

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
COORDENAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

LUIZ CARLOS PERRELLI HALILA

APRIMORAMENTO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA ESTUDOS DE DESALINHAMENTO DE EIXOS E DESBALANCEAMENTO DE ROTORES A PARTIR DA IMPLANTAÇÃO DE DUAS NOVAS BASES DE FIXAÇÃO E AVALIAÇÃO DOS NÍVEIS DE VIBRAÇÃO

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PATO BRANCO

2018

LUIZ CARLOS PERRELLI HALILA

**APRIMORAMENTO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA ESTUDOS DE
DESALINHAMENTO DE EIXOS E DESBALANCEAMENTO DE ROTORES A
PARTIR DA IMPLANTAÇÃO DE DUAS NOVAS BASES DE FIXAÇÃO E
AVALIAÇÃO DOS NÍVEIS DE VIBRAÇÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso de Engenharia Mecânica da Coordenação de Engenharia Mecânica – COEME – 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

2018

FOLHA DE APROVAÇÃO

Aprimoramento de uma bancada didática para estudos de desalinhamento de eixos e desbalanceamento de rotores a partir da implantação de duas novas bases de fixação e avaliação dos níveis de vibração.

Luiz Carlos Perrelli Halila

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 13/11/2018 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. Paulo Rogério Novak
(UTFPR – Departamento de Mecânica)

Profa. MsC. Nayane Laís Schran Garbin
(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

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho as pessoas que investiram muito mais do que recursos financeiros na minha graduação: meus pais!

AGRADECIMENTOS

Agradeço a meu pai, Luiz Carlos Gadens Halila por ter me ensinado o significado da palavra perseverança, desistir jamais.

Obrigado minha mãe, Maria Aparecida Perrelli Halila por ter me mostrado que no mundo não existem fronteiras nem limites para a imaginação. E por ter provado que não existe distância grande o suficiente ao cruzar o oceano pacífico para me encontrar no dia do meu aniversário.

A minhas irmãs, Maria Luiza e Heloiza que me serviram de exemplo para minha chegada até aqui e principalmente por me darem os melhores presentes que já recebi. Meus afilhados Francisco e Manoela por me ensinarem a viver um momento de cada vez, e que a vida é realmente bela.

Agradeço a meu orientador Prof. Dr. Giovanni Bratti por sua extrema paciência e habilidade em transmitir conhecimento e principalmente por me instruir por quais caminhos seguir.

Agradeço aos amigos de universidade principalmente os de sala de aula por todo o apoio bem como os estagiários do laboratório de usinagem que foram fundamentais para este trabalho.

EPÍGRAFE

“If you don't like the hand that fate's dealt you, fight for a new one.”

— **Masashi Kishimoto**

RESUMO

PERRELLI HALILA, Luiz Carlos. **Aprimoramento de uma bancada didática para estudos de desalinhamento de eixos e desbalanceamento de rotores a partir da implantação de duas novas bases de fixação e avaliação dos níveis de vibração.** 2018. 127 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2018.

O presente trabalho tem como objetivo o aprimoramento de uma bancada didática construída e projetada no ano de 2011 por acadêmicos da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR) câmpus Pato Branco. A bancada didática está montada e opera no laboratório de vibrações, bloco H, sala H009 da UTFPR. As proposições de alteração presentes neste trabalho de conclusão de curso trarão modificações estruturais para a bancada, com o objetivo de proporcionar aos acadêmicos o estudo prático de desbalanceamento de rotores e desalinhamento de eixos. Isso será alcançado através de uma alteração na região de fixação da bancada, que permitirá obter maiores níveis de vibração. Diferentes formas de materiais serão apresentadas e avaliadas para o desenvolvimento da modificação na base da bancada e serão instalados abaixo dos pontos de fixação elementos que influenciam na rigidez da estrutura. Dois projetos serão avaliados em termos de níveis de vibração. Este trabalho tem expectativa de auxiliar os acadêmicos de Engenharia Mecânica e Tecnologia em Manutenção Industrial da UTFPR na percepção de vibrações causadas devido a desbalanceamento e desalinhamento, podendo assim comprovar a teoria vista em sala de aula.

Palavras-chave: Vibrações. Desalinhamento. Desbalanceamento. Bancada Didática. Rigidez. Análise de sinais.

ABSTRACT

PERRELLI HALILA, Luiz Carlos. **Improvement of a didactic bench for studies of shaft misalignment and rotor imbalance from the implantation of two new bases of fixation and evaluation of vibration levels.** 2018. 127 f. Monograph – Bachelor in Mechanical Engineering, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2018.

This paper aims to the improvement of a didactic bench built in 2011 by scholars from the Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), Pato Branco campus. This bench is assembled and operates in the UTFPR vibration laboratory, which is located in the building H, room H009. The adjustments proposed in this paper intends to bring structural modifications for the bench. The objective of this is proposition is to grant practical studies for UTFPR scholars on shaft misalignment and rotor unbalance. This paper intends to achieve this objective by altering the basis of the bench, allowing higher level of vibrations in the area. Diverse sorts of materials are presented and evaluated for the basis structural modification. Under the attachment region will be installed materials that influence the stiffness of the basis. Two projects are to be evaluated in terms of signal analysis. This monograph expects to benefit undergraduates in the perception of vibration caused by unbalance and

Keywords: Vibration. Misalignment. Unbalance. Didactic Bench. Stiffness. Signal Analysis.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Analogia entre vibrações e manutenção preditiva	24
Figura 2 - Exemplo de Transdutor Sensível ao Deslocamento	28
Figura 3 - Montagem do Transdutor Sensível ao Deslocamento	29
Figura 4 - Exemplo de Transdutores Sensíveis a Velocidade	30
Figura 5 - Exemplo de Transdutor Sensível a Aceleração	31
Figura 6 - Aparato necessário para análise de sinais.....	33
Figura 7 - Ilustração da transformada de Fourier	37
Figura 8 - Amostra digital e Aliasing.....	38
Figura 9 - Efeito do Janelamento	39
Figura 10 - Demonstração de eixos	40
Figura 11 - Ilustração da Força Centrífuga.....	42
Figura 12 - Desbalanceamento Estático	43
Figura 13 - Desbalanceamento Conjugado.....	43
Figura 14 - Desbalanceamento Dinâmico	44
Figura 15 - Exemplo de Método Vetorial Plano Único.....	46
Figura 16 - Grau de Qualidade de Balanceamento de Rotores.....	48
Figura 17 - Defeito Combinado	50
Figura 18 - Desalinhamento Angular	51
Figura 19 - Desalinhamento Paralelo	52
Figura 20 - Exemplo de Alinhamento a Laser	53
Figura 21 - Alinhamento através de relógio comparador.....	54
Figura 22 - Arranjo original da bancada didática	58
Figura 23 - Elevação da Bancada	59
Figura 24 - Exemplo de furação e montagem nas chapas metálicas	60
Figura 25 - Concepção da chapa metálica para sustentação do motor	60
Figura 26 - Concepção da chapa metálica para sustentação dos mancais	61
Figura 27 - Discos para desbalanceamento.....	61
Figura 28 - Arranjo original de mancal e rolamento.....	62
Figura 29 - Bancada com base de barras roscadas.....	64
Figura 30 - Dimensões da borracha utilizada.....	65
Figura 31 - Bancada com base de coxins	65
Figura 32 - Easy-Laser D450	66

Figura 33 - Posicionamento do Alinhador a Laser.....	67
Figura 34 - Chapas metálicas de 0,6 milímetros cada	68
Figura 35 - Torquímetro	68
Figura 36 - Fixação radial dos acelerômetros	69
Figura 37 - Analisador de sinais 4dB.....	70
Figura 38 - Tacho medidor óptico.....	71
Figura 39 - Massa para desbalanceamento	71
Figura 40 - Método 1 desbalanceamento	72
Figura 41 - Denominação dos mancais para análise de sinais	73
Figura 42 - Método 2 desalinhamento.....	73
Figura 43 - Fixação radial e axial dos acelerômetros	74
Figura 44 - Martelo de impactação.....	75
Figura 45 - Ensaio de impactação axial	76
Figura 46 - Ensaio de impactação radial	76

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Classificação por nível de escolaridade	19
Gráfico 2 - Demonstração do custo de manutenção no Brasil	25
Gráfico 3 - Tolerâncias ao desalinhamento paralelo	55
Gráfico 4 - Comparação de tempo de processo	79
Gráfico 5 - Auto espectro 1	82
Gráfico 6 - Auto espectro 2	82
Gráfico 7 - Espectro cruzado 1	83
Gráfico 8 - Auto espectro 3	84
Gráfico 9 - Auto espectro 4	84
Gráfico 10 - Espectro cruzado 2	85
Gráfico 11 - Auto espectro 5	86
Gráfico 12 - Auto espectro 6	86
Gráfico 13 - Espectro cruzado 3	87
Gráfico 14 - Auto espectro 7	88
Gráfico 15 - Auto espectro 8	88
Gráfico 16 - Espectro cruzado 4	89
Gráfico 17 - Auto espectro 9	90
Gráfico 18 - Auto espectro 10	91
Gráfico 19 - Espectro cruzado 5	91
Gráfico 20 - Espectro cruzado 6	92
Gráfico 21 - Auto espectro 11	92
Gráfico 22 - Auto espectro 12	93
Gráfico 23 - Espectro cruzado 7	93
Gráfico 24 - Espectro cruzado 8	94
Gráfico 25 - Auto espectro 13	95
Gráfico 26 - Auto espectro 14	95
Gráfico 27 - Auto espectro 15	96
Gráfico 28 - Auto espectro 16	96
Gráfico 29 - Auto espectro 17	97
Gráfico 30 - Auto espectro 18	98
Gráfico 31 - Auto espectro 19	98
Gráfico 32 - Auto espectro 20	99

Gráfico 33 - Auto espectro 21.....	99
Gráfico 34 - FRF Axial Mancais 1.....	100
Gráfico 35 - FRF Radial Mancais 1	101
Gráfico 36 - FRF Axial Motor 2.....	102
Gráfico 37 - FRF Radial Motor 2	102

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Fator de perda por material	57
Tabela 2 - Tolerâncias recomendadas por faixa de rotação	67
Tabela 3 - Informações técnicas do motor	70
Tabela 4 - Alinhamento bancada original	77
Tabela 5 - Alinhamento bancada barras roscadas	78
Tabela 6 - Alinhamento bancada coxims	79
Tabela 7 - Resultados do procedimento de balanceamento em dois planos	81

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	18
1.1 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA.....	20
1.2 OBJETIVOS	20
1.2.1 Objetivo Geral	20
1.2.2 Objetivos Específicos	21
1.3 JUSTIFICATIVAS	21
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
2.1 MANUTENÇÃO MECÂNICA	22
2.1.1 Definição de Manutenção.....	22
2.1.1.1 Manutenção Corretiva	22
2.1.1.2 Manutenção Preventiva	23
2.1.1.3 Manutenção Preditiva.....	23
2.2 VIBRAÇÕES E MANUTENÇÃO PREDITIVA.....	23
2.2.1 Conceitos Fundamentais.....	25
2.2.2 Rigidez	26
2.3 EQUIPAMENTOS	27
2.3.1 Transdutor	27
2.3.1.1 Transdutores de Deslocamento	28
2.3.1.2 Transdutores de Velocidade.....	30
2.3.1.3 Transdutores de Aceleração ou Acelerômetros	31
2.3.2 Análise de Sinais.....	32
2.3.2.1 Processamento de Sinais Digitais	34
2.3.2.2 Domínio do Tempo	34
2.3.2.3 Domínio da Frequência	35
2.3.2.4 Amostragem de Sinais	37
2.3.2.5 Frequência Máxima	37

2.3.2.6 Número de Médias	38
2.3.2.7 Janelamento	39
2.3.2.8 Overlap	40
2.4 DESBALANCEAMENTO	40
2.4.1 Causas do Desbalanceamento	41
2.4.2 Força Centrífuga	41
2.4.3 Tipos de Desbalanceamento	42
2.4.3.1 Desbalanceamento Estático	42
2.4.3.1 Desbalanceamento Conjugado	43
2.4.3.1 Desbalanceamento Dinâmico	44
2.4.4 Correção de Desbalanceamento	44
2.4.4.1 Método Vetorial	45
2.4.4.2 Balanceamento em um Único Plano	45
2.4.4.3 Balanceamento em Dois Planos	46
2.4.5 Tolerâncias de Desbalanceamento	47
2.5 DESALINHAMENTO	49
2.5.1 Tipos de Desalinhamento	50
2.5.1.1 Desalinhamento Angular	51
2.5.1.2 Desalinhamento Paralelo	51
2.5.2 Técnicas de Correção	52
2.5.2.1 Alinhamento a Laser	53
2.5.2.2 Relógio Comparador	53
2.5.3 Tolerâncias de Desalinhamento	54
3 METODOLOGIA	56
3.1 MATERIAIS	56
3.2 MODIFICAÇÃO ESTRUTURAL	58
3.2.1 Elevação da Bancada	58

3.2.2 Disco de Desbalanceamento.....	61
3.2.3 Troca de Mancais	62
3.2.4 Usinagem do Eixo	63
3.2.5 Modificação 1 – Base Barras Roscadas.....	63
3.2.6 Modificação 2 – Base Coxim	64
3.3 AVALIAÇÃO DA FLEXIBILIDADE.....	66
3.3.1 Método 1 – Desbalanceamento.....	66
3.3.2 Método 2 – Desalinhamento.....	73
3.3.3 Função Resposta em Frequência	75
3.4 AVALIAÇÃO DO TEMPO	77
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	77
4.1 PROCEDIMENTO DE ALINHAMENTO	77
4.1.1 Bancada Original.....	77
4.1.2 Bancada Barras Roscadas.....	78
4.1.3 Bancada Coxim	78
4.2 TEMPO E PROCEDIMENTO DE ALINHAMENTO	79
4.2 PROCEDIMENTO DE BALANCEAMENTO	80
4.3 VERIFICAÇÃO DE DESALINHAMENTO.....	81
4.3.1 Desalinhamento Angular	81
4.3.1.1 Base Barras Roscadas.....	81
4.3.1.2 Base Coxins	83
4.3.2 Desalinhamento Paralelo	85
4.3.2.1 Base Barras Roscadas.....	85
4.3.2.2 Base Coxim	87
4.4 VERIFICAÇÃO DE DESBALANCEAMENTO.....	89
4.4.1 Desbalanceamento Estático.....	90
4.4.1.1 Base Barras Roscadas.....	90

4.4.1.2 Base Coxim	92
4.5 VERIFICAÇÃO DE AMPLITUDES	94
4.5.1 Bancada Alinhada e Balanceada	94
4.5.2 Bancada Alinhada e Desbalanceada	97
4.5.3 Bancada Desalinhada e Balanceada	97
4.6 FUNÇÃO RESPOSTA EM FREQUÊNCIA.....	100
4.6.1 Placa Metálica 1 – Mancais.....	100
4.6.2 Placa Metálica 2 – Motor	102
5 CONCLUSÕES	105
5.1 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS:.....	106
REFERÊNCIAS.....	107
APÊNDICES	110
APÊNDICE 1 – Desenho Técnico 1 Chapa Motor.....	110
APÊNDICE 2 – Desenho Técnico 2 Chapa Mancais	111
APÊNDICE 3 – Desenho Técnico 3 Disco Rotativo	112
APÊNDICE 4 – CÓDIGO MATLAB® - Função Resposta em Frequência.....	113
APÊNDICE 5 – Código MATLAB® - Identificação De Defeitos: Ângulo De Fase ..	115
APÊNDICE 6 – CÓDIGO MATLAB® - Identificação de Defeitos: Desalinhamento Angular, Paralelo.....	117
APÊNDICE 7 – CÓDIGO MATLAB® - Identificação de Defeitos: Desbalanceamento	119
ANEXOS	121
ANEXO 1 – Catálogo FCM: Descrição de Rolamento Recomendado para Caixa de Rolamento Snh.....	121
ANEXO 2 – Catálogo Vibrastop: Desenho Técnico Coxim	122
ANEXO 3 – Catálogo SNR: Mancais P207 E Rolamento Uc207	123
ANEXO 4 – Código MATLAB®: Função Hdrload	125

1 INTRODUÇÃO

O termo globalização é definido pelo dicionário de Cambridge como uma situação na qual bens e serviços disponíveis, cultura e sociedade se tornam gradativamente similar em todas as partes do mundo. Essa definição elucida o fato de que para se manter competitiva uma determinada indústria precisa ser constantemente atualizada.

Carlos e Oliveira (2013, p.54) declaram que com a competitividade global, onde a redução de custos é fator primordial para a viabilização do projeto, a manutenção adquire valor estratégico, onde a redução de custos está diretamente ligada ao aumento de eficácia.

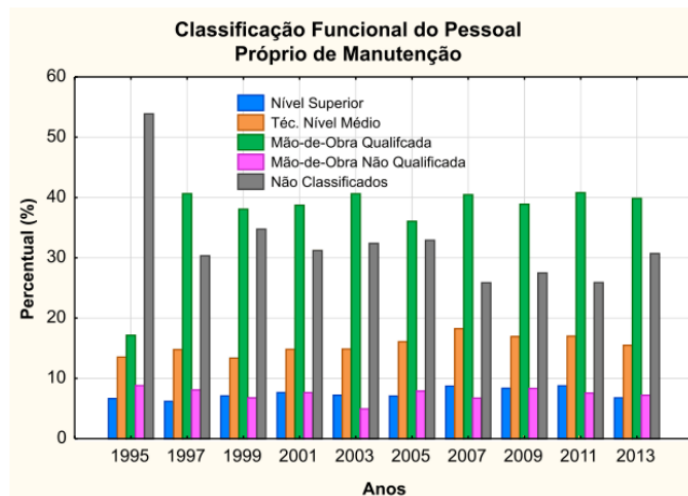
Uma maneira eficiente para evitar o desperdício de recursos é a correta aplicação da engenharia de manutenção. O estudo de vibrações está intrinsecamente relacionado à filosofia de manutenção preditiva baseada na condição do equipamento.

Acadêmicos de diferentes cursos voltados à produção industrial necessitam dispor de conhecimento suficiente para atuar de acordo com normas internacionais em suas respectivas áreas, como por exemplo, o estudo de vibrações.

Em 2013, no 28º congresso brasileiro de manutenção. Organizado pela Associação Brasileira de Manutenção e Gestão de Ativos (ABRAMAN), foram apresentados dados que comprovam a necessidade e importância da manutenção mecânica em indústrias nacionais.

Conforme exposto no Gráfico 1, apresentado pela ABRAMAN, existe uma tendência que se mantém ao longo dos anos: os resultados demonstram um aumento no quadro de pessoal de nível técnico e superior. Esse dado sugere a necessidade de instituições universitárias possuírem equipamento didático adequado, colocando seus discentes em posições competitivas no mercado de trabalho.

Gráfico 1 – Classificação por nível de escolaridade



Fonte: ABRAMAN, (2013).

Um dos mais importantes assuntos no estudo de manutenção mecânica é a análise de vibrações de rotores e eixos, uma vez que os efeitos causados por vibrações podem ser extremamente danosos ao equipamento. O desbalanceamento de rotores e desalinhamento de eixos formam as maiores causas das vibrações nas máquinas (SCHEFFER E GIRDHAR 2004, p.93).

Bulsara et al. (2016, p.277) demonstram que o consumo de energia elétrica nas máquinas aumenta com o aumento do desbalanceamento. Portanto, é de extrema importância a redução de vibrações para a economia de energia. Para os autores, através da correção do desbalanceamento de rotores em máquinas é economizada uma determinada quantidade de energia, que por sua vez pode ser muito significativa no âmbito geral da indústria.

Visando a colocação da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), campus Pato Branco em uma posição de destaque perante as instituições de ensino da região, Szymon e Peta em 2011 desenvolveram uma bancada didática para o estudo de alinhamento de máquinas rotativas. Esse equipamento tem por objetivo auxiliar os acadêmicos a comprovar a teoria vista em sala de aula através de aulas práticas que contribuem para a formação plena do profissional.

