

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
CAMPUS DE CURITIBA  
CURSO DE ENGENHARIA INDUSTRIAL ELÉTRICA/ELETROTÉCNICA

JOSÉ RENATO MERCURI  
OTÁVIO FERREIRA MARTINS  
PAULO VICTOR TRAUTMANN

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA SUPERVISÓRIO PARA  
ANÁLISE DE MOTORES ELÉTRICOS ATRAVÉS DA VIBRAÇÃO  
MECÂNICA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA  
2011

JOSÉ RENATO MERCURI  
OTAVIO FERREIRA MARTINS  
PAULO VICTOR TRAUTMANN

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA SUPERVISÓRIO PARA  
ANÁLISE DE MOTORES ELÉTRICOS ATRAVÉS DA VIBRAÇÃO  
MECÂNICA**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação, apresentado à disciplina de TCC 1, do curso de Engenharia Industrial Elétrica – Ênfase em Eletrotécnica do Departamento Acadêmico de Eletrotécnica (DAELT) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Eletricista.  
Orientador: Prof. Ednilson Soares Maciel

CURITIBA  
2011

## RESUMO

MERCURI, José Renato. MARTINS, Otavio Ferreira. TRAUTMANN, Paulo Victor. Desenvolvimento de um sistema supervisorio para análise de motores elétricos através da vibração mecânica. 2011. 124 f. Projeto Final (Graduação em Engenharia Industrial Elétrica com Ênfase em Eletrotécnica) – Departamento Acadêmico de Eletrotécnica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2011.

O presente trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de um sistema para a monitoração da vibração mecânica em motores elétricos de indução, para a aplicação em manutenção preditiva. O sistema desenvolvido na plataforma Labview permite monitorar as condições de vibração e analisar o sinal adquirido para a detecção de defeitos presentes no motor estudado. Para a validação do programa, foi desenvolvido um protótipo de testes onde é possível inserir defeitos controlados de desbalanceamento, folga na tampa e rolamento, onde diversas medições dentro de cada defeito inserido foram efetuadas, utilizando o sistema desenvolvido e com um sistema já validado no mercado. Os dados entre os dois sistemas foram comparados a fim de verificar a precisão do sistema desenvolvido em Labview, bem como a sua capacidade de detectar os defeitos provocados. Como resultado foi possível determinar a eficácia do sistema desenvolvido com o modulo de aquisição utilizado.

**Palavras chave:** Vibração Mecânica, Labview, Manutenção Preditiva, Motores de Indução.

## ABSTRACT

MERCURI, José Renato. MARTINS, Otavio Ferreira. TRAUTMANN, Paulo Victor. Development of a supervisory system for analysis of electric motors by mechanical vibration 2011. 124 f. Projeto Final (Graduação em Engenharia Industrial Elétrica com Ênfase em Eletrotécnica) – Departamento Acadêmico de Eletrotécnica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2011.

This work objective is the development of a supervisory system for monitoring the mechanical vibration in electrical induction motors, to be applied in the concept of predictive maintenance. The system developed in the Labview platform, allow the monitoring of the condition, based on the vibration level, and the analysis of the acquired signal to detect defects in the studied motor. In order to validate the program, it was developed a testing prototype which allows the insertion of controlled defects of, unbalance, cover clearance and Bearing, where several measurements have been done for each case of defect, using the developed Labview system and an already existent commercial system. The data collected with both systems have been compared in order to verify the precision and capability of malfunctioning detection of the Labview developed system. As results, it was possible to determinate the effectiveness of the system with the data acquisition module used.

**Key Words:** Mechanical Vibration, Labview, Predictive Maintenance, Induction Motors.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2. 2-1 - Vibração em uma máquina rotativa. ....	13
Figura 2. 2-2 - Modelo de um sistema com um grau de liberdade. ....	14
Figura 2-3 – Defasamento entre duas ondas. ....	18
Figura 2-4 - Motor de indução .....	21
Figura 2-5 – Classe de Temperatura.....	22
Figura 2-6 – Tipos de mancal. (a) mancal de deslizamento; (b) mancal de rolamento .....	24
Figura 2-7 - Figura esquemática de um rolamento e seus componentes.....	27
Figura 2-8 - Exemplo de defeito em rolamento e a frequência associada.....	28
Figura 2-9 - Sistema massa mola amortecido, com desbalanceamento rotacional...31	
Figura 2-10 - Tampas de motores de indução.....	33
Figura 2-11 - Tampa defletora.....	33
Figura 2-12 – Excentricidades do entreferro: (a) estática e (b) dinâmica .....	35
Figura 2-13 - Sinal no domínio do tempo e da frequência.....	39
Figura 2-14 - Espectro de frequência .....	43
Figura 2-15 - Janelamento .....	43
Figura 2-16 - Arquitetura de um instrumento virtual .....	45
Figura 3-1 – Vibra-stop utilizado na base metálica do motor .....	54
Figura 3-2 – Rolamento 6206-ZZ da SKF .....	54
Figura 3-3 – Tampa com folga no rolamento.....	55
Figura 3-4 – Arruelas utilizadas para simulação de desbalanceamento .....	56
Figura 3-5 – Disco metálico acoplado ao eixo.....	57
Figura 3-6 – Analisador de vibrações da Teknikao com quatro canais .....	58
Figura 3-7 – Sensor acelerômetro HS-100.....	59
Figura 3-8 – Placa de aquisição NI USB 6008 .....	60
Figura 3-9 – Sensor IRD 970.....	61

Figura 3-10 – Alimentação e conversão de conectores do sensor IRD 970.....	62
Figura 3-11 – Disco com desbalanceamento de 10 arruelas e tampa com folga .....	64
Figura 3-12 – Aquisição de dados com o sensor HS-100 .....	64
Figura 4-1 - Interface gráfica do programa .....	67
Figura 4-2 - Número de amostras e taxa de amostragem no painel frontal .....	68
Figura 4-3 - Seleção de tipo de sinal .....	69
Figura 4-4 – Nível de vibração exibido no painel frontal.....	70
Figura 4-5 – Condição da maquina exibida no painel frontal .....	71
Figura 4-6 – Monitoração de Vibração, diagrama de blocos .....	72
Figura 4-7 – Aquisição do sinal no diagrama principal .....	73
Figura 4-8 - Detalhamento da sub-vi de aquisição de sinal.....	73
Figura 4-9 – Bloco de velocidade no diagrama principal.....	74
Figura 4-10 - Detalhamento da sub-vi de velocidade (Hold Desativado) .....	75
Figura 4-11 - Detalhamento da sub-vi de velocidade (Hold Ativado) .....	75
Figura 4-12 - Bloco de aceleração no diagrama principal .....	76
Figura 4-13 - Displays numéricos do bloco de aceleração .....	76
Figura 4-14 - Detalhamento da sub-vi de aceleração (Hold desativado).....	76
Figura 4-15 - Detalhamento da sub-vi de aceleração (Hold Ativado) .....	77
Figura 4-16 – Geração dos gráficos no diagrama principal.....	77
Figura 4-17 - Detalhe da sub-vi de geração de gráficos (Condição Verdadeira).....	78
Figura 4-18 - Detalhamento da sub-vi de geração de gráficos (Condição Falsa).....	78
Figura 4-19 – Relatório manual no diagrama de blocos.....	79
Figura 4-20 - Esquema de sub-vi de relatório manual (Condição Verdadeira).....	79
Figura 4-21 - Esquema de sub-vi de relatório manual (Condição Falsa) .....	80
Figura 4-22 – Sub-vi de condição da maquina no diagrama principal.....	81
Figura 4-23 - Detalhamento sub-vi de monitoração de condição (Ativada).....	81
Figura 4-24 - Detalhamento sub-vi de monitoração de condição (Desativada).....	82

Figura 4-25 - Detalhamento sub-vi de monitoração de condição (Desativada).....	82
Figura 4-26 – Sub-vi de relatório automático no diagrama principal .....	84
Figura 4-27 - Esquema sub-vi de relatório automático (Condição Verdadeira).....	85
Figura 4-28 - Esquema sub-vi de relatório automático (Condição Falsa).....	85
Figura 5-1 –RMS de aceleração em função do desbalanceamento (Sem folga). ....	90
Figura 5-2 - RMS de aceleração em função do desbalanceamento (Com Folga).....	90
Figura 5-3 - FFT de aceleração, desbalanceamento mínimo e sem folga (Teknikao) .....	91
Figura 5-4 - FFT de aceleração, desbalanceamento mínimo e sem folga (Labview) .....	91
Figura 5-5 - FFT de aceleração, desbalanceamento máximo e sem folga (Teknikao) .....	92
Figura 5-6 - FFT de aceleração, desbalanceamento máximo e sem folga (Labview) .....	92
Figura 5-7 - FFT de aceleração, sem desbalanceamento e com folga (Teknikao)...	93
Figura 5-8 - FFT de aceleração, sem desbalanceamento e com folga (Labview).....	94
Figura 5-9 - FFT de aceleração, desbalanceamento máximo e com folga (Teknikao) .....	94
Figura 5-10 - FFT de aceleração, desbalanceamento máximo e com folga (Labview).....	95
Figura 5-11 - RMS de velocidade em função do desbalanceamento (sem folga) .....	97
Figura 5-12 - RMS de velocidade em função do desbalanceamento (com folga) .....	97
Figura 5-13 – FFT do sinal aceleração para Máquina sem Defeito.....	99
Figura 5-14 - FFT do sinal aceleração para Máquina sem Defeito.....	99
Figura 5-15 - RMS do sinal de aceleração em função do Desbalanceamento.....	102
Figura 5-16 RMS do sinal de velocidade em função do Desbalanceamento. ....	103
Figura 5-17 - RMS da Fundamental de velocidade em função do Desbalanceamento. .....	103
Figura 5-18 – FFT do sinal de velocidade sem massa de desbalanceamento.....	104

Figura 5-19 – FFT do sinal de velocidade com massa de desbalanceamento de 18,6g .....	104
Figura 5-20 – Distribuição das freqüências rotor balanceado sem folga na tampa .	105
Figura 5-21 – Distribuição das freqüências rotor desbalanceado máximo sem folga na tampa .....	105
Figura 5-22 - RMS do sinal de aceleração em função do Desbalanceamento para tampa com folga.....	108
Figura 5-23- RMS do sinal de velocidade em função do Desbalanceamento para tampa com folga.....	108
Figura 5-24 - RMS da Fundamental de velocidade em função do Desbalanceamento com folga na tampa.....	109
Figura 5-25 – FFT do sinal de velocidade sem massa de desbalanceamento com folga na tampa.....	109
Figura 5-26 - FFT do sinal de velocidade com massa de desbalanceamento de 18,6g com folga na tampa.....	110
Figura 5-27 – Desvio Padrão do RMS de Aceleração para sem folga e com folga na tampa .....	111
Figura 5-28 - Desvio Padrão do RMS de Aceleração para sem folga e com folga na tampa .....	112
Figura 5-29 – Distribuição das freqüências rotor balanceado sem folga na tampa .	112
Figura 5-30 – Distribuição das freqüências rotor desbalanceado máximo com folga na tampa .....	113
Figura 5-31 – Motor operando com rolamento original sem desbalanceamento.....	114
Figura 5-32 – Motor operando com rolamento SKF sem desbalanceamento .....	114
Figura 5-33 – Motor operando com rolamento original e desbalanceamento máximo .....	115
Figura 5-34 – Motor operando com rolamento SKF e desbalanceamento máximo.	115

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1-1 - Custo da Manutenção em Relação ao Faturamento das Empresas .....	6
Tabela 1-2 - Custo de Manutenção por HP Instalado .....	7
Tabela 2-1- Fator de multiplicação da potência útil em função da temperatura ambiente em graus C e altitude em metros.....	23
Tabela 2-2 - Frequência de amostragem e o teorema da amostragem .....	39
Tabela 3-1 – Pesagem das arruelas utilizadas para simulação de desbalanceamento .....	56
Tabela 5-1 - RMS de aceleração Labview e Teknikao (sem folga) .....	89
Tabela 5-2 - RMS de aceleração Labview e Teknikao (com folga) .....	89
Tabela 5-3 - RMS de velocidade Labview e Teknikao (sem folga).....	95
Tabela 5-4 - RMS de velocidade Labview e Teknikao (com folga).....	96
Tabela 5-5 – Valor RMS das medidas de aceleração para Máquina sem Defeito ....	98
Tabela 5-6 – Média e Desvio Padrão para Máquina sem Defeito (aceleração) .....	99
Tabela 5-7 - Aceleração em função da Massa de Desbalanceamento .....	100
Tabela 5-8 - Velocidade em função da Massa de Desbalanceamento .....	100
Tabela 5-9 - Aceleração com o Desvio Padrão das medidas em função da Massa de Desbalanceamento .....	101
Tabela 5-10 - Velocidade com o Desvio Padrão das medidas em função da Massa de Desbalanceamento .....	101
Tabela 5-11 - Aceleração em função da Massa de Desbalanceamento para a tampa com folga.....	106
Tabela 5-12 - Velocidade em função da Massa de Desbalanceamento para a tampa com folga.....	106
Tabela 5-13 - Tabela Aceleração com o Desvio Padrão das medidas em função da Massa de Desbalanceamento para a tampa com folga .....	107
Tabela 5-14 - Tabela Velocidade com o Desvio Padrão das medidas em função da Massa de Desbalanceamento para a tampa com folga .....	107
Tabela 5-15 – Dados do rolamento e frequências características.....	116

Tabela 5-16 – Comparativo de valores RMS de aceleração dos rolamentos sem desbalanceamento .....	117
--	-----

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>6</b>
1.1	TEMA	6
1.1.1	Delimitação do Tema	7
1.2	PROBLEMA E PREMISSAS	8
1.3	OBJETIVOS	9
1.3.1	Objetivo Geral	9
1.3.2	Objetivos Específicos	9
1.4	JUSTIFICATIVA	9
1.5	PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS	10
1.6	ESTRUTURA DO TRABALHO	11
<b>2</b>	<b>REVISÃO DE LITERATURA</b>	<b>12</b>
2.1	VIBRAÇÕES MECÂNICAS	12
2.1.1	Massa	15
2.1.2	Rigidez	15
2.1.3	Amortecimento	16
2.1.4	Características da Vibração	17
2.1.5	Padrões e limites de vibração	19
2.2	MOTOR DE INDUÇÃO	20
2.2.1	Equilíbrio Térmico do Motor	22
2.2.2	Mancais	23
2.2.2.1	Rolamentos	24
2.2.3	Freqüências características de falha	26
2.2.4	Defeitos nas pistas	28
2.2.5	Defeitos nos elementos rolantes	29
2.2.6	Defeitos em gaiolas	29
2.2.7	Técnicas de detecção de falhas em Rolamentos	30
2.2.8	Desequilíbrio de Massa	30
2.2.9	Folga nas Tampas	32
2.2.10	Entreferro Mal Distribuído	33
2.2.10.1	Excentricidade	34
2.3	PROCESSAMENTO DIGITAL DE SINAIS	35
2.3.1	Análise de Domínio do Tempo de Sistemas em Tempo Discreto	35
2.3.2	Classificação dos Sinais	37
2.3.3	Amostragem	38
2.3.4	Transformada Discreta de Fourier (TDF)	40
2.3.5	Transformada Rápida de Fourier (FFT)	42
2.4	INSTRUMENTAÇÃO VIRTUAL E PLATAFORMA LABVIEW	44
2.4.1	Instrumentação Virtual	44
2.4.2	LabVIEW	45

2.4.2.1	Interface do usuário.....	46
2.4.2.2	Conectividade.....	47
2.4.2.3	Redução de custos.....	47
2.4.2.4	Múltiplas Plataformas .....	48
2.5	TÉCNICAS ESTATÍSTICAS.....	48
2.5.1	Introdução .....	48
2.5.1.1	Análise.....	49
2.6	CONCLUSÃO .....	51
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS.....</b>	<b>53</b>
3.1	MATERIAIS UTILIZADOS.....	53
3.1.1	Motor de indução trifásico .....	53
3.1.1.1	Rolamento .....	54
3.1.1.2	Tampa .....	55
3.1.1.3	Arruelas .....	55
3.1.1.4	Disco .....	57
3.1.2	Analizador de vibração Teknikao .....	58
3.1.2.1	Sensor de vibração.....	58
3.1.2.2	Software .....	59
3.1.3	Placa de aquisição National Instruments .....	60
3.1.4	Plataforma LabVIEW .....	61
3.1.5	Sensor IRD 970 .....	61
3.2	MÉTODOS .....	62
3.2.1	Sistema Digital de Análise de Vibração Teknikao .....	64
3.2.2	Plataforma LabVIEW .....	65
<b>4</b>	<b>ANÁLISE DE VIBRAÇÃO VIA LABVIEW.....</b>	<b>66</b>
4.1	PAINEL FRONTAL.....	66
4.1.1	Numero de amostras e taxa de amostragem .....	67
4.1.2	Tipo de sinal.....	68
4.1.3	Nível de vibração .....	69
4.1.4	Condição da maquina .....	70
4.2	DIAGRAMA DE BLOCOS .....	71
4.2.1	Aquisição do sinal .....	72
4.2.2	Tratamento do sinal de velocidade .....	73
4.2.3	Tratamento Sinal de Aceleração .....	75
4.2.4	Exibição dos gráficos .....	77
4.2.5	Relatório gerado manualmente.....	78
4.2.6	Monitoração de condição da maquina .....	80
4.2.7	Relatório gerado automaticamente .....	83
4.3	CONCLUSÃO .....	86

<b>5</b>	<b>ANÁLISE DOS DADOS COLETADOS.....</b>	<b>87</b>
5.1	COMPARAÇÃO ENTRE OS SISTEMAS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÕES.....	87
5.1.1	Aceleração .....	88
5.1.2	Velocidade .....	95
5.2	ANÁLISE DE DEFEITOS VIA LABVIEW .....	98
5.2.1	Análise da máquina sem defeito .....	98
5.2.2	Análise de desbalanceamento .....	100
<b>5.2.3</b>	Análise da folga na tampa.....	<b>105</b>
5.2.4	Análise do Rolamento .....	113
5.3	CONCLUSÃO .....	118
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES GERAIS.....</b>	<b>119</b>
<b>7</b>	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>122</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 TEMA

Os motores de indução estão presentes em muitos processos de diversas plantas industriais. Assim, esses equipamentos se tornam críticos e importantes para o funcionamento confiável das indústrias.

De acordo com a Tabela 1.1 o custo total de manutenção das empresas brasileiras em 2009 apresentou índice de 4,14% em relação ao faturamento bruto. Este percentual corresponde a uma parcela significativa dos custos de operação da empresa e pesquisas de efetividade da manutenção mostram dispêndio de recursos e tempo.

**Tabela 1-1 - Custo da Manutenção em Relação ao Faturamento das Empresas**

Ano	Custo Total da Manutenção / Faturamento Bruto
2009	4,14%
2007	3,89%
2005	4,10%
2003	4,27%
2001	4,47%
1999	3,56%
1997	4,39%
1995	4,26%

**Fonte: ABRAMAN (2009, p. 10)**

Assim, a manutenção se torna uma questão estratégica para o gerenciamento de custos da indústria.

É importante que as ocorrências de falha sejam as menores possíveis durante um período a fim de não prejudicar a produção e poupar recursos e tempo. Tendo em vista a relevância da manutenção deve-se avaliar criteriosamente o tipo a ser adotado:

- Manutenção corretiva não planejada;
- Manutenção corretiva planejada;
- Manutenção preventiva;

- Manutenção preditiva;
- Manutenção detectiva;
- Engenharia de manutenção.

De acordo com Almeida (2011, p. 4), a manutenção preditiva traz melhoria para a qualidade do produto, o lucro e a efetividade da produção da indústria, pois minimiza os custos e paradas das máquinas em virtude de falhas. Auxilia também o planejamento da manutenção sem prejudicar a produção, parando as máquinas somente quando necessário e na quantia necessária. De acordo com Pinto e Nascif (2002, p. 49) o custo de manutenção por HP (*Horse Power*) instalado em uma planta industrial pode ser reduzido pela metade quando adotada a manutenção preditiva, em substituição à manutenção corretiva não planejada, como mostra a Tabela 1.2.

**Tabela 1. 1-2 - Custo de Manutenção por HP Instalado**

Tipo de Manutenção	Custo US\$/HP/ano
Corretiva não planejada	17 a 18
Preventiva	11 a 13
Preditiva e monitoramento de condição/corretiva planejada	7 a 9

**Fonte: Adaptado de PINTO e NASCIF (2002)**

Dentre as técnicas de manutenção preditiva existe a Análise de Vibração, que conforme Mirshawka (1991, p. 114) consiste em monitorar a vibração de uma determinada máquina na planta industrial.

#### 1.1.1 Delimitação do Tema

Desenvolvimento de um sistema supervisor para motores de indução trifásicos de pequeno porte, com gaiola de esquilo, através da técnica de análise de vibração mecânica utilizando sensores acelerômetros, o aplicativo LabVIEW e um protótipo para simulação de defeitos, disponível nos laboratórios do DAELT.

## 1.2 PROBLEMA E PREMISSAS

Segundo Girdhar e Scheffer (2004), na manutenção corretiva, os equipamentos são utilizados até o momento de quebra ou falha, sendo substituídos apenas quando há parada total do processo. Como esta é uma interrupção inesperada, é necessário que haja um estoque de partes sobressalentes e também, pode levar a grandes problemas dependendo do tipo de processo e do momento em que a falha ocorrer.

Outro método empregado é o da manutenção preventiva, no qual as atividades de manutenção são programadas em intervalos de tempo determinados. Porém neste método, podem ocorrer substituições muito antes que a vida útil do equipamento tenha se esgotado, ou até mesmo descartando equipamentos em perfeito estado levando a custos desnecessários. E ainda assim, esta filosofia de manutenção, não elimina completamente a possibilidade de interrupções devido às falhas nos equipamentos.

Para evitar os custos desnecessários descritos anteriormente, sem comprometer a disponibilidade da planta, pode ser aplicado um terceiro tipo denominado manutenção preditiva, onde o reparo é programado apenas quando detectada uma falha no equipamento. Para isso os equipamentos devem ser constantemente monitorados e quando detectado algum problema, este pode ser avaliado e seu reparo pode ser realizado em um momento conveniente. Assim a grande vantagem desse método é detectar um problema antes que este venha a ocasionar uma parada inesperada no processo. Como os defeitos são detectados com antecedência, é possível que os responsáveis possam planejar e adquirir equipamentos para efetuar o reparo.

De acordo com Silva (2008, p.1) a análise de vibração é eficiente para detectar falhas incipientes nos rolamentos dos motores de indução. Para aplicar este método, é necessário um transdutor para transformar a vibração em um sinal elétrico, e um aplicativo que realize a análise deste sinal.

Tendo como base as premissas previamente expostas, levantou-se o questionamento: será viável um sistema de supervisão da condição de

funcionamento de um motor de indução em plataforma LabVIEW com precisão satisfatória utilizando a placa de aquisição NI USB 6008?

### 1.3 OBJETIVOS

#### 1.3.1 Objetivo Geral

Desenvolver e aplicar um sistema de supervisão para a análise de motores de indução, medindo e analisando os sinais de vibração em pontos característicos de sua estrutura mecânica.

#### 1.3.2 Objetivos Específicos

- Revisar a literatura a fim de conhecer a física existente nas vibrações de motores de indução.
- Estudar as técnicas estatísticas para tratamento e análise dos dados amostrados, uma vez que estes não são determinísticos.
- Elaborar um programa dentro da interface LabVIEW, para monitorar os sinais de vibração existentes em motores de indução.
- Simular defeitos em componentes do motor de indução trifásico, tais como desbalanceamento, folga e rolamentos com falha incipiente.
- Comparar os resultados obtidos do sistema desenvolvido em LabVIEW com o já existente no mercado, a fim de verificar se o método e o equipamento utilizado são adequados a este tipo de aplicação.

### 1.4 JUSTIFICATIVA

A falta de uma manutenção preditiva pode levar a custos desnecessários, quando ocorre a perda prematura de um motor, bem como a interrupção inesperada de um processo. A fim de diminuir estes problemas, será criado um sistema onde defeitos possam ser detectados antes que comprometam o motor como um todo, o que permitirá uma manutenção planejada e sem custos com substituições desnecessárias de equipamentos. Ao utilizar a interface LabVIEW, indústrias que já possuam sua licença, poderão utilizar a filosofia de manutenção preditiva com menores custos do que teriam caso adquirissem um sistema dedicado a este fim.

## 1.5 PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS

Inicialmente será feita pesquisa a livros, revistas, trabalhos acadêmicos e sites da internet, a fim de obter um embasamento teórico sobre motores de indução e vibrações mecânicas.

Posteriormente, serão realizadas simulações de defeitos em um motor de indução disponível na própria Universidade, utilizando um acelerômetro para medição do sinal de vibração. A aquisição de dados será feita através de uma placa de aquisição da National Instruments – NI USB 6008.

Na etapa seguinte, serão estudadas técnicas estatísticas para tratamento e análise dos dados amostrados, uma vez que os sinais de vibração, apesar de apresentarem certos padrões e tendências, não são determinísticos.

Tendo estas diretrizes definidas, será realizado o estudo da ferramenta LabVIEW para confecção do sistema supervisorio, cuja interface irá apresentar o diagnóstico da máquina a ser monitorada através do NI USB 6008.

Por fim, os resultados obtidos serão comparados com equipamento disponível no mercado para validação da metodologia aplicada e da precisão dos resultados mostrados pelo sistema.

## 1.6 ESTRUTURA DO TRABALHO

O trabalho, incluindo este primeiro capítulo, será constituído de cinco capítulos:

- Capítulo 2 – revisão de literatura, contendo todo o embasamento teórico necessário para a execução do projeto;
- Capítulo 3 – irá mostrar os materiais e métodos utilizados no trabalho;
- Capítulo 4 – irá mostrar a forma e os recursos utilizados para a elaboração do programa;
- Capítulo 5 – Análise dos dados obtidos;
- Capítulo 6 – Conclusões gerais.

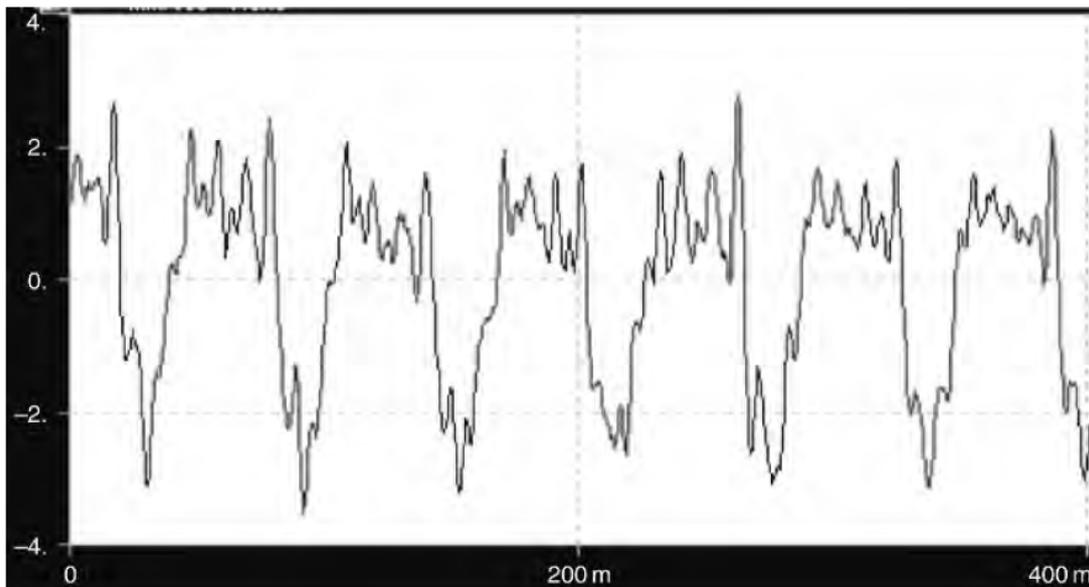
## 2 REVISÃO DE LITERATURA

### 2.1 VIBRAÇÕES MECÂNICAS

Segundo Sinha (2010), a vibração de um sistema mecânico é uma constante troca entre energia cinética e energia potencial, sendo esta reduzida por um elemento dissipador. Assim pode-se dizer que um corpo armazena energia na forma de vibração, até que seja totalmente dissipada. Caso haja uma excitação constante, o equilíbrio entre a excitação e a energia dissipada resultará em um determinado nível de vibração. “As fontes de vibração mais comuns em maquinários estão relacionadas com a inércia de partes móveis na máquina” (MURPHY; VANCE; ZEIDAN, 2010, pg. 1), segundo os mesmos autores as leis de Newton determinam que uma força é necessária para acelerar uma massa, e outra força deve surgir como reação a primeira.

Se as forças forem periódicas, haverá como resultado um movimento da massa também periódico. “O problema da vibração é acentuado devido à presença de excitações externas variantes no tempo, por exemplo, o problema da ressonância em uma máquina rotativa, que é causado pela presença inevitável de desbalanceamento no rotor” (SINHA, 2010, pg. 1).

Segundo Murphy, Vance e Zeidan (2010), as partes rotativas não balanceadas irão gerar, devido à segunda lei de Newton, uma reação nos suportes dos rolamentos, que será uma força rotativa. Esta força rotativa irá provocar uma aceleração centrípeta sobre o centro de massa do rotor, provocando sua vibração. Transdutores podem ser utilizados para medir a vibração, assim a componente fundamental da vibração medida, é igual à frequência de rotação do eixo da máquina tendo como origem principalmente o desbalanceamento, enquanto distorções existentes podem ter diversas causas, como por exemplo, desalinhamento do eixo e desgaste dos rolamentos. A Figura 2.1 ilustra um exemplo de sinal de vibração.

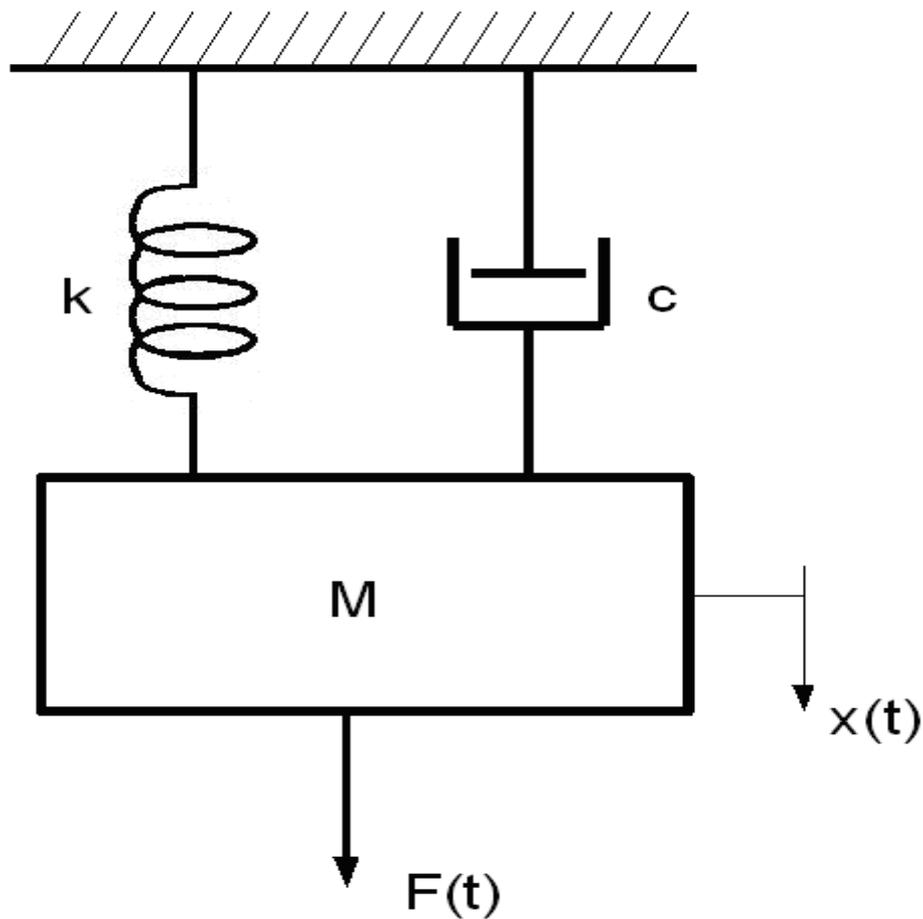


**Figura 2. 2-1 - Vibração em uma máquina rotativa.**  
**Fonte: GIRDHAR; SCHEFFER (2004).**

Ainda segundo os mesmos autores, as vibrações podem se tornar muito grandes se a frequência de excitação (frequência de rotação do rotor) estiver muito próxima a frequência de rotação natural da estrutura da máquina, ou seja, a frequência de ressonância do sistema.

Toda a estrutura real possui um número infinito de frequências naturais, mas muitos problemas de vibração em máquinas envolvem apenas uma dessas frequências. É por esse motivo que o simples modelo de um grau de liberdade SDOF, (apenas uma frequência natural), pode ser útil para analisar vibrações em máquinas. De fato um modelo SDOF, consiste de uma massa rígida, uma mola, e um amortecedor podem ser construídos para representar as características de vibração de qualquer máquina real dentro de uma frequência natural de interesse. Este é denominado de modelo modal. Para que se tenha sentido físico a partir dos dados de vibração de máquinas complexas, ou a partir de simulações computacionais realistas de vibração de máquinas, os detalhes de um modelo matemático SDOF, e suas variações devem estar gravadas indelevelmente na mente de um engenheiro de vibração. (MURPHY; VANCE; ZEIDAN, 2010, pg. 3)

Tendo em vista a citação anterior, será estudado a seguir o modelo de vibração com um grau de liberdade, e os modelos utilizados para representar cada uma das grandezas do sistema. “Graus de liberdade são o número de coordenadas independentes que descrevem a posição de um sistema mecânico em qualquer instante de tempo” (SINHA, 2010, pg.3), sendo assim os sistemas que serão estudados a seguir possuirão apenas uma coordenada independente para determinar sua posição, conforme a Figura 2.2.



**Figura 2. 2-2 - Modelo de um sistema com um grau de liberdade.**  
**Fonte: Os autores**

Na Figura 2.2, é possível verificar a existência de três elementos:

$M$ , representando a inércia do sistema;

$k$ , representando a rigidez;

$c$  representando o amortecimento.

A seguir será detalhado cada um destes elementos.

### 2.1.1 Massa

“A massa representa a inércia que um corpo possui para permanecer em seu estado de movimento ou repouso. Uma força busca uma mudança neste estado de movimento ou repouso, que é resistido pela massa” (GIRDHAR; SCHEFFER, 2004, pg.12). Segundo Sinha (2010, pg. 5), a propriedade que um corpo tem de armazenar energia cinética, está relacionada com a sua massa. Com base na segunda lei de Newton, ao aplicar uma força sobre um corpo este sofrerá uma aceleração, ou seja, irá adquirir energia cinética. Desse modo será aplicada a segunda lei de Newton e a expressão da energia cinética.

Aplicando a segunda lei de Newton:

$$F(t) = m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (2.1)$$

Onde a derivada segunda do deslocamento  $x(t)$  é a aceleração do corpo. Sinha (2010, pg. 5), afirma que a expressão que representa a energia cinética de um corpo é dada pela Equação 2.2:

$$K.E. = \frac{1}{2} m \cdot \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 \quad (2.2)$$

Onde a derivada do deslocamento  $x(t)$  é a velocidade do corpo, e K.E. é a abreviação de *Kinetic Energy*, ou seja, energia cinética.

### 2.1.2 Rigidez

Segundo Girdhar e Scheffer (2004, pg12), a rigidez de um corpo é a força necessária para flexionar um corpo por certa distância. A rigidez ou constante elástica está relacionada com a capacidade do corpo em armazenar energia potencial elástica.

Segundo Sinha (2010, pg. 8), se for considerado uma mola de massa desprezível, sujeita a uma força  $f(t)$  em uma de suas extremidades, deverá haver uma força de igual valor na outra extremidade, a fim de que o somatório das forças dentro do sistema seja zero. A força será proporcional à deflexão da

mola, ou seja, a variação entre as distâncias das duas extremidades, cujo valor é obtido com a Equação 2.3.

$$f(t) = k \cdot (x_2 - x_1) \quad (2.3)$$

Onde  $x_1$  e  $x_2$  são as posições absolutas das duas extremidades, e  $k$  é a constante elástica ou rigidez.

Sinha (2010, pg. 9), diz que a energia potencial elástica é dada pela Equação 2.4, onde P.E. (*potential energy*) é a energia potencial.

$$P.E. = \frac{1}{2} k \cdot (x_2 - x_1)^2 \quad (2.4)$$

Nota-se que a energia potencial é independente do sinal de  $(x_2 - x_1)$ , o que significa que a energia potencial elástica, não depende se o corpo esta sendo comprimido ou estendido.

### 2.1.3 Amortecimento

“Uma vez que uma força coloque em movimento uma parte ou estrutura, ela terá mecanismos inerentes para diminuir o movimento (velocidade). Esta característica de diminuir o movimento é denominada amortecimento.” (GIRDHAR; SCHEFFER, 2004, pg. 12).

O amortecimento tem a propriedade de dissipar a energia existente no sistema. Segundo Sinha (2010, pg.10), ao considerar um amortecedor de massa desprezível, o total das forças atuantes deve ser nulo. Assim deve haver duas forças iguais em módulo mais com sentidos opostos em cada uma de suas extremidades, sendo proporcional à diferença de velocidade entre as extremidades. A Equação 2.5 expressa o módulo da força, onde  $c$  é a constante de amortecimento.

$$f(t) = c \cdot \left( \frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_1}{dt} \right) \quad (2.5)$$

Sinha (2010, pg.11) deduz que a energia dissipada pelo elemento amortecedor ( $\omega_d$ ) tem seu valor determinado pela Equação 2.6.

$$w_d = c \cdot \left( \frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_1}{dt} \right) \cdot \frac{dx_2}{dt} \cdot dt \quad (2.6)$$

#### 2.1.4 Características da Vibração

Segundo Girdhar e Scheffer (2004, pg. 14), a vibração é um movimento periódico e harmônico, e a posição da massa em função do tempo possui características senoidais, podendo ser representado pela Equação 2.7

$$X(t) = X_o \cdot \sin \omega \cdot t \quad (2.7)$$

$X_o$  é a posição máxima do corpo e  $\omega$  é a velocidade angular da vibração.

A velocidade do corpo pode ser obtida ao derivar a Equação 2.7, obtendo a Equação 2.8.

$$Velocidade = X_o \cdot \omega \cdot \cos \omega \cdot t \quad (2.8)$$

Ao derivar a Equação 2.8 é obtida a aceleração, cujo valor é dado pela Equação 2.9.

$$Aceleração = -X_o \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega \cdot t \quad (2.9)$$

A seguir serão definidas algumas das características dos movimentos harmônicos, segundo Girdhar e Scheffer (2004).

