

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

LUIZ EDUARDO KUHN

**ESTUDO DIRIGIDO AO BALANCEAMENTO DE SISTEMAS ATRAVÉS
DA ANÁLISE DE SINAIS VIBRATÓRIOS: EMPREGO DE UM
SOFTWARE E DE UMA BANCADA EXPERIMENTAL**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PONTA GROSSA

2019

LUIZ EDUARDO KUHN

**ESTUDO DIRIGIDO AO BALANCEAMENTO DE SISTEMAS ATRAVÉS
DA ANÁLISE DE SINAIS VIBRATÓRIOS: EMPREGO DE UM
SOFTWARE E DE UMA BANCADA EXPERIMENTAL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Eng. Felipe Barreto Campelo Cruz

PONTA GROSSA

2019



Ministério da Educação
Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Campus Ponta Grossa

Nome da Diretoria
Nome da Coordenação
Nome do Curso



TERMO DE APROVAÇÃO

**ESTUDO DIRIGIDO AO BALANCEAMENTO DE SISTEMAS ATRAVÉS DA
ANÁLISE DE SINAIS VIBRATÓRIOS: EMPREGO DE UM SOFTWARE E DE UMA
BANCADA EXPERIMENTAL**

por

LUIZ EDUARDO KUHN

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 10 de junho de 2019 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Dr. Felipe Barreto Campelo Cruz
Orientador

Prof. Dr. Laercio Javarez Junior
Membro Titular

Prof. Dr. Davi Fusão
Membro Titular

Prof. Dr. Marcos Eduardo Soares
Responsável pelos TCC

Prof. Dr. Marcelo Vasconcelos de Carvalho
Coordenador do Curso

– O Termo de Aprovação assinado encontra-se na Coordenação do Curso –

AGRADECIMENTOS

Certamente estes parágrafos não irão atender a todas as pessoas que fizeram parte dessa importante fase de minha vida. Portanto, desde já, peço desculpas àquelas que não estão presentes entre essas palavras, mas elas podem estar certas que fazem parte do meu pensamento e de minha gratidão.

Primeiramente agradeço a Deus pela oportunidade de poder estar mais um ano perto das pessoas que amo.

Agradeço a meus pais e irmãos por todo o apoio que me deram durante esta jornada.

Ao meu orientador Prof. Dr. Eng. Felipe Barreto Campelo Cruz, pela sabedoria com que me guiou nesta trajetória.

Ao Prof. Dr. Luís Maurício Resende, pelos bons conselhos sobre a forma de confecção deste trabalho.

Aos meus colegas de sala, pelos bons momentos de descontração.

Enfim, a todos os que, de alguma forma, contribuíram para a realização desta pesquisa.

O insucesso é apenas uma oportunidade para recomeçar de novo com mais inteligência (FORD, Henry).

RESUMO

KUHN, Luiz Eduardo. **ESTUDO DIRIGIDO AO BALANCEAMENTO DE SISTEMAS ATRAVÉS DA ANÁLISE DE SINAIS VIBRATÓRIOS: EMPREGO DE UM SOFTWARE E DE UMA BANCADA EXPERIMENTAL**. 2019. 50f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2019.

Este trabalho teve como objetivo identificar atividades práticas, relacionadas ao balanceamento de sistemas, possíveis de serem realizadas em uma bancada didática da Teknikao juntamente com o *software* SDAV (Sistema Digital de Análise de Vibrações). O estudo proporcionou um levantamento bibliográfico sobre os conceitos necessários para se compreender os funcionamentos do sistema e do *software*. O programa permite tanto simulações por meio de uma máquina virtual, quanto captar os sinais vibratórios de um sistema. Desta forma, a pesquisa foi realizada nestes dois campos. Através das simulações de desbalanceamento no *software* foi possível identificar a variação do comportamento vibratório do sistema, conforme se aumentava a severidade do defeito, e comparar com o que as bibliografias estudadas descreviam. A simulação na bancada experimental proporcionou dados reais que foram comparados com os obtidos do *software*. Como resultado foi possível determinar a eficácia do sistema em realizar diversos tipos de simulações e comprovar o seu desempenho em simulações de desbalanceamento.

Palavras-chave: Vibração Mecânica, SDAV, Balanceamento.

ABSTRACT

KUHN, Luiz Eduardo. **STUDY AIMED TO SYSTEMS BALANCING THROUGH THE ANALYSIS OF VIBRATORY SIGNALS: EMPLOYMENT OF A SOFTWARE AND AN EXPERIMENTAL BENCH.** 2019. 50p. Conclusion Course Paper (Bachelor's degree in Mechanical Engineering) – Federal University of Technology - Paraná. Ponta Grossa, 2019.

This work aimed to identify practical activities related to systems balancing, possible to be performed in a didactic workbench of Teknikao along with SDAV software (Digital System of Vibration Analysis). The study provided a bibliographical survey on the concepts needed to understand the functioning of the system and software. The program allows both simulations through a virtual machine and capture the vibratory signals of a system. In this way, the research was carried out in these two fields. Through the unbalance simulations in the software it was possible to identify the variation of the vibratory behavior of the system, as it increased the severity of the defect, and to compare with what the bibliographies studied described. The simulation on the experimental workbench provided real data that were compared with those obtained from the software. As a result, it was possible to determine the effectiveness of the system in performing several types of simulations and to prove its performance in unbalance simulations.

Keywords: Mechanical Vibration, SDAV, Balancing.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1- Registro de movimento harmônico. Fonte Bandeira, Abreu e Gianelli (2010) | 9 |
| Figura 2-Relação para medidas em Deslocamento, Velocidade e Aceleração para uma mesma frequência | 10 |
| Figura 3- Formas de análise de sinal. Fonte Bandeira, Abreu e Gianelli (2010) | 11 |
| Figura 4- Relação Valor de Pico, RMS e Fator de Crista (MATHIAS, 20--) | 13 |
| Figura 5- Processo de obtenção do envelope (Demodulação). (BASTOS e BORGES JR, 2010)..... | 14 |
| Figura 6-Amplitude relativa x Frequência (HZ)- (MARRA, 2010) | 16 |
| Figura 7- Grau de severidade do nível de vibração (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION , 1987)..... | 18 |
| Figura 8- Posicionamento dos acelerômetros na máquina virtual do <i>software</i> SDAV 2017 (TEKNIKAO IND. E COM. LTDA, 2017) | 19 |
| Figura 9- Exemplo de espectro captado em um sistema mecânico (BLOG DA MECANICA, 2010) | 20 |
| Figura 10-Desbalanceamento (a) Estático (b) Conjugado (c) Dinâmico | 21 |
| Figura 11-espectro típico produzido por um rotor desbalanceado (BORGES e BORGES, 2017 no Prelo) | 22 |
| Figura 12- Bancada de balanceamento composta pelo motor WEG W22 e Inversor de frequência WEG CFW08..... | 25 |
| Figura 13- Sistema de análise de vibrações: Acelerômetro e Hardware SDAV. | 26 |
| Figura 14- Configuração <i>Software</i> SDAV | 27 |
| Figura 15- Tela de análise de sinal. | 29 |
| Figura 16 - Telas de análise de vibração em MLOV em relação ao deslocamento com a) 0% de criticidade, b) 20% de criticidade, c) 50% de criticidade e d) 90% de criticidade. | 32 |
| Figura 17 - Telas de análise de vibração em MLOV em relação à velocidade com a) 0% de criticidade, b) 20% de criticidade, c) 50% de criticidade e d) 90% de criticidade. | 33 |
| Figura 18 - Telas de análise de vibração em MLOV em relação à aceleração com a) 0% de criticidade, b) 20% de criticidade, c) 50% de criticidade e d) 90% de criticidade. | 34 |
| Figura 19 - Telas de análise de vibração aplicando a demodulação do sinal (Envelope) em MLOV com a) 0% de criticidade, b) 20% de criticidade, c) 50% de criticidade e d) 90% de criticidade..... | 35 |
| Figura 20-Telas de análise de vibração em MLAV em relação à velocidade com a) 0% de criticidade, b) 20% de criticidade, c) 50% de criticidade e d) 90% de criticidade. | 37 |
| Figura 21- Relação entre fator de pico, RMS e fator de crista..... | 39 |

| | |
|--|----|
| Figura 22 - Tela de análise de vibrações em relação ao deslocamento sem massa adicionada ao rotor e acelerômetro posicionado em a) MLAV e b) MLOV..... | 40 |
| Figura 23 - Tela de análise de vibrações em relação ao deslocamento com massa adicionada ao rotor e acelerômetro posicionado em a) MLAV e b) MLOV..... | 41 |
| Figura 24 - Tela de análise de vibrações em relação à velocidade sem massa adicionada ao rotor e acelerômetro posicionado em a) MLAV e b) MLOV..... | 42 |
| Figura 25 - Tela de análise de vibrações em relação à velocidade com massa adicionada ao rotor e acelerômetro posicionado em a) MLAV e b) MLOV..... | 43 |
| Figura 26 - Tela de análise de vibrações em relação à aceleração sem massa adicionada ao rotor e acelerômetro posicionado em a) MLAV e b) MLOV..... | 44 |
| Figura 27 - Tela de análise de vibrações em relação à aceleração com massa adicionada ao rotor e acelerômetro posicionado em a) MLAV e b) MLOV..... | 45 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 1- Diagnóstico de defeitos em máquinas..... | 23 |
| Tabela 2 - Resultados dos experimentos em MLOV..... | 36 |
| Tabela 3- Resultados dos experimentos em MLAV. | 38 |
| Tabela 4 - Resultados dos experimentos em MLAV para vários níveis de severidade. | 39 |
| Tabela 5 - Resultados dos testes de vibrações em relação ao deslocamento. | 41 |
| Tabela 6-Resultados dos testes de vibrações em relação à velocidade. | 43 |
| Tabela 7 - Resultados dos testes de vibrações em relação à aceleração..... | 45 |

LISTA DE SÍMBOLOS

SDAV = Sistema Digital de Análise de Vibrações;

τ = Período de oscilação;

f = Frequência de oscilação;

x = deslocamento;

X = amplitude máxima do deslocamento;

ω = frequência de oscilação;

t = tempo;

\dot{x} = velocidade;

\ddot{x} = aceleração;

T = período do sinal;

MLOH = Motor Lado Oposto Horizontal;

MLOV = Motor Lado Oposto Vertical;

MLAH = Motor Lado Acoplado Horizontal;

MLAV = Motor Lado Acoplado Vertical;

MLAA = Motor Lado Acoplado Axial;

RDLAH = Redutor Lado Acoplado Horizontal;

BBLAH = Bomba Lado Acoplado Horizontal;

X = variação entre valores analisados;

x_1 = grandeza 1;

x_2 = grandeza 2;

SUMÁRIO

| | |
|---|-----------|
| 1. INTRODUÇÃO | 7 |
| 1.1 OBJETIVOS..... | 7 |
| 1.2 JUSTIFICATIVA..... | 8 |
| 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 9 |
| 2.1 CONCEITOS GERAIS | 9 |
| 2.2 AMPLITUDE DE VIBRAÇÃO | 11 |
| 2.2.1 Fator de pico..... | 11 |
| 2.2.2 Fator RMS..... | 12 |
| 2.2.3 Fator de crista | 12 |
| 2.2.4 Análise envelope..... | 13 |
| 2.3 TRANSDUTORES | 15 |
| 2.4 NORMAS TÉCNICAS | 17 |
| 2.4.1 Norma ISO 2372 (VDI 2056): Vibrações mecânicas de máquinas com velocidade de operação entre 10 e 200 rev/s | 17 |
| 2.5 DIAGNÓSTICO DE PROBLEMAS MECÂNICOS COM BASE NA ANÁLISE DE VIBRAÇÕES MECÂNICAS | 19 |
| 2.5.1 Desbalanceamento | 21 |
| 3. MATERIAIS E MÉTODOS | 25 |
| 3.1 CONIGURANDO O <i>SOFTWARE</i> | 26 |
| 3.2 PRIMEIRA ETAPA | 27 |
| 3.3 SEGUNDA ETAPA..... | 28 |
| 3.4 ANÁLISE DE SINAL..... | 29 |
| 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES | 31 |
| 4.1 PRIMEIRA ETAPA | 31 |
| 4.1.1 Análise em MLOV | 31 |
| 4.1.2 Análise em MLAV..... | 37 |
| 4.2 SEGUNDA ETAPA..... | 40 |
| 5. CONCLUSÕES FINAIS | 46 |
| 6. REFERÊNCIAS | 47 |

1. INTRODUÇÃO

Existem diversas fontes de vibrações em ambientes industriais como, por exemplo, processos de impacto, processos de conformação mecânica, cravação de estacas, máquinas rotativas e alternativas, veículos de transportes, transporte de fluidos entre outros. (RAO, 2008)

Desta forma, a vibração pode ser um efeito desejado em um determinado equipamento ou processo, como no caso de britadeiras e peneiras, porém normalmente é algo indesejado em sistemas mecânicos.

A presença de vibrações não desejadas nos ambientes pode gerar diversos malefícios para os equipamentos, como o afrouxamento de parafusos, propagação de trincas, desgaste excessivo de mancais, falhas estruturais e mecânicas, mau funcionamento de equipamentos. (RAO, 2008)

Diversos mecanismos de medição e análise de vibrações estão disponíveis para avaliar as condições dinâmicas dos equipamentos, dentre eles o SDAV (Sistema Digital de Análise de Vibrações), o qual gerencia uma das bancadas de ensaios de vibrações presente no laboratório de vibrações do departamento acadêmico de mecânica da UTFPR, campus Ponta Grossa.

O SDAV foi desenvolvido com o intuito de detectar falhas mecânicas em rolamentos, engrenagens, desalinhamentos, folgas etc. Trata-se de um *software* gratuito e de fácil acesso, distribuído sem restrições, proporcionando ao usuário um contato com as técnicas de análise de vibrações através do uso da máquina virtual ali presente, responsável por simular os defeitos. (TEKNIKAO, 2017)

1.1 OBJETIVOS

Esta pesquisa tem como objetivo geral conhecer a capacidade do *software* SDAV, em especial no que tange sua aplicação em fenômenos envolvendo o balanceamento de sistemas rotativos, assim como da bancada experimental para o estudo do balanceamento de sistemas rotativos, no intuito de integrá-los de forma mais eficaz e sistemática às aulas práticas da disciplina de vibrações mecânicas.

Para que o objetivo proposto seja alcançado, estabeleceu-se os seguintes objetivos específicos.

- Fazer um levantamento bibliográfico relacionado à análise de vibrações em sistemas rotativos desbalanceados;
- Efetuar simulações de desbalanceamento na máquina virtual presente no *software* SDAV;
- Simular possíveis falhas de desbalanceamento na bancada experimental;
- Analisar e comparar os resultados obtidos;

1.2 JUSTIFICATIVA

O processo de monitoramento de vibrações é utilizado pela indústria como base para a manutenção preditiva de equipamentos, gerando longevidade na vida útil dos mesmos e reduzindo os custos de manutenção.

A fim de contribuir com as pesquisas desta área, este trabalho visa realizar um estudo dirigido ao *software* SDAV, assim como da bancada experimental, para que os mesmos possam ser usados de forma mais eficaz e sistemática durante as aulas práticas do curso de engenharia mecânica.

Indústrias que eventualmente utilizem o *software* para realização de manutenções preditivas, poderão aplicar a metodologia abordada neste trabalho para identificar padrões vibratórios em seus equipamentos para que se tome as devidas providências.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O presente capítulo destina-se a um aprofundamento teórico nos tópicos principais do tema que rege a presente pesquisa.