Ao final do trabalho, os autores sugerem que sejam feitas modificações em sua fixação para tornar a estrutura menos rígida e permitir que a base vibre com maior intensidade. Assim, as vibrações devido aos problemas de desalinhamento e desbalanceamento poderão ser medidas com maior facilidade.

Este trabalho de conclusão de curso tem por objetivo desenvolver a melhor alteração possível na bancada didática para que se possam ter resultados úteis em termos de experimentos laboratoriais para o diagnóstico de desalinhamento de eixos e desbalanceamento de rotores, visando o enriquecimento do laboratório de vibrações da universidade, melhorando assim a preparação dos alunos.

1.1 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

No laboratório de vibrações, localizado na sala H009 do bloco H da UTFPR campus Pato Branco, está instalada uma bancada didática cuja função é proporcionar a comunidade acadêmica, a oportunidade de estudos práticos acerca dos temas de desalinhamento de eixos e desbalanceamento de rotores dentro da área de máquinas rotativas.

Para que os problemas de desbalanceamento e desalinhamento possam ser diagnosticados é preciso que as vibrações correspondentes sejam identificadas com equipamentos adequados. A bancada didática existente no laboratório não permite alcançar níveis satisfatórios de vibrações para fins didáticos. Isso provavelmente ocorre devido a rigidez elevada na base que impede a efetiva percepção de vibrações, o que interfere negativamente no diagnóstico de desalinhamento e desbalanceamento, impactando também em resultados de pesquisas científicas feitas na UTFPR de Pato Branco.

Nesse trabalho é proposto o aprimoramento da bancada didática em questão, visando o aumento de funcionalidade assim como o melhor aproveitamento do equipamento didático pelos acadêmicos de engenharia mecânica e tecnologia em manutenção industrial.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Desenvolver e analisar dois projetos de alteração estrutural e aprimoramento para a bancada didática do laboratório de vibrações, permitindo assim que a vibração causada pelos defeitos de desalinhamento de eixos e

desbalanceamento de rotores possam ser mensurados com maior facilidade em aulas práticas.

1.2.2 Objetivos Específicos

1. Projetar novas formas de fixação para a base da bancada didática, novos discos rotativos semelhantes àquele já existente.
2. Elencar os materiais a serem utilizados.
3. Alterar o arranjo ou montagem da bancada através da implantação do material selecionado.
4. Permitir uso dos equipamentos para alinhamento disponíveis no laboratório através do reposicionamento de componentes.
5. Garantir praticidade e rapidez aos procedimentos nas aulas didáticas.
6. Realizar ensaios e estudos através de resultados obtidos pela análise de sinais verificando os picos de vibração para as frequências de interesse.

1.3 JUSTIFICATIVAS

A possibilidade de fazer ajustes ou alterações imediatas na bancada é importante pois dessa maneira é possível simular situações reais que o profissional pode vir a encontrar em sua carreira.

Este trabalho é importante pois auxiliará professores e acadêmicos no conhecimento prático da disciplina de vibrações. Sua relevância reside na possibilidade de observação dos efeitos físicos de fenômenos estudados em sala de aula.

A importância deste trabalho também se dá pela possibilidade de que futuros acadêmicos da UTFPR poderão estudar e praticar técnicas de manutenção mecânica, as quais são fundamentais para o funcionamento das máquinas rotativas.

Procedimentos na área de manutenção mecânica tendem a envolver custos elevados, por isso a contratação de profissionais que dispõem de alta qualificação é importante para o setor industrial. Sendo assim, este trabalho pretende gerar oportunidades de familiarização com essa área aos acadêmicos da UTFPR.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 MANUTENÇÃO MECÂNICA

Nesta seção serão apresentadas definições e conceitos fundamentais da área de manutenção mecânica.

2.1.1 Definição de Manutenção

Nepomuceno (1989) define sucintamente a finalidade de manutenção industrial como sendo a conservação dos equipamentos em condições de funcionamento com custo reduzido. Nessa definição há a intenção de conservar o maquinário em condições similares a dispositivos novos, evitar a deterioração dos equipamentos, conservá-los em operação, realizando trabalhos de produção em condições economicamente vantajosas.

O tratamento desse assunto em diversas disciplinas na graduação de Engenharia Mecânica é de extrema importância pois, dentro de todos os setores de uma empresa, a manutenção requer planejamento adequado, para o correto funcionamento dos equipamentos.

Existem tipos diferentes de filosofias relacionadas à manutenção mecânica que são adotadas em empresas diferentes. Cada uma delas com características distintas. As principais filosofias de manutenção mecânica adotadas pelo setor empresarial são apresentadas abaixo.

2.1.1.1 Manutenção Corretiva

Esta filosofia baseia-se em realizar a manutenção de um equipamento após o dano já ter ocorrido, acarretando uma parada na produção, caracterizando um cenário caótico. Scheffer e Girdhar (2004, p.1) enunciam que este é o método mais ineficiente de se realizar manutenção mecânica.

2.1.1.2 Manutenção Preventiva

A filosofia que compõe este tipo de manutenção é de realizar suas atividades com base no calendário de operação da empresa, levando também em consideração o tempo de funcionamento de maquinário. Dessa forma, este tipo de filosofia mantém os equipamentos em funcionamento evitando que problemas ocorram, sendo ideal para equipamentos que não são utilizados continuamente.

Por outro lado, os autores Scheffer e Girdhar (2004, p.3) enfatizam que este tipo de manutenção tem uma desvantagem decorrente do fato de que trabalhos de manutenção podem ser executados muito cedo ou muito tarde. A causa disso seriam falhas inesperadas em equipamentos que não estavam no planejamento, ou ainda a troca precoce de certos equipamentos. Isto pode influenciar negativamente no horário de funcionamento do maquinário prejudicando a produção.

2.1.1.3 Manutenção Preditiva

Nesta filosofia a manutenção é apenas programada quando são encontradas falhas no equipamento. Em outras palavras, consiste em realizar a manutenção com base no condicionamento do equipamento. Uma definição precisa deste tipo de filosofia é “Manutenção executada no momento adequado e antes que se processe o rompimento ou falha qualquer” (NEPOMUCENO, 1989, p.21).

As condições de operação do maquinário precisam ser sempre monitoradas através de ensaios. Assim que detectada alguma anomalia, o maquinário pode ser desligado na hora conveniente.

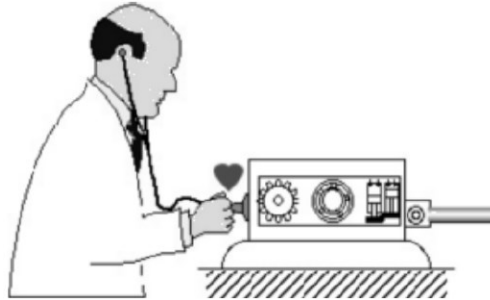
De acordo com Scheffer e Girdhar (2004, p.5) este é o método mais eficiente de manutenção, uma vez que favorece a produção. Isso dá-se pelo fato de a manutenção preditiva ser realizada apenas no momento de necessidade.

2.2 VIBRAÇÕES E MANUTENÇÃO PREDITIVA

É possível fazer uma analogia entre monitoramento de maquinário e diagnósticos médicos de doenças. Scheffer e Girdhar (2004, p.7) enunciam que defeitos que ocorrem em máquinas exibem sintomas na forma de vibrações ou outros

parâmetros. Estes sintomas precisam ser analisados por um profissional adequado, a Figura 1 apresentada a seguir demonstra este tipo de analogia.

Figura 1 - Analogia entre vibrações e manutenção preditiva



Fonte: Scheffer & Girdhar (2004, p.7)

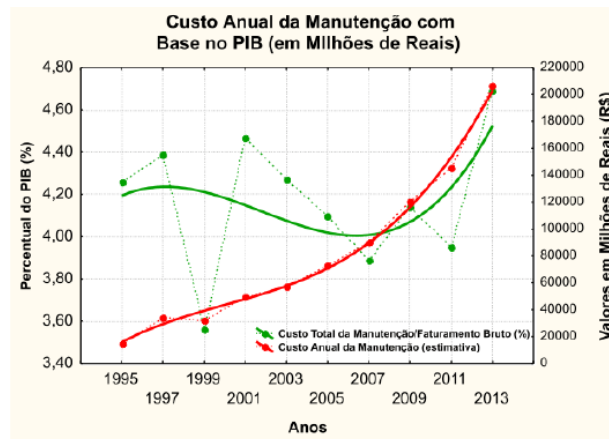
Existem inúmeros meios de se monitorar o funcionamento do maquinário, e o método mais significativo para este trabalho será o monitoramento de vibrações. Segundo os autores supracitados, este método pode identificar problemas em desenvolvimento antes que eles sejam intensificados e causem maiores problemas.

O mapeamento de vibrações é importante para este trabalho pois, aliado à manutenção preditiva, é o método mais eficaz de detecção de defeitos em máquinas rotativas.

Assim como qualquer uma das filosofias apresentadas anteriormente, na manutenção preditiva existem custos agregados que podem ser caracterizados como um investimento. Isso faz com que empresas tenham extremo cuidado na contratação de pessoal especializado para o manuseio dos equipamentos.

Como demonstrado abaixo no Gráfico 2, os custos com manutenção mecânica vêm aumentando ano após ano no Brasil. Portanto, pode-se dizer que esse é um campo valorizado no mercado de trabalho.

Gráfico 2 - Demonstração do custo de manutenção no Brasil



Fonte: ABRAMAN (2013, p. 15)

Por consequência é necessário que os acadêmicos dos cursos de Engenharia Mecânica e Tecnologia em Manutenção Mecânica estejam preparados para tal tarefa. Para isso o uso da bancada didática presente no laboratório agrega conhecimentos de extrema importância.

“Para que haja confiabilidade nas medições é necessário que haja treinamento específico dos encarregados em monitorar os sinais de vibrações assim como instrumentação adequada e calibrada” (RIPPER *et al*, 2008). A qualificação do profissional pode ser justificada com o alto custo dos equipamentos utilizados e da alta importância da execução da tarefa no quesito produção.

2.2.1 Conceitos Fundamentais

O fenômeno de vibrações se manifesta de formas diversas, até mesmo na natureza. Para o desenvolvimento deste trabalho de conclusão de curso, o conceito básico deste fenômeno precisa estar devidamente esclarecido.

A seguinte definição, esclarece o fenômeno de vibrações como sendo: “Fenômeno observado quando uma partícula executa movimento entorno de uma posição de equilíbrio” (NEPOMUCENO 1984, p.299).

Fisicamente falando, o fenômeno de vibrações baseia-se em uma troca entre energias potencial e cinética ou vice-versa. Esses dois tipos de energia podem ser observados em todos os tipos de vibração.

Um período é caracterizado como o tempo que um objeto ou massa demora para executar uma oscilação completa. Tal oscilação completa por segundo, ou ciclo por segundo caracteriza a unidade de medida da frequência chamada Hertz. O deslocamento máximo da oscilação é chamado de amplitude por Nepomuceno (1989, p.231).

A seguinte definição de movimento harmônico simples é importante pois abre portas para o aprofundamento matemático de vibrações: “Caso a aceleração de um corpo seja diretamente proporcional à sua distância de um ponto fixo chamado referência e sempre dirigida em direção a este ponto, o movimento é uma oscilação” (NEPOMUCENO 1989, p. 233).

2.2.2 Rigidez

A rigidez está diretamente relacionada à propriedades materiais e geométricas. A determinação da rigidez em um sistema de vibrações é de vital importância para diferentes projetos. Segundo Inman (2007, p. 41) um material pode se comportar como uma mola, isso devido a uma grande variedade de configurações que incluem por exemplo: movimento longitudinal, transversal e torcional.

Sendo assim as fórmulas 1 e 2 apresentadas na sequência demonstram a rigidez de uma viga esbelta arbitrária para vibração axial e em flexão respectivamente. Onde “l” corresponde ao comprimento da viga, “A” corresponde a área, “E” ao módulo de elasticidade e “I” o momento de inércia.

$$k_{axial} = \frac{EA}{l} \quad (1)$$

$$k_{flexão} = \frac{3EI}{l^3} \quad (2)$$

Molas são feitas geralmente de um material elástico, isso caracteriza a importância do módulo de Young para o estudo de vibrações. Em um caso de um movimento de torção outro fator importante é o módulo de resistência ao cisalhamento.

Diversos tipos de combinação entre molas em série ou paralelo podem ser feitas de acordo com as seguintes equações.

Molas em Séries:

$$k_{es} = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2}} \quad (3)$$

Molas em Paralelo:

$$k_{ep} = k_1 + k_2 \quad (4)$$

Múltiplas formulações são enunciadas por diferentes autores, assim que oportuno esse tipo de equacionamento será apresentado no texto deste trabalho.

2.3 EQUIPAMENTOS

As grandezas requeridas para analisar movimento vibratório de qualquer sistema precisam ser medidas. Os equipamentos apresentados nesta seção são utilizados para a validação de modelos matemáticos, ou seja, a finalidade destes equipamentos segundo Inman (2007, p.51) é a determinação de constantes fundamentais como por exemplo a massa, amortecimento e rigidez.

2.3.1 Transdutor

O dispositivo transdutor trata-se de um conversor de energia onde o tipo de estímulo e a resposta relacionam grandezas físicas distintas. Ripper et al. (2008) explanam que as grandezas de entrada podem ser de movimento, como a aceleração ou velocidade. O transdutor terá então o papel de transformação da grandeza de entrada em uma grandeza elétrica, tal qual tensão elétrica.

O estudo de vibrações é amplamente focado na determinação e análise do movimento dos sistemas. A seguir, serão apresentados alguns tipos de sensores utilizados.

2.3.1.1 Transdutores de Deslocamento

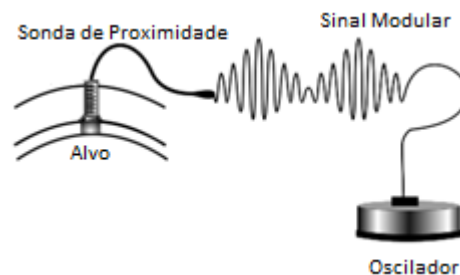
Aplicados predominantemente em turbo-maquinário de alta velocidade, é o único tipo de transdutor capaz de medir o deslocamento de um eixo. Segundo Scheffer e Girdhar (2004, p.35) estes transdutores podem ser instalados de formas diferentes, podendo proporcionar monitoramento interno, interno/externo e externo.

Este tipo de equipamento tem um funcionamento similar a um estetoscópio utilizado por médicos. A ponta do transdutor é aproximada da superfície de análise, existe um cabo conectado a ponta a um oscilador que por sua vez emite rádio frequências de 2MHz até a superfície do transdutor Scheffer e Girdhar (2004, p.36).

Após chegar a superfície de análise, o oscilador analisa sinais de corrente contínua e corrente alternada, onde a fração de corrente contínua é proporcional à distância e a corrente alternada é proporcional à vibração.

É exemplificado na Figura 2 a montagem de um transdutor sensível ao deslocamento.

Figura 2 - Exemplo de Transdutor Sensível ao Deslocamento



Fonte: (Traduzido) SCHEFFER & GIRDHAR (2004 p.35)

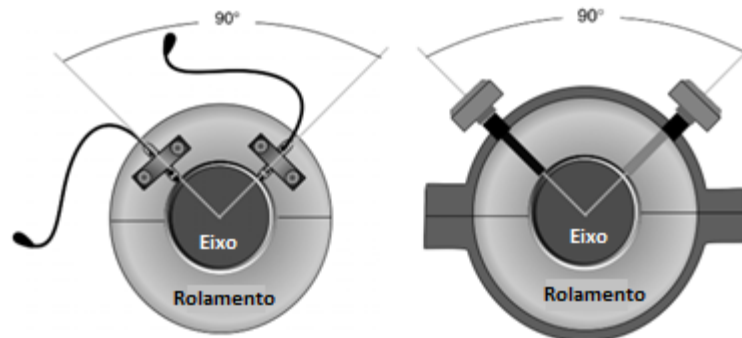
Uma das vantagens deste tipo de equipamento segundo Nepomuceno (1989, p.175) é o fato de que este transdutor não necessita tocar a superfície analisada, além de não possuir partes móveis e consequentemente não existe desgaste proveniente disto.

Quando há a necessidade da montagem de um transdutor sensível ao deslocamento em um eixo para maquinário pequeno, como por exemplo a bancada didática estudada neste trabalho, é recomendado por Scheffer e Girdhar (2004, p.36) que cada rolamento receba um transdutor. Especialmente aqueles em que se esperam maiores níveis de vibrações.

A montagem dos transdutores é feita com uma angulação de 45° nos dois lados do plano vertical que atravessa o ponto central do mancal. Para os autores supracitados é necessário fazer esta montagem com cuidado, assegurando que os sensores estejam montados perpendicularmente à linha de centro do eixo. O cabeamento deve ser devidamente amarrado para que não ocorram acidentes.

A montagem externa desse tipo de transdutor é utilizada em aplicações onde não há espaço suficiente entre mancais e a parte interna do eixo. Para a montagem interna do transdutor é necessário utilizar um tipo especial de fixadores, já para a montagem interna/externa são montados através de adaptadores. Estes dois tipos de montagens são demonstrados na Figura 3.

Figura 3 - Montagem do Transdutor Sensível ao Deslocamento



Fonte: (Traduzido) SCHEFFER & GIRDHAR (2004, p.37)

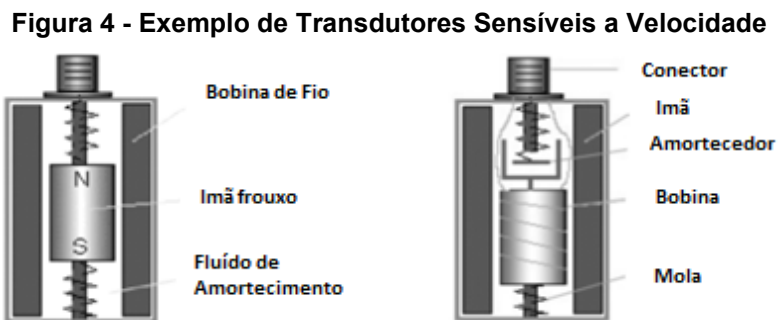
Segundo Shaeffer e Girdhar (2004, p. 38) este tipo de transdutor é previamente calibrado para a classe 4000 de aços carbono. Caso utilizados em outro tipo de material, é necessário especificá-lo na hora da compra. A calibração desse equipamento deve estar sempre atualizada.

As vantagens deste equipamento estão relacionadas a simplicidade do aparelho e mobilidade facilitada, segundo Nepomuceno (1989, p.176) seus resultados podem ser lidos com um voltímetro que por sua vez pode gerar um gráfico.

Infelizmente o dispositivo opera em uma faixa dinâmica reduzida o que limita a faixa de frequência analisada, o que pode ocorrer devido a variações magnéticas e elétricas na superfície medida.

2.3.1.2 Transdutores de Velocidade

Também muito utilizados no monitoramento de maquinário rotativo, instalação fácil e custo acessível se comparados a outros tipos de equipamentos. Trabalham com indução de bobinas através de um campo magnético gerado por um ímã imergido em óleo para amortecimento. É demonstrado na Figura 4 apresentada abaixo os tipos mais comuns de transdutores sensíveis a velocidade.



Fonte: (Traduzido) SCHEFFER & GIRDHAR (2004, p.30)

Quando a energia é transferida do campo para a bobina é gerada uma voltagem. À medida que a bobina se desloca forçadamente pelo campo magnético pelo movimento de vibração, o sinal de voltagem é produzido, geralmente com natureza senoidal e relacionado com a vibração que está ocorrendo.

Transdutores de velocidade horizontais e verticais são fabricados de forma diferente dependendo do tipo de aplicação, pois a gravidade tem um efeito considerável SHAEFFER E GIRDHAR (2004, p. 30).

Os autores atentam-se também para o fato de que os sensores medem o movimento na direção do seu eixo principal. Portanto, a montagem desse tipo de transdutor em uma máquina rotativa, precisa levar em consideração as posições vertical, horizontal e axial, uma vez que os resultados podem diferir. Por esta razão é sugerido pelos autores que a montagem seja feita nas três posições, para que haja assim, um monitoramento simultâneo.