A Frequência é o número de vezes em que a vibração se repete em um segundo, ou seja, o número de ciclos por segundo. A unidade padrão é o hertz, homenagem a o físico alemão Heinrich Hertz.

O Comprimento de Onda é a distância ocupada no espaço por um ciclo da onda, usualmente designado pela letra do alfabeto grego: lambda ( $\lambda$ ).

A Amplitude é a altura do pico da onda em relação à referência. A amplitude está relacionada com a quantidade de energia relativa transmitida pela onda.

Se forem consideradas as duas ondas mostradas na Figura 2.3, verifica-se que possuem a mesma frequência e amplitude, porém existe uma diferença de tempo entre os picos dessas ondas. Esta diferença é denominada fase, sendo medida pelo ângulo de fase.

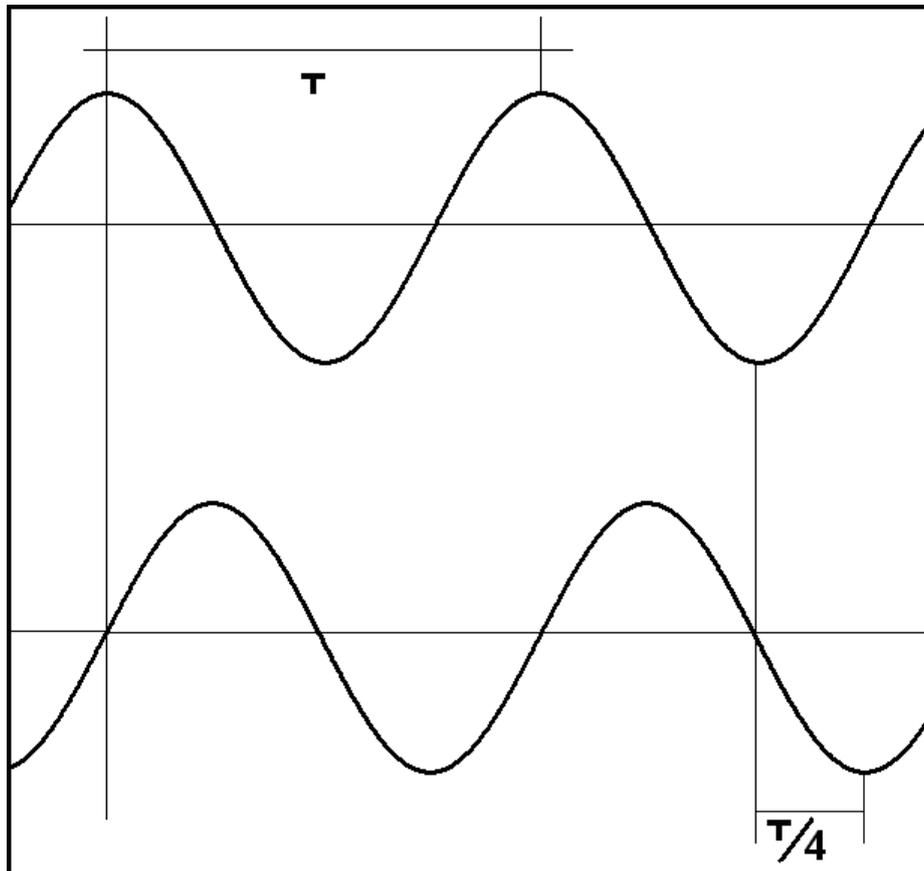


Figura 2-3 – Defasamento entre duas ondas.  
Fonte – Adaptado de GIRDHAR; SCHEFFER (2004, pg. 17).

A Forma de Onda é a representação visual do valor instantâneo, exibido em relação ao tempo, em outras palavras, é o formato que a onda possui.

**Pico de velocidade** – À medida que a massa vibratória se move, a sua velocidade se altera. A velocidade é zero quando há uma mudança na direção, e torna-se máxima quando a massa se encontra na posição neutra. Esta velocidade máxima é denominada Pico de velocidade.

**Velocidade de vibração RMS** – A sigla RMS (*root mean square*), é utilizada para determinar a velocidade eficaz de uma função periódica. O valor RMS tende a prover a energia contida no sinal de vibração, assim foi escolhido

pela organização internacional de padrões (ISO), para estabelecer os limites aceitáveis de vibração.

#### 2.1.5 Padrões e limites de vibração

Segundo Girdhar e Scheffer (2004, pg. 23), a amplitude da vibração está relacionada ao grau de severidade de um defeito incipiente da máquina, e assim determinar se é seguro manter esta máquina em operação. O objetivo da análise de vibração é diagnosticar defeitos em um estágio inicial, o que seria muito difícil sem que houvesse guias disponíveis, as quais foram providas através da experiência daqueles que são familiarizados com a vibração em máquinas.

De acordo com os mesmos autores, o padrão mais utilizado como indicador de severidade é a ISO 2372, a qual determina níveis aceitáveis de vibração para diversas classes de máquinas. O Quadro 2.1 relaciona os níveis de vibração e os graus de severidade para determinados tipos de máquinas.

CRITÉRIO DE SEVERIDADE DE VIBRAÇÕES EM MÁQUINAS ROTATIVAS				
Normas: ISO 2372 / VDI 2056				
GRUPOS DE MÁQUINAS				RMS
GRUPO K	GRUPO M	GRUPO G	GRUPO T	(mm/s)
NÃO PERMISSÍVEL	NÃO PERMISSÍVEL	NÃO PERMISSÍVEL	NÃO PERMISSÍVEL	- 28.0
			TOLERÁVEL	- 18.0
		TOLERÁVEL	TOLERÁVEL	- 11.2
		TOLERÁVEL	TOLERÁVEL	- 7.1
TOLERÁVEL	TOLERÁVEL	ADMISSÍVEL	ADMISSÍVEL	- 4.5
			ADMISSÍVEL	- 2.8
ADMISSÍVEL	ADMISSÍVEL	BOM	BOM	- 1.8
			BOM	- 1.12
BOM	BOM	BOM	BOM	- 0.71
			BOM	- 0.45
			BOM	- 0.28
BOM	BOM	BOM	BOM	- 0.18

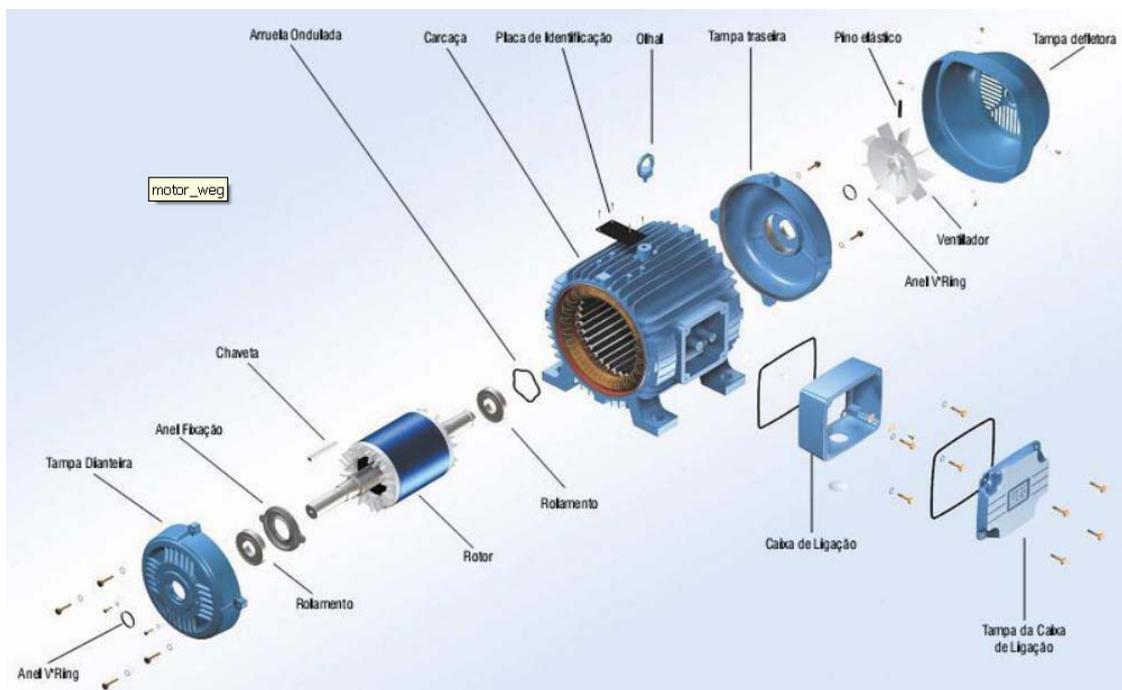
**GRUPO K** – Máquinas pequenas, principalmente motores que estão fixados rigidamente com a fundação, com potências de acionamento até 15 kW;  
**GRUPO M** – Máquinas médias, principalmente motores elétricos, que estão fixados rigidamente com a fundação, com potência de acionamento de 15 até 75 kW;  
**GRUPO G** – Máquinas maiores, que estão montadas sobre fundações rígidas ou pesadas de potência acima de 75 kW;  
**GRUPO T** – Máquinas que são montadas sobre fundações de frequência natural baixa (apoiadas elasticamente).

Quadro 2.1- Critério de severidade de vibração em máquinas rotativas.  
 Fonte: Adaptado de ISO 2372.

## 2.2 MOTOR DE INDUÇÃO

Segundo Silva (2008), os motores elétricos de indução trifásicos representam atualmente 90% dos motores usados no mundo. As suas características de robustez, rendimento aceitável e baixos custos permitiram o grande domínio desse tipo de máquina. Ainda com o advento de controladores eletrônicos, o motor de indução trifásico passou a ser utilizado nas aplicações

que exigem controle de velocidade e torque, área que antes era dominada por motores CC.



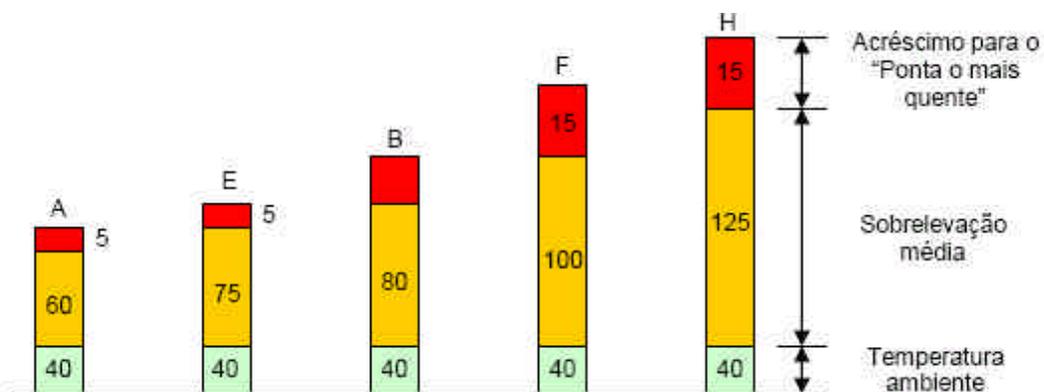
**Figura 2-4 - Motor de indução**  
**Fonte: SILVA, 2008**

De acordo com Silva (2008), uma das partes principais do motor de indução trifásico é o estator, nome dado a parte estática da máquina. Outra parte principal é denominada rotor, que é a parte móvel do motor. A Figura 2.4 mostra as peças de um motor de indução.

Silva (2008), afirma que ao ser aplicada uma tensão trifásica alternada nos enrolamentos do estator, será produzido um campo magnético girante devido à resultante das tensões aplicadas. Este campo magnético irá induzir correntes no rotor as quais produzirão um campo magnético. Assim haverá uma tendência de alinhamento entre os dois campos magnéticos fazendo com que o rotor gire.

### 2.2.1 Equilíbrio Térmico do Motor

A vida útil do motor está diretamente ligada à vida útil dos seus enrolamentos mais especificamente a vida útil do isolamento dos enrolamentos. Desta forma os motores são projetados para trabalharem em faixas de temperatura as chamadas classes de isolamento. Quando a máquina elétrica opera dentro de sua potência nominal e em temperatura ambiente não superior a 40°C, ela poderá atingir temperaturas definidas pela classe de isolamento e ultrapassar em 10°C pode diminuir pela metade a vida útil do motor.



**Figura 2-5 – Classe de Temperatura**  
Fonte: KCEL

Desta forma a potência útil do motor pode ser limitada pela temperatura ambiente bem como pela altitude, pois a atmosfera rarefeita compromete o arrefecimento do motor, então fabricantes de motores disponibilizam tabelas que permitem levantar a porcentagem de potência nominal que poderá ser utilizada.

Então, como visto na Tabela 2-1, a temperatura de trabalho do motor é um parâmetro importante e de acordo com Rocha (2009) se um motor dissipar tanto calor quanto gerar este motor estará em equilíbrio térmico.

Entretanto, de acordo com Corrêa (2008) se houver uma variação na tensão de alimentação esse equilíbrio é modificado visto que a queda de tensão diminuirá o fluxo magnético e assim o motor irá solicitar mais corrente para manter o escorregamento. Com o aumento da corrente as perdas aumentarão e o motor irá se aquecer.

**Tabela 2-1- Fator de multiplicação da potência útil em função da temperatura ambiente em graus C e altitude em metros.**

Temperatura/Altitude	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000
10	1,16	1,13	1,11	1,08	1,04	1,01	0,97
15	1,13	1,11	1,08	1,05	1,02	0,98	0,94
20	1,11	1,08	1,06	1,03	1,00	0,95	0,91
25	1,08	1,06	1,03	1,00	0,95	0,93	0,89
30	1,06	1,03	1,00	0,96	0,92	0,90	0,86
35	1,03	1,00	0,95	0,93	0,90	0,88	0,84
40	1,00	0,97	0,94	0,90	0,86	0,82	0,80
45	0,95	0,92	0,90	0,88	0,85	0,82	0,78
50	0,92	0,90	0,87	0,85	0,82	0,80	0,77
55	0,88	0,85	0,83	0,81	0,78	0,76	0,73
60	0,83	0,82	0,80	0,77	0,75	0,73	0,70

Fonte: adaptado da WEG

### 2.2.2 Mancais

O mancal é um suporte de apoio de eixos e rolamentos que são elementos girantes de máquinas. Os mancais classificam-se em duas categorias: mancais de deslizamento e mancais de rolamento. Os mancais de deslizamento são concavidades nas quais as pontas de um eixo se apóiam, enquanto os mancais de rolamento são aqueles que comportam esferas ou rolos nos quais o eixo se apóia. Quando o eixo gira, as esferas ou rolos também giram confinados dentro do mancal. A Figura 2.6 mostra os mancais de deslizamento e de rolamento.

Neste estudo, o foco é destinado aos mancais de rolamento, uma vez que estes são aplicados nos motores de indução com as características do modelo utilizado para as medições.



(a)



(b)

**Figura 2-6 – Tipos de mancal. (a) mancal de deslizamento; (b) mancal de rolamento**

Fonte: Eccoonline

Fonte: NSK

### 2.2.2.1 Rolamentos

Os rolamentos são compostos por anéis (internos e externos), elementos rolantes (rolos e esferas) e gaiola, e de acordo com a carga que irão suportar, poderão ser classificados em rolamentos radiais e axiais. Podem ser ainda, classificados como rolamentos de esferas e de rolos, que por sua vez, poderão ser sub-classificados pelo aspecto constitucional de seus elementos rolantes.

Os rolamentos rígidos ou fixos de uma carreira de esferas, apesar de sua simples constituição, são muito utilizados. Suas características são:

- 1 - Pouco atrito interno resiste à alta rotação;
- 2 - Sua construção permite elevada precisão de acabamentos;
- 3 - Suporta, além de carga radial, carga axial em ambos os sentidos;
- 4 - Normalmente é composto por gaiola de aço prensado; porém os de diâmetro interno acima de 200 mm ou de alta rotação são produzidos com gaiola de bronze usinado.

As principais aplicações dos rolamentos rígidos de uma carreira de esferas são: rodas dianteiras automotivas, caixas de transmissão, dínamos, motores elétricos, turbinas a gás, máquinas industriais, etc.

Os rolamentos são os componentes que tem recebido tratamento especial pelas técnicas de monitoramento de vibrações, especialmente os rolamentos rígidos de esfera, por serem estes, segundo (ANTONIOELLI, 1999):

- 1 - São usados em grandes quantidades;
- 2 - O tempo de vida útil possui uma dispersão muito grande;
- 3 - Requerem cuidados de montagem e de manutenção que nem sempre são observados na prática, levando-os a freqüentes danos irreparáveis;
- 4 - Possuem baixo custo comparado a outros componentes;
- 5 - Por se trabalhar a favor da segurança, grande número de rolamentos é substituído ainda em bom estado.

Segundo Baillie & Mathew (1994), os rolamentos são uma causa comum nas falhas de máquinas rotativas, sendo que 90% falham prematuramente. As falhas resultam mais de condições de operação inapropriadas do que má qualidade na fabricação. As principais causas de falha foram constatadas como contaminação por sujeira e água, sobrecarga, falta de lubrificação e manuseio inadequado durante a montagem do mancal.

Dentre os defeitos em rolamentos, localizáveis usando técnicas de análise de vibração, podem-se citar os seguintes:

- 1 - Falta de lubrificação ou lubrificação inadequada;
- 2 - Fadiga do material;
- 3 - Assentos defeituosos no eixo e/ ou dos mancais;
- 4 - Montagem incorreta;
- 5 - Corrosão ou erosão do material devido a agentes químicos;
- 6 - Passagem de corrente elétrica;
- 7 - Material estranho ao rolamento;
- 8 - Vibrações externas;
- 9 - Defeitos de fabricação
- 10 - Defeitos nas pistas;
- 11 - Defeitos nas esferas ou nos rolos;
- 12 - Defeitos na gaiola.

Um mancal de rolamento consiste normalmente de um anel externo, um anel interno, elementos rolantes e a gaiola que mantém os elementos rolantes eqüidistantes. Considerando que tenha sido instalado dentro dos padrões aceitáveis e que o ambiente de trabalho não seja agressivo, têm-se cinco possibilidades para que um mancal corretamente instalado venha a falhar:

- 1 - Fadiga;
- 2 - Desgaste;
- 3 - Deformações plásticas;
- 4 - Aderência;
- 5 - Aquecimento.

### 2.2.3 Freqüências características de falha

De acordo com Araújo (2011) cada um dos quatro elementos principais de um rotor tem uma freqüência própria e essas freqüências são: freqüência do anel externo, freqüência do anel interno, freqüência da gaiola e freqüência dos corpos rolantes.

Ao observar o desenho esquemático do rolamento na Figura 2.7 verifica-se os seguintes parâmetros:

- Velocidade  $\omega_o$  – velocidade angular da pista externa;
- Velocidade  $\omega_i$  – velocidade angular da pista interna;
- Ângulo  $\alpha$  (alfa) – ângulo de contato operacional, ou seja, o ângulo entre a esfera e as pistas internas e externas;
- Diâmetro  $d$  – diâmetro das esferas;
- Diâmetro  $D$  – diâmetro médio do rolamento onde esse pode ser obtido através da média aritmética do diâmetro externo e interno.

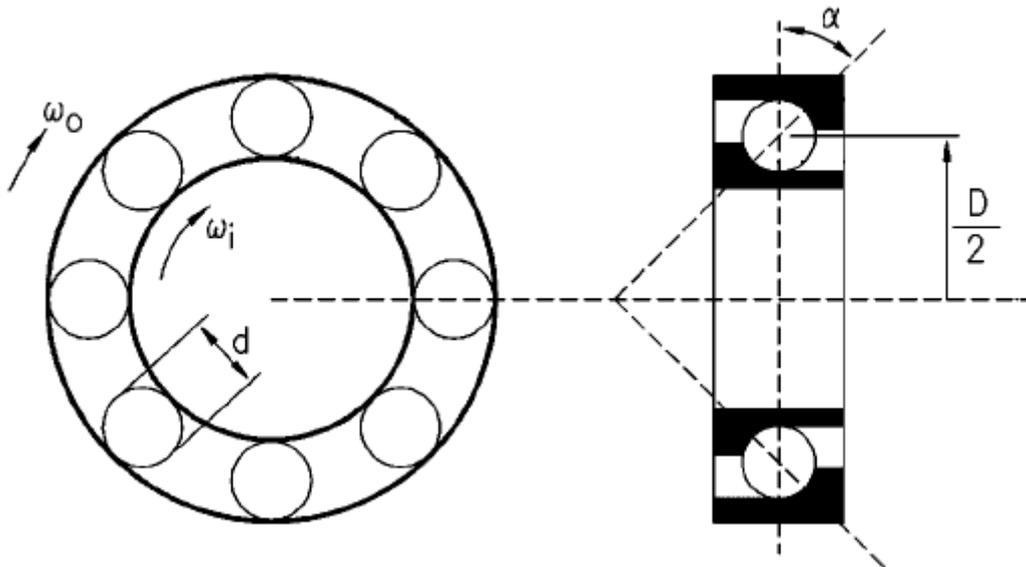


Figura 2-7 - Figura esquemática de um rolamento e seus componentes.  
Fonte: Adaptado de ALMEIDA (2007).

Onde das velocidades angulares  $\omega_o$  e  $\omega_i$  através de cálculos apropriados pode-se converter em freqüência da pista externa ( $f_o$ ) e freqüência da pista interna ( $f_i$ ) e Z o número de esferas.

De acordo com Almeida (2007) é possível observar as seguintes freqüências nos rolamentos

- Freqüência de Defeito da Pista Interna ( $f_{BPFI}$ ):  
Defeito na pista interna onde se tem a fórmula

$$f_{BPFI} = \frac{Z}{2} (f_o - f_i) \left( 1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (2.10)$$

- Freqüência de Defeito da Pista Externa ( $f_{BPFO}$ ):  
Defeito na pista externa dada pela fórmula

$$f_{BPFO} = \frac{Z}{2} (f_o - f_i) \left( 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (2.11)$$

- Freqüência de Giro das esferas ( $f_{BSF}$ )

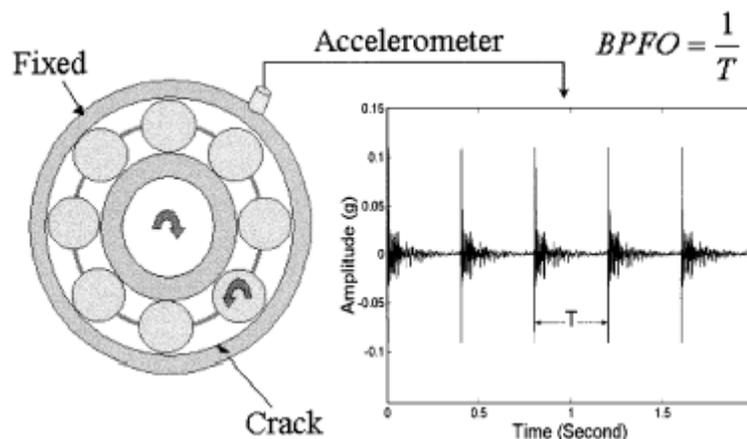
$$f_{BSF} = \frac{f_o - f_i}{2} \cdot \frac{D}{d} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 \cos^2 \alpha \right] \quad (2.12)$$

- Freqüência Rotacional da Gaiola ( $f_{FTF}$ ):

$$f_{FTF} = \frac{1}{2} \left[ f_i \left( 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) + f_o \left( 1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \right] \quad (2.13)$$

#### 2.2.4 Defeitos nas pistas

Seguindo o exemplo sugerido por McInerny (2003), considerando que a pista mais externa do rolamento está danificada por algum dos mecanismos de falha vistos anteriormente. Cada vez que uma das esferas rola sobre esta falha, surge uma força de grande intensidade e curta duração (impulso). O rolamento responde “vibrando” na sua freqüência natural, uma resposta que decai rapidamente devido ao amortecimento (ilustrado na Figura 2.8).



**Figura 2-8 - Exemplo de defeito em rolamento e a freqüência associada**  
**Fonte: MCINERNY (2003)**

A excitação e resposta ocorrem cada vez que uma das bolas passa sobre a falha, de modo que as formas de onda da freqüência fundamental de resposta é a taxa na qual os elementos passam sobre a falha. Esta é a freqüência fundamental de interesse na detecção de falhas em rolamentos, e pode ser prevista a partir da geometria do rolamento e as velocidades nas quais as pistas interna e externa rodam.

### 2.2.5 Defeitos nos elementos rolantes

Segundo Antonioli (1999), os defeitos sobre os elementos rolantes podem gerar uma frequência de rotação da esfera ou alguns múltiplos desta e da frequência fundamental. O espectro pode ser de dois tipos: um pico de banda estreita em uma das frequências acima, ou uma combinação de picos em que uma das três frequências moduladas, frequência fundamental, frequência do equipamento, frequência de passagem das esferas ou alguma outra frequência disponível. Quando isto ocorre o espectro pode ser de banda larga, consistindo de uma série picos de banda estreita. A diferença de frequência entre os picos é igual à frequência de rotação das esferas e/ou a frequência fundamental. Quando uma esfera ou rolo está defeituoso a frequência de rotação das esferas é geralmente gerada. O defeito pode aparecer no espectro como um pico de banda estreita ou como a soma ou a diferença de frequência.

### 2.2.6 Defeitos em gaiolas

Alguns defeitos de gaiola aparecem na frequência de rotação das esferas. Defeitos na gaiola também podem gerar as unidades que estão contidas tanto nas capas dos rolamentos quanto no atrito, por que o redemoinho do óleo (*oil whirl*) e a frequência fundamental, ambos ocorrem aproximadamente a 40% da RPM (rotação por minuto) para alguns rolamentos em velocidades particulares. A gaiola é normalmente o último componente a falhar.

Quando a gaiola está quebrada em lugares suficientes para permitir a união das esferas ou rolos, grandes mudanças na frequência acompanhadas por alto ruídos ocorrerão. Quando estes sinais estão presentes, a quebra é iminente.

### 2.2.7 Técnicas de detecção de falhas em Rolamentos

A Análise de Vibração é uma técnica de detecção de falhas e defeitos que quando aplicada aos Motores de Indução, indica problemas nos rolamentos e partes mecânicas do Motor.

De acordo com Serra (1995) a análise de vibração pode ser feita utilizando as grandezas velocidade e aceleração onde os valores RMS, correspondem às médias quadráticas, são os mais utilizados.

Araújo (2011) fez estudo das técnicas de avaliação dos rolamentos e comparou a análise de vibração, a análise espectral do EPVA (*Extend Parks Vector Approach*) e análise das correntes e conclui que a análise de vibração é o método mais eficiente para detectar falhas insipientes nos rolamentos dos motores de indução.

De acordo com Almeida (2007) os parâmetros utilizados são: o pico, RMS, fator de forma, fator de impulso, fator de defeito, pico a pico, fator de folga e Curtose.

### 2.2.8 Desequilíbrio de Massa

Segundo Girdhar e Scheffer (2010, pg. 134), o desequilíbrio de massa ou desbalanceamento do rotor causa altos níveis de vibração, na frequência de rotação do motor. Algumas das principais causas do desbalanceamento, que ocorrem durante a fabricação do motor são:

- Materiais que não possuem densidade uniforme;
- Imperfeições durante o arredondamento do rotor;
- Erros de montagem;
- Lâminas que faltam ou são danificadas;
- Distorção térmica do rotor devido a variações de temperatura durante o processo.

Em uma máquina rotativa como um motor, um gerador, uma turbina e assim em diante, há sempre um desbalanceamento, pois o centro de rotação nunca coincide com o centro de massa do rotor. Embora essa excentricidade seja pequena, resulta em uma força centrífuga girante no rotor com uma amplitude significativa, pois esta força é proporcional ao quadrado da velocidade angular. Além disso, uma força centrífuga rotacional, resulta em uma excitação senoidal na estrutura, e portanto pode levar a uma vibração estrutural de grande amplitude devido ao fenômeno da ressonância. (SINHA, 2010 pg.109).

Sinha (2010), ao modelar uma máquina conforme a Figura 2.9, é definido que um rotor desbalanceado é considerado como um rotor perfeitamente balanceado mais uma massa equivalente de desbalanceamento  $m_u$ , a qual possui uma determinada excentricidade  $e$ . A massa total do sistema (incluindo  $m_u$ ) é  $m_{eq}$ . O rotor junto com  $m_u$ , gira a uma velocidade angular  $\omega$ .

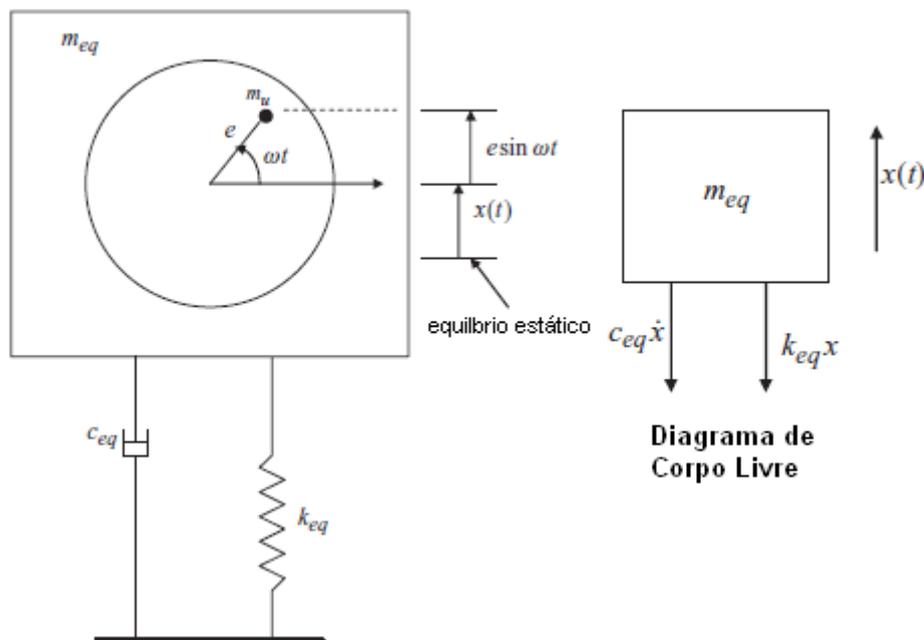


Figura 2-9 - Sistema massa mola amortecido, com desbalanceamento rotacional.

Fonte: Adaptado de SINHA (2010, pg.110).

Segundo Maciel (2010), a aceleração centrífuga ( $a_c$ ) resultante da rotação de  $m_u$ , vem da Equação (2.14).

$$a_c = \omega^2 \cdot e \quad (2.14)$$

Considerando a segunda lei de Newton, é obtida a força centrífuga ( $F_c$ ) ao multiplicar a massa pela aceleração, originando a Equação 2.15.

$$F_c = m_u \cdot \omega^2 \cdot e \quad (2.15)$$

A força centrífuga é um vetor rotativo, porém Girdhar e Scheffer (2010) consideram apenas a componente vertical. Assim obtém-se a Equação 2.16.

$$F_c = m_u \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad (2.16)$$

Para que o somatório das forças atuantes sobre o rotor seja nulo, o sistema massa mola amortecido, deverá reagir à excitação da força centrífuga. Assim Girdhar e Scheffer (2010, pg. 13), apresentam a Equação 2.17, que relaciona todas as forças do sistema.

$$m_u \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) = m_{eq} \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + c \cdot \frac{dx}{dt} + k \cdot x(t) \quad (2.17)$$

### 2.2.9 Folga nas Tampas

De acordo com o manual de instalação de motores WEG uma das prováveis causas de vibrações em motores de indução pode ser uma folga entre o rolamento e a tampa. Assim para prevenir a ocorrência das vibrações os fabricantes especificam os valores das folgas entre as tampas e os rolamentos.

O motor de indução mais especificamente um motor WEG W22 é composto por tampa dianteira, tampa traseira e tampa defletora e as funções serão descritas a seguir:

- Tampa dianteira e tampa traseira:

Para melhorar a dissipação térmica e permitir temperaturas mais baixas de operação no mancal e ainda prolongar os intervalos de lubrificação, a tampa dianteira esta provida de aletas. Para as carcaças 225S/M a 355A/B, onde a ventilação é critica para o desempenho térmico do motor, os parafusos de fixação das tampas na carcaça foram posicionados de tal forma que não bloqueiem o fluxo do ar em nenhuma aleta, o que também contribui para uma melhor troca térmica. (WEG, pg. 12)



**Figura 2-10 - Tampas de motores de indução.  
Fonte: WEG.**

- Tampa defletora:

Para as carcaças 63 a 132, a tampa defletora é construída em chapa de aço e para as carcaças 160 a 355, em ferro fundido FC-200. As defletoras de ferro fundido possuem perfil aerodinâmico, o que contribui para a redução do nível de ruído aerodinâmico e melhora do desempenho do sistema de ventilação do motor, resultando no incremento do fluxo de ar por entre as aletas da carcaça. (WEG, pg. 12)



**Figura 2-11 - Tampa defletora.  
Fonte: WEG.**

Ainda de acordo com Matos et al. (1997) aumentar a folga em uma tampa também pode contribuir para solucionar um problema. Em um artigo publicado no 12º Congresso Brasileiro de Manutenção Matos et al (1997) aumentaram a folga da tampa permitindo que a dilatação do eixo ocorresse. Isso foi necessário visto que o aquecimento e a dilatação do eixo estavam causando a excitação de frequências subsíncronas na base metálica do motor. Essas frequências subsíncronas, ainda de acordo com o trabalho apresentado, raramente ocorrem em máquinas rotativas sendo as frequências de rotação da máquina ou frequências harmônicas destas as mais comumente encontradas nas plantas industriais.

#### 2.2.10 Entreferro Mal Distribuído

O entreferro é o espaço livre entre as partes fixas (estator) e girante (rotor) de um motor. A má distribuição do entreferro, conhecida como

excentricidade, ocorre quando o rotor não se encontra concêntrico ao estator. Se o entreferro não é uniforme, a distribuição de tensão de alimentação não será uniforme, assim como as forças eletromagnéticas entre rotor e estator – o que pode causar danos aos rolamentos.

Segundo Silva (2008), se o rotor for bobinado, seu circuito é formado por enrolamentos semelhantes ao estator, alojados em ranhuras existentes no núcleo. Os terminais desses enrolamentos são acessíveis externamente com anéis coletores, permitindo assim o controle do comportamento do motor através de resistências externas escolhidas. Neste caso, os enrolamentos do rotor estão sujeitos aos mesmos efeitos de degradação do isolamento vistos anteriormente para enrolamentos do estator, além dos esforços mecânicos em decorrência da sua rotação.

#### 2.2.10.1 Excentricidade

Presente em ambos os tipos de rotor, a excentricidade do entreferro é resultado do surgimento de uma região de air gap mínimo e outra de air gap máximo. Na Figura 2-12 estas duas regiões são evidenciadas e fica claro que, na presença de excentricidade, o centro geométrico do estator ( $O_s$ ) não coincide com o centro geométrico do rotor ( $O_r$ ). Como conseqüências deste efeito, segundo Silva (2008), podem ser citados:

- Desequilíbrio das forças radiais no entreferro;
- Passagem de corrente elétrica através do mancal;
- Vibrações;
- Ruído.

Há dois tipos de excentricidade: a estática e a dinâmica. A primeira é causada por um desalinhamento ou núcleo oval do estator e a posição do airgap mínimo gira junto com o rotor em função de um desbalanceamento do rotor ou da carga, empeno térmico do rotor ou defeito no rolamento.

Conforme a Figura 2-12, na excentricidade estática o centro de giro do rotor (R) coincide com o seu centro geométrico ( $O_r$ ), o que não acontece na

excentricidade dinâmica. Na prática, a excentricidade dinâmica representa uma modulação do entreferro na frequência de giro do rotor.

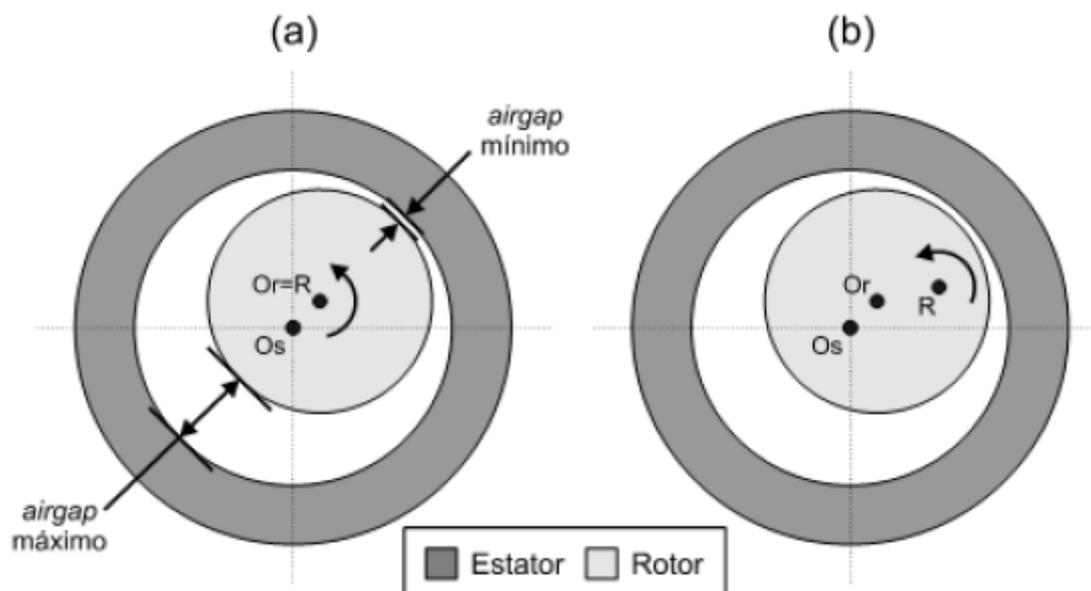


Figura 2-12 – Excentricidades do entreferro: (a) estática e (b) dinâmica  
Fonte: SILVA (2008, p. 15).

As causas de excentricidade em motores, segundo Hwang et. Al (2005) são várias: mau acoplamento dos mancais, mancal desgastado, eixo torto, etc. Quando os motores estão sob stress excessivo, ambos os tipos de excentricidade podem levar ao desgaste de rolamento.

## 2.3 PROCESSAMENTO DIGITAL DE SINAIS

### 2.3.1 Análise de Domínio do Tempo de Sistemas em Tempo Discreto

De acordo com Lathi (2007) os sinais discretos são coleções de números que representam situações discretas como, por exemplo, amostragem populacional, modelos de renda nacional e rastreamento por radar. Sinal amostrado a partir de um sinal contínuo no tempo também é uma fonte de sinais discretos.

Nessa última categoria se enquadra o sinal de vibração do acelerômetro visto que este é um sinal contínuo no tempo, mas, variável em amplitude durante o tempo.

Através de equipamentos como, por exemplo, conversores A/D (analógico para digital) um sinal analógico é convertido para um sinal digital. O sistema em tempo contínuo é convertido para um sistema em tempo discreto e assim é possível aproveitar todas as vantagens dessa conversão.

