

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**JORDAN CHAN BEKOSKI**

**DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA ESTUDOS DE DEFEITOS EM  
CORREIAS E DESALINHAMENTO ENTRE POLIAS**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**PATO BRANCO**

**2019**

JORDAN CHAN BEKOSKI

**DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA ESTUDOS DE  
DEFEITOS EM CORREIAS E DESALINHAMENTO ENTRE POLIAS**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica – DAMEC – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Câmpus Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Giovanni Bratti

PATO BRANCO

2019

## FOLHA DE APROVAÇÃO

### Desenvolvimento de uma bancada didática para estudos de defeitos em correias e desalinhamento entre polias

Jordan Chan Bekoski

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 27/06/2019 como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho **APROVADO**.

---

Prof. Dr. Fabio de Freitas Lima  
(UTFPR – Departamento de Mecânica)

---

Prof. Dr. Paulo Rogerio Novak  
(UTFPR – Departamento de Mecânica)

---

Prof. Dr. Giovanni Bratti  
(UTFPR – Departamento de Mecânica)  
Orientador

---

Prof. Dr. Paulo Cezar Adamczuk  
Responsável pelo TCC do Curso de Eng. Mecânica

## RESUMO

BEKOSKI, JORDAN CHAN. Desenvolvimento de uma bancada didática para estudos de defeitos em correias e desalinhamento entre polias. 2019. 56 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2019.

O presente trabalho constitui-se no desenvolvimento de uma bancada didática e, através de técnicas preditivas de análise de vibrações avaliar a influência nos níveis de vibração para o defeito de aperto em correia e desalinhamento entre polias. Os elementos projetados serão fixados no barramento de uma máquina de fadiga desativado no laboratório da universidade com a expectativa de simular situações práticas que ocorrem. O principal resultado encontrado foi o aumento no nível de vibração nas harmônicas da frequência da correia conforme a mesma é tensionada.

**Palavras-chave:** Correias. Vibrações. Defeitos. Bancada Didática. Desalinhamento entre polias.

## **ABSTRACT**

BEKOSKI, JORDAN CHAN. Development of a didactic bench for studies of defects in belts and misalignment between sheave. 2019. 56 f. Course Completion Work - Mechanical Engineering Course, Federal Technological University of Paraná. Pato Branco, 2019

The present work is the development of a didactic strategy and, by means of vibration analysis techniques, can be used as an indicator to deviate from the misalignment between the pulleys. The elements of calculation are set in the period of a type of exercise that do not fall within the university with the expectation that the simulated practices occur. The main theme was the increase of the frequency level in the harmonics of the frequency of the belt as it is tensioned.

**Keywords:** Belt. Vibrations. Defects. Didactic Bench. Sheave misalignment.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Ilustração da transformada rápida de Fourier .....	21
Figura 2 - Efeito do Janelamento .....	22
Figura 3 - Sub-harmônico da frequência da correia .....	24
Figura 4 - Tipos de desalinhamento entre polias.....	24
Figura 5 - Vibração devido ao desalinhamento da polia.....	25
Figura 6 - Conjunto reaproveitado de outra bancada .....	26
Figura 7 - Dimensões da chapa metálica dos mancais .....	27
Figura 8 - Dimensões da base do motor .....	27
Figura 9 – Desenho bancada didática.....	28
Figura 10 - Montagem da bancada finalizada .....	29
Figura 11 – Analisador de vibrações .....	30
Figura 12 - Fixação axial e radial dos acelerômetros .....	30
Figura 13 - Analisador de sinais 4db .....	31
Figura 14 - Tacômetro digital para aferição da rotação.....	32
Figura 15 - Simulando desalinhamento paralelo .....	32
Figura 16 - Procedimento para desalinhamento angular no plano .....	33
Figura 17 - Simulando desalinhamento angular .....	34
Figura 18 - Procedimento para variar distância entre eixos .....	35
Figura 19 - Espectro da vibração axial medida na máquina para verificação do desalinhamento paralelo na faixa de 0 a 30 Hz.....	36
Figura 20 - Espectro da vibração axial medida no motor para verificação do desalinhamento paralelo na faixa de 0 a 30 Hz.....	37
Figura 21 - Espectro da vibração axial medida na máquina para verificação do desalinhamento paralelo na faixa de 0 a 200 Hz.....	38
Figura 22 - Espectro da vibração axial medida no motor para verificação do desalinhamento paralelo na faixa de 0 a 200 Hz.....	38
Figura 23 - Espectro da vibração axial medida na máquina para verificação do desalinhamento angular no plano na faixa de 0 a 30 Hz.....	39
Figura 24 - Espectro da vibração axial medida no motor para verificação do desalinhamento angular no plano na faixa de 0 a 30 Hz.....	40
Figura 25 - Espectro da vibração axial medida na máquina para verificação do desalinhamento angular no plano na faixa de 0 a 200 Hz.....	41

Figura 26 - Espectro da vibração axial medida no motor para verificação do desalinhamento angular no plano na faixa de 0 a 30 Hz.....	41
Figura 27 - Espectro da vibração axial medida na máquina para verificação do desalinhamento angular na faixa de 0 a 30 Hz .....	42
Figura 28 - Espectro da vibração axial medida no motor para verificação do desalinhamento angular na faixa de 0 a 30 Hz .....	43
Figura 29 - Espectro da vibração axial medida na máquina para verificação do desalinhamento angular na faixa de 0 a 200 Hz .....	44
Figura 30 - Espectro da vibração axial medida no motor para verificação do desalinhamento angular na faixa de 0 a 200 Hz .....	44
Figura 31 - Espectro da vibração axial medida na máquina para verificação do aperto da correia na faixa de 0 a 30 Hz.....	45
Figura 32 - Espectro da vibração axial medida na máquina para verificação do aperto da correia na faixa de 0 a 200 Hz.....	46
Figura 33 - Espectro da vibração axial medida no motor para verificação do aperto da correia na faixa de 0 a 30 Hz.....	47
Figura 34 - Espectro da vibração axial medida no motor para verificação do aperto da correia na faixa de 0 a 200 Hz.....	48
Figura 35 - Espectro da vibração radial medida na máquina para verificação do aperto da correia na faixa de 0 a 30 Hz .....	49
Figura 36 - Espectro da vibração radial medida na máquina para verificação do aperto da correia na faixa de 0 a 200 Hz .....	50
Figura 37 - Espectro da vibração radial medida no motor para verificação do aperto da correia na faixa de 0 a 30 Hz.....	51
Figura 38 - Espectro da vibração radial medida no motor para verificação do aperto da correia na faixa de 0 a 200 Hz.....	52

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Informações técnicas do motor .....	31
--	----



## LISTAS DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas	-
RPM	Rotações por minuto	-
FFT	Transformada Rápida de Fourier	-

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>12</b>
1.2 OBJETIVOS .....	13
1.2.1 Objetivo Principal .....	13
1.2.2 Objetivos Específicos .....	13
1.3 JUSTIFICATIVA .....	13
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRAFICA</b> .....	<b>14</b>
2.1 MANUNTENÇÃO .....	14
2.2 TIPOS DE MANUTENÇÃO .....	14
2.2.1 Manutenção Corretiva .....	14
2.2.2 Manutenção Preventiva .....	15
2.2.3 Manutenção Preditiva.....	16
2.3 ANÁLISE DE VIBRAÇÕES .....	18
2.4 DIAGNÓSTICO DE FALHAS DE MÁQUINAS USANDO ANÁLISE DE VIBRAÇÕES .....	19
2.5 TRANSDUTORES PARA AQUISIÇÃO DE DADOS.....	19
2.6 CONVERSÃO DE SINAIS.....	19
2.6.1 Processamento de Sinais Digitais .....	20
2.6.2 Domínio do Tempo .....	20
2.6.3 Domínio da Frequência .....	20
2.6.4 Amostragem de Sinais .....	21
2.6.5 Frequência Máxima (F-max) .....	21
2.6.6 Janelamento.....	21
2.6.7 <i>Overlap</i> .....	22
2.7 DESBALANCEAMENTO .....	23
2.8 DEFEITOS EM CORREIAS .....	23
2.9 DESALINHAMENTO DA POLIA.....	24

<b>3 METODOLOGIA .....</b>	<b>26</b>
3.1 DESENVOLVIMENTO DA BANCADA .....	26
3.1.2 Movimentos da Bancada .....	28
3.2 BALANCEAMENTO .....	29
3.3 MÉTODO 1 – DESALINHAMENTO PARALELO.....	30
3.4 MÉTODO 2 – DESALINHAMENTO ANGULAR NO PLANO.....	33
3.5 MÉTODO 3 – DESALINHAMENTO ANGULAR .....	34
3.6 DEFEITO EM CORREIA.....	35
<b>4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>36</b>
4.1 VERIFICAÇÃO DE DESALINHAMENTO.....	36
4.1.1 Desalinhamento Paralelo .....	36
4.1.2 DESALINHAMENTO ANGULAR NO PLANO .....	39
4.1.3 DESALINHAMENTO ANGULAR.....	42
4.2 DEFEITO EM CORREIAS.....	45
4.2.1 Direção Axial – Máquina.....	45
4.2.2 Direção Axial – Motor .....	47
4.2.3 Direção Radial – Máquina .....	48
4.2.4 Direção Radial – Motor.....	50
<b>5 CONCLUSÕES .....</b>	<b>53</b>
5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	54
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>55</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A manutenção não planejada ou corretiva é a manutenção efetuada após a ocorrência de uma falha em diversas máquinas. Este tipo de manutenção, geralmente tem alto custo, pois demanda tempo e traz prejuízos à empresa. A falta de manutenção em máquinas rotativas, faz surgir falhas ou defeitos inesperados. Isso pode implicar à empresa custos adicionais por diminuição ou interrupção da produção, gerando um atraso nos prazos de entrega, clientes insatisfeitos, entre outros.

Por outro lado, a manutenção preditiva consegue prever quando a falha irá ocorrer e, com isso, executar um plano de manutenção prévia a eventuais defeitos.

A manutenção preditiva consiste no monitoramento periódico dos equipamentos (SCHEFFER; GIRDHAR, 2004). Esse monitoramento pode ser feito por diversas técnicas, sendo as mais utilizadas: análise de vibrações, análise de óleo, termografia e monitoramento de desempenho. A análise de vibrações se sobressai pois, é capaz de detectar desalinhamento e desbalanceamento antes que provoquem deterioração do conjunto.

O local onde foi desenvolvida a bancada didática, cuja função é permitir a realização e o estudo do diagnóstico de falhas em correias e desalinhamento entre polias, foi o laboratório de vibrações da UTFPR campus Pato Branco.

Para que os problemas de aperto em correias e desalinhamento entre polias possam ser diagnosticados é preciso que as vibrações correspondentes sejam identificadas, para isso é necessário o auxílio de um analisador de sinais.

Este trabalho tem como objetivo desenvolver uma bancada didática para diagnosticar falhas em transmissões por correias e desalinhamento entre polias. Visando um aprimoramento na capacitação dos alunos para atuarem na área de manutenção preditiva.

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo Principal

O objetivo principal desse trabalho é desenvolver uma bancada didática no laboratório de vibrações que permita realizar o diagnóstico de falhas em correias e desalinhamento entre polias utilizando análise de vibrações.

### 1.2.2 Objetivos Específicos

1. Projetar e construir uma bancada didática que permita impor e diagnosticar falhas em transmissões por correias.
2. Validação da bancada usando análise de vibrações para o diagnóstico destes defeitos.

## 1.3 JUSTIFICATIVA

Os defeitos provenientes do aperto de correias e desalinhamento entre polias são comuns em máquinas equipadas com transmissão por correia, podem provocar vibrações elevadas, levando assim, o equipamento à falha.

Como a técnica de manutenção preditiva por análise de vibrações é capaz de realizar o diagnóstico deste defeito, a equipe de manutenção pode ser acionada para realizar a correção antes da quebra da máquina. Com isto, os custos envolvidos em manutenção e produção podem ser reduzidos.

A bancada didática desenvolvida neste trabalho permitirá que os alunos da Engenharia Mecânica e Tecnologia em Manutenção Industrial recebam capacitação para atuarem na área de manutenção preditiva e também outras áreas.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRAFICA

### 2.1 MANUTENÇÃO

A ABNT (NBR 5462, 1994) define manutenção como a combinação de ações técnicas e administrativas, incluindo as de supervisão, destinada a recolocar um item em condições de executar sua função requerida. Pode também ser descrita como o conjunto de atividade e recursos aplicados aos sistemas e equipamentos, visando garantir a continuidade de sua função dentro de parâmetros de disponibilidade, de qualidade, de prazo, de custos e de vida útil adequados (LIMA, 2016).

Nepomuceno (2014) afirma que o tempo de vida útil designa o tempo durante o qual um dispositivo qualquer deve operar de maneira satisfatória, seguindo as especificações do projeto e com ampla segurança, desde que seja sujeito a um processo de manutenção como é indicado nas instruções do fornecedor.

Podemos observar que existem várias formas de se realizar a manutenção em um equipamento, prevendo a sua falha e conseqüentemente a parada da produção. Segundo Nepomuceno (2014) a organização de manutenção deve ter seu embasamento primordialmente em um plano bem elaborado, que deve ser estudado com cuidado e objetividade e que leva em consideração todos os elementos da instalação, mesmo os mínimos detalhes da organização e da metodologia empregada, visando a obtenção de lucro. Para isso deve se reduzir os custos de maneira eficiente.

### 2.2 TIPOS DE MANUTENÇÃO

#### 2.2.1 Manutenção Corretiva

A ABNT (NBR 5462, 1994) define como a manutenção efetuada após a ocorrência de uma pane destinada a recolocar um item em condições de executar uma função requerida. Para Alan Kardec Pinto, (2010) manutenção corretiva é a atuação para a correção da falha ou do desempenho menor do que o esperado. É uma ação realizada com o propósito de corrigir algo no equipamento, para que ele possa desempenhar seu papel dentro dos processos de produção de acordo com o que foi definido no seu projeto.

Como uma máquina parada pode comprometer toda a produção, a manutenção corretiva é a primeira atitude tomada para que a produção volte a seu funcionamento normal (MONTEIRO, SOUZA, ROSSI, 2010). Portanto, a manutenção corretiva é uma técnica onde se espera pela falha da máquina ou equipamento, antes que seja tomada qualquer ação de manutenção.

Segundo Junior (2004) manutenção corretiva é uma política de manutenção que corresponde a uma atitude reparadora, ou seja, efetua-se o conserto após a avaria. Isso acarreta consequências negativas ao processo, como:

- O custo da manutenção amplia fortemente à medida que os equipamentos vão envelhecendo.
- As quebras não previstas traduzem-se em paradas, levando a grandes prejuízos devido às perdas de produção.

A manutenção corretiva apresentam maiores custos associados com este tipo de gerência de manutenção: grandes estoques de peças para reposição, mão de obra extra, elevado tempo de paralisação da máquina e baixa disponibilidade de produção (MONTEIRO, SOUZA, ROSSI, 2010); reduz também a vida útil das máquinas e instalações, além da necessidade de paradas para manutenção em momentos importunos.

### 2.2.2 Manutenção Preventiva

Esse tipo de manutenção se baseia em intervalos de tempo predeterminados, com base em dias ou horas do tempo de execução de máquinas. A reparação ou substituição do equipamento danificado é realizado antes que ocorram problemas (SCHEFFER; GIRDHAR, 2004).