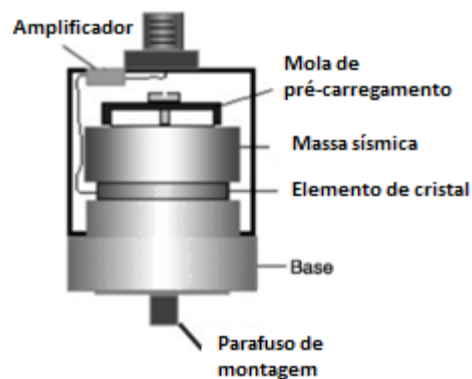
É recomendado o uso de um fixador parafusado à região onde será necessário fazer a medição. Qualquer sinal de comportamento danoso ao equipamento será lido pelo transdutor, se não houverem interferências eletromagnéticas.

Esse tipo de equipamento trabalha em uma faixa de 10Hz a 1000Hz, qualquer valor menor que 10Hz de vibração causa uma medida com resultados inadequados.

2.3.1.3 Transdutores de Aceleração ou Acelerômetros

A classe mais popular de transdutores, aqueles que possuem uma resposta proporcional a aceleração. Construídos de elementos ferroelétricos possuindo uma diferença de potencial em suas extremidades a medida que são comprimidos ou estendidos. É exemplificado na Figura 5 os componentes de um transdutor de aceleração.

Figura 5 - Exemplo de Transdutor Sensível a Aceleração



Fonte: (Traduzido) SCHEFFER & GIRDHAR (2004 p.32)

Devido a criação de tal diferença de potencial, os acelerômetros são desenvolvidos para serem montados em superfícies de maquinário, podendo assim fornecer dados contínuos ou periódicos.

O sinal gerado por esses transdutores é proporcional à aceleração pois utilizam o princípio piezoelétrico, onde o material constituinte do transdutor produzirá um campo magnético devido as forças que o deformam. Nesse caso a força é igual a massa multiplicada pela aceleração.

Diferentemente dos outros transdutores apresentados acima, esse necessita de uma fonte de energia externa. Por isso o sensor vem acompanhado de um cabeamento transmissor de energia e sinal. Segundo Shaeffer e Girdhar (2004, p. 33) um cabeamento longo reduz a eficácia do campo de resposta de frequência.

Para sua montagem deste equipamento no maquinário rotativo é preciso levar em conta que cada acelerômetro é adequado para a faixa de frequência analisada, pois segundo Nepomuceno (1989, p.178) cada acelerômetro possui uma frequência de ressonância própria. Portanto é preciso saber previamente em qual faixa de frequência o acelerômetro trabalhará.

- Montagem por parafuso, utilizada quando a intenção de monitoramento permanente, acoplando o sensor a uma parte usinada livre de tinta, possibilitando uma ótima forma de monitoramento que pode ser usada quando necessário.
- Montagem adesiva, permite o acoplamento sem a necessidade de usinagem, porém a cola utilizada pode reduzir a eficácia do monitoramento além de dificultar, se necessário, a mudança de posição do equipamento.
- Montagem magnética, utilizada em aplicações momentâneas, geralmente com equipamentos portáteis, sem ser recomendada para monitoramento permanente.

Os acelerômetros possuem alta sensibilidade, e frequências variáveis para cada aplicação. Shaeffer e Girdhar (2004, p. 34) apresentam que podem existir transdutores com campos de frequências variando entre 1 para 2Hz até 8 para 10kHz. Não requerem manutenção periódica como os outros tipos de transdutores, porém recomenda-se evitar o monitoramento a altas temperaturas, pois podem danificar componentes internos.

2.3.2 Análise de Sinais

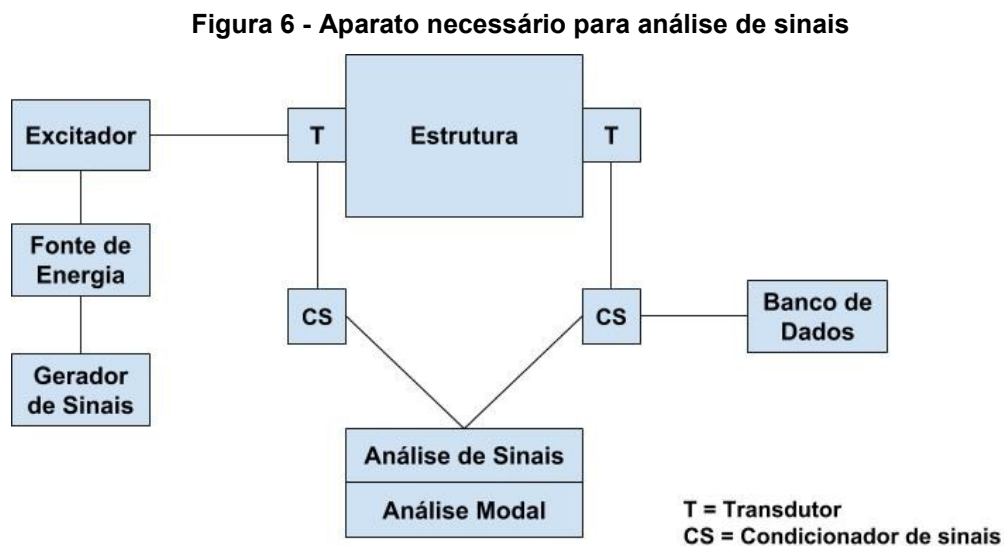
Scheffer e Girdhar (2004, p.39) enunciam que apenas o sinal coletado por um transdutor não oferece confiança para o monitoramento de um equipamento para fins de manutenção preditiva. A razão disso segundo os autores reside no fato de que em um sinal coletado existem muitas informações que necessitam ser filtradas para análise.

Os autores Scheffer e Girdhar sugerem que para cada tipo de aplicação onde houver monitoramento de vibrações, seja escolhido o equipamento correto de monitoramento. O equipamento escolhido fará o papel de filtrar e apresentar as

informações coletadas ao operador que na sequencia fará um diagnóstico do estado do equipamento.

Existem equipamentos portáteis de verificação de vibrações, ideais para uma verificação momentânea, equipamentos que dispõe de banco de dados, oferecendo assim a possibilidade de avaliação temporal, equipamentos analisadores de vibrações aliados a softwares, que podem ou não estar conectados à rede para um monitoramento permanente.

Para esse trabalho de conclusão de curso serão utilizados acelerômetros, analisador de sinais, software para a filtragem dos dados e um computador para o armazenamento dos dados. A detecção e análise de sinais se inicia através da montagem do aparato necessário. Na Figura 6 é ilustrado o aparato básico para esta situação.



Fonte: (Traduzido) INMAN (2014, p.575)

Os elementos básicos para a montagem do aparato segundo Inman (2014, p.575) consistem em:

- Uma fonte de excitação, a qual proporciona uma força de entrada ao sistema que pode ser conhecida ou controlada.
- Transdutores acoplados ao sistema, para a conversão de movimento mecânico em sinais elétricos.
- Condicionador de sinais ou amplificador, usados para a melhora na qualidade dos sinais produzidos pelos transdutores. O motivo de seu

uso se dá, pois, os sinais produzidos pelos transdutores são relativamente fracos.

- Analisador de sinais, para o processamento ou filtragem do sinal recebido, isto é conseguido através do uso de softwares computacionais.
- Computador, que serve como banco de dados para o armazenamento dos dados obtidos.

O analisador de sinais padrão nesse tipo de aplicação, também é chamado de analisador Fourier, nele existe um algoritmo chamado Transformada Rápida de Fourier (FFT) que realiza a transformada de Fourier nos sinais captados. Os sinais recebidos pelo analisador são filtrados para os mais variados dados como por exemplo: frequência natural, coeficientes de amortecimento, gráficos ou dados numéricos (INMAN 2014, p.579).

2.3.2.1 Processamento de Sinais Digitais

A captação de sinais feita pelo transdutor é composta pelas mais variadas formas de sinais. É necessário então analisar e separar as componentes resultantes, para que conclusões possam ser feitas de forma correta.

Dependendo da aplicação, é possível determinar o tipo de resultado esperado. É possível de se obter dois tipos de respostas úteis, respostas no domínio do tempo e no domínio da frequência.

2.3.2.2 Domínio do Tempo

Quando feita a análise no domínio do tempo, uma das técnicas mais simples de análise de sinais é a determinação do nível global de vibração através do valor eficaz, potência média quadrática (RMS), para uma posterior comparação com dados tabelados.

Mesquita et al. (2002, p.1939) explicam que o uso do RMS não localiza o defeito, porém, indica um aumento de energia no sistema que sugere o aparecimento de falha. Isto sugere que o uso dessa técnica se comporta como um gatilho permitindo evitar falhas de grandes proporções.

Nepomuceno (1989, p.297) alerta que a avaliação do RMS em equipamentos complexos pode gerar dados pouco confiáveis a depender da necessidade, uma vez que se tem um número elevado de dados condensados.

Através do pico de vibração RMS é definido o fator de crista. Utilizado para a análise de vibrações em mancais. O método parte do pressuposto de que ao sofrer um dano em um rolamento, o pico da aceleração aumenta mais rápido que o RMS.

Mesquita et al. (2002, p.1939) apresentam que o fator de crista pode indicar o início de falha em um rolamento bem como a necessidade de troca do mesmo.

Arato Junior (2004, p.24) demonstra a formulação necessária para que se possa analisar o valor eficaz como apresentado na fórmula 5:

Valor eficaz:

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

Valor médio:

$$x_m = \frac{1}{T} \int_0^T |x(t)| dt \quad (6)$$

Fator de forma:

$$F_f = \frac{x_{RMS}}{x_m} \quad (7)$$

Fator de crista:

$$F_c = \frac{x_{pico}}{x_{RMS}} \quad (8)$$

2.3.2.3 Domínio da Frequência

A maior parte dos experimentos são feitos almejando domínio na frequência devido à grande quantidade de possibilidades de resposta além da qualidade dos resultados.

A função básica do analisador de sinais é de converter sinais no domínio do tempo para sinais no domínio da frequência. Em outras palavras, o analisador de sinais tem a função de aplicar a transformada rápida de Fourier (FFT) nos sinais.

A formulação apresentada abaixo por Inman (2014, p.580) é a mesma utilizada pelo analisador de sinais, onde “ a_0, a_n, b_n ” são coeficientes que representam a conexão entre a análise de Fourier e os experimentos de vibração, “T” representa o

período, “ ω_T ” representa a frequência com base no período, “ t ” representa o tempo e “ n ” representa o número de amostras.

$$F(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos(n\omega_T t) + b_n \text{sen}(n\omega_T t)), \quad (9)$$

Sendo:

$$\omega_T = \frac{2\pi}{T}, \quad (10)$$

$$a_0 = \frac{2\pi}{T} \int_0^T F(t) dt, \quad (11)$$

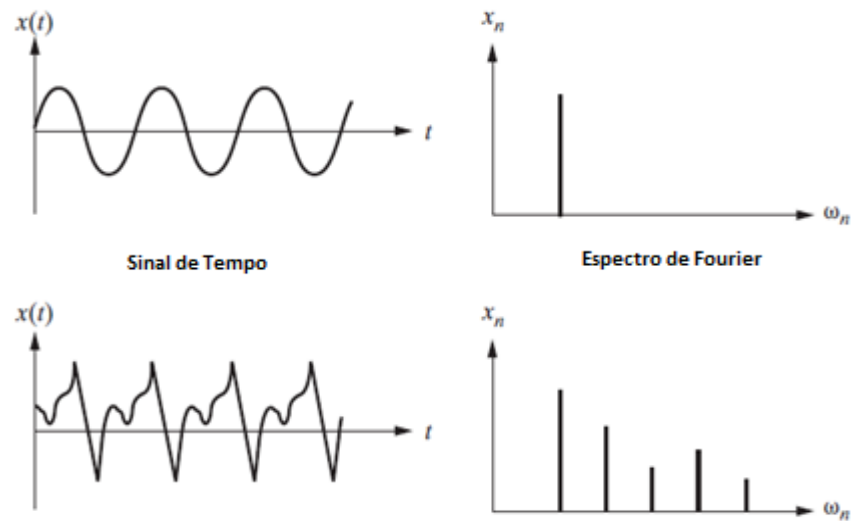
$$a_n = \frac{2}{T} \int_0^T F(t) \cos(n\omega_T t) dt \quad n = 1, 2, \dots, \quad (12)$$

$$b_n = \frac{2}{T} \int_0^T F(t) \text{sen}(n\omega_T t) dt \quad n = 1, 2, \dots \quad (13)$$

A partir do uso da transformada de Fourier apresentada na equação 9, é possível a filtragem do sinal. Neste momento a definição de espectro é importante. Arato Junior (2004, p.26) define o espectro como um gráfico que relaciona e demonstra as máximas amplitudes em suas respectivas frequências em Hertz.

Na Figura 7 é ilustrado o procedimento da transformada de Fourier, onde o gráfico da esquerda representa os sinais no domínio do tempo, e o da direita o espectro no domínio da frequência.

Figura 7 - Ilustração da transformada de Fourier



Fonte: (Traduzido) INMAN (2014, p.581)

Os picos de amplitude identificados no espectro caracterizam informações importantes. Segundo Mesquita et al. (2002, p.1940) o espectro tem a capacidade de indicar a localização da falha, revelando as frequências características de componentes defeituosos presentes em máquinas rotativas.

2.3.2.4 Amostragem de Sinais

O resultado da coleta de dados através da análise de sinais precisará ser posteriormente analisado. A taxa de amostragem é um fator importante para o estudo dos sinais no tempo. O processo de amostragem é definido pelo número de medições mostradas nos gráficos resultantes, medições que são coletadas em uma determinada unidade de tempo.

O mesmo tipo de abordagem é válido para o estudo no domínio do tempo e frequência, o número de linhas mostradas em um gráfico de transformada rápida de Fourier cobrirá um certo intervalo de frequências. (Shreve 1995, p. 11)

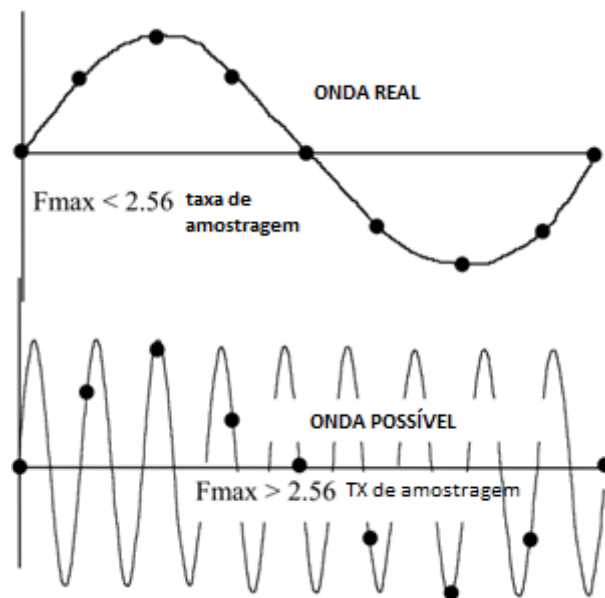
2.3.2.5 Frequência Máxima

É necessário que seja determinado previamente a frequência máxima capturada pelos transdutores. As ondas formadas nos experimentos de análise de vibrações são compostas de pontos que por sua vez são providos pela amostragem.

Segundo Shreve (1995, p.12) é necessário que a frequência de amostragem seja maior que a frequência mais alta possível no sistema, para que as ondas senoidais sejam possíveis de serem geradas.

Do teorema de Claude Shannon e Harry Nyquist, as frequências de amostragem devem ser no mínimo o dobro da frequência máxima. Caso a frequência de amostragem utilizada for menor, poderá ocorrer o chamado erro de *aliasing* que é caracterizado por ser uma distorção nos resultados. Neste fenômeno de *aliasing*, componentes de alta frequência tenderão a parecer de baixa frequência como ilustrado na Figura 8.

Figura 8 - Amostra digital e Aliasing



Fonte: (Traduzido) SHREVE (1995, p. 4)

2.3.2.6 Número de Médias

No processo matemático para a criação da transformada rápida de Fourier (FFT), o analisador de sinais utiliza uma onda digital no domínio do tempo, porém, ao se fazer a análise temporal da onda é possível que os picos causados por vibração aleatória sejam desconsiderados.

Para minimizar esse efeito, novas FFT são calculadas em diferentes seções dos resultados, uma média destes novos resultados é então calculada. Essas

médias servem para auxiliar a interpretação de dados, como por exemplo, em avisos de deterioração de maquinário (SHREVE 1995, p. 5).

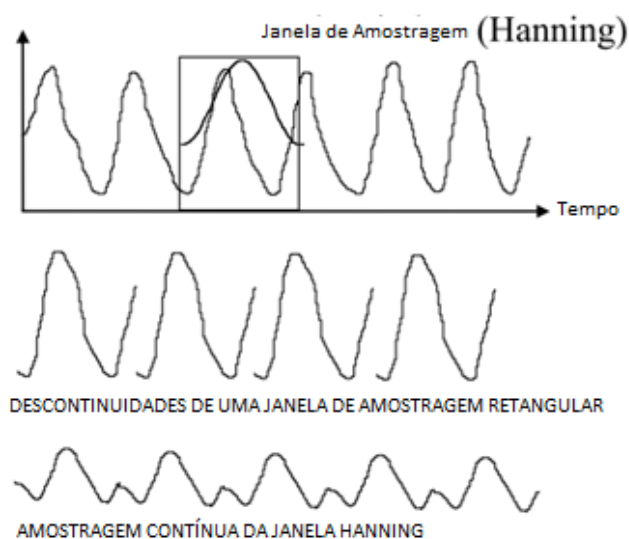
Quatro tipos de médias são usualmente utilizadas em analisadores de sinais. Para esse trabalho o tipo de média recomendada é a média linear, pois cada espectro instantâneo é adicionado ao próximo tendo sua soma dividida pelo número total de espectros. Segundo o autor Shreve (1995) este é um método muito utilizado em manutenção preditiva pois é útil para a detecção tendências de falhas.

2.3.2.7 Janelamento

A partir do uso do janelamento os sinais resultantes para amostras de ondas parecem ser contínuas e periódicas, o que é conseguido através da multiplicação do sinal temporal por outra função temporal conhecida (SHREVE 1995). Para a garantia de que não haja descontinuidades no sinal resultante, a multiplicação precisa ser feita por uma função cujo valor inicial e final sejam zero.

Existem variados tipos de funções para o janelamento. Para Shreve (1995) a função Hanning é a mais utilizada pois é útil para a análise de ondas senoidais tanto para resolução de frequência quanto de amplitude. Nesse trabalho a função Hanning será utilizada para o janelamento. O efeito do janelamento é demonstrado na Figura 9 onde é aplicada a função Hanning para a redução de descontinuidades.

Figura 9 - Efeito do Janelamento



Fonte: (Traduzido) SHREVE (1995, p. 7)

2.3.2.8 Overlap

O *overlap* consiste de um artifício para acelerar a FFT, em outras palavras, garantir a redução do tempo de análise através da superposição de ondas. Por outro lado, existe uma pequena redução na precisão nos sinais lidos.

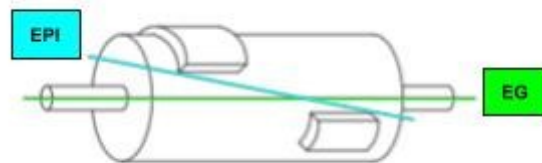
Para a validação do *overlap*, uma porcentagem de uma onda é lida na próxima onda e assim sucessivamente. Para Shreve (1995) é possível realizar uma leitura de sinais de 32 segundos em apenas 18 segundos com 50% de *overlap*.

2.4 DESBALANCEAMENTO

O desbalanceamento é um problema muito comum em peças girantes, e possui diferentes intensidades de fácil detecção e correção. Esse tipo de problema que ocorre em máquinas rotativas é definido pela Organização Internacional para Padronização (ISO) como: A existência de forças ou movimentos causados por vibração são transmitidos aos rolamentos devido a existência de forças centrífugas.