De acordo com Lathi (2007) as vantagens do Processamento Digital de Sinais são:

1. Operações em sistemas digitais podem tolerar variações consideráveis do sinal e, portanto, são menos sensíveis as variações da temperatura, idade e outros fatores. Isto resulta em precisão e estabilidade. Geralmente são circuitos binários e com circuitos mais complexos a precisão pode ser aumentada bastando aumentar o tamanho da palavra binária, sujeito apenas a limites de custo.
2. Sistemas digitais não perdem a precisão quando é necessário duplicar seus volumes. Ajustes de fábrica não são necessários. Esses sistemas podem ser substituídos por um único chip usando circuitos VLSI (*very large scale integrated*).
3. Filtros digitais são tão flexíveis quanto o programa usado para programar esses filtros. As características são programadas em software e alterando esses programas tem-se filtros flexíveis. Microprocessadores, circuitos digitais, chaves eletrônicas, circuitos VLSI podem ser usadas para implementar filtros digitais de maneira muito eficiente.
4. Sistemas digitais podem implementar vários tipos de filtros.
5. O armazenamento dos sinais digitais pode ser facilmente feito em diversas mídias como, por exemplo, discos rígidos, memórias, CD e fitas magnéticas. A indexação desses sinais e as buscas são relativamente fáceis de serem implementadas e rápidas de serem executadas. A busca em sites remotos também pode ser feita facilmente.
6. Com os sinais digitais tem-se alta fidelidade, baixa taxa de erro e codificação.
7. As aplicações que utilizam filtros digitais podem ser compartilhadas e alterações podem ser feitas para que um filtro

tenha diversas entradas. A multiplexação dos sinais digitais pode ser realizada e um canal pode ser compartilhado com vários sinais ou sistemas digitais.

8. É mais vantajoso o transporte e armazenamento de sinais digitais que os sinais analógicos. As mensagens analógicas podem perder qualidade a cada estágio de reprodução.

### 2.3.2 Classificação dos Sinais

Os sinais discretos podem ser representados como sinais de energia ( $E_x$ ) como definido através da Equação 2.14 ou sinal de potência ( $P_x$ ) como definido através da Equação 2.15, mas pode também não se encaixar nessas definições não sendo  $E_x$  ou  $P_x$ . Observar que essa classificação é excludente, ou seja, um sinal é  $E_x$  ou  $P_x$  não sendo os dois tipos ao mesmo tempo.

$$E_x = \sum_{n=-\infty}^{\infty} |x[n]|^2 \quad (2.14)$$

A definição é válida para todo  $x[n]$  real ou complexo e também somente quando a amplitude desse sinal tende a zero quando  $n$  tende ao infinito.

$$P_x = \lim_{N \rightarrow \infty} \left( \frac{1}{2N+1} \right) \cdot \sum_{-N}^N |x[n]|^2 \quad (2.15)$$

O sinal de  $P_x$  é infinito e não nulo e a soma é dividida por  $2N+1$ , pois existem  $2N+1$  amostras no intervalo  $-N$  a  $N$ .

Os sinais digitais podem ser manipulados e dentre as possíveis tem-se alteração da taxa de amostragem do sinal com decimação (ou redução da amostragem) e a interpolação (aumento da taxa de amostragem).

### 2.3.3 Amostragem

De acordo com Lathi (2007) a amostragem faz conexão entre o contínuo e o discreto.

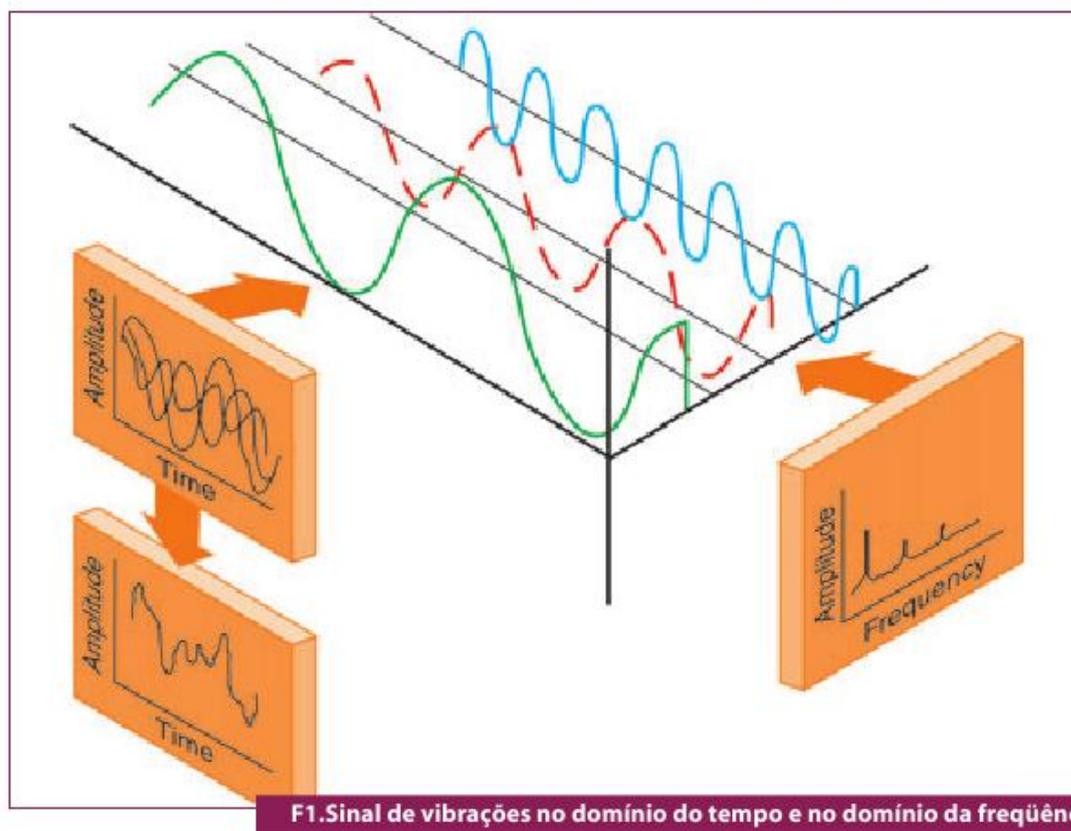
De acordo com Costa e Mathias (2008) o domínio do tempo e da frequência são utilizados para análise do sinal de vibração e apresentam informações importantes.

Como esses sinais são analógicos e contínuos no tempo tem-se que filtrá-los e amostrá-los para que consigam extrair as informações de espectro necessárias a análise de vibração.

De acordo com Lathi (2007) um sinal com espectro limitado a B Hz [ $X(\omega) = 0$  para  $|\omega| > 2\pi B$ ] pode ser reconstruído a partir de amostras tomadas uniformemente a uma taxa de  $f_s > 2B$  amostras por segundo, ou seja, a menor frequência de amostragem é  $f_s = 2B$  Hz.

**Teorema da Amostragem** Admitamos que  $x(t) \leftrightarrow X(j\omega)$  representa um sinal de faixa limitada, de forma que  $X(j\omega) = 0$  para  $|\omega| > \omega_m$ . Se  $\omega_s > 2\omega_m$ , em que  $\omega_s = 2\pi/T$  é a frequência de amostragem, então  $x(t)$  é determinado de maneira única por suas amostras  $x(nT)$ ,  $n=0, \pm 1, \pm 2, \dots$  (HAYKIN; BARRY, 2001, pg. 292)

Assim taxa de Nyquist é a menor taxa de amostragem  $f_s = 2B$  que será necessária para recuperar o sinal  $x(t)$  de suas amostras  $\bar{x}(t)$ , o intervalo de Nyquist para o sinal  $x(t)$  é o intervalo de amostragem que corresponde a  $T=1/2B$ . Amostras de um sinal tomadas na taxa de Nyquist são amostras de Nyquist do sinal.



**Figura 2-13 - Sinal no domínio do tempo e da frequência**  
**Fonte: COSTA e MATHIAS, 2008**

Ao tomar o sinal  $x(t) = \text{sinc}^2(5\pi \cdot t)$ , onde o espectro é  $X(\omega) = 0,2\Delta(\omega/20\pi)$ , a largura de faixa desse sinal é 5 Hz ( $10\pi$  rad/s) então a taxa de Nyquist é 10 Hz assim, com esse sinal é possível construir a Tabela 2-2 mostrando as frequências e taxas associadas.

**Tabela 2-2 - Frequência de amostragem e o teorema da amostragem**

Frequência de amostragem $f_s$ (HZ)	Intervalo de amostragem $T$ (segundos)	$\frac{1}{T} \times (\omega)$	
5	0,2	$\Delta\left(\frac{\omega}{20 \cdot \pi}\right)$	Subamostragem
10	0,1	$2\Delta\left(\frac{\omega}{20 \cdot \pi}\right)$	Taxa de Nyquist

20	0,05	$4\Delta\left(\frac{\omega}{20 \cdot \pi}\right)$	Superamostragem
----	------	---	-----------------

Fonte: LATHI (2007)

Como mostrado acima a taxa de Nyquist é aquela que possibilita a reconstrução do sinal original sem perdas, mas esta reconstrução esbarra em um senão os sinais “na prática” são limitados no tempo e não-limitados na faixa e assim, por maior que seja a frequência de amostragem, sempre ocorrerá em uma área a superposição de sinais.

Este fenômeno de sobreposição é conhecido por *aliasing* e sobre o mesmo Lathi (2007) explica que devido à largura de faixa infinita do sinal hipotético  $X(\omega)$ , a sobreposição dos sinais espectrais é inevitável e então ocorrerá a sobreposição e o sinal reconstruído  $\bar{X}(\omega)$  não corresponderá a o sinal original  $X(\omega)$ .

A solução desse problema é o uso de filtros *anti-aliasing* que podem ser considerados como filtros com frequência de corte em  $fs/2$ . Desta forma, os sinais espectrais com frequência maior que  $fs/2$  serão descartados e após isso amostrar o sinal. Ao operar dessa maneira os sinais com frequência superior a  $fs/2$  não interferem no restante do sinal e desta forma o filtro *anti-aliasing* suprime a interferência das frequências superiores a  $fs/2$  e também ajuda a eliminar o ruído.

#### 2.3.4 Transformada Discreta de Fourier (TDF)

Segundo Lathi (2007), o cálculo numérico da Transformada de Fourier de um sinal  $x(t)$  necessita de valores amostrados de  $x(t)$ , pois um computador pode trabalhar apenas seqüência de números. Além disso, o computador pode calcular  $X(\omega)$  (transformada de  $x(t)$ ) apenas para alguns valores discretos de  $\omega$  (amostras de  $X(\omega)$ ). A tarefa de relacionar as amostras de  $X(\omega)$  com as

amostras de  $x(t)$ , pode ser realizada usando o resultado do teorema da amostragem.

Considerando o sinal genérico  $x(t)$  e sua transformada  $X(\omega)$  ambos contínuos no tempo e o sinal  $\bar{x}(t)$  sinal amostrado e contínuo no tempo e sua transformada  $\bar{X}(\omega)$  contínua no tempo e o sinal  $\bar{X}[\omega]$  corresponde a transformada discreta do sinal  $\bar{x}(t)$ .

Considerando as amostras,  $N_o$  corresponde ao número da amostras com período  $T_o$  do sinal  $\bar{x}(t)$ , e  $N'_o$  corresponde ao número da amostras em uma frequência  $f_o$  do sinal  $\bar{X}[\omega]$ .

Conforme Lathi (2007) as relações entre as grandezas  $N_o$ ,  $T_o$ ,  $T$  e  $N'_o$  são explicitadas na Equação 2.16 até a Equação 2.20

$$N_o = \frac{T_o}{T} \quad (2.16)$$

$$N'_o = \frac{f_s}{f_o} \quad (2.17)$$

$$f_s = \frac{1}{T} \quad (2.18)$$

$$f_o = \frac{1}{T_o} \quad (2.19)$$

$$N_o = \frac{T_o}{T} = \frac{f_s}{f_o} = N'_o \quad (2.20)$$

Então Lathi (2007) concluiu que através das operações de amostragem, quando um sinal é amostrado e periodicamente repetido, o espectro correspondente também o é.

Das Equações 2.21 e 2.22 têm-se as definições da Transformada de Fourier Discreta em sua forma direta e reversa (ou inversa) respectivamente.

$$X_r = \sum_{n=0}^{N_o} X_n e^{-jr\Omega_o n} \quad (2.21)$$

$$x_n = \frac{1}{N_o} \sum_{r=0}^{N_o} X_r e^{jr\Omega_o n} \quad (2.22)$$

Onde a Equação 2.23

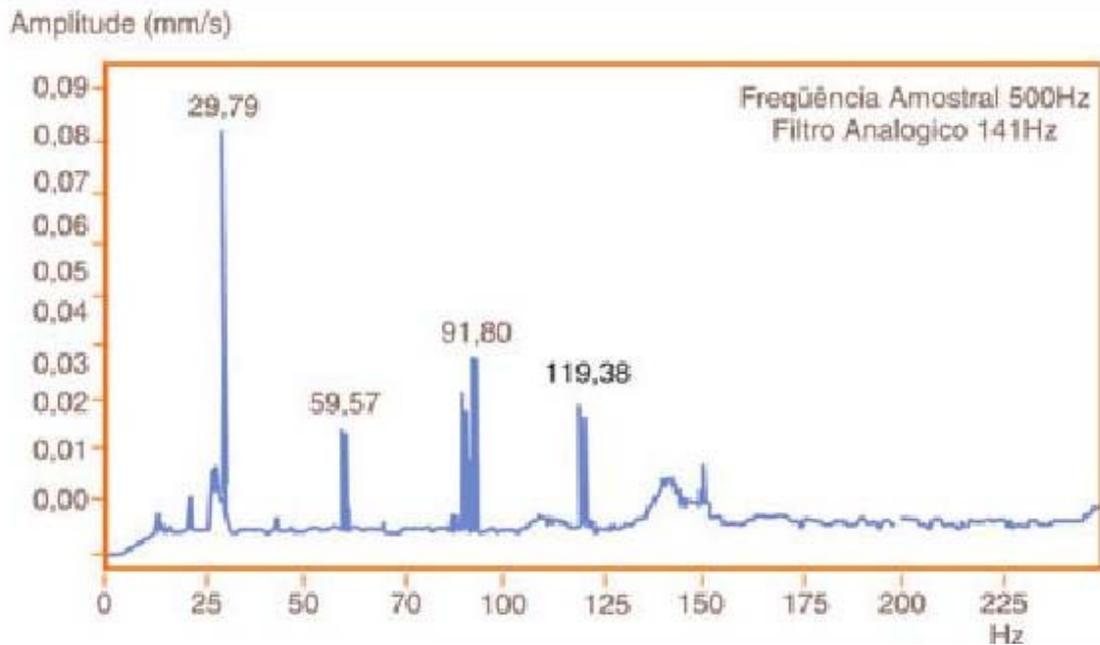
$$\Omega_o = \omega_o T = 2\pi f_o T = \frac{2\pi}{N_o} \quad (2.23)$$

Assim para os cálculos da TDF se faz necessário a escolha de adequados valores para as variáveis  $N_o$ ,  $T$  e  $T_o$  e como a frequência de amostragem ( $f_s$ ) deve ser duas vezes a largura da banda ( $B$ ) e o período ( $T$ ) é o inverso de  $f_s$ ,  $N_o$  será calculada. Utilizando esse procedimento os valores de  $N_o$ ,  $T$  e  $T_o$  serão adequados.

### 2.3.5 Transformada Rápida de Fourier (FFT)

Em 1965 Cooley e Tukey desenvolveram um algoritmo que reduziu o número de cálculos computacionais da ordem  $N_o^2$  para a ordem  $N_o \log N_o$ . Este algoritmo melhorou o tempo de processamento e assim tornou a FFT adequada ao processamento digital de sinais através dos algoritmos de Decimação em Tempo e Algoritmo de Decimação em frequência.

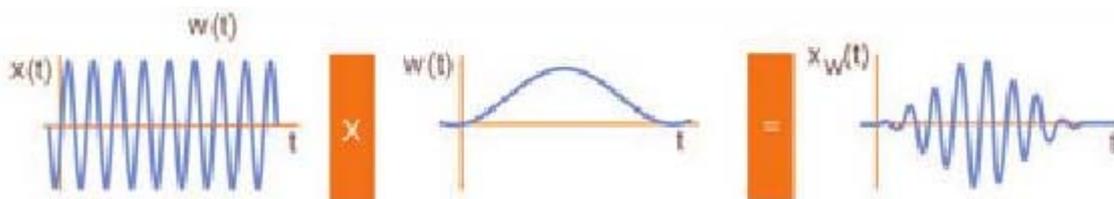
Como o sinal de vibração é composto por várias frequências deve-se aplicar a Transformada de Fourier e especificamente a Transformada de Fourier em Tempo Discreto (DFT) mais especificamente a FFT o que possibilitaria analisar o espectro de frequência da Vibração



**Figura 2-14 - Espectro de frequência**

Fonte: COSTA e MATHIAS, 2008

A FFT pode gerar um erro chamado *leakage*. Esse erro ocorre devido a FFT espera que o sinal seja periódico, mas, devido ao conversor A/D que tem o sinal por um tempo limitado e desta forma um sinal aperiódico, ocorre o erro e a descontinuidade do sinal. Se for aplicado o janelamento ao sinal que vem do conversor, este sinal passará a ser periódico e o erro não ocorrerá novamente como representado na Figura 2.15.



**Figura 2-15 - Janelamento**

Fonte: COSTA e MATHIAS, 2008

A Figura 2.15 nos mostra o processo de Janelamento e a Figura 2.14 nos mostra as frequências presentes no sistema e estas podem ser comparadas com as frequências características de falhas. Além disso, se forem conhecidos os parâmetros padrões do sistema, ou seja, como determinado motor vibra quando está sadio, estes parâmetros padrões podem ser comparados com o atual espectro do motor e desta forma se um processo que resultará em falha ou defeito esta em curso poderá ser detectado.

## 2.4 INSTRUMENTAÇÃO VIRTUAL E PLATAFORMA LABVIEW

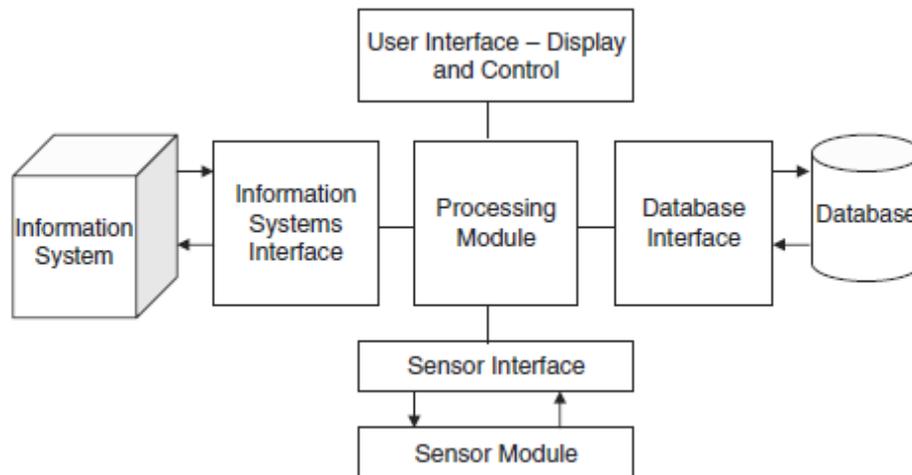
### 2.4.1 Instrumentação Virtual

Um sistema de instrumentação virtual, segundo Sumathi e Surekha (2007), é um software utilizado para teste computadorizado e sistema de medição, controlando um dispositivo de hardware de medição externo a um computador, e que mostra o resultado do teste ou medição em painéis na tela do computador. Os dados são coletados pelo dispositivo externo que faz interface com o computador. A instrumentação virtual também se estende a sistemas computadorizados para controles de processo baseados na aquisição de dados coletados e processados por um computador baseado em sistemas de instrumentação.

Um instrumento virtual é composto pelos seguintes elementos:

- Módulo de sensor;
- Interface do sensor;
- Informação da interface do sistema;
- Módulo de processamento;
- Interface com banco de dados;
- Interface do usuário.

A Figura 2.16 mostra a arquitetura genérica de um instrumento virtual. O módulo sensor detecta o sinal físico e o transforma em um sinal elétrico, condiciona o sinal, e o transforma em formato digital para manipulação posterior. Através da interface do sensor, o módulo sensor se comunica com o computador. Uma vez que a informação está em formato digital no computador, ela pode ser processada, convertida, comparada e manipulada de inúmeras formas, ou armazenadas em um banco de dados. A informação pode então ser mostrada, ou convertida novamente em sinal analógico para um posterior processo de controle.



**Figura 2-16 - Arquitetura de um instrumento virtual**  
**Fonte: SUMATHI (2007)**

#### 2.4.2 LabVIEW

Os primeiros programas de controle instrumental, segundo Sumathi e Surekha (2007), eram escritos em BASIC, pois era a linguagem dominante utilizada nos controladores dedicados à instrumentação. Isso implicava na necessidade de engenheiros e outros usuários se tornarem programadores antes de se tornarem usuários deste tipo de instrumento, e portanto era difícil explorar o potencial que a instrumentação computadorizada poderia fornecer. Entretanto, um grande marco na história de instrumentação virtual aconteceu em 1986, quando a National Instruments introduziu o LabVIEW 1.0 em uma plataforma PC. Com ele, foram introduzidas a interface gráfica do usuário e a programação visual em instrumentação computadorizada, juntando a simplicidade da interface operacional do usuário à capacidade dos computadores. Hoje, o PC é a plataforma na qual a maioria das medições é feita, e a interface gráfica do usuário tornou as medições mais amigáveis. Como resultado, a instrumentação virtual possibilitou a redução do custo de instrumentos. Como o instrumento virtual depende muito pouco de hardware dedicado, um cliente pode hoje utilizá-lo em seu próprio computador, enquanto os fabricantes de instrumentos dedicados suprem apenas o que não é facilmente acessível ao usuário no mercado convencional.

LabVIEW (Laboratory Virtual Instruments Engineering Workbench) é uma linguagem de desenvolvimento de aplicativos assim como a linguagem C,

Basic ou Delphi. A diferença marcante entre a linguagem de programação gráfica (G) utilizada pelo LabVIEW e as outras convencionais é a forma de programação. Embora ambas sejam linguagens cujos compiladores mais modernos simplificam o processo de programação através de interfaces amigáveis com comandos, funções e propriedades pré-definidas; existe uma diferença fundamental entre elas. A linguagem G é uma ferramenta de programação gráfica, altamente produtiva para a construção de sistemas de aquisição de dados, instrumentação e controle, entre outras aplicações.

A filosofia dos sistemas de programação, segundo Regazzi (2005), normalmente são fundamentadas no uso de linguagem texto com abreviações de palavras da língua inglesa para criar linhas de comandos que, quando compiladas, geram códigos de programação interpretados ou compilados. Enquanto isso a linguagem G permite usar uma estrutura em forma de gráficos (painel de interface) e diagramas (instruções e funções lógicas) para criar os códigos de programação em blocos, o que facilita o processo de aprendizagem permitindo que pessoas com pouco treinamento sejam capazes de realizar tarefas que nas outras linguagens demandariam muito mais tempo. Tais blocos podem ser facilmente aproveitados em outros aplicativos o que não é tão trivial em outras linguagens.

Durante a instalação do programa pode-se optar por bibliotecas com aplicações específicas para aquisição de dados com placas AD (analógico/digital) e DA (digital/analógico), ou DAQ – *Data Acquisition*, instrumentos com interfaces GPIB (*General Purpose Interface Bus*), e Serial, interfaces gráficas de análise de dados, imagens e gravação, protocolos (OPC – *OLE for Process Control*), entre outros módulos de cálculo, simulação e automação.

#### 2.4.2.1 Interface do usuário

A ferramenta LabVIEW apresenta um ambiente amigável de desenvolvimento de aplicações gráficas nas quais é possível:

- Operar o programa de instrumentação;
- Controlar o hardware selecionado;
- Analisar os dados coletados;
- Mostrar resultados.

O usuário pode customizar os botões, indicadores e gráficos para emular (simular) os painéis de controle convencionais dos instrumentos. Há uma grande semelhança entre a linguagem gráfica e os diagramas de fluxo, ou fluxogramas, o que torna a sua aprendizagem mais rápida, segundo Regazzi (2005).

#### 2.4.2.2 Conectividade

O software possui extensa funcionalidade de I/O para quase todos os tipos. O LabVIEW possui bibliotecas prontas para instalação de instrumentos autônomos, dispositivos para aquisição de dados, GPIB/IEEE 488, serial/RS-232 e CLP's. Estas são as principais ferramentas utilizadas para se construir um sistema de medição e automação.

#### 2.4.2.3 Redução de custos

Um único computador equipado com LabVIEW, segundo Sumathi e Surekha (2007), pode ser utilizado para inúmeras aplicações, uma vez que se trata de um software versátil. A redução de custos pode ser considerada tanto no tempo necessário para desenvolver as aplicações quanto na preservação de capital em longo prazo. Quando os usuários atualizam o sistema, isso pode ser feito sem a necessidade de adquirir um novo equipamento. O usuário pode ainda criar bibliotecas inteiras de instrumentação por um custo muito menor que o de um único instrumento comercial tradicional.

#### 2.4.2.4 Múltiplas Plataformas

O LabVIEW é um sistema independente de plataforma, tendo portabilidade entre os diversos sistemas operacionais existentes, como Windows, Mac OS, Solaris, Linux e sistemas embarcados. Um instrumento virtual desenvolvido em uma plataforma tem portabilidade a qualquer outra plataforma LabVIEW simplesmente abrindo a máquina virtual. Desta forma, o tempo de desenvolvimento e outros inconvenientes relacionados à portabilidade de plataforma são minimizados.

### 2.5 TÉCNICAS ESTATÍSTICAS

#### 2.5.1 Introdução

A análise de vibração utiliza como parâmetro dados amostrados que são de natureza estocástica, ou seja, não apresentam comportamento periódico. A assinatura de vibração de uma máquina sempre possui uma variação aleatória, de forma que seu valor instantâneo não pode ser pré-determinado. Para uma interpretação correta dos dados é necessário, portanto um tratamento estatístico.

Seguindo o exemplo proposto por Mullinger (1961), a função no tempo de uma forma de onda de um ruído aleatório muda constantemente de maneira não periódica, resultando, portanto em um espectro inconstante da transformada de Fourier. Conseqüentemente, n amostras consecutivas de um ruído aleatório irão produzir n conjuntos de coeficientes de Fourier em cada freqüência, e estes irão formar uma distribuição aleatória que pode ser descrita apenas por seus valores médios, desvio padrão, etc., isto é, estatisticamente. É de se esperar que formas de onda aleatórias gerem picos de alta amplitude ocasionalmente; se estas medidas são tomadas isoladamente a informação

não será representativa. Entretanto, métodos estatísticos permitem que valores médios e extremos possam ser avaliados apropriadamente.

### 2.5.1.1 Análise

A distribuição de amplitude é o gráfico da densidade de probabilidade da amplitude  $p(y)$  definida pela Equação 2.24

$$p(y) = \frac{P(y, y + \Delta y)}{\Delta y_{\Delta y \rightarrow 0}} \quad (2.24)$$

Onde  $P(y, y + \Delta Y)$  é a probabilidade da amplitude estar dentro dos limites estabelecidos por  $y$  e  $\Delta y$ . Pode-se ainda considerar  $P$  como uma proporção do tempo que a amplitude permanece dentro do limite estabelecido. A distribuição de amplitude é de fato a expressão estatística da forma de onda de uma função no tempo, e fornece meios de distinguir diferentes tipos de sinais periódicos e aleatórios. Considere, por exemplo, uma pequena amostra de um sinal de velocidade de vibração de uma máquina operante. A velocidade de vibração  $V$  em um dado instante pode variar de maneira aleatória em torno de um valor médio. Suponha que a escala de velocidade está dividida em uma série de pequenas divisões  $DV$ . Então, a probabilidade estatística que o sinal estará em uma dada divisão, pode ser mensurada observando-se o tempo que o sinal passa em cada divisão, dividido pelo tempo total em que o sinal foi monitorado. A densidade de probabilidade é a medida da distância até o valor médio, plotado contra a amplitude. A densidade de probabilidade mais comumente utilizada é a distribuição normal ou Gaussiana.

Ainda segundo Mullinger (1961), o termo ruído aleatório é reservado a funções que se aproximam a uma densidade de probabilidade Gaussiana ou normal. Deve-se observar que uma vez que esta distribuição particular inclui todas as amplitudes de  $-\infty$  à  $+\infty$ , ela não é aplicável na prática, mas meramente usada como modelo. A proporção do tempo na qual a forma de onda de um ruído aleatório passa em um dado intervalo de amplitude pode ser encontrado a partir da área sob a curva normal, utilizando tabelas, uma vez que:

$$p(y_1, y_2) = \int_{y_1}^{y_2} p(y) dy \quad (2.25)$$

Segundo Almeida (2007), os parâmetros estatísticos mais utilizados para detecção de danos no rolamento, através da análise de vibração, são o pico, RMS, fator de crista, fator de forma, fator de impulso, fator de defeito, pico a pico, fator de folga e Curtose. Estes parâmetros podem ser definidos para um sinal discreto e são formas tradicionais de se quantificar um sinal dinâmico.

O parâmetro pico é um valor medido de zero até o ponto mais alto da onda, e é útil na medida de respostas dos sistemas a choques mecânicos.

O valor RMS de um sinal com distribuição Gaussiana é igual ao desvio padrão do sinal, dada pela Equação 2.26.

$$s = RMS = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n x_i^2}{n-1} - \frac{n\bar{x}^2}{n-1}} \quad (2.26)$$

onde:

$n$  = número de amostras;

$\bar{x}$  = média aritmética;

$x_i$  =  $i$ -ésimo valor amostrado.

O fator de crista permite detectar falhas em rolamentos através de relações de amplitudes dos sinais de vibrações. É definido como a relação do valor do pico de vibração pelo valor de RMS medido dentro de uma banda de frequência.

$$Fator\ de\ Crista = \frac{pico}{RMS} \quad (2.27)$$

A curtose é uma medida de dispersão que caracteriza o “achatamento” da curva da função de distribuição. É definida como o quarto momento estatístico central normalizado pelo desvio padrão, na quarta potência, do sinal de vibração o quarto momento é representado pela Equação 2.28.

$$m^4 = \int_{-\infty}^{+\infty} [x(t) - \mu]^4 p(x) dx \quad (2.28)$$

E portanto, a curtose é dada por:

$$k = \left[ \frac{m}{\sigma} \right]^4 = \frac{1}{\sigma^4} \int_{-\infty}^{+\infty} [x(t) - \mu]^4 p(x) dx \quad (2.29)$$

onde:

- x(t) representa o sinal de vibração;
- $\mu$  é a média do sinal;
- p(x) é a densidade de probabilidade de x(t);
- $\sigma$  é o desvio padrão.

Este método utiliza a análise estatística para detectar falhas em rolamentos através do fator K. É baseado no sinal do domínio do tempo e usa-se o quarto momento central de um sinal, tomando a forma da Equação 2.30 quando discretizado:

$$k = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n \frac{[x(i) - \bar{x}]^4}{RMS^4} \quad (2.30)$$

Ainda conforme Almeida (2007) observa-se na prática que para  $K=3$  é o caso para um rolamento sem defeito e quando  $K>3$  tem-se defeitos correspondentes aos sinais em forma de pulso de curta duração.

Complementando o uso desta técnica na análise de vibração, Antonielli (1999) observa que ela mostra-se razoavelmente insensível às variáveis como velocidade de rotação e carga. Entretanto, os picos gerados no sinal de vibração podem ser causados por outros defeitos, como folga mecânica, atritos, lubrificação deficiente, cavitação, entre outros, sendo, portanto não suficiente para realizar um diagnóstico da falha.

## 2.6 CONCLUSÃO

Neste capítulo foi feita a revisão da literatura referente ao tema. Nota-se que a análise de vibração tem sido cada vez mais aplicada em sistemas de manutenção preditiva. O conhecimento teórico abordado e os estudos realizados na área indicam que sistemas de monitoramento on-line por análise

de vibração podem ser perfeitamente viáveis, permitindo a implementação de manutenção preditiva com custos reduzidos e de maneira eficaz.

As técnicas abordadas, quando aplicadas em conjunto, garantem a disponibilidade do sistema ao mesmo tempo em que o tornam economicamente viável. Através das técnicas de análise de frequência, observa-se que é possível realizar um diagnóstico com grau de precisão satisfatório sobre as causas de defeitos nos motores. A aquisição, amostragem e tratamento dos dados podem ser efetuados utilizando transdutores e placas de aquisição de baixo custo através da instrumentação virtual e programados utilizando a linguagem de programação visual disponibilizada pela ferramenta LabVIEW. Finalmente, para garantir um sistema de atuação eficaz, um pré-tratamento de dados deve ser aplicado durante o monitoramento, utilizando ferramentas estatísticas que permitam a correta interpretação dos dados amostrados.

Com base neste referencial teórico, juntamente com os dados do experimento mostrados no próximo capítulo e maior aprofundamento na plataforma LabVIEW, pretende-se elaborar um programa para a análise de vibrações, onde o sinal de aceleração será transformado em um sinal de velocidade, podendo assim aplicar os graus de severidade previstos na ISO2372, e a partir disso tomar decisões que envolvem desde a gravação de dados para o posterior diagnóstico, até enviar sinais para o desligamento do motor. Estes são os assuntos a serem abordados no capítulo 3.

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo serão descritos os materiais e métodos utilizados para a coleta dos dados.

#### 3.1 MATERIAIS UTILIZADOS

Os materiais e equipamentos utilizados para a coleta de dados são descritos nos itens a seguir.

##### 3.1.1 Motor de indução trifásico

O motor utilizado neste trabalho foi cedido pelo DAELT e encontra-se no laboratório B-003. Trata-se de um motor de indução trifásico da WEG com as seguintes características:

- Tipo: gaiola de esquilo
- Categoria: N
- Potência: 4 CV
- Frequência: 60 Hz
- Velocidade de rotação: 1720 RPM
- Tensão: 220/ 380 V
- Corrente: 11,1/ 6,43 A
- Relação corrente de partida/ corrente nominal ( $I_P/I_N$ ): 7,5
- Fator de potência: 0,82
- Peso: 32 kg

A máquina foi fixada em base metálica apoiada ao chão utilizando quatro amortecedores vibra-stop, impedindo a transferência de vibração para o solo e o conseqüente deslocamento da estrutura.



**Figura 3-1 – Vibra-stop utilizado na base metálica do motor**

#### 3.1.1.1 Rolamento

O rolamento dianteiro 6206-ZZ original do motor foi substituído por um rolamento novo da SKF.



**Figura 3-2 – Rolamento 6206-ZZ da SKF**

### 3.1.1.2 Tampa

As medições foram realizadas no primeiro momento com a tampa original do motor WEG e posteriormente com uma tampa similar (100-TD). Esta tampa teve a parte interna usinada de modo a aumentar o diâmetro interno da circunferência onde o rolamento é acoplado. O acréscimo no diâmetro foi de 0,01 mm.



Figura 3-3 – Tampa com folga no rolamento

### 3.1.1.3 Arruelas

Para simulação do desbalanceamento foram utilizadas arruelas, que foram posicionadas em um parafuso que atravessava um dos orifícios do disco. Cada arruela foi identificada e pesada para avaliar a uniformidade de massa entre elas.



**Figura 3-4 – Arruelas utilizadas para simulação de desbalanceamento**

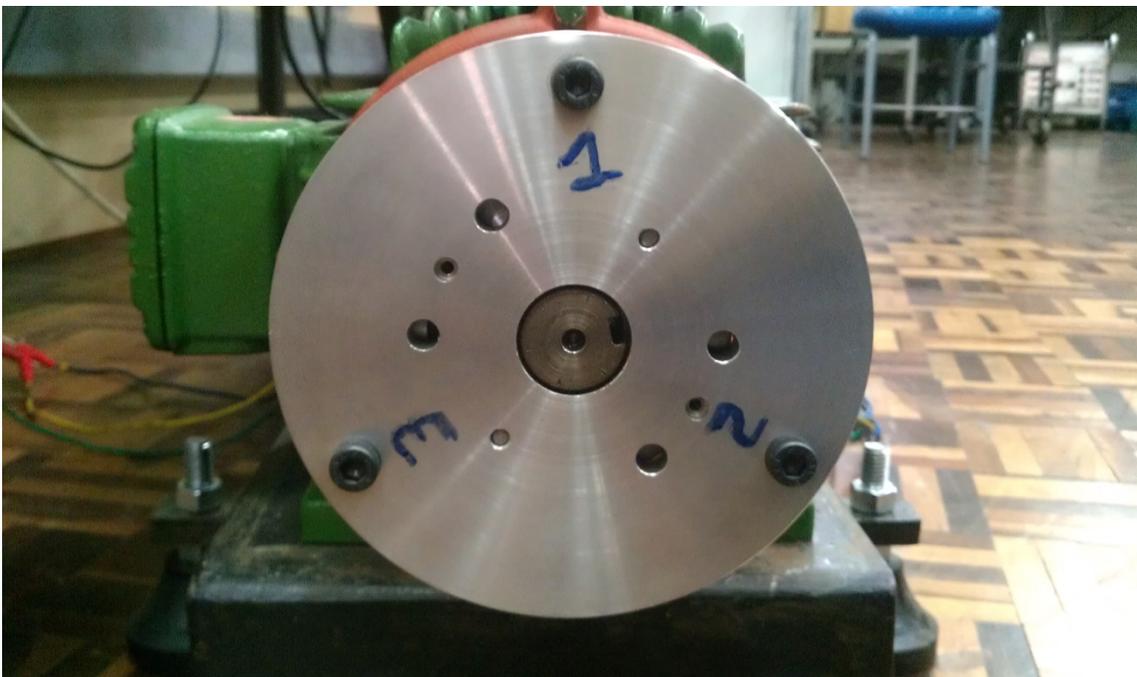
ARRUELA	PESO (mg)	Desvio da média
1	1,84	2,44%
2	1,79	5,09%
3	2,01	-6,57%
4	1,74	7,74%
5	2,03	-7,64%
6	2,04	-8,17%
7	1,78	5,62%
8	1,93	-2,33%
9	1,74	7,74%
10	1,96	-3,92%
MÉDIA:		1,886
DESVIO PADRÃO:		12,13%

**Tabela 3-1 – Pesagem das arruelas utilizadas para simulação de desbalanceamento**

#### 3.1.1.4 Disco

Foi utilizado um disco metálico com três furos simétricos, usinado de modo que pudesse ser acoplado ao eixo do motor e assim permitir a alteração de balanceamento de massa transpassando um parafuso e inserindo gradualmente as arruelas.

