo 6

### 6. Conclusões e Sugestões para Próximos Trabalhos

#### 6.1 Conclusão e comentários

Neste trabalho, foi dada ênfase à base experimental, foram compartilhados os resultados obtidos no fabricante e em campo. Os resultados foram comparados inicialmente com as diversas normas vigentes, devido ao número de normas e critérios distintos de aceitação, a norma definida com o melhor critério foi a API 610 8ª edição, considerada a norma mais completa para este trabalho.

Apesar do procedimento adotado em campo, não foi possível evitar a sobrecarga no acelerômetro que estavam medindo a vibração no bowl, quando as três bombas estavam em operação, devido à alta vibração neste instante. Após ensaios realizados, conclui-se que, não é possível garantir que a moto-bomba não apresente nenhum problema de vibração em campo, devido às variáveis de instalação, fluido bombeado e operação em campo.

A necessidade de novos pontos de medição de vibração para uma melhor análise é necessário, hoje as normas especificam a medição de vibração somente na parte seca, denominada corpo de mancal, para rolamento em velocidades posições X, Y e Z, para mancais hidrodinâmicos incluindo deslocamento nas posições X e Z (0° e 90°).

A medição na parte molhada bowl é uma medição difícil de ser realizado, o acelerômetro está mergulhado no fluido bombeado, testes preliminares são necessários antes da montagem da bomba no tanque de testes.

Conclui-se que é necessário avaliar, as condições de campo, antes do projeto da moto-bomba, o fabricante deverá orientar o usuário, de quais condições deverão ser evitadas em campo, para garantir a vida útil da moto-bomba.

As restrições e conflitos das normas fazem com que o usuário não tenha uma diretriz correta, desta forma o fabricante poderá propor ao usuário um sistema de monitoramento da moto-bomba de forma preventiva, evitando parada da planta do cliente.

O fabricante com a experiência adquirida, poderá definir critérios diferentes das normas no teste, de forma estratégica.

Controle dimensional dos componentes críticos da bomba, deverão ser medidos e verificados de forma a garantir a colinearidade, concentricidade entre os mancais e paralelismo das faces, são garantias mínimas para que o eixo não seja flexionado, podendo amplificar a vibração em operação.

A API 610 8ª edição, não exige a medição de frequência natural, para uma melhor avaliação o fabricante, poderá medir para sua análise na fábrica, evitando excitações nestas frequências em campo.

A medição de vibração no mancal do motor LA/LNA, deslocamento no eixo, câmara de selagem, bowl, bocais e tubulação de recalque, são informações importantes para resolver potenciais problemas em campo e poderão serem medidos no fabricante.

Condição não-estacionária, deverá ser simulada e analisada no fabricante, antecipando um potência problema de quebra de componentes internos.

A medição de vibração no bowl é recomendável, devido ao alto custo e dificuldade de medição, é recomendável a medição de frequência natural na bomba e deslocamento no eixo 0° e 90°, para um melhor diagnóstico no bowl.

## **6.2 Sugestões para trabalhos futuros**

Este trabalho mostrou a importância de se ampliar os locais de medições e de criar novos critérios para a análise de vibração em bombas verticais centrífugas, bem como o tipo de processamento de sinais que melhor apresentem os valores medidos, outro ponto relevante é de conhecer a instalação, fluido bombeado e condição de operação, para que o fabricante considere no projeto tais características. A partir dos resultados obtidos e da experiência adquirida ao longo do desenvolvimento deste trabalho, pode-se imaginar inúmeras melhorias no projeto e monitoramento para garantir a vida útil da moto-bomba. No intuito de estimular a pesquisa nesta

área, apresentam-se, algumas sugestões de trabalhos futuros, que têm certamente um grande apelo prático e grande valor científico:

- Análise de instalações, fluído bombeado e operação que influenciam na forma e intensidade de vibrar da moto-bomba;
- Propor técnicas específicas, para cada local, onde será avaliada a vibração;
- Determinar novos critérios de aceitação, considerando a condições de campo para bombas horizontais e verticais centrífugas;

## Referências Bibliográficas

American Petroleum Institute, API Standard 610, 1989, "Centrifugal Pumps for General Refinery Service", seventh edition, pp. 18-20, Northwest Washington, EUA.

American Petroleum Institute, API Standard 610, 1995, "Centrifugal Pumps for Petroleum, Heavy Duty Chemical, and Gas Industry Services", eighth edition, pp. 2-14 / 2-20, Northwest Washington, EUA.

American Petroleum Institute, API Standard 610, 2003, "Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries", ninth edition, pp. 42-50, Northwest Washington, EUA.

American Petroleum Institute, ANSI/API Standard 610, 2004, "Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries", tenth edition, pp. 38-43, Northwest Washington, EUA.

American National Standard, ANSI/HI 9.1-9.5, 2000, "Pumps-General Guidelines" / "9.6.4 Vibration Measurements and Allowable Values", pp. 7-24, Parsippany, New Jersey, EUA.

Amin, M. G., 1994, "Spectral decomposition of time-frequency distribution kernels", IEEE Trans. on Signal Processing, v.42, n.5, pp.1156-1165.