2.1 CONCEITOS GERAIS

A vibração, também descrita como oscilação, refere-se a um movimento que se repete após determinado período de tempo em relação a uma referência. Vários exemplos de sistemas vibratórios estão presentes em nosso cotidiano, como o movimento de uma corda de violão ou o balançar de um pêndulo. (RAO, 2008)

O tempo de duração para se concluir um ciclo de movimento é denominado período (τ) de oscilação enquanto que a quantidade de ciclos efetuados durante um determinado período de tempo é denominada frequência (f) de oscilação. (RAO, 2008)

Desta forma temos:

$$f = \frac{1}{\tau} \quad (1)$$

O movimento oscilatório (figura 1), se registrado graficamente, pode ser representado por um traçado senoidal simples que obedece às leis da cinemática do “movimento harmônico simples - MHS”. Desta forma as equações matemáticas obedecem aos mesmos princípios. (BANDEIRA, ABREU e GIANELLI, 2010)

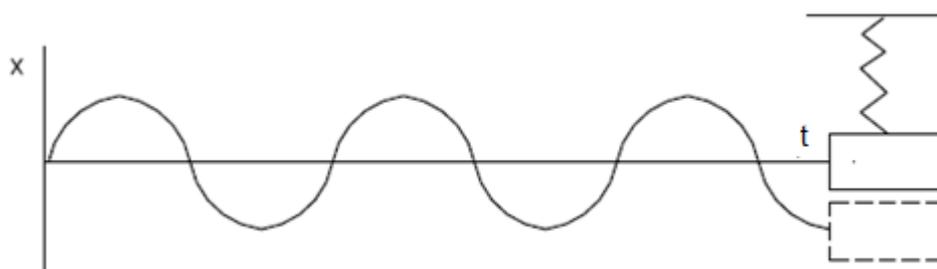


Figura 1- Registro de movimento harmônico. Fonte Bandeira, Abreu e Gianelli (2010)

Vibrações podem ser definidas como a resposta de sistemas a forças, internas ou externas, que agem durante determinado tempo (t). Esta resposta pode ser medida em termos do deslocamento, velocidade, aceleração ou de alguma grandeza derivada destas (figura 2). (BORGES e BORGES, 2017 no Prelo)

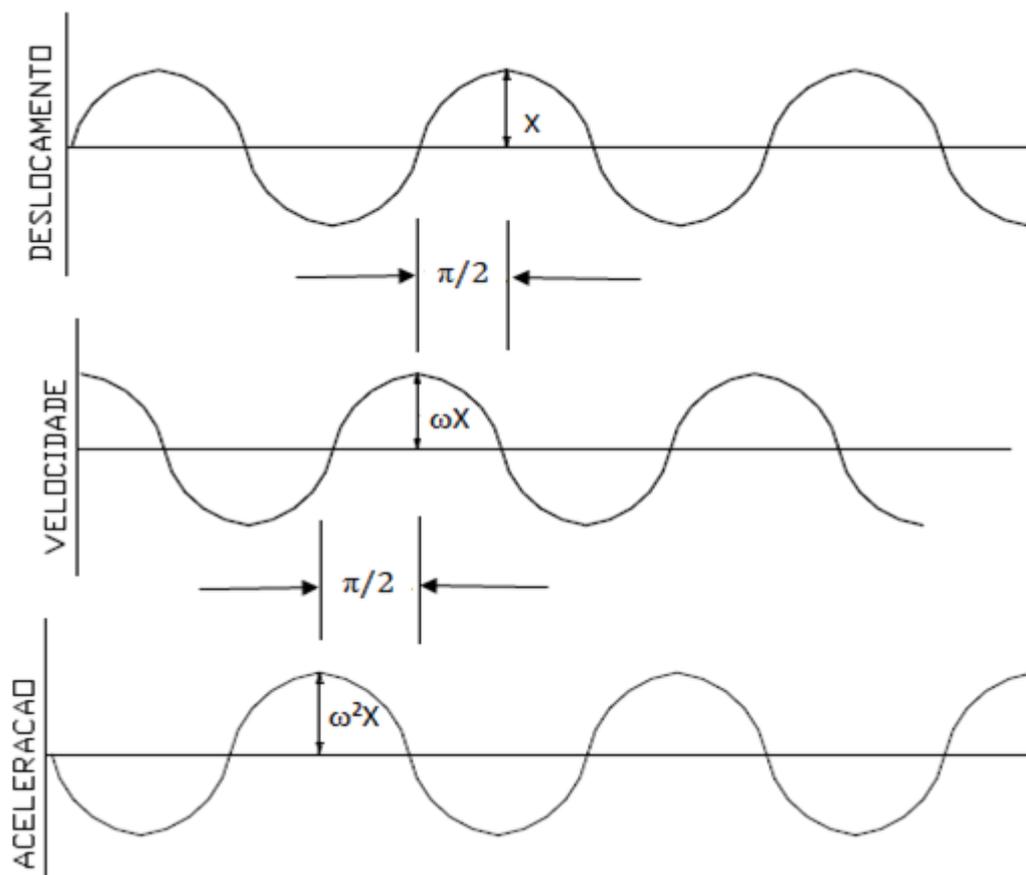


Figura 2-Relação para medidas em Deslocamento, Velocidade e Aceleração para uma mesma frequência

Através das equações do movimento harmônico obtém-se a relação entre deslocamento, velocidade e aceleração.

$$x = X\text{sen}(\omega t) \quad (2)$$

Onde x é o deslocamento, X a amplitude máxima do deslocamento e ω a frequência de oscilação.

Derivando a equação (2) uma vez em função do tempo obtém-se a equação da velocidade e, ao derivar pela segunda vez, encontra-se a equação da aceleração fornecendo respectivamente as equações (3) e (4).

$$\dot{x} = \omega X \text{cos}(\omega t) \quad (3)$$

$$\ddot{x} = -\omega^2 X \text{sen}(\omega t) \quad (4)$$

Observando a figura 2 nota-se as diferenças entre o valor das amplitudes máximas e as fases nas três curvas. Com relação à fase, a curva de deslocamento apresenta uma defasagem de 90° em relação a curva de velocidade e de 180° em relação a curva de de aceleração. Já o módulo da máxima amplitude da curva em deslocamento está relacionado ao módulo da máxima amplitude da curva em velocidade por um fator ω e ao módulo da máxima amplitude da curva em aceleração pelo fator ω^2 . (BORGES e BORGES, 2017 no Prelo)

2.2 AMPLITUDE DE VIBRAÇÃO

A amplitude relaciona-se com a quantidade de energia contida em um sinal vibratório. Ela apresenta a criticidade e a destrutividade dos eventos apresentados pelo sinal. (BANDEIRA, ABREU e GIANELLI, 2010)

Assim, a amplitude da vibração apresenta a severidade dos defeitos incidentes sobre a máquina, apresentando indicadores de que se é seguro continuar com a máquina em funcionamento ou não.

A detecção da amplitude de um sinal pode ser feita de diferentes formas (figura 3), dentre elas têm-se: fator de pico, fator pico-a-pico, fator RMS e fator de crista.

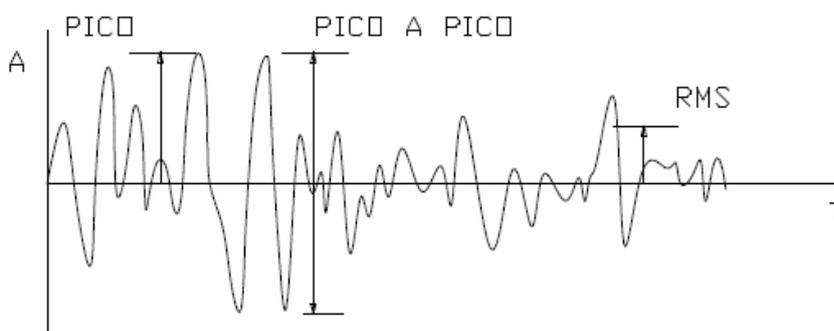


Figura 3- Formas de análise de sinal. Fonte Bandeira, Abreu e Gianelli (2010)

2.2.1 Fator de pico

O fator de pico corresponde a amplitude máxima atingida pela onda medida a partir da linha neutra, seja ele positivo ou negativo. Se medido entre as amplitudes positiva e negativa, este passa a ser denominado fator pico-a-pico. (SANTOS, 2017)

Quando este sinal aumenta, ele indica que impactos começaram a surgir no equipamento e com isso surgirá uma possível falha. (MERCURI, MARTINS e TRAUTMANN, 2011)

2.2.2 Fator RMS

O fator RMS (*root mean square*) é uma medida estatística utilizada para determinar o valor eficaz de uma função periódica. Ele é obtido a partir da energia associada ao sinal de vibração. (SANTOS, 2017).

$$Fator_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x(t)^2 dt} \quad (5)$$

Onde T representa o período do sinal. Para amostras o fator RMS correspondente aos sinais é dado por:

$$Fator_{RMS} = \frac{1}{N} \sqrt{\sum_{n=0}^{N-1} x(n)^2} \quad (6)$$

Este indicador foi escolhido pela ISO (*International Organization for Standardization*) para estabelecer os limites aceitáveis de vibração em equipamentos. (MERCURI, MARTINS e TRAUTMANN, 2011)

2.2.3 Fator de crista

O fator de crista representa a razão entre o fator de pico e o fator RMS do sinal, sendo descrito pela seguinte equação:

$$Fator\ de\ Crista = \frac{fator\ de\ Pico}{Fator_{RMS}} \quad (7)$$

O fator de crista é relacionado frequentemente como uma medida de natureza impulsiva do sinal. Ele aumenta na presença de impulsos discretos que são maiores em amplitude que o sinal de base, mas que não acontecem com uma frequência considerável para crescer significativamente o nível RMS do sinal. (SANTOS, 2017)

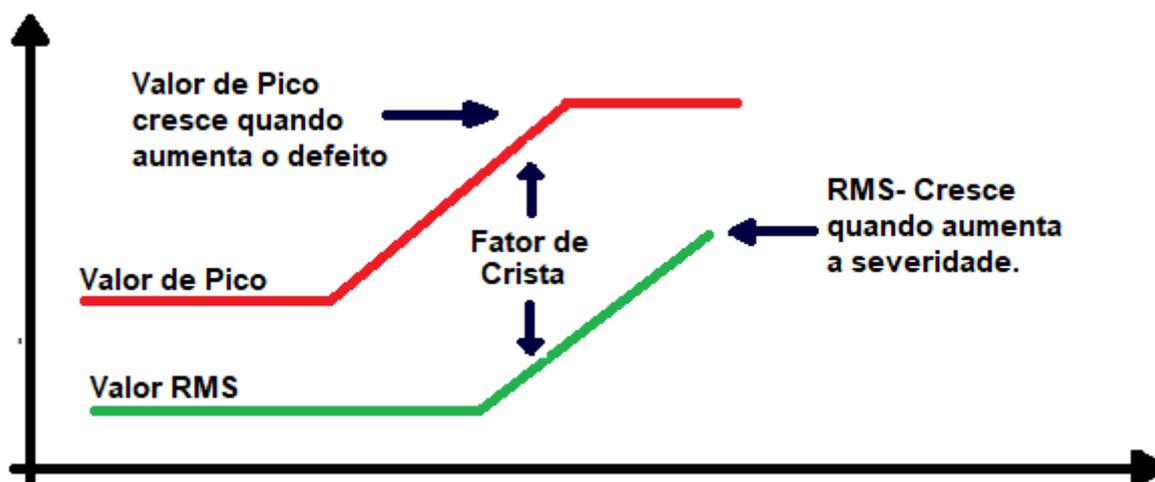


Figura 4- Relação Valor de Pico, RMS e Fator de Crista (MATHIAS, 20--)

De acordo com a figura 4 percebe-se que conforme se inicia o processo de progressão da falha o fator de crista tende a crescer devido ao aumento do defeito localizado (aumenta o valor de pico porém o valor RMS praticamente não é alterado), ao passo que, quando o defeito se estabiliza e se aumenta a severidade dos seus efeitos, o fator de crista tende a diminuir. Desta forma é possível utilizá-lo como um indicador de monitoramento do agravamento de um defeito. (MATHIAS, 20--)

2.2.4 Análise envelope

As vibrações livres de alta frequência que surgem, por exemplo, em virtude de defeitos em rolamentos, possuem uma menor intensidade se comparadas com a amplitude de sinais produzidos por componentes que operam a baixas frequências. (PONCI e CUNHA, 2011)

O processo de demodulação de sinais (figura 5), ou Envelope, é um conjunto de procedimentos aplicados a sinais de alta frequência para analisar as ondas emitidas pelo sistema em estudo. Para tanto, os seguintes passos devem ser seguidos: (SCHEFFER e GIRDHAR, 2004)

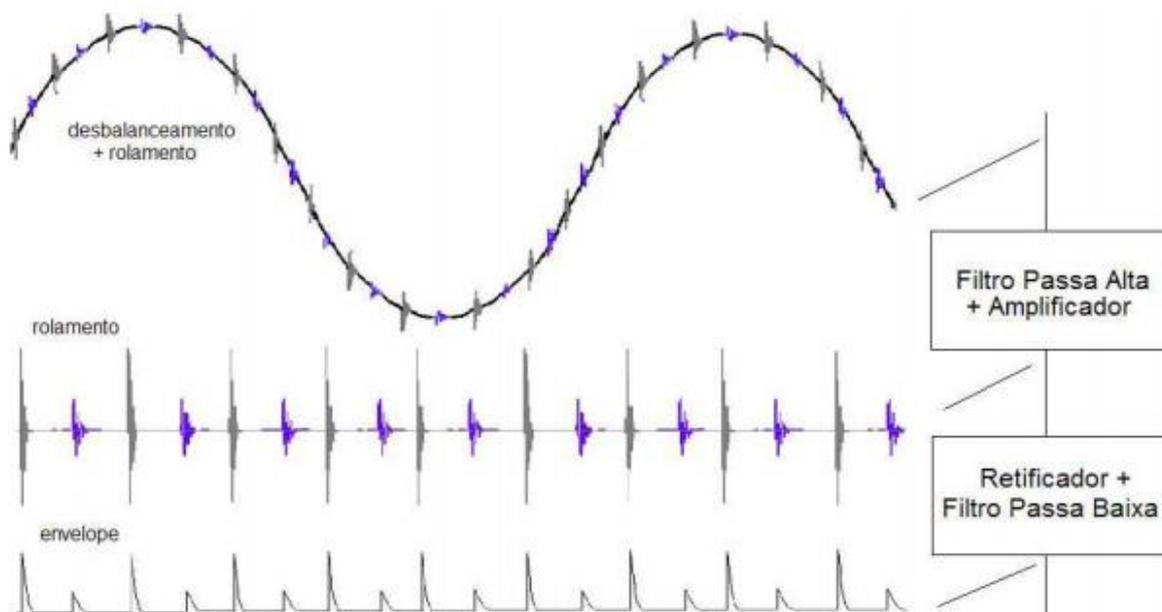


Figura 5- Processo de obtenção do envelope (Demodulação). (BASTOS e BORGES JR, 2010)

- 1- Aplica-se a transformada de Fourier ao sinal para obter uma resposta no domínio da frequência, identificando nela uma faixa de frequências onde ocorreu alguma elevação em relação as medidas de picos de frequência, coletadas anteriormente. Estes picos ocorrem devido às falhas no sistema em estudo;
- 2- Utiliza-se o filtro passa banda para eliminar as frequências indesejáveis como, por exemplo, os sinais de baixas frequências e altas amplitudes que normalmente estão associadas ao desalinhamento e desbalanceamento;
- 3- Usa-se a transformada Hilbert para obter o envelope do sinal do defeito;
- 4- Aplica-se a transformada de Fourier ao envelope para obter as frequências dos defeitos;

Em outras palavras, as frequências que aparecem no sinal demodulado representam as taxas de repetição dos impactos que resultam nas vibrações livres de alta frequência. No caso dos rolamentos, as taxas de repetição correspondem às frequências básicas de suas irregularidades. Os valores de pico presentes no sinal demodulado representam a medida da severidade dos impactos causados pelo defeito. (PONCI e CUNHA, 2011)

O processo de demodulação de sinais ficou popular conforme as técnicas digitais foram sendo introduzidas nos últimos anos. Ele apresenta como vantagem eliminar componentes de alta energia, detectando com maior precisão os defeitos originados em rolamentos, engrenagens, motores elétricos, etc. No caso dos rolamentos, a partir da análise dos espectros de envelope, é possível identificar seus componentes defeituosos por meio da análise dos impactos que geram as ondas de tensão. (PENG, 2014; PONCI e CUNHA, 2011; BASTOS e BORGES JR, 2010)

2.3 TRANSDUTORES

Atualmente existem diversos modelos de transdutores fabricados com a finalidade de captar os sinais vibratórios.

Os principais transdutores utilizados em programas de manutenção são: Transdutores de Proximidade ou de Deslocamento e Transdutores Sísmicos (“Pick-ups” de velocidade e Acelerômetros Piezoelétricos).