Apesar dos furos serem concêntricos e eqüidistantes, as possíveis imperfeições estruturais do motor, e do próprio material do disco poderiam fazer com que os resultados variassem de uma posição à outra. Desta forma, eles foram numerados de 1 a 3 e foi definido que o número 1 seria utilizado em todas as medições com desbalanceamento, excluindo assim a possibilidade de haver alguma interferência entre as medições devido à mudança de posição no desbalanceamento. Para a simulação, inseriram-se parafusos e porcas nos orifícios 1 ao 3, de modo a obter um corpo sem desbalanceamento, e desta forma, garantir que a contribuição para o desbalanceamento seria apenas por parte das arruelas.



**Figura 3-5 – Disco metálico acoplado ao eixo**

### 3.1.2 Analisador de vibração Teknikao

O Sistema Digital de Análise de Vibrações (SDAV) da Teknikao é composto por um módulo de medição com quatro canais, podendo ser utilizados até quatro sensores simultaneamente; um sensor de vibração (acelerômetro) e o software de análise a ser instalado em um microcomputador. O equipamento é alimentado através de um conjunto de baterias recarregáveis, acompanhado do carregador. Os dados de vibração são coletados através do sensor e mostrados na tela do software.



**Figura 3-6 – Analisador de vibrações da Teknikao com quatro canais**

#### 3.1.2.1 Sensor de vibração

O sensor utilizado para realizar as medições com o SDAV da Teknikao foi o acelerômetro industrial HS-100 da Hansford Sensors, que possui as seguintes características:

- Conector: MS 2 pinos

- Sensibilidade: 100 mV/g  $\pm$  10%
- Resposta em frequência: 2 Hz a 10 kHz  $\pm$  5% a 80 Hz
- Limites de medição:  $\pm$  80 g
- Sensibilidade transversal: menor que 5%

A característica de sensibilidade transversal dos acelerômetros refere-se a eventuais sinais de saída ocasionados por acelerações que ocorrem em direções diferentes às do eixo ao qual o sensor é projetado para medir.



**Figura 3-7 – Sensor acelerômetro HS-100**

### 3.1.2.2 Software

O software desenvolvido pela Teknikao, disponibilizado juntamente com o aparelho, possui algumas opções de medição além da vibração (aceleração), como velocidade e envelope – técnica de tratamento de sinais para detecção de defeitos em rolamentos.

Antes de realizar as medidas é necessário ajustar as linhas de medição (resolução), frequência e a média. Este último parâmetro define quantos ciclos deverão ser amostrados para realizar a média, que será então exibida como valor final. Os dados são então mostrados na janela do respectivo canal de medição. Os gráficos podem ser visualizados tanto no domínio do tempo quanto da frequência.

### 3.1.3 Placa de aquisição National Instruments

Para a realização das medições através da plataforma LabVIEW, foi utilizada a placa de aquisição NI USB 6008 com as seguintes características:

- 8 entradas analógicas
- 2 saídas analógicas
- Resolução de entrada analógica: 12 bits
- Máxima resolução de amostragem: 10 kS/s compartilhados entre canais
- Tensão de operação:  $\pm 10$  V



Figura 3-8 – Placa de aquisição NI USB 6008

### 3.1.4 Plataforma LabVIEW

A versão da plataforma LabVIEW utilizada para aquisição dos dados a partir da placa NI USB 6008 e desenvolvimento do software de medição e monitoramento foi a 2009.

### 3.1.5 Sensor IRD 970

Para aquisição de dados utilizando a placa NI USB 6008 foi utilizado o sensor IRD 970 com as seguintes características:

- Conector: MS 4 pinos
- Sensibilidade: 50 mV/g  $\pm$  10% a 100 Hz
- Resposta em frequência: 5 a 3000 kHz  $\pm$  10%
- Limites de medição: 0,001 g a 70 g
- Sensibilidade reversa: 5% em média
- Alimentação: +8 a +15 VDC e -8 a -15 VDC



**Figura 3-9 – Sensor IRD 970**

Para alimentar o sensor e transferir os dados de aquisição à placa da NI USB 6008 foi utilizado um circuito auxiliar composto por duas baterias alcalinas de 9 V e um conversor MS – Jack P2. A partir do conector de saída P2 conectou-se um cabo paralelo de cobre 4 mm para conexão com os terminais da placa.



**Figura 3-10 – Alimentação e conversão de conectores do sensor IRD 970**

### **3.2 MÉTODOS**

A etapa de aquisição de dados foi realizada com o objetivo de coletar amostras de vibração e velocidade em diferentes situações operacionais do motor. São elas:

- 1) Motor com tampa original, rolamento bom, sem desbalanceamento de massa no eixo;
- 2) Motor com tampa original e rolamento defeituoso, sem desbalanceamento;
- 3) Motor com tampa original e rolamento defeituoso, com desbalanceamento;
- 4) Motor com tampa folgada e rolamento bom, sem desbalanceamento;

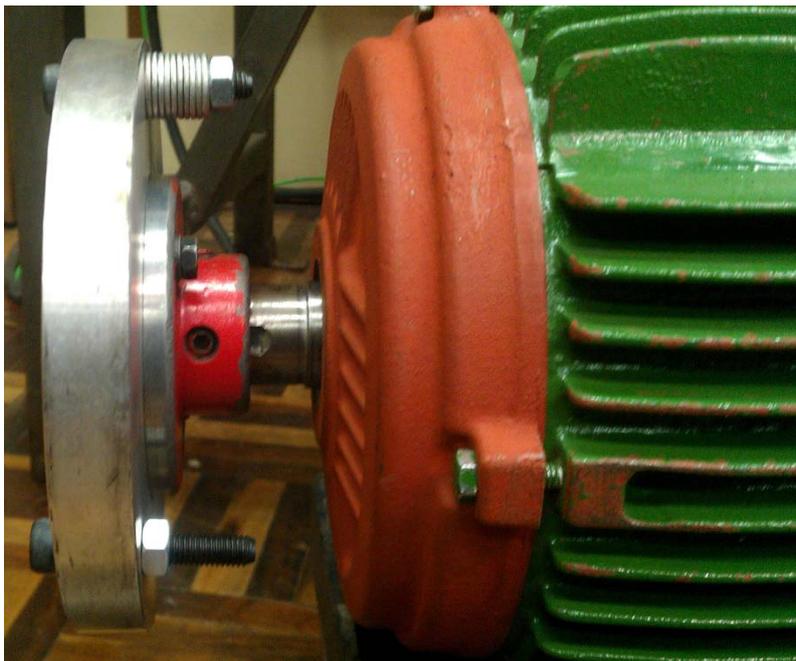
5) Motor com tampa folgada e rolamento bom, com desbalanceamento.

Primeiramente foi realizada a aquisição dos dados sem desbalanceamento de massa no eixo do motor, seguindo os passos descritos a seguir:

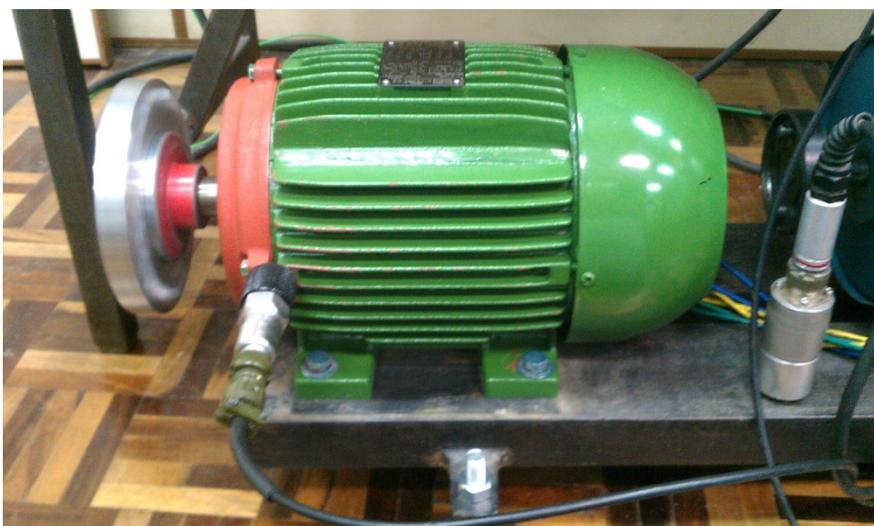
- Acionamento do motor em estrela, para limitar a corrente de partida;
- Posicionamento do sensor HS sobre a carcaça do motor, perpendicular ao solo;
- Aquisição de dados com o equipamento Teknicao;
- Substituição do sensor HS pelo sensor IRD 970 sobre a carcaça do motor, na mesma posição;
- Aquisição de dados com a placa NI USB 6008

Para as medições utilizando desbalanceamento de carga, o mesmo procedimento foi adotado, adicionando um passo anterior ao acionamento do motor. Este passo corresponde à inserção da primeira arruela no parafuso do orifício 1 do disco acoplado.

Após a realização das medições, desligava-se o motor e inseria-se a arruela seguinte. O processo foi repetido sucessivamente até se obterem os dados correspondentes ao desbalanceamento provocado por todas as arruelas.



**Figura 3-11 – Disco com desbalanceamento de 10 arruelas e tampa com folga**



**Figura 3-12 – Aquisição de dados com o sensor HS-100**

Os parâmetros utilizados para a realização das medições são descritos nos itens a seguir.

### 3.2.1 Sistema Digital de Análise de Vibração Teknikao

Para a aquisição de dados com o equipamento da Teknicao foram utilizados os seguintes parâmetros:

- Linhas (número de amostras): 8193 (máximo permitido pelo aparelho);
- Taxa de amostragem: 12,5 kHz
- Freqüência máxima: 5 kHz;
- Média: a cada 4 ciclos;
- Número de amostragens: 3;
- Dados aquisitados: aceleração e velocidade

### 3.2.2 Plataforma LabVIEW

Para a aquisição de dados com a placa de aquisição NI USB 6008 foram utilizados os seguintes parâmetros no desenvolvimento do programa em LabVIEW:

- Linhas (número de amostras): 8193;
- Taxa de amostragem: 5 kHz (metade da capacidade de aquisição da placa, de acordo com o critério de Nyquist);
- Freqüência máxima: 5 kHz;
- Média: não implementada;
- Número de amostragens: 12;
- Dados aquisitados: aceleração e velocidade

## 4 ANÁLISE DE VIBRAÇÃO VIA LABVIEW

Com a finalidade de verificar se o módulo de aquisição de dados fabricado pela National Instruments, DAQ6008 é capaz de coletar dados de vibração com precisão suficiente para que seja feita a análise de defeitos em motores elétricos trifásicos de indução, foi elaborado um programa utilizando a plataforma Labview. Este programa tem por objetivo monitorar a vibração, exibindo os dados coletados em gráficos do sinal no domínio do tempo e da frequência, mostrar o valor eficaz em *displays* numéricos, e com base nesse valor determinar a condição de vibração do motor conforme a norma ISO 2372. O programa permite exportar os dados do sinal amostrado em formato *xls* (Microsoft Excel), para que os dados possam ser armazenados e facilmente copiados para diversas ferramentas de análise como o *software* Matlab. Este capítulo mostrará os métodos e recursos utilizados dentro da plataforma Labview para a elaboração deste programa e a aquisição de dados através dele.

### 4.1 PAINEL FRONTAL

O painel frontal conforme é denominado no Labview a parte de comunicação entre o programa e o usuário, é uma interface gráfica exibida em uma janela onde o usuário poderá realizar comandos e visualizar os dados processados pelo programa. O objetivo neste sistema de monitoração é permitir ao usuário visualizar gráficos no domínio do tempo e da frequência, em aceleração ou velocidade, mostrando também os valores RMS e o estado do motor (conforme a norma ISO2372), junto com as características do sinal como número de amostras e taxa de amostragem.

O painel frontal permite ao usuário definir se o sinal visualizado nos gráficos é na grandeza aceleração ou velocidade, selecionar qual é o tipo de máquina enquadrada na ISO2372 e qual será o intervalo de tempo em que o

programa exportará os dados monitorados automaticamente caso o nível de vibração seja maior que o considerado como bom para o grupo selecionado. A interface possui botões para salvar os dados manualmente e para interromper o funcionamento do programa.

A Figura 4-1 mostra a interface do programa. Na parte central superior pode ser observado o gráfico do sinal no domínio do tempo enquanto na parte central inferior pode ser observado o gráfico no domínio da frequência, na direita da figura encontram-se os *displays* numéricos e os botões de comando.

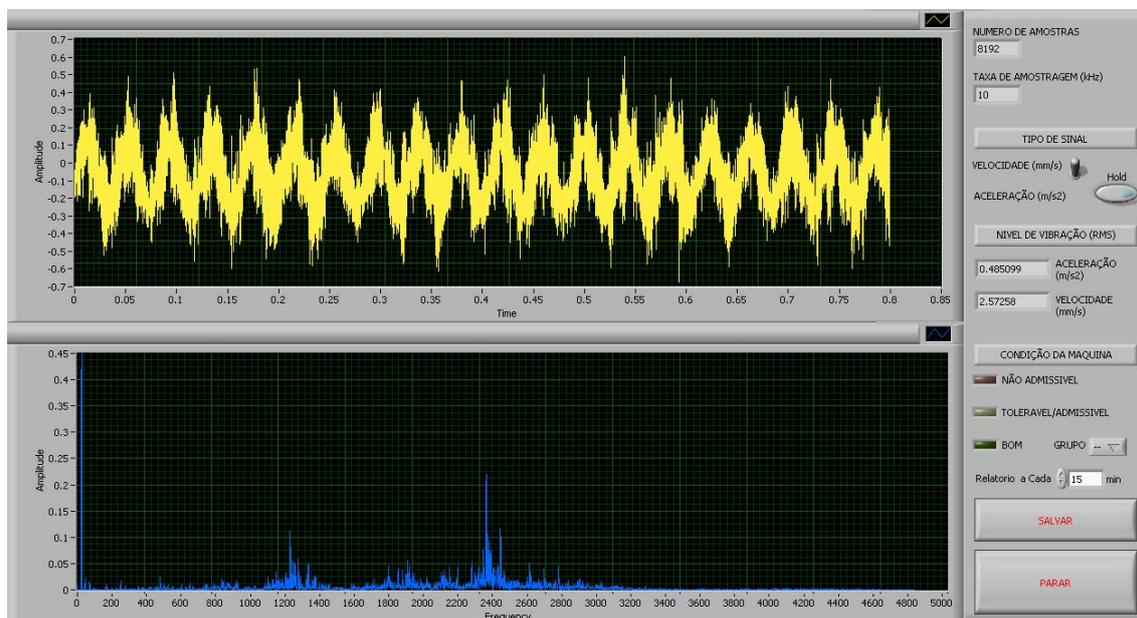


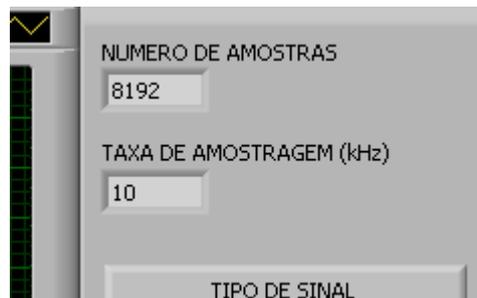
Figura 4-1 - Interface gráfica do programa

A seguir será descritos os detalhes de funcionamento e operação de cada uma dos componentes existentes na interface do programa.

#### 4.1.1 Numero de amostras e taxa de amostragem

Na porção superior esquerda do painel de controle, estão localizados os indicadores de numero de amostras e taxa de amostragem conforme mostra a Figura 4-2. A cada ciclo do programa é utilizado um numero finito de amostras para representar o sinal, este é o valor exibido no *display* numérico. A

freqüência com a qual é amostrado o sinal pela DAQ 6008 é exibida em kHz no campo taxa de amostragem. Ambos os valores são obtidos pela análise do sinal de aceleração, e devido ao componente utilizado para configurar a aquisição de dados no Labview, podem apenas ser alterados no diagrama de blocos.



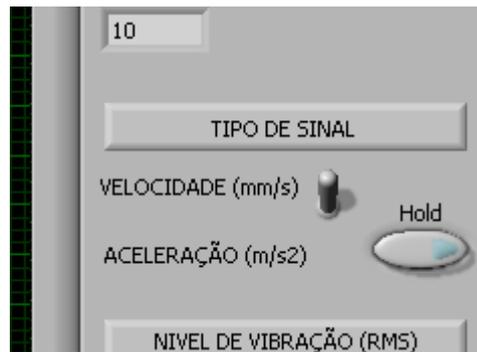
**Figura 4-2 - Número de amostras e taxa de amostragem no painel frontal**

#### 4.1.2 Tipo de sinal

No campo tipo de sinal pode ser selecionado qual o tipo de sinal a ser exibido nos gráficos. Uma chave com retenção é utilizada para tal fim, quando na posição inferior são exibidos os gráficos no tempo e freqüência do sinal de aceleração, quando na posição superior são exibidos os sinais de velocidade.

O processamento dos sinais ocorre independentemente do sinal selecionado para ser exibido assim esta seleção não interfere em outras funcionalidades do programa como, por exemplo, o cálculo de condição da máquina. A Figura 4-3 mostra o campo mencionado neste item.

No lado direito da chave de seleção de tipo de sinal há um botão denominado *Hold* cuja finalidade é manter fixo, o grupo de amostras processadas. Quando o botão *Hold* é pressionado o programa deixa de atualizar as amostras coletadas e passa a trabalhar com o grupo coletado no ciclo em que o botão foi pressionado. Esta opção facilita a visualização principalmente da forma de onda do sinal no tempo e também valores que variem constantemente no tempo.



**Figura 4-3 - Seleção de tipo de sinal**

Apesar de ser utilizado apenas um botão, a seleção entre o sinal em tempo real e estático entre aceleração e velocidade ocorre de forma independente, para evitar distorções durante a integração do sinal. Outra vantagem desta opção é garantir que o sinal salvo possui as mesmas amostras que o sinal exibido nos gráficos, uma vez que com a exceção da integração e dos ganhos de sinal, todas as outras operações são feitas com o grupo de amostras fixo. Deve haver cautela com o uso desta função, pois o estado da máquina também não será atualizado até que a opção *Hold* seja desativada.

#### 4.1.3 Nível de vibração

A Figura 4-4 mostra o campo do painel de controle onde são exibidos os níveis de vibração RMS de aceleração e velocidade, em  $m/s^2$  e  $mm/s$  respectivamente. Os valores são exibidos em tempo real desde que a opção *Hold* não esteja ativada e os valores exibidos independem do tipo de sinal selecionado.

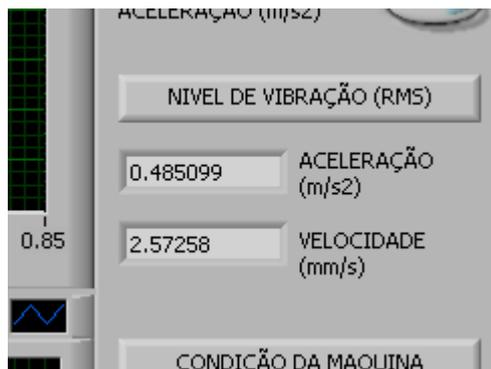


Figura 4-4 – Nível de vibração exibido no painel frontal

#### 4.1.4 Condição da máquina

O programa pode monitorar a condição da máquina quanto ao nível de vibração. Segundo a norma ISO2372 as máquinas possuem quatro níveis de vibração conforme o valor RMS da velocidade, bom, tolerável admissível e não admissível. Foram utilizados três *LEDs* para indicar a condição do motor, onde o *LED* verde indica que a condição é boa, amarelo indica tolerável ou admissível e vermelho indica não admissível. Os valores utilizados para determinar essas condições variam conforme o grupo da máquina. Este pode ser selecionado através do menu que se encontra a direita do *LED* verde conforme a Figura 4-5 Neste menu a monitoração de condição da máquina pode também ser desativada.

A monitoração de condição da máquina salva automaticamente um relatório caso a condição não esteja no considerado bom pela ISO2372. O relatório salvo em formato *x/s* (Microsoft Excel), contem todas as amostras do ciclo do programa junto com os valores RMS, ambos na forma de aceleração e velocidade. O intervalo de tempo em que um relatório é salvo pode ser configurado no campo “Relatório a Cada”, onde o intervalo é definido em minutos, sendo que o tempo mínimo que pode ser configurado é de 30 segundos e o padrão é de 15 minutos. O relatório não será salvo caso a monitoração de condição da máquina seja desativada. O relatório pode ser obtido manualmente caso o botão salvar seja pressionado, neste caso o

programa Microsoft Excel será aberto e o arquivo deverá ser salvo manualmente.



Figura 4-5 – Condição da máquina exibida no painel frontal

## 4.2 DIAGRAMA DE BLOCOS

A programação na plataforma Labview é executada através de uma interface gráfica no diagrama de blocos, onde cada bloco denominado VI (*Virtual Instrument*) representa um componente do Labview sendo responsável por uma determinada função.

O funcionamento do programa de monitoração de vibração é contínuo, assim foi criado um laço (*while*) para o funcionamento em ciclos. O laço é interrompido por uma determinada condição de parada, que neste caso é o acionamento do botão parar.

A Figura 4-6 mostra uma visão geral da estrutura do programa. Para facilitar a visualização grupos de blocos que possuem mesma função foram agrupados em um único bloco (*sub-VI's*), adiante será mostrado o diagrama de cada uma destas sub-VI's. Na parte superior do diagrama da Figura 4-6, concentram-se os componentes que utilizam o sinal de velocidade, na parte inferior os que utilizam o sinal de aceleração e na porção central os que utilizam ambos os sinais.

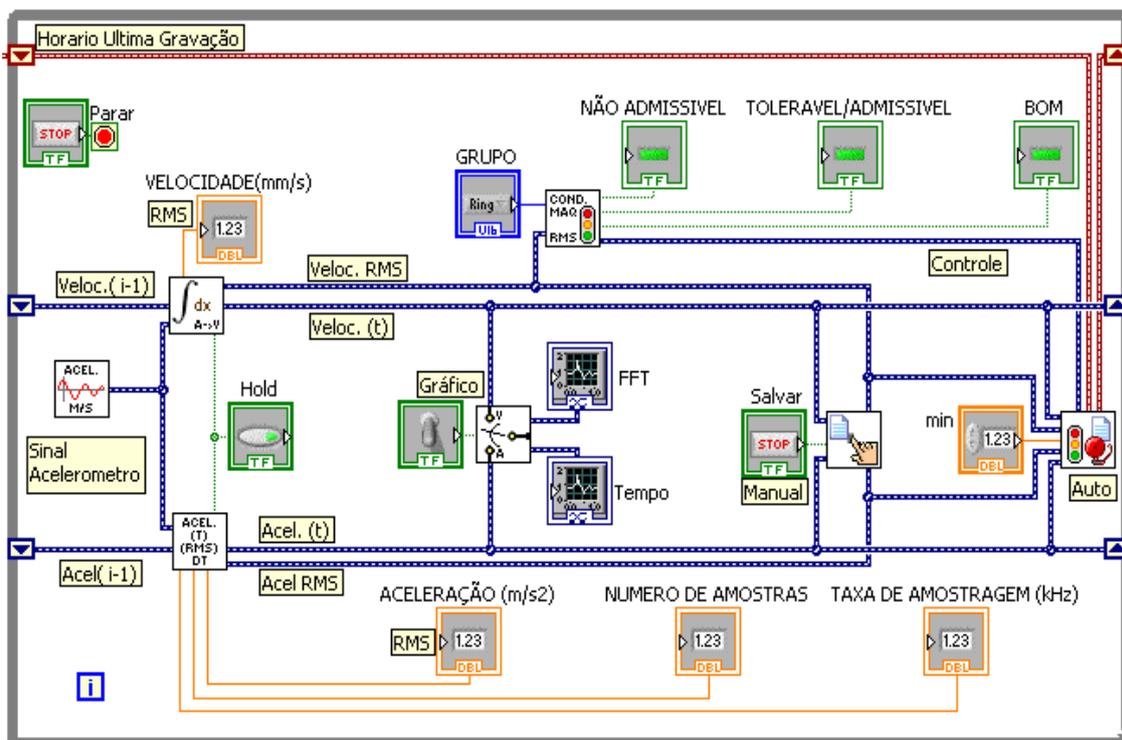


Figura 4-6 – Monitoração de Vibração, diagrama de blocos

Na estrutura são utilizados os denominados *shift registers* cuja finalidade é enviar dados de um ciclo para serem utilizados em outro. Utiliza esta função os sinais de velocidade e aceleração em função do tempo, permitindo que quando a função *Hold* é ativada o programa trabalhe sempre com o mesmo grupo de dados em todos os ciclos, mantendo uma exibição estática. O relatório gerado automaticamente conforme a condição da máquina, também utiliza os *shift registers* para contar o tempo decorrido desde a última gravação.

Nos tópicos seguintes será analisado com maior nível de detalhamento cada sub-vi criada.

#### 4.2.1 Aquisição do sinal

A primeira etapa de um ciclo do programa está na aquisição do sinal, a Figura 4-7, mostra a posição do bloco no diagrama principal.

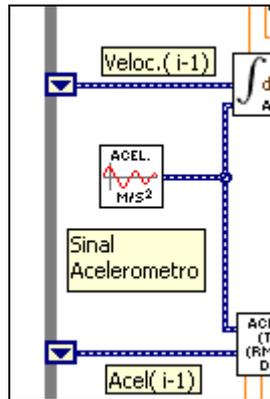


Figura 4-7 – Aquisição do sinal no diagrama principal

O sinal proveniente de um acelerômetro é enviado em  $m/s^2$  para os blocos de velocidade e aceleração.

Foi utilizado para a aquisição uma das entradas analógicas da DAQ6008, a taxa de amostragem escolhida foi 10kHz para utilizar a capacidade máxima do módulo de aquisição. Foram escolhidas 8192 amostras por ciclo para igualar ao número de amostras utilizadas pelo equipamento de referencia da Teknikao.

De acordo com o manual do fabricante do sensor, o sinal adquirido possui a relação de 50mv/G, assim o sinal deve ser multiplicado por 196,2 para que se tenha a aceleração em  $m/s^2$ , conforme pode ser observado na Figura 4-8.

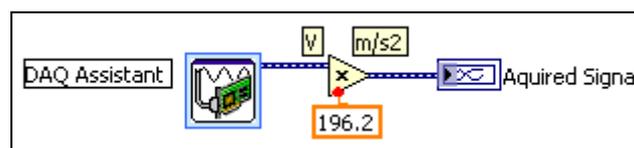


Figura 4-8 - Detalhamento da sub-vi de aquisição de sinal

#### 4.2.2 Tratamento do sinal de velocidade

Segundo Girdhar e Scheffer (2004, pg. 14), a aceleração é obtida pela derivação da velocidade, logo o processo inverso deverá ser executado para transformar o sinal de aceleração proveniente da aquisição em velocidade, sendo esta a função principal deste bloco. A *sub-VI* recebe também o sinal de

velocidade do ciclo anterior e seleciona entre este e o sinal amostrado em tempo real conforme o estado do botão *Hold*. A partir do sinal selecionado o bloco calcula o valor em RMS e o exibe em um *display* numérico. Na saída são disponibilizados os sinais de velocidade no tempo e em RMS para o resto do programa. A posição da *sub-VI* no diagrama principal pode ser observada na Figura 4-9.

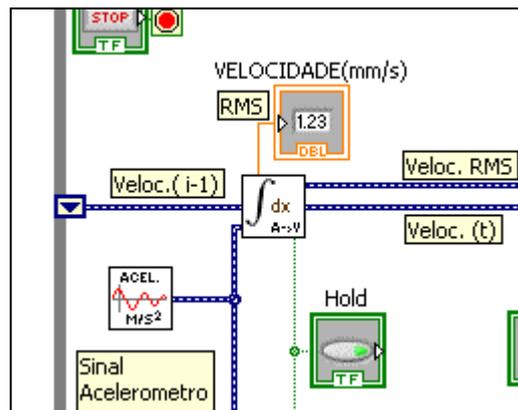


Figura 4-9 – Bloco de velocidade no diagrama principal.

A Figura 4-10 e a Figura 4-11 mostram o detalhamento da sub-vi de tratamento do sinal de velocidade, com a opção *Hold* desativada e ativada respectivamente. O sinal de aceleração proveniente do bloco de aquisição passa pela integração cuja fórmula é  $y_i = y_{i-1} + x_i dt$ , de acordo com a documentação do Labview. Porém o processo de integração gera uma componente de corrente contínua no sinal e, de acordo com Girdhar e Scheffer (2004, pg. 14), a vibração é um movimento periódico e harmônico, sendo assim uma componente em frequência nula não possui sentido físico na vibração.

Para eliminar a componente e corrente contínua, foi aplicado um filtro passa alta na saída do integrador. O filtro utiliza a topologia Chebysev inversa, possui frequência de corte em 1 Hz, e ordem 16. O filtro foi configurado de modo a eliminar a componente em corrente contínua, distorcendo o mínimo possível a parte oscilatória.

O sinal filtrado recebe um ganho de 1000 para converter m/s em mm/s, assim o sinal adquirido em tempo real possui a mesma grandeza do sinal recebido do ciclo anterior, por este motivo a seleção entre os dois sinais é feita nesse ponto.

Tendo selecionado o sinal, é calculado o seu valor RMS, sendo este enviado a um *display* e disponibilizado junto com o sinal no tempo para as outras etapas do programa.

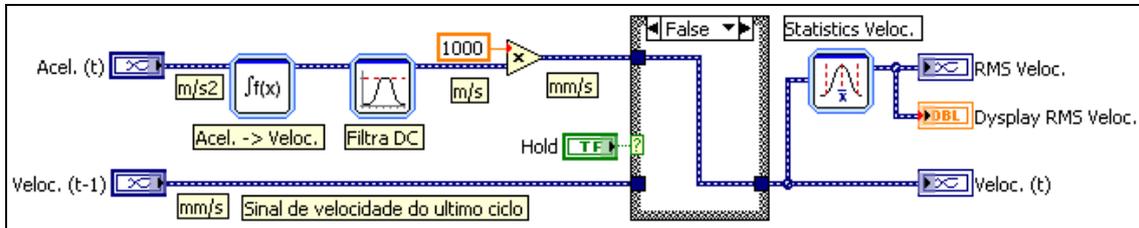


Figura 4-10 - Detalhamento da sub-vi de velocidade (Hold Desativado)

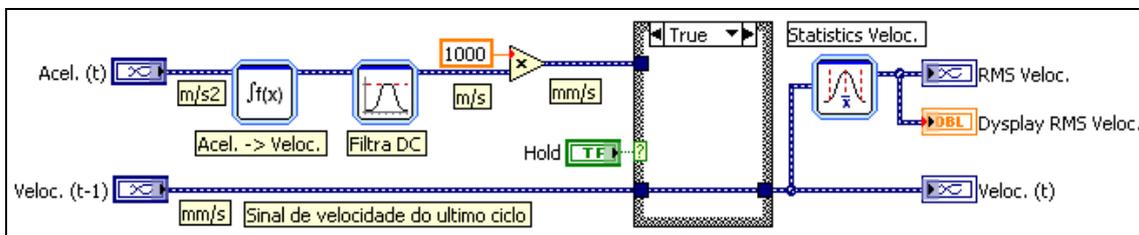


Figura 4-11 - Detalhamento da sub-vi de velocidade (Hold Ativado)

#### 4.2.3 Tratamento Sinal de Aceleração

A finalidade desta *sub-VI*, cuja ligação pode ser observada na Figura 4-12 é selecionar entre o sinal de aceleração amostrado e o sinal do ciclo anterior, e a partir do sinal selecionado determinar o valor RMS, o numero de amostras do sinal no ciclo atual do programa e sua taxa de amostragem, sendo os três mostrados em seus respectivos *displays* numéricos, representados no diagrama de blocos conforme a Figura 4-13. A *sub-VI* disponibiliza para o resto do programa o sinal de aceleração no tempo e o respectivo valor em RMS.

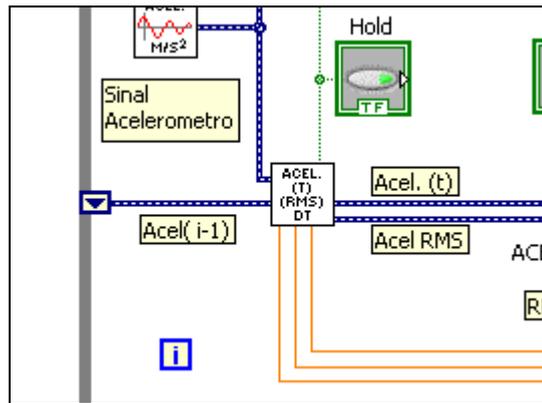


Figura 4-12 - Bloco de aceleração no diagrama principal

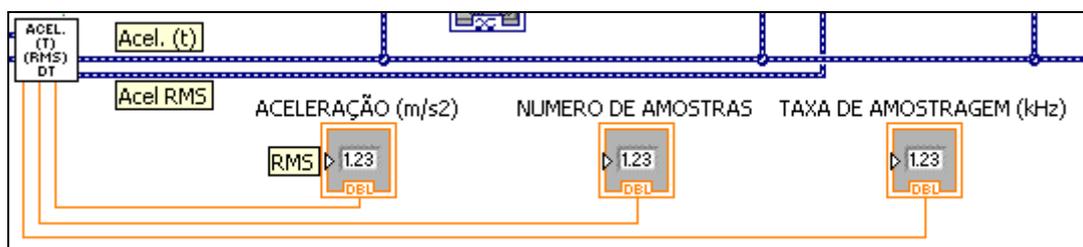


Figura 4-13 - Displays numéricos do bloco de aceleração

A primeira etapa é selecionar o sinal de acordo com a opção *Hold*. Se o botão *Hold* está desativado (Figura 4-14), o sinal utilizado é o sinal em tempo real, se a opção *Hold* estiver ativada (Figura 4-15) é utilizado o sinal do ciclo anterior.

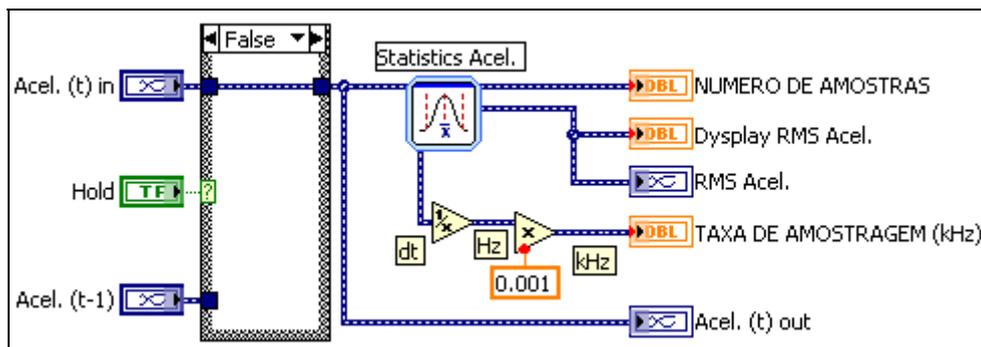


Figura 4-14 - Detalhamento da sub-vi de aceleração (Hold desativado)

Após a escolha, é calculado o valor RMS do sinal escolhido junto com o período de amostragem e número de amostras contidas no sinal. O período em segundos é convertido em kHz, e os valores são disponibilizados para o restante do programa.

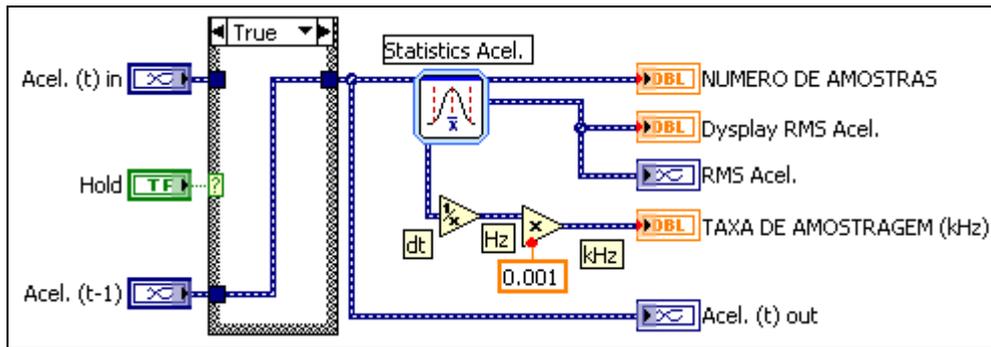


Figura 4-15 - Detalhamento da sub-vi de aceleração (Hold Ativado)

#### 4.2.4 Exibição dos gráficos

Os gráficos são exibidos conforme a grandeza selecionada, desse modo o bloco de gráficos seleciona um dos sinais aplicados em sua entrada (Aceleração ou Velocidade) e realiza a FFT (*Fast Fourier Transform*) do sinal, disponibilizando-o no domínio do tempo e no domínio da frequência, para serem exibidos nos gráficos. A posição deste bloco no diagrama principal pode ser verificada na Figura 4-16.

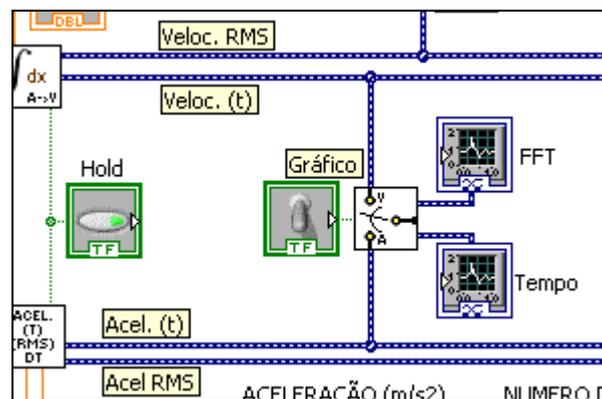


Figura 4-16 – Geração dos gráficos no diagrama principal

As Figura 4-17 e Figura 4-18 mostram o diagrama desta sub-vi, quando é selecionado o sinal de velocidade e aceleração respectivamente.

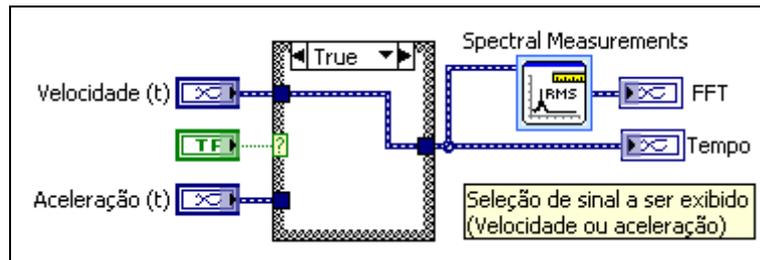


Figura 4-17 - Detalhe da sub-vi de geração de gráficos (Condição Verdadeira)

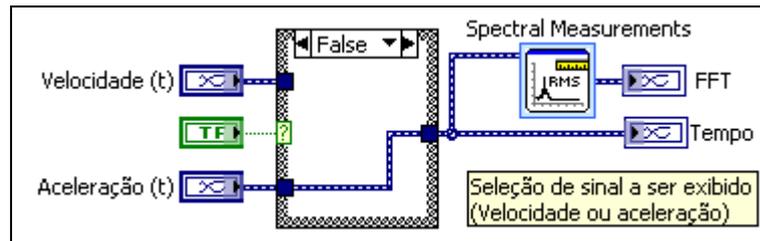


Figura 4-18 - Detalhamento da sub-vi de geração de gráficos (Condição Falsa)

Uma vez selecionado o sinal, a FFT é executada utilizando o método de janelamento Blackman-Harris, e exibindo o valor em RMS para cada frequência.