A principal desvantagem é que a manutenção preventiva pode resultar na execução de tarefas de manutenção muito cedo ou tarde demais. O equipamento é retirado para revisão em um determinado número de horas de funcionamento. É possível que, sem qualquer evidência de falha funcional, os componentes sejam substituídos quando ainda resta alguma vida residual neles. Portanto, é possível que a produção reduzida possa ocorrer devido a manutenção desnecessária. Além do mais, existe a possibilidade de desempenho reduzido devido a métodos incorretos de reparo. Em alguns casos, máquinas perfeitamente boas são desmontadas, suas

peças boas são removidas e descartadas, e novas peças são instaladas incorretamente com resultados problemáticos (SCHEFFER; GIRDHAR, 2004).

Para Junior (2004) a manutenção preventiva segue recomendações do fabricante e conhecimentos práticos sobre o equipamento, onde é estabelecido um programa de inspeções e ações com intervalos fixos. Mas esse tipo de manutenção apresenta algumas desvantagens:

- O custo da produção se eleva, pois ele passa a englobar as perdas devidas às paradas;
- A desmontagem, mesmo parcial, de um equipamento leva a substituição de peças, seja por quebras ou pela precaução;
- A prática das operações de desmontagem/montagem aumenta o risco de incorporar novas avarias.

### 2.2.3 Manutenção Preditiva

Nepomuceno (2014) descreve que a manutenção preditiva tem por intuito de estabelecer, numa instalação qualquer, quais são os fatores que devem ser escolhidos em cada tipo de equipamento, em função das informações que as alterações de tais fatores sobre o estado mecânico de um determinado componente (pistões, dilatação, rolamentos, vasão, particulado, etc.). Em base a tais dados, a análise dos mesmos permitirá que sejam tomadas providências visando evitar estragos desastrosos irreversíveis. Em complemento Alan Kardec Pinto (2010) diz que, através das técnicas preditivas é realizado o monitoramento da condições e a ação de correção, quando necessária, é efetuada através de uma manutenção corretiva planejada.

Uma das vantagens dessa abordagem é que os eventos de manutenção podem ser agendados de forma ordenada. Ele permite algum tempo de espera para a compra de peças para o trabalho de reparo necessário e, assim, reduz a necessidade de um grande estoque de peças. As correções são realizadas apenas quando necessário, também há um aumento na capacidade de produção. Uma possível desvantagem é que o trabalho de manutenção pode realmente aumentar devido a uma avaliação incorreta da deterioração das máquinas. Além do mais, nesta técnica é necessário adquirir equipamento especializado para monitorar esses parâmetros e fornecer treinamento para os funcionários (ou contratar pessoal



qualificado). A alternativa é terceirizar essa tarefa para um contratado experiente executar as tarefas de monitoramento da máquina (SCHEFFER; GIRDHAR, 2004).

Junior (2004) descreve os métodos de manutenção preditiva como o processo que consiste em monitorar parâmetros que caracterizam o estado de funcionamento dos equipamentos.

Scheffer e Girdhar (2004) afirmam que as técnicas de manutenção preditiva fazem uma analogia muito próxima às técnicas de diagnóstico médicas. Sempre que o corpo humano tem problemas, ele apresenta sintomas. Ou seja, nosso sistema nervoso fornece informações dos sintomas e é possível detectá-los. Com isso é possível diagnosticar o problema e prescreve-se o tratamento adequado. De forma semelhante, os defeitos apresentados em máquinas sempre exibem um sintoma na forma de vibrações ou algum outro parâmetro, que ajudam na detecção e, como isso, é possível determinar a severidade dos defeitos. A manutenção preditiva utiliza de várias técnicas para avaliar a condição do equipamento. As técnicas utilizadas habitualmente, são:

- a) Análise de vibrações: esta técnica é sem dúvida a mais eficaz para determinar os defeitos mecânicos em máquinas rotativas.
- b) Emissão acústica: é utilizado para detectar, localizar e monitorar continuamente trincas em estruturas e tubulações.
- c) Análise de óleo: é analisado a composição das partículas microscópicas e detectado a condição de rolamentos e engrenagens.
- d) Análise de partículas: componentes de máquinas desgastados, seja em máquinas rotativas, caixas de engrenagens ou sistemas hidráulicos liberam detritos. A análise desses detritos fornece informações vitais sobre a deterioração do equipamento.
- e) Monitoramento de corrosão: são realizadas medições de espessuras por ultrassom em tubulações, estruturas e equipamentos para manter o controle da ocorrência de desgaste corrosivo.
- f) Termografia: o método consiste em detectar defeitos térmicos ou mecânicos em geradores, caldeiras, acoplamentos e muitos outros defeitos.

- g) Monitoramento de desempenho: esta técnica é muito eficaz para detectar problemas operacionais no equipamento.

### 2.3 ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

A análise de vibração é empregada para determinar a condição operacional e mecânica do equipamento. Uma grande vantagem é que a análise de vibração pode identificar problemas de desenvolvimento antes que eles se tornem muito sérios e causem parada não programada. Isto pode ser realizado através da monitorização regular das vibrações da máquina, seja de forma contínua ou em intervalos programados (SCHEFFER; GIRDHAR, 2004).

É importante observar, que o procedimento de análise de vibrações se baseia em um princípio comparativo, ou seja, é analisado a evolução histórica do equipamento e a partir desse momento tomado como referência, ou confrontado com dados estatístico baseados em equipamentos semelhantes (JUNIOR, 2004).

Considerando que a deterioração de equipamento traduz-se por uma conversão na distribuição da “energia vibratória”, e que, sua consequência mais frequente é o aumento do nível de vibrações, Junior (2004) expõe que a partir da coleta do sinal vibratório em diversos pontos do equipamento, pode-se acompanhar a evolução desses sinais e apontar o surgimento de esforços dinâmicos novos ou um aumento inesperado da amplitude de resposta, que são indicados do surgimento de defeitos ou degradações do funcionamento.

Scheffer e Girdhar (2004) evidencia que o monitoramento de vibrações regulares pode detectar rolamentos deteriorados ou defeituosos, folga mecânica e engrenagens desgastadas ou quebradas. A análise de vibração também pode detectar desalinhamento e desbalanceamento antes que essas condições resultem em deterioração do rolamento ou do eixo. Como quase 80% dos problemas comuns de equipamentos rotativos estão relacionados ao desalinhamento e desbalanceamento, a análise de vibração é uma ferramenta importante que pode ser usada para reduzir ou eliminar problemas recorrentes da máquina.

## 2.4 DIAGNÓSTICO DE FALHAS DE MÁQUINAS USANDO ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

O diagnóstico de defeitos em máquinas consiste na identificação das causas da origem de vibrações através das suas análises. Para isso é fundamental conhecer as características do equipamento e identificar as suas potenciais falhas. É fundamental relacionar as frequências de vibrações encontradas com suas causas (ARCO-VERDE, 2008).

As fontes de vibrações em máquinas rotativas são provenientes de diversas origens, dentre as principais estão: desalinhamento, desbalanceamento, falhas em rolamentos, etc (LEITE, 2012).

## 2.5 TRANSDUTORES PARA AQUISIÇÃO DE DADOS

Para realizar as medições das vibrações de uma máquina ou de uma estrutura, é utilizado um transdutor ou um medidor dedicado de vibrações. Um transdutor é um dispositivo que converte um tipo de energia, tal como vibração, em um outro tipo diferente de energia, geralmente uma corrente elétrica ou tensão (SCHEFFER; GIRDHAR, 2004).

Os sensores mais utilizados são os medidores de velocidade, acelerômetros e sensores de proximidades, como os magnéticos e capacitivos. Cada tipo de sensor possui vantagens distintas para certas aplicações, porém todas apresentam limitações. Deve-se sempre selecionar o transdutor mais apropriado para tal aplicação.

## 2.6 CONVERSÃO DE SINAIS

Os transdutores convertem o movimento físico de vibração em um sinal elétrico. No entanto, esse sinal “cru”, que sai do transdutor não possui utilidade se não for devidamente processado e, posteriormente colocado de forma apropriada para ser analisado e interpretado.

### 2.6.1 Processamento de Sinais Digitais

Scheffer e Girdhar (2004) expressam que o processamento dos sinais consiste na análise e/ou modificação de sinais de forma a extrair informações dos mesmos e torná-los mais apropriados para alguma aplicação específica. Os analisadores digitais de sinais então processam este sinal para fornecer a Transformada Rápida de Fourier (FFT). O propósito da Transformada Rápida de Fourier (FFT) é transformar os dados do sinal medido (no domínio do tempo) para o domínio da frequência.

### 2.6.2 Domínio do Tempo

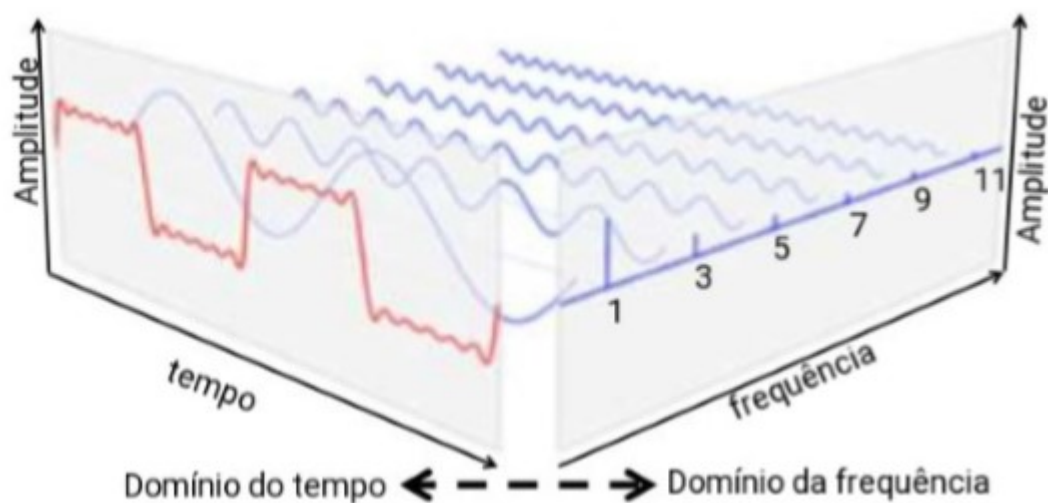
Em situações adversas, como máquinas rotativas com rotação variável e sinais de vibração e sinais transientes, características estacionárias podem ser encontradas nos sinais. Nestes casos, torna-se mais favorável analisar o comportamento da variação das componentes espectrais no domínio do tempo (MESQUITA; SANTIAGO; BEZERRA, 2002).

### 2.6.3 Domínio da Frequência

Em geral, o monitoramento de máquinas e equipamentos é realizado através da obtenção dos sinais de vibração da máquina operando a uma velocidade constante, o que caracteriza este sinal como estacionário, ou seja, suas componentes em frequência não variam com o tempo. Sendo assim, a transformada de Fourier pode ser utilizada como ferramenta para o estudo das características espectrais do sinal no domínio da frequência (MESQUITA; SANTIAGO; BEZERRA, 2002).

Na Figura 1 pode ser visto o processo da transformada de Fourier, onde a parte da esquerda representa os sinais no domínio do tempo e a direita apresenta o espectro do domínio da frequência.

Figura 1 - Ilustração da transformada rápida de Fourier



Fonte: (Traduzido) Scheffer e Girdhar (2004)

#### 2.6.4 Amostragem de Sinais

Um fator importante com relação aos dados coletados no domínio tempo diz respeito à taxa de amostragem da medição. A amostragem é o processo de leitura e gravação da amplitude da onda em instantes de tempo pré-determinados. Assim, os dados discretos amostrados (digital) são usados para reconstruir a onda. Para isto, é necessário que o intervalo de tempo entre a captação de cada amostra, isto é, a taxa de amostragem, do sinal seja suficiente para que esta reconstrução seja de qualidade (SCHEFFER; GIRDHAR, 2004).

#### 2.6.5 Frequência Máxima (F-max)

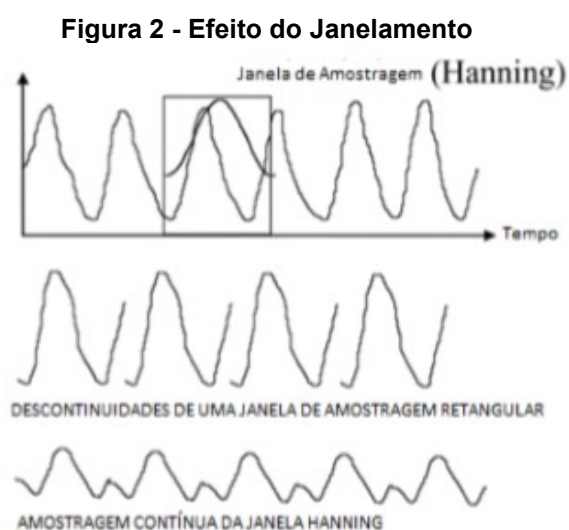
Segundo Arco-Verde (2008) a frequência de amostragem deve ser no mínimo o dobro da máxima frequência presente no sistema. Este critério é descrito pelo teorema de Shannon, se violado o critério ocorre o fenômeno denominado *aliasing*. Ou seja, o efeito de *aliasing* é a sobreposição dos espectros, e é originado pela formação de ondas a frequências mais baixas que a realidade.

#### 2.6.6 Janelamento

Através do uso do janelamento o sinal é “enquadrado” pela multiplicação de outra função de tempo conhecida. O resultado dessa operação matemática é

fornecer uma forma de onda de amostragem que parece ser contínua e periódica. As descontinuidades são “preenchidas”, forçando o sinal amostrado a ser igual a zero no início e no final do período de amostragem (SHREVE 1995).

Segundo Shreve (1995), um exemplo de onda senoidal que começa em zero no início da amostra, também seria necessário terminar em zero para obter uma boa resolução. Caso isso não ocorra, a forma da onda tem as características de uma onda senoidal e uma onda quadrada. Existem vários tipos de funções para o janelamento, sendo a mais utilizada a função *Hanning*. A Figura 2 apresenta o efeito do janelamento onde a função *Hanning* é usada para reduzir as descontinuidades.



Fonte: (Traduzido) SHREVE (1995)

### 2.6.7 *Overlap*

*Overlap* é o nome dado a uma técnica implementada nos analisadores, que permite utilizar parte (uma porcentagem) dos dados de uma amostra na amostra seguinte. Isto faz com que o processo de medição seja mais rápido, porém, deve ser escolhido com cautela (não usar valores elevados) para que não se perca informação das medições (SCHEFFER; GIRDHAR, 2004).

## 2.7 DESBALANCEAMENTO

A vibração devida ao desbalanceamento de um rotor é provavelmente o defeito de máquina mais comum. É também muito fácil de detectar e corrigir. Pode ser definido como: A distribuição desigual de massa em torno da linha central rotativa de um rotor (PARESH GIRDHAR, 2004). Já Nepomuceno (2014) afirma que problemas por desbalanceamento aparecem em qualquer peça girante, maior ou menor grau.