Os transdutores de deslocamento relativo são efetivos para sinais com baixas frequências visto que harmônicos com frequências mais elevadas apresentam amplitudes de deslocamento reduzidas e praticamente não são detectadas por estes sensores. São comumente utilizados para detectar vibrações em eixos. (MARRA, 2010)

Os transdutores sísmicos, por sua vez, medem a vibração absoluta dos equipamentos e tornaram-se populares no monitoramento da condição de máquinas em geral por serem robustos, compactos e leves, além de poderem ser utilizados em uma longa faixa de frequências. (BORGES e BORGES, 2017 no Prelo)

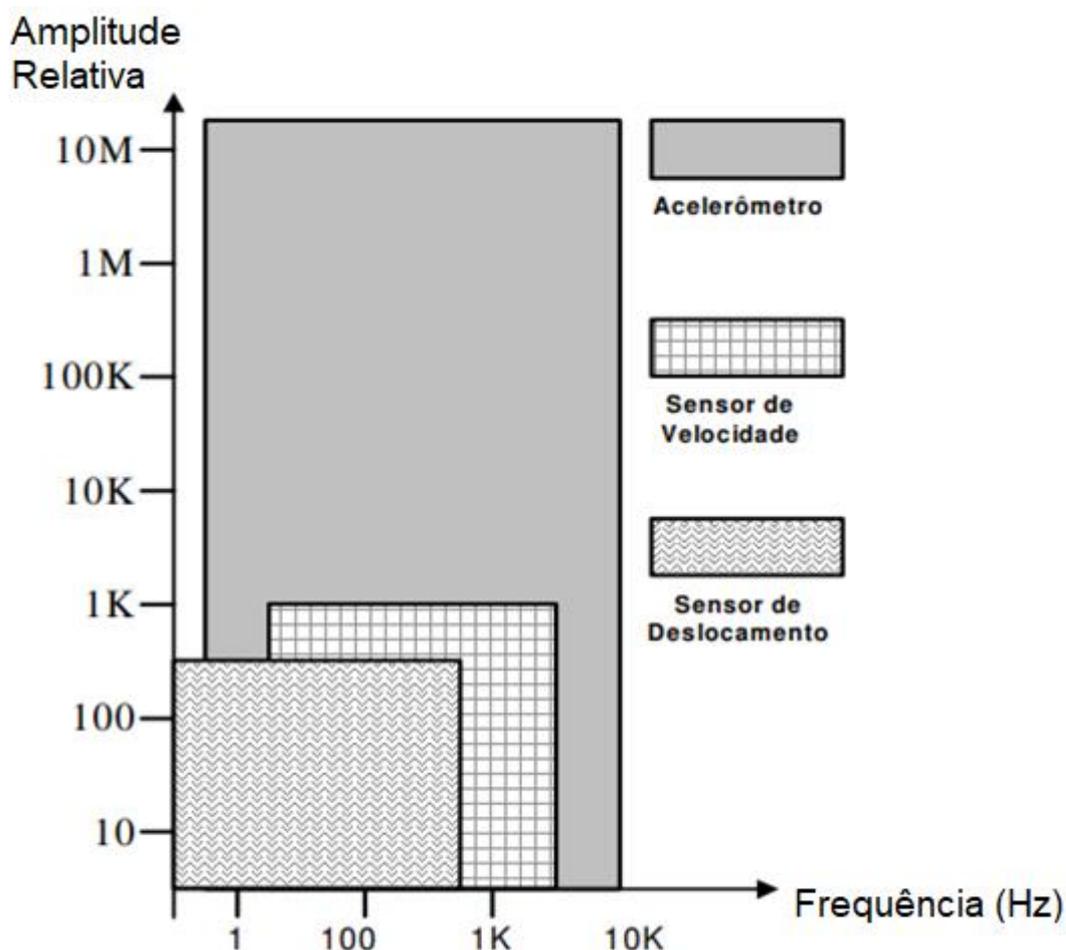


Figura 6-Amplitude relativa x Frequência (Hz)- (MARRA, 2010)

Os acelerômetros piezelétricos apresentam curvas de resposta superiores as “pickups” de velocidade (fig. 6) para medições de altas frequências combinadas com amplitudes de vibrações muito elevadas.

O funcionamento dos acelerômetros piezelétricos dá-se pela ação dos cristais piezelétricos que geram um sinal elétrico quando submetidos a uma deformação. Durante o funcionamento, esse transdutor acompanha as oscilações transmitidas pela fonte convertendo-as em um sinal digital. (RAO, 2008)

O registro de saída é medido em *picoCoulombs* por g ($\mu\text{C/g}$) onde g corresponde à aceleração da gravidade. Existem muitos acelerômetros que possuem amplificadores de carga, internos ou externos, que convertem o sinal de saída do cristal piezelétrico em miliVolts por g (mV/g). (BORGES e BORGES, 2017 no Prelo)

Em análises utilizando acelerômetros é possível usar como parâmetro de medida o deslocamento, a velocidade ou a aceleração do sinal. Para isto é necessário que o medidor de vibração possua um sistema de integração do sinal que transforme

os sinais obtidos de aceleração em sinais proporcionais de velocidade ou deslocamento. (MARRA, 2010)

2.4 NORMAS TÉCNICAS

Programas de manutenção preditiva baseados em análises de vibrações precisam de referências para comparação e avaliação do comportamento das máquinas. As normas técnicas servem como parâmetros para estas análises, tanto para a definição das tolerâncias, quanto para adotar os procedimentos que avaliam as condições do sistema em estudo.

As normas técnicas são documentos desenvolvidos através de conhecimentos consolidados em diversos setores da indústria e servem como um guia com recomendações aceitas mundialmente.

2.4.1 Norma ISO 2372 (VDI 2056): Vibrações mecânicas de máquinas com velocidade de operação entre 10 e 200 rev/s

A *International Organization for Standardization* (ISO) e a *Verein Deutscher Ingenieure* (VDI), que correspondem respectivamente a Organização Internacional para Padronização e a Associação de Engenheiros Alemães, apresentam a norma geral para análise de severidade em testes de aceitação ou monitoramento operacional (figura 7).

A qualificação dos equipamentos é ponderada com base na potência do motor e a forma de montagem da máquina. A classificação da severidade de vibração é observada através do RMS, expresso em mm/s, medidos em um intervalo de frequência de 10 a 1000 Hz. (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 1987)

A severidade da vibração é classificada em três níveis: (BORGES e BORGES, 2017 no Prelo)

- Bom/Permissível: os níveis de vibração atingem amplitudes que não causam danos ao equipamento. Neste caso o equipamento pode operar sem restrições, porém é aconselhável observar a evolução do comportamento dinâmico;

- Tolerável: os níveis de vibração precisam ser acompanhados com mais atenção e os preparativos para a manutenção devem ser organizados. O equipamento pode operar quando necessário neste período;
- Proibitivo: Os níveis de vibração atingiram amplitudes que podem gerar defeitos em outros componentes da máquina que não se relacionam diretamente com o diagnóstico estabelecido para a vibração. Deve-se providenciar a manutenção imediata e o equipamento não deve ser utilizado;

| NORMAS ISO 2372 / VDI 2056 | | | | |
|---|---|---|--|---|
| VALOR RMS DA VELOCIDADE DE VIBRAÇÃO (mm/s) | CLASSIFICAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS | | | |
| | CLASSE I ATÉ 15 kW (20 CV) | CLASSE II 15 A 75 kW (20 - 100 CV) | CLASSE III ACIMA DE 75 kW BASE RÍGIDA | CLASSE IV ACIMA DE 75 kW BASE FLEXIVEL |
| 0,28 | Verde | Verde | Verde | Verde |
| 0,45 | Verde | Verde | Verde | Verde |
| 0,71 | Verde | Verde | Verde | Verde |
| 1,12 | Verde | Verde | Verde | Verde |
| 1,80 | Verde | Verde | Verde | Verde |
| 2,80 | Verde | Verde | Verde | Verde |
| 4,50 | Verde | Verde | Verde | Verde |
| 7,10 | Verde | Verde | Verde | Verde |
| 11,20 | Verde | Verde | Verde | Verde |
| 18,00 | Verde | Verde | Verde | Verde |
| 28,00 | Verde | Verde | Verde | Verde |
| 45,00 | Verde | Verde | Verde | Verde |

Figura 7- Grau de severidade do nível de vibração (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION , 1987)

Borges e Borges (2017) acrescentam que existem exceções à norma. Um exemplo disto é a medição de vibrações em equipamentos alternativos, os quais, em alguns casos, podem apresentar níveis de vibrações “não permissíveis” mesmo estando no seu estado de funcionamento normal. Nestes casos é recomendável utilizar outros tipos de bases de referências, como recomendações do fabricante ou experiências pessoais obtidas anteriormente.

2.5 DIAGNÓSTICO DE PROBLEMAS MECÂNICOS COM BASE NA ANÁLISE DE VIBRAÇÕES MECÂNICAS

As máquinas são sistemas mecânicos complexos. As peças sofrem excitações e, da mesma forma, podem transmitir este sinal aos demais equipamentos acoplados.

Para diagnosticar com eficiência os defeitos em máquinas rotativas a partir da análise de vibrações é necessário identificar os picos de frequência que se espera encontrar neste domínio.

Para isto, conhecer tanto as especificações do equipamento (tipos de rolamentos, número de dentes de engrenagens etc) quanto suas condições de operação (velocidade de atuação, regime de trabalho, carga etc), tornam-se informações úteis para relacionar este às suas frequências presentes nos espectros. (BORGES e BORGES, 2017 no Prelo)

Para captar os níveis de vibrações da máquina é necessário posicionar adequadamente os sensores, pois eles têm mais ênfase quando posicionados próximos à fonte excitadora. (TEKNIKAO IND. E COM. LTDA, 2017)

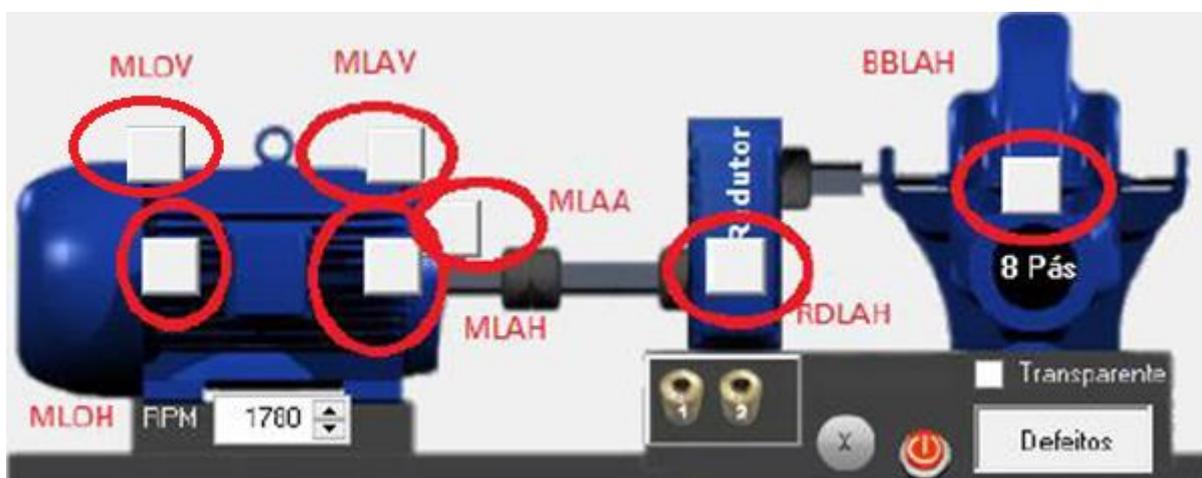


Figura 8- Posicionamento dos acelerômetros na máquina virtual do software SDAV 2017 (TEKNIKAO IND. E COM. LTDA, 2017)

Na figura 8 pode-se observar a máquina virtual existente no software SDAV que é utilizada para simulações de defeitos. Nela existem 7 pontos diferentes para posicionar os 2 acelerômetros virtuais.

- MLOH = Motor Lado Oposto Horizontal;
- MLOV = Motor Lado Oposto Vertical;

- MLAH = Motor Lado Acoplado Horizontal;
- MLAV = Motor Lado Acoplado Vertical;
- MLAA = Motor Lado Acoplado Axial;
- RDLAH = Redutor Lado Acoplado Horizontal;
- BBLAH = Bomba Lado Acoplado Horizontal.

Nesta máquina virtual é possível também variar sua velocidade de trabalho, o tipo de defeito e o nível em que este se encontra, o que possibilita observar diferentes tipos de respostas do sistema.

Em casos reais, entretanto, verifica-se que os pontos de fixação dos acelerômetros não são preestabelecidos, fazendo-se necessário identificá-los para realizar as medições e efetuá-las sempre no mesmo local. A velocidade do teste deve ser a velocidade de operação da máquina (BORGES e BORGES, 2017 no Prelo)

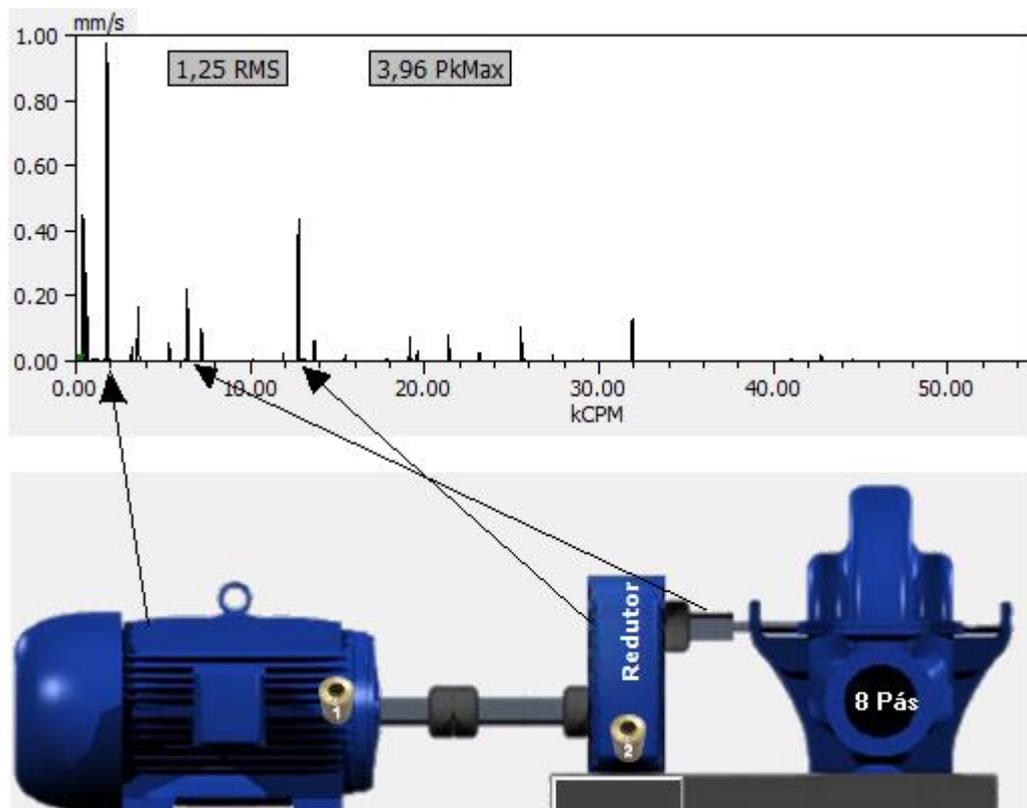


Figura 9- Exemplo de espectro captado em um sistema mecânico. (Autoria Própria)

Por intermédio da Fig. 9, verifica-se que cada elemento da máquina está associado a um pico de frequência. Caso um destes picos apresente um aumento significativo, isto caracterizaria uma provável falha do equipamento mecânico no elemento que o originou.

Assim, para se diagnosticar eventuais problemas ou a evolução destes em determinado equipamento, deve-se comparar os resultados obtidos em uma análise com os valores catalogados e, com base nas possíveis variações observadas, tentar associá-las aos prováveis defeitos.

2.5.1 Desbalanceamento

O desbalanceamento é uma das causas mais comuns de vibrações em equipamentos rotativos. Ele é o resultado de uma distribuição de massa não uniforme ao redor do eixo de rotação.