Terminada a execução, é disponibilizado para o restante do programa o sinal selecionado no domínio do tempo e o sinal resultante do processo de janelamento.

#### 4.2.5 Relatório gerado manualmente

Quando o botão salvar é pressionado, um relatório com as amostras dos sinais de velocidade e aceleração no tempo e seus respectivos valores em RMS, é gerado e exportado para o software Microsoft Excel. Assim a *sub-vi* de relatório manual tem como entrada todos os parâmetros contidos no relatório citados anteriormente, conforme pode ser observado na Figura 4-19. Quando o valor do botão salvar for verdadeiro, o relatório será gerado.

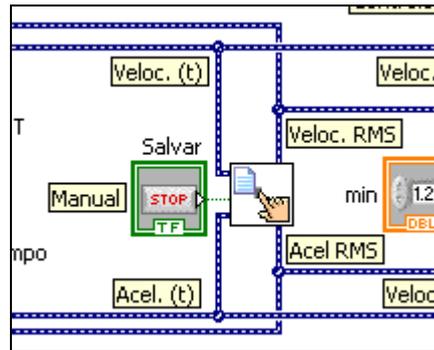


Figura 4-19 – Relatório manual no diagrama de blocos

A Figura 4-20 e a Figura 4-21 mostram o detalhe da sub-vi de relatório manual, sendo que a primeira ocorre quando a condição é verdadeira (botão Salvar pressionado), e a segunda quando é falsa. Se a condição for falsa nenhuma operação é executada, se for verdadeira um relatório é gerado através do bloco *MS Office Report*.

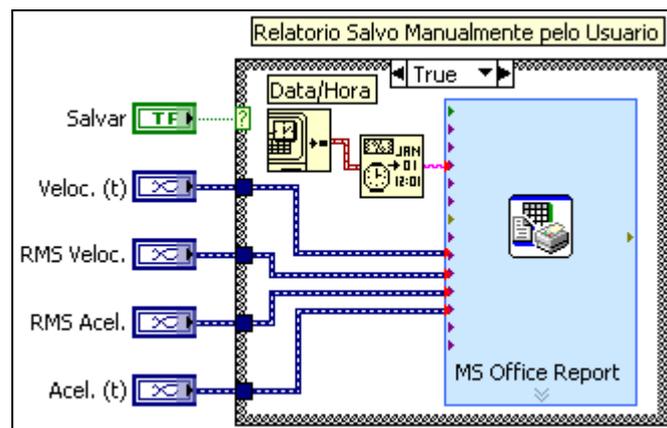


Figura 4-20 - Esquema de sub-vi de relatório manual (Condição Verdadeira)

No relatório os sinais fornecidos a essa sub-vi são salvos. Também é capturada a informação de data e hora do sistema inseridos na entrada *Comments*, enquanto os valores no tempo são inseridos na entrada *Table data*, e os valores RMS na entrada *Title*, utilizando o índice 1 para velocidade e o índice 2 para aceleração.

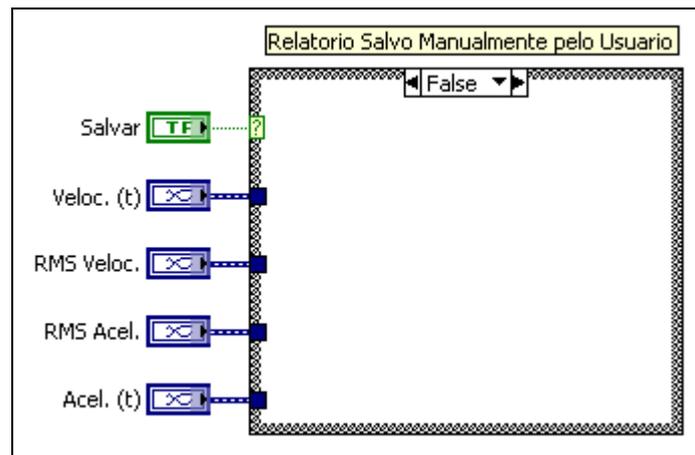


Figura 4-21 - Esquema de sub-vi de relatório manual (Condição Falsa)

O Labview irá exibir o relatório abrindo o programa *Microsoft Excel*, e se desejado guardar os dados, o arquivo deve ser salvo manualmente dentro da opções deste programa.

#### 4.2.6 Monitoração de condição da máquina

Conforme a norma ISO 2372, a monitoração de condição da maquina é feita em função do valor RMS da velocidade e do grupo ao qual pertence a maquina, sendo estes dois parâmetros as entradas da *sub-vi* de condição da maquina, conforme pode ser observado na Figura 4-22. Ao comparar a velocidade em RMS com os valores determinados pela norma, a *sub-vi* determina qual é a condição da maquina, tornando verdadeira a saída correspondente e assim ativando o LED adequada no painel frontal. Também é emitido um sinal de controle para a *sub-vi* de relatório automático caso a condição seja tolerável, admissível ou não admissível. Caso no menu de grupo tenha sido selecionada a opção de desativado, a *sub-vi* de monitoração de condição da maquina irá manter todas as saídas como falsas independentemente do valor RMS, assim todas os LEDs ficaram apagadas e o relatório automático não será executado.

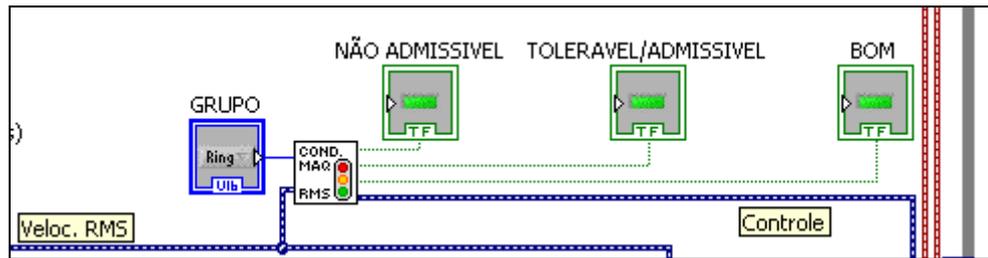


Figura 4-22 – Sub-vi de condição da máquina no diagrama principal

Para fazer as comparações foi utilizada uma estrutura *case* associada ao seletor de grupo, e um bloco *Comparison* por condição, e um para o sinal de controle do relatório automático. A Figura 4-23 mostra as regras utilizadas para cada uma das condições e para o sinal de controle para o caso do grupo K, onde  $x$  é o valor da velocidade em RMS. Os valores utilizados nas regras de cada condição foram baseados na norma ISO2372, e a regra do sinal de controle é a união das regras tolerável/admissível e não tolerável, para que o relatório seja gerado nas duas condições. Para os demais grupos apenas os valores numéricos de comparação são alterados.

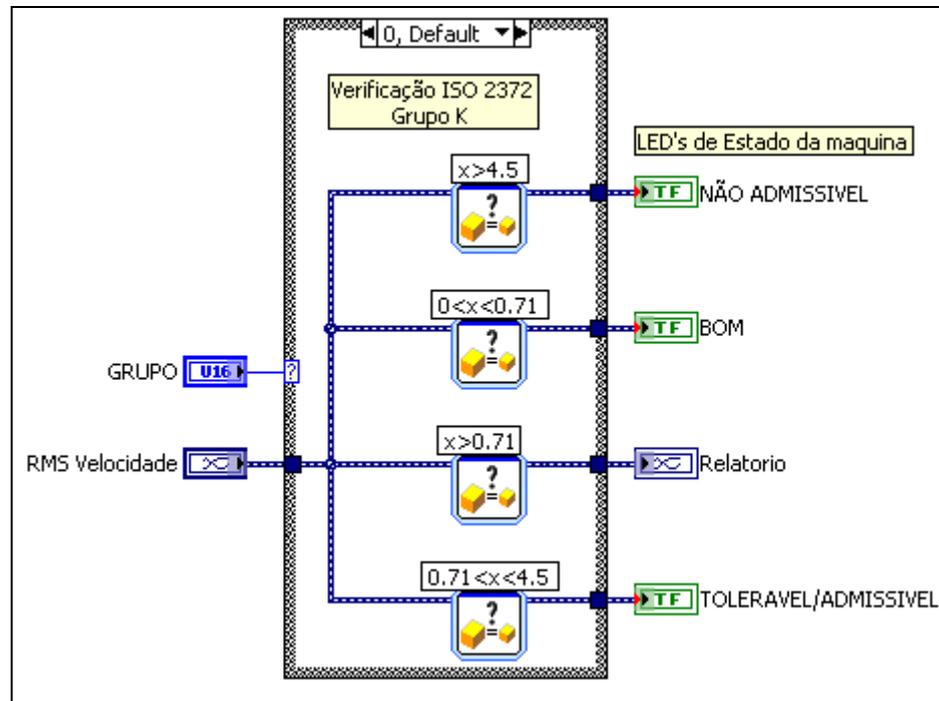
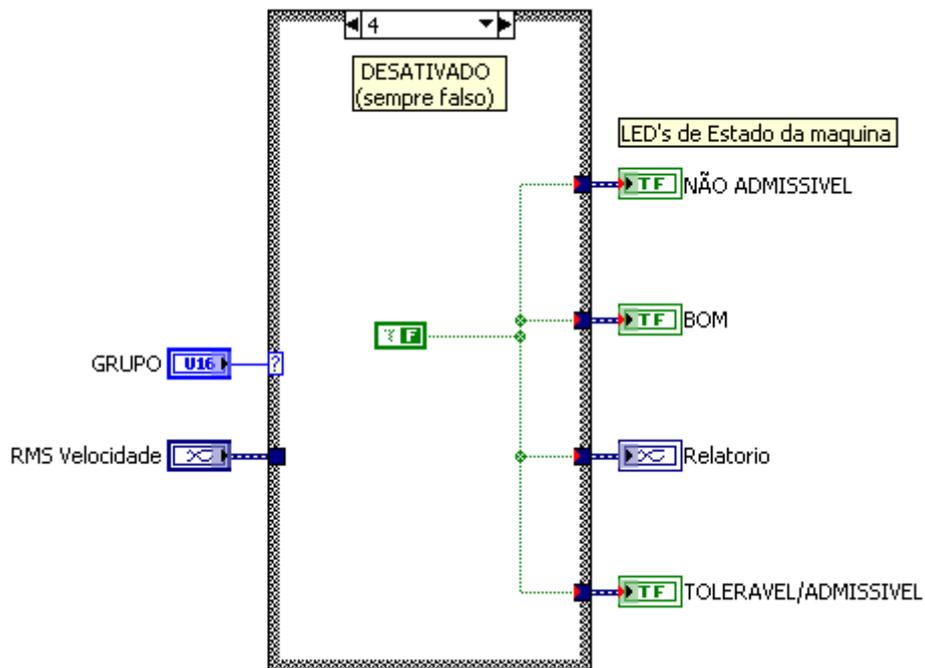
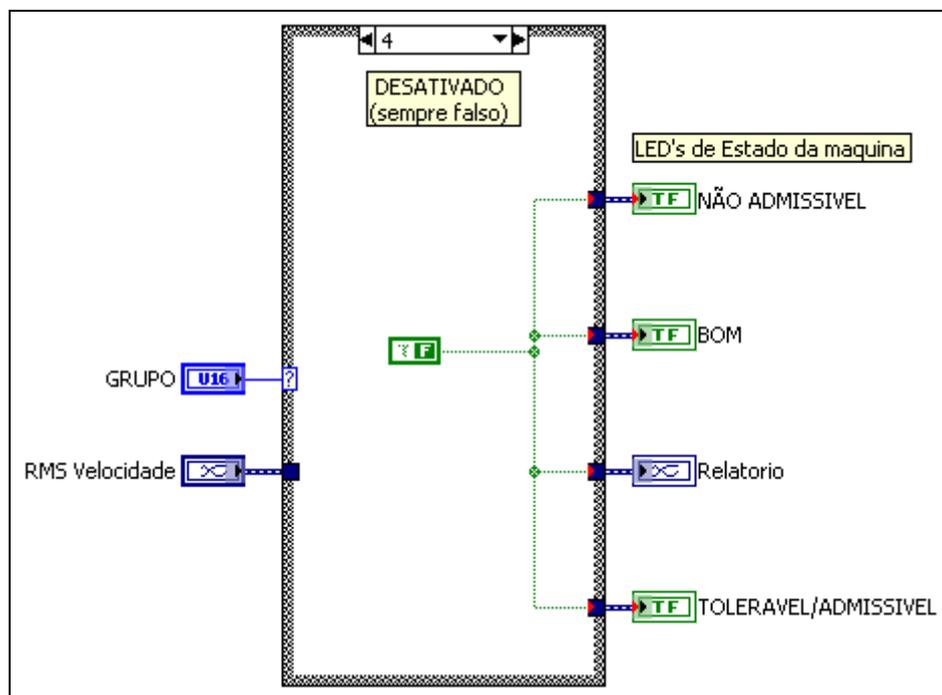


Figura 4-23 - Detalhamento sub-vi de monitoração de condição (Ativada)



**Figura 4-24 - Detalhamento sub-vi de monitoração de condição (Desativada)**

Caso a opção desativado seja selecionada, a condição da Figura 4-25 será executada, onde todas as saídas estão ligadas em uma constante com valor falso. Assim nenhum dos LEDs ficará aceso e o relatório automático não será executado.



**Figura 4-25 - Detalhamento sub-vi de monitoração de condição (Desativada)**

Uma vez que a execução dessa sub-vi tenha sido concluída, os sinais de condição são disponibilizados aos indicadores e o sinal de controle para a sub-vi de relatório automático permitindo a sua execução que será descrita a seguir.

#### 4.2.7 Relatório gerado automaticamente

Quando a condição de vibração da máquina não é a considerada boa, um relatório com as amostras dos sinais de velocidade e aceleração no tempo e seus respectivos valores em RMS, é salvo automaticamente, e se a condição da máquina persistir um novo relatório será salvo dentro de um intervalo de tempo especificado. Assim a *sub-vi* responsável por gerar os relatórios automaticamente tem como parâmetros os dados que compõe o relatório, o sinal de controle gerado pela monitoração de condição da máquina, o horário em que o último relatório foi salvo e o intervalo de tempo entre os relatórios. Sempre que um relatório for salvo, será retornado para o *shift register*, um novo horário para que este possa ser utilizado nos ciclos subsequentes, caso em um determinado ciclo do programa as condições (Condição da máquina e intervalo de tempo) não tenham sido satisfeitas, o tempo enviado ao *shift register* será o mesmo que foi recebido pela *sub-vi*. As conexões deste bloco no diagrama principal podem ser observadas na Figura 4-26.

A Figura 4-27 detalha a sub-vi em questão, quando a condição de execução é verdadeira, ou seja, quando o sinal de condição de máquina é verdadeiro (tolerável/admissível/não admissível) e o tempo entre gravações foi atingido. O bloco responsável por gerar o relatório é o *MS Office Report*, os dados contidos neste relatório são os mesmos contidos no relatório gerado manualmente (Aceleração e Velocidade no tempo e em RMS, hora em que foi salvo o arquivo), e o relatório é salvo automaticamente sem abrir o aplicativo Microsoft Excel. Cada vez em que um relatório é salvo um novo arquivo é criado, não havendo perda de dados caso múltiplos relatórios sejam salvos, os arquivos podem ser identificados por possuírem a data e hora de criação em seu nome.

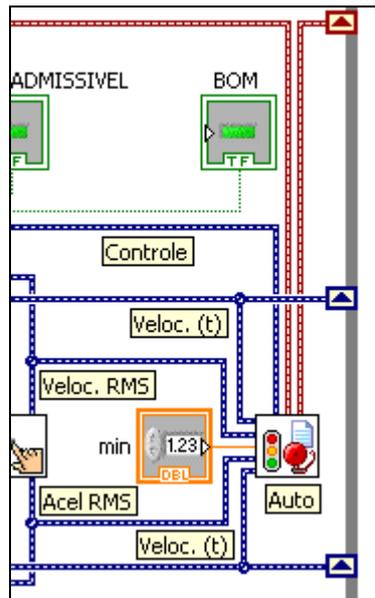


Figura 4-26 – Sub-vi de relatório automático no diagrama principal

Para verificar se o relatório deve ser salvo, quando esta sub-vi é executada, o valor definido como intervalo de tempo é transformado de minutos para segundos. De acordo com a documentação do Labview o bloco *Get Date/Time in seconds* fornece o tempo atual do sistema em segundos (contados desde a meia noite de primeiro de janeiro de 1904). O tempo definido é subtraído do horário atual, e se o resultado for maior que o horário em que o ultimo relatório foi gerado, significa que o intervalo definido já foi ultrapassado e o resultado será considerado verdadeiro. Na seqüência este resultado é comparado com o sinal de controle da monitoração através de uma porta lógica *AND*, ou seja, as duas condições devem ser verdadeiras para que o resultado seja verdadeiro, qualquer outro caso o resultado será falso. Se o resultado for verdadeiro será executada a operação mostrada na Figura 4-27, gerando o relatório, e enviando o horário do sistema neste ciclo do programa, o qual será utilizado para a comparação nos próximos ciclos. Se o resultado for falso, será executada a condição da Figura 4-28, não será gerado o relatório e o horário enviado permanecerá o mesmo do início do ciclo, mantendo o horário da ultima gravação.

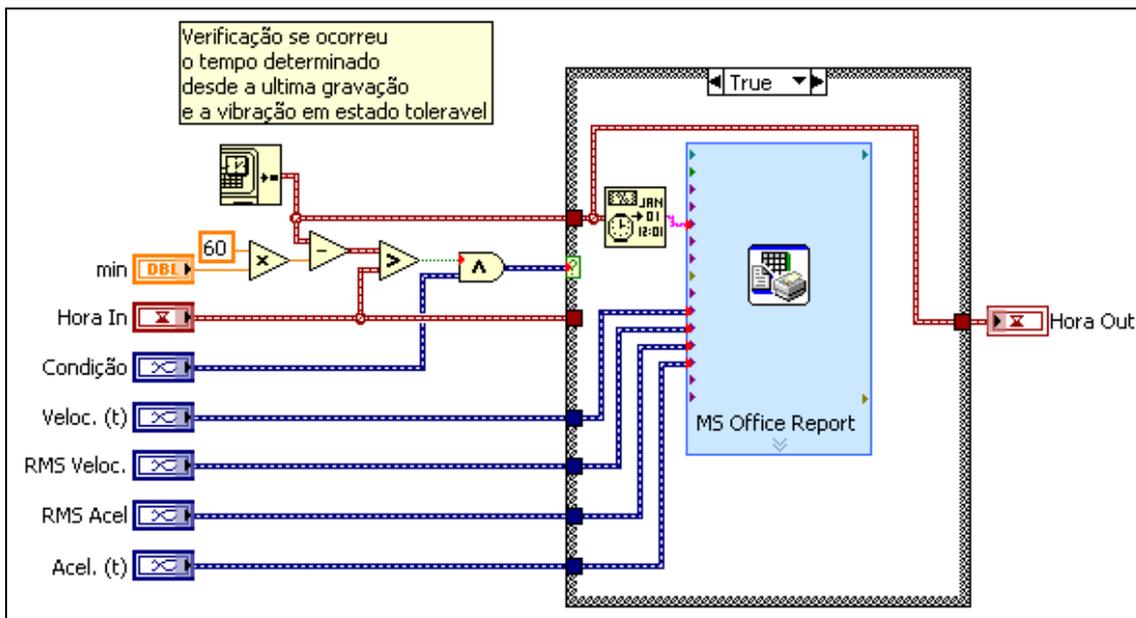


Figura 4-27 - Esquema sub-vi de relatório automático (Condição Verdadeira)

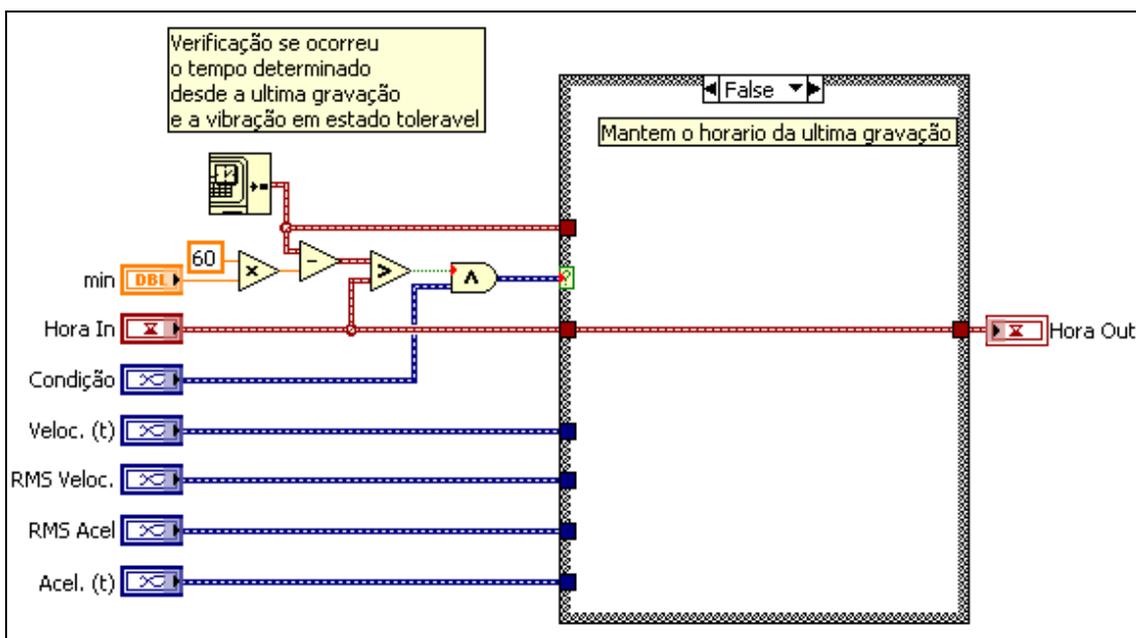


Figura 4-28 - Esquema sub-vi de relatório automático (Condição Falsa)

A execução desta sub-vi é encerrada, enviado o sinal Hora Out para o próximo ciclo através do *shift register*, encerrando o ciclo do programa.

### 4.3 CONCLUSÃO

Este capítulo descreveu todas as funções as quais foram atribuídas ao programa. Uma vez tendo elaborado o programa será necessário uma serie de medidas para que seja feita a sua validação junto com a DAQ6008.

Para isso serão efetuadas medidas de vibração no protótipo descrito no capítulo 3, com a inserção de defeitos controlados. A validação deverá ser feita mediante a comparação de resultados de medidas realizadas com o equipamento de medições de vibração da Teknikao, sob as mesmas condições.

Para validar o modulo de aquisição, os dados utilizados não devem sofrer nenhum tipo de tratamento dentro do Labview, e qualquer operação deverá ser feita em um mesmo software tanto para as medidas do Labview quanto para o Teknikao.

Uma vez validado o modulo de aquisição, novas medidas devem ser feitas para comparar os processos de integração e janelamento dos softwares Labview e Teknikao. No próximo capítulo será feita a análise dos resultados obtidos nas medições.

## 5 ANÁLISE DOS DADOS COLETADOS

Neste capítulo será analisado os dados obtidos pelo sistema de monitoração de vibrações. Inicialmente uma comparação entre o sistema elaborado em plataforma Labview, e o sistema comercial existente da Teknikao, será feita de modo a determinar a precisão e confiabilidade do sistema desenvolvido para analisar a vibração mecânica e permitir detectar defeitos.

Posteriormente os resultados do sistema em Labview serão analisados, a fim de verificar sua capacidade em reconhecer defeitos, considerando a literatura estudada no capítulo 2 e o tipo de defeito inserido no protótipo de medição.

Nesta análise espera-se verificar se o modulo de aquisição DAQ6008 e os sistema desenvolvido no Labview, possuem capacidade de reconhecer os defeitos provocados no motor elétrico trifásico de indução.

### 5.1 COMPARAÇÃO ENTRE OS SISTEMAS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

A fim de validar o sistema desenvolvido na plataforma Labview para análise de vibrações mecânicas, as medidas efetuadas foram comparadas com o sistema comercial da Teknikao. Todas as medidas foram realizadas posicionando os sensores no mesmo ponto da carcaça do motor para que as condições de cada medida sejam as mais próximas entre os dois sistemas.

Para cada condição de defeito a qual foi submetido o motor, foram realizadas 12 medidas em cada sistema, e analisando o valor médio entre elas. Para verificar a capacidade máxima do modulo de aquisição de dados do Labview (DAQ6008), este foi configurado com uma taxa de amostragem de 10kHz com a qual é possível amostrar sinais de até 5 kHz de acordo a taxa de Nyquist. Assim o sistema da Teknikao foi configurado para uma frequência limite de 5kHz, sendo que nesta situação o sistema utiliza uma taxa de

amostragem de 12,5kHz, conforme pode observado nos dados coletados. Devido a limitação na configuração da taxa de amostragem programa da Teknikao e do limite da DAQ6008, não foi possível utilizar uma mesma taxa de amostragem para o dois sistemas.

A seguir será apresentada uma comparação entre os resultados obtidos com os dois programas. Primeiramente será analisado o resultado em função da aceleração, analisando o valor RMS em função do desbalanceamento inserido, e analisando também as FFT para verificar a resposta em cada frequência. A análise de velocidade será feita apenas em função da norma ISO 2372, considerando apenas o nível RMS global.

#### 5.1.1 Aceleração

O primeiro critério de comparação será o valor em RMS do sinal de vibração em função do desbalanceamento, comparado entre os dois sistemas para as condições com e sem folga na tampa. A Tabela 5-1 mostra os valores RMS da aceleração em função da massa de desbalanceamento inserida, utilizando a tampa original do motor (sem folga). Na Tabela 5-2 é mostrado os mesmos valores para as medições com a tampa modificada (com folga).

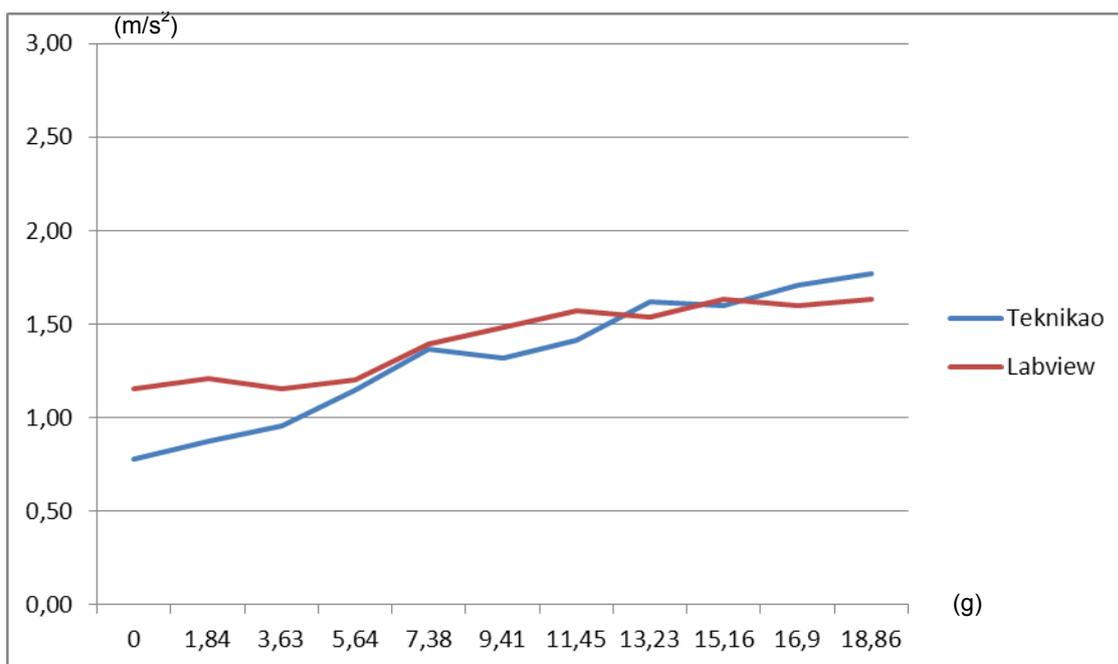
Nas Tabelas 5.1 e 5.2 pode ser observado que o erro é maior para menores valores de desbalanceamento, onde o nível de vibração é menor. Está diferença é mais perceptível na situação onde a tampa não possui folga, chegando a valores acima de 30%. A Figura 5-1 e a Figura 5-2 mostram os gráficos do RMS de aceleração ( $m/s^2$ ) em função do desbalanceamento em gramas, para a situação de tampa sem folga e com folga respectivamente. Para a tampa sem folga, a curva do sistema Labview possui um maior valor inicial, porem a variação com o desbalanceamento é menor, mostrando uma menor sensibilidade deste sistema. Já no caso da tampa com folga, a sensibilidade dos sistemas é bastante semelhante.

Tabela 5-1 - RMS de aceleração Labview e Teknikao (sem folga)

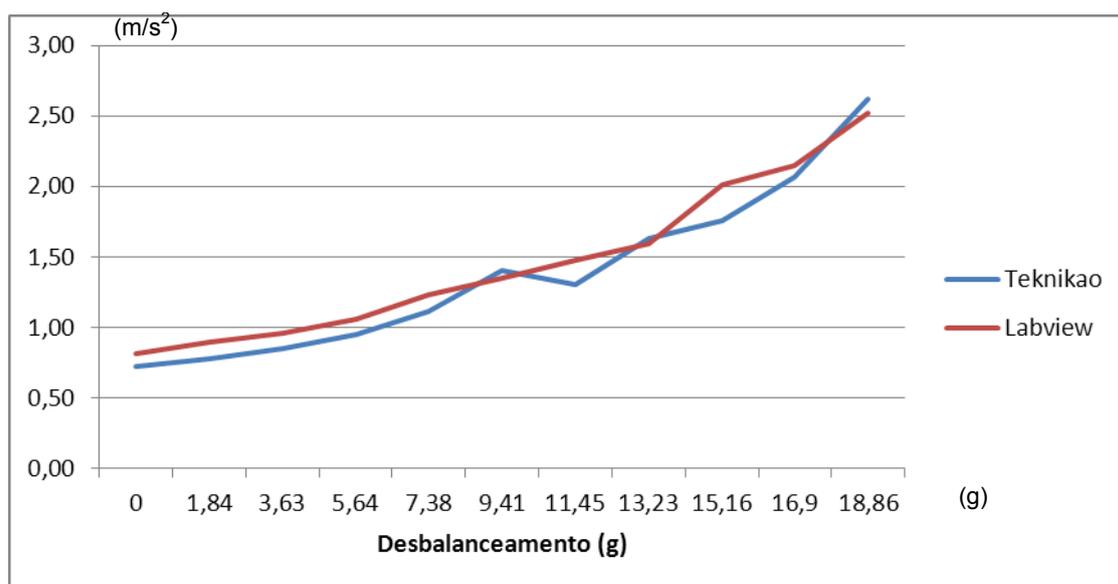
Massa de desbalanceamento (g)	RMS Acel. (m/s <sup>2</sup> )		Erro(%)
	Teknikao	Labview	
0	0,78	1,16	48,12
1,84	0,87	1,21	38,29
3,63	0,96	1,16	21,08
5,64	1,15	1,20	4,84
7,38	1,37	1,39	1,78
9,41	1,32	1,48	12,48
11,45	1,41	1,57	11,45
13,23	1,62	1,54	5,10
15,16	1,60	1,63	1,98
16,9	1,71	1,60	6,10
18,86	1,77	1,63	8,00
<b>Erro Percentual Médio</b>			<b>14,47</b>

Tabela 5-2 - RMS de aceleração Labview e Teknikao (com folga)

Massa de desbalanceamento (g)	RMS Acel. (m/s <sup>2</sup> )		Erro(%)
	Teknikao	Labview	
0	0,72	0,81	12,49
1,84	0,78	0,90	15,14
3,63	0,85	0,96	12,43
5,64	0,95	1,05	10,98
7,38	1,12	1,23	10,44
9,41	1,40	1,35	3,50
11,45	1,31	1,47	12,90
13,23	1,63	1,60	2,03
15,16	1,76	2,01	14,32
16,9	2,07	2,15	3,75
18,86	2,62	2,52	3,79
<b>Erro Percentual Médio</b>			<b>9,25</b>



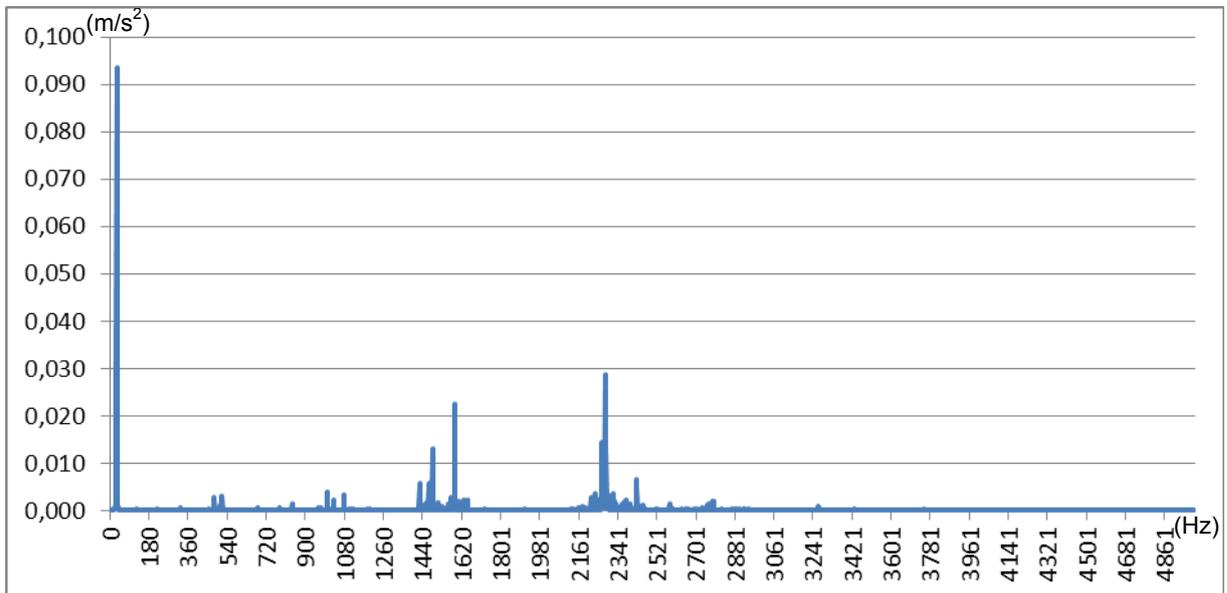
**Figura 5-1 –RMS de aceleração em função do desbalanceamento (Sem folga).**



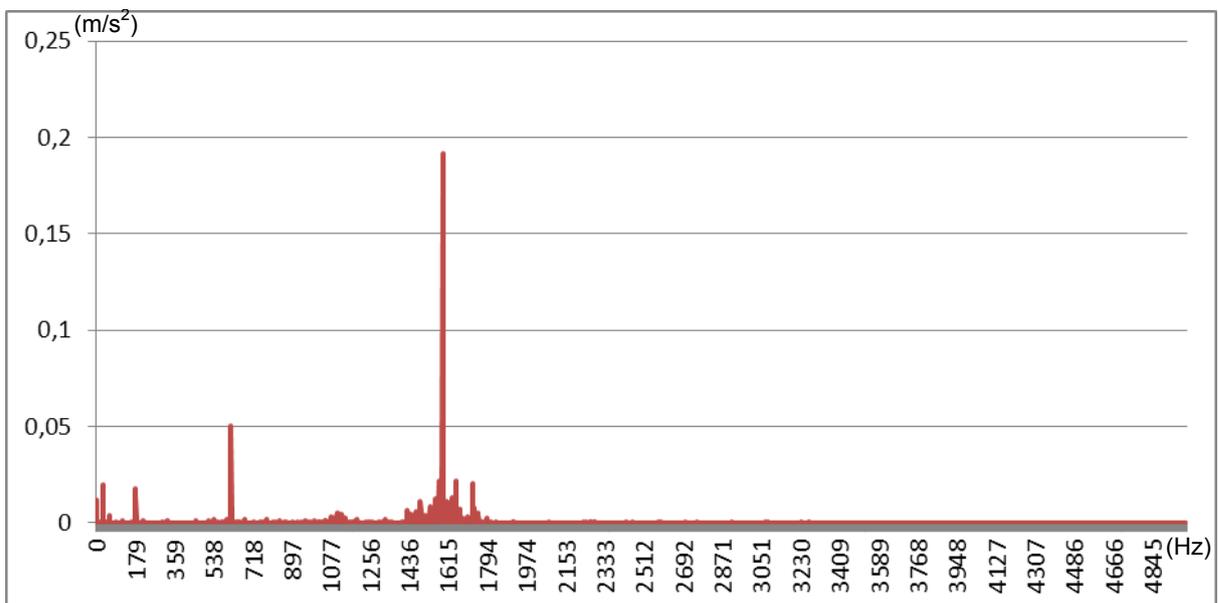
**Figura 5-2 - RMS de aceleração em função do desbalanceamento (Com Folga).**

A próxima análise será realizada comparando as FFT dos dois sistemas. Apesar dos dois programas serem capazes de gerar gráficos de FFT, não é possível em nenhum deles exportar os dados para que uma média fosse feita sobre eles. Assim foi utilizado o programa MATLAB para a realização das FFT, sendo apresentado o gráfico da média entre as 12 medições de cada sistema. A Figura 5-3 e a Figura 5-4 mostram as FFT para a situação sem folga na

tampa e desbalanceamento mínimo para o Teknikao e Labview respectivamente.