Para esta seção, será importante definir dois termos: Eixo principal de inercia (EPI), definido como uma linha central de rotação do eixo, caso não estivesse preso aos mancais, e o segundo: Eixo geométrico (EG), que é o eixo físico do rotor ou linha de centro que atravessa de mancal a mancal. Esta terminologia é esquematizada na Figura 10.

Figura 10 - Demonstração de eixos



Fonte: Adaptado de SANCHES BLANES S.A (2018)

2.4.1 Causas do Desbalanceamento

Na maioria dos casos de defeitos de desbalanceamento, segundo Nepomuceno (1989, p.283), os problemas são originados na fase de fabricação. Para o autor as causas mais comuns são:

- Gradientes térmicos;
- Dissimetria proveniente da fabricação;
- Uso de velocidade operacional inadequada;
- Material não homogêneo;
- Excentricidade, suportes não concêntricos;

Devido à necessidade de tolerâncias na montagem de projetos, o resultado pode acabar gerando um desbalanceamento excessivo, que por sua vez pode vir a se tornar um problema de geração de vibração excessiva.

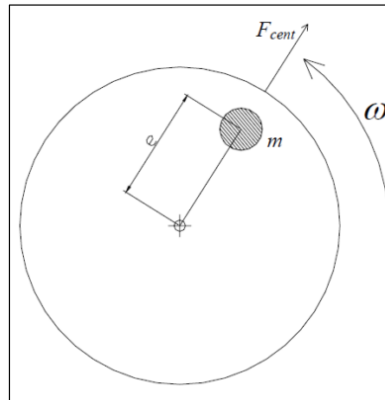
As causas citadas acima acarretam numa mudança no centro gravitacional da peça, desviando assim o EPI em relação ao EG. Assim haverá uma distribuição desigual de massa ao redor da peça, o que virá a gerar vibrações (SOEIRO et al. 2010). A força causadora dessa situação é chamada de força centrífuga, descrita na próxima seção.

2.4.2 Força Centrífuga

Se fosse possível concentrar toda a massa desigual causada pelos problemas demonstrados na seção anterior, isso criaria um ponto de massa mais pesado (PP) que se destacaria no eixo, causando assim uma força centrífuga resultante, cuja fórmula é apresentada na equação 14 abaixo.

$$F_{centrifuga} = m \cdot \epsilon \cdot \omega^2 \quad (14)$$

Para a fórmula 14, “*m*” representa a massa, “*ε*” a excentricidade e “*ω*” a velocidade angular. A representação dessas incógnitas pode ser observada na Figura 11.

Figura 11 - Ilustração da Força Centrífuga

Fonte: Soeiro et al (2010)

2.4.3 Tipos de Desbalanceamento

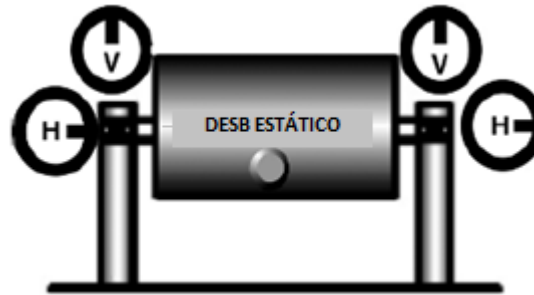
Serão apresentados nessa seção os tipos conhecidos de desbalanceamento, é possível dividi-los em três classes: desbalanceamento estático, conjugado e dinâmico.

2.4.3.1 Desbalanceamento Estático

O desbalanceamento estático surge quando o EPI estiver localizado em uma posição distante e paralela ao EG. Essa distância é caracterizada como a excentricidade causadora da força centrífuga, caso a massa mais pesada estiver no mesmo plano normal ao eixo de rotação (SILVA 2012, p.27).

O desbalanceamento estático é caracterizado por se obter leituras em fase nos dois mancais. Shaeffer e Girdhar (2004, p. 91) explicam que caso o acelerômetro seja movido de um mancal para outro no mesmo plano, e mesmo assim se observe a mesma fase, trata-se de um caso de desbalanceamento estático que é representado na Figura 12.

Figura 12 - Desbalanceamento Estático



Fonte: (Traduzido) SCHEFFER & GIRDHAR (2004, p.91)

A massa causadora de desbalanceamento pode ser dividida em duas e também localizada nas duas extremidades do eixo. Caso este seja o caso, o centro de gravidade será comum entre EPI e EG. Neste caso, segundo Silva (2012), as massas tendem a deslocar o EPI induzindo momentos nas extremidades, em outras palavras um binário é criado (SHAFFER E GIRDHAR 2004, p. 91).

2.4.3.1 Desbalanceamento Conjugado

No desbalanceamento conjugado os eixos EPI e EG se intersectam no centro do rotor, porém, fora do centro de gravidade. Caso medida a defasagem nos mancais quando a situação seja de desbalanceamento conjugado, os resultados obtidos serão de defasagem de 180° . Esse tipo de comportamento pode ocasionar elevadas vibrações axiais e radiais. Na Figura 13 é demonstrado um exemplo deste tipo de defeito.

Figura 13 - Desbalanceamento Conjugado

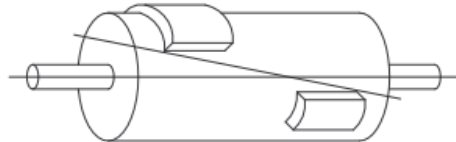


Fonte: (Traduzido) SCHEFFER & GIRDHAR (2004, p.91)

2.4.3.1 Desbalanceamento Dinâmico

Assim como o desbalanceamento apresentado o anteriormente, esse tipo de defeito induz elevadas vibrações radiais e axiais é apresentado na Figura 14.

Figura 14 - Desbalanceamento Dinâmico



Fonte: SANCHES BLANES S.A (2018)

Conhecido também como desbalanceamento em dois planos, consiste numa combinação entre desbalanceamento estático e conjugado (Shaeffer e Girdhar 2004, p. 92).

Esse tipo de imperfeição constitui a classe mais comum de defeitos de desbalanceamento. Diferentemente dos tipos de desbalanceamento apresentados anteriormente, nesse caso as massas causadoras de desbalanceamento estão localizadas a um ângulo diferente de 180° . Isto pode fazer com que os eixos de rotação estejam afastados entre si (SILVA 2012).

2.4.4 Correção de Desbalanceamento

A definição de balanceamento dada pela ISO consiste na correção da distribuição de massa de um rotor fazendo com que as vibrações e esforços nos mancais não ultrapassem determinados valores limites definidos por norma apresentada na sequência.

Seguindo a mesma linha da definição de balanceamento dada pela ISO, a correção para o problema de desbalanceamento seria adicionar uma massa com as mesmas dimensões na extremidade oposta do rotor. Infelizmente essa situação ideal é difícil de ser conseguida pois a determinação da localização da massa ou (PP) não é algo trivial. Para Shaeffer e Girdhar (2004, p. 134) é possível determinar o ponto onde o eixo sofre o maior deslocamento radial, o ponto alto ou (PA).

Dependendo da velocidade de rotação, e da velocidade crítica dos rotores analisados, existirá uma correlação entre PP e PA. Rotores que trabalham abaixo da velocidade crítica possuem PP e PA na mesma região. A medida que se aumenta a velocidade crítica a correlação pode sofrer alterações.

Para a determinação do grau de desbalanceamento, é importante descobrir o comportamento de um eixo supostamente balanceado sujeito a uma massa teste que tende a deixá-lo desbalanceado. Para Shaeffer e Girdhar (2004, p. 136), a amplitude de vibração é proporcional à severidade do desbalanceamento e a fase lida para cada posição da massa teste é um indicador do local de desbalanceamento.

A definição de massa teste consiste numa massa de peso conhecido que é adicionada ao sistema com relação a um ponto de referência. Numa situação real, a adição desta massa afetaria o desbalanceamento original, isso serve de ponto de partida para um método de balanceamento, como por exemplo os que serão descritos na próxima seção.

2.4.4.1 Método Vetorial

O método vetorial de balanceamento pode ser separado em um ou dois planos. Trata-se de uma forma visualmente eficaz de se realizar o balanceamento de rotores. Em questão de didática estes métodos se mostram muito eficientes pelo fato de ser visualmente iterativo.

Cada um dos métodos se destina a um determinado tipo de maquinário, dependendo da razão entre comprimento de eixo e diâmetro (L/D), é necessário escolher o método adequado.

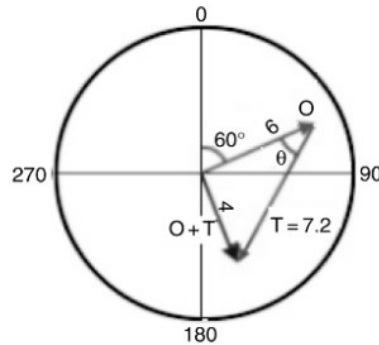
2.4.4.2 Balanceamento em um Único Plano

Usado para sistemas com razão L/D menor que 0,5, esse método tem seu funcionamento básico iniciado através da leitura da vibração inicial e seu ângulo de fase. Após isso, é adicionada a massa teste e o efeito combinado da vibração original e da vibração causada pela massa teste apresentará outros valores.

Os dados coletados nos dois primeiros passos são então reproduzidos como vetores em um círculo cuja angulação de sentido positivo coincide com o sentido

de rotação da máquina. Um exemplo disso é mostrado na Figura 15, onde o vetor O é o vetor de vibração inicial e o vetor $O + T$ é resultado da adição de uma massa teste.

Figura 15 - Exemplo de Método Vetorial Plano Único



Fonte: SCHEFFER & GIRDHAR (2004, p.137)

Une-se os dois vetores para a criação de um terceiro vetor e com os valores do vetor resultante é possível quantificar a massa necessária para corrigir o desbalanceamento inicial através de:

$$m_{\text{correção}} = \frac{m_{\text{teste}} \cdot \vec{O}}{\vec{T}} \quad (15)$$

O valor da massa de correção deve ser colocado na posição oposta ao primeiro vetor, anulando assim, matematicamente aquela vibração inicialmente medida.

Erros de posicionamento podem ocorrer e resultar em um desbalanceamento residual. Medem-se novamente as vibrações e caso o desbalanceamento residual estiver dentro de limites estabelecidos por norma o processo de balanceamento estará pronto.

2.4.4.3 Balanceamento em Dois Planos

O balanceamento em dois planos é utilizado para aplicações onde a razão L/D é maior que 0,5. Esse método inicia-se da mesma forma que o anterior. Dados de amplitude e ângulo de fase são coletados dos dois planos analisados. Uma massa teste de peso conhecido é então adicionada a um dos planos.

O sistema é iniciado novamente para a coleta de dados de amplitude e ângulo de fase nos dois planos presentes. Remove-se a massa teste, instalando-a no outro plano de balanceamento, iniciando a máquina e realizando a coleta de resultados pela terceira vez.

Os resultados provenientes desse teste serão em forma de uma matriz (2x2) de números complexos como a matriz A descrita abaixo. É recomendado o uso de coordenadas polares para a resolução da equação 14, que resultará na massa e ângulo de correção em cada plano.

$$A \cdot x = B \quad (16)$$

A representa a matriz (2x2), x é o vetor (2x1) ou massa de correção e B representa o vetor (2x1) de leitura de vibração.

2.4.5 Tolerâncias de Desbalanceamento

Os níveis de tolerância de desbalanceamento são regidos por norma. No Brasil a norma ISO 1940 define níveis máximos de qualidade aceitável de balanceamento. Na norma são definidos níveis de grau de qualidade de balanceamento.

Nepomuceno (1989, p.284) define o grau de balanceamento como sendo um critério que visa verificar o valor de vibração residual apresentado pelo equipamento quando em funcionamento.

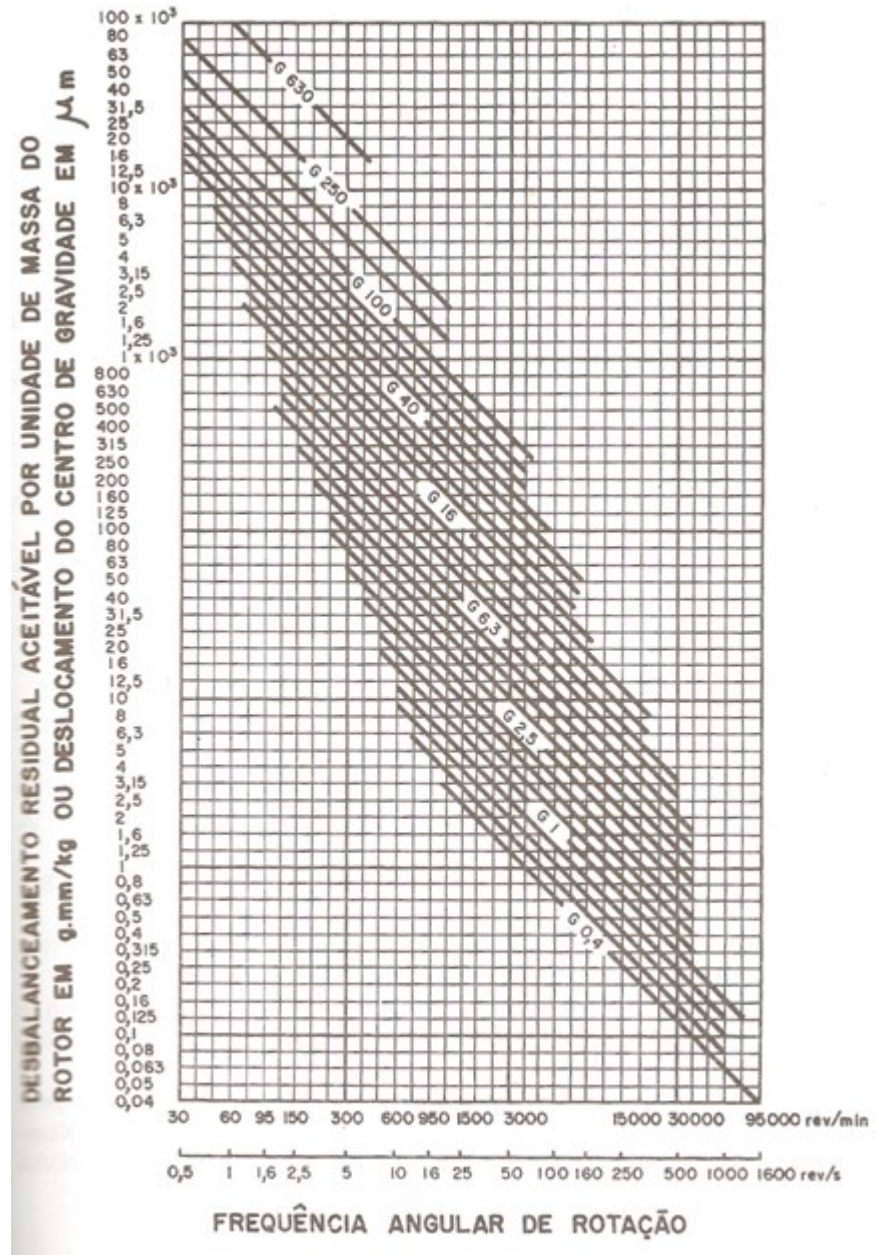
O equipamento usado influencia diretamente no grau de qualidade. Nigro (2018) demonstra que o grau de qualidade é definido pela seguinte equação que relaciona a excentricidade residual do centro de massa com a máxima velocidade angular.

$$G = \epsilon \cdot \omega \quad (17)$$

Sendo G o grau de qualidade, ϵ o excentricidade residual e ω a velocidade angular.

O gráfico apresentado na Figura 16, adaptado da norma ISO 1940, demonstra uma relação entre a excentricidade e máxima velocidade angular que resulta no grau de qualidade.

Figura 16 - Grau de Qualidade de Balanceamento de Rotores



Fonte: NEPOMUCENO (1989, p.291)

2.5 DESALINHAMENTO

A busca pelo aperfeiçoamento de máquinas vem sendo há décadas o objetivo de pesquisa em diversas instituições. O acoplamento de eixos motores e movidos foram extensivamente estudados para se atingir os melhores resultados, porém segundo Sekhar e Prabhu (1995, p.655) a condição de “alinhamento perfeito” é impossível de ser atingida. Mesmo que fosse possível atingir tal condição, não seria possível mantê-la por todo o tempo de operação do maquinário. Segundo Jalan e Mohanty (2009, p.604) fatores como por exemplo, distorção térmica de mancais ou dilatação térmica de partes do maquinário influenciariam no comportamento vibratório do eixo e acoplamento quando em funcionamento.

Assim como no desbalanceamento, existe uma faixa de tolerância para o desalinhamento residual em maquinários. Esta tolerância garante que o desalinhamento residual não será danoso ao equipamento. Segundo Shaeffer e Girdhar (2004, p. 163) as faixas de tolerância são estabelecidas correlacionando a velocidade angular de operação do maquinário com uma medida segura de desalinhamento.

O nível de vibração transmitido pelo desalinhamento é múltiplas vezes maior que a frequência rotacional do motor. Nepomuceno (1989, p.429) sugere que estas frequências provenientes do desalinhamento podem ser duas ou três vezes maiores que a velocidade de rotação.

Nepomuceno (1989) explica que diferentemente do desbalanceamento, onde a vibração tem componentes máximos radiais, no desalinhamento angular por exemplo, as componentes com amplitude máxima são as axiais. A investigação ou correção do desalinhamento precisa ser feita quando o maquinário estiver em funcionamento ou condições de operação.

Para Shaeffer e Girdhar (2004, p. 145) durante operação, é provável que se tenha influência de fatores como por exemplo: expansão térmica de suportes, tensões, deformações de estruturas. Um dos principais resultados do desalinhamento é a geração de tensões anormais e dobramentos dentro do acoplamento, assim como desgaste precoce e aquecimento do mesmo.

É possível que o desalinhamento ocasione a entrada do sistema em uma situação de ressonância, uma vez que a resposta do sistema depende da relação entre as frequências naturais do sistema com velocidade rotacional do sistema.

Xu e Marangoni (1994, p.675) explicam que, caso uma destas frequências múltiplas esteja próxima a alguma frequência natural, ocorrerá ressonância. Por consequência, vibrações induzidas por desalinhamento são amplificadas em fontes maiores de vibrações, as quais possuem grande probabilidade de causar dano ao equipamento.

Segundo Nepomuceno (1989, p.430) é preciso analisar as amplitudes das vibrações axiais e radiais. Caso as vibrações axiais apresentem amplitude uma vez e meia superior a amplitude das vibrações radiais, é muito provável que o caso seja de um desalinhamento.

O desalinhamento é frequentemente observado em máquinas onde é necessário que exista um acoplamento de eixos. Por isso as vibrações resultantes do desalinhamento podem ser danosas a integridade do componente acoplamento.

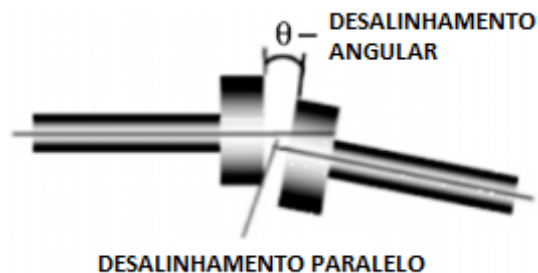
2.5.1 Tipos de Desalinhamento

Existem três tipos de desbalanceamentos, segundo Patel e Darpe (2009, p.2251), sendo ele paralelo, angular ou combinado, haverá um impacto direto nos tipos de frequências geradas e por sua vez nas forças geradas.

Nepomuceno (1989, p.430) e Shaeffer e Girdhar (2004, p. 149) afirmam que na maioria dos casos observados o desalinhamento de maquinário é uma combinação dos dois tipos existentes, desalinhamento paralelo e desalinhamento angular.

Na Figura 17 é demonstrado o caso mais comum de desalinhamento, nela é demonstrado o desalinhamento angular e desalinhamento paralelo.