Os tipos principais de desbalanceamento são: estático, conjugado e dinâmico (figura 10).

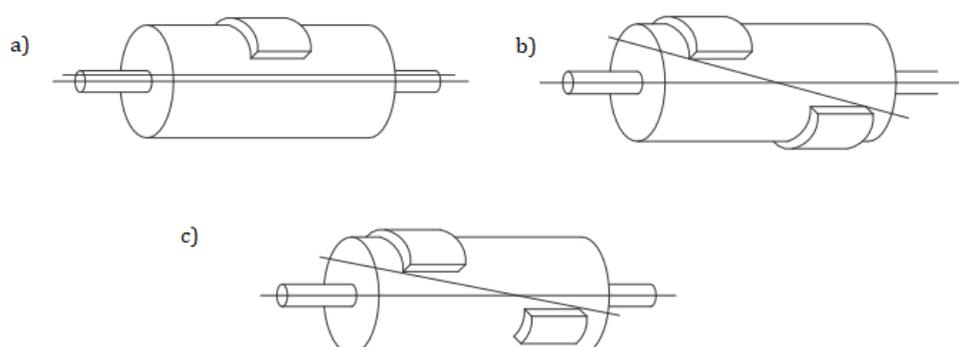


Figura 10-Desbalanceamento (a) Estático (b) Conjugado (c) Dinâmico

O desbalanceamento estático, também conhecido como desbalanceamento em 1 plano, existe quando o eixo giratório não coincide com o eixo de massa e é paralelo a ele. (SANCHES BLANES S.A, [20--?])

O balanceamento simples (ou estático) leva em consideração apenas que o equilíbrio estático em qualquer posição angular do rotor seja garantido. (GOMES e LINCK, 2014)

O processo de balanceamento em 1 plano consiste na adição de massa de correção em apenas 1 plano da peça. Ele é adequado para o balanceamento de rotores finos (discos) ou longos, onde a maior parte do desbalanceamento se encontra concentrado em 1 plano. Em rotores longos é possível dividir a massa de correção em

partes iguais e posicioná-las em 2 planos em condições angulares semelhantes. Estima-se que, em casos reais, 70% dos problemas industriais de balanceamento seriam resolvidos por este método (BORGES e BORGES, 2017 no Prelo)

O desbalanceamento conjugado é definido quando o eixo de massa não coincide com o eixo giratório no centro de gravidade do rotor. Já o desbalanceamento dinâmico, que consiste na combinação entre os desbalanceamentos estático e conjugado, é caracterizado pela condição do eixo de massa e do eixo giratório não coincidirem, não serem paralelos e não se intersectarem. Nestes casos é necessário realizar um balanceamento em 2 planos da peça. (SANCHES BLANES S.A, [20--?])

O balanceamento dinâmico (2 planos) consiste em um processo em que é necessário que o rotor gire para detectar o desbalanceamento residual. (GOMES e LINCK, 2014)

Um sintoma comum encontrado entre os desbalanceamentos é a presença no espectro de um pico predominante em 1xRPM (uma vez a rotação da máquina) (figura 11). Com relação a amplitude desse pico, seu valor varia com a quantidade de massa desbalanceada e o quadrado da velocidade de rotação. Em outras palavras, se a velocidade de rotação dobra, a amplitude aumenta em torno de quatro vezes. (BORGES e BORGES, 2017 no Prelo)

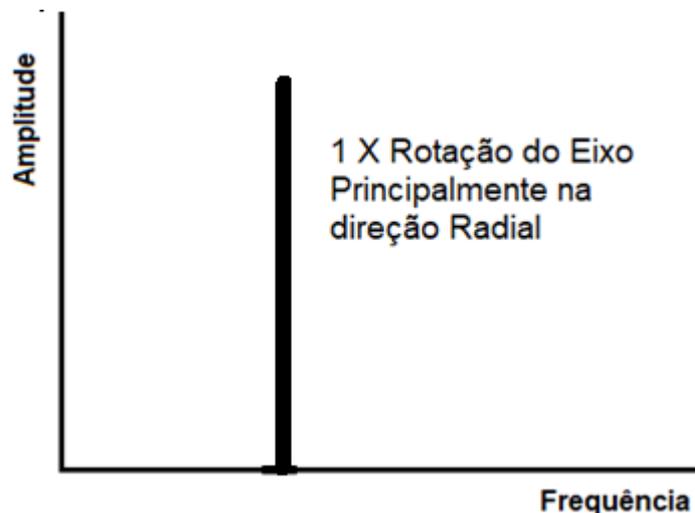


Figura 11-espectro típico produzido por um rotor desbalanceado (BORGES e BORGES, 2017 no Prelo)

A tabela 1 apresenta as relações existentes entre os tipos de defeitos mais comuns encontrados em sistemas mecânicos com as frequências nas quais estes costumam ocorrer, além de outras informações que auxiliam na identificação destes defeitos.

Tabela 1- Diagnóstico de defeitos em máquinas

| Natureza da falha | Frequência de Vibração Predominante (1x é a rotação do eixo) | Direção Predominante | Observações |
|---|---|--|--|
| Desbalanceamento de partes rotativas | 1x | Radial | Falha muito comum em equipamentos rotativos. |
| Desalinhamento ou eixo empenado | 1x, 2x e algumas vezes 3x e 4x | Predominante na Axial, mas com componentes na Radial | O desalinhamento é bem mais comum do que eixo empenado. Para diferenciá-los deve-se fazer uma análise de fase. |
| Defeito em Rolamentos | A frequência de impacto característica do elemento defeituoso. Apresenta componentes em alta frequência (2kHz a 60kHz), por isso são melhores observados em aceleração. | Radial e Axial | <p>Frequências de impacto f (Hz)</p> <ul style="list-style-type: none"> Defeito no Anel Externo $f (Hz) = \frac{n}{2} f_r (1 - \frac{BD}{PD} \cos\beta)$ Defeito no Anel Interno $f (Hz) = \frac{n}{2} f_r (1 + \frac{BD}{PD} \cos\beta)$ Defeito nos Elementos Rolantes $f (Hz) = \frac{PD}{BD} f_r [1 - (\frac{BD}{PD} \cos\beta)^2]$ <p>β = Ângulo de contato; BD = diâmetro das esferas; PD = diâmetro primitivo; n = número de esferas ou roletes; f_r = frequência de rotação relativa entre o anel interno e externo;</p> <p>Regra Prática Defeito de Gaiola [Hz]: $0,4 \times f_r$ Defeito na Pista Externa [Hz]: $0,4 \times f_r \times n$ Defeito na Pista Interna [Hz]: $0,6 \times f_r \times n$</p> |
| Folga excessiva em mancais de deslizamento | Sub-harmônicas da rotação do eixo exatamente 1/2x ou 1/3x. | Radial | Pode ocorrer casos em que as folgas se desenvolvam apenas nas condições de operação (temperatura e velocidade). Um exemplo clássico desta situação ocorre em turbo máquinas. |

Diagnóstico de defeitos em máquinas

| Natureza da falha | Frequência de Vibração Predominante (1x é a rotação do eixo) | Direção Predominante | Observações |
|--|---|---|--|
| Oil Whirl ou Oil Whip | Entre 0,42x a 0,48x | Radial | Instabilidade do filme de óleo do mancal. |
| Rotação Crítica | 1x, 2x, 3x, ... | Radial | A vibração é amplificada nesta faixa devido a operação da máquina com uma rotação próxima a frequência natural do eixo. |
| Defeitos em engrenagens | Harmônicos da Frequência de Engrenamento (rotação do eixo x número de dentes) | Radial e Axial | Geralmente também aparecem bandas laterais com a rotação da engrenagem defeituosa. |
| Folgas Mecânicas | 1x, 2x, 3x,4x e harmônicas de ordem mais elevadas, podendo aparecer sub- harmônicas e inter-harmônicas (especialmente 1/2x) | Radial e Axial | Há principalmente 3 tipos de folgas. |
| Defeitos em Correias de Transmissão | 1x, 2x, 3x e 4x da rotação da correia | Radial, especialmente na direção do esforço | Verificar as condições da correia e seu ajuste. |
| Cavitação | Frequência de passagem de pás e harmônicas (rotação do eixo x número de pás) e vibração aleatória em altas frequências | Radial | Problema muito comum em bombas e turbinas hidráulicas devido à condição de operação ou especificação inadequada. |
| Problemas Elétricos | Harmônicos de 2x a frequência da rede elétrica, ou seja, 120 Hz, 240 Hz, etc | Radial e Axial | Para confirmar se é um problema elétrico deve-se desligar a máquina e observar se a vibração excessiva desaparece logo em seguida. |

Fonte: (BORGES e BORGES, 2017 no Prelo)

3. MATERIAIS E MÉTODOS

O trabalho foi desenvolvido utilizando um computador com o *software* SDAV instalado e a bancada de balanceamento (figuras 12 e 13) do Laboratório de Vibrações da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, campus Ponta Grossa.

A bancada é composta por:

- Motor trifásico Weg W22 (220 volts);
- *Hardware* SDAV (NK820);
- Acelerômetros Teknikao HS-1301005801;
- Inversor de frequência WEG CFW08.

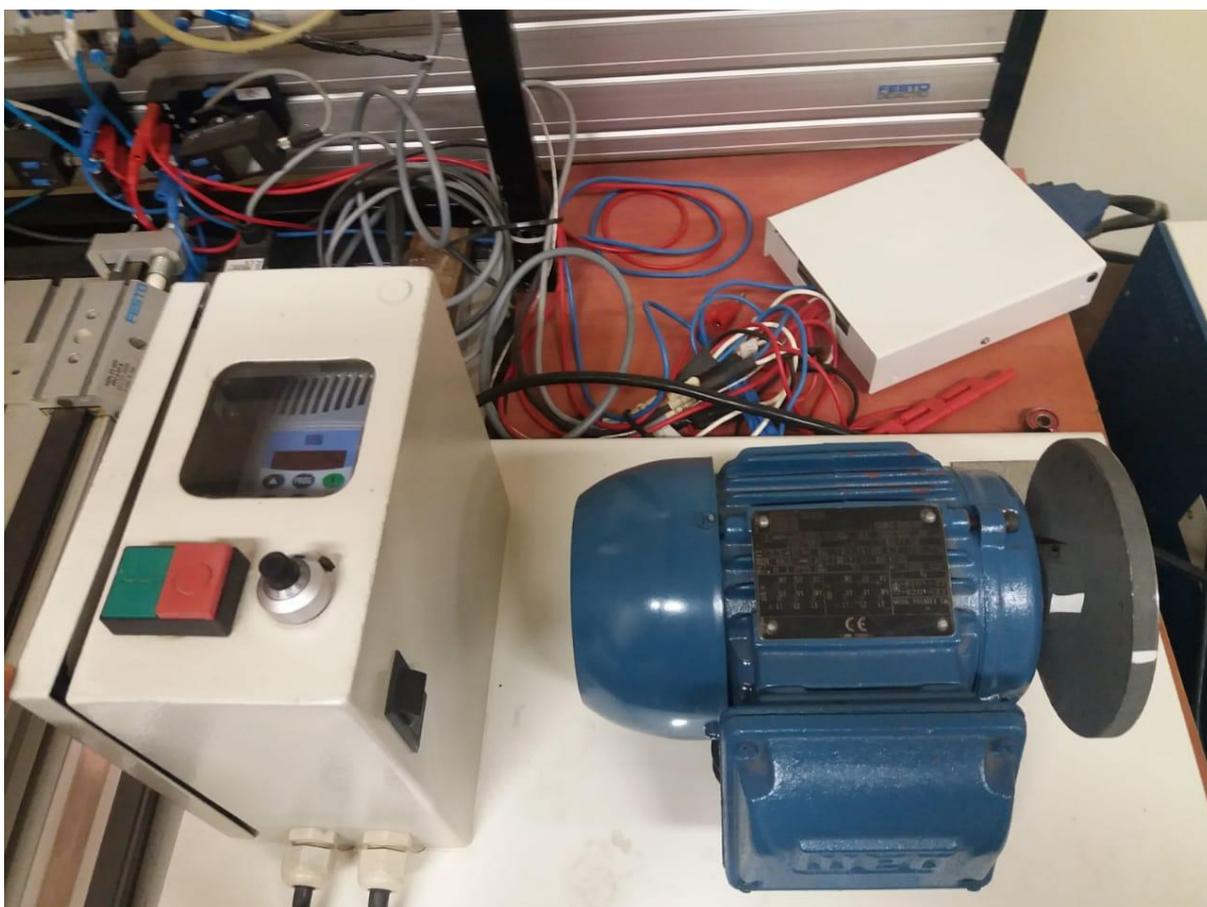


Figura 12- Bancada de balanceamento composta pelo motor WEG W22 e Inversor de frequência WEG CFW08.



Figura 13- Sistema de análise de vibrações: Acelerômetro e *Hardware* SDAV.

O projeto foi dividido em duas etapas. A primeira foi simular o efeito do desbalanceamento em uma máquina virtual fornecida pelo *Software* SDAV, enquanto a segunda verificou os efeitos do desbalanceamento na bancada.

3.1 CONIGURANDO O *SOFTWARE*

Ao inicializar o *software* SDAV (figura 14), abre-se uma nova janela (1) para realização do ensaio. Nela, novas abas (2) podem ser criadas, as quais são configuradas de acordo com a grandeza que se deseja analisar (velocidade, aceleração e envelope) no menu superior esquerdo.

No menu configurações (3) se estabelece as condições de recepção do sinal que o *software* deve utilizar para aquela aba.

O menu diretório de base (4) diz respeito ao local onde os dados coletados serão armazenados. Canal (5) e conexão (6) referem-se respectivamente a configuração do acelerômetro e do tipo de conexão entre ele e o *software*.

No menu conexão (6) também existe a possibilidade de utilizar uma máquina virtual. Para configurá-la basta ir ao menu motores (7).

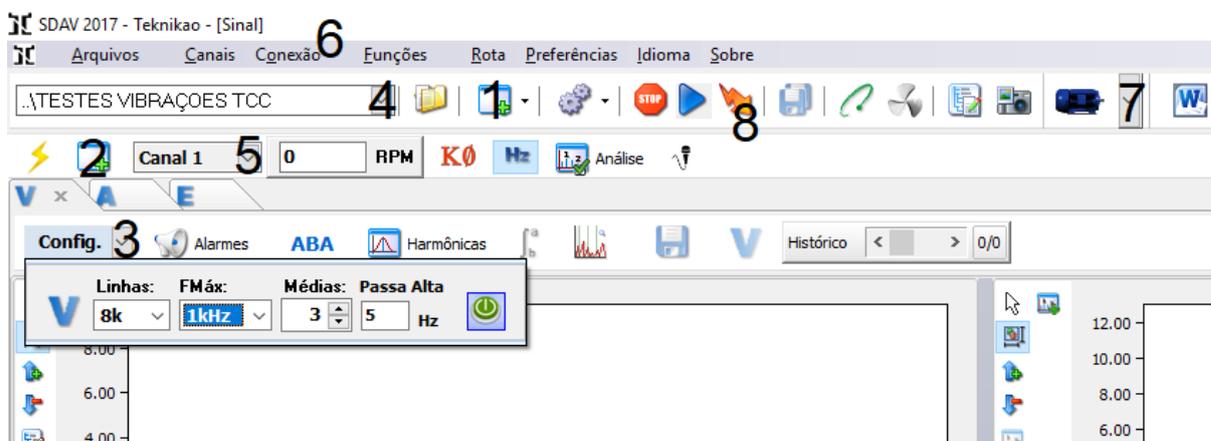


Figura 14- Configuração Software SDAV

O menu iniciar as leituras (8) realiza as leituras da forma como foram programadas nas configurações (3), porém, para realizar leituras constantes é indicado o botão de play a sua esquerda.

3.2 PRIMEIRA ETAPA

Nesta primeira etapa realizou-se a simulação do desbalanceamento pelo *software*. Para isto foram estabelecidas algumas condições de trabalho, as quais correspondem a configuração padrão de trabalho do *software* e da máquina virtual.

Configurações de sinal:

- Velocidade = 1780 RPM;
- Ângulo de fase do sinal de desbalanceamento=0°;
- Número de linhas do espectro=8k;
- Frequência máxima de aquisição=1kHz;
- Número de medidas do sinal=3;
- Frequência de filtro passa alta= 5Hz.