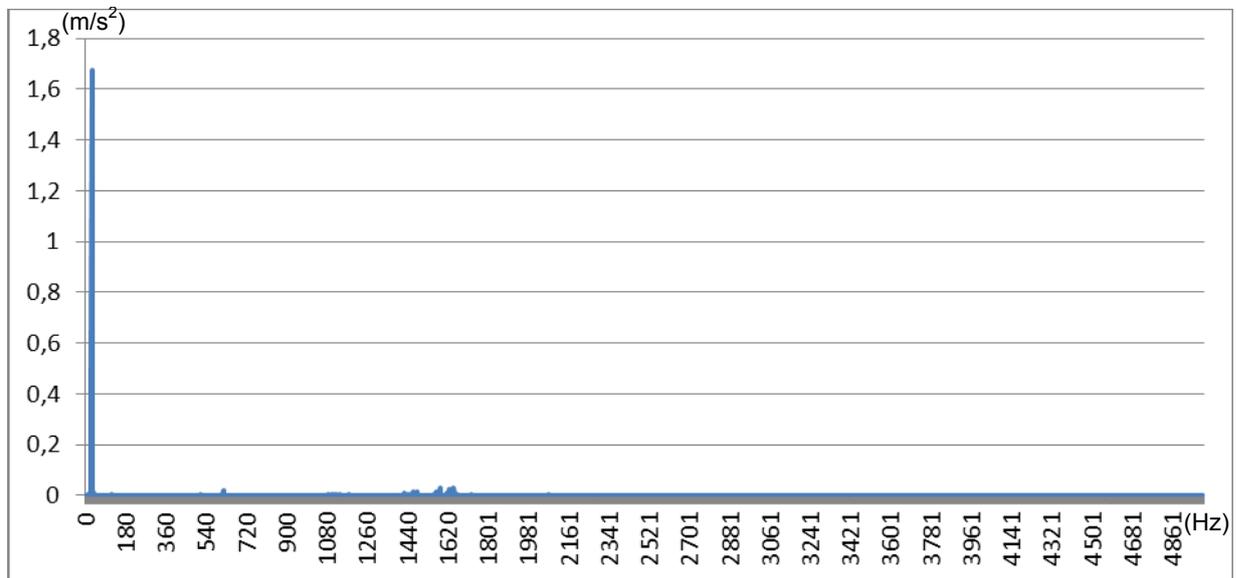
**Figura 5-3 - FFT de aceleração, desbalanceamento mínimo e sem folga (Teknikao)**



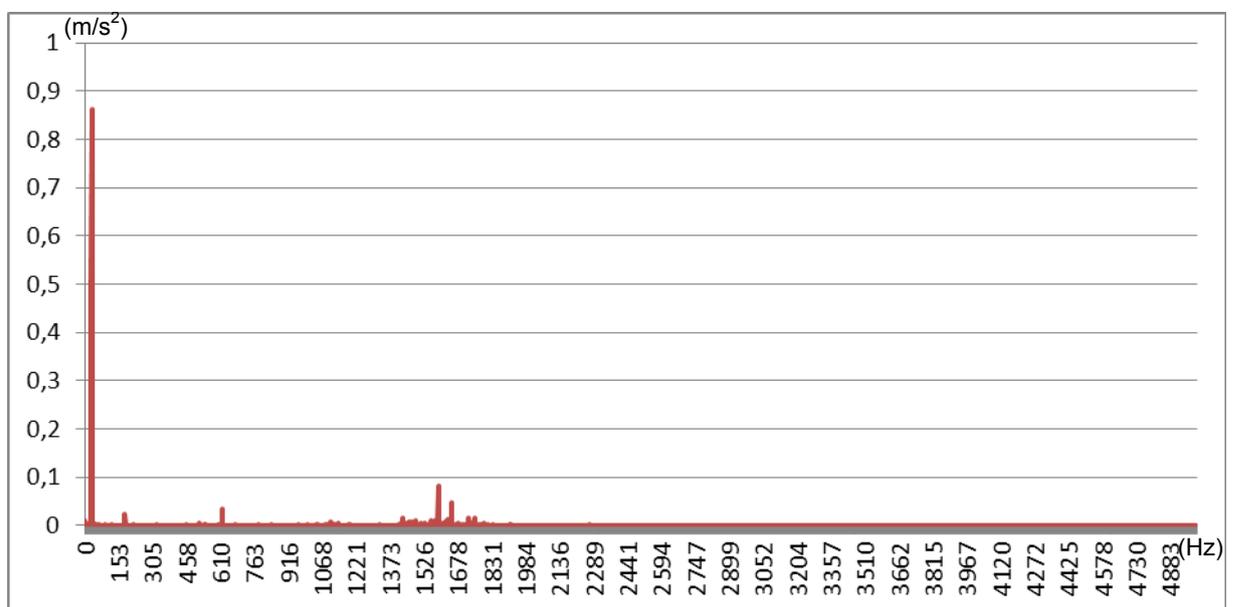
**Figura 5-4 - FFT de aceleração, desbalanceamento mínimo e sem folga (Labview)**

No sistema Labview, o valor medido na frequência fundamental é muito menor que o medido pelo Teknikao, porém o valor de alta frequência é maior no Labview. Para verificar a evolução da FFT com o desbalanceamento, a Figura 5-5 e a Figura 5-6 mostram as FFT com desbalanceamento máximo

para o sistema Teknikao e Labview respectivamente, onde há um grande aumento na frequência fundamental, tornando as frequências mais altas menos relevantes no nível total de vibração. Também pode ser observado que o nível RMS para a fundamental é quase a metade no sistema Labview.



**Figura 5-5 - FFT de aceleração, desbalanceamento máximo e sem folga (Teknikao)**

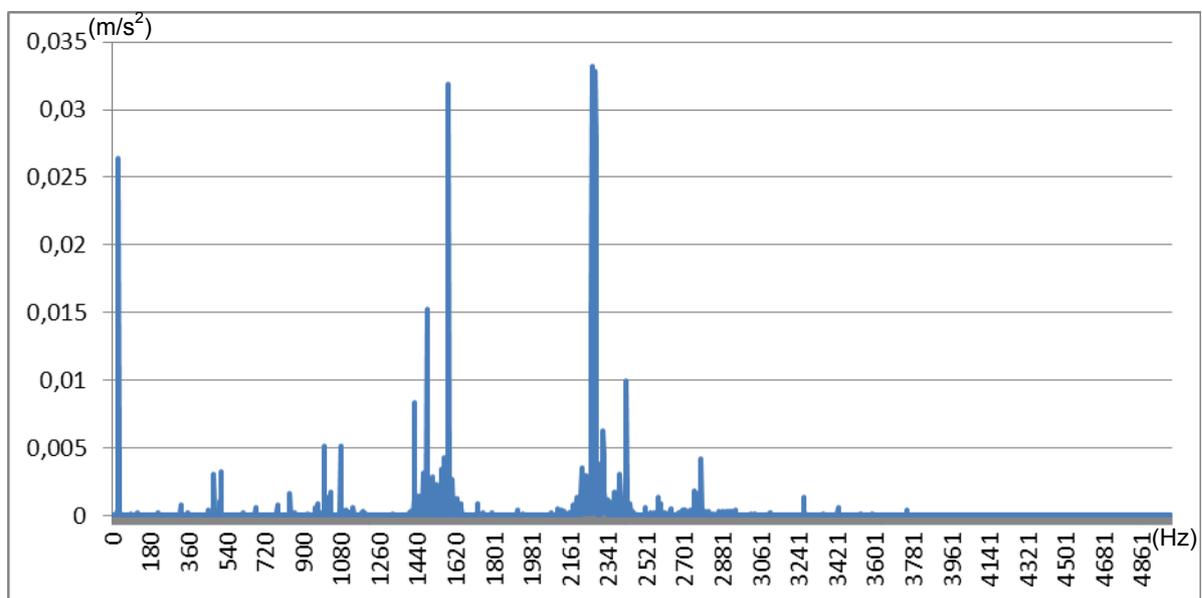


**Figura 5-6 - FFT de aceleração, desbalanceamento máximo e sem folga (Labview)**

A partir dos dados mostrados anteriormente para o caso de tampa sem folga, pode-se concluir que o Labview possui um valor mais alto no RMS global

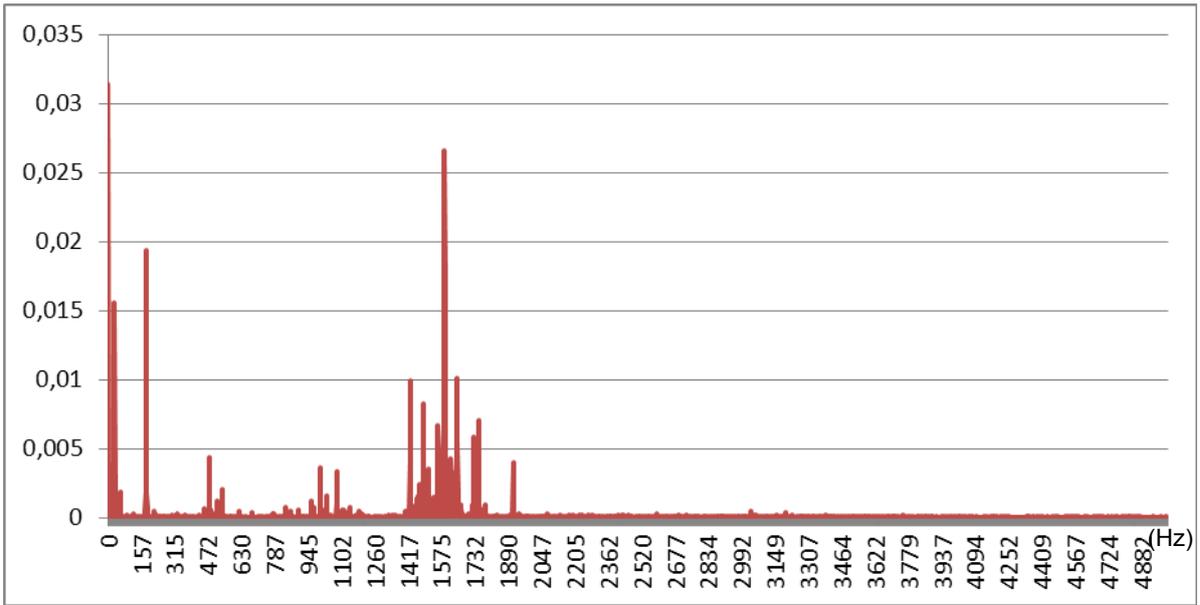
quando não há desbalanceamento. Isto ocorre, pois nesta situação os níveis de alta frequência são mais significativos. Porém à medida que o desbalanceamento aumenta, a frequência fundamental passa a ser mais relevante que a alta frequência, e como no Labview a fundamental possui menor valor sua sensibilidade também é menor para o desbalanceamento.

A seguir serão apresentadas as FFT para o caso de folga na tampa. A Figura 5-7 e a Figura 5-8, mostram a FFT com desbalanceamento mínimo para o sistema Teknikao e Labview respectivamente, enquanto a Figura 5-9 e a Figura 5-10, mostram a FFT com desbalanceamento máximo.

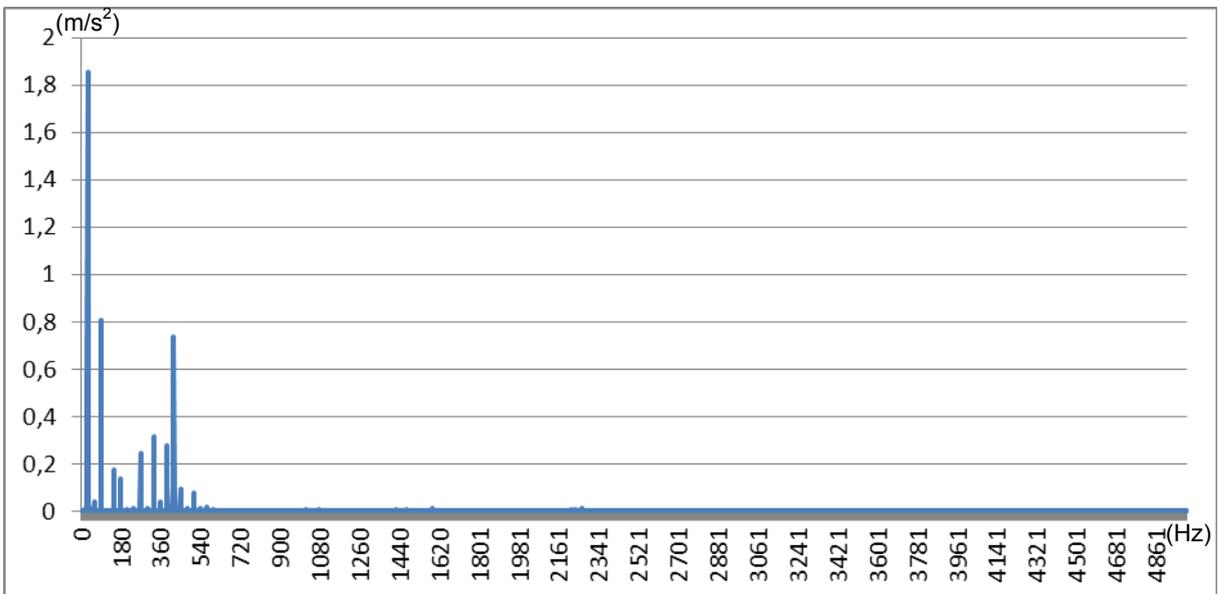


**Figura 5-7 - FFT de aceleração, sem desbalanceamento e com folga (Teknikao)**

(m/s<sup>2</sup>)

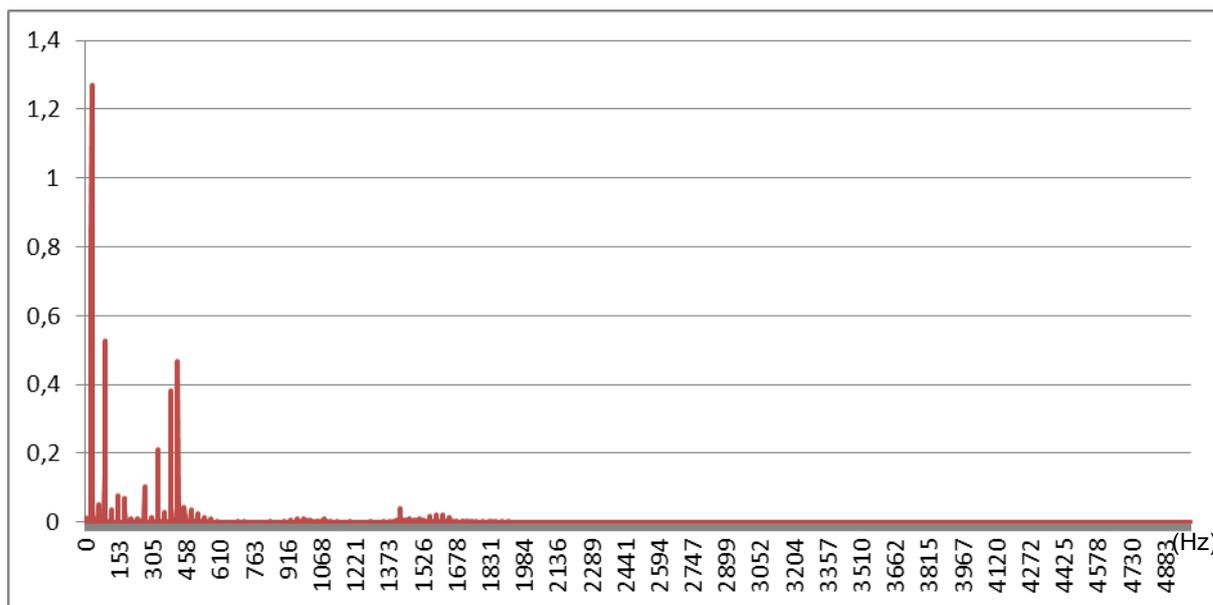


**Figura 5-8 - FFT de aceleração, sem desbalanceamento e com folga (Labview)**



**Figura 5-9 - FFT de aceleração, desbalanceamento máximo e com folga (Teknikao)**

( $m/s^2$ )



**Figura 5-10 - FFT de aceleração, desbalanceamento máximo e com folga (Labview)**

Nas medições de tampa com folga, o erro entre os dois sistemas se mostrou menor. Observando as FFT, nota-se que neste caso também existe uma diferença no nível de vibração entre os dois sistemas, porém não sendo tão expressivo como nas medições onde não havia folga. Com o aumento do desbalanceamento houve além do aumento na frequência fundamental, uma elevação no nível das componentes harmônicas até 600Hz, este aumento se demonstrou semelhante nos dois sistemas, denotando que os dois sistemas detectam a folga na tampa apenas quando o desbalanceamento é elevado

### 5.1.2 Velocidade

A velocidade é a grandeza utilizada pela norma ISO2372 para definir os limites padrões para a vibração. Sendo assim a comparação entre os dois sistemas será feita considerando a norma. A Tabela 5-3 mostra o valor RMS da velocidade nos dois sistemas para cada desbalanceamento inserido sem folga na tampa, já a Tabela 5-4 para as medições com folga.

**Tabela 5-3 - RMS de velocidade Labview e Teknikao (sem folga)**

Massa de desbalanceamento (g)	RMS Veloc. (mm/s)		Erro(%)
	Teknikao	Labview	
0	1,94	0,97	49,99

1,84	2,25	1,84	18,27
3,63	3,22	2,57	20,07
5,64	4,13	3,25	21,40
7,38	5,11	3,83	25,07
9,41	5,40	4,44	17,81
11,45	6,00	4,84	19,43
13,23	6,88	5,18	24,72
15,16	7,06	5,50	22,18
16,9	7,54	5,48	27,38
18,86	7,99	5,71	28,48
<b>Erro Percentual Médio</b>			<b>24,98</b>

De maneira semelhante ao que ocorre na aceleração, o erro foi maior quando não há folga na tampa, porém nas duas situações o nível de erro é maior nas medições de velocidade. Com isso podemos concluir que o processo de integração e filtragem do sinal de aceleração multiplica o erro inicial do sinal.

**Tabela 5-4 - RMS de velocidade Labview e Teknikao (com folga)**

Massa de desbalanceamento (g)	RMS Veloc. (mm/s)		Erro(%)
	Teknikao	Labview	
0	0,87	0,84	2,77
1,84	1,94	1,51	22,00
3,63	3,22	2,14	33,52
5,64	3,47	2,78	19,97
7,38	4,27	3,56	16,62
9,41	5,96	4,26	28,53
11,45	5,07	4,87	3,87
13,23	6,54	5,16	21,19
15,16	7,09	6,61	6,77
16,9	7,64	6,64	13,08
18,86	8,60	7,29	15,21
<b>Erro Percentual Médio</b>			<b>16,69</b>

Na Figura 5-11 e na Figura 5-12, são mostrados o valor RMS de aceleração em função do desbalanceamento, sem folga e com folga na tampa respectivamente. Nas figuras é indicado as condições propostas pela ISO2372 de modo a ilustrar a mudança de condição a medida que o desbalanceamento aumenta, de acordo com cada sistema utilizado.

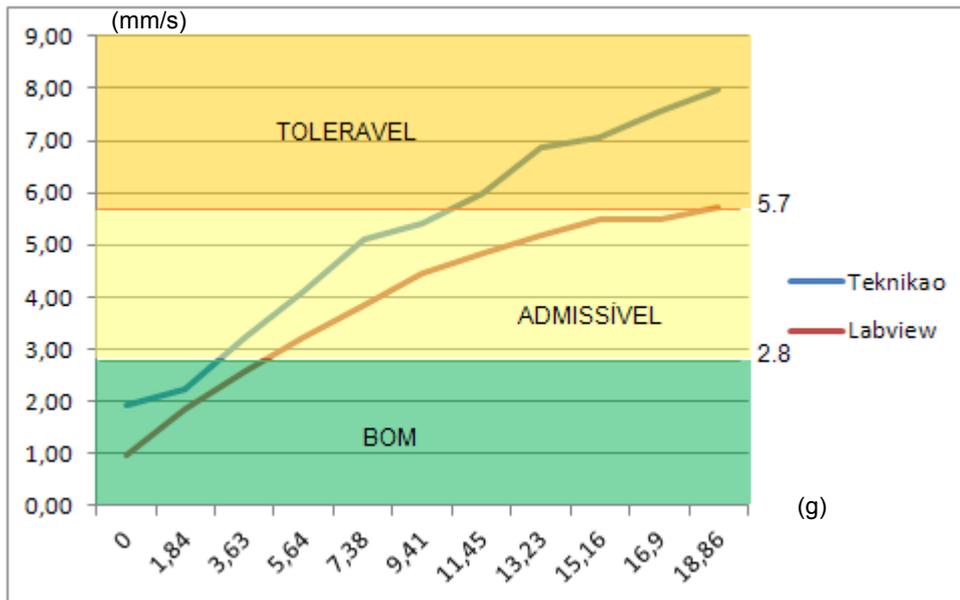


Figura 5-11 - RMS de velocidade em função do desbalanceamento (sem folga)

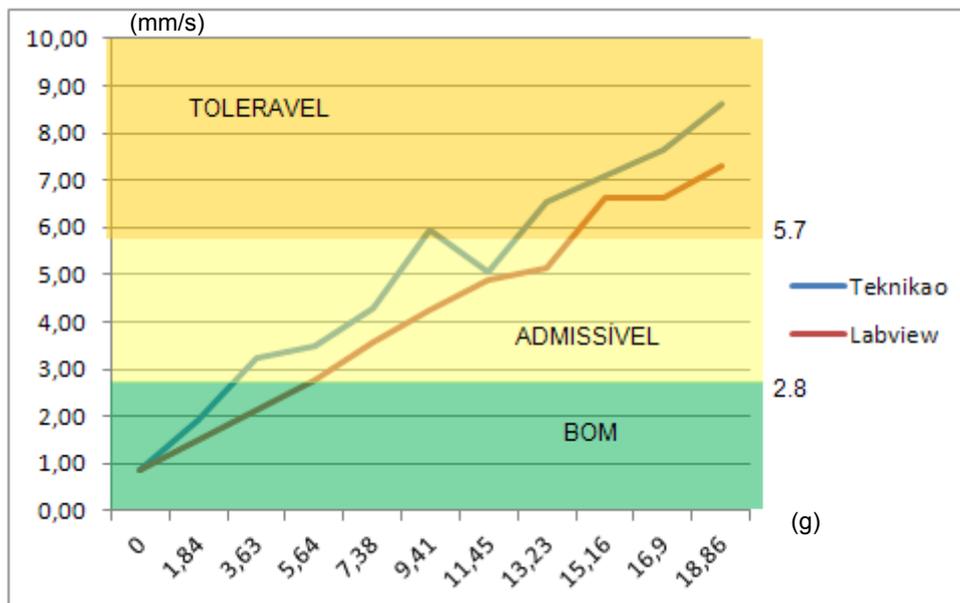


Figura 5-12 - RMS de velocidade em função do desbalanceamento (com folga)

Nós gráficos apresentados nas figuras 4.11 e 4.12 pode-se notar que as curvas tendem a divergir, ou seja, a medida que o desbalanceamento aumenta o erro tende a aumentar. Assim a sensibilidade do sistema Labview diminui a com o aumento do desbalanceamento. Este efeito é bastante evidente para as medidas sem folga na tampa, onde o erro original é maior.

## 5.2 ANÁLISE DE DEFEITOS VIA LABVIEW

O objetivo deste tópico é relacionar as situações de teste com os valores RMS de aceleração, velocidade e os valores FFT medidos através da interface desenvolvida em Labview.

### 5.2.1 Análise da máquina sem defeito

Utilizando o motor elétrico, apoiado elasticamente, será apresentado o sistema em condição considerada como máquina sem defeito visto que foram feitas medidas com a tampa sem folga, balanceado ou sem desbalanceamento e com rolamento novo.

**Tabela 5-5 – Valor RMS das medidas de aceleração para Máquina sem Defeito**

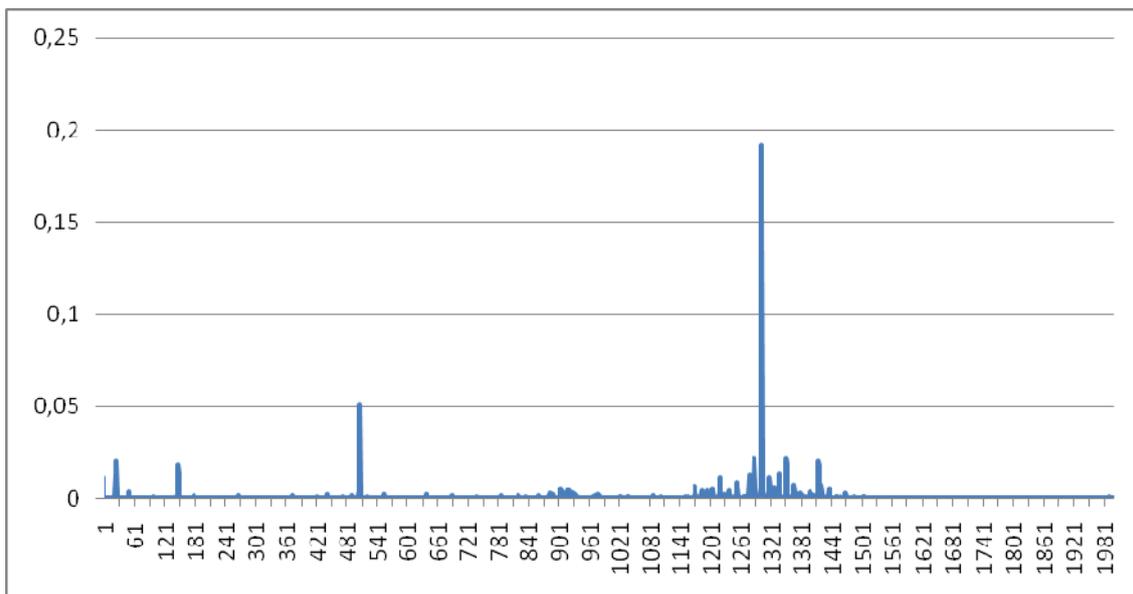
Medida	RMS	FC
1	1,136562	3,227
2	1,154841	3,176
3	1,178102	3,9621
4	1,172628	3,9806
5	1,151783	3,1844
6	1,141703	3,2125
7	1,156631	4,0356
8	1,162144	4,0165
9	1,150955	4,0555
10	1,15888	4,0278
11	1,15535	4,0401
12	1,164648	4,8665

**Tabela 5-6 – Média e Desvio Padrão para Máquina sem Defeito (aceleração)**

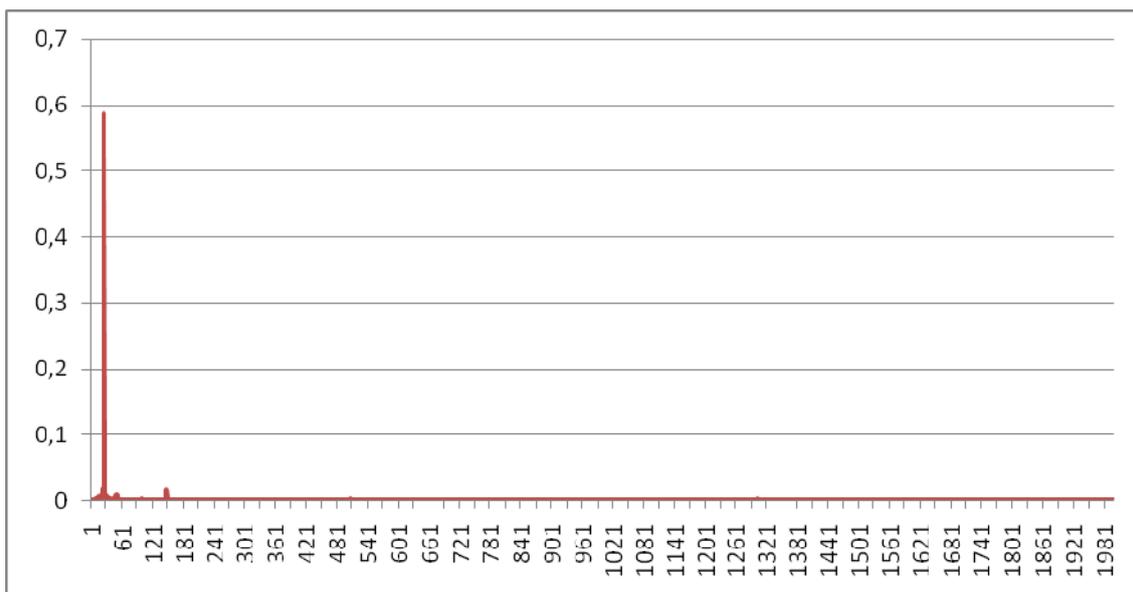
	Media	Desvio Padrao
RMS	1,157019	0,011681379
FC	3,815383	0,514560764

O valor da Média dos Valores RMS será o valor utilizado como parâmetro de comparação para as análise subseqüentes.

Uma importante ferramenta é a FFT: segue abaixo a FFT do sinal aceleração e do sinal velocidade:



**Figura 5-13 – FFT do sinal aceleração para Máquina sem Defeito**



**Figura 5-14 - FFT do sinal aceleração para Máquina sem Defeito**

## 5.2.2 Análise de desbalanceamento

Utilizando o motor elétrico, apoiado elasticamente, desbalanceado passo a passo com as arruelas, foram realizadas doze medidas de aceleração e velocidade e são mostradas as médias aritméticas nas tabelas 5.7 e 5.8.

**Tabela 5-7 - Aceleração em função da Massa de Desbalanceamento**

Aceleração				
Passo	Massa (g)	RMS	FC	F. Fundamental
1	0	1,157019	3,392935	0,020052
2	1,84	1,209757	4,404508	0,084266
3	3,63	1,156532	4,099925	0,162314
4	5,64	1,201048	3,6788	0,264071
5	7,38	1,393913	4,118675	0,383718
6	9,41	1,481758	3,825108	0,500457
7	11,45	1,572815	3,655758	0,600533
8	13,23	1,53663	3,57755	0,73951
9	15,16	1,631244	3,47475	0,721847
10	16,9	1,601617	3,331225	0,785486
11	18,86	1,630628	3,422883	0,863326

**Tabela 5-8 - Velocidade em função da Massa de Desbalanceamento**

Velocidade				
Passo	Massa (g)	RMS	FC	F. Fundamental
1	0	0,969804	2,343225	0,587141
2	1,84	1,83756	1,8277	2,396181
3	3,63	2,572676	1,698183	4,737837
4	5,64	3,246009	1,625933	7,572876
5	7,38	3,832349	1,611558	10,82067
6	9,41	4,439257	1,576533	14,39147
7	11,45	4,836205	1,552317	17,10597
8	13,23	5,17867	1,543142	20,35792
9	15,16	5,496517	1,541058	21,66753
10	16,9	5,477001	1,543833	22,20629
11	18,86	5,71409	1,548975	24,12608

Onde o passo corresponde a cada etapa do desbalanceamento, o valor RMS corresponde a média RMS das 12 medidas para cada passo, o FC corresponde ao Fator de Crista que é descrito como a razão entre o maior valor da série de medidas dividido pelo RMS e a Frequência Fundamental corresponde aos valores para a frequência de 30Hz.

Os valores de desvio padrão do RMS, do FC e da frequência fundamental para os sinais de aceleração e velocidade são tabulados nas tabelas 5.9 e 5.10.

**Tabela 5-9 - Aceleração com o Desvio Padrão das medidas em função da Massa de Desbalanceamento**

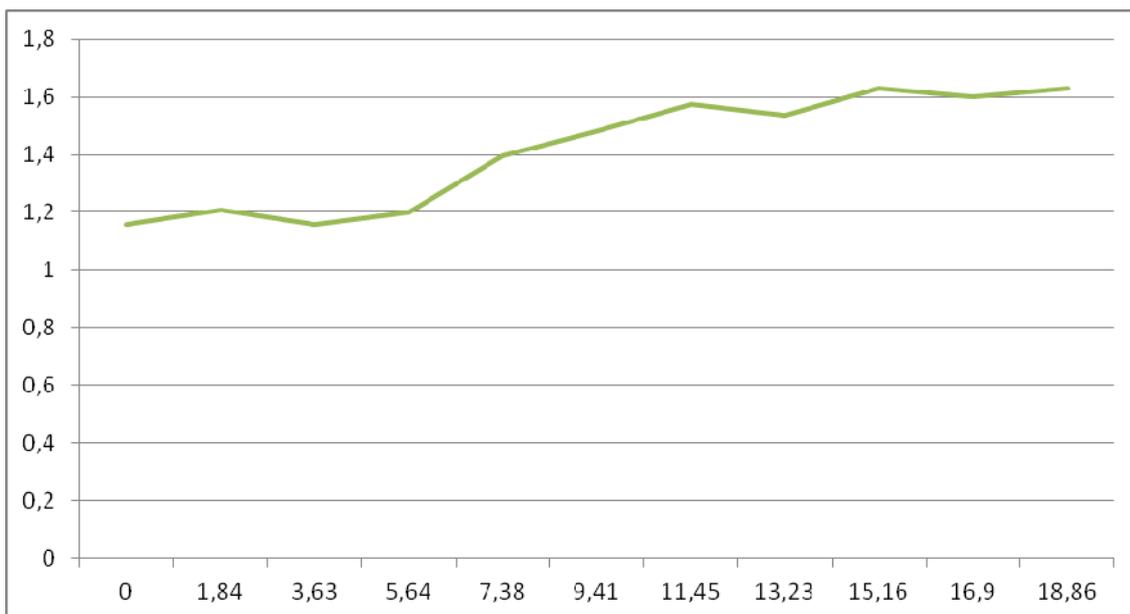
Aceleração – Desvio Padrão			
Passo	RMS	FC	Fundamental
1	0,01168	0,51456	0,002034
2	0,02103	0,48349	0,004734
3	0,026537	0,62438	0,004366
4	0,0177	0,517293	0,009617
5	0,007637	0,186877	0,008739
6	0,010053	0,498587	0,017033
7	0,014476	0,314994	0,015193
8	0,017119	0,348849	0,011347
9	0,018412	0,264923	0,014742
10	0,011388	0,312901	0,024191
11	0,013747	0,39224	0,023428

**Tabela 5-10 - Velocidade com o Desvio Padrão das medidas em função da Massa de Desbalanceamento**

Velocidade – Desvio Padrão			
	RMS	FC	Fundamental
1	0,034867	0,198927	0,054844
2	0,028509	0,140504	0,101684
3	0,026517	0,118997	0,13966
4	0,040068	0,064376	0,200953
5	0,039906	0,057082	0,277667
6	0,021094	0,035913	0,269584

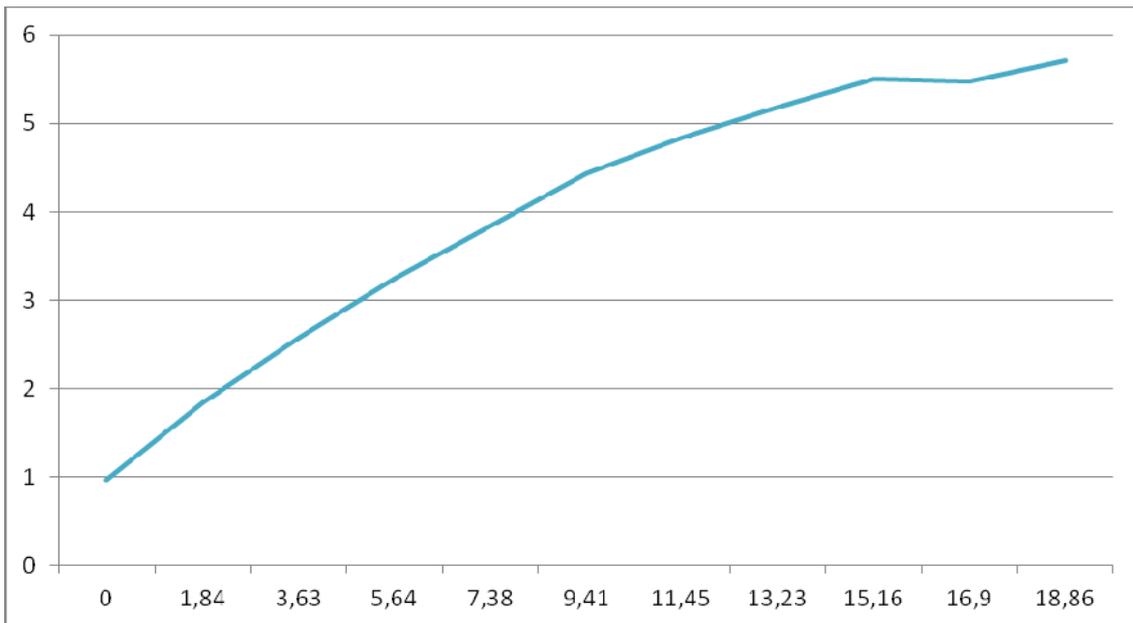
7	0,037722	0,035821	0,310048
8	0,045127	0,041402	0,422059
9	0,027684	0,054425	0,279913
10	0,056417	0,033668	0,63699
11	0,050931	0,035834	0,620961

Comparando os valores:



**Figura 5-15 - RMS do sinal de aceleração em função do Desbalanceamento.**

De acordo com a Figura 5-15 à medida que o desbalanceamento aumenta devido ao aumento das arruelas, o valor RMS do sinal de aceleração aumenta, e isso também ocorre com o valor RMS do sinal de velocidade de acordo com a Figura 5-16.