Arato Junior (2004) expressa que as causas mais comuns de desbalanceamento, são:

- Assimetria;
- Não homogeneidade do material;
- Excentricidade;
- Desalinhamentos dos rolamentos;
- Desbalanceamento dos rolamentos;
- Desbalanceamento hidráulico ou aerodinâmico;

## 2.8 DEFEITOS EM CORREIAS

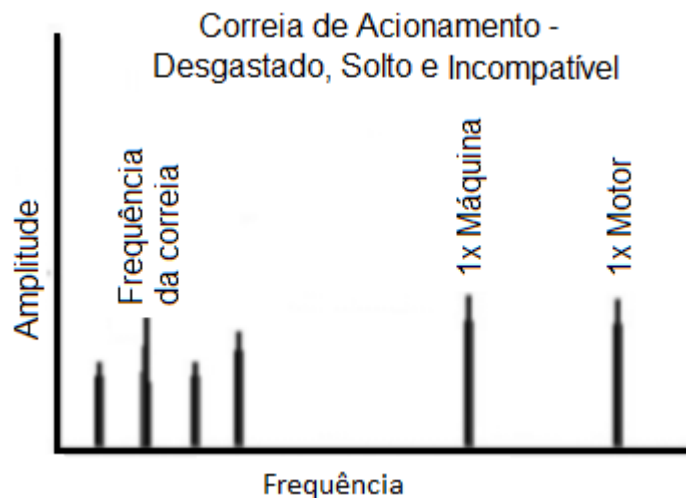
As frequências de defeitos das correias são do tipo sub-harmônico. Ao analisar os acionamentos por correia, é necessário manter o F-max baixo para poder observar esses picos. Quando as correias estão gastas, frouxas ou desencontradas, elas podem gerar harmônicos da frequência da correia. É possível obter  $3 \times$  ou  $4 \times$  a frequência da correia, em muitas vezes a frequência de  $2 \times$  é dominante. Segundo Scheffer e Girdhar (2004) a frequência da correia pode ser obtida por:

$$f_{correia} = (\pi * rpm_{correia} * \phi_{polia}) / (L_{correia}) \quad (1)$$

na qual  $rpm_{correia}$  é a rotação da polia,  $\phi_{polia}$  é o diâmetro primitivo da polia e  $L_{correia}$  o comprimento da correia.

Na Figura 3 apresentam os picos de vibrações que deve ser investigada quando as correias apresentam desgastes, com folga ou incompatíveis.

**Figura 3 - Sub-harmônico da frequência da correia**

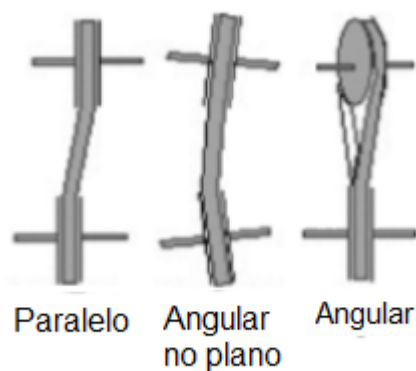


Fonte: (Traduzido) Scheffer e Girdhar (2004)

## 2.9 DESALINHAMENTO DA POLIA

Na Figura 4 é ilustrado os diferentes tipos de desalinhamentos possíveis entre polias.

**Figura 4 - Tipos de desalinhamento entre polias**

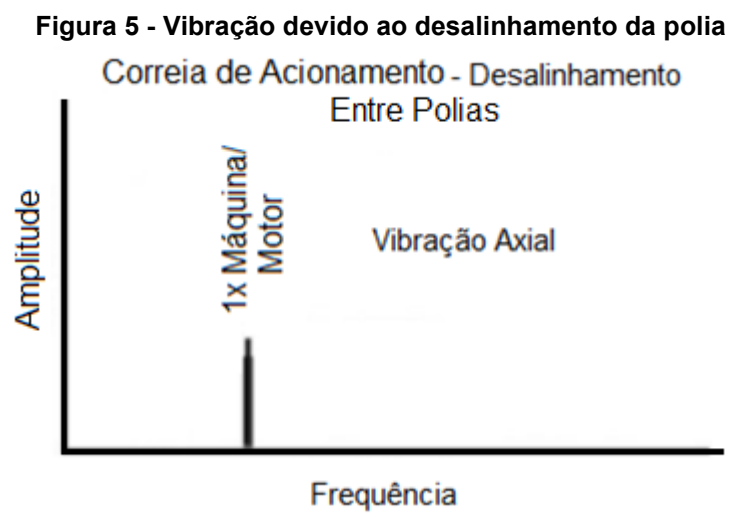


Fonte: (Traduzido) Scheffer e Girdhar (2004)

Essas condições não apenas resultam em vibrações destrutivas, mas também causam desgaste acelerado da correia e das polias. O desalinhamento das polias produz alta vibração a  $1\times$  a frequência da máquina ou do motor, predominantemente na direção axial mostrado na Figura 5. A relação entre as



amplitudes da máquina e do motor depende da posição de medição, massa relativa e rigidez da estrutura.



Fonte: (Traduzido) Scheffer e Girdhar (2004)

### 3 METODOLOGIA

Nessa seção são apresentados os materiais e métodos empregados para o desenvolvimento da bancada proposta neste trabalho, a fim de alcançar os objetivos proposto na seção 1.

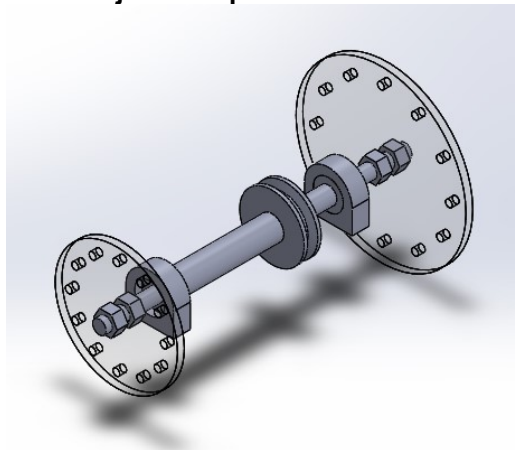
#### 3.1 DESENVOLVIMENTO DA BANCADA

A bancada foi instalada no barramento de um torno mecânico desativado, que está no laboratório de vibrações da universidade. Este barramento possui guias que foram usadas para fixação das hastes roscadas para sustentação da bancada. As hastes de barras roscas permitem que a altura do rotor (que representa a máquina) seja ajustada. Este tipo de fixação fez com que a base da máquina (ou seja, do rotor) ficasse com uma flexibilidade baixa. Isto permitirá que os níveis de vibração sejam pronunciados na ocorrência de algum dos defeitos.

A altura das barras roscas se deu devido a correia selecionada, no caso foi utilizada uma correia com perfil em V tamanho A-27. Tendo em vista que esse mesmo modelo já era utilizado em outra bancada do laboratório.

O conjunto de mancais de rolamento (mancal PA 204 para eixos de 20mm), eixo, polias e disco para desbalanceamento foram reaproveitados de outra bancada didática, para aumentar a gama de aplicabilidade, podendo assim, simular outros defeitos decorrentes em correias e desalinhamento entre polias que antes não eram possíveis de serem testados. O conjunto mancais de rolamento, eixo, polias e disco para balanceamento é apresentado na Figura 6.

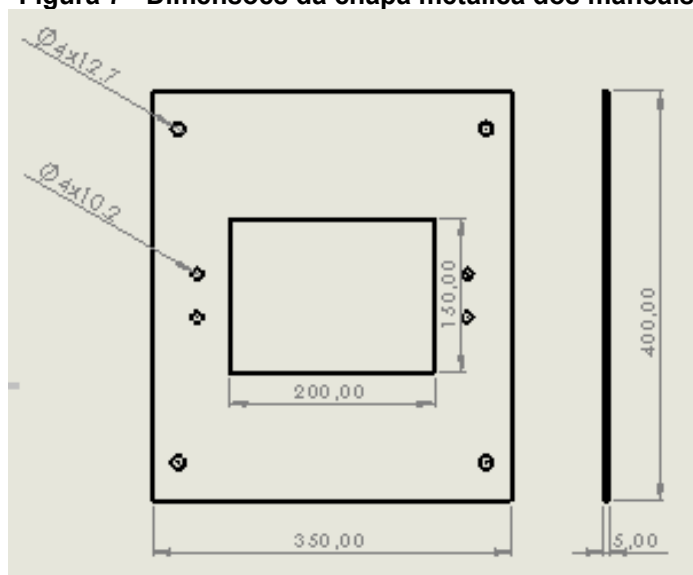
**Figura 6 - Conjunto reaproveitado de outra bancada**



**Fonte: Aatoria Própria (2019)**

A chapa metálica projetada para suportar os mancais de rolamento é apresentada na Figura 7 abaixo. As dimensões foram estipuladas com base nas dimensões do conjunto de componentes apresentado acima.

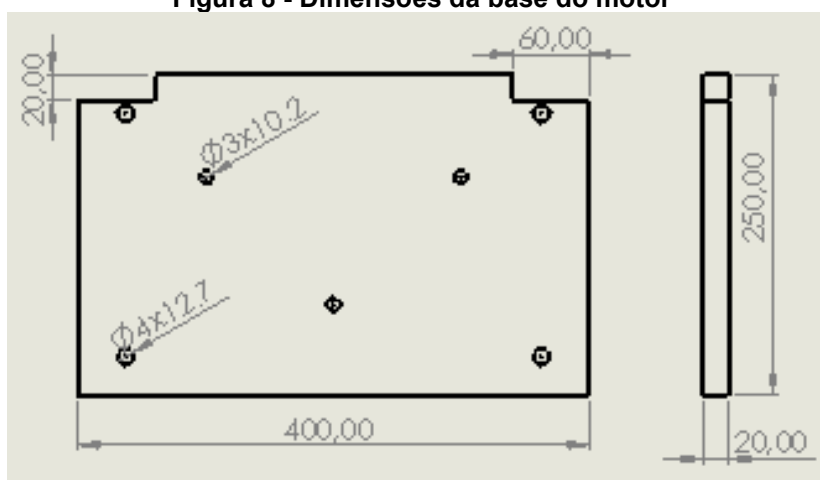
**Figura 7 - Dimensões da chapa metálica dos mancais**



Fonte: Autoria Própria (2019)

A base do motor foi confeccionada em madeira, devido a facilidade para recortes. Além do mais, este material apresenta amortecimento elevado e isto contribui para diminuir a propagação de energia pela base. Suas dimensões são apresentadas na Figura 8.

**Figura 8 - Dimensões da base do motor**



Fonte: Autoria Própria (2019)

### 3.1.2 Movimentos da Bancada

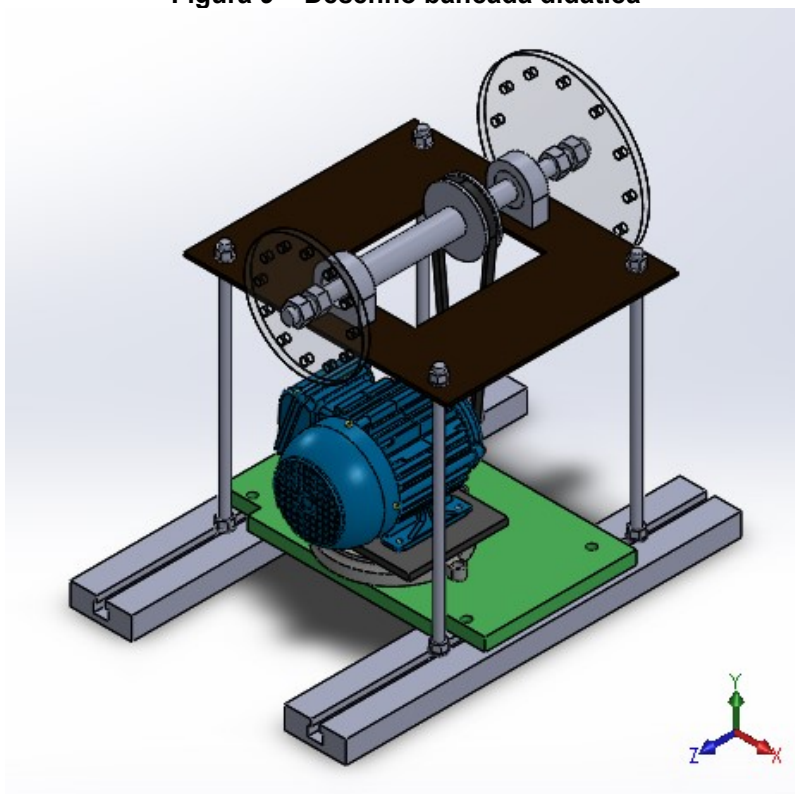
A bancada foi desenvolvida para simular os defeitos em correias e desalinhamento entre polias. Em razão disso, para que possa simular o defeito de aperto em correias e desalinhamento angular no plano, a base dos mancais deve-se movimentar na direção y, esse movimento pode ser realizado através das barras roscas.

Os movimentos de desalinhamento paralelo requerem que a base do motor tenha movimento de translação no eixo z, conforme ilustrado na Figura 9. Desse modo, para a execução deste movimento basta soltar os parafusos da base do motor e deslocar a base nas guias do torno mecânico.

Já o desalinhamento angular exige o movimento de rotação da base do motor em relação ao eixo y. Para isto, utilizou-se uma base de uma morsa (existente no laboratório, mas em desuso) e então fixou-se a base do motor sobre ela.

Na Figura 9 é apresentada a bancada projetada, a qual foi desenhada num programa de CAD.

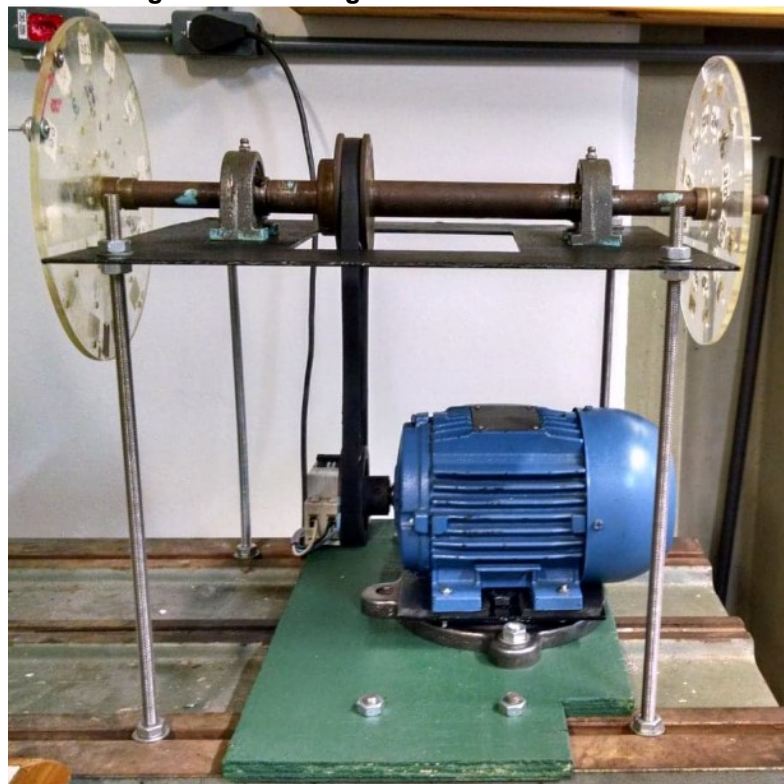
**Figura 9 – Desenho bancada didática**



Fonte: Autoria Própria (2019)

A partir do desenho finalizado, foi possível estudar os movimentos permissíveis para a bancada, e em função disso, listar e obter todos os materiais necessários para a sua fabricação. Na Figura 10 é ilustrado o resultado final da bancada proposta.