Dados do motor (máquina virtual):

- Fabricante WEG;
- Carcaça 63;
- 2 Polos;

- 18 Ranhuras no Rotor;
- Rolamentos (LA e LOA) 6201.

A simulação foi realizada em dois casos separados de desbalanceamento no motor. O primeiro caso sendo um desbalanceamento no lado oposto ao motor (acelerômetro posicionado no ponto MLOV) e o segundo caso no lado acoplado (acelerômetro posicionado no ponto MLAV) (figura 8).

Para ambos os casos foram realizadas medidas do sinal do sistema e comparados os dados obtidos para 0%, 20%, 50% e 90% de criticidade dos defeitos.

Os espectros de deslocamento utilizados na pesquisa foram resultados da aplicação da ferramenta de integração do sinal de velocidade do *software* SDAV.

Em todas as medições foram obtidos o fator de pico, RMS e fator de crista, além do gráfico de resposta do sistema.

As medidas de frequência foram obtidas utilizando a unidade CPM (ciclos por minuto) nos espectros do experimento.

No primeiro experimento obteve-se espectros de deslocamento, velocidade, aceleração e envelope para cada percentual de defeito proposto no intuito de acompanhar e comparar a evolução deste defeito.

No segundo trabalhou-se apenas com espectros de velocidade, conforme sugerido pela norma ISO 2372, para confrontar os dados obtidos no teste e na norma. Neste também foram realizadas mais medições variando a criticidade do defeito em 5% para construir graficamente uma relação entre o fator de pico, RMS e fator de crista.

3.3 SEGUNDA ETAPA

Na segunda etapa realizou-se a simulação do desbalanceamento utilizando a bancada. Para isto foram estabelecidas algumas condições de trabalho.

- Velocidade = 1780 RPM;
- Número de linhas do espectro = 8k;
- Frequência máxima de aquisição = 1kHz;
- Número de medidas do sinal = 3;
- Frequência de filtro passa alta = 5Hz;

- Massa do rotor = 1,13kg;
- Massa adicionada para simular desbalanceamento = 2,38g.

Para esta prática inicialmente realizou-se as medidas de massa do rotor do motor e da massa adicionada para simular o desbalanceamento.

Primeiro obteve-se os espectros de frequência do motor sem a massa adicionada ao rotor. Depois realizou-se o mesmo experimento adicionando-se a massa de desbalanceamento ao rotor.

As medidas dos espectros de frequência em função do deslocamento, da velocidade e da aceleração foram realizadas posicionando o acelerômetro nos pontos MLAV e MLOV.

3.4 ANÁLISE DE SINAL

O sinal é representado no *software* de duas formas (figura 15). Os espectros de frequência, que relacionam o tipo de sinal que se deseja analisar (deslocamento, velocidade, aceleração ou envelope) com o número de ciclos que eles ocorrem por minuto (no caso da medida em KCPM) ou segundo (se medido em Hz), são representados na tela superior, enquanto que o movimento do sinal em função do tempo é apresentado na tela inferior.

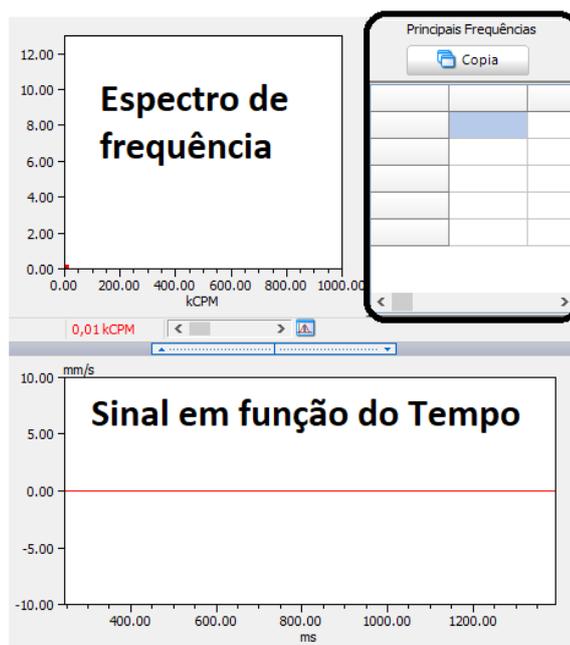


Figura 15- Tela de análise de sinal.

Existe uma opção na tela de espectro de frequência que apresenta uma tabela que relaciona as principais frequências obtidas na análise. Esta tabela aparece do lado direito do espectro quando ativada.

A principal frequência, que aparece na primeira linha da tabela, é a frequência utilizada para as discussões da seção 4.

Para o cálculo das variações de percentual entre as frequências analisadas utilizou-se a seguinte equação:

$$X = \left(x_2 * 100 / x_1 \right) - 100 \quad (8)$$

X= variação entre valores analisados;

x_1 = grandeza 1;

x_2 = grandeza 2;

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados apresentados nesta seção dizem respeito aos experimentos realizados por simulação (etapa 1) e ensaios realizados em laboratório (etapa 2).

Como o trabalho focou no balanceamento dos sistemas, resultados que apresentaram amplitudes maiores para frequências diferentes da caracterizada na literatura como defeito de balanceamento não foram aprofundados neste estudo.

4.1 PRIMEIRA ETAPA

Na primeira etapa foram realizadas as simulações a partir das configurações estabelecidas inicialmente.

4.1.1 Análise em MLOV

As primeiras simulações de defeito foram realizadas no ponto MLOV do sistema.

Os resultados obtidos são apresentados nas figuras 16, 17, 18 e 19.

Na figura 16 tem-se a resposta do sistema para o teste com relação ao deslocamento. Observa-se que, para as simulações utilizando 0% (figura 16(a)) e 20% (figura 16(b)) de defeito de desbalanceamento, a principal frequência é a 0,4 KCPM (que não representa um defeito em relação ao desbalanceamento). Para simulações de 50% (figura 16(c)) e 90% (figura 16(d)) existe um aumento considerável nos valores relacionados ao deslocamento (valor da grandeza no ponto) (70,39%), valor de pico (34,26%) e RMS (50,22%). O Fator de Crista tem uma queda no seu valor (-10,92%) para a simulação de 90% em relação a de 50%.

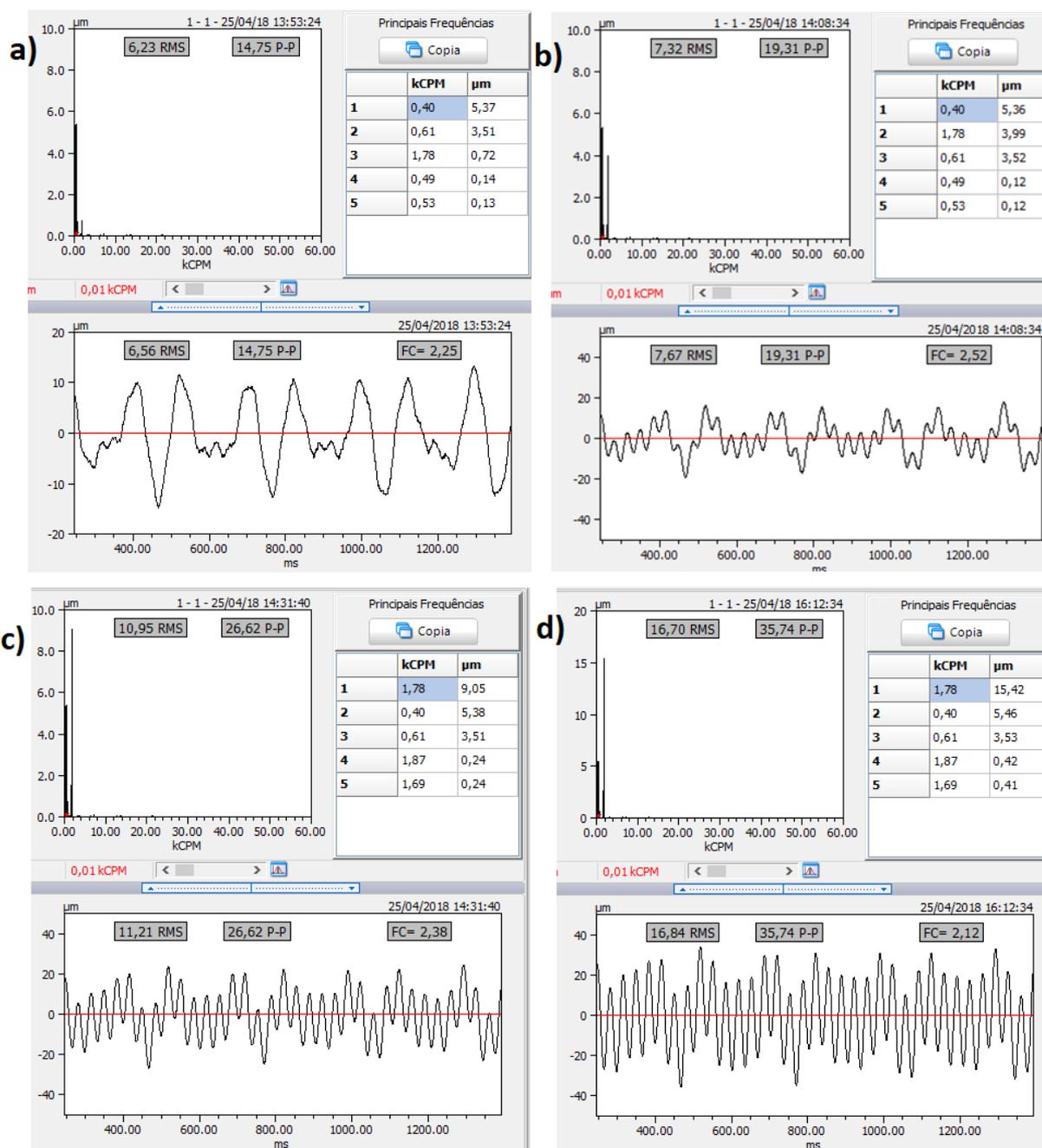


Figura 16 - Telas de análise de vibração em MLOV em relação ao deslocamento com a) 0% de criticidade, b) 20% de criticidade, c) 50% de criticidade e d) 90% de criticidade.

Na figura 17 tem-se a resposta do sistema para uma análise relacionada à velocidade. Para 0% de defeito (figura 17(a)) de desbalanceamento a principal frequência é a 0,4 KCPM (que não representa um defeito em relação ao desbalanceamento). Para simulações de 20% (figura 17(b)), 50% (figura 17(c)) e 90% (figura 17(d)) existem aumentos consideráveis entre os intervalos estabelecidos de velocidade (valor da grandeza no ponto), valor de pico e RMS. O Fator de Crista decresceu conforme o percentual de defeito aumentou.

Comparando os valores obtidos entre as simulações de 20% (figura 17(b)) e 50% (figura 17(c)) de defeitos, houve uma variação de 128,38% da velocidade (valor da grandeza no ponto), 67,18% do valor de pico, 105,95% do RMS e -19,31% do Fator de Crista. Entre os valores das simulações de 50% (figura 17(c)) e 90% (figura 17(d)) de defeito, houve uma variação de 70,14% da velocidade, 49,69% do valor de pico, 67, 63% de RMS e -10,64% de Fator de Crista.

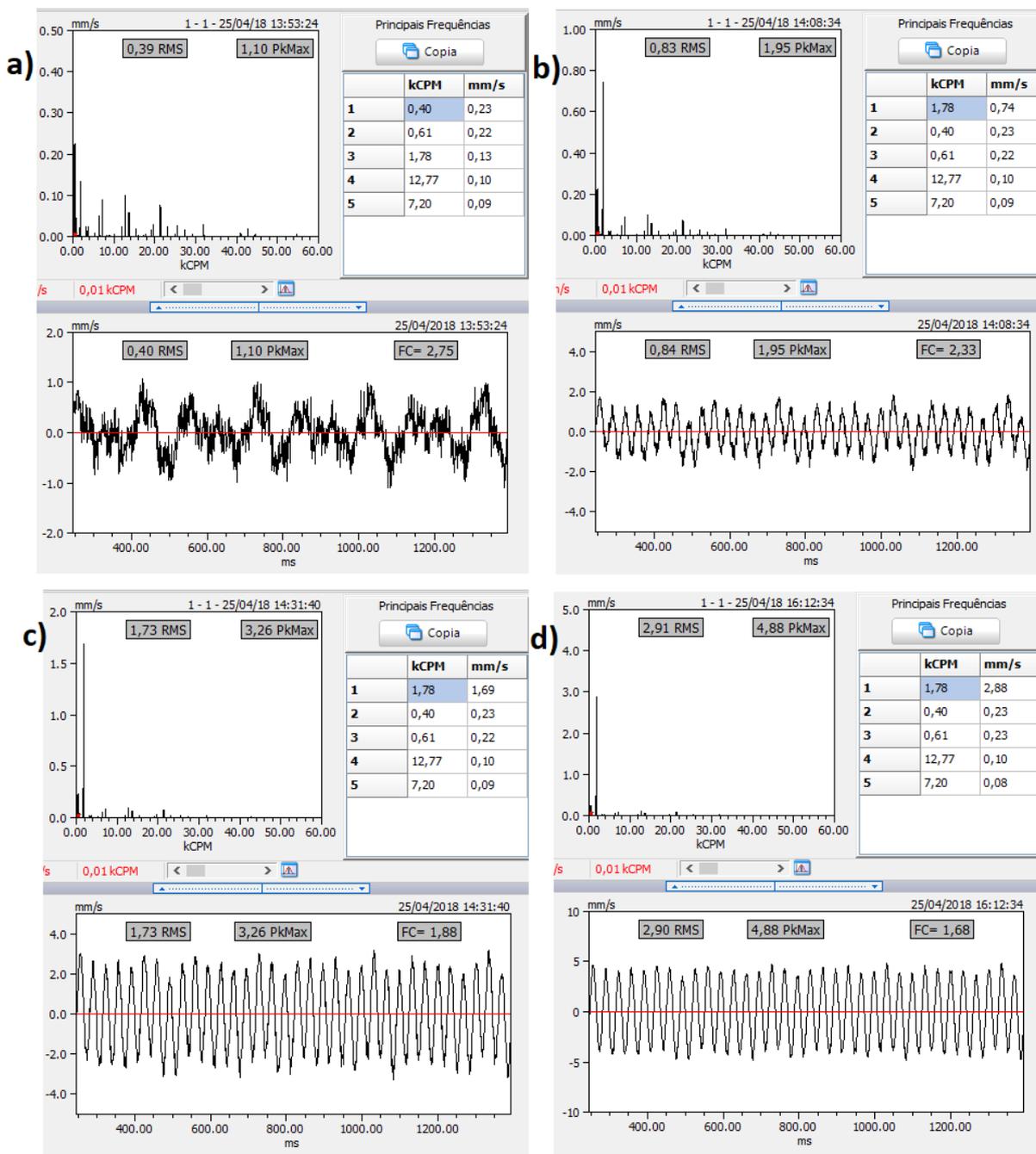


Figura 17 - Telas de análise de vibração em MLOV em relação à velocidade com a) 0% de criticidade, b) 20% de criticidade, c) 50% de criticidade e d) 90% de criticidade.

Comparando os valores obtidos de RMS na figura 17 com os da Norma ISO 2372 (figura 7), tanto os resultados obtidos para o equipamento com 20% e 50% de defeito (RMS de 0,84, e 1,73 respectivamente), são classificados como satisfatórios, enquanto que o equipamento com 90% de defeito (RMS de 2,90) é classificado como insatisfatório.