Bandhopadhyay, D. K., Griffiths, D. Methods for analyzing order spectra. In: *Proceedings of the Noise and Vibration Conference*, SAE Technical Paper 951273, p. 313-318, Traverse City, MI, USA, 1995.

Blough, J. R., Gwaltney, G. Post-processing analysis of large channel count order track tests and estimation of linearly independent operating shapes. In: *Proceedings of the Noise and Vibration Conference*, SAE Technical Paper 1999-01-1827, p. 1-9, Traverse City, MI, USA, 1999a.

Boashash, B., 1992, "Estimating and interpreting the instantaneous frequency of a signal – Part I: Fundamentals", Proceedings of the IEEE, v.80, n.4, pp.520-538.

Bonato, P., Ceravolo, R., De Stefano, A., Molinari, F., 2000, "Use of cross-time-frequency estimators for structural identification in non-stationary conditions and under unknown excitation", Journal of Sound and Vibration, v.237, n.5., pp.775-791.

Bossley, K. M., 1999, Hybrid computed order tracking. *Mechanical System and Signal Processing*, v.13, (4), p. 627-641.

Bucher, I., Ewins, D. J., 2001, Modal analysis and testing of rotating structures. *Phil. Trans. Royal Society Lond. A*, 359, p. 61-96.

Claasen, T. A. C. M., Mecklenbräuker, W. F. G., 1983, "The aliasing problem in the discrete-time Wigner distribution", IEEE Trans. on Acoustics, Speech and Signal Processing, v.31, n.5, pp.1067-1072.

Cohen, L., 1995, "*Time-frequency analysis*". New Jersey, Prentice-Hall, 299p.

Costa, A. H., Boudreaux-Bartels, G. F., 1999, "An overview of aliasing errors in discrete-time formulations of time-frequency representations", IEEE Trans. on Signal Processing, v.47, n.5, pp.1463-1474.

Dias Jr., M., Allemang, R. A., 2000, "Some insights into the simultaneous forward and backward whirling of rotors", 18th International Modal Analysis Conference.

Diethorn, E. J., 1994, "The generalized exponential time-frequency distribution", IEEE Trans. on Signal Processing, v.42, n.5, pp.1028-1037.

Døssing, O., 1998, "Uncertainty in time/frequency domain representations: how accurate can we know when and how often?" Sound and Vibration, pp.14-24, January.

Flandrin, P., Hlawatsch, F., 1987, "Signal representations geometry and catastrophes in the time-frequency plane", in Mathematics in Signal Processing, Durrani, T., Abbiss, J., Hudson, J., Madan, R., McWhirter, J., Moore, T., Eds. Oxford: Clarendon, pp.3-14.

Fyfe, K. R., Munck, E. D. S., 1997, Analysis of Computed Order Tracking. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v.11, (2), p. 187-205.

Goldman, P., Muszynska, A., 1999, "Application of full spectrum to rotating machinery diagnostics", Orbit, Bently Nevada Corporation, v.19, n.1, pp.17-21.

Hammond, J. K., White, P. R., 1996, "The analysis of non-stationary signals using time-frequency methods", Journal of Sound and Vibration, v. 190, n.3, pp.419-447.

Han, Y., Lee, C., 1999, Directional Wigner distribution for order analysis in rotating/ reciprocating machines. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v.13, (5), p. 723-737.

Herlufsen, H., et al., 1999, Characteristics of the Vold/Kalman order tracking filter. In: *Proceeding of the 17<sup>th</sup> Annual International Modal Analysis Conference*, Orlando, USA.

Hewlett-Packard Company, Palo Alto, CA, Ronald W. Potter., 1990, *Tracking and resampling method and apparatus for monitoring the performance of rotating machines*. I. C. G06F 015/46; G01H 001/00 USA n.4,912,661.

Idehara, Sérgio Junichi, 2003, "Aplicação de técnicas de order tracking para a análise de máquinas e componentes rotativos", Dissertação de Mestrado, 132p., Unicamp, São Paulo, Brasil.

Idehara, Sérgio Junichi, 2007, " Identificação de parâmetros modais de estruturas e máquinas rotativas através de filtragem adaptativa", Dissertação de Doutorado, 123p., Unicamp, São Paulo, Brasil.

ISO 9906, 1999, "Rotodynamic pumps – Hydraulic desempenho acceptance tests-Grades 1 and 2", pp. 13-22, Geneve, Switzerland.

Jeong, J., Williams, W. J., 1992a, "Alias-free generalized discrete-time time-frequency distributions", *IEEE Trans. on Signal Processing*, v.40, n.11, pp.2757-2764.

Joh Y. D., Lee C. W., 1993, Excitation methods and modal parameter identification in complex modal testing of rotating machinery. *The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis*, p. 179-203, v. 8, n. 3.

Kadambe, S., Boudreaux-Bartels, G. F., 1992, "A comparison of the existence of 'cross-terms' in the Wigner distribution and the squared magnitude of the wavelet transform and the short-time Fourier transform", *IEEE Trans. on Signal Processing*, v.40, n.10, pp.2498-2517.