**Figura 10 - Montagem da bancada finalizada**



**Fonte: Autoria Própria (2019)**

### 3.2 BALANCEAMENTO

O método vetorial em dois planos foi utilizado para corrigir o desbalanceamento da bancada. O aparelho NK 100 da fabricante Teknikao foi utilizado para balancear a bancada, conforme demonstrado na Figura 11.

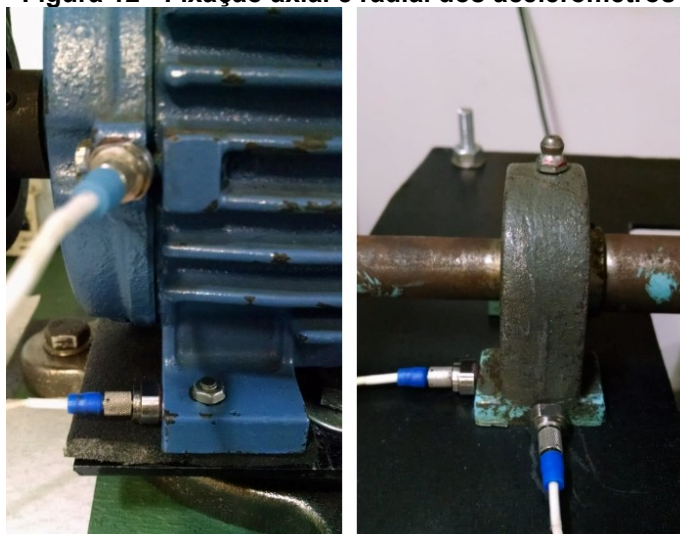
**Figura 11 – Analisador de vibrações**

Fonte: Aatoria Própria (2019)

O procedimento de balanceamento em dois planos foi realizado com propósito de reduzir o efeito causado pelo desbalanceamento, que produz um aumento dos níveis de vibração. Deixando assim, o defeito de aperto em correias e o desalinhamento entre polias o mais “puro” o possível a ser analisado.

### 3.3 MÉTODO 1 – DESALINHAMENTO PARALELO

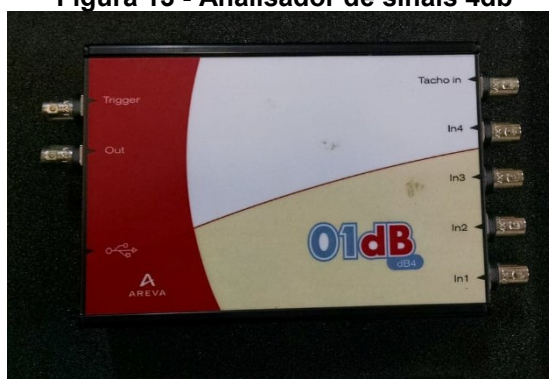
Após executado o procedimento de balanceamento do sistema, foram realizadas medições dos espectros de vibrações com o uso de acelerômetros posicionados na base do motor e na máquina na direção axial, conforme mostrado na Figura 12. Os acelerômetros utilizados são da marca ENDEVCO modelo 256-100

**Figura 12 - Fixação axial e radial dos acelerômetros**

Fonte: Aatoria Própria (2019)

O equipamento analisador de sinais da marca 01dB de quatro canais dB4 precisou ser configurado para realização das medições. Para aquisição dos espectros foram utilizados os seguintes parâmetros: frequência máxima de 200 Hz, janelamento do tipo *Hanning* e tempo de coleta de 60 segundos. A Figura 13 ilustra o analisador de sinais.

**Figura 13 - Analisador de sinais 4db**



**Fonte: Aatoria Própria (2019)**

A Tabela 1 fornece as informações técnicas do motor de indução trifásico utilizado para movimentar a bancada.

**Tabela 1 - Informações técnicas do motor**

<b>Motor WEG</b>	
<b>Tipo</b>	Indução Trifásico
<b>Frequência</b>	60 Hz
<b>Potência</b>	0,25 hp
<b>Rotação</b>	1200 rpm
<b>Nominal</b>	
<b>FS</b>	1,15
<b>Rendimento</b>	57,4%
<b>Cos <math>\varphi</math></b>	0,61

**Fonte: Aatoria Própria (2019)**

A partir de um tacômetro digital foi medida a rotação real no eixo da máquina, a utilização do equipamento é demonstrada na Figura 14.

**Figura 14 - Tacômetro digital para aferição da rotação**



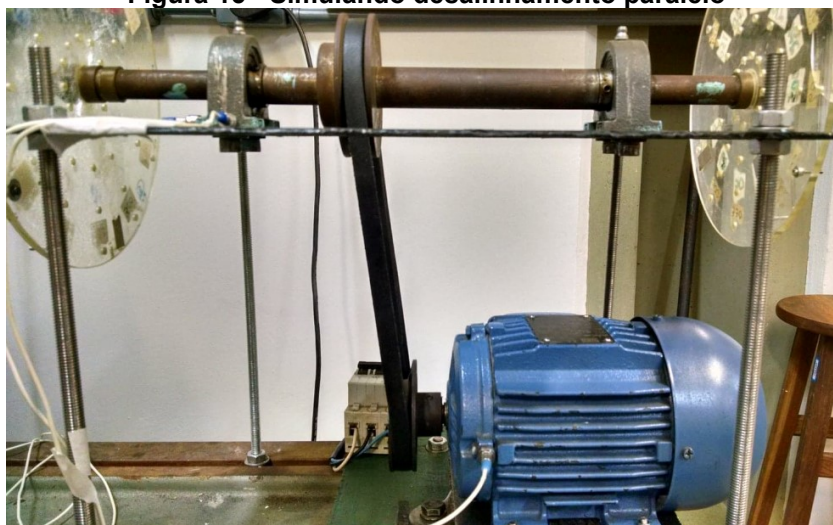
**Fonte: Aatoria Própria (2019)**

Através do tacômetro digital obteve-se que a rotação da máquina foi de 1016 rpm (17 Hz) e rotação do motor foi de 1172 rpm (19,5 Hz). Essas frequências serão utilizadas como base para o diagnóstico dos espectros de vibração resultantes do analisador de sinais no domínio da frequência.

Para a medição dos espectros de vibração foi utilizado o programa dBFA32, fornecido pelo fabricante do analisador de sinais, os dados medidos foram armazenados em um computador e então processado para a geração dos espectros.

Na Figura 15 é possível visualizar o procedimento de desalinhamento paralelo. Para a simulação deste defeito, foram realizadas três medições com uma variação de 7 mm de translação do motor, para cada medição, na direção axial (direção z). Essa variação no deslocamento paralelo foi escolhida devido ao aperto requerido na correia. Como a correia é produzida a partir de borracha e pode sofrer deformação elástica, este deslocamento não pode ser tão expressivo para não deformar a correia e invalidar o ensaio.

**Figura 15 - Simulando desalinhamento paralelo**



**Fonte: Aatoria Própria (2019)**



Os sinais de aceleração foram coletados na base do motor e na base da máquina ambos na direção axial.

Buscou-se encontrar características de desalinhamento paralelo nos resultados dos sinais obtidos, com isso tentou-se averiguar, como descrito na revisão de literatura, a evolução da vibração no valor de 1x a rotação da máquina e 1x a rotação do motor para as medições de níveis axiais da vibração.

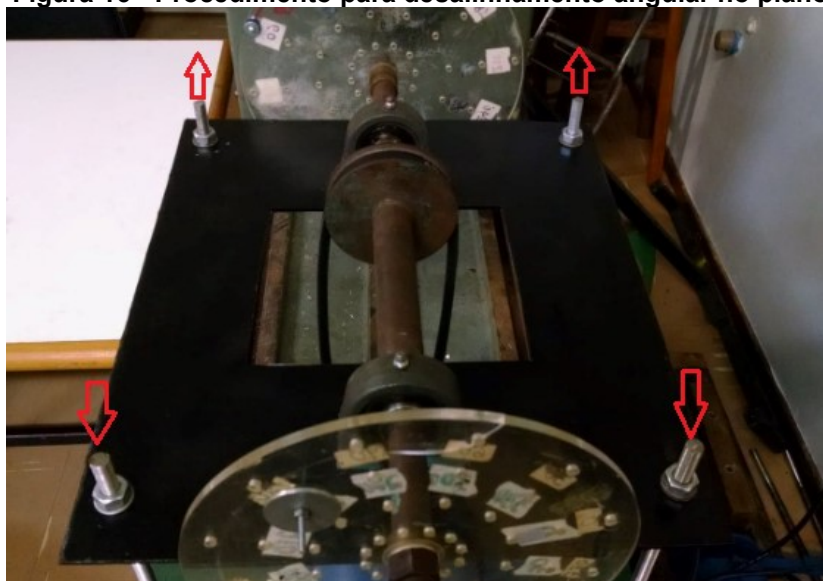
### 3.4 MÉTODO 2 – DESALINHAMENTO ANGULAR NO PLANO

Da mesma forma que no método 1 foram feitos ensaios com os acelerômetros no motor e na máquina colocados na posição axial.

Para simular o desalinhamento angular no plano, foram alteradas as alturas das barras roscadas, erguendo um lado e baixando o outro, com a finalidade de provocar um desalinhamento angular no plano do eixo da máquina. Na Figura 16 é possível visualizar o procedimento de como foi executado o desalinhamento mencionado.

E por fim, foram realizadas três medições no ângulo do plano de  $0.5^\circ$  a cada medição, para tentar investigar o desalinhamento proposto. Seguindo o que foi feito no desalinhamento paralelo, buscou-se não variar muito o ângulo do plano, para que a correia não sofra deformação elástica para não prejudicar as medições.

**Figura 16 - Procedimento para desalinhamento angular no plano**



Fonte: Autoria Própria (2019)

A literatura trata da mesma forma o desalinhamento angular no plano, a partir dos sinais obtidos, buscou-se encontrar características de evolução do valor de vibração em 1x a rotação da máquina e 1x a rotação do motor para as medições de vibrações na direção axial.

### 3.5 MÉTODO 3 – DESALINHAMENTO ANGULAR

O posicionamento dos acelerômetros foi dado da mesma forma que nos casos anteriores, na posição axial. Para simular o desalinhamento angular, a base do motor foi montada em cima da base de uma morsa, que possibilitou o movimento angular. Na Figura 17 é possível visualizar o movimento angular da base do motor.

Desse modo, foram realizadas três medições com variação angular de  $4.0^\circ$  cada, buscando investigar o desalinhamento angular. E como nos outros desalinhamentos a variação de ângulo não pode ser muito grande para que a correia não sofra deformação elástica, para não prejudicar as medições.

**Figura 17 - Simulando desalinhamento angular**



Fonte: Autoria Própria (2019)

Para o desalinhamento angular, a partir dos sinais obtidos, tentou-se evidenciar características de evolução do valor de vibração em 1x a rotação da máquina e 1x a rotação do motor para as medições de níveis axiais da vibração.

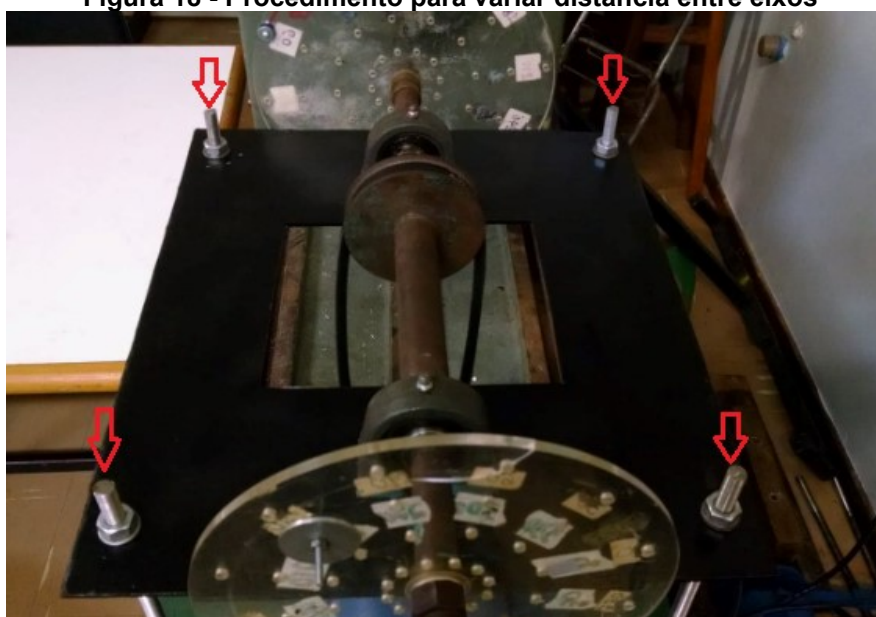
### 3.6 DEFEITO EM CORREIA

Seguindo a literatura, defeitos em correias são do tipo sub-harmônica, com isso, faz-se necessário investigar os picos de vibrações em 2x, 3x ou 4x a frequência da correia nas direções axiais e radiais da máquina e do motor.

Para o cálculo da frequência da correia foi utilizado a equação 1 apresentada anteriormente, a frequência da correia equivale aproximadamente 6 Hz, visto que o  $\phi_{polia} = 82 \text{ mm}$  foi determinado com o auxílio de um paquímetro e o  $L_{correia} = 737 \text{ mm}$  é fornecido pela fabricante da correia.

Para a simulação o defeito de aperto em correias foi abaixado a base da máquina gradativamente, iniciou-se do nível mais apertado com distância entre o centro do eixo da máquina até o centro do eixo do motor de  $212,5 \text{ mm}$ , em seguida, foram realizadas quatro medições afrouxando  $2,0 \text{ mm}$  entre eixos a cada medição. Na Figura 18 ilustra como foi simulado o defeito de frouxidão na correia.

**Figura 18 - Procedimento para variar distância entre eixos**



Fonte: Autoria Própria (2019)

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados gráficos apresentados foram obtidos a partir do programa MATLAB®. Os dados de cada ensaio foram exportados a partir do analisador de sinais e plotados.

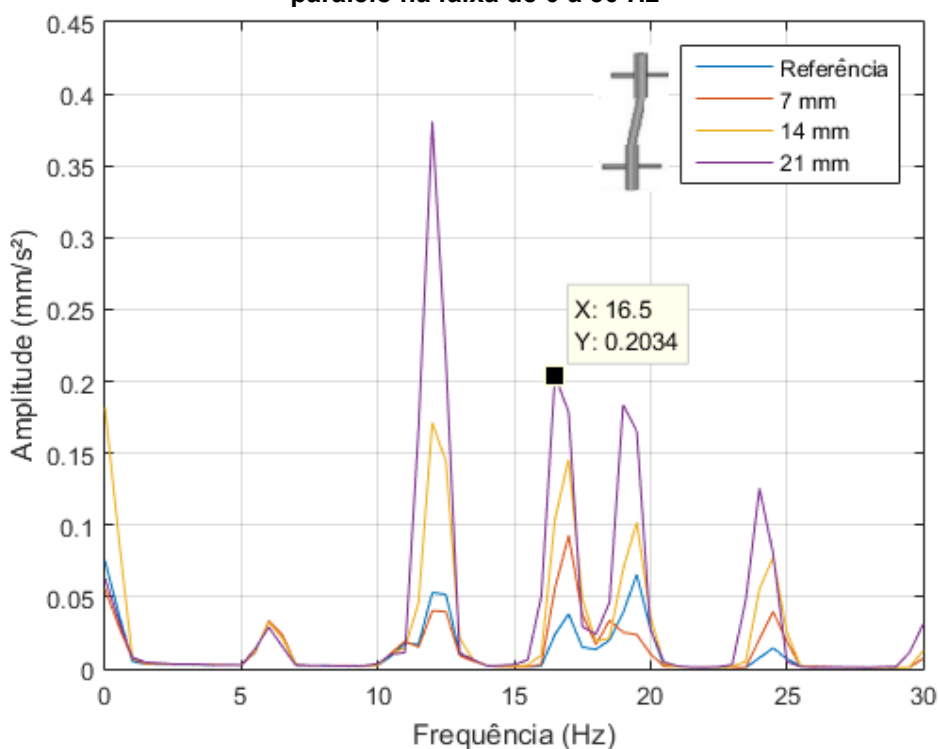
### 4.1 VERIFICAÇÃO DE DESALINHAMENTO

#### 4.1.1 Desalinhamento Paralelo

Para a verificação do defeito de desalinhamento paralelo foi proposto por Scheffer e Girdhar (2004) que os níveis de vibrações sejam analisados na direção axial. Este defeito é caracterizado por um aumento nos níveis de vibração em 1x a rotação da máquina/motor.