**Figura 5-16 RMS do sinal de velocidade em função do Desbalanceamento.**

Conforme a

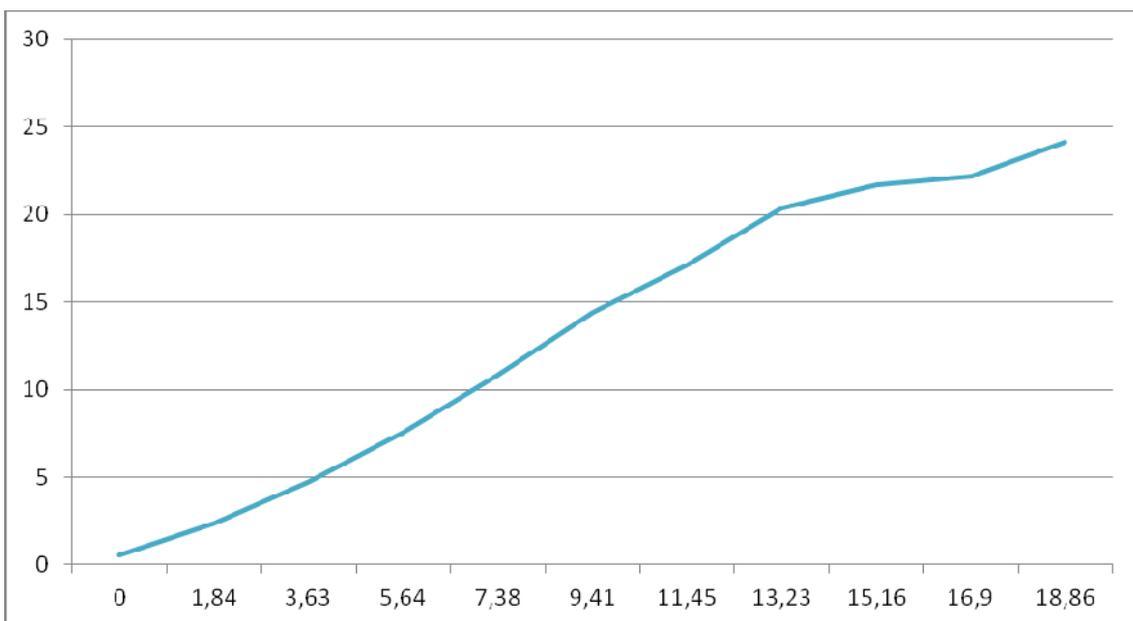
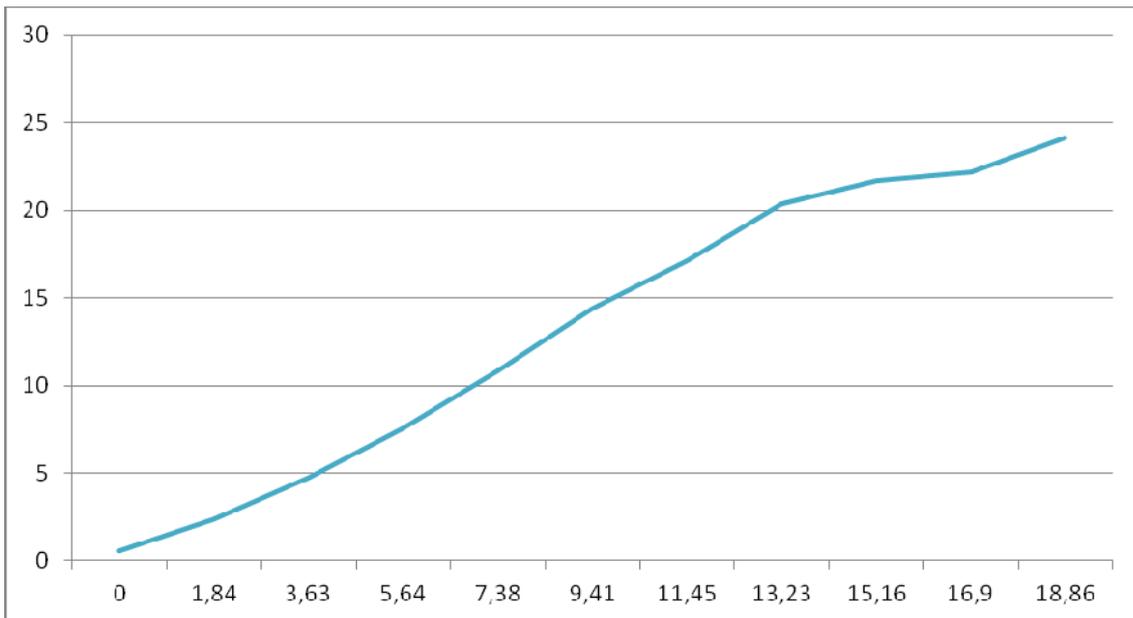
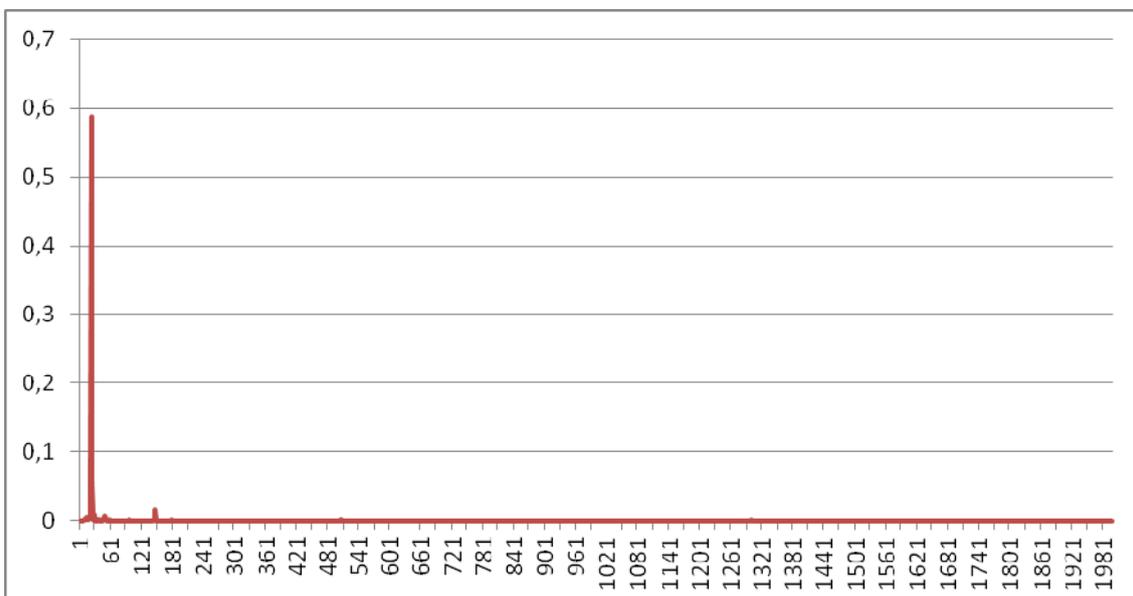


Figura 5-17 o aumento do sinal de velocidade RMS é maior que do sinal de aceleração RMS e o mesmo ocorre com o valor RMS do sinal de velocidade e aceleração para a frequência de 30Hz.

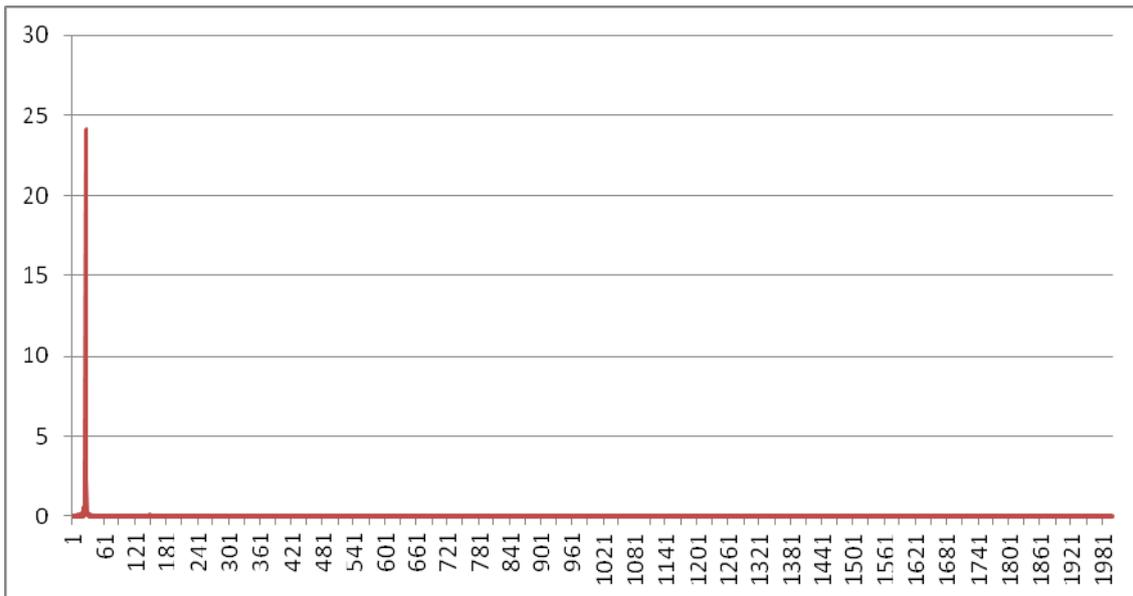


**Figura 5-17 - RMS da Fundamental de velocidade em função do Desbalanceamento.**

A frequência de 30Hz que corresponde a 1720 rpm, velocidade do motor, deve ser analisada.



**Figura 5-18 – FFT do sinal de velocidade sem massa de desbalanceamento.**



**Figura 5-19 – FFT do sinal de velocidade com massa de desbalanceamento de 18,6g**

A

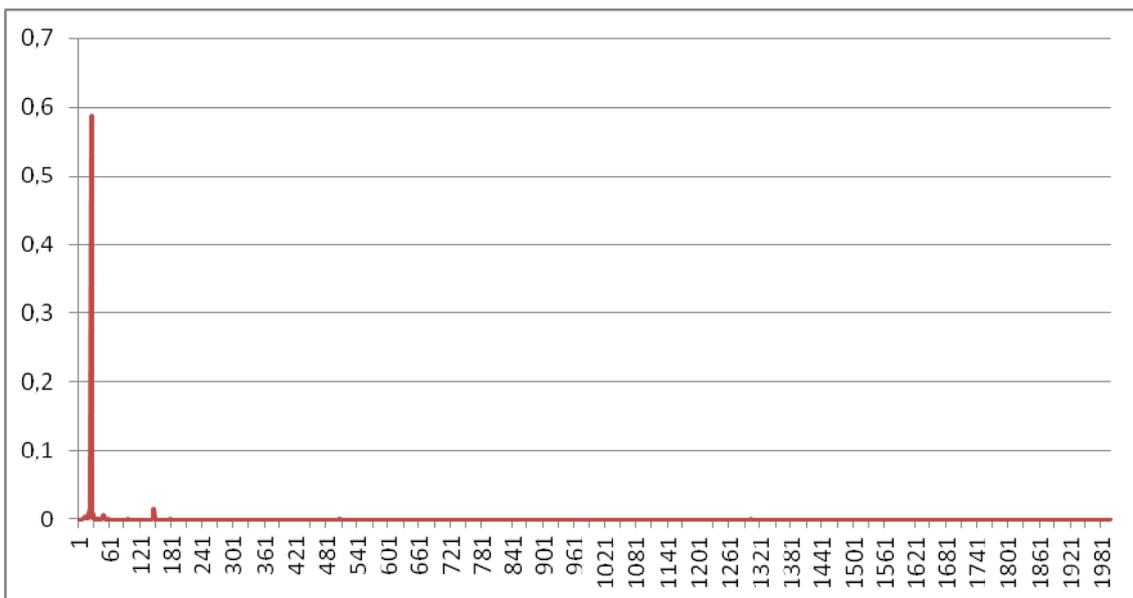


Figura 5-18 corresponde a FFT do sinal de velocidade sem massa de desbalanceamento e a FFT do sinal de velocidade para desbalanceamento

com massa de desbalanceamento de 18,86g corresponde a

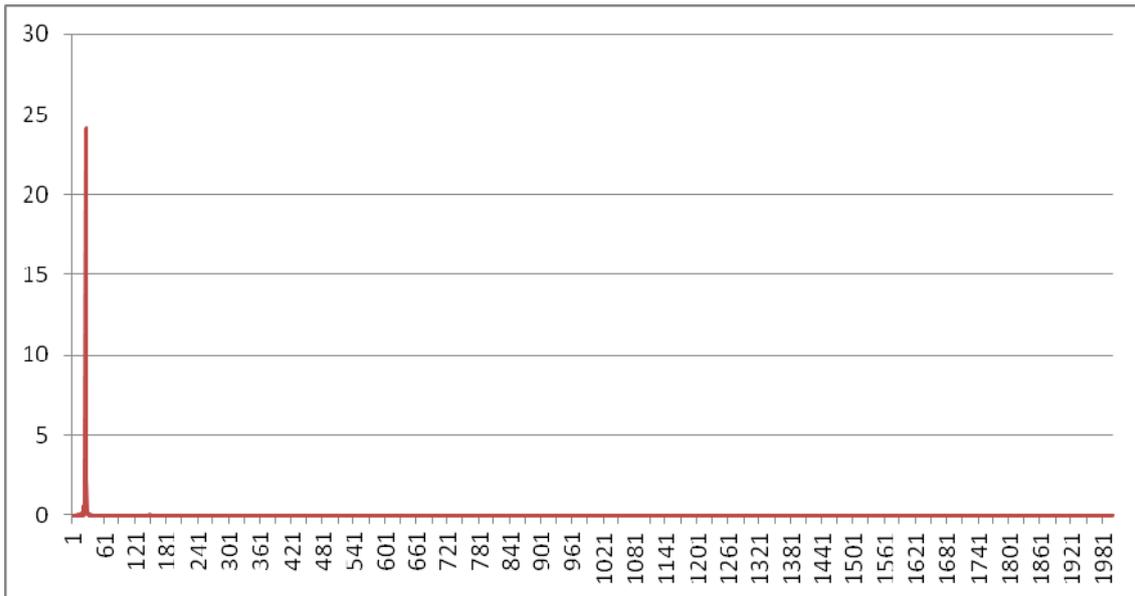


Figura 5-19.

Nessas figuras a frequência de 30Hz aumenta conforme o desbalanceamento aumenta e outras frequências não aparecem no gráfico ou tem a amplitude muito baixa, ou seja, a principal frequência do sistema em amplitude de 1 Hz até 1981 Hz é a frequência de 30 Hz.

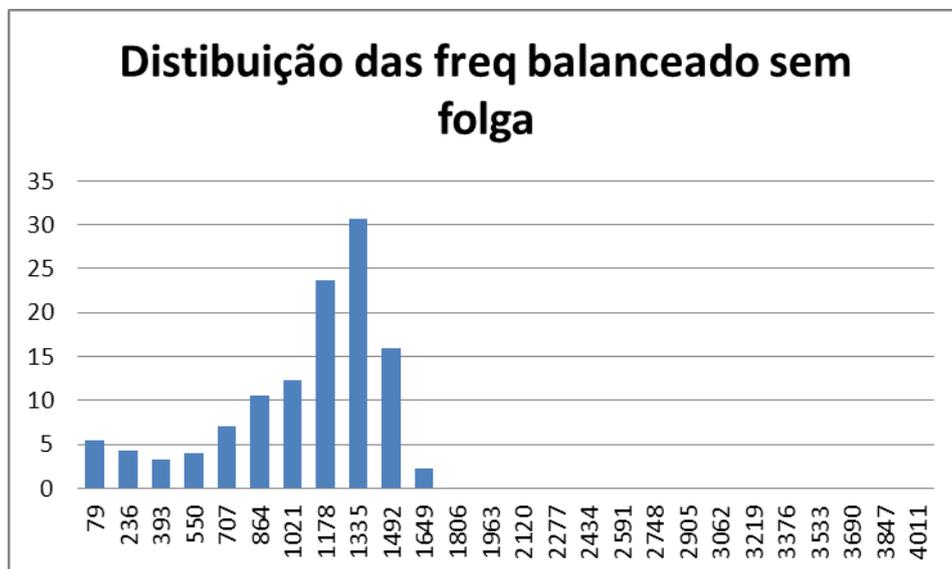
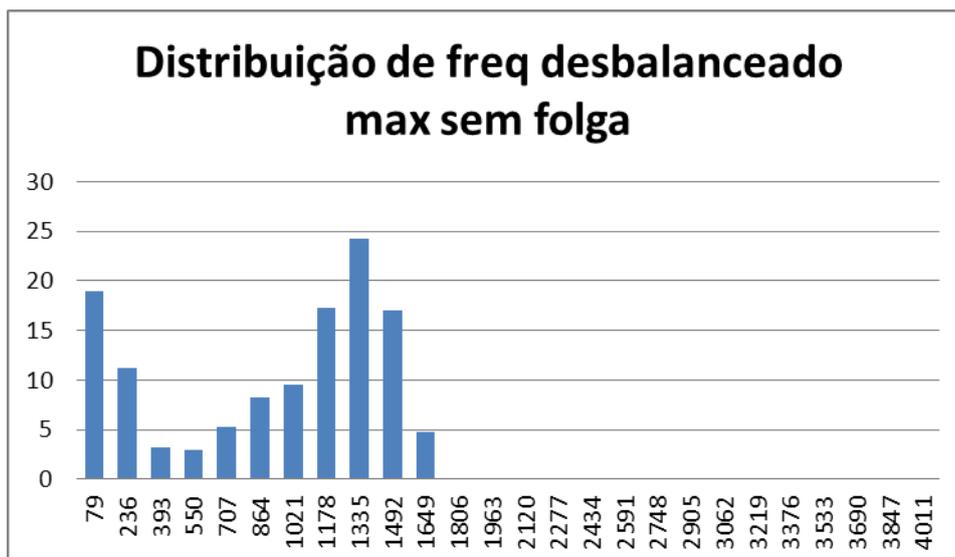


Figura 5-20 – Distribuição das frequências rotor balanceado sem folga na tampa



**Figura 5-21 – Distribuição das frequências rotor desbalanceado máximo sem folga na tampa**

### 5.2.3 Análise da folga na tampa

Para a análise da folga da tampa, a tampa dianteira do motor foi trocada e os procedimentos de coleta de dados se mantiveram e os resultados a seguir foram tabulados em função da massa do desbalanceamento.

**Tabela 5-11 - Aceleração em função da Massa de Desbalanceamento para a tampa com folga**

Aceleração				
Passo	Massa (g)	RMS	FC	F. Fundamental
1	0	0,81089	3,39294	0,0156
2	1,84	0,89939	3,24509	0,05789
3	3,63	0,95809	3,74035	0,11721
4	5,64	1,05475	3,47747	0,19862
5	7,38	1,23259	3,24497	0,32171
6	9,41	1,35093	3,2001	0,40627
7	11,45	1,47481	3,09401	0,55169
8	13,23	1,59821	3,89106	0,70211
9	15,16	2,01031	3,72031	1,15818

10	16,9	2,14546	4,0387	1,07707
11	18,86	2,5232	4,06466	1,26889

**Tabela 5-12 - Velocidade em função da Massa de Desbalanceamento para a tampa com folga**

Velocidade				
Passo	Massa (g)	RMS	FC	F. Fundamental
1	0	0,844	2,27088	0,44148
2	1,84	1,51243	1,96272	1,59675
3	3,63	2,13987	1,71786	3,30721
4	5,64	2,78073	1,67166	5,64235
5	7,38	3,56396	1,64305	9,10316
6	9,41	4,26054	1,63475	12,3634
7	11,45	4,87429	1,59487	16,4543
8	13,23	5,15772	1,61971	19,2856
9	15,16	6,60985	1,62046	31,4658
10	16,9	6,63948	1,56851	30,6421
11	18,86	7,29038	1,65572	36,5918

Os valores de desvio padrão do RMS, do FC e da frequência fundamental para os sinais de aceleração e velocidade com a tampa com folga são mostrados nas tabelas 5.10 e 5.11.

**Tabela 5-13 - Tabela Aceleração com o Desvio Padrão das medidas em função da Massa de Desbalanceamento para a tampa com folga**

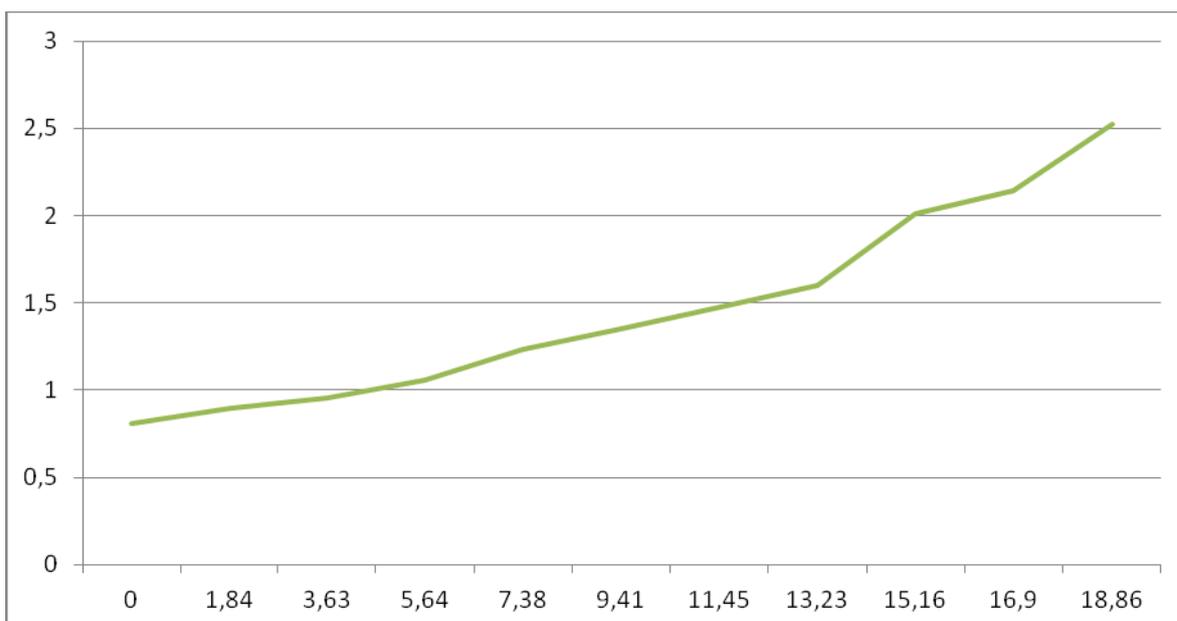
Aceleração – Desvio Padrão			
Passo	RMS	FC	Fundamental
1	0,00621	0,35827	0,00186
2	0,01443	0,50799	0,00395
3	0,00688	0,82273	0,00599
4	0,00734	0,02418	0,00812
5	0,02666	0,38128	0,0134
6	0,05426	0,50115	0,01603
7	0,06248	0,51137	0,3138
8	0,06844	0,21854	0,02224

9	0,1118	0,27478	0,05634
10	0,1129	0,36794	0,05117
11	0,157	0,38836	0,04238

**Tabela 5-14 - Tabela Velocidade com o Desvio Padrão das medidas em função da Massa de Desbalanceamento para a tampa com folga**

Velocidade – Desvio Padrão			
	RMS	FC	Fundamental
1	0,02271	0,16088	0,03382
2	0,04407	0,16106	0,10315
3	0,03169	0,08288	0,13716
4	0,04504	0,08979	0,21736
5	0,05881	0,057082	0,29854
6	0,13473	0,035913	0,76293
7	0,11138	0,035821	0,65327
8	0,09731	0,041402	0,64182
9	0,10606	0,054425	1,46266
10	0,09252	0,033668	1,0531
11	0,07095	0,035834	0,8457

Comparando os valores para a tampa com folga:



**Figura 5-22 - RMS do sinal de aceleração em função do Desbalanceamento para tampa com folga.**

De acordo com a

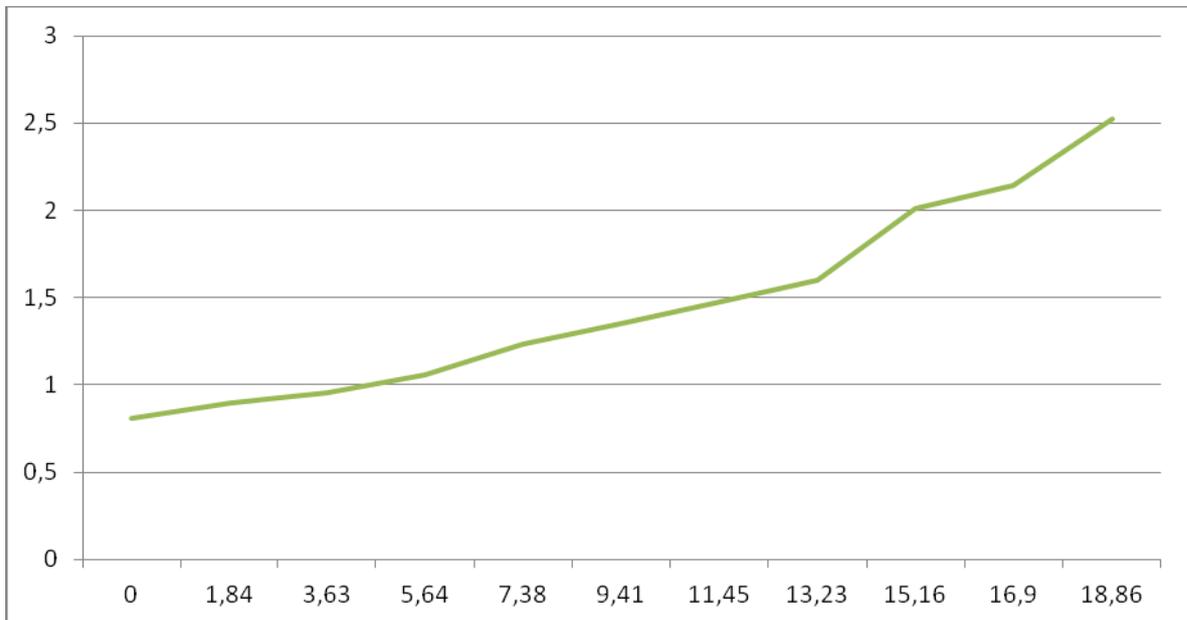


Figura 5-22 conforme o desbalanceamento aumenta devido ao aumento das arruelas, o valor RMS do sinal de aceleração aumenta, e isso também ocorre com o valor RMS do sinal de velocidade de acordo com a

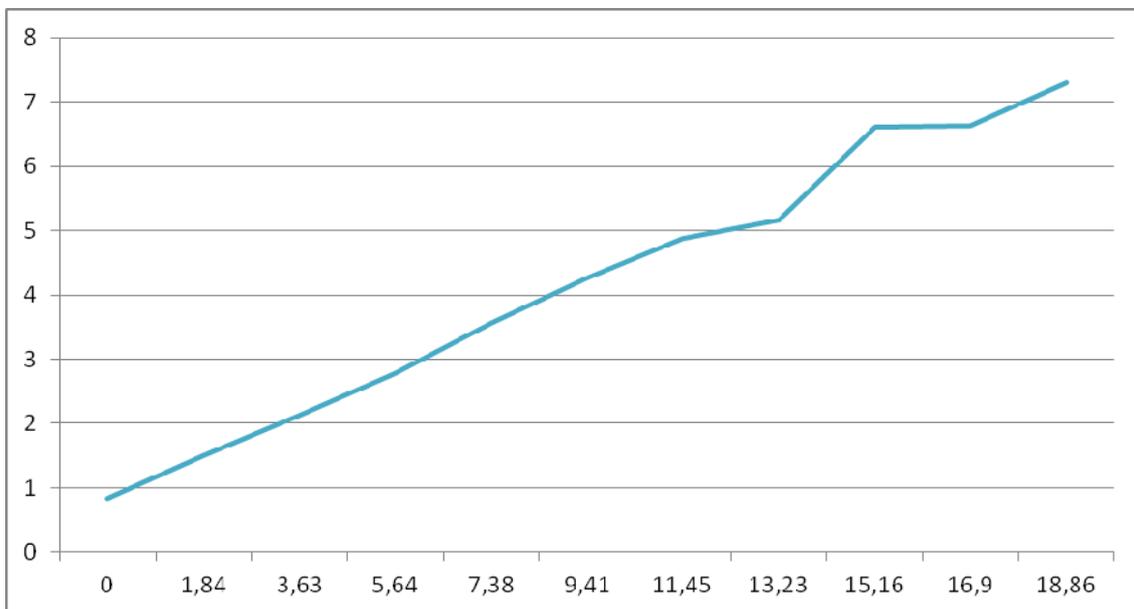
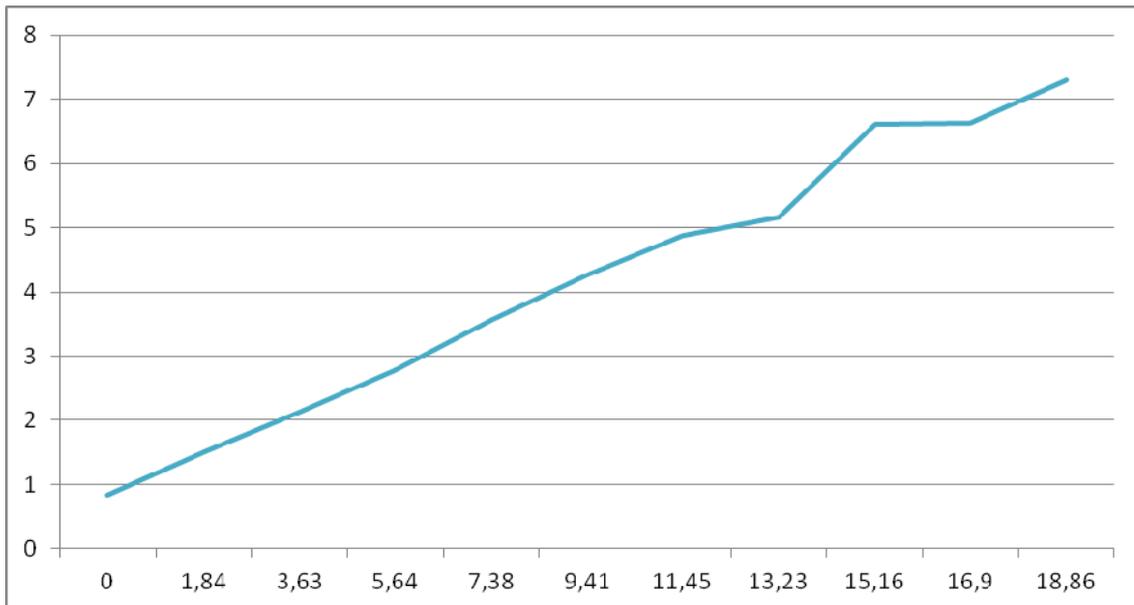
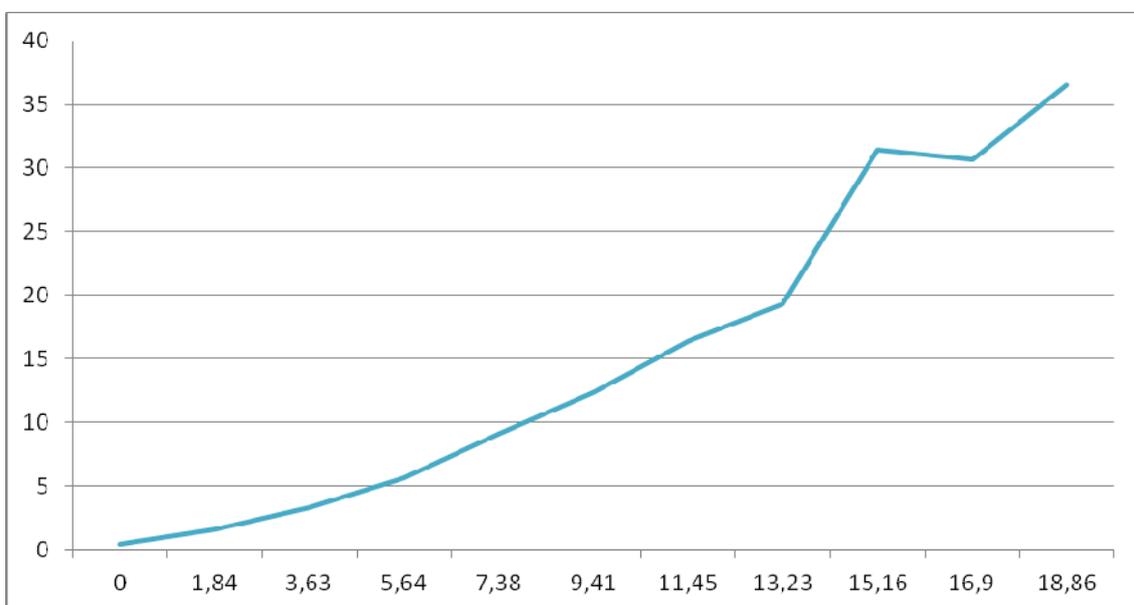


Figura 5-23.



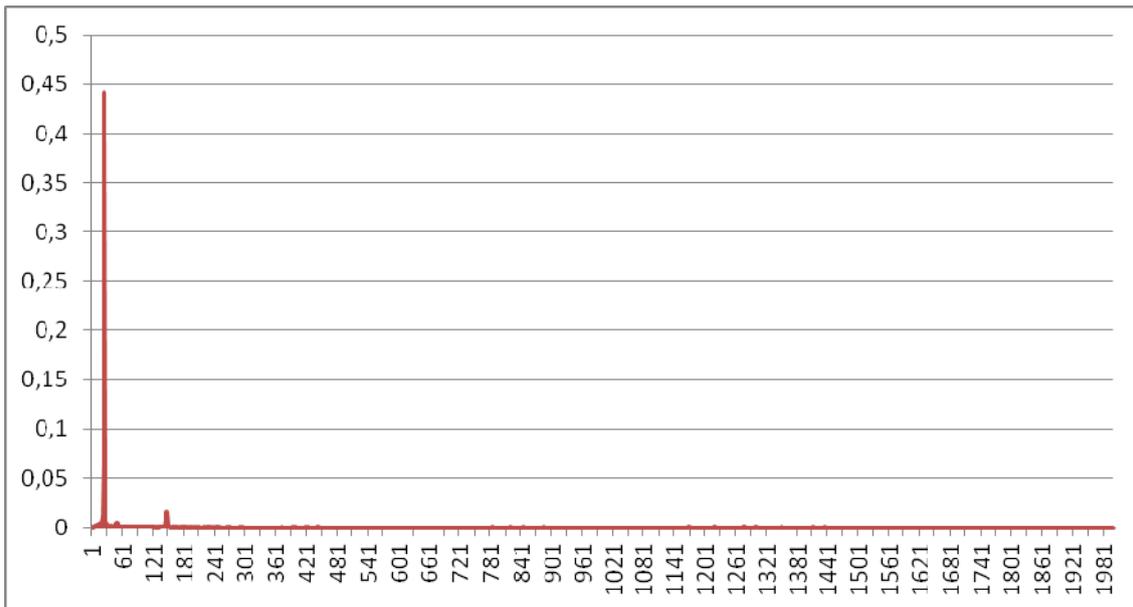
**Figura 5-23- RMS do sinal de velocidade em função do Desbalanceamento para tampa com folga.**

Assim como aconteceu nas medidas sem folga na tampa, as medidas com folga na tampa apresentaram aumento dos valores RMS para a aceleração, velocidade e para a frequência fundamental 30Hz.

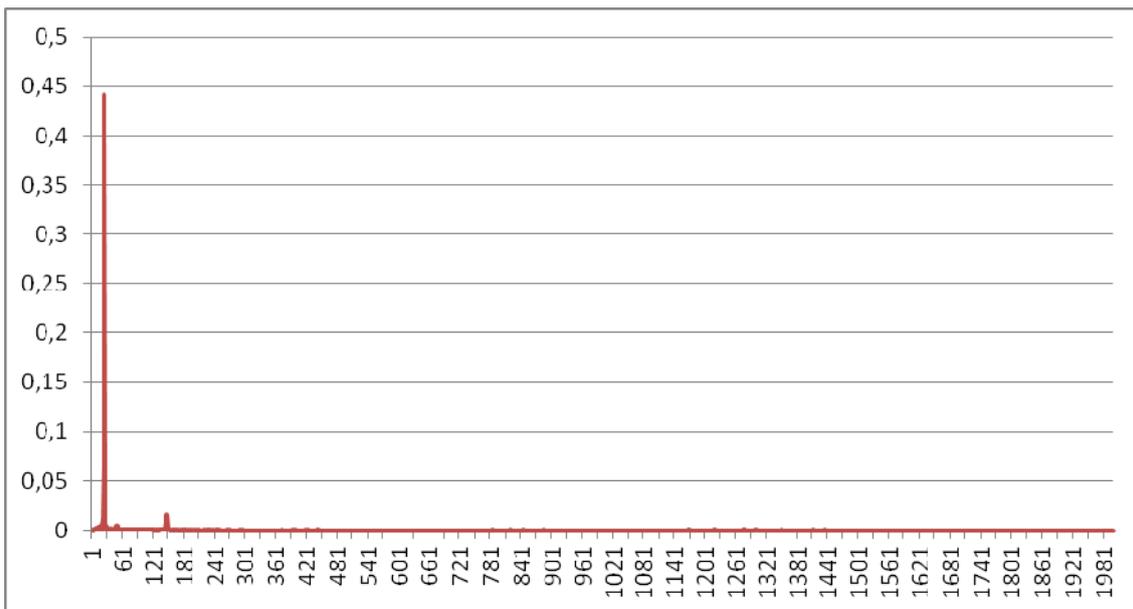


**Figura 5-24 - RMS da Fundamental de velocidade em função do Desbalanceamento com folga na tampa.**

Análise da frequência fundamental – 30Hz.

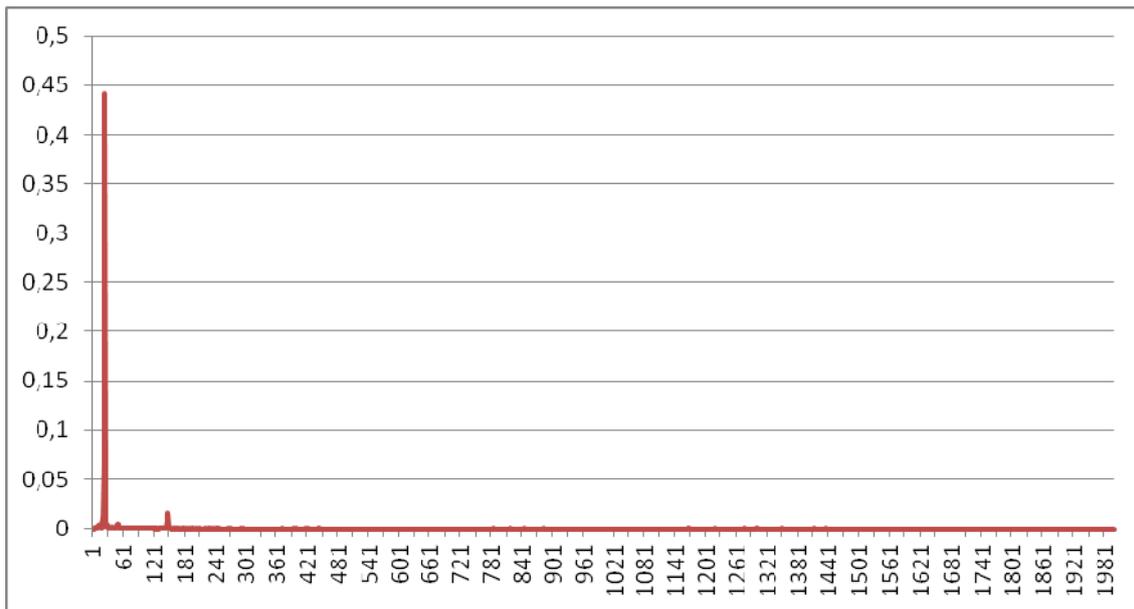


**Figura 5-25 – FFT do sinal de velocidade sem massa de desbalanceamento com folga na tampa.**



**Figura 5-26 - FFT do sinal de velocidade com massa de desbalanceamento de 18,6g com folga na tampa**

As



Figura

5-25

e

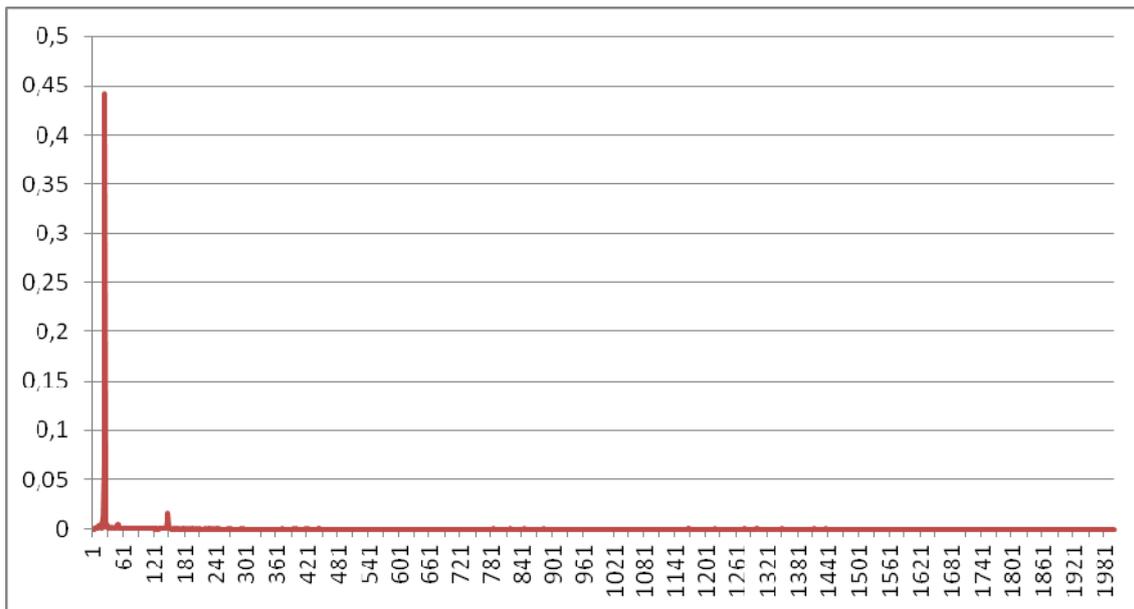


Figura 5-26 são as FFT do sinal de velocidade para situação sem desbalanceamento e com folga na tampa e para a situação com desbalanceamento máximo e com folga na tampa.