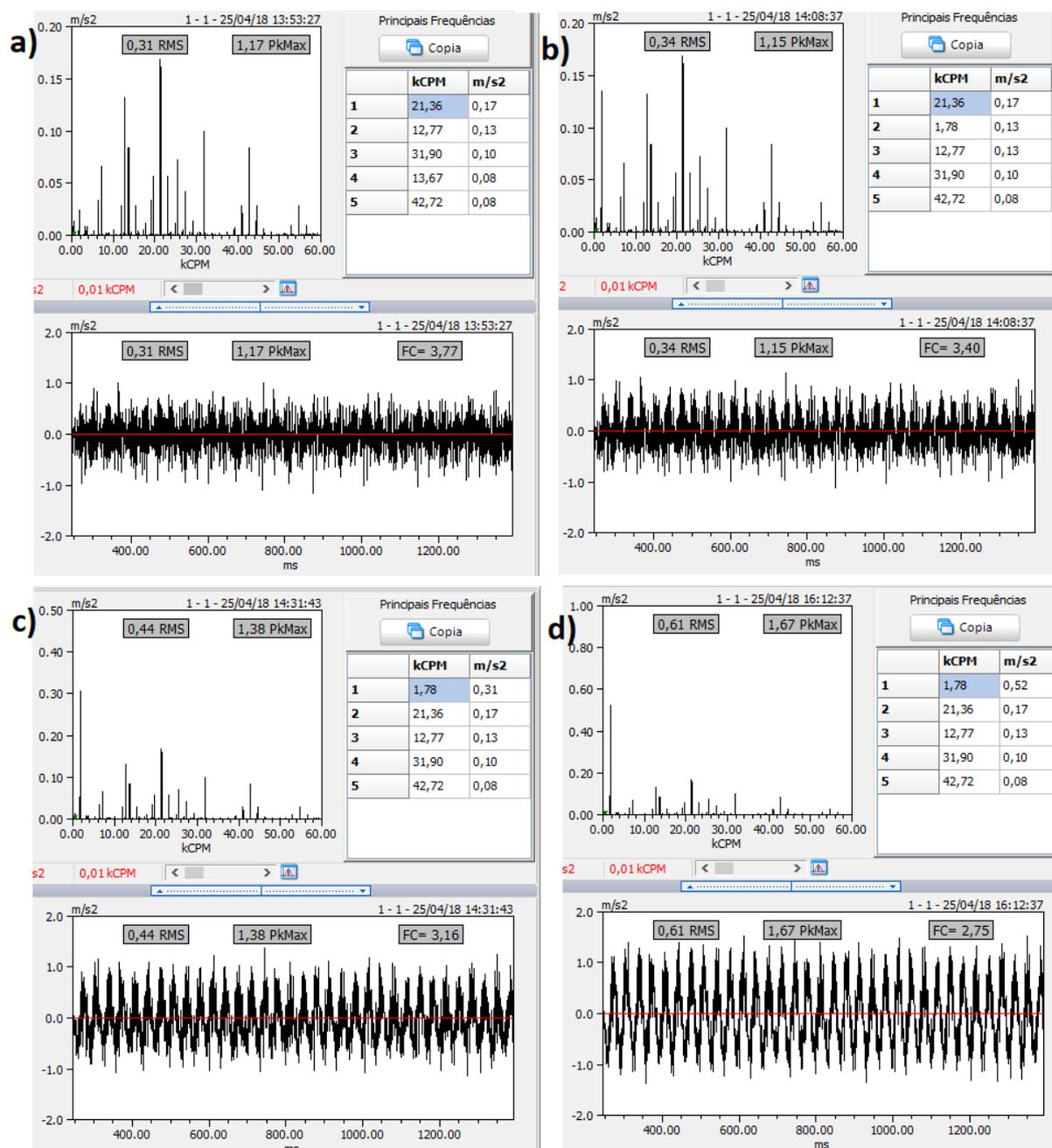


Figura 18 - Telas de análise de vibração em MLOV em relação à aceleração com a) 0% de criticidade, b) 20% de criticidade, c) 50% de criticidade e d) 90% de criticidade.

Na figura 18 obteve-se a resposta do sistema em relação à aceleração. Observa-se que, para as simulações utilizando 0% (figura 18(a)) e 20% (figura 18(b))

de defeito de desbalanceamento, a principal frequência é a 21,36 KCPM (que não representa um defeito em relação ao desbalanceamento). Para simulações de 50% (figura 18(c)) e 90% (figura 18(d)) existe um crescimento nos valores relacionados à aceleração (67,74%), valor de pico (21,01%) e RMS (38,64%). O Fator de Crista tem uma queda no seu valor (-12,97%) para a simulação de 90% em relação a de 50%.

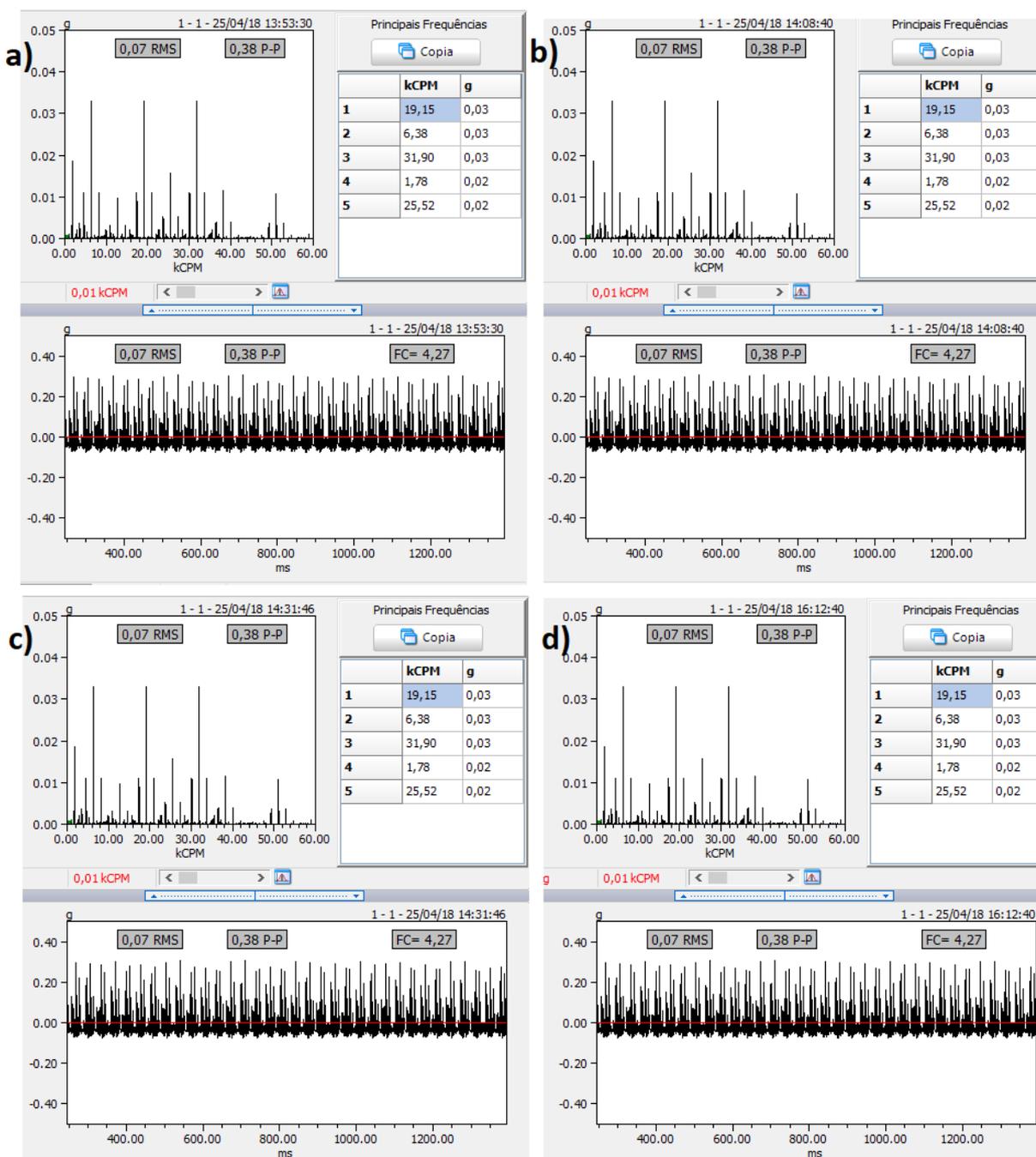


Figura 19 - Telas de análise de vibração aplicando a demodulação do sinal (Envelope) em MLOV com a) 0% de criticidade, b) 20% de criticidade, c) 50% de criticidade e d) 90% de criticidade.

Na figura 19 percebe-se que não houve variações na resposta do sistema em relação à análise Envelope para 0% (figura 19(a)), 20% (figura 19(b)), 50% (figura 19(c)) e 90% (figura 19(d)) de defeito de desbalanceamento.

Os resultados obtidos nas simulações em MLOV para as análises de vibração em relação ao deslocamento (figura 16), velocidade (figura 17), aceleração (figura 18) e envelope (figura 19), considerando os percentuais de defeitos propostos para o experimento, são apresentados na tabela 2.

Tabela 2 - Resultados dos experimentos em MLOV.

| Grandeza analisada | Severidade | KCPM | Valor da grandeza no ponto | Pkmax (ou p-p) | RMS | FC |
|-------------------------------------|-------------------|-------------|-----------------------------------|-----------------------|------------|-----------|
| Deslocamento (µm) | 0% | 0,40 | 5,37 | 14,75 | 6,23 | 2,25 |
| | 20% | 0,40 | 5,36 | 19,31 | 7,32 | 2,53 |
| | 50% | 1,78 | 9,05 | 26,62 | 11,21 | 2,38 |
| | 90% | 1,78 | 15,42 | 35,74 | 16,84 | 2,12 |
| Velocidade (mm/s) | 0% | 0,40 | 0,23 | 1,10 | 0,40 | 2,75 |
| | 20% | 1,78 | 0,74 | 1,95 | 0,84 | 2,33 |
| | 50% | 1,78 | 1,69 | 3,26 | 1,73 | 1,88 |
| | 90% | 1,78 | 2,88 | 4,88 | 2,90 | 1,68 |
| Aceleração (m/s²) | 0% | 21,36 | 0,17 | 1,17 | 0,31 | 3,77 |
| | 20% | 21,36 | 0,17 | 1,15 | 0,34 | 3,40 |
| | 50% | 1,78 | 0,31 | 1,38 | 0,44 | 3,16 |
| | 90% | 1,78 | 0,52 | 1,67 | 0,61 | 2,75 |
| Envelope (g) | 0% | 19,15 | 0,03 | 0,38 | 0,70 | 4,27 |
| | 20% | 19,15 | 0,03 | 0,38 | 0,70 | 4,27 |
| | 50% | 19,15 | 0,03 | 0,38 | 0,70 | 4,27 |
| | 90% | 19,15 | 0,03 | 0,38 | 0,70 | 4,27 |

Fonte: Autoria própria.

Nela observa-se de forma mais clara o desenvolvimento gradativo da amplitude do sinal de acordo com o aumento da severidade do defeito para as grandezas analisadas, com exceção do Envelope conforme discutido anteriormente.

4.1.2 Análise em MLAV

Os valores obtidos no experimento em MLAV são apresentados na figura 20.

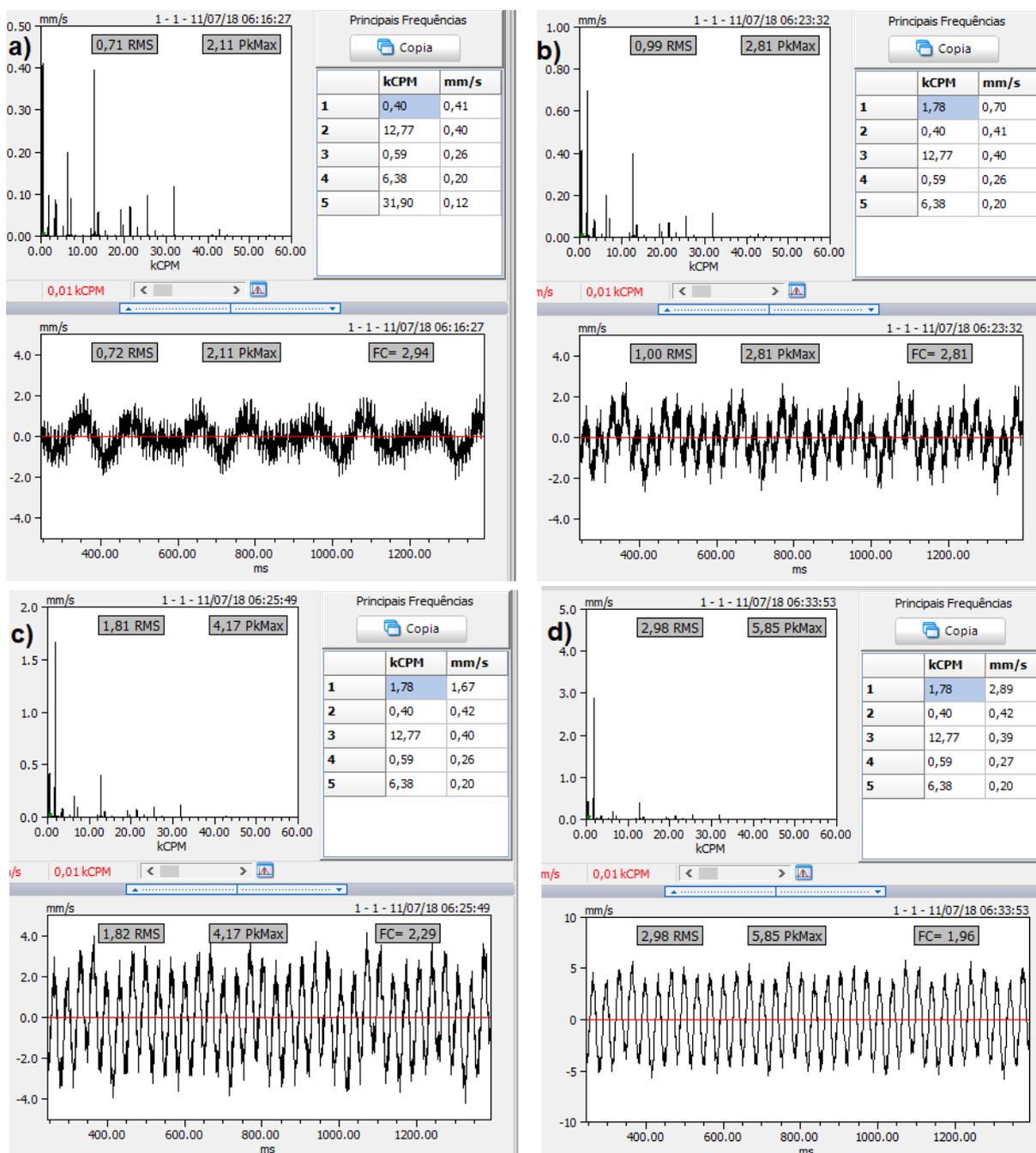


Figura 20-Telas de análise de vibração em MLAV em relação à velocidade com a) 0% de criticidade, b) 20% de criticidade, c) 50% de criticidade e d) 90% de criticidade.

Os resultados obtidos nas simulações em MLAV para as análises de vibração em relação à velocidade (figura 20), considerando os percentuais de defeitos propostos para o experimento, são apresentados na tabela 3.

Tabela 3- Resultados dos experimentos em MLAV.

| Severidade | KCPM | mm/s | Pkmax | RMS | FC |
|-------------------|-------------|-------------|--------------|------------|-----------|
| 0% | 0,40 | 0,41 | 2,11 | 0,72 | 2,94 |
| 20% | 1,78 | 0,70 | 2,81 | 1,00 | 2,81 |
| 50% | 1,78 | 1,67 | 4,17 | 1,82 | 2,29 |
| 90% | 1,78 | 2,89 | 5,85 | 2,98 | 1,96 |

Fonte: Autoria própria.

Na figura 20 tem-se a resposta do sistema para uma análise relacionada à velocidade. Para 0% de defeito (figura 20(a)) de desbalanceamento a principal frequência é a 0,4 KCPM. Para simulações de 20% (figura 20(b)), 50% (figura 20(c)) e 90% (figura 20(d)) ocorreram variações entre os intervalos estabelecidos de velocidade (valor da grandeza no ponto), valor de pico e RMS. O Fator de Crista decresceu conforme o percentual de defeito aumentou.

Comparando os valores obtidos entre as simulações de 20% (figura 20(b)) e 50% (figura 20(c)) de defeitos, houve um aumento de 138,57% da velocidade (valor da grandeza no ponto), 48,40% do valor de pico, 82,00% do RMS e -18,51% do Fator de Crista. Entre os valores das simulações de 50% (figura 20(c)) e 90% (figura 20(d)) de defeito, houve uma variação de 73,05% da velocidade, 40,29% do valor de pico, 63,74% de RMS e -14,41% de Fator de Crista.