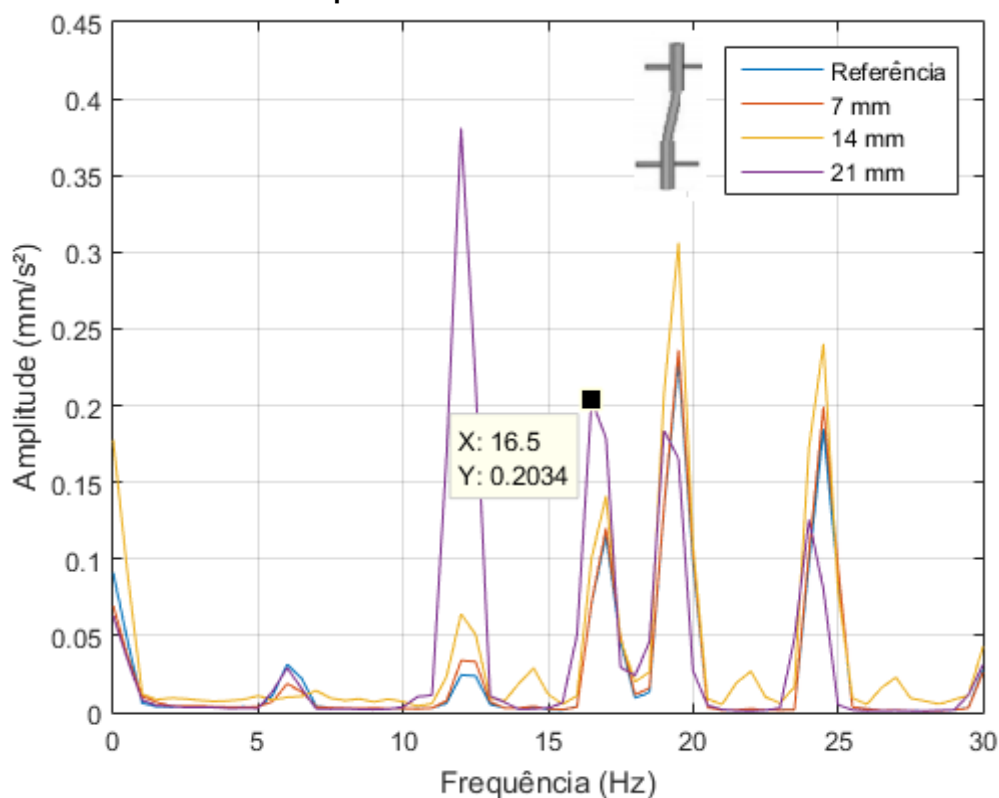
Os níveis de vibrações foram coletados na base da máquina e na base do motor, ambos na direção axial. Estes resultados são apresentados nas Figuras 19 e 20 respectivamente para as faixas de frequências de 0 a 30 Hz.

**Figura 19 - Espectro da vibração axial medida na máquina para verificação do desalinhamento paralelo na faixa de 0 a 30 Hz**



Fonte: Autoria Própria (2019)

**Figura 20 - Espectro da vibração axial medida no motor para verificação do desalinhamento paralelo na faixa de 0 a 30 Hz**

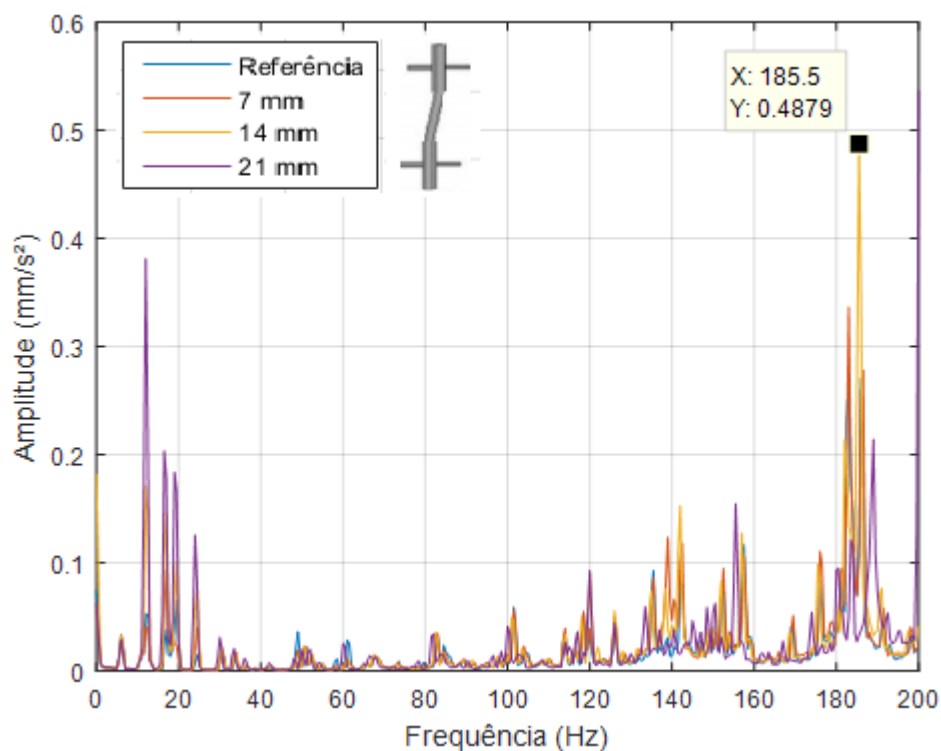


**Fonte: Autoria Própria (2019)**

Os resultados para este experimento, demonstrados nas Figuras 19 e 20, mostram que foi possível identificar um aumento nos níveis de vibrações de acordo com o crescente afastamento paralelo em aproximadamente 1x a frequência de rotação da máquina (17 Hz) como descrito por Scheffer e Girdhar (2004). A diferença da frequência apresentada no espectro para a 1x a frequência do motor se deve a baixa resolução dos pontos plotados.

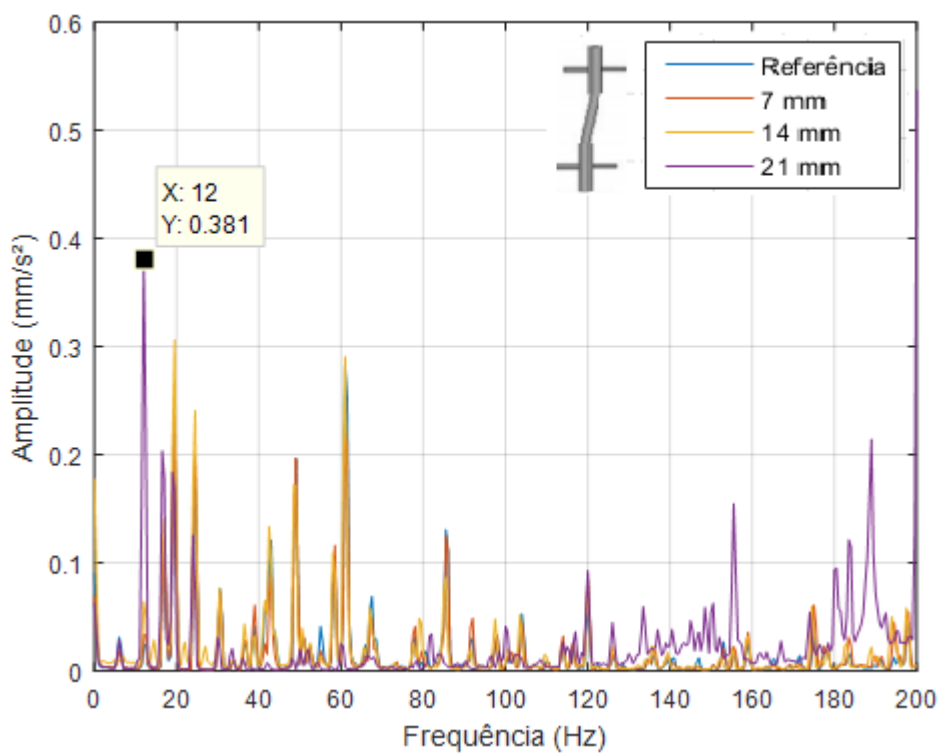
Para que seja possível observar a magnitude dos efeitos do desalinhamento paralelo, as Figuras 21 e 22 apresentam o espectro de frequências para a faixa de 0 a 200 Hz.

Figura 21 - Espectro da vibração axial medida na máquina para verificação do desalinhamento paralelo na faixa de 0 a 200 Hz



Fonte: Autoria Própria (2019)

Figura 22 - Espectro da vibração axial medida no motor para verificação do desalinhamento paralelo na faixa de 0 a 200 Hz



Fonte: Autoria Própria (2019)

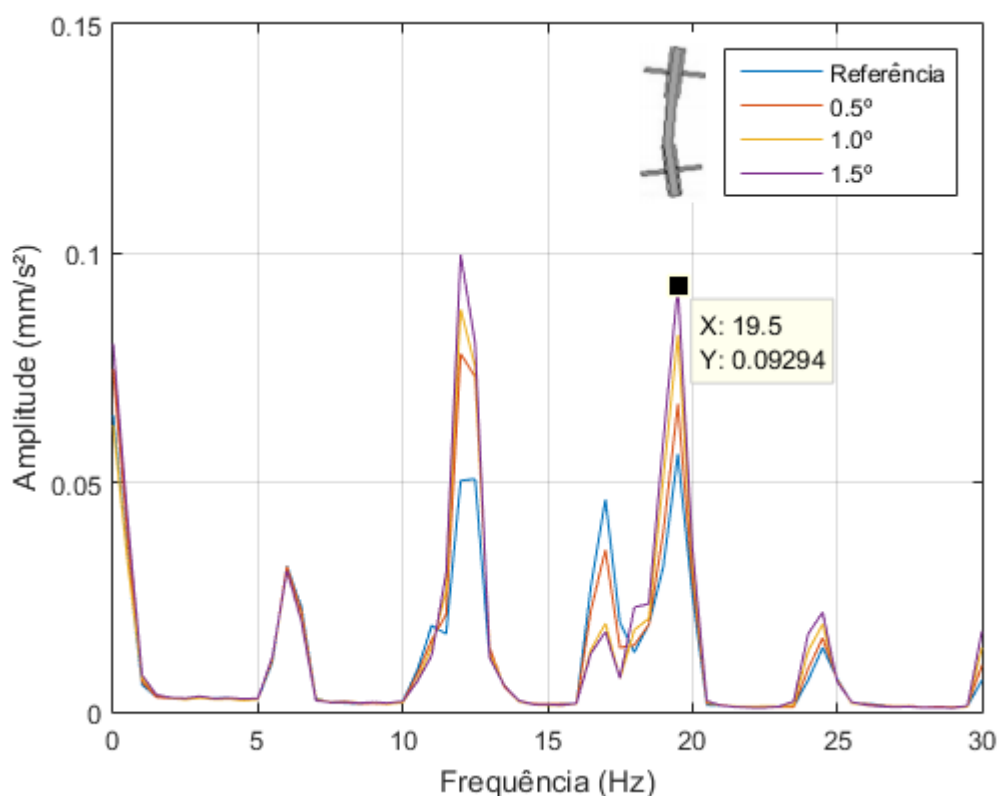
Na Figura 21 é possível observar que o pico dominante de vibração se encontra aproximadamente em 11x a frequência de rotação da máquina (185,5 Hz), em vista disso, o desalinhamento paralelo não contribui com a principal causa de vibração na bancada.

Por outro lado, na Figura 22, o pico dominante de vibração se mostrou em 2x a frequência da correia (12 Hz), em virtude disso, a vibração proveniente do motor na direção axial se mostrou como a principal causa da vibração encontrada na bancada para o caso do desalinhamento paralelo.

#### 4.1.2 DESALINHAMENTO ANGULAR NO PLANO

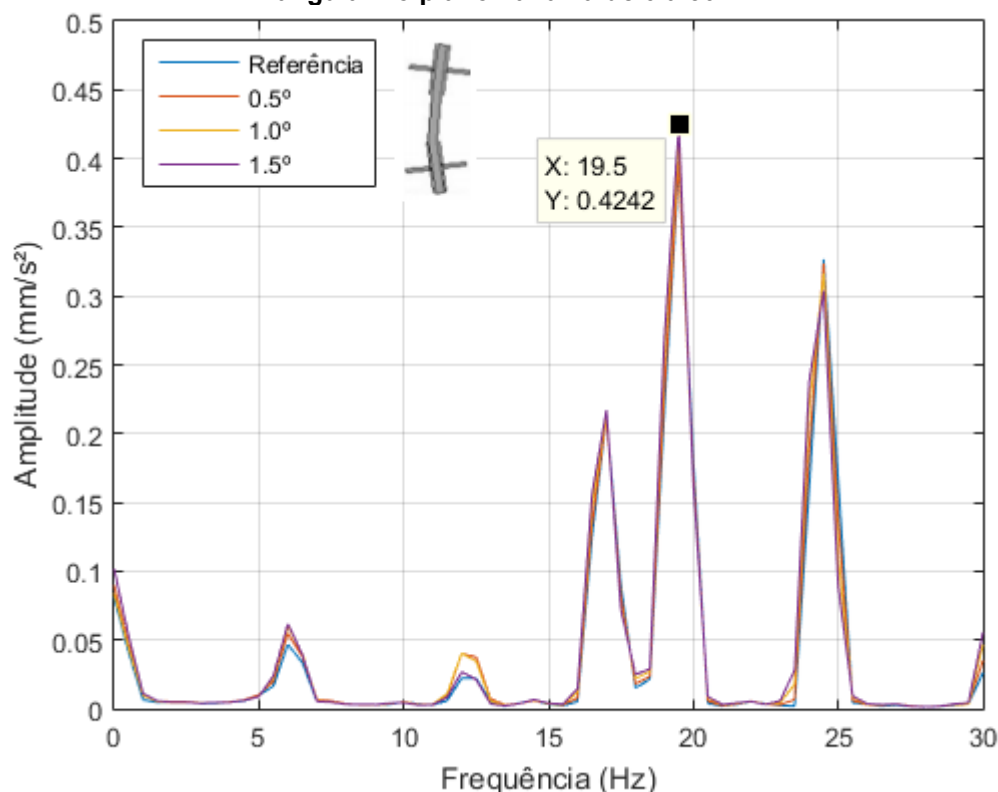
São apresentados nas Figuras 23 e 24 os níveis de vibração para o desalinhamento angular no plano, foram analisados os dados na direção axial na base da máquina e do motor para uma faixa de frequências de 0 a 30 Hz. Para este desalinhamento foram investigados o aumento nos níveis de vibração em 1x a rotação da máquina/motor.