Nessas figuras de FFT de desbalanceamento com folga na tampa ocorre o mesmo que nas figuras de FFT de desbalanceamento sem folga as frequências principais estão entre 1Hz e 1981Hz sendo a frequência fundamental de 30Hz a mais importante para a análise.

Considerando o desvio padrão para as medidas de RMS de aceleração sem folga na tampa e RMS de aceleração com folga na tampa.

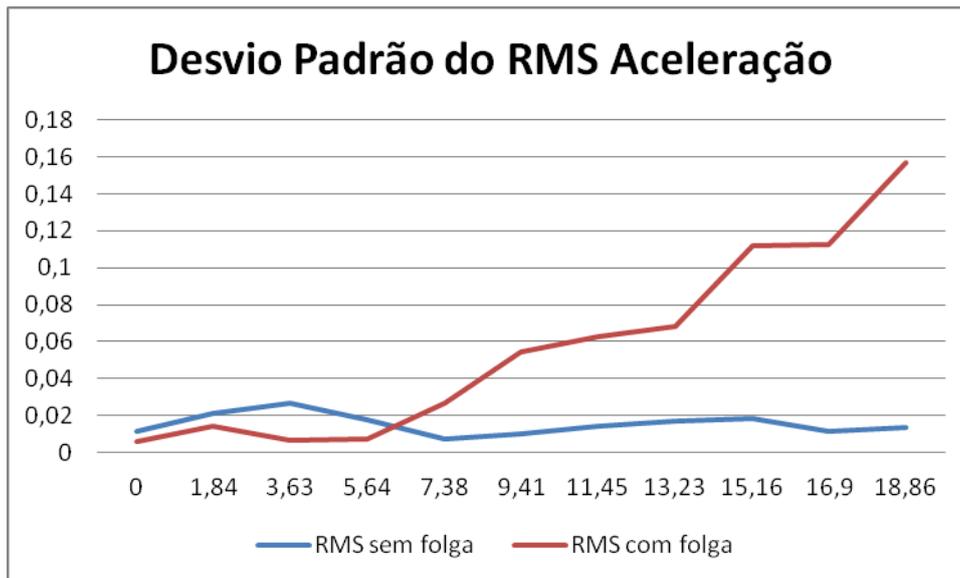


Figura 5-27 – Desvio Padrão do RMS de Aceleração para sem folga e com folga na tampa

Então

na

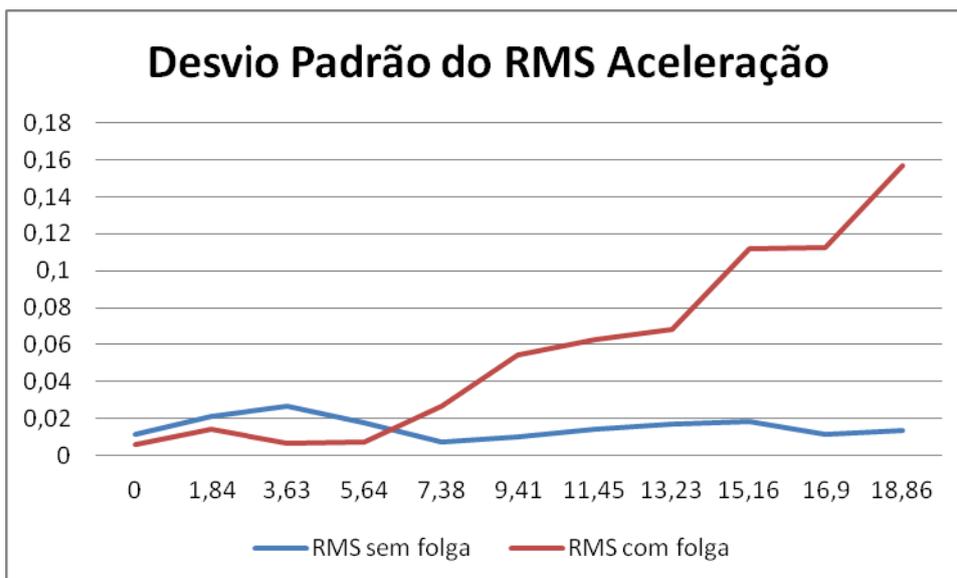


Figura 5-27 verificamos que o Desvio Padrão das doze medidas começa a aumentar conforme aumenta o desbalanceamento e a partir de 7,38g e com desbalanceamento máximo, 18,86 g, o Desvio Padrão é o máximo.

Então, a partir de 7,38g, a variação dos valores que compõe a média é cada vez maior para as medidas realizadas com a folga na tampa e em contrapartida a variação dos valores que compõe a média é pequena ou constante para as medidas realizadas sem a folga na tampa.

O comportamento do Desvio Padrão da Frequencia Fundamental 30Hz tem comportamento semelhante ao do RMS de Aceleração exceto que a variação do desvio padrão fica em evidencia após 9,41g de massa de desbalanceamento.

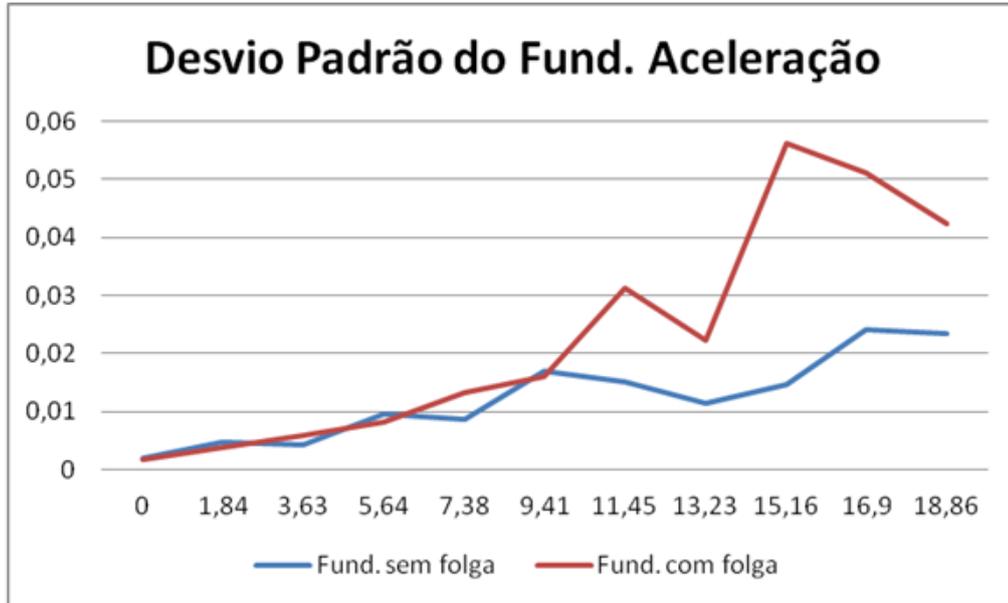


Figura 5-28 - Desvio Padrão do RMS de Aceleração para sem folga e com folga na tampa

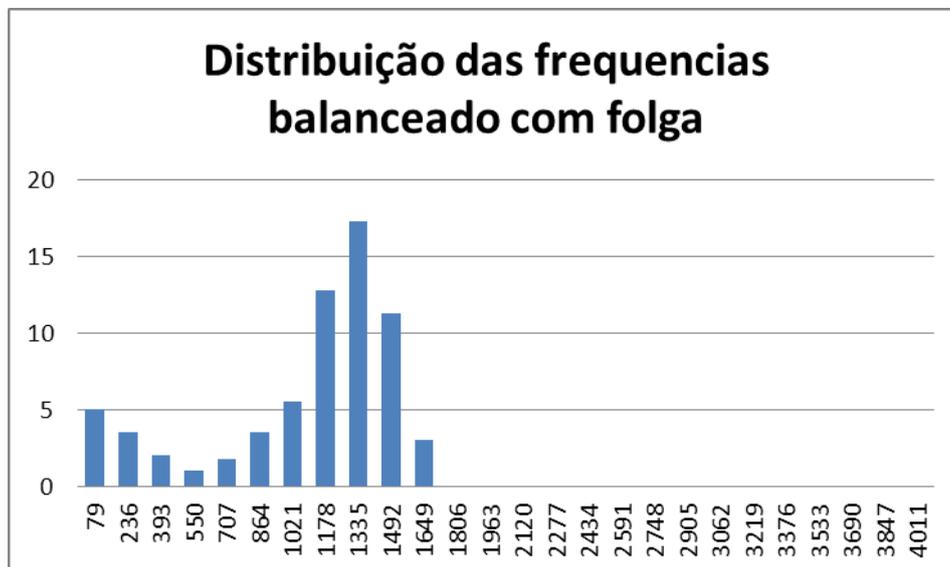
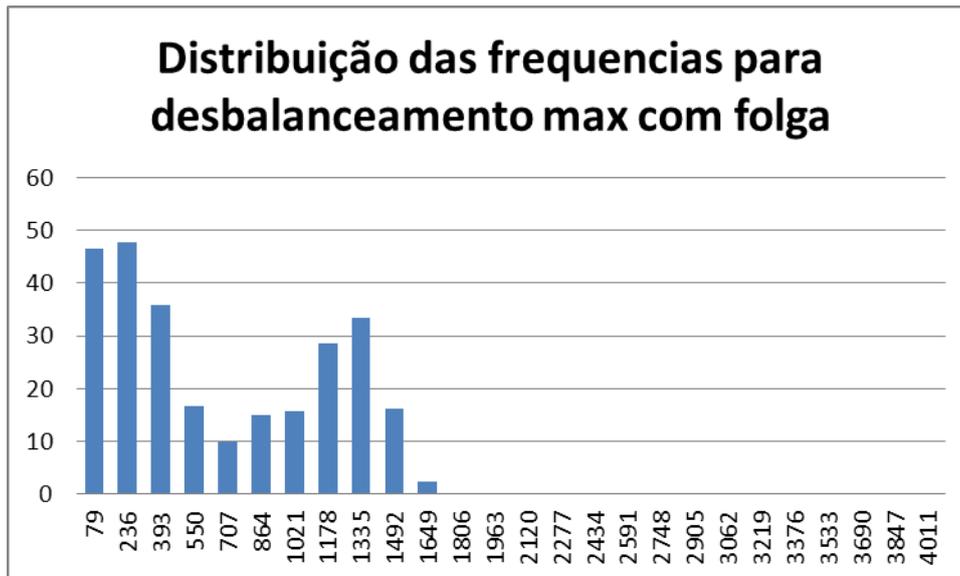


Figura 5-29 – Distribuição das freqüências rotor balanceado sem folga na tampa

A distribuição de freqüência mostra que com o aumento do desbalanceamento e com a folga na tampa a aumenta a ocorrência das freqüências.



**Figura 5-30 – Distribuição das frequências rotor desbalanceado máximo com folga na tampa**

#### 5.2.4 Análise do Rolamento

Neste trabalho foram analisadas as alterações de sinal adquirido entre rolamento bom e rolamento defeituoso da tampa dianteira. As aquisições foram adquiridas primeiramente com o rolamento bom do motor, nas condições de desbalanceamento zero até o desbalanceamento provocado pelas arruelas. Na seqüência, o rolamento novo da SKF foi trocado pelo rolamento defeituoso, e as aquisições foram feitas da mesma forma, nas mesmas condições de desbalanceamento. As aquisições desta etapa foram realizadas ainda com a tampa original do motor (sem folga), de modo a avaliar somente as discrepâncias ocasionadas pela mudança de rolamento.

Os dados foram analisados relacionando as amplitudes de valor RMS de aceleração com faixas de frequência. O espectro amostrado durante as aquisições com a placa NI USB 6008 compreende a faixa de 0 a 5000 Hz, que para esta análise foi dividido em faixas de 150 Hz. Para os valores em RMS foi definido um valor limitante de 0,01, abaixo do qual os sinais amostrados não são representativos e não apresentam alterações significativas com a alteração das situações operacionais do motor. Assim, os valores RMS acima de 0,01 foram utilizados como parâmetro, contabilizando o número de ocorrências em

cada faixa, para gerar histogramas (Figura 5-31 à Figura 5-34). Os gráficos mostram as condições extremas, ou seja, sem desbalanceamento e desbalanceamento máximo, sendo este último referente ao provocado pelas 10 arruelas inseridas no parafuso transpassado pelo orifício 1 do disco metálico, conforme mostrado no Capítulo **Erro! Fonte de referência não encontrada.**

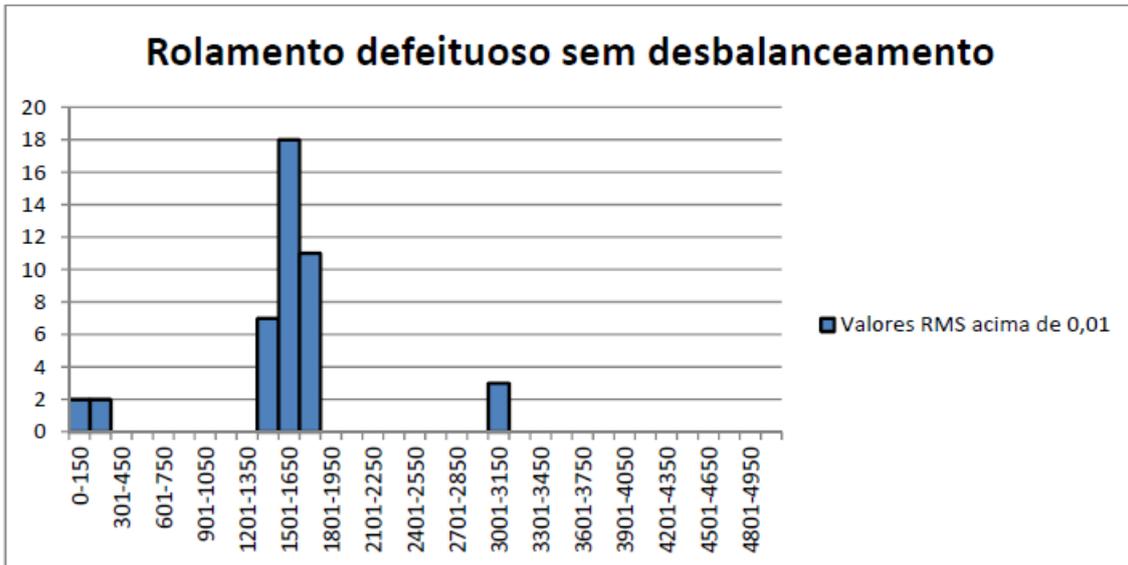


Figura 5-31 – Motor operando com rolamento defeituoso sem desbalanceamento

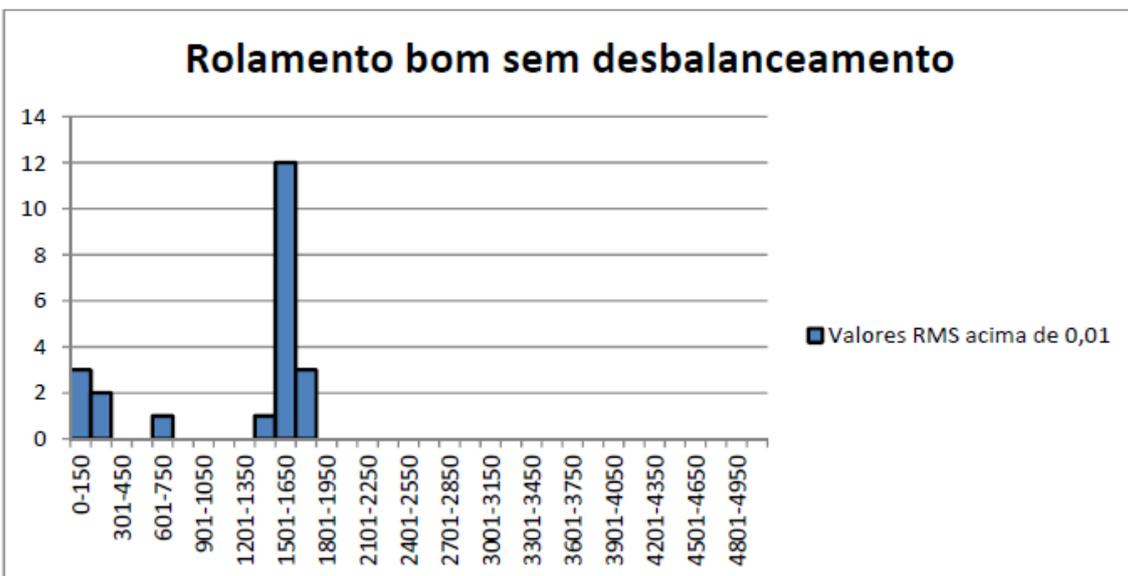


Figura 5-32 – Motor operando com rolamento SKF sem desbalanceamento

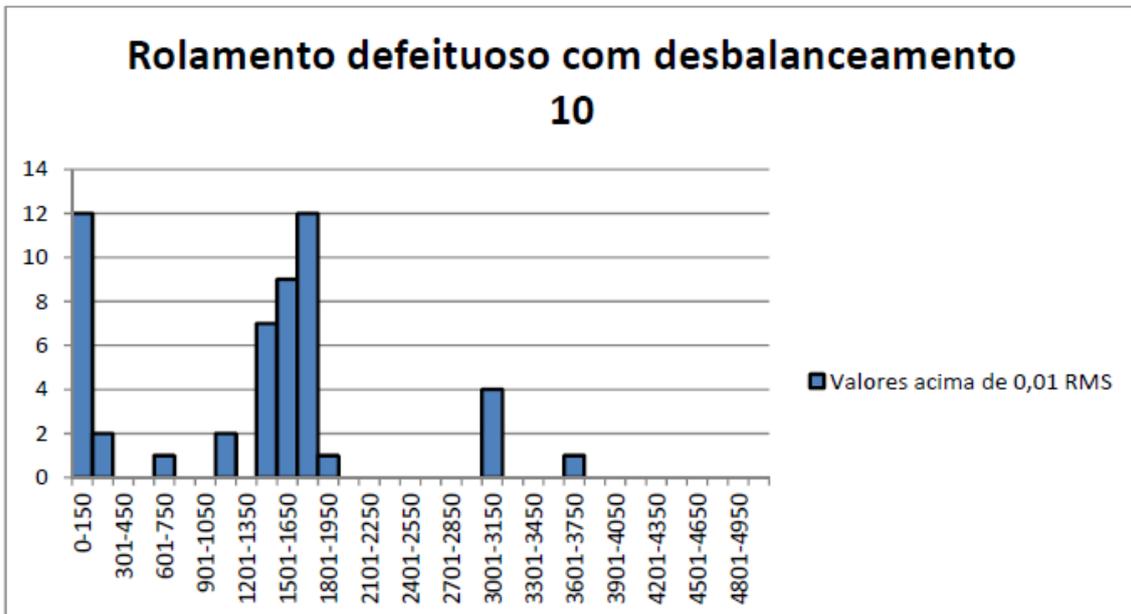


Figura 5-33 – Motor operando com rolamento defeituoso e desbalanceamento máximo

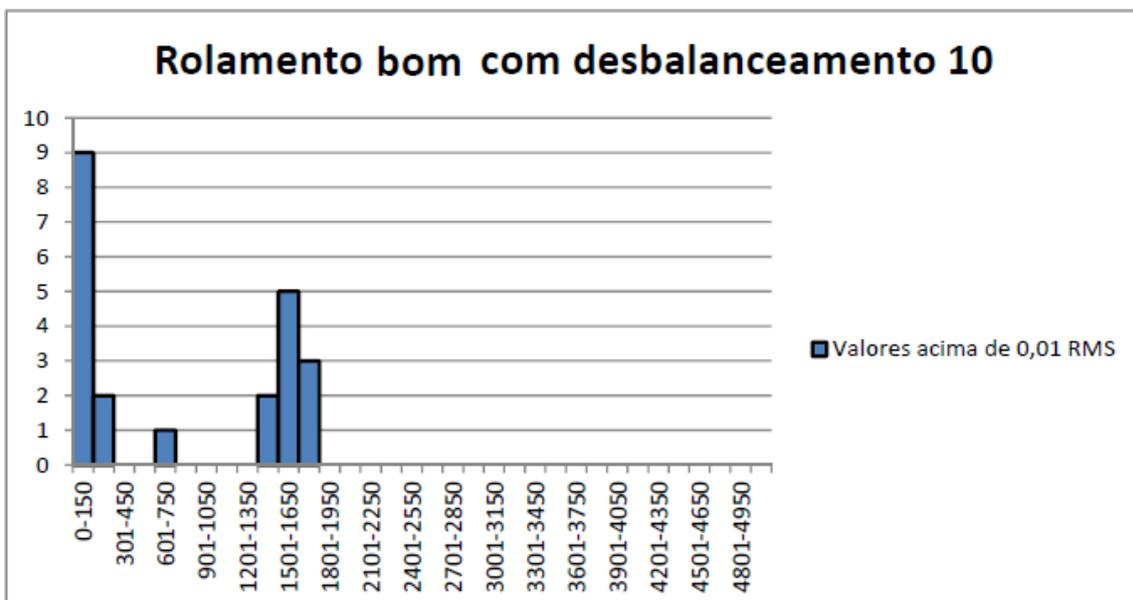


Figura 5-34 – Motor operando com rolamento SKF e desbalanceamento máximo

Observando os histogramas é possível perceber uma ocorrência maior de valores significativos de RMS na faixa de frequência entre 3000 e 3150 Hz e entre 3600 e 3750 Hz no rolamento defeituoso. É possível perceber ainda que as frequências entre 1350 e 1800 Hz possuem maior número de ocorrências no rolamento defeituoso.

De acordo com Silva (2008) as frequências características de rolamento são: frequência de passagem do elemento girante na pista externa (BPFO) e na pista interna (BPFI), frequência de giro do elemento girante (BSF) e frequência fundamental da gaiola (FTF). Para os casos de pista externa estacionária, essas frequências podem ser obtidas através das equações

Defeito na pista externa: (5.1) e

Defeito na pista interna: (5.2):

$$\text{Defeito na pista externa: } f_{BPFO} = f_r \cdot \frac{n}{2} \cdot \left(1 - \frac{BD}{PD} \cdot \cos\beta\right) \quad (5.1)$$

$$\text{Defeito na pista interna: } f_{BPFO} = f_r \cdot \frac{n}{2} \cdot \left(1 + \frac{BD}{PD} \cdot \cos\beta\right) \quad (5.2)$$

$$\text{Defeito no elem. girante: } f_{BPFO} = f_r \cdot \frac{PD}{2 \cdot BD} \cdot \left(1 + \left(\frac{BD}{PD}\right)^2 \cdot \cos^2\beta\right) \quad (5.3)$$

$$\text{Defeito na gaiola: } f_{BPFO} = f_r \cdot \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{BD}{PD} \cdot \cos\beta\right) \quad (5.4)$$

onde,

$f_r$  é a frequência de rotação do eixo em Hz;

$n$  é o número de elementos girantes;

$BD$  é o diâmetro do elemento girante;

$PD$  é o diâmetro primitivo do rolamento;

$\beta$  é o ângulo de contato, geralmente igual a  $0^\circ$ ;

O diâmetro primitivo do rolamento é dado pela média entre os diâmetros da pista interna ( $D_i$ ) e externa ( $D_o$ ) do rolamento.

Os dados do rolamento são mostrados na Tabela 5-15, assim como as respectivas frequências características de falha.

**Tabela 5-15 – Dados do rolamento e frequências características**

Rolamento SKF 6206 ZZ		Frequências características	
$f_r$	28,667	BPFO	92
$n$	9	BPFI	166

BD	13,7	BSF	54
PD	47,25	FTF	18
$\beta$	0		
Di	40,4		
Do	54,1		

Ainda de acordo com Silva (2008), o padrão de defeitos em rolamentos pode ser determinado pela equação (5.5), em forma de uma modulação da frequência fundamental.

$$f_b = f \pm k \cdot f_c \quad (5.5)$$

onde:

$f$  é a frequência de alimentação em Hz;

$k$  é a ordem do harmônico e igual a 1, 2, 3,...

$f_c$  é a frequência característica do rolamento em Hz.

Aplicando diferentes valores de  $k$  às frequências características chega-se a frequências dentro das faixas acima de 3000 Hz observadas no rolamento defeituoso para defeitos de pista externa e interna (BPFO e BPFI).

Quanto ao valor RMS, os valores foram analisados com desbalanceamento zero nas mesmas faixas de frequência. Calculou-se a média dos valores RMS acima de 0,01 de cada intervalo de forma a obter a Tabela 5-16, com os valores percentuais de aumento/decrécimo do rolamento novo em relação ao rolamento defeituoso.

**Tabela 5-16 – Comparativo de valores RMS de aceleração dos rolamentos sem desbalanceamento**

INTERVALOS (Hz)	DEFEITUOSO (mm/s <sup>2</sup> )	SKF (mm/s <sup>2</sup> )	%
0-150	0,0270	0,0150	-80%
151-300	-	0,0156	-
601-750	-	0,0505	-
1351-1500	0,0134	0,0113	-18%
1501-1650	0,0354	0,0416	15%
1651-1800	0,0300	0,0162	-85%
3001-3150	0,0133	-	-

É possível observar que houve um decréscimo na média dos valores RMS com a substituição do rolamento defeituoso, assim como o aparecimento de faixas de frequência com valores acima 0,01 que não estavam presentes na condição anterior.

### **5.3 CONCLUSÃO**

Neste capítulo foram analisados as medições efetuadas com o sistema de análise de vibrações elaborado em plataforma Labview e com o sistema SDAV da Teknikao. Houve uma diferença bastante evidente nos valores absolutos entre cada sistema, dentre as diversas grandezas medidas. A o ser efetuada a análise de defeitos, foi possível observar que o sistema pode detectá-los quando inseridos, mostrando que o sistema desenvolvido pode ser utilizado para. no anexo A, encontram-se as medidas efetuadas com um maior nível de detalhamento, as quais não puderam ser exibidas integralmente neste capítulo devido ao grande volume de informações. Assim o trabalho foi finalizado e as conclusões gerais são apresentadas no capítulo 6.

## 6 CONCLUSÕES GERAIS

Neste trabalho de conclusão de curso foi desenvolvido um sistema supervisorio para de monitoração de vibrações mecânicas, utilizando a plataforma Labview. Este sistema foi aplicado para detectar defeitos existentes em motores elétricos trifásicos de indução com rotor em gaiola de esquilo, dentre os defeitos que podem ser diagnosticados pela análise de vibração, foram escolhidas para testar o sistema os defeitos de desbalanceamento do rotor, folga na tampa e defeitos em rolamentos.

A literatura revisada se mostrou adequada para a realização do trabalho, uma vez que os defeitos introduzidos foram diagnosticados adequadamente, os diversos tipos de processamento de sinais puderam ser aplicados bem como as técnicas de análise de dados. A falta de dados disponível sobre o programa de monitoração da Teknikao dificultou um ajuste mais preciso do programa desenvolvido na plataforma Labview.

Foi utilizado para os testes um motor possuindo as especificações mencionadas anteriormente, o qual se encontra disponível nos laboratórios do Departamento Acadêmico de Eletrotécnica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Um protótipo foi montado utilizando este motor onde foi possível provocar de forma controlada os defeitos citados, e efetuar medições usando os sistemas de análise propostos.

O programa elaborado atendeu as especificações propostas possuindo as funções de monitorar o sinal de vibração, exibindo os sinais de aceleração e velocidade no domínio do tempo e da frequência, permitindo a monitoração do nível RMS da velocidade e indicando a condição da maquina de acordo com a norma ISO2732 e permitindo a exportação de dados para análise posterior.

Varias medições foram executadas com diversas situações de defeito, utilizando o sistema desenvolvido e um sistema comercial também disponível no laboratório do fabricante Teknikao, a fim de verificar a precisão do sistema elaborado. Para garantir que as condições entre as medidas dos dois sistemas tenham sido as mesmas, os sensores foram posicionados no mesmo ponto da carcaça do motor, e as medições serem feitas em momentos próximos, mas

apesar desses procedimentos, ocorreram erros entre as medidas dos dois sistemas então o uso de acelerômetros diferentes pode ser uma das causas desses erros.

Ao comparar os resultados obtidos com o sistema comercial da Teknikao com o desenvolvido neste trabalho, houve erros elevados chegando a uma média de 20% para os valores de velocidade. O erro no sinal de aceleração está provavelmente relacionado ao sistema de aquisição (Acelerômetro e NI USB 6008), porém o aumento do erro pode estar relacionado com o processo de integração, sendo esta uma das dificuldades encontradas por não haver literatura disponível sobre o processo de integração utilizado pela Teknikao, dificultando uma equalização entre os processos dos dois sistemas. Apesar do erro presente no sistema o defeito é detectado muito antes que o motor atinja a condição não permissível pela norma ISSO2372.

A análise de defeitos se mostrou satisfatória, sendo possível detectar os defeitos inseridos no motor, de acordo com o que foi previsto na literatura. O desbalanceamento do motor fica evidente analisando o valor RMS das medidas de aceleração ou de velocidade ou o valor da frequência fundamental 30Hz.

O defeito de folga na tampa pode ser detectado com as medidas RMS de aceleração e velocidade, mas, apenas com os valores mais altos de desbalanceamento. Com valores mais baixos de desbalanceamento não temos indicação de folga na tampa sendo a posição horizontal do sensor a provável causa.

A comparação entre rolamentos mostra que a substituição do rolamento defeituoso resultou em uma simples redução de valores RMS nas faixas de baixa frequência e intervalos entre 1300 e 1800 Hz. Entretanto, os intervalos entre 3000 e 3750 Hz mostraram valores significativos de RMS exclusivamente no rolamento defeituoso, o que indica uma faixa de frequências características que podem ter relação com defeitos nas pistas, conforme as equações mostradas. Apesar desse indicativo, a quantidade de amostras e avaliação do rolamento defeituoso neste trabalho não permitem chegar a uma avaliação conclusiva.

Sendo assim os dados obtidos neste trabalho permitem concluir que o sistema de medição de vibrações utilizando o módulo de aquisição NI USB 6008, dentro das condições de medição e do programa elaborado fazer uma

análise qualitativa dos defeitos em motores elétricos trifásicos de indução com confiabilidade. Os defeitos simulados foram de fato detectados, porém, quantitativamente os resultados não foram satisfatórios, pois os valores obtidos para as grandezas medidas apresentam erros elevados em relação ao sistema já consolidado no mercado.

## 7 REFERÊNCIAS

1. ALMEIDA, F. R. **Análises Estatísticas e Reconhecimento de Padrão Aplicados em Diagnosticos de Defeitos em Rolamentos Através da Análise de Vibração**. 2007. Disponível em <[http://www.portal.unifei.edu.br/files/arquivos/PRPPG/Engenharia\\_mecanica/Projeto\\_fabrica%C3%A7%C3%A3o\\_doutorado/Fabiano%20Ribeiro%20do%20Vale%20Almeida.pdf](http://www.portal.unifei.edu.br/files/arquivos/PRPPG/Engenharia_mecanica/Projeto_fabrica%C3%A7%C3%A3o_doutorado/Fabiano%20Ribeiro%20do%20Vale%20Almeida.pdf)>. Acesso em: 30 mai. 2011.
2. ALMEIRA, M. T. **Manutenção preditiva: confiabilidade e qualidade**. Disponível em <<http://www.mtaev.com.br/download/mnt1.pdf>>. Acesso em 30 mar. 2011.
3. ANTONIOLLI, E. B. **Estudo comparativo de técnicas de medição e análise de vibrações para a manutenção em mancais de rolamentos**. Florianópolis: UFSC, 1999.
4. ARAÚJO, R. d. **Desgaste prematuro e falhas recorrentes em rolamentos de motores**. 2011. Disponível em <<http://www.ppgee.ufmg.br/parecer/docs/WQBASAKIAF00059.PDF>>. Acesso em: 26 mai. 2011.
5. BAILLIE, D., & MATHEW, J. **Diagnosing rolling element bearing faults with artificial neural networks**. Disponível em <<http://www.acoustics.asn.au/journal/Vol22No3.pdf>>. Acesso em: 27 mar. 2011.
6. CORRÊA, C. J. **Eletricista Força e Controle**. 2008. Disponível em <[ftp://ftp.cefetes.br/Cursos/Eletrotecnica/Cassoli/PROMINP%20ELETRO/Eletricista%20For%20e%20controle/Eletricista%20For%20e%20Controle\\_Organiza%20da%20Manuten%20](ftp://ftp.cefetes.br/Cursos/Eletrotecnica/Cassoli/PROMINP%20ELETRO/Eletricista%20For%20e%20controle/Eletricista%20For%20e%20Controle_Organiza%20da%20Manuten%20)>. Acesso em: 30 mai. 2011.
7. COSTA, C. d., & MATHIAS, M. H. **Análise de Vibrações Mecânicas com FPGA**. Saber Eletrônica , 429. 2008.
8. DINIZ, P. S., SILVA, E. A., & NETTO, S. L. **Processamento Digital de Sinais: projeto e análise de sistemas**. Porto Alegre: Bookman, 2004.
9. Ecco. **Mecânica Industrial**. Disponível em

- <<http://www.eccoonline.com.br/mancal-de-rolamento-serie-sbp.php>>.  
Acesso em: 30 mai. 2011.
10. GIRDHAR, Paresh; SCHEFFER, Cornelius. **Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance**. Burlington, Reino Unido: Newnes, 2004.
  11. HAYKIN, S. S., & VEEN, B. V. **Sinais e sistemas**. Porto Alegre, 2002.
  12. HWANG, D.-H. **A Method for Rotor Vibration Monitoring of Induction Motor by Air-gap Flux Detection**. Disponível em <<http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=1712193>>.  
Acesso em: 29 mar. 2011.
  13. INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 2372 - Mechanical vibration of machines with operating speeds from 10 to 200 rev/s: Basis for specifying evaluation standards**. Geneva, 1974.
  14. LATHI, B. **Sinais e Sistemas Lineares (2 ed.)**. (G. G. PARMA, Trad.) Porto Alegre, Rio Grande do Sul, Brasil: Bookman, 2007.
  15. MACIEL, E. S. **Análise de Vibrações em Máquinas Rotativas**. Disponível em <<http://pessoal.utfpr.edu.br/ednilsonmaciel/arquivos/vibra.pdf>>. Acesso em: 29 mai. 2011.
  16. MATOS, C. S., ROCHA, R. d., MATOS, W. S., & ZINDELUK, M. (1997). **Estudo de Efeitos Dinâmicos Induzidos por Folga em Mancais de Rolamento em um Rotor Vertical**. Disponível em ABRAMAN - 12 Congresso Brasileiro de Manutenção: <<http://www.tecvib.com.br/trabalhos/folrotver.pdf>>. Acesso em: 30 mai. 2011.
  17. MCINERNY, S., & DAI, Y. (2003). **Basic Vibration Signal Processing for Bearing Fault Detection**. 2003. Disponível em <<http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stam.jsp?tp=&arnumer=1183679>>.  
Acesso em: 30 mai. 2011.
  18. MIRSHAWKA, V. **Manutenção preditiva caminho para zero defeitos**. São Paulo: Makron Books, 1991.

19. MULLINGER, D. **The Application of Statistical Techniques to Vibration Analysis and Testing**. 1961. Disponível em <<http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=5266411>>. Acesso em: 29 mar. 2011.
20. MURPHY, B., VANCE, J. & ZEIDAN, F. **Machinery Vibration and Rotordynamics**. Hoboken, 2010
21. NSK. Disponível em NSK do Brasil: <<http://www.nsk.com.br/>>. Acesso em: 30 mai. 2011.
22. PINTO, A. K., & NASCIF, J. **Manutenção: Função Estratégica** (2 ed.). Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil: Qualitymark Editora, 2002.
23. REGAZZI. **Soluções práticas de instrumentação e automação**. Rio de Janeiro: Isegnet, 2005.
24. ROCHA, Joaquim Eloir. **Acionamentos Industriais**. Disponível em <[http://www.pessoal.utfpr.edu.br/joaquimrocha/arquivos/Acionamento\\_01\\_Introducao.pdf](http://www.pessoal.utfpr.edu.br/joaquimrocha/arquivos/Acionamento_01_Introducao.pdf)>. Acesso em: 30 mai. 2011.
25. SERRA, R. C. **Deteção de Trincas em Eixos de Bombas Centrífugas em Operação, Através da Técnica de Análise de Vibrações**. 1995. Disponível em <[http://pelicano.ipen.br/PosG30/TextoCompleto/Reynaldo%20Cavalcanti%20Serra\\_M.pdf](http://pelicano.ipen.br/PosG30/TextoCompleto/Reynaldo%20Cavalcanti%20Serra_M.pdf)>. Acesso em: 30 mai. 2011.
26. SILVA, J. G. **Aplicação da análise de componentes principais (PCA) no diagnóstico de defeitos em rolamentos através da assinatura elétrica de motores de indução**. 2008. Disponível em <<http://adm-netna.unifei.edu.br/ohl/pdf/0032606.pdf>>. Acesso em: 30 mar. 2011.
27. SINHA, A. **Vibration of Mechanical Systems**. Nova York: Cambridge University Press, 2010.
28. SUMATHI, S., & SUREKHA, P. (2007). **LabVIEW based advanced instrumentation systems**. New York, 2007
29. UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ. **Normas para a elaboração de trabalhos acadêmicos**. Curitiba: UTFPR, 2008.