Figura 17 - Defeito Combinado

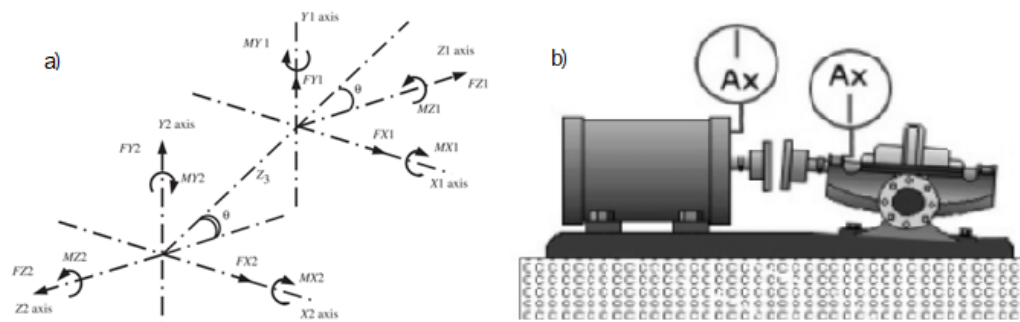


Fonte: (Traduzido) SCHEFFER & GIRDHAR (2004, p.150)

2.5.1.1 Desalinhamento Angular

No desalinhamento angular os eixos deveriam estar montados a 180 graus, porém existe uma diferença angular entre o eixo movido e eixo motor. É apresentado na Figura 18 a decomposição vetorial de reações e momentos bem como um exemplo deste tipo de defeito.

Figura 18 - Desalinhamento Angular



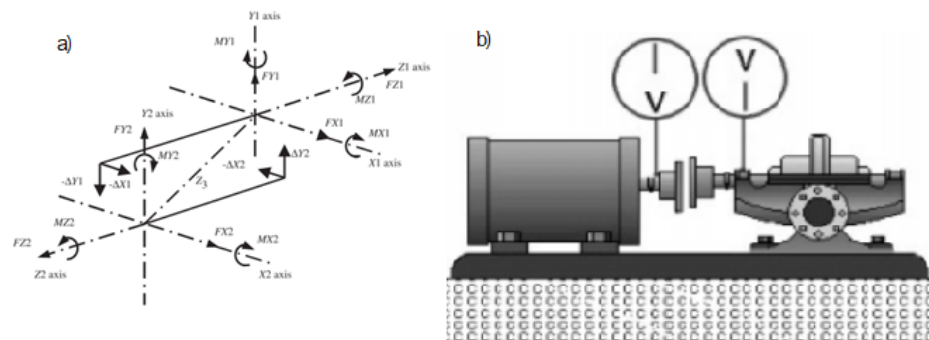
Fontes: (a) JALAN E MOHANTY (2009, p.609); (b) SCHEFFER & GIRDHAR (2004, p.96).

Nepomuceno (1989, p.430) explica que a detecção desse tipo de desalinhamento se dá através da identificação de frequências correspondentes a uma ou duas vezes a rotação do eixo. Vibração radial é predominante, os resultados de testes de medição demonstram geralmente uma defasagem de 180° e amplitude estacionária.

2.5.1.2 Desalinhamento Paralelo

O defeito de desalinhamento paralelo é caracterizado pela falta de concentricidade na montagem do acoplamento entre o eixo motor e o eixo movido. A decomposição vetorial deste tipo de defeito é apresentada na Figura 19.

Figura 19 - Desalinhamento Paralelo



Fontes: (a) JALAN E MOHANTY (2009, p.609); (b) SCHEFFER & GIRDHAR (2004, p.97).

A detecção desse tipo de defeito segundo Nepomuceno (1989, p. 430) é feita quando se identificam frequências de rotação que tem um valor duas vezes maior que a rotação do eixo. Quando medida a amplitude das vibrações é mais pronunciada no plano radial, além da verificação de uma defasagem de 180° entre os eixos do acoplamento.

Erros de leituras podem ser causados por excentricidade provenientes de defeitos de usinagem, podendo assim levar a um alinhamento incorreto. O desalinhamento paralelo quando severo pode apresentar valores de amplitude de vibrações de até 8 vezes o valor da frequência de rotação. Isso sugere desgastes extremos acompanhados de aumento de temperatura (SCHEFFER E GIRDHAR 2004, p.95).

2.5.2 Técnicas de Correção

Diversas técnicas são utilizadas tanto no meio industrial como didático para a correção de defeitos tipo desalinhamento. Nessa seção serão apresentados dois equipamentos utilizados para a correção: o alinhamento a laser se caracteriza como sendo uma técnica moderna e eficaz de realizar a tarefa de alinhamento, e também o alinhamento por relógio comparador cuja operação é facilitada e se faz muito importante tanto no meio industrial como didático.

A ênfase nos métodos de correção está relacionada a disponibilidade de equipamentos no laboratório de vibrações da UTFPR campus Pato Branco.

2.5.2.1 Alinhamento a Laser

O presente método de alinhamento possui eficácia elevada devido a facilidade do uso e precisão do equipamento. Segundo Shaeffer e Girdhar (2004, p. 161) este método vem se tornando o método de alinhamento de maquinário mais popular devido a grandes avanços obtidos ao longo dos anos.

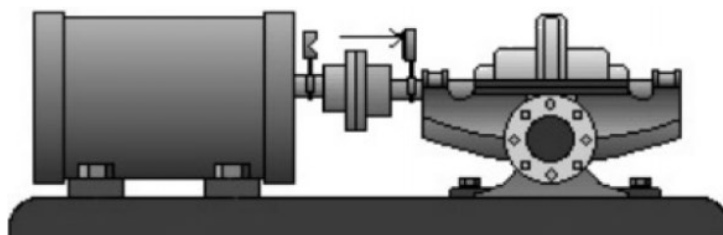
Esse método é também muito rápido de ser realizado, uma vez que é necessário apenas meia volta no eixo para detectar um desalinhamento. Cada equipamento tem uma tolerância pré-estabelecida. Portanto os resultados observados bastam ser comparados com a referência.

Diversos tipos de equipamentos podem ser analisados com esta técnica, desde distancias pequenas até mesmo distancias de 5 metros. A confiança nos resultados acontece pela alta precisão do laser.

Os equipamentos usados nesta técnica são: Um par de emissor e receptor de laser acompanhados de um analisador de sinais. O par é acoplado entre dois eixos posicionados frente a frente.

De acordo com o movimento dos eixos, os emissores e receptores traçam qualquer tipo de anomalia e o resultado é apresentado na tela do analisador. É demonstrado na Figura 20 o posicionamento do equipamento.

Figura 20 - Exemplo de Alinhamento a Laser



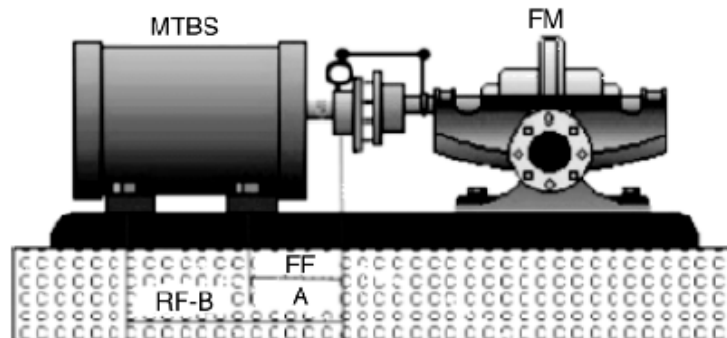
Fonte: SCHEFFER & GIRDHAR (2004, p.162)

2.5.2.2 Relógio Comparador

O método do relógio comparador é o mais comum para alinhamento de eixos, seu funcionamento básico se dá através da compressão de uma mola interna pressionando assim um ponteiro cuja a finalidade é de mover o indicador do relógio

no sentido horário. Caso a mola se afaste, o indicador se move no sentido anti-horário. O equipamento em uso é demonstrado na Figura 21.

Figura 21 - Alinhamento através de relógio comparador



Fonte: SCHEFFER & GIRDHAR (2004, p.162)

Para a execução do processo de alinhamento, o equipamento é posicionado no eixo ou acoplamento com o ponteiro a meio curso, permitindo que sejam registradas medidas positivas e negativas. A braçadeira que suporta o equipamento é posicionada de forma rígida ao eixo.

Os parafusos do acoplamento devem ser afrouxados, permitindo livre movimento. Move-se o eixo e verifica-se as variações apontadas pelo relógio comparador.

Shaeffer e Girdhar (2004, p. 153) explicam que existe mais de um tipo de arranjo para o processo de alinhamento, incluindo o uso de mais de um relógio comparador no mesmo eixo. Recomenda-se verificar a literatura para cada aplicação necessária.

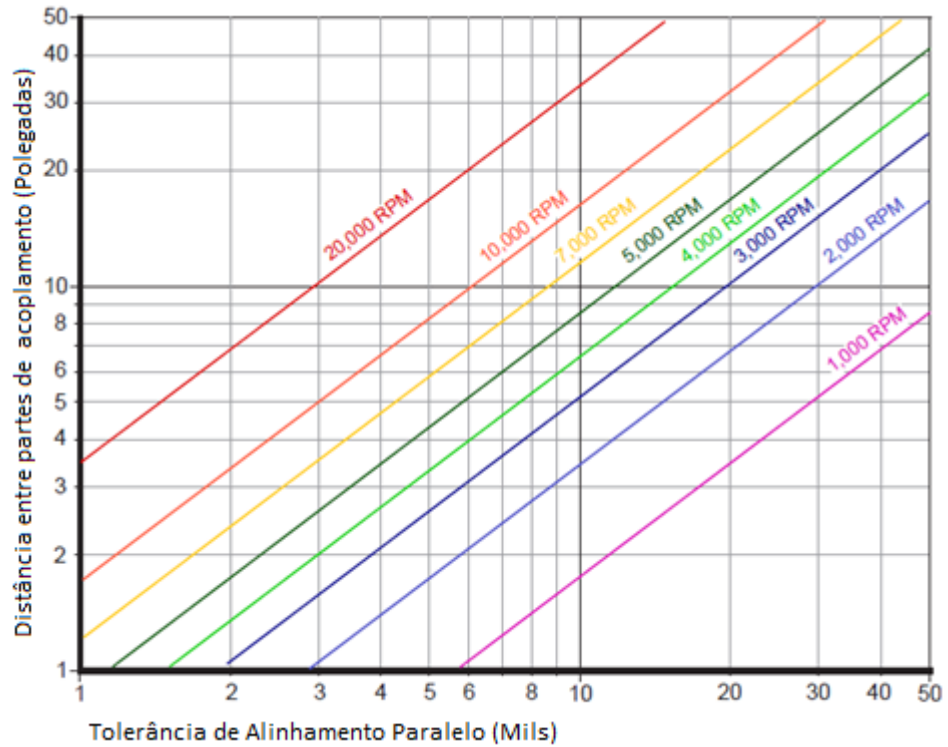
2.5.3 Tolerâncias de Desalinhamento

Muitas variáveis precisam ser consideradas quando se trata de tolerâncias para desalinhamento. Segundo o fabricante Pruftechnik (2002, p.20) é necessário que seja feita uma simplificação de variáveis. Cada fabricante de acoplamentos e eixos terá sua própria sugestão de limites de desalinhamento. Diferentemente do caso de desbalanceamento onde este tipo de tolerância é normalizado pela ISO.

Quanto mais longo for o acoplamento, maiores são as tolerâncias de desalinhamento. Já para baixas velocidades de operação de máquina a tolerância é

maior se comparada elevadas velocidades de operação (EISENMAN & EISENMAN, 1997). O enunciado apresentado acima é demonstrado no Gráfico 3 que contrasta distâncias, velocidades e tolerâncias para desalinhamento paralelo.

Gráfico 3 - Tolerâncias ao desalinhamento paralelo



Fonte: EISENMANN & EISENMANN (1997, p.648)

Geralmente os níveis de tolerância para alinhamento são também apresentados por fabricantes em seus catálogos. O acoplamento utilizado nesse estudo trata-se de um acoplamento elástico, o qual apresenta elevadas tolerâncias quando comparado a outros modelos.

3 METODOLOGIA

Nessa seção estarão apresentados os métodos utilizados com a intenção alcançar os objetivos propostos na seção 1. Primeiramente constam os tipos de material que podem ser utilizados, assim como o tipo de modificação estrutural respectiva ao material, e por fim, os ensaios que serão realizados para uma análise posterior.

3.1 MATERIAIS

Para que possa ser feita a alteração necessária na base da bancada didática, a escolha do material adequado impacta diretamente na rigidez do sistema em questão.

Segundo Inman (2014, p.174) para modelagem de sistemas é necessário que se tenha uma análise de amortecimento. Uma forma eficiente para se fazer esse tipo de análise é o exame da energia dissipada por ciclo em um carregamento harmônico. Uma forma de quantificar a magnitude da energia perdida num sistema é analisando o fator de perda “ η ”, definido por (ERDOGAN et al. 2003).

$$\eta = \frac{\Delta E}{2\pi U_{m\acute{a}x}} \quad (18)$$

Que representa a energia perdida por radiano “ $2\pi U_{m\acute{a}x}$ ” dividida pelo pico de energia potencial “ ΔE ”. Na região de ressonância o coeficiente de perda “ η ” se comporta como o dobro do fator de amortecimento “ ζ ”.

$$\eta = 2\zeta \quad (19)$$

O fator de perda é importante para essa seção pela possibilidade de classificação de materiais. Existem estudos que trabalham com a quantificação do fator de perda por material, neste momento esses estudos são revisados para que se possa tirar a conclusão do tipo apropriado de material para essa aplicação.

Para Zhang et al. (1993, p. 2395) o uso de materiais que dispõem de um alto valor de fator de amortecimento, suprime a propagação indesejada de vibrações.

Com base nesse argumento, é desejada a escolha de um material metálico com fator de perda de valores suficientemente pequenos, que permitam a propagação de vibrações.

Zhang, et al (1993) determinaram o fator de perda para variados tipos de metais como apresentado na Tabela 1. Nesta tabela é demonstrado o material e seu respectivo coeficiente de perda divididos em baixo, médio e alto fator de perda.

Tabela 1 - Fator de perda por material

Baixo Fator de Perda		Médio Fator de Perda		Alto Fator de Perda	
Material	$\eta \cdot 10^{-3}$	Metal	$\eta \cdot 10^{-3}$	Metal	$\eta \cdot 10^{-3}$
Cr, Pt, Liga de Alumínio 2017	0,15	Aço (0,45 - 0,95)%C	1,60	Liga de Magnésio A231B-7	15,9
Bronze	0,20	Zn, Ti, Liga de Alumínio 6061 - T6	2,40	Fe T-D Ni Puros	23,9
Cd	0,30	Sn Policristalino	3,20	Níquel Puro	31,8
Liga de Alumínio 2011 - T3	0,40	Ferro Fundido, Liga de Níquel Co-28%	4,00	Liga de Magnésio Fundida	39,8
Liga de Alumínio 2011 - T3	0,50	Aço Inox Ferrítico	4,80	Ligas de Mn-Cu	47,7
Bi	0,55	Al e Cu Puros	5,60	Ligas Trabalhadas de Mg	55,7
Aço (0,65 - 0,80)%C, Liga de Alumínio 2014	0,60	Aço 0,08%C	6,40	-	-
Monocristal de Alumínio Puro	0,70	-	-	-	-
Monocristal de Sn	0,80	-	-	-	-
Latão	0,95	-	-	-	-
Liga de Alumínio 2024 - T4	1,20	-	-	-	-
Aço Inox Austenítico	1,60	-	-	-	-

Fonte: ZHANG, et al. (1993, p. 2401).

Analisando a Tabela 1 é possível escolher uma área preferencial para a seleção do material. Como citado anteriormente essa área de interesse é composta por materiais de baixo e médio coeficiente de perda. Devido a disponibilidade de material no almoxarifado da UTFPR e no comércio local, foi escolhido para este trabalho o uso de materiais de baixa rigidez como borracha e ligas de aço inox.

3.2 MODIFICAÇÃO ESTRUTURAL

Nesta seção serão propostas duas formas diferentes para o objetivo de alteração estrutural da bancada didática, com o objetivo de demonstrar a forma principal para a solucionar o problema apresentado na seção 1.

3.2.1 Elevação da Bancada

O arranjo da bancada a ser modificada está apresentado na Figura 22. As proposições seguintes são idealizadas para a modificação da forma de fixação dos componentes acoplados com a base de ferro fundido apresentados abaixo.

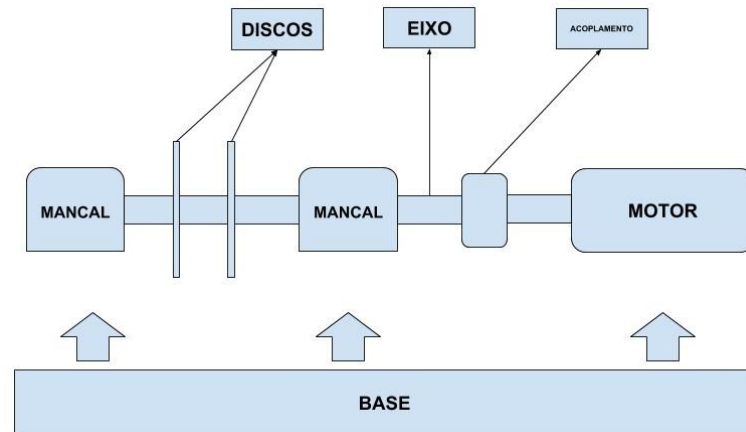
Figura 22 - Arranjo original da bancada didática.



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Todos os componentes da bancada serão elevados a uma determinada altura com o uso de dois tipos de sistemas, cada um desses sistemas possuirá materiais diferentes. Tal elevação está esquematizada na Figura 23. O resultado surtirá efeito na modificação de rigidez na base da bancada. Essa elevação modificará os apoios da bancada didática de sua atual base, que é composta de ferro fundido parafusado aos componentes.

Figura 23 - Elevação da Bancada



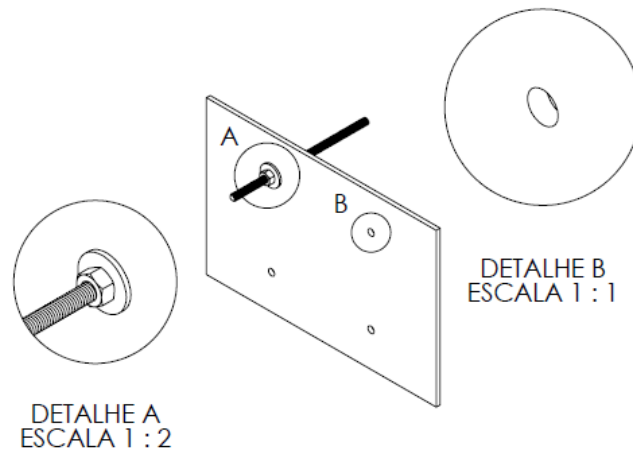
Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Para o assentamento dos componentes presentes na bancada, foram instaladas duas chapas metálicas retangulares abaixo dos componentes. Nessas chapas metálicas foram realizados processos de furação, para que seja possível a fixação tanto do motor quanto dos mancais.

Os elementos que foram utilizados na elevação da bancada, os quais serão discutidos nas seções posteriores, tem uma natureza de barra roscada para possibilitar a fixação, portanto o processo de furação aconteceu também na base de ferro fundido respeitando o diâmetro e passo de cada rosca. Estas hastes de barra roscada foram afixadas na base de ferro fundido através de porcas e arruelas.

O processo de furação nas chapas retangulares pretende alcançar o objetivo de se ter alterações no nível de alinhamento à medida que a altura do sistema é variada através do rosqueamento das porcas. Para que isso seja possível as furações das chapas metálicas não possuem natureza roscada e servem para variados tamanhos de roscas, possibilitando desta forma o ajuste de porcas que sustentaram o sistema. Um exemplo disto é apresentado na Figura 24 abaixo.