**Figura 23 - Espectro da vibração axial medida na máquina para verificação do desalinhamento angular no plano na faixa de 0 a 30 Hz**



Fonte: Autoria Própria (2019)

**Figura 24 - Espectro da vibração axial medida no motor para verificação do desalinhamento angular no plano na faixa de 0 a 30 Hz**



**Fonte: Autoria Própria (2019)**

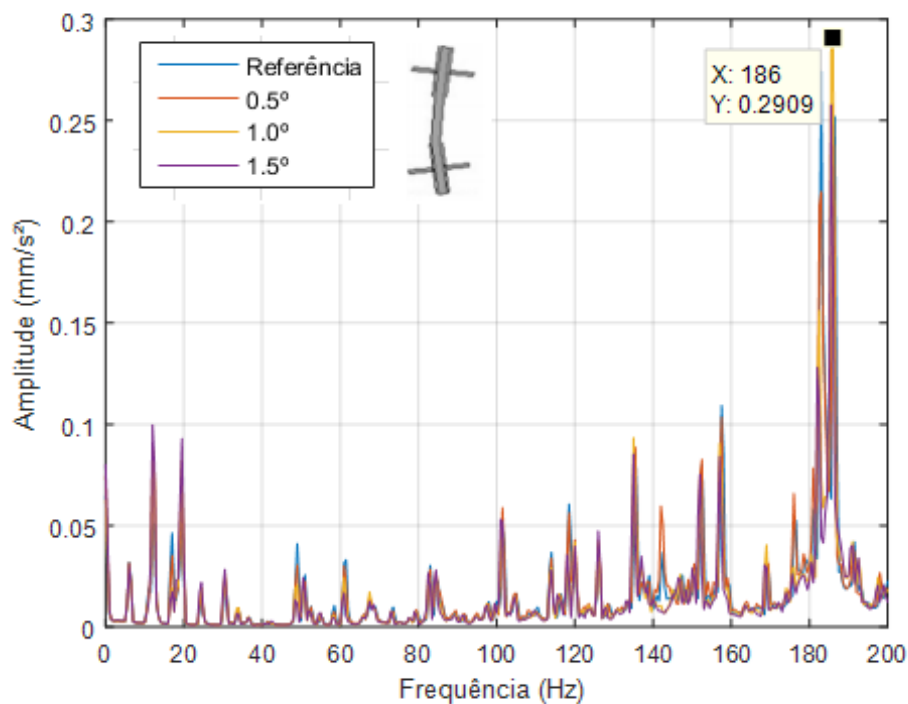
No resultado apresentado na Figura 23, fica evidente o aumento no nível de vibração compreendido pela modificação no ângulo do eixo em 1x a frequência de rotação do motor (19.5 Hz) na direção axial, bem como descrito por Scheffer e Girdhar (2004).

No resultado para o experimento da Figura 24, não é possível identificar uma mudança significativa nas vibrações para as medições realizadas na direção axial do motor para o desalinhamento angular no plano. Visto que a variação no ângulo do plano foi muito pequena, sendo necessária uma variação maior no ângulo para a identificação do problema.

As Figuras 25 e 26 apresentam o espectro de frequências para a faixa de 0 a 200 Hz na direção axial da máquina e do motor respectivamente. Para que seja investigada a magnitude do desalinhamento angular no plano.

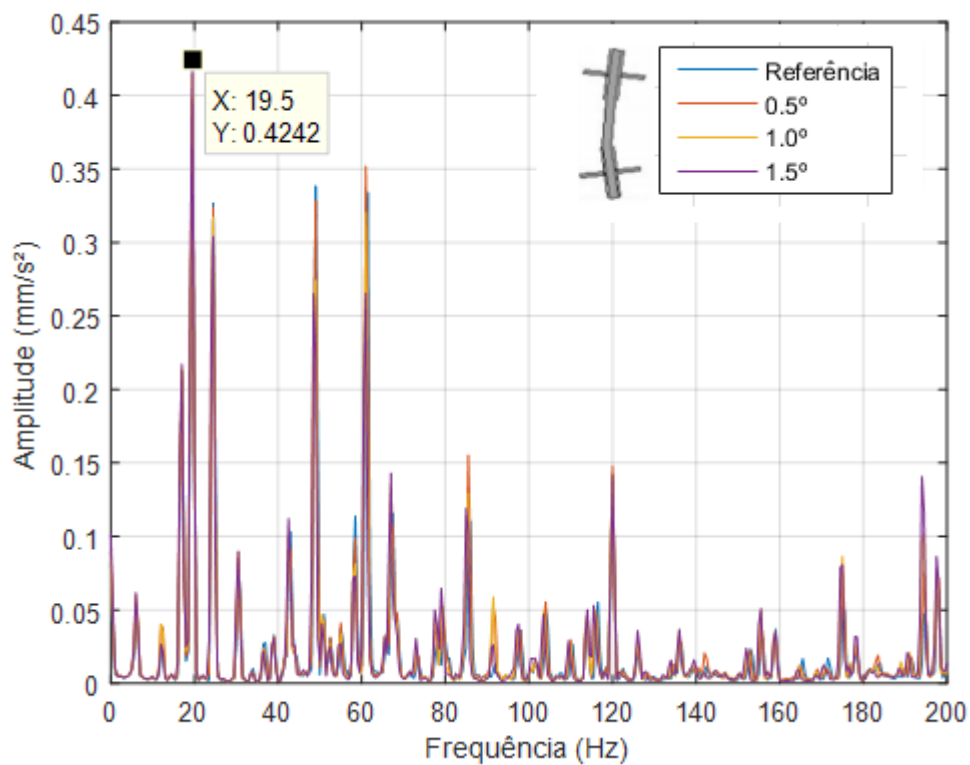


Figura 25 - Espectro da vibração axial medida na máquina para verificação do desalinhamento angular no plano na faixa de 0 a 200 Hz



Fonte: Autoria Própria (2019)

Figura 26 - Espectro da vibração axial medida no motor para verificação do desalinhamento angular no plano na faixa de 0 a 30 Hz



Fonte: Autoria Própria (2019)

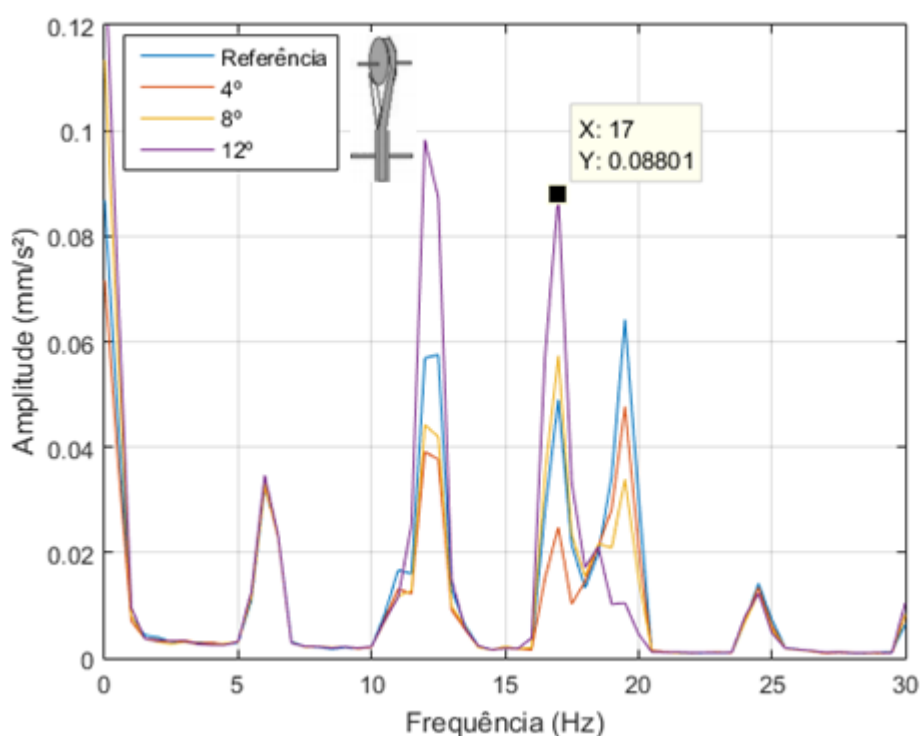
Na Figura 25 é possível notar que o pico de vibração se encontra aproximadamente em 11x a frequência de rotação da máquina (186 Hz), demonstrando que o desalinhamento angular no plano não é a principal causa da vibração na direção axial da máquina.

Por outro lado, na Figura 26 o maior pico de vibração apresentado no espectro, se deu através do desalinhamento angular no plano em 1x a frequência de rotação do motor (19,5 Hz). Logo, para este desalinhamento na direção axial do motor é a razão da principal vibração encontrado nesta bancada.

#### 4.1.3 DESALINHAMENTO ANGULAR

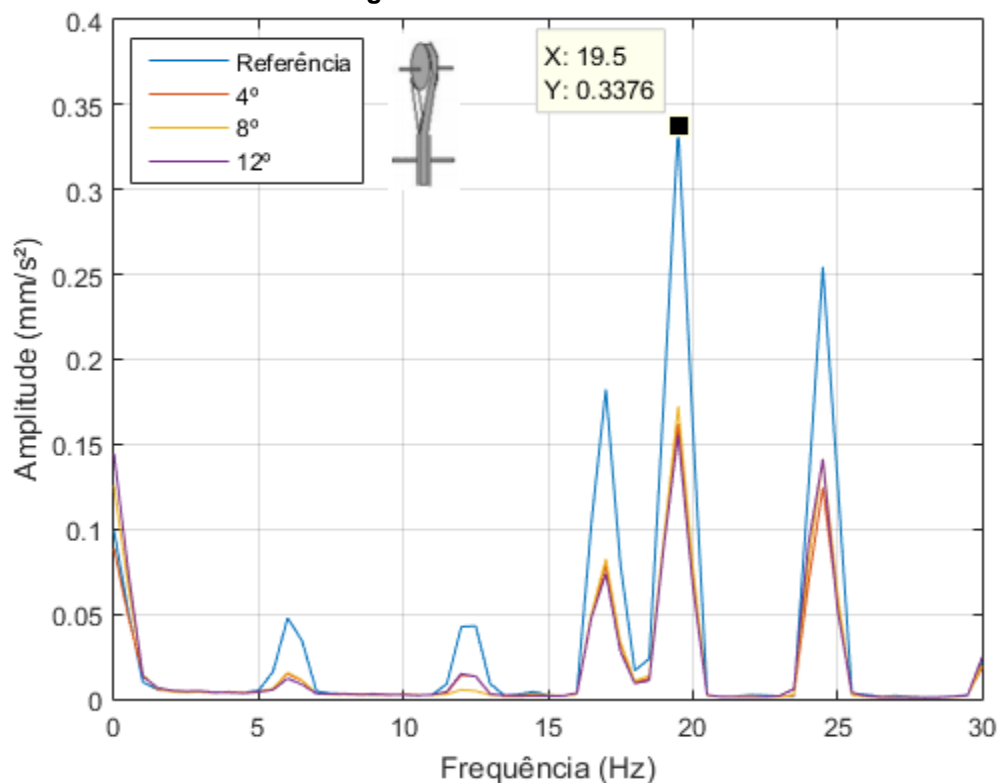
Da mesma forma que os desalinhamentos apresentados anteriormente, para Scheffer e Girdhar (2004) esse tipo de desalinhamento é caracterizado através de elevação dos níveis de vibração a 1x o valor da frequência da máquina /motor, bem como a medição realizada na direção axial. As Figuras 27 e 28 a seguir apresentam o espectro de frequências para a faixa de 0 a 30 Hz coletados na máquina e no motor respectivamente.

**Figura 27 - Espectro da vibração axial medida na máquina para verificação do desalinhamento angular na faixa de 0 a 30 Hz**



Fonte: Autoria Própria (2019)

**Figura 28 - Espectro da vibração axial medida no motor para verificação do desalinhamento angular na faixa de 0 a 30 Hz**



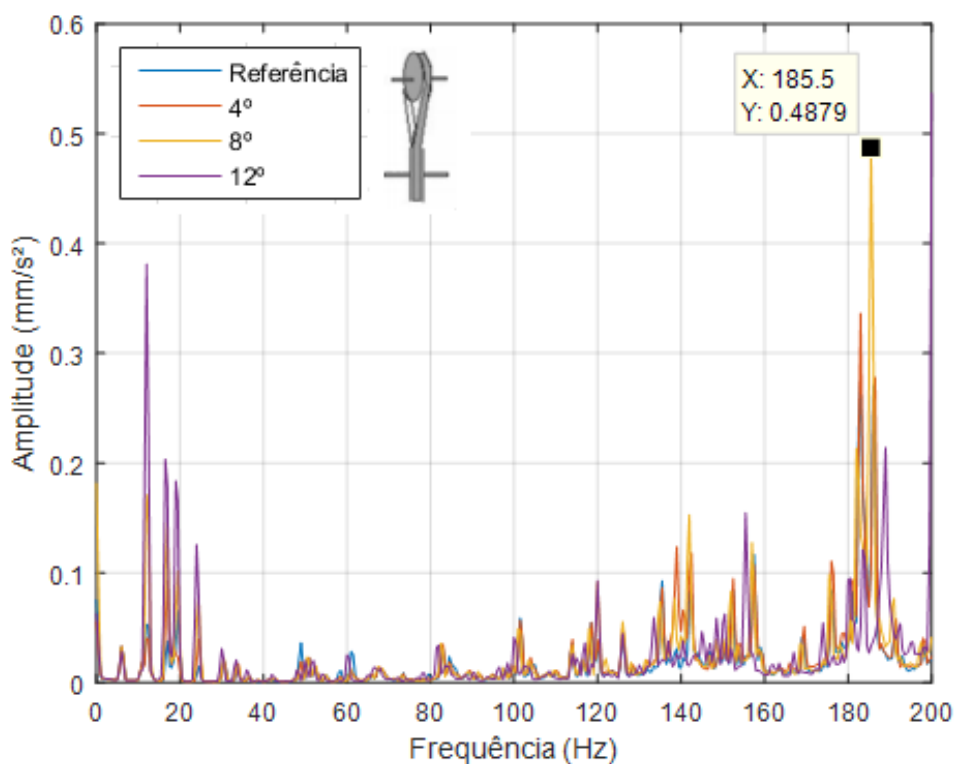
Fonte: Autoria Própria (2019)

No experimento indicado na Figura 27 não fica evidente o aumento crescente da vibração em 1x a frequência de rotação da máquina/motor na direção axial como explica Scheffer e Girdhar (2004). Pois, para este tipo de desalinhamento não foi possível garantir uma tensão uniforme na correia para todos os ângulos.

No Figura 28 também não é possível evidenciar um aumento no nível de vibração em 1x a frequência de rotação da máquina/motor na direção axial como descrito pela literatura. Visto que, sem a utilização de um aparelho que garanta a mesma tensão na correia não é possível detectar este desalinhamento.