Comparando os valores obtidos de RMS na figura 20 com os da Norma ISO 2372 (figura 7), o resultado obtido para o equipamento com 20% de defeito (RMS de 1,00), é classificado como satisfatório, enquanto que o equipamento com 50% e 90% de defeito (RMS de 1,82 e 2,98 respectivamente) são classificados como insatisfatórios.

Realizando este mesmo experimento para outros níveis de severidade obteve-se os dados indicados na tabela 4.

Tabela 4 - Resultados dos experimentos em MLAV para vários níveis de severidade.

| Severidade | kCPM | mm/s | RMS | PkMax | Fator de Crista |
|------------|------|------|------|-------|-----------------|
| 0% | 0,40 | 0,41 | 0,72 | 2,11 | 2,94 |
| 5% | 0,40 | 0,41 | 0,76 | 2,21 | 2,91 |
| 10% | 1,78 | 0,42 | 0,83 | 2,42 | 2,93 |
| 15% | 1,77 | 0,60 | 0,94 | 2,67 | 2,86 |
| 20% | 1,78 | 0,70 | 1,00 | 2,81 | 2,81 |
| 25% | 1,78 | 0,89 | 1,14 | 3,08 | 2,70 |
| 30% | 1,78 | 1,04 | 1,27 | 3,31 | 2,61 |
| 35% | 1,78 | 1,20 | 1,40 | 3,51 | 2,51 |
| 40% | 1,78 | 1,35 | 1,53 | 3,72 | 2,42 |
| 45% | 1,79 | 1,51 | 1,68 | 3,95 | 2,36 |
| 50% | 1,78 | 1,67 | 1,82 | 4,17 | 2,29 |
| 55% | 1,79 | 1,82 | 1,96 | 4,38 | 2,23 |
| 60% | 1,78 | 1,98 | 2,11 | 4,60 | 2,18 |
| 65% | 1,78 | 2,14 | 2,26 | 4,80 | 2,13 |
| 70% | 1,79 | 2,29 | 2,41 | 5,02 | 2,08 |
| 75% | 1,78 | 2,45 | 2,56 | 5,24 | 2,05 |
| 80% | 1,78 | 2,61 | 2,71 | 5,46 | 2,01 |
| 85% | 1,78 | 2,80 | 2,89 | 5,72 | 1,98 |
| 90% | 1,78 | 2,89 | 2,98 | 5,85 | 1,96 |
| 95% | 1,78 | 3,08 | 3,17 | 6,11 | 1,93 |
| 100% | 1,78 | 3,24 | 3,32 | 6,33 | 1,91 |

Fonte: Autoria própria.

Graficamente, os dados obtidos podem ser representados pela figura 21.

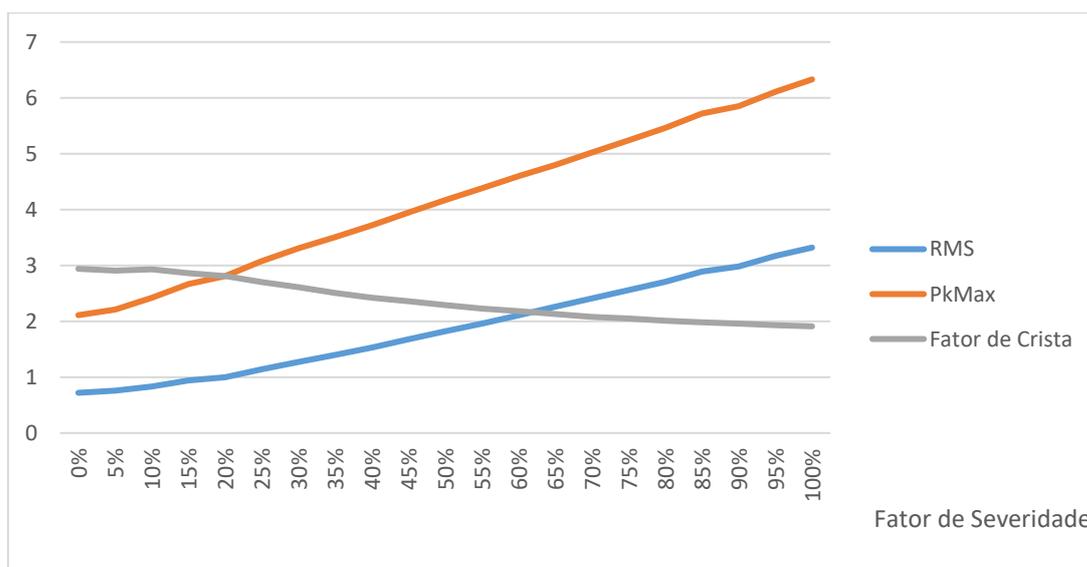


Figura 21- Relação entre fator de pico, RMS e fator de crista.

Comparando o resultado obtido no experimento (figura 21) com o modelo proposto por Mathias (20--) (figura 4), percebe-se a semelhança no comportamento assumido pelos valores do fator de pico e RMS. Ambas as curvas crescem conforme se aumenta a severidade do defeito, sendo que o fator de pico começa a se desenvolver um pouco antes do RMS. Observa-se também que, com a evolução da severidade, ocorre um distanciamento entre as duas curvas.

O fator de crista, por sua vez, tende inicialmente a permanecer constante, porém, com o aumento da severidade do defeito, ele decresce gradativamente. Mathias (20--) descreve esta etapa da evolução do defeito como um indício do seu agravamento. (seção 2.2.3).

Desta forma deduz-se que, com as técnicas aqui apresentadas, é possível detectar defeitos nos seus estados iniciais (entre 10% e 20%).

4.2 SEGUNDA ETAPA

Os resultados obtidos nos testes de bancada são apresentados nas figuras 22, 23, 24, 25, 26 e 27. A massa (2,38g) acrescentada nos testes equivale a 0,211% da massa do rotor (1,126Kg).

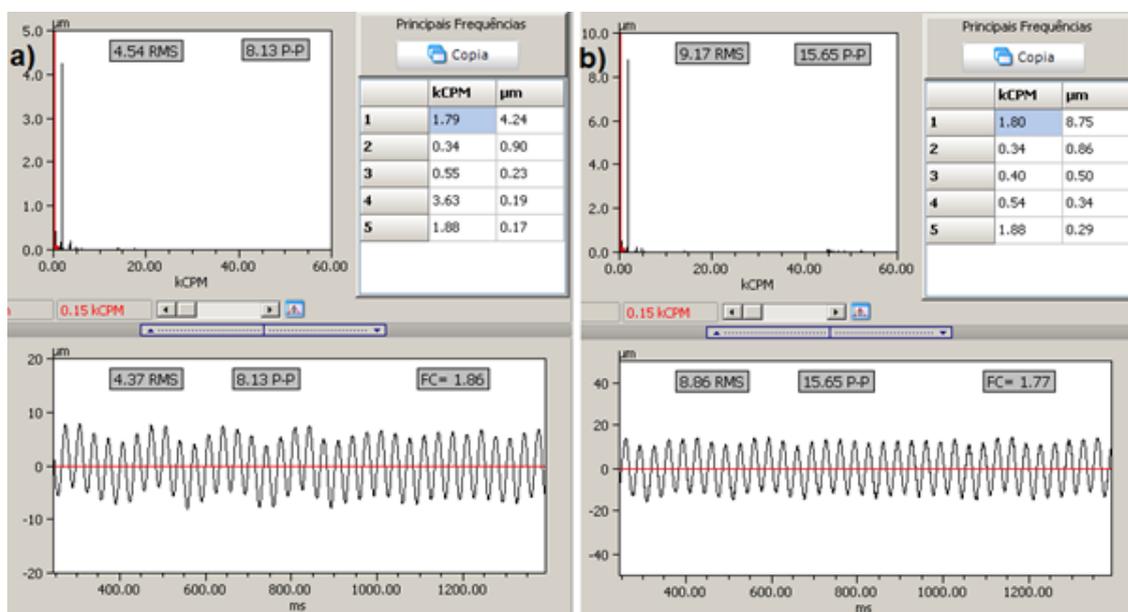


Figura 22 - Tela de análise de vibrações em relação ao deslocamento sem massa adicionada ao rotor e acelerômetro posicionado em a) MLAV e b) MLOV.

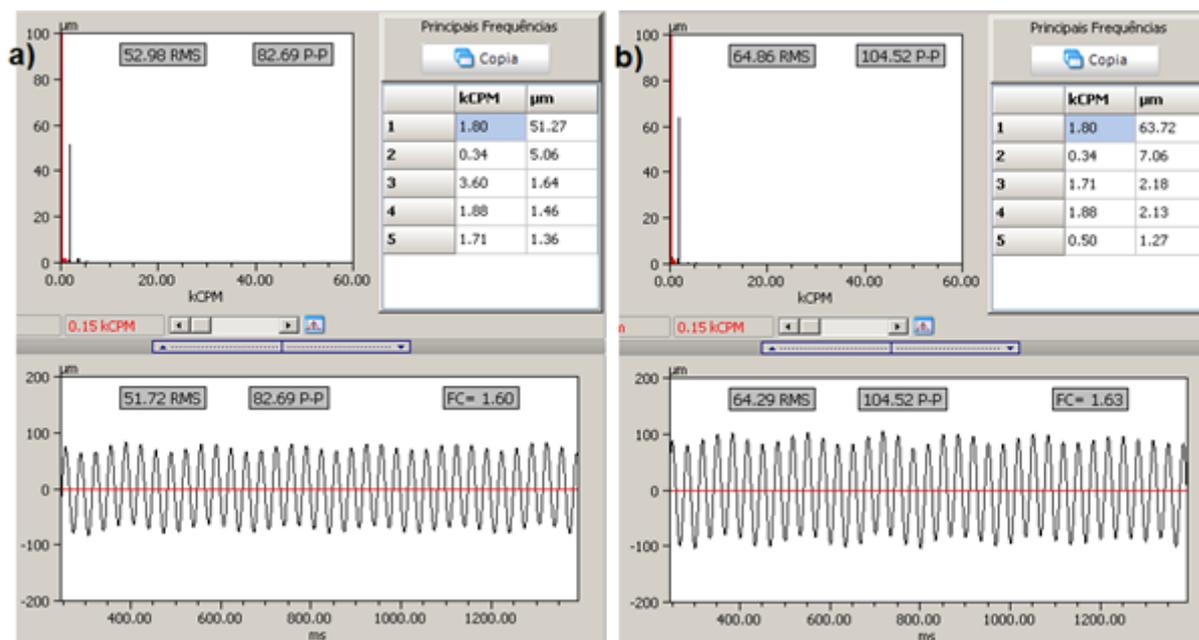


Figura 23 - Tela de análise de vibrações em relação ao deslocamento com massa adicionada ao rotor e acelerômetro posicionado em a) MLAV e b) MLOV.

Os resultados dos testes de vibrações em relação ao deslocamento (figuras 22 e 23) são descritos na tabela 5.

Tabela 5 - Resultados dos testes de vibrações em relação ao deslocamento.

| Ponto | Massa extra adicionada | Principal frequência (em KCPM) | Deslocamento | Pkmax (ou p-p) | RMS | FC |
|-------|------------------------|--------------------------------|--------------|----------------|-------|------|
| MLAV | Não | 1,79 | 4,24 | 8,13 | 4,37 | 1,86 |
| MLAV | Sim | 1,80 | 51,27 | 82,69 | 51,72 | 1,60 |
| MLOV | Não | 1,80 | 8,75 | 15,65 | 8,86 | 1,77 |
| MLOV | Sim | 1,80 | 63,72 | 104,52 | 64,29 | 1,63 |

Fonte: Autoria própria.

Analisando estes experimentos, percebe-se uma variação expressiva nos resultados obtidos, tanto variando o ponto de medição quanto com o acréscimo de massa.

Comparando os valores obtidos em MLAV com e sem o acréscimo de massa, houve um aumento de 1109,20% no deslocamento (valor da grandeza no ponto), 917,10% no valor de pico, 1083,52% no RMS e -13,98% no Fator de Crista.

Para os valores adquiridos em MLOV com e sem a adição de massa, houve uma variação de 628,23% no deslocamento, 567,86% no valor de pico, 625,62% no RMS e -7,91% no Fator de Crista.

Comparando os valores obtidos em MLAV e MLOV sem o acréscimo da massa de teste, houve uma variação de 106,37% no deslocamento, 92,50% no valor de pico, 102,75% no RMS e -4,81% no Fator de Crista.

Para os valores obtidos com o acréscimo de massa, as variações são menos acentuadas, sendo de 24,28% no deslocamento, 26,40% no valor de pico, 24,30% no RMS e 1,87% no Fator de Crista.

Estas variações dos valores obtidos nos testes, pela mudança do ponto de medição, podem ser relacionadas às variações ocorridas nas distâncias entre os pontos em que se está medindo a vibração com o local onde o fenômeno está sendo gerado. Os tipos de conexões e materiais utilizados na construção do motor também podem influenciar.

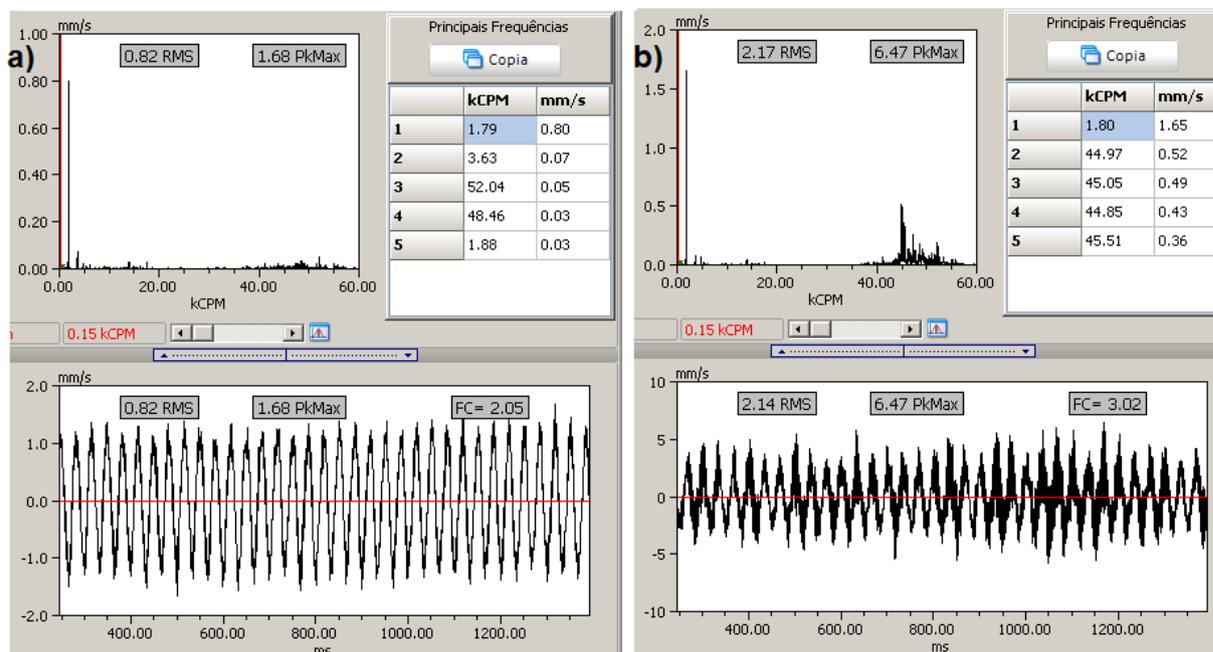


Figura 24 - Tela de análise de vibrações em relação à velocidade sem massa adicionada ao rotor e acelerômetro posicionado em a) MLAV e b) MLOV.