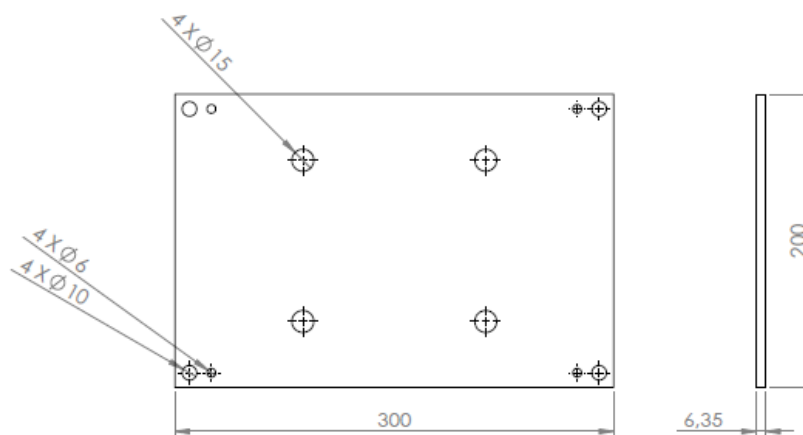
Figura 24 - Exemplo de furação e montagem nas chapas metálicas



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

A concepção da chapa que sustentará o motor elétrico é apresentada na Figura 25 abaixo. As dimensões apresentadas na figura foram estipuladas levando em consideração o espaço disponível da base.

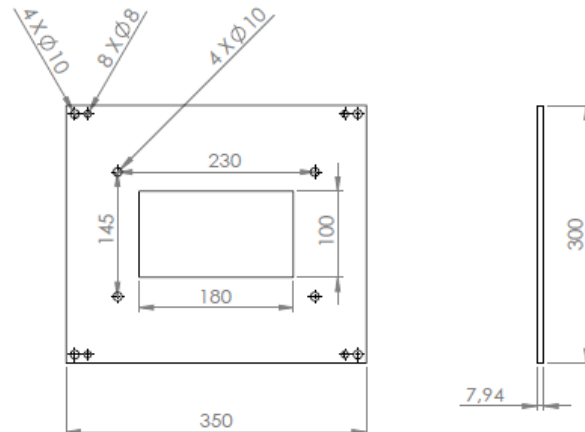
Figura 25 - Concepção da chapa metálica para sustentação do motor



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Da mesma forma para a chapa metálica que suporta os mancais, foi levado em consideração o espaço disponível, maior espessura e principalmente o acoplamento dos discos para a análise de desbalanceamento, na Figura 26 está apresentada a concepção do elemento em questão. Caso necessário, a chapa metálica passará por um processo de ajuste em sua região central, possibilitando o livre funcionamento dos discos rotativos.

Figura 26 - Concepção da chapa metálica para sustentação dos mancais

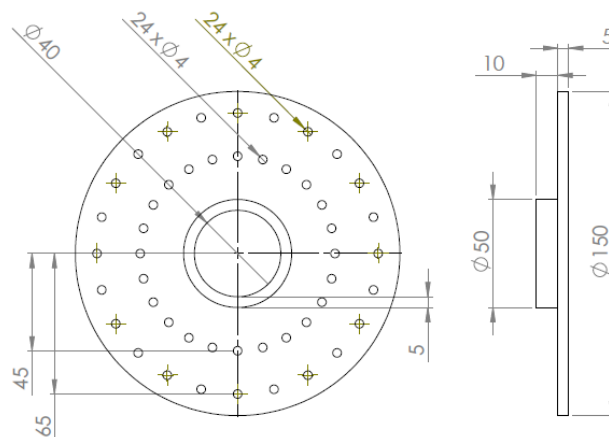


Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

3.2.2 Disco de Desbalanceamento

Dois novos discos metálicos foram produzidos com as dimensões presentes no desenho apresentado abaixo na Figura 27. Estes discos estão posicionados entre os mancais com uma distância mínima de 150 milímetros e foram comprados de um fornecedor externo e furados no laboratório de usinagem do campus da UTFPR.

Figura 27 - Discos para desbalanceamento



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

A região de fixação dos discos representada na Figura 27 pelo cilindro vazado de 50 milímetros de diâmetro externo, foi usinada e soldada ao disco de maneira concêntrica. Esse serviço foi realizado de forma gratuita pela empresa Viganó Máquinas como apoio ao ensino superior da UTFPR *campus* Pato Branco.

3.2.3 Troca de Mancais

O arranjo original de mancal e rolamento foram substituídos para a adequação do sistema segundo recomendações técnicas dos fabricantes. Para o fornecedor FRM – FCM o tipo de mancal SNH 507 apresentado na Figura 28, é recomendado para aplicações de eixo oscilante. Nessas aplicações se faz necessário o uso de rolamentos de número 2307 K.

Figura 28 - Arranjo original de mancal e rolamento



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Tal aplicação requer um rolamento especial diferente do rolamento de número 6207 – 2Z utilizado atualmente e apresentado também na Figura 28. As especificações detalhadas para o mancal SNH 507 são apresentados no anexo 1.

O motivo da troca se dá pelo fato de que o rolamento atual, apresentado na Figura 28, pode ser posicionado de forma errônea, causando ruídos de vibração que poderão interferir negativamente nos resultados dos experimentos.

Para o sistema da bancada didática que trabalha sem carga é recomendado também pelo fabricante supracitado o mancal tipo P-207 junto ao rolamento de esferas rígida auto centrante UCP 207 específico para eixos de 35 milímetros de diâmetro. No anexo 2 está disponível o catálogo do fabricante com respeito a este produto. A escolha da marca deste produto se deu pela disponibilidade do produto na região de Pato Branco.

3.2.4 Usinagem do Eixo

Para a remoção de irregularidades na superfície do eixo, o mesmo passará por um processo de usinagem. Isso tem o intuito de possibilitar a colocação ou retirada dos rolamentos com praticidade e rapidez, bem como reduzir os efeitos causados por eixo curvado descritos por Biesek (2017, p. 65).

Para o posicionamento correto do alinhador a laser a região de acoplamento de mancal sofrerá usinagem de desbaste de 15 milímetros a partir da extremidade do eixo no sentido axial. Isto para que seja atingido o diâmetro de 35 milímetros ideal para o novo rolamento UCP-207. Atualmente o alinhador a laser não pode ser posicionado de maneira correta devido à falta de espaço.

3.2.5 Modificação 1 – Base Barras Roscadas

A primeira proposta de modificação consiste na elevação dos componentes da bancada didática através de uma estrutura metálica. A concepção desse tipo de estrutura é baseada no uso de barras roscadas de tamanho M10 que atuam como vigas verticais metálicas.

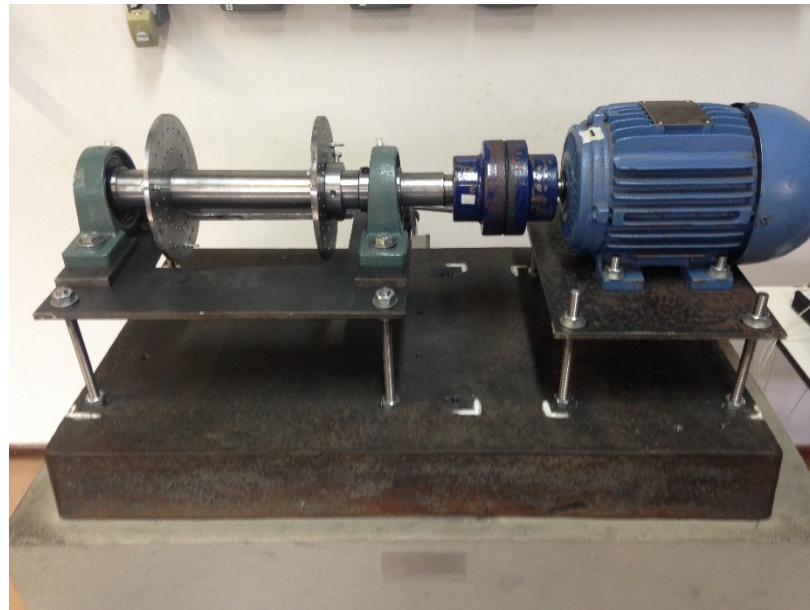
O tipo de material recomendado na seção 3.1 foi uma liga de aço inox escolhido devido a disponibilidade do mesmo nos laboratórios do campus. Suas propriedades mecânicas indicam baixo coeficiente de perda que implica em baixo coeficiente de amortecimento (INMAN 2007, p. 174).

Através das dimensões das hastes metálicas sejam alcançados índices satisfatórios de vibrações. A possibilidade de ajuste nesse caso consiste em variar a altura da bancada didática. A elevação ou declínio da estrutura será alcançada através do rosqueamento de porcas. Isso resultará num aumento ou diminuição do comprimento “L” presente nas equações (1) e (2) apresentadas anteriormente.

Oito furos roscados de dimensões iguais às das barras roscadas foram feitos na base de ferro fundido onde são fixadas as barras com contra porcas. Uma vez fixadas as barras na base, as chapas metálicas podem agora ser ajustadas e niveladas através do uso de porcas e arruelas.

O primeiro projeto de modificação com base de barras roscadas está apresentado na Figura 29.

Figura 29 - Bancada com base de barras roscadas

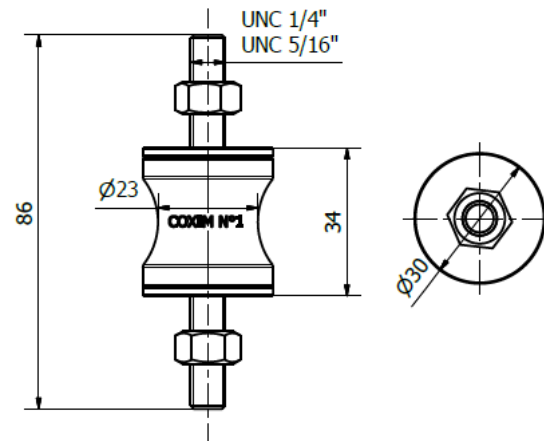


Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

3.2.6 Modificação 2 – Base Coxim

A segunda proposta de alteração estrutural é realizado o posicionamento de oito borrachas ou “coxins” abaixo das chapas metálicas que suportam os elementos da bancada. Usualmente esse tipo de equipamento é utilizado para o controle da propagação de vibrações no ambiente para motores ou compressores.

Essas borrachas possuem o papel de suportar a estrutura da bancada a uma altura mais elevada visando a redução de rigidez da nova base. Segundo o fabricante VIBRA-STOP esse tipo de material é produzido com borracha natural vulcanizada e possui dureza próximo a 55 Shore A equivalente a 41 Rockwell C. As dimensões das borrachas utilizadas estão apresentadas na Figura 30. Como demonstrado também na Figura 30, a fixação das borrachas entre a base de ferro fundido e os componentes da bancada é feita através do tipo de parafuso representado. Para isso será necessário a realização de uma furação roscada na base de ferro fundido para o acomodamento dos parafusos.

Figura 30 - Dimensões da borracha utilizada

Fonte: VIBRA-STOP (2015)

A segunda proposta de alteração é demonstrada na Figura 31 onde foram montados os coxins entre a base de ferro fundido e as placas metálicas.

Figura 31 - Bancada com base de coxins

Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

3.3 AVALIAÇÃO DA FLEXIBILIDADE

Para a avaliação dos parâmetros de vibração alcançados através das modificações estruturais foram utilizados dois métodos para a posterior comparação. Primeiramente os métodos foram aplicados a bancada sem qualquer modificação. Posteriormente os métodos foram aplicados a cada bancada montada com as duas estruturas propostas na seção anterior.

Os resultados obtidos são de natureza gráfica. Nesse momento para cada montagem estrutural da bancada será feito um diagnóstico para verificação de falhas a partir da análise de sinais. Com esse diagnóstico pretende-se determinar qual dos métodos de alteração estrutural é mais eficiente para a identificação de defeitos de desalinhamento e desbalanceamento.

3.3.1 Método 1 – Desbalanceamento

O objetivo do método 1 é a avaliação do nível de vibrações para uma situação de desbalanceamento. Portanto para o início do método 1 será necessário que o eixo esteja alinhado. Antes de qualquer medição precisa ser feito o alinhamento do eixo, com o uso do aparato de alinhamento a laser D450 da marca Easy-Laser apresentado abaixo na Figura 32.

Figura 32 - Easy-Laser D450



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

O fabricante do alinhador a laser Easy-Laser sugere uma faixa de tolerância com níveis excelentes e aceitáveis para o alinhamento de eixos, dependendo da

velocidade de rotação do mesmo. Segundo o manual do fabricante, caso não houverem especificações de tolerâncias para alinhamento é possível tomar como referência os dados apresentados na Tabela 2 apresentada abaixo.

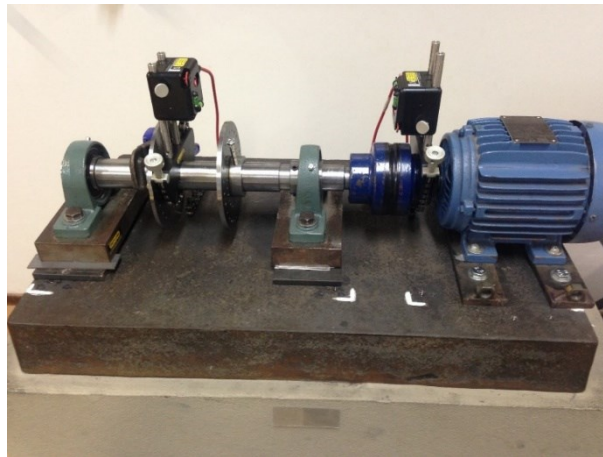
Tabela 2 - Tolerâncias recomendadas por faixa de rotação

Desalinhamento Paralelo			Desalinhamento Angular		
(rpm)	Excelente (mm)	Aceitável (mm)	(rpm)	Excelente (mm/100)	Aceitável (mm/100)
0000 - 1000	0,07	0,13	0000 - 1000	0,06	0,1
1000 - 2000	0,05	0,1	1000 - 2000	0,05	0,08
2000 - 3000	0,03	0,07	2000 - 3000	0,04	0,07
3000 - 4000	0,02	0,04	3000 - 4000	0,03	0,06
4000 - 5000	0,01	0,03	4000 - 5000	0,02	0,05
5000 - 6000	<0,01	<0,03	5000 - 6000	0,01	0,04

Fonte: MANUAL EASY-LASER 05-0100 (2008)

É apresentado na Figura 33 um exemplo de posicionamento dos lasers no sistema, nesse posicionamento é fundamental tomar notas das distâncias entre cada laser e distâncias relativas aos pés do motor. Após a inserção dos dados no alinhador é iniciado o processo de alinhamento propriamente dito.

Figura 33 - Posicionamento do Alinhador a Laser



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Os mancais de rolamento são considerados fixos, sendo o motor de indução ajustado a altura e posição necessárias para que o sistema esteja alinhado segundo a Tabela 2. Para a análise da base rígida este processo é feito através da

inserção de chapas metálicas de 0,6 milímetros como demonstrado na Figura 34. Estas chapas são posicionadas abaixo dos quatro pés do motor até que se tenha um resultado satisfatório proveniente do alinhador a laser.

Figura 34 - Chapas metálicas de 0,6 milímetros cada



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Devido ao fato de que as chapas metálicas sofrem deformação plástica irregular entre si ao serem comprimidas, será utilizado um torquímetro da marca ROBUST, este é apresentado na Figura 35. O objetivo de seu uso é unificar o torque aplicado ao sistema a 25 quilograma força. Isso resulta em uma deformação plástica uniforme nas chapas metálicas viabilizando o alinhamento.

Figura 35 - Torquímetro



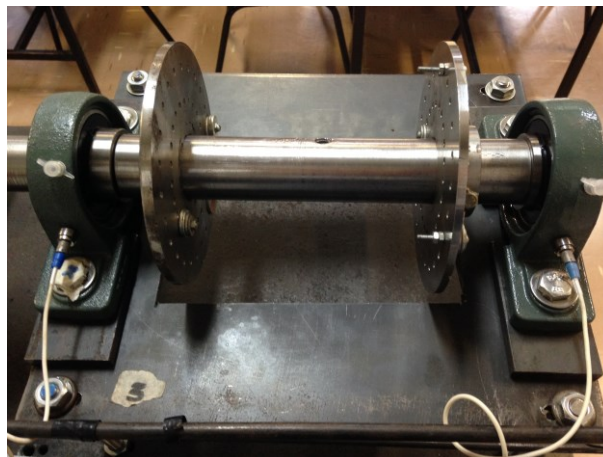
Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Uma vez que o sistema esteja alinhado, será necessário fazer o balanceamento do sistema utilizando a furação dos discos rotativos para inserir as massas de correção. Esse processo será feito com o equipamento do laboratório de vibrações da UTFPR.

Tal equipamento é composto de um analisador portátil de sinais equipado com um osciloscópio para ajuste de frequência de rotação e acelerômetro com fixação magnética. É exemplificado na Figura 33 como deverão ser posicionadas as massas de correção nos discos rotativos para o processo de desbalanceamento. Os valores das massas de correção serão apresentados na seção de resultados.

Após a finalização dos procedimentos de alinhamento e balanceamento do sistema serão feitas medições dos níveis de vibração com acelerômetros nos mancais em posições radiais. Os acelerômetros utilizados neste trabalho são da marca ENDEVCO modelo 256-100. Demonstrado abaixo na Figura 36 está a forma de posicionamento dos acelerômetros.

Figura 36 - Fixação radial dos acelerômetros



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Uma vez que os acelerômetros estiverem devidamente afixados com cera de abelha, foi então analisado o sinal de aceleração para a rotação de giro do eixo com o analisador de sinais de quatro canais modelo dB4 de marca 01dB apresentado abaixo na Figura 37.

Figura 37 - Analisador de sinais 4dB



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

A rotação do eixo foi verificada através de um tacho medidor ótico, pois a rotação real poderá ser diferente da rotação nominal uma vez que o motor trabalha sem carga. A rotação nominal do motor trifásico de indução da marca WEG é de 1700 rpm, como demonstrado na Tabela 3.

Tabela 3 - Informações técnicas do motor

Motor WEG	
Tipo	Indução Trifásico
Frequência	60 Hz
Potência Nominal	1,5 hp
Rotação Nominal	1700 rpm
FS	1,15
Rendimento	72,70%
Cos ϕ	0,83

Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

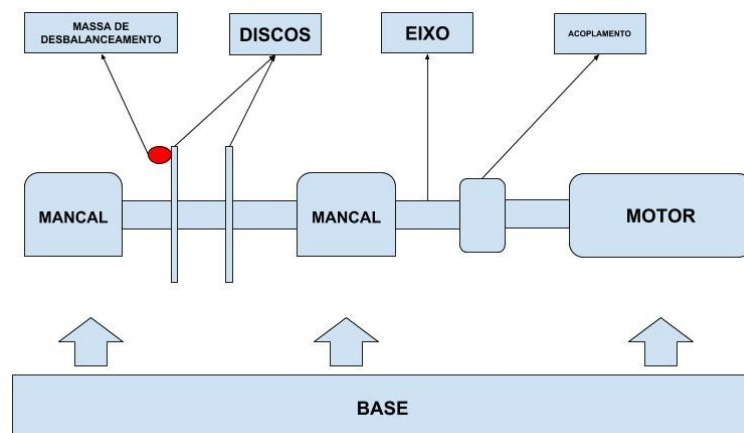
O tacho medidor ótico utilizado é apresentado na Figura 38. A rotação de 1795 rpm que equivale a aproximadamente 30 Hz, apresentada na figura abaixo, deverá ser utilizada como base para o diagnóstico dos níveis de vibração resultantes do analisador de sinais no domínio da frequência.

Figura 38 - Tacho medidor óptico.

Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Uma vez realizada a medição dos níveis de vibração para o sistema balanceado e alinhado através do software dBFA32, fornecido pelo fabricante do analisador de sinais, os dados serão armazenados em um computador onde serão também processados para uma correta visualização dos níveis de vibrações.

Posteriormente uma massa conhecida será inserida no disco presente na bancada como demonstrado na Figura 39. Esta massa tem o papel de simular um desbalanceamento forçado.

Figura 39 - Massa para desbalanceamento

Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

A primeira massa desbalanceadora tem 16,5 gramas e é composta por um parafuso, duas porcas e três arruelas conforme é demonstrado na Figura 40.