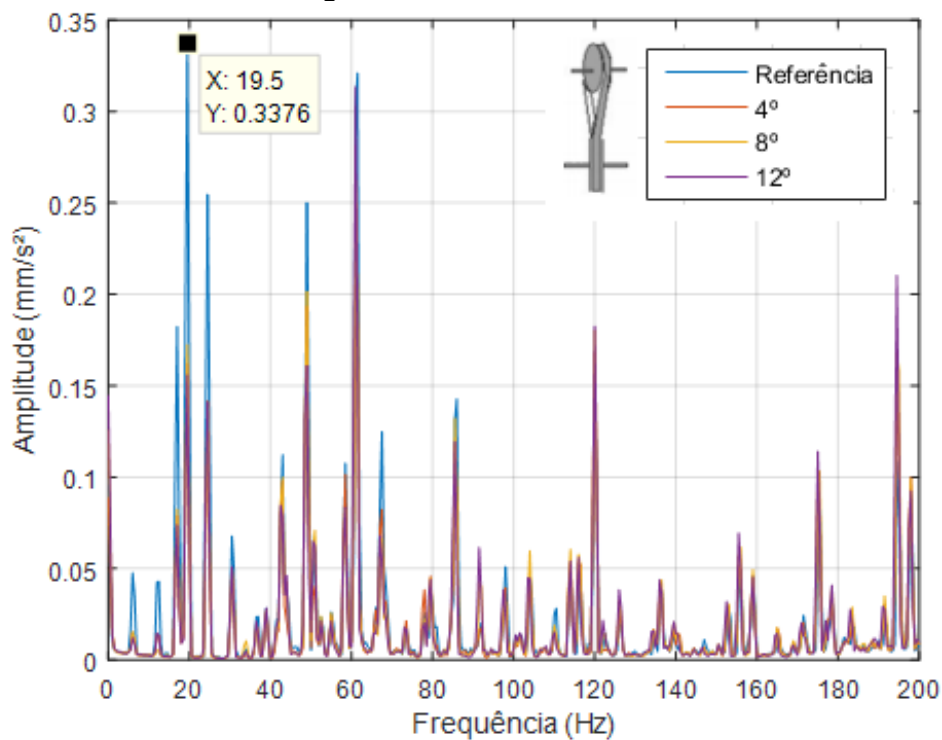
É demonstrado nas Figuras 29 e 30 o espectro de frequências para a faixa de 0 a 200 Hz, para que possa ser investigado a severidade do desalinhamento angular na direção axial na máquina e do motor respectivamente.

Figura 29 - Espectro da vibração axial medida na máquina para verificação do desalinhamento angular na faixa de 0 a 200 Hz



Fonte: Autoria Própria (2019)

Figura 30 - Espectro da vibração axial medida no motor para verificação do desalinhamento angular na faixa de 0 a 200 Hz



Fonte: Autoria Própria (2019)

A Figura 29 apresentou seu pico dominante de vibração por volta de 31x a frequência da correia (185,5 Hz), evidenciando que o desalinhamento angular na direção axial da máquina não é dominante para a bancada.

Já o resultado apresentado na Figura 30 evidencia o pico dominante em 1x a frequência de rotação do motor (19,5 Hz), comprovando que o maior nível de vibração da bancada foi devido ao desalinhamento angular na direção axial do motor.

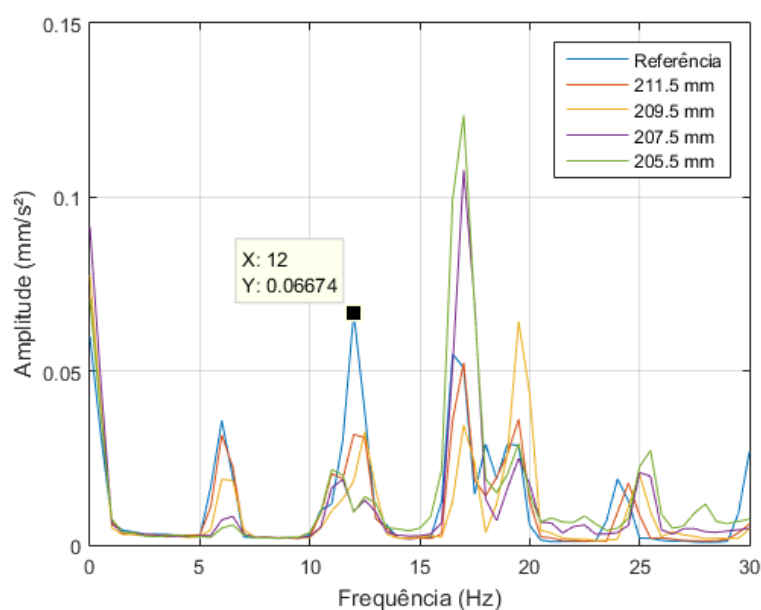
## 4.2 DEFEITO EM CORREIAS

Para a verificação de defeito de aperto em correias foi sugerido por Scheffer e Girdhar (2004), que os nível de vibração sejam diagnosticados nas direções axiais e radiais tanto para a máquina quanto para o motor. Defeito o qual é caracterizado por um aumento nos picos de vibração em 2x, 3x ou 4x a frequência da correia (12 Hz, 18 Hz ou 24 Hz).

### 4.2.1 Direção Axial – Máquina

Na Figura 31 é apresentado o espectro de frequências coletado para a verificação do aperto da correia na máquina na direção axial para uma faixa de frequências de 0 a 30 Hz.

**Figura 31 - Espectro da vibração axial medida na máquina para verificação do aperto da correia na faixa de 0 a 30 Hz**



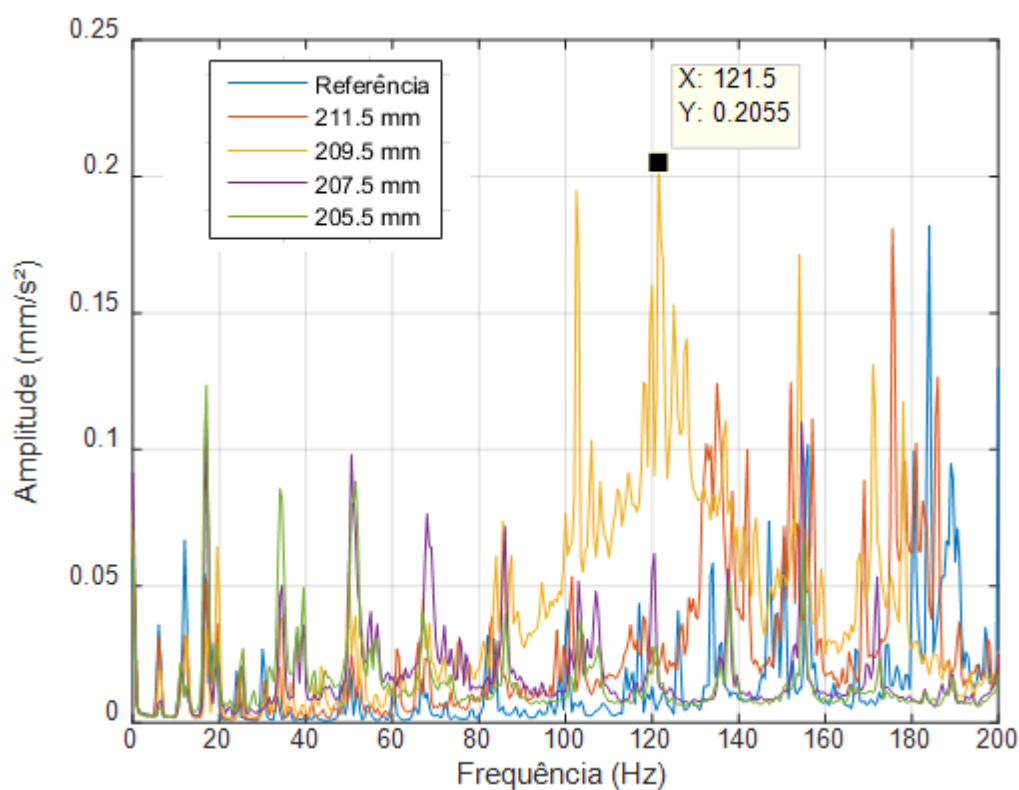
Fonte: Autoria Própria (2019)

Segundo as características descritos por Scheffer e Girdhar (2004) sobre aperto em correia, é possível constatar em 2x a frequência da correia (12 Hz) um aumento nos níveis de vibração conforme a distância entre eixo aumenta na direção axial da máquina.

É possível observar um aumento na frequência da correia devido a redução da distância entre eixos, explicados pela equação 1. Por consequência, os picos de vibrações não são dados todos na mesma frequência.

Na Figura 32 pode ser visto que o espectro de frequências medida na máquina na direção axial para a verificação do aperto da correia para a faixa de 0 a 200Hz.

**Figura 32 - Espectro da vibração axial medida na máquina para verificação do aperto da correia na faixa de 0 a 200 Hz**



**Fonte: Autoria Própria (2019)**

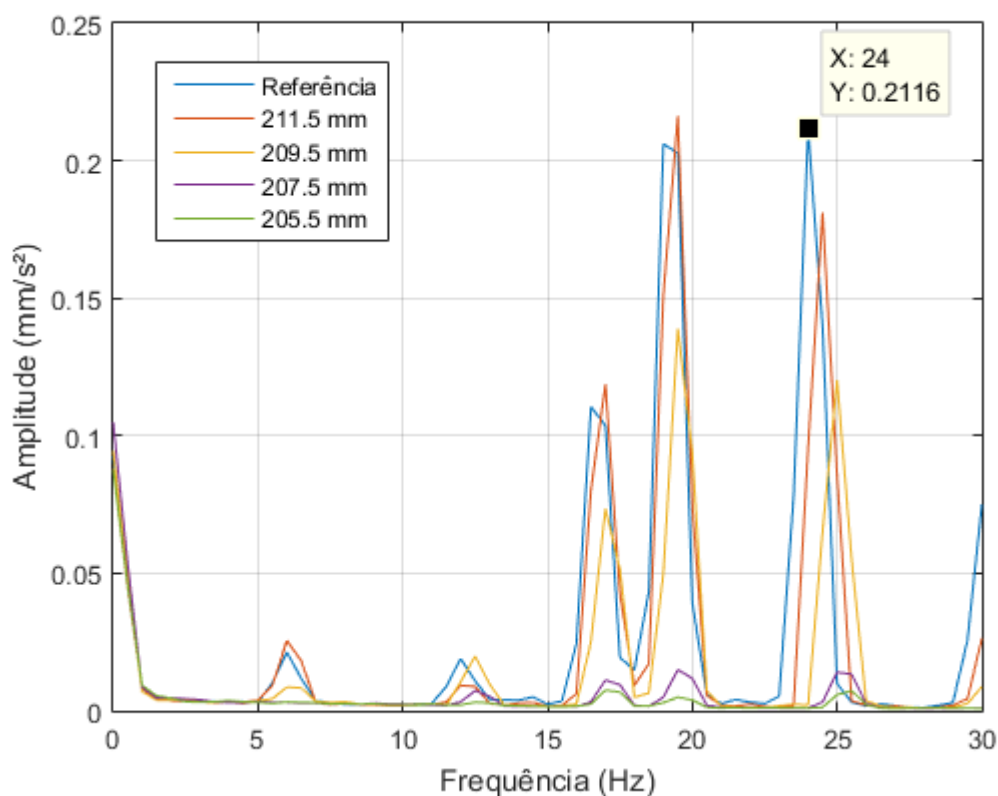
O pico dominante aparece aproximadamente na 20x a frequência da correia (121,5 Hz), o que caracteriza que o defeito de aperto em correia não é o defeito que mais contribui para o aumento dos níveis de vibração na direção axial da máquina. Outro fator importante é que a frequência do pico dominante coincide com uma das

harmônicas da frequência da rede elétrica, fato que pode ter influenciado nos resultados mascarando o defeito de aperto em correias.

#### 4.2.2 Direção Axial – Motor

É demonstrado na Figura 33 o espectro de vibração medida para o aperto da correia na direção axial do motor para a faixa de 0 a 30 Hz.

**Figura 33 - Espectro da vibração axial medida no motor para verificação do aperto da correia na faixa de 0 a 30 Hz**

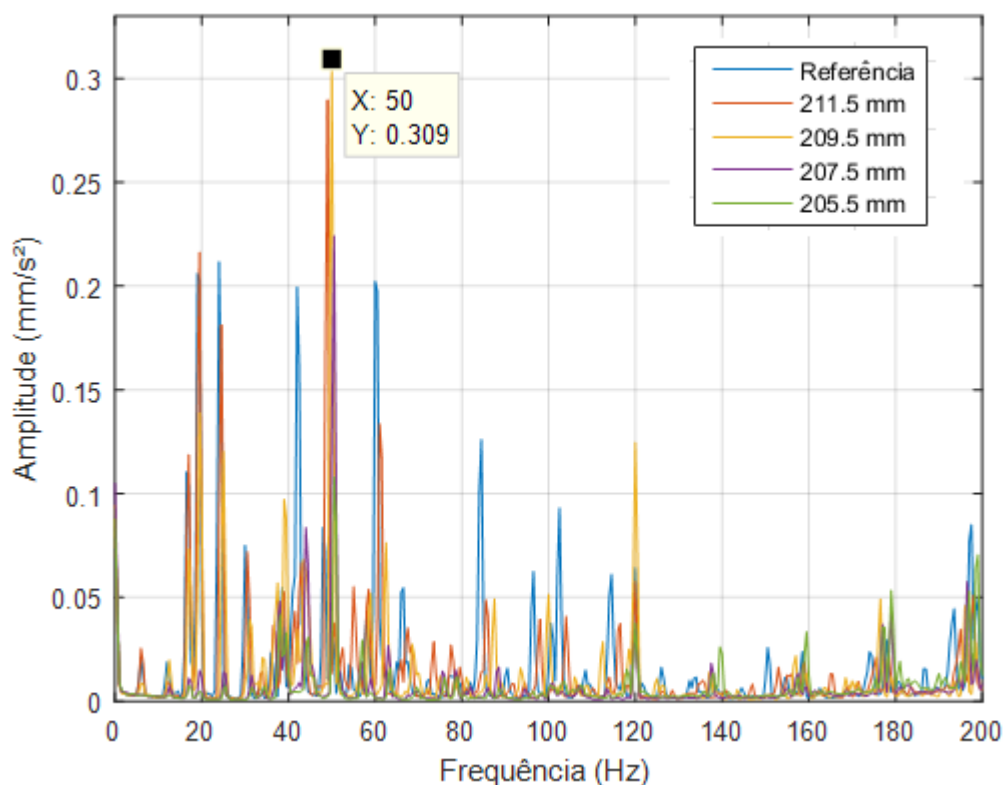


**Fonte: Autoria Própria (2019)**

Segundo os dados apresentados no gráfico acima, é possível constatar que houve um aumento na vibração em 4x a frequência da correia (24 Hz) conforme descrito por Scheffer e Girdhar (2004). Sendo também perceptível o aumento da frequência da correia para as distâncias entre eixos menores.

Os resultados apresentados na Figura 34 ilustra o espectro de frequências para a medição realizada na direção axial do motor para a faixa de 0 a 200 Hz.