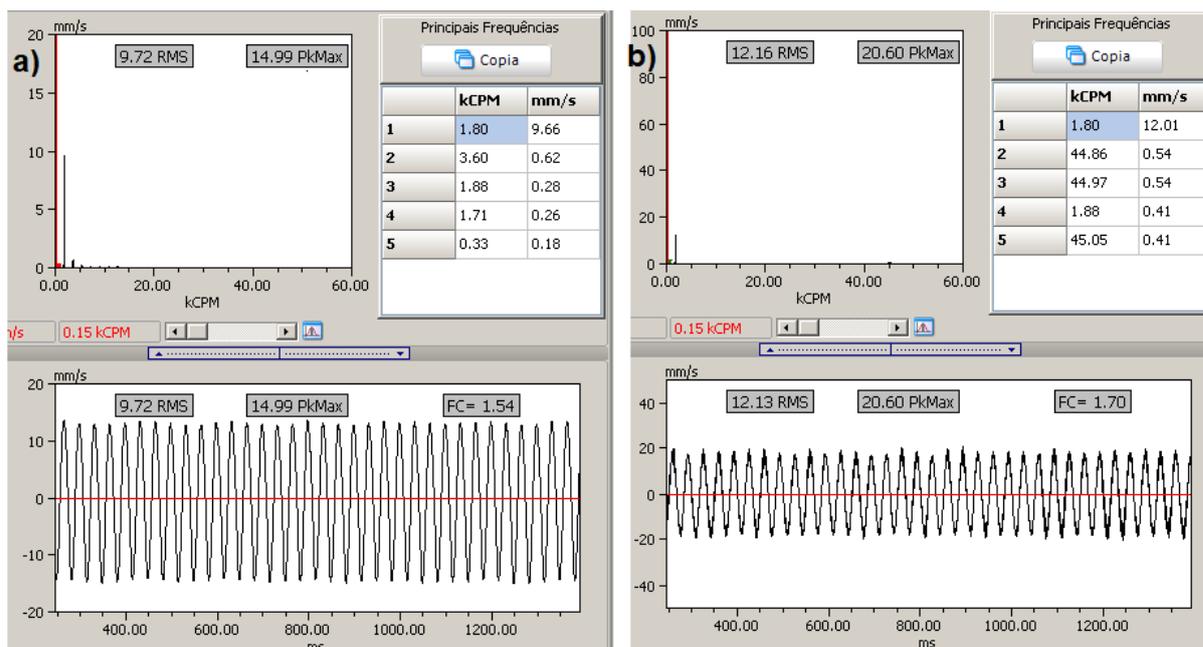


Figura 25 - Tela de análise de vibrações em relação à velocidade com massa adicionada ao rotor e acelerômetro posicionado em a) MLAV e b) MLOV.

Os resultados dos testes de vibrações em relação à velocidade (figuras 24 e 25) são descritos na tabela 6.

Tabela 6-Resultados dos testes de vibrações em relação à velocidade.

| Ponto | Massa extra adicionada | Principal frequência (em KCPM) | Velocidade | Pkmax (ou p-p) | RMS | FC |
|-------|------------------------|--------------------------------|------------|----------------|-------|------|
| MLAV | Não | 1,79 | 0,80 | 1,68 | 0,82 | 2,05 |
| MLAV | Sim | 1,80 | 9,66 | 14,99 | 9,72 | 1,54 |
| MLOV | Não | 1,80 | 1,65 | 6,47 | 2,14 | 3,02 |
| MLOV | Sim | 1,80 | 12,01 | 20,60 | 12,13 | 1,70 |

Fonte: Autoria própria.

Relacionando os valores alcançados em MLAV com e sem o aumento de massa, houve um crescimento de 1107,50% na velocidade, 792,26% no valor de pico, 1085,37% no RMS e -24,88% no Fator de Crista.

Para os valores obtidos em MLOV com e sem a adição de massa, houve uma variação de 627,88% na velocidade, 218,39% no valor de pico, 466,82% no RMS e -43,71% no Fator de Crista.

Comparando os valores obtidos em MLAV e MLOV sem o acréscimo da massa de teste, houve uma variação de 106,25% na velocidade, 285,12% no valor de pico, 160,98% no RMS e 47,32% no Fator de Crista.

Para os valores obtidos adicionando massa as variações foram de 24,33% na velocidade, 37,42% no valor de pico, 24,79% no RMS e 10,39% no Fator de Crista.

Comparando os valores obtidos de RMS expostos na tabela 7 com os da Norma ISO 2372 (figura 7), conclui-se que o equipamento sem adição de massa em MLAV (RMS de 0,82) é classificado como satisfatório, enquanto que o equipamento sem adição de massa em MLOV (RMS de 2,14) é classificado como insatisfatório.

Os valores de RMS obtidos com a massa acrescentada ao rotor em MLAV (9,72) e MLOV (12,13) são caracterizados pela norma como inaceitáveis.

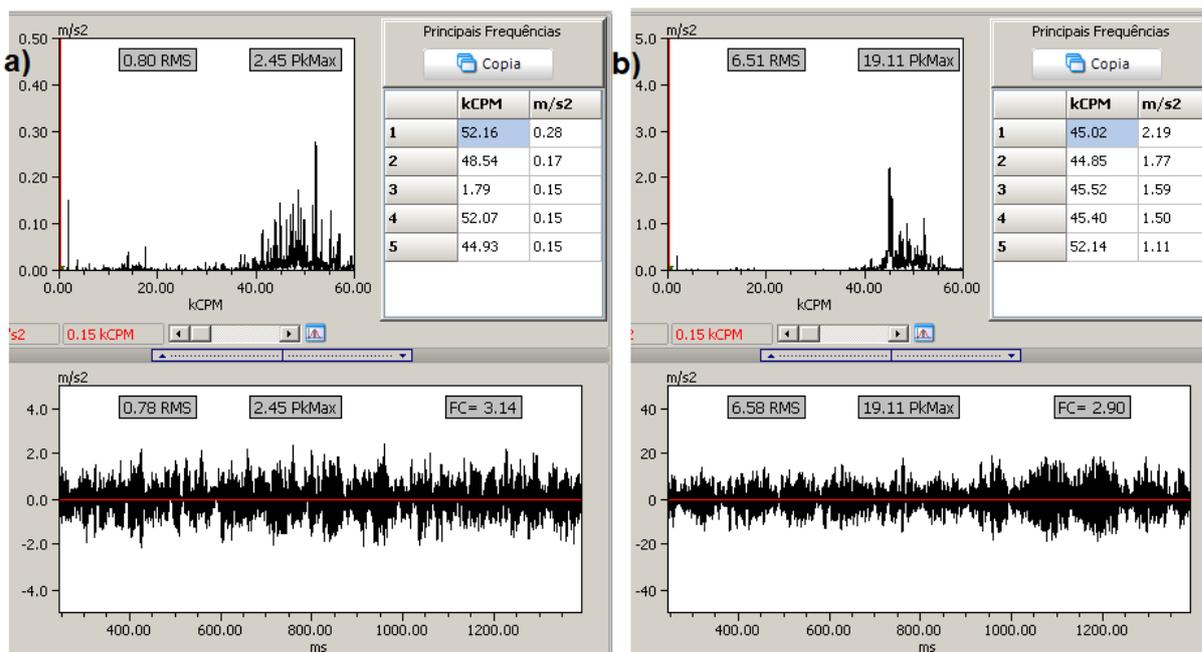


Figura 26 - Tela de análise de vibrações em relação à aceleração sem massa adicionada ao rotor e acelerômetro posicionado em a) MLAV e b) MLOV.

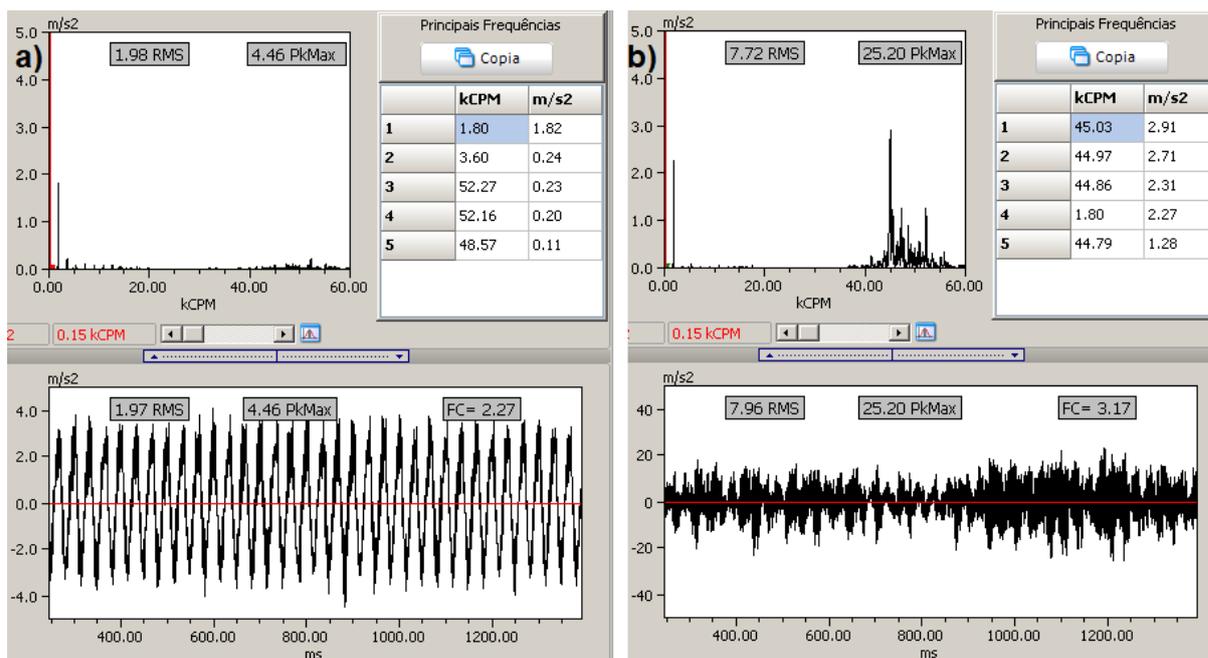


Figura 27 - Tela de análise de vibrações em relação à aceleração com massa adicionada ao rotor e acelerômetro posicionado em a) MLAV e b) MLOV.

Os resultados dos testes de vibrações em relação à aceleração (figuras 26 e 27) são descritos na tabela 7.

Tabela 7 - Resultados dos testes de vibrações em relação à aceleração.

| Ponto | Massa extra adicionada | Principal frequência (em KCPM) | Aceleração | Pkmax (ou p-p) | RMS | FC |
|-------|------------------------|--------------------------------|------------|----------------|------|------|
| MLAV | Não | 52,16 | 0,28 | 2,45 | 0,78 | 3,14 |
| MLAV | Sim | 1,80 | 1,82 | 4,46 | 1,97 | 2,27 |
| MLOV | Não | 45,02 | 2,19 | 19,11 | 6,58 | 2,90 |
| MLOV | Sim | 45,03 | 2,91 | 25,20 | 7,96 | 3,17 |

Fonte: Autoria própria.

Analisando a tabela 7 percebe-se que a principal frequência em 3 casos não é 1,8 KCPM (a qual representa o desbalanceamento). Desta forma não é possível comparar as variações dos fatores analisados em relação ao desbalanceamento do rotor.

5. CONCLUSÕES FINAIS

Conforme descrito no capítulo 1, o objetivo desta pesquisa é o de conhecer a capacidade do *software* SDAV no que diz respeito a análise de vibrações de balanceamento, tratando tanto de simulações de defeitos no *software* quanto em uma bancada de sistemas rotativos, para a aplicação em aulas práticas da disciplina de vibrações mecânicas.

Estes objetivos foram alcançados, tendo em vista que, baseando-se na pesquisa bibliográfica e nos experimentos realizados, foram analisadas diversas possibilidades de se realizarem experimentos utilizando o potencial do *software* e da bancada.

A partir deste estudo, é possível concluir que o *software* consegue simular o surgimento do defeito de forma condizente com a literatura, porém, em casos reais, é possível chegar em níveis muito mais severos do que o 100% de criticidade proposto pelo programa.

O primeiro experimento possibilitou uma análise mais concisa sobre a evolução dos parâmetros de vibração (fator de pico, RMS e fator de crista) em função das curvas de deslocamento, velocidade, aceleração e envelope, e a comparação de como eles se comportam na teoria e na simulação.

As análises do balanceamento realizadas em função da velocidade mostraram-se mais eficazes do que outros parâmetros pelo fato de apresentar primeiro os indícios de defeito devido ao desbalanceamento (na forma da frequência principal de análise) e da norma ISO 2372 estar escrita em função dela, e, desta forma, possibilitar a comparação de resultados.

O segundo experimento comparou o comportamento da vibração em dois pontos diferentes do motor, MLAV e MLOV, para um mesmo problema. Neste caso foi possível identificar um desvio considerável nos valores obtidos através das análises dos parâmetros de vibrações.

As variações dos valores observados na análise sem a adição de massa giram em torno de 100%. Já com a adição de massa essa média desce para 25%. Esta queda na variação dos valores pode caracterizar o efeito da severidade do desbalanceamento no equipamento, ao passo que, quanto mais severo seu efeito na máquina, mais componentes vão sendo afetados por ele.

Com base em todos os resultados obtidos, conclui-se que o *software* possibilita uma integração entre os estudos com o fenômeno de vibrações. Esta integração pode ser vista tanto de forma virtual quanto por meio da bancada montada no laboratório de vibrações mecânicas.

6. REFERÊNCIAS

ANTONIOLLI, E. B. **ESTUDO COMPARATIVO DE TÉCNICAS DE MEDIÇÃO E ANÁLISE DE VIBRAÇÕES PARA A MANUTENÇÃO PREDITIVA EM MANCAIS DE ROLAMENTOS**. dissertação (dissertação em engenharia mecanica) - UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA. florianopolis. 1999.

BANDEIRA, G.; ABREU, G. D.; GIANELLI, R. **Vibração e Ruído em manutenção preditiva**. Faculdade Estadual Julio de Mesquita filho. Bauru. 2010.

BASTOS, R. J.; BORGES JR, R. Previsão de falhas em rolamentos utilizando a demodulação de sinais de vibração. **Anuário da Produção de Iniciação Científica Discente**, v. 13, 2010. ISSN 17.

BORGES, A. S.; BORGES, A. S. **Treinamento em Manutenção Preditiva por Análise de Vibrações**. Cornélio Procópio. 2017 no Prelo.

GOMES, W. R. C.; LINCK, C. **Balanceamento de máquinas rotativas com 1 ou 2 planos de correção**. Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial – SENAI-RS. Centro Tecnológico de Mecânica de Precisão SENAI Plínio Gilberto Kroeff. [S.l.]. 2014.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **Vibrações Mecânicas de Máquinas com Rotação de 600 a12000 RPM, Base Para Especificação de Critérios d e Avaliação**. (NBR 10082). [S.l.]. 1987.

MARRA, J. L. **Medida de vibração- Uma ferramenta para manutenção**. TEKNIKAO. São Paulo , p. 16. 2010.

MATHIAS, M. H. Ferramentas de diagnostico de máquinas, Guaratinguetá, 20---. Disponível em: <<https://unespaberta.ead.unesp.br/moodle/course/view.php?id=59>>. Acesso em: 14 maio 2018.

MERCURI, J. R.; MARTINS, O. F.; TRAUTMANN, P. V. **DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA SUPERVISÓRIO PARA ANÁLISE DE MOTORES ELÉTRICOS ATRAVES DA VIBRAÇÃO MECÂNICA**. Trabalho de conclusão de curso- Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba. 2011.

PENG, X. **Automatic Fault Diagnosis for Rolling Element Bearings**. Tese de Doutorado. University of Calgary. Calgary, p. 108. 2014.

PONCI, L. P.; CUNHA, P. M. R. D. Previsão de Falha de Rolamentos por Analise Espectral e de Envelope, 2011. Disponível em: <<http://teknikao.blogspot.com.br/>>. Acesso em: 2018 fevereiro 20.

RAO, S. S. **Vibrações Mecânicas**. São Paulo: Peason Prentice Hall, 2008.

SANCHES BLANES S.A. **Informativo técnico**. [S.l.]. [20--?].

SANTOS, R. D. S. **Detecção de falhas em rolamentos de máquinas rotativas**. Guaratinguetá: Tese (doutorado) – Universidade Estadual Paulista, 2017.

SCHEFFER, C.; GIRDHAR, P. **Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive**. [S.l.]: Editora Elsevier, 2004.

TEKNIKAO. teknikao ind. e com. LTDA. **Teknikao**, 20 outubro 2017. Disponível em: <<http://www.teknikao.com.br/2.0/sdav.php>>.

TEKNIKAO IND. E COM. LTDA. Guia do usuario SDAV. **Teknikao**, 20 outubro 2017. Disponível em: <<http://www.teknikao.com.br/2.0/sdav.php>>.