Figura 40 - Método 1 desbalanceamento



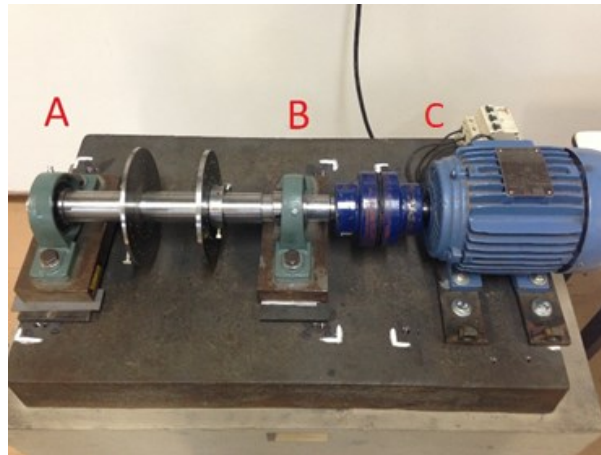
Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Após esse experimento, a massa de 16,5 gramas foi retirada do sistema e serão adicionadas aos dois discos massas de valores mais expressivos, como por exemplo de 40 gramas para a simulação de desbalanceamento estático e dinâmico. Foi então novamente feita as medições com a intenção de se diagnosticar os defeitos supracitados.

Buscou-se encontrar características de desbalanceamento nos resultados dos sinais obtidos, para que isso seja possível, como descrito na revisão de literatura, é preciso observar a evolução do valor de 1x a frequência de rotação do motor para medidas de níveis radiais de vibração.

A análise de desbalanceamento foi realizada nos mancais A e B separados pelos discos de desbalanceamento, cobrindo assim a parte mais afetada do sistema por este defeito. Para fins de conveniência, os mancais serão nomeados como A: mancal esquerdo, B: mancal direito e C: mancal do motor. A Figura 41 apresentada abaixo exemplifica esta denominação.

Figura 41 - Denominação dos mancais para análise de sinais



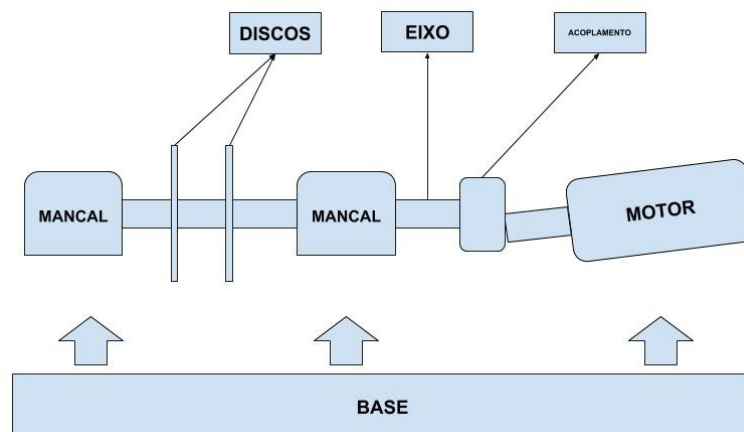
Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

3.3.2 Método 2 – Desalinhamento

No método 2 o objetivo principal é a avaliação do defeito de desalinhamento. Portanto para o início desse método é necessário que o sistema esteja balanceado, as massas de desbalanceamento tal qual a demonstrada na Figura 40 será removida do sistema para que não haja interferências nos resultados obtidos neste método.

Uma vez balanceado, o sistema será submetido a um desalinhamento de natureza conhecida como apresentado na Figura 42 contemplando os tipos de desalinhamento angular e paralelo através do desalinhamento combinado.

Figura 42 - Método 2 desalinhamento



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

O desalinhamento será alcançado através da alteração forçosa do posicionamento do motor no plano horizontal assim como feito no estudo de Hines, Jesse e Edmonfson (1970), o plano vertical é mantido constantemente alinhado, sendo que o desalinhamento combinado será induzido ao plano horizontal.

Existe uma relação que calcula a resultante dos valores combinados de desalinhamento angular e paralelo para os planos vertical e horizontal. Segundo as equações abaixo é possível manter o alinhamento em um dos planos e ainda assim observar os defeitos de desalinhamento paralelo e angular (HINES, JESSE E EDMONFSON 1970).

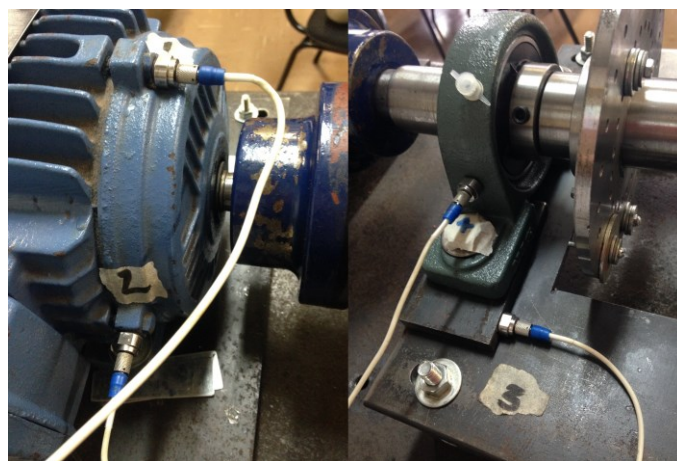
$$\text{Desalinhamento Paralelo} = \sqrt{(\text{Des Paralelo}_{\text{Horizontal}})^2 + (\text{Des Paralelo}_{\text{Vertical}})^2} \quad (20)$$

$$\text{Desalinhamento Angular} = \sqrt{(\text{Des Angular}_{\text{Horizontal}})^2 + (\text{Des Angular}_{\text{Vertical}})^2} \quad (21)$$

Para a determinação da magnitude de desalinhamento foi utilizado o mesmo equipamento da Figura 37. Os resultados de desalinhamento combinado apresentados no visor foram repetidos para cada experimento. A magnitude de desalinhamento deverá ultrapassar os dados aceitáveis de desalinhamento apresentados anteriormente na Tabela 2.

Da mesma forma que no método 1 foram feitos ensaios com acelerômetros nos mancais, porém neste caso estes são colocados nas posições radial e axial como demonstrado na Figura 43.

Figura 43 - Fixação radial e axial dos acelerômetros



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

O resultado dos sinais provenientes do analisador dB4 será armazenado em um computador e processado pelo software dBFA32, a rotação de giro do motor descrita acima servirá também como base para o diagnóstico.

Através dos resultados obtidos será buscada a caracterização do defeito de desalinhamento, verificando principalmente o valor de 1x, 2x e 3x vezes o valor de rotação do eixo.

3.3.3 Função Resposta em Frequência

A análise de uma medição de função resposta por frequência objetiva medir os níveis de vibração das combinações de bancada didática relacionados as frequências naturais das mesmas. Essa análise é realizada através de ensaios de impactação que retratarão os níveis de vibrações da bancada para suas frequências naturais até três vezes o valor da frequência máxima.

Esse ensaio é importante pois definirá pontos que podem ser úteis a esse trabalho, como por exemplo, prever qual tipo de combinação de bancada vibrará mais em uma determinada faixa de frequência assim como propor possíveis mudanças nas bancadas para melhor atender os objetivos do trabalho.

A impactação é feita através do uso do martelo da marca ENDEVCO apresentado abaixo na Figura 44. O impacto causado pelo martelo será analisado como dado de entrada pelo analisador de sinais, este dado de entrada é de natureza de força. Já os dados de saída são acelerações medidas pelos acelerômetros.

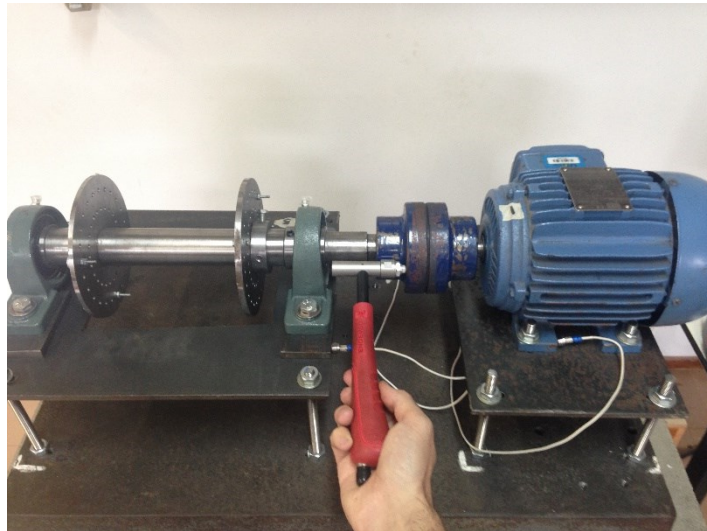
Figura 44 - Martelo de impactação



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

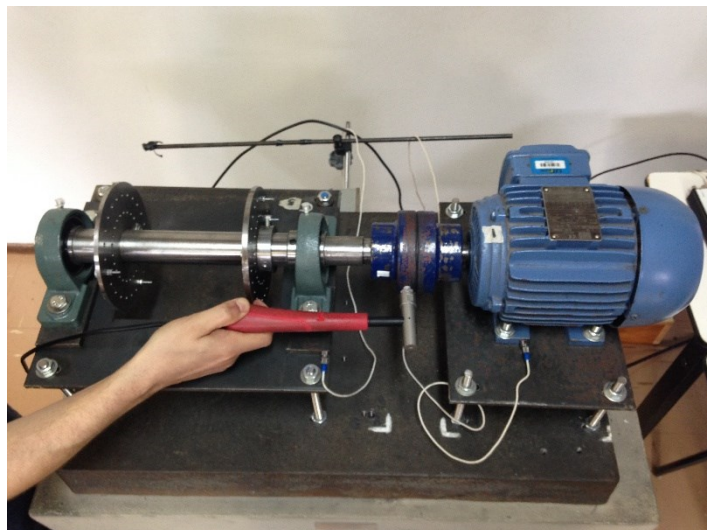
Foram feitos ensaios que contemplam dados nas direções axial e radial, para isso os acelerômetros devem ser posicionados corretamente, assim como o sentido de impacto deve concordar com a direção pretendida. É demonstrado nas Figuras 45 e 46 respectivamente o posicionamento axial e radial dos acelerômetros bem como o local de impactação e orientação do martelo.

Figura 45 - Ensaio de impactação axial



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Figura 46 - Ensaio de impactação radial



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

3.4 AVALIAÇÃO DO TEMPO

Os procedimentos de alinhamento, balanceamento e montagem das combinações de bancadas didáticas foram cronometrados. O objetivo disso é definir quanto tempo será necessário para se trabalhar com cada bancada, e principalmente se este tempo é compatível com os 50 minutos disponíveis em uma hora aula na UTFPR.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados gráficos apresentados nesta seção foram obtidos a partir do programa MATLAB®. Os dados exportados a partir do analisador de sinais para cada ensaio foram lidos através dos algoritmos apresentados na seção de apêndices. A função de leitura *hdrload* utilizada para a leitura dos dados da matriz.

4.1 PROCEDIMENTO DE ALINHAMENTO

4.1.1 Bancada Original

Na bancada original rígida não foi possível alcançar o nível ideal de alinhamento vertical proposto pelo fabricante Easy-Laser, esses níveis foram apresentados na Tabela 2.

Isso pode ter ocorrido devido a deformação irregular das chapas metálicas utilizadas para o alinhamento no ato de apertar os parafusos. O uso do torquímetro levou a aproximação máxima possível dos valores ideais. Esses níveis são apresentados na Tabela 4 que compara os valores ideais com os valores reais de alinhamento.

Tabela 4 – Alinhamento da bancada original

	Paralelo	Angular		Paralelo	Angular
	Tolerância			Valores Ajustados	
Excelente	0,05 mm	0,04 mm	Vertical	-0,121 mm	0,151 mm
Aceitável	0,1 mm	0,07 mm	Horizontal	0,025 mm	0,037 mm

Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

4.1.2 Bancada Barras Roscadas

No caso do processo de alinhamento da nova bancada com barras roscadas, os indicadores do alinhador a laser estavam todos dentro dos padrões estabelecidos na Tabela 2. São apresentados na Tabela 5 os níveis de desalinhamento alcançados no processo de alinhamento da bancada com base de barras roscadas.

Tabela 5 – Alinhamento da bancada barras roscadas

	Paralelo	Angular		Paralelo	Angular
	Tolerância			Valores Ajustados	
Excelente	0,05 mm	0,04 mm	Vertical	-0,031 mm	0,031 mm
Aceitável	0,1 mm	0,07 mm	Horizontal	0,019 mm	0,018 mm

Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

O alinhamento nesse caso foi facilitado pois o uso do torquímetro não se fez mais necessário. Foram utilizadas apenas ferramentas convencionais para modificar a elevação das chapas metálicas. Esse processo permite que o alinhamento seja demonstrado no visor do alinhador a laser de forma eficaz.

No momento do aperto final dos parafusos não ocorrem mudanças significativas no visor, diferente do processo na bancada original onde havia a deformação das chapas metálicas, o qual subitamente alterava os valores de leitura no visor.

4.1.3 Bancada Coxim

Para o arranjo de bancada com base de coxins o procedimento de alinhamento horizontal não apresentou problemas, porém, o alinhamento vertical ficou dificultado devido ao uso das chapas metálicas e suas naturezas de deformação plástica. Quando apertados os parafusos do motor de indução os dados do alinhador a laser se alteravam subitamente.

O sucesso no procedimento de alinhamento vertical dessa bancada didática está fortemente relacionado a habilidade do operador. Mesmo com a considerável dificuldade deste alinhamento esta combinação de bancada apresentou

resultados satisfatórios de alinhamento, os resultados estão apresentados abaixo na Tabela 6.

Tabela 6 - Alinhamento da bancada coxins

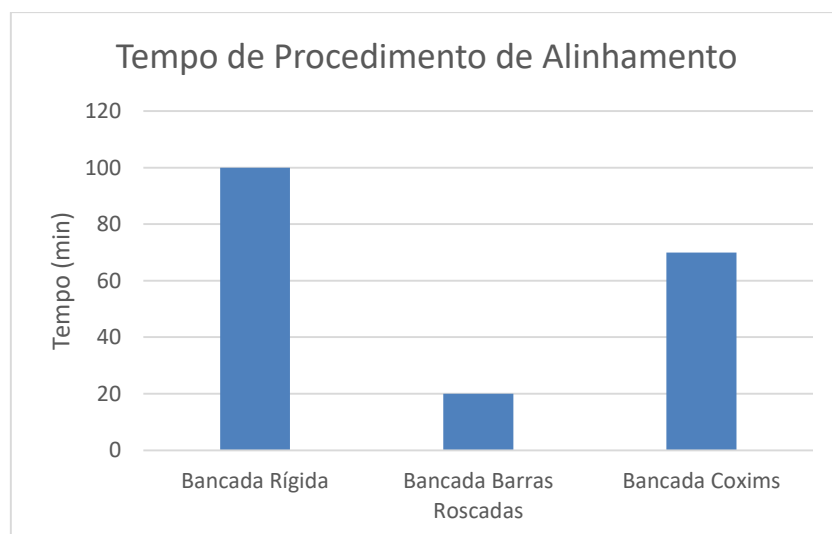
	Paralelo	Angular		Paralelo	Angular
	Tolerância			Valores Ajustados	
Excelente	0,05 mm	0,04 mm	Vertical	-0,004mm	0,059mm
Aceitável	0,1 mm	0,07 mm	Horizontal	-0,005mm	0,059mm

Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

4.2 TEMPO E PROCEDIMENTO DE ALINHAMENTO

O tempo dispendido ao processo de alinhamento foi consideravelmente reduzido com relação a implantação das novas bancadas como demonstrado no Gráfico 4. Anteriormente às modificações eram necessários cerca de 100 minutos para que se pudesse chegar a um nível próximo ao ideal de alinhamento.

Gráfico 4 - Comparação de tempo de processo



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Com a comparação dos tempos apresentados no Gráfico 4, é possível constatar que para fins didáticos a alteração na base da bancada terá um ótimo impacto com relação as aulas práticas na UTFPR, isso devido ao fato de que a partir de agora o experimento de alinhamento poderá ser realizado em apenas uma aula de 50 minutos.

Vale a pena ressaltar que os dados de tempo apresentados no Gráfico 4 foram tomados a partir do procedimento de alinhamento nos planos horizontal e vertical simultaneamente. Caso fosse realizado o alinhamento em apenas um plano, vertical ou horizontal esses tempos seriam proporcionalmente menores para as bancadas com base alterada.

Para experimentos futuros em sala de aula é recomendada a escolha de um dos dois planos para a realização do alinhamento, isto resultará num menor tempo de processo e os resultados continuarão válidos segundo as equações (20) e (21).

Com relação ao tempo de balanceamento, o mesmo tempo de 40 minutos foi definido como padrão para as três bancadas. Isso é possível pois o rotor não sofreu alterações os discos, mancais e acoplamento não mudaram de local.

No tempo de montagem das bancadas foram observados pelo menos 20 minutos para a montagem das duas bancadas, porém esse tempo pode sofrer grandes variações dependendo da experiência do operador.

4.2 PROCEDIMENTO DE BALANCEAMENTO

O procedimento de balanceamento nos planos de cada disco foi realizado inicialmente para a bancada com base de barras roscadas. As massas de correção foram mantidas para as próximas duas combinações de bancada. Isso foi possível pois todos os componentes acoplados ao eixo não mudaram de posição no ato de mudança de base.

É demonstrado na Tabela 7 os dados de leitura final para o procedimento de balanceamento em dois planos, isso pois foram realizados dois procedimentos de balanceamento a fim de refinar os resultados obtidos. É importante ressaltar que o Plano A se refere ao plano do disco rotativo mais próximo ao mancal A demonstrado na Figura 38, bem como o Plano B relacionado ao mancal B.

Tabela 7 - Resultados do procedimento de balanceamento em dois planos

	Plano A	Plano B
Vibração Original (m/s²)	0,78∠279°	2,7∠120°
Vibração Ma=7g	10,4∠50°	7,15∠65°
Vibração Mb=7g	6,43∠45°	12,35∠50°
Correções		
Plano A	5,2∠110°	
Plano B	8,81∠-86°	
Níveis Finais		
Plano A	0,34 m/s ²	
Plano B	0,75 m/s ²	

Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

4.3 VERIFICAÇÃO DE DESALINHAMENTO

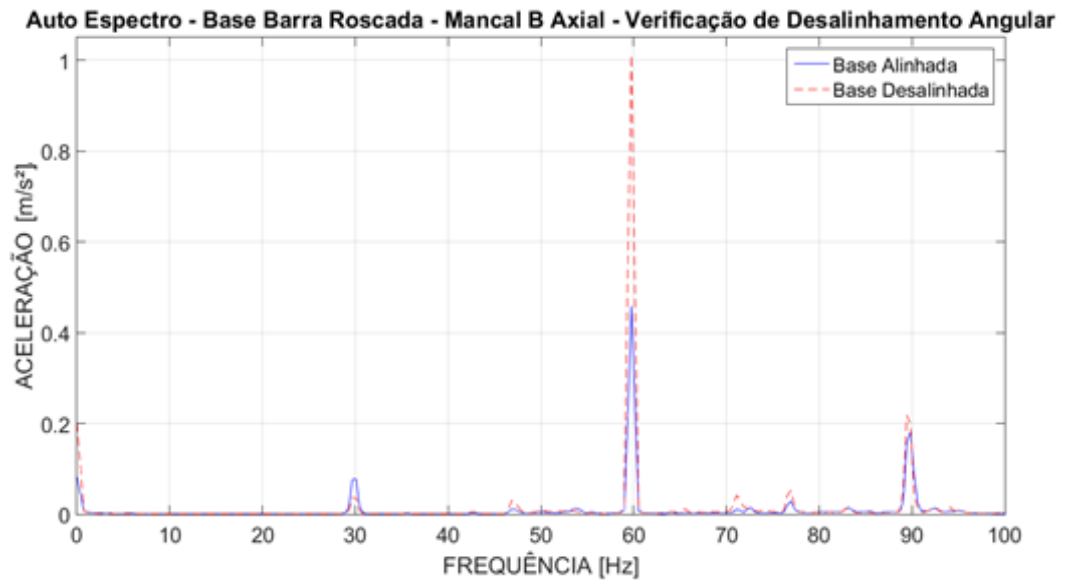
4.3.1 Desalinhamento Angular

Para a verificação do defeito de desalinhamento angular é sugerido por Scheffer & Girdhar (2004, p.94) que sejam analisados os níveis de vibração na direção axial ao eixo. Um defeito de desalinhamento angular é caracterizado por um aumento nos níveis de vibração na frequência de giro do motor ou (1x) o valor de rotação de giro quando comparado ao eixo alinhado, bem como um ângulo de fase de 180° para esta frequência.