Figura 34 - Espectro da vibração axial medida no motor para verificação do aperto da correia na faixa de 0 a 200 Hz



Fonte: Autoria Própria (2019)

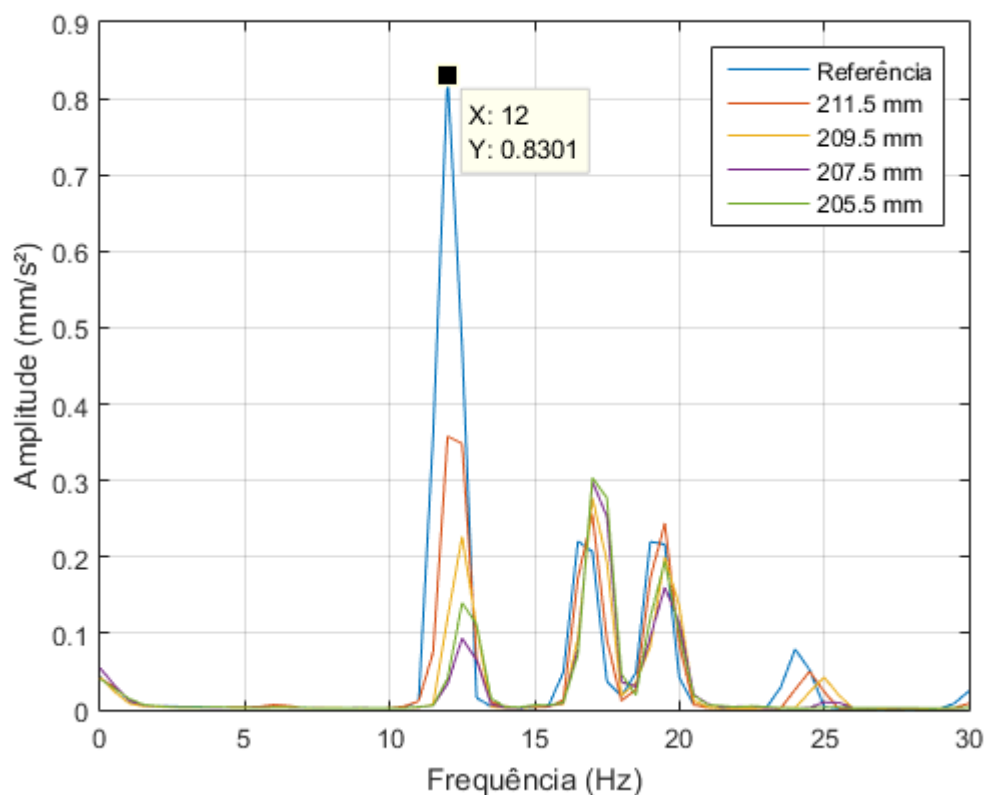
O pico dominante de vibração aparece aproximadamente na 3x a rotação da máquina (50 Hz), o que caracteriza que o defeito de aperto em correia não é o defeito que mais contribui para o aumento dos níveis de vibração na direção axial do motor.

#### 4.2.3 Direção Radial – Máquina

Na Figura 35 é apresentado o espectro de frequências coletado para a verificação do aperto da correia na máquina na direção radial para uma faixa de frequências de 0 a 30 Hz.



**Figura 35 - Espectro da vibração radial medida na máquina para verificação do aperto da correia na faixa de 0 a 30 Hz**

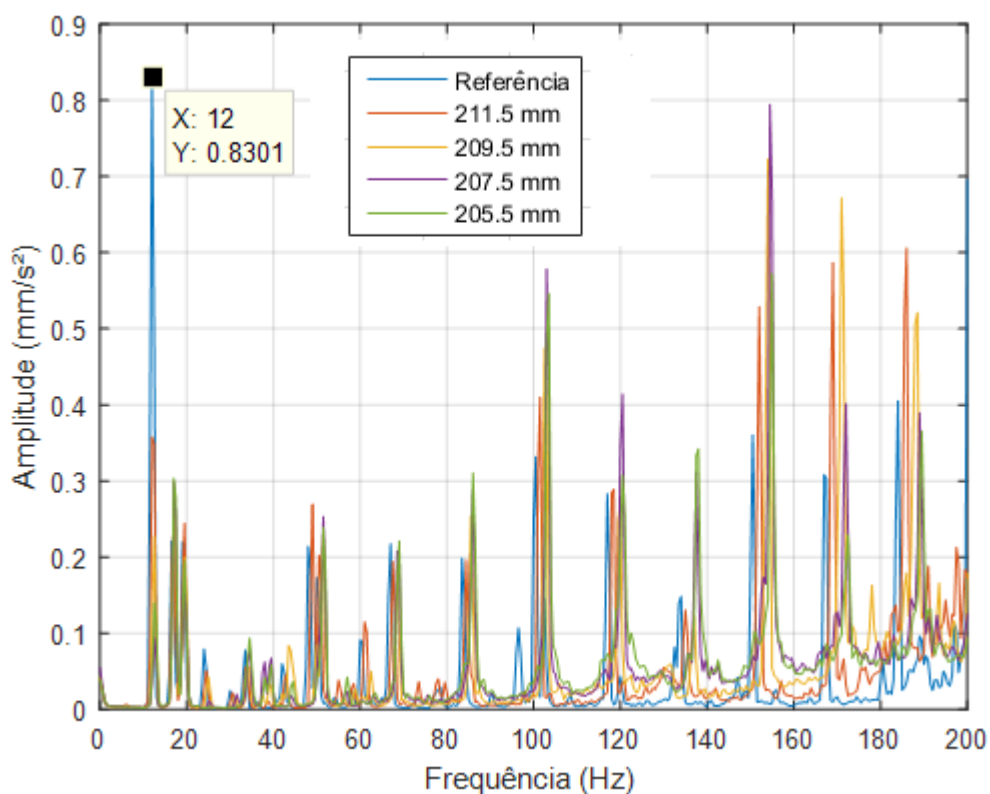


**Fonte: Autoria Própria (2019)**

O resultado apresentado a Figura 35 permitiu a identificação de uma tendência na evolução da vibração em 2x a frequência da correia (12 Hz), como exceção da última medição, fato que pode ter ocorrido por um contato acidental de alguma ferramenta na bancada. Pois apresentou um comportamento atípico para esse distanciamento entre eixo.

Na Figura 36 é ilustrado o espectro de frequências medido na máquina na direção radial para a verificação do aperto da correia para a faixa de 0 a 200 Hz.

**Figura 36 - Espectro da vibração radial medida na máquina para verificação do aperto da correia na faixa de 0 a 200 Hz**



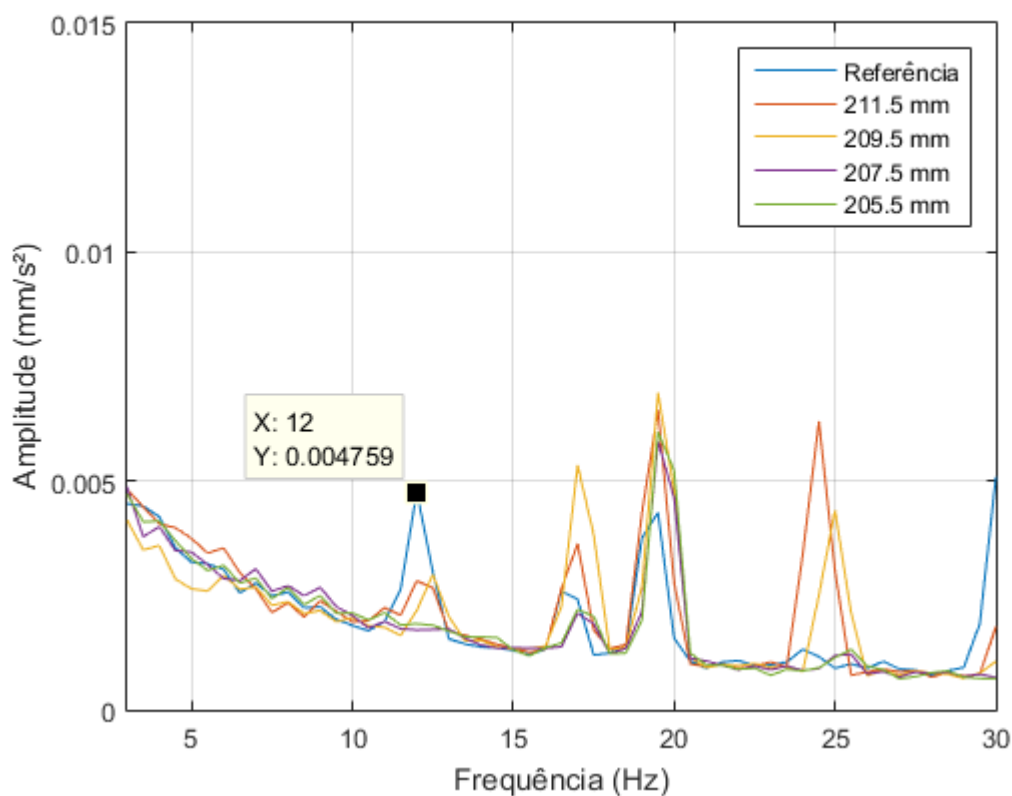
**Fonte: Autoria Própria (2019)**

Na Figura 36 é ilustrado o espectro de frequências, onde, o pico dominante de vibração é dado em 2x a frequência da correia (12 Hz). Desta forma, caracteriza o defeito de aperto em correia que de fato contribui para o aumento dos níveis de vibração para a medição realizada neste experimento na direção radial da máquina.

#### 4.2.4 Direção Radial – Motor

Na Figura 37 apresenta os o espectro de frequências coletado para a verificação do aperto da correia na direção radial do motor para uma faixa de frequências de 0 a 30 Hz.

**Figura 37 - Espectro da vibração radial medida no motor para verificação do aperto da correia na faixa de 0 a 30 Hz**

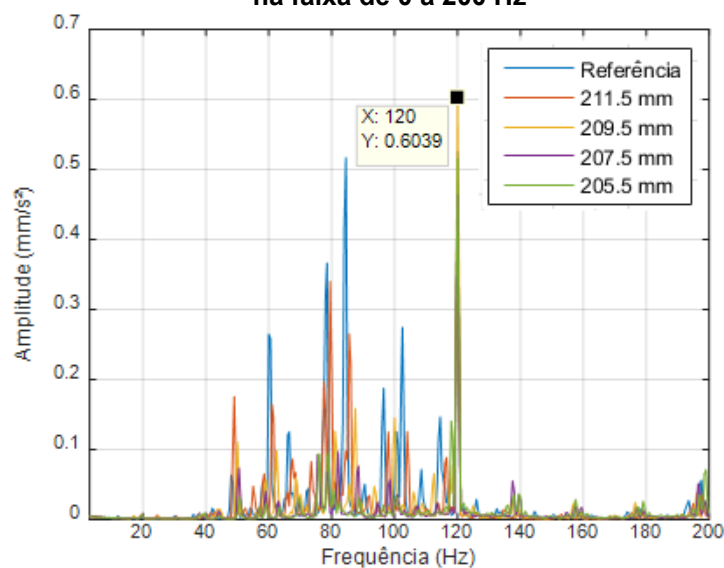


**Fonte: Autoria Própria (2019)**

Segundo as características descritas por Scheffer e Girdhar (2004) acerca do aperto em correia, evidencia um pequeno aumento nos níveis de vibração em 2x a frequência da correia (12 Hz) para a direção radial do motor.

Na Figura 38 ilustra o espectro de frequências coletado para a verificação do aperto da correia na direção radial do motor para uma faixa de frequências de 0 a 200 Hz.

**Figura 38 - Espectro da vibração radial medida no motor para verificação do aperto da correia na faixa de 0 a 200 Hz**



**Fonte: Autoria Própria (2019)**

O espectro de frequências apresentado na Figura 38 indica que os picos de vibração dominante se encontram na 6x a frequência da correia para a direção radial do motor. Isto implica que os níveis de vibração excitados pelo afastamento dos eixos não são significativos para o motor na direção radial. Outro fator importante é que a frequência do pico dominante coincide com 2x a frequência da rede elétrica, fato que pode ter influenciado nos resultados mascarando o defeito de aperto em correias.

## 5 CONCLUSÕES

O desenvolvimento da bancada didática no laboratório foi concluído e validado, a bancada expôs resultados úteis em termos de experimentos laboratoriais para o diagnóstico de defeitos em correias e desalinhamento entre polias, a fim de ampliar melhorias no laboratório de vibrações da universidade.

A identificação do desalinhamento paralelo ficou claro em todos os ensaios realizados na bancada, evidenciando um aumento crescente nos níveis de vibração conforme relatado na literatura. Além do mais, a vibração dominante responsável pela deterioração prematura do conjunto foi observada apenas para o caso da medição realizada no motor.

De acordo com o que foi proposto pela literatura, para a configuração do desalinhamento angular no plano foi possível constatar um aumento gradual na vibração apenas para a medição realizada na máquina. Faz-se necessário aumentar a variação no ângulo do plano para que possa constatar resultados expressivos no espectro do motor. Além disto, pode-se observar a atuação da vibração dominante na direção axial do motor, vibração na qual é responsável pelo desgaste prematuro do conjunto motor da bancada.

Outra vantagem da bancada didática a ser destacada foi possível diagnosticar um aumento no nível de vibração nas harmônicas da frequência da correia conforme aumentou-se o aperto na correia, para todos os casos simulados no item 4.2.

Como conclusão final fica que a bancada precisa ser montada de maneira permanente no laboratório, pois a mesma compartilha o conjunto de mancais, eixo e disco de balanceamento provenientes de outra bancada. Com o propósito de ser utilizada para a capacitação dos acadêmicos de Engenharia Mecânica e Tecnologia em Manutenção Industrial para atuarem na área de manutenção preditiva.

## 5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestão faz-se necessário a aquisição de equipamentos que possam aferir o tensionamento da correia, para garantir um defeito de desalinhamento puro, seja para o paralelo, angular no plano e o angular.

Outra sugestão seria estudar os outros tipos de defeitos que possam ser analisados por análise de vibrações, provenientes de: desbalanceamento, rolamentos deteriorados, vida das correias, folgas mecânicas entre outros.

## REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 5462**: Confiabilidade e Manutenibilidade. Rio de Janeiro, 1994.

ARATO JUNIOR, Adyles. **Manutenção Preditiva Usando análise de vibrações**. Barueri: Manole Ltda, 2004.

ARCO-VERDE, Melequesedeque Melo. **Identificação de falhas em sistemas rotativos empregando técnicas não-lineares**. 2008. 135 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2008.

KARDER, Alan; NASCIF, Julio. **Manutenção função estratégica**. 3. ed. Rio de Janeiro: Equipe Qualitymark, 2010.

LEITE, Juarez Antonio. **BANCADA MULTIFUNCIONAL PARA SIMULAÇÃO DE MECANISMOS DE FALHAS EM MÁQUINAS**. 2012. 113 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

LIMA, F. A, CASTILHO. J. C. N. **Conceitos de manutenção**. São bernardo do Campo, São Paulo, 2006.

MESQUITA, Alexandre L. A.; SANTIAGO, Darley F.a.; BEZERRA, Roberto A.. **Detecção de falhas em rolamentos usando transformadas tempo - frequência - comparação com análise de envelope**. 2002. 17 f. Curso de Engenharia Mecânica, Unicamp, Campinas, 2002.

MONTEIRO, Caio Italiano; SOUZA, Leandro Ramalho de; ROSSI, Paulo Henrique Lobo. **Manutenção e Lubrificação de Equipamentos**. Bauru: Unesp, 2010.

NEPOMUCENO, Lauro Xavier. **Técnicas de manutenção preditiva**. São Paulo: Edgard Blucher, 2002.

SCHEFFER, Cornelius; GIRDHAR, Paresh. **Practical Machinery vibration analysis & predictive maintenance**. Oxford: Idc Technologies, 2004. 264 p.