Kalman, R. E., Bucy, R. S., 1961, New results in linear filtering and prediction theory. *Transaction of the ASME, Journal Basic Engineering*, 83, p. 95-108.

Kessler, C., 1999, "Complex modal analysis of rotating machinery", Ph.D. Thesis, Cincinacci, Department of Mechanical, Industrial, and Nuclear Engineering, USA, 108 p.

Lee, C. W., Han, Y.-S., 1999, "Directional Wigner distribution for order analysis in rotating/reciprocating machines", *Mechanical Systems and Signal Processing*, v.13, n.5, pp.723-737.

Leuridan, J., et al., 1995, High resolution order tracking using Kalman tracking filters – Theory and Applications. In: *Proceedings of the Noise and Vibration Conference*, SAE Technical Paper 951332, Traverse City, MI, USA.

Leuridan, J., Van Der Auweraer, H., Vold, H., 1994, The analysis of no stationary dynamic signals. *Sound and Vibration Magazine*, p. 14-26.

Loughlin, P. J., Bernard, G.D., 1997, "Cohen-Posch (positive) time-frequency distributions and their application to machine vibration analysis", *Mechanical Systems and Signal Processing*, v.11, n.4, pp.561-576.

McDonald, D., Gribler, M., 1991, Digital resampling a viable alternative for order domain measurements of rotating machinery. In: *Proceedings of the 9<sup>th</sup> Annual International Modal Analysis Conference*, part 2, p. 1270-1275, Florence, Italy.

Meng, Q., Qu, L., 1991, "Rotating machinery fault diagnosis using Wigner distribution", *Mechanical Systems and Signal Processing*, v.5, n.3, pp.155-166.

Miranda, U. A. *Aplicação de métodos de análise Tempo-Frequência ao estudo de sistemas rotativos*. 2002. 123p. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

Miranda, Ubatan Almeida, 2002, "Aplicação de métodos de análise tempo-frequência ao estudo de sistemas rotativos", Dissertação de Mestrado, 121 p., Unicamp, São Paulo, Brasil.

Morris, J. M., Wu, D., 1996, "On alias-free formulations of discrete-time Cohen's class of distributions", *IEEE Trans. on Signal Processing*, v.44, n.6, pp.1355-1364.

Muszynska, A., 1996, "Forward and backward precession of a vertical anisotropic ally supported rotor", *Journal of Sound and Vibration*, v.192, n.1, pp.207-222.

O'Neill, J. C., 1997, "Shift covariant time-frequency distributions of discrete signals", Ph.D. thesis, University of Michigan.

Oppenheim, A. V., Schaffer, R. W., 1989, *Discrete-time signal processing*. New Jersey, Prentice-Hall, 879p.

Potter, R., 1990, A new order tracking method for rotating machinery. *Sound and Vibration Magazine*, p. 30-34.

Qiu, L., Kot, A. C., Lum, S. H., 1995, Comparative study of some discrete instantaneous frequency estimators. *IEEE*, 95TH8061, p. 608-612.

Rabiner, L. R., 1994, *Digital signal processing*. Ieee Audio and Electroacoustic Group, 518p.

Rabinowicz, E., 1970, *Physical measurement and analysis*. Addison-Wesley Publishing Co, Inc. Philippines.

Rao, J. S., 1982, "Conditions for backward synchronous whirl of a flexible rotor in hydrodynamic bearings", *Mechanism and Machine Theory*, v.17, n.2, pp.143-152.

Robertson, A. N., Park, K. C., Alvin, K. F., 1998, "Extraction of impulse response data via wavelet transform for structural system identification", *Transactions of the ASME Journal of Vibration and Acoustics*, v.120, pp.252-260.

Silva, A. A., 1999, "Detecção e análise dinâmica de falhas em rolamentos", Dissertação de Doutorado, 244p., Escola de Engenharia de São Carlos – USP, São Carlos, Brasil.

Souto, C. A., 2000, "Estudo do comportamento dinâmico de máquinas rotativas através da análise modal complexa", Dissertação de Mestrado, 143p., Unicamp, São Paulo, Brasil.

Sulzer Centrifugal Pump Handbook, 1998, "Special data for planning centrifugal pump installations", second edition, pp. 125-130, Winterthur, Switzerland.

Van Der A Auweraer, H., Leuridan, J., Vold, H., 1994, The analysis of no stationary noise and vibration signals. *Proceedings of the 19<sup>th</sup> International Seminar of Modal Analysis*, p. 385-405, Leuven, Belgium.

Vold, H., Leuridan, J., 1993, High resolution order tracking at extreme slew rates, using Kalman tracking filters. In: *Proceedings of the Noise and Vibration Conference*, SAE Technical Paper 931288, Transverse City, MI, USA.

Zhao, Y., Atlas, L. E., Marks, R. J., 1990, "The use of cone-shaped kernels for generalized time-frequency representations of no stationary signals", *IEEE Trans. on Acoustics, Speech and Signal Processing*, v.38, n.7, pp.1084-1091.