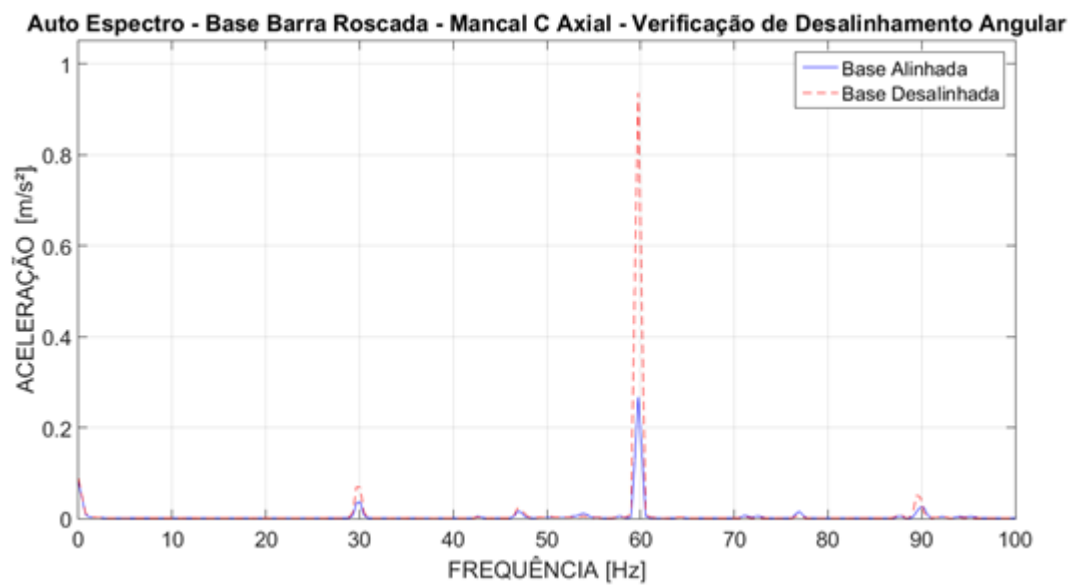
Os dados apresentados no item 4.3.1.1 demonstram os níveis axiais medidos para as bancadas alinhada e desalinhada. Esse procedimento foi realizado tanto para a base de barras roscadas quanto para a base de coxins. Não foram medidos níveis axiais na base original devido a um acidente que ocasionou a quebra do mancal original e a impossibilidade de se tomar as medidas dos níveis.

4.3.1.1 Base Barras Roscadas

É demonstrado nos Gráficos 5 e 6, a comparação dos níveis de vibração para a bancada de barras roscadas nas condições: balanceada, alinhada e balanceada, desalinhada. Estes dados foram medidos com os acelerômetros posicionados nas direções axiais dos mancais B e C.

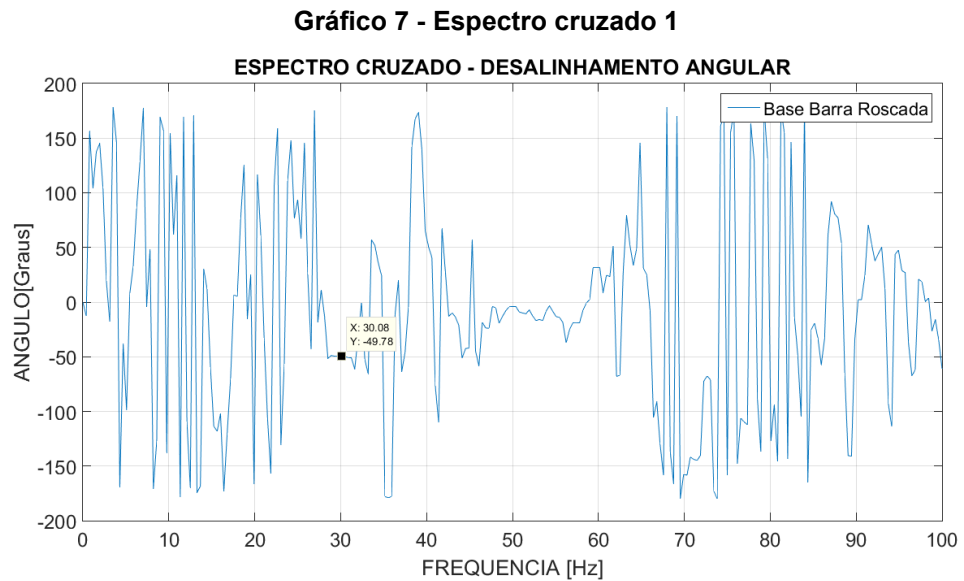
Gráfico 5 - Auto espectro 1

Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Gráfico 6 - Auto espectro 2

Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

É retratado no Gráfico 7 apresentado abaixo o ângulo de fase entre os mancais B e C para este experimento.



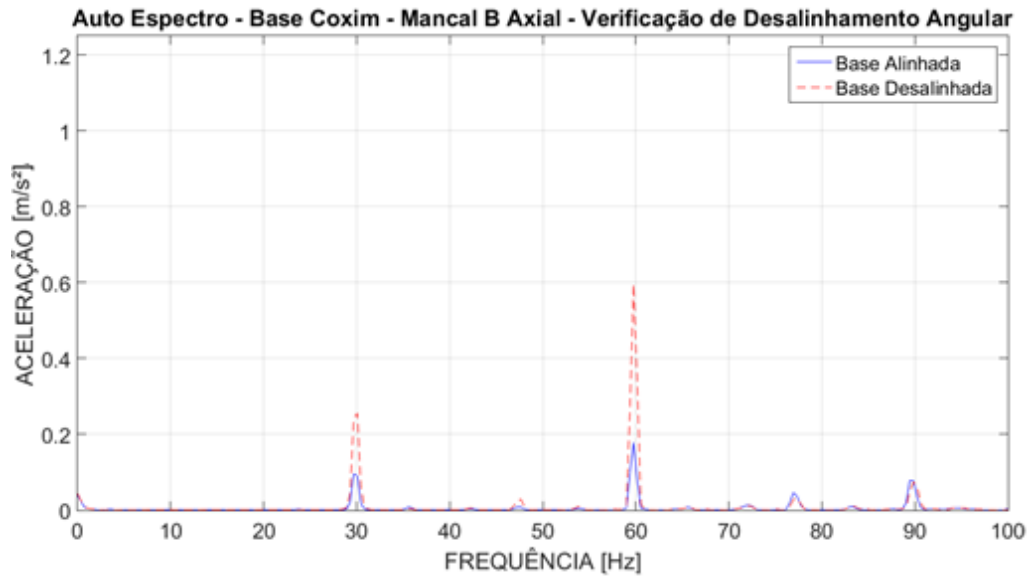
Os resultados para este experimento demonstrados nos gráficos acima não concordam com as características apresentadas na literatura. Além de possuírem um comportamento atípico na frequência de 60 Hz. Os valores elevados na frequência de 60 Hertz ou (2xrpm) coincidem com a frequência da rede de energia elétrica. Isto deve ser evitado, pois a 2ª harmônica, 2xrpm, excita as vibrações dos defeitos que apresentam componentes em 2xrpm, como por exemplo folgas mecânicas.

A prevalência de picos de vibração a 2x a frequência de rotação pode estar relacionada a folga mecânica SCHEFFER & GIRDHAR (2004, p.95). Fato que pode ter ocorrido devido ao estado de conservação do acoplamento. Outro fator importante é de que a frequência de rotação do eixo é uma sub harmônica da frequência da rede elétrica, fato que pode ter influenciado nos resultados finais mascarando o defeito de desalinhamento angular.

4.3.1.2 Base Coxins

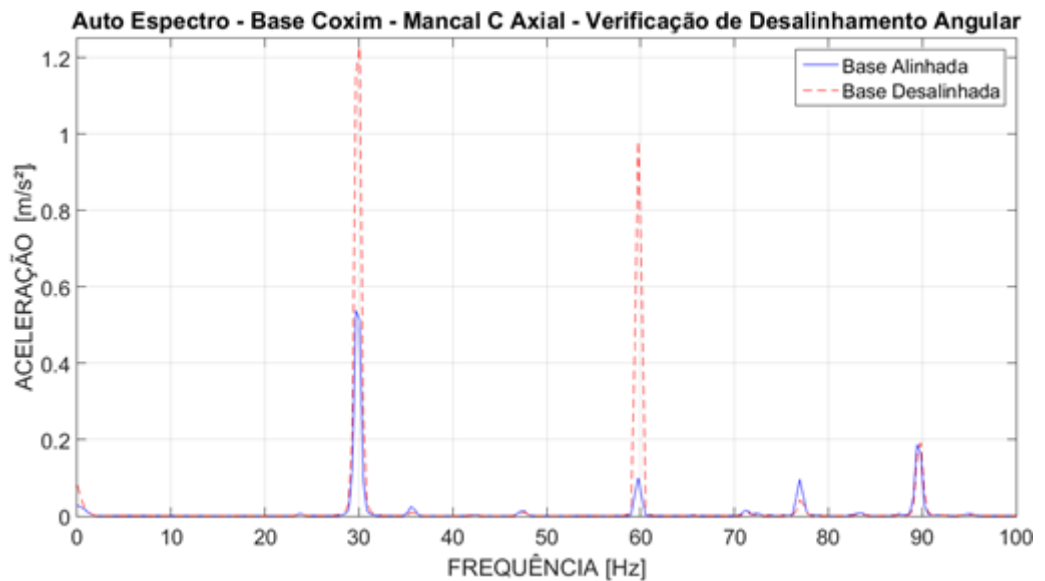
Da mesma forma que na seção anterior foram comparados os níveis de vibração da bancada com base de coxins nas condições: balanceada, alinhada e balanceada, desalinhada. Visando a busca da identificação do defeito de desalinhamento angular através das características presentes nos Gráficos 8 e 9 que representam respectivamente os níveis de vibração nos mancais B e C.

Gráfico 8 - Auto espectro 3



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

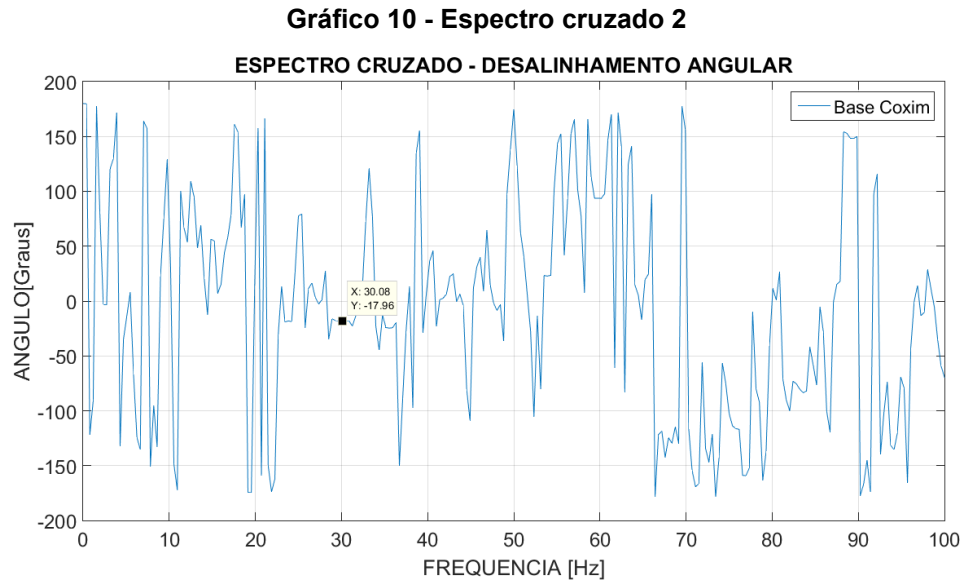
Gráfico 9 - Auto espectro 4



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

O resultado apresentado no Gráfico 8 não permitiu a identificação do defeito de desalinhamento angular, por outro lado o resultado proveniente do Gráfico 9 evidencia um defeito de desalinhamento angular com a elevação dos níveis de vibração a 1x ao valor da frequência de rotação do eixo como descrito por Scheffer & Girdhar (2004, p.94).

Assim como na seção anterior o ângulo de fase observado entre os mancais para a bancada de base com coxins não atingiu os 180° mencionados pelos autores supracitados na frequência de rotação como demonstrado no Gráfico 10.



4.3.2 Desalinhamento Paralelo

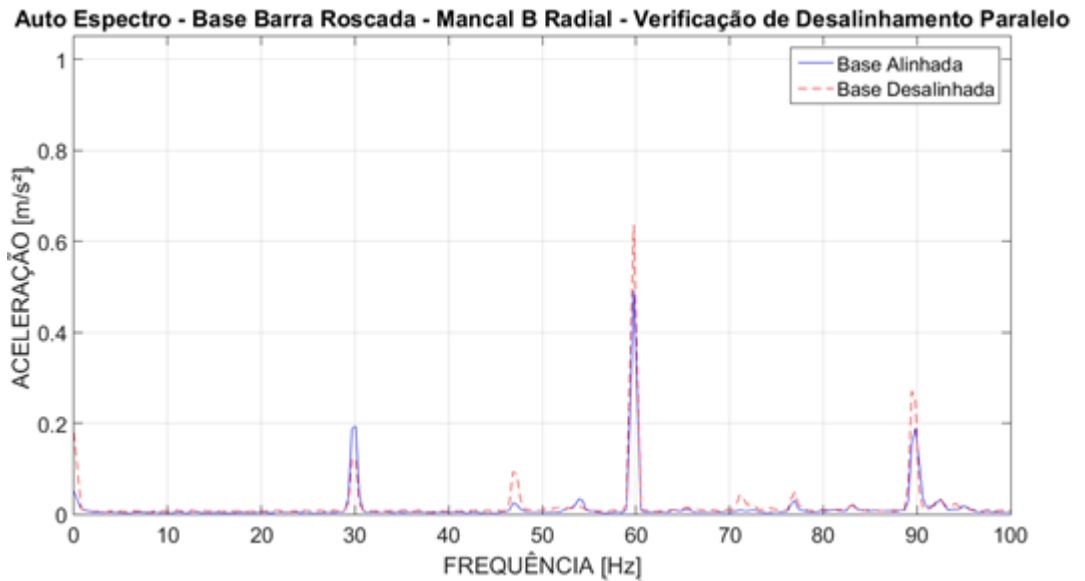
Segundo Scheffer & Girdhar (2004, p.96) a caracterização desse tipo de defeito é observada através da elevação de picos de vibração a 2x a frequência de rotação do eixo, bem como um ângulo de fase de 180° medidos na direção radial entre os mancais que separam o acoplamento.

Nesta seção serão apresentados os resultados de comparação das bases para a bancada alinhada e desalinhada com a intenção de se identificar o defeito de desalinhamento paralelo.

4.3.2.1 Base Barras Roscadas

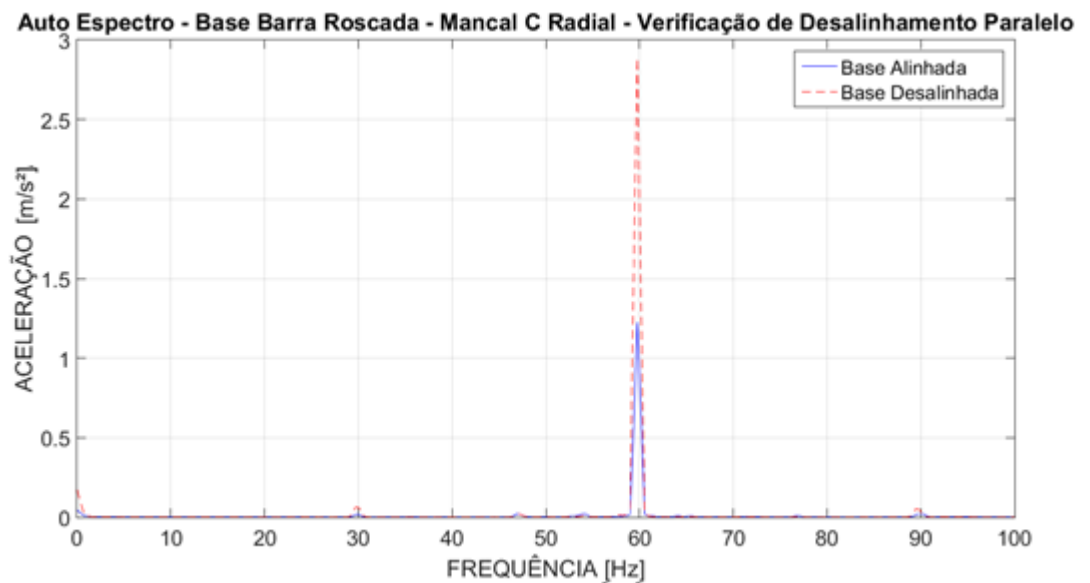
São apresentadas nos Gráficos 11 e 12 comparações de níveis de vibração da bancada com base de barras roscadas alinhada e desalinhada para os mancais B e C respectivamente comparando as situações alinhada e desalinhada.

Gráfico 11 - Auto espectro 5



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Gráfico 12 - Auto espectro 6

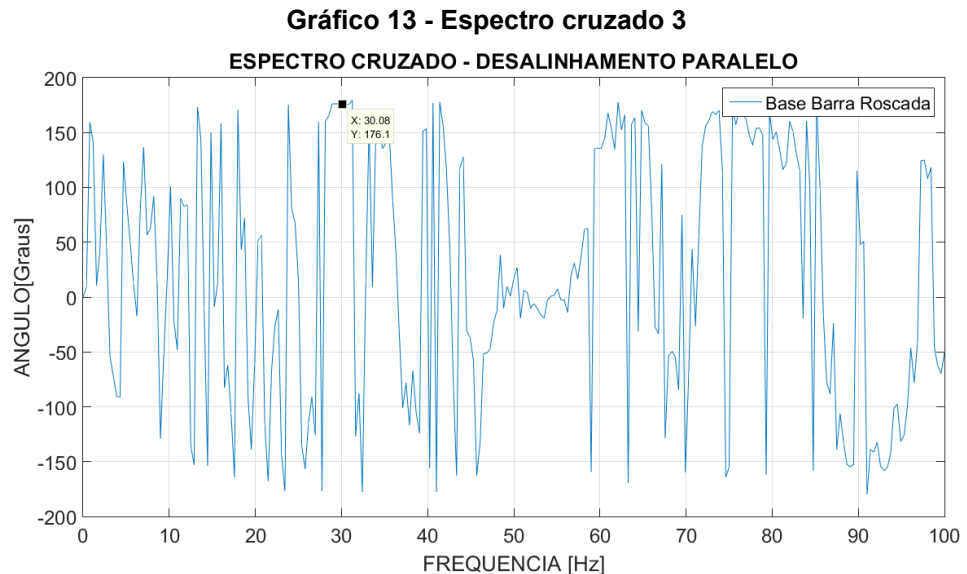


Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Para essa combinação de base para a bancada didática a identificação do defeito de desalinhamento paralelo foi observada nos dois mancais B e C, com resultados expressivos a 2x o valor de rotação do eixo no mancal C.

Porém é preciso tomar em conta que esse valor de frequência é um valor múltiplo da frequência de rotação do eixo, fato que pode ter influenciado nos resultados finais, bem como a folga mecânica explicada por Scheffer & Girdhar (2004, p. 99).

O resultado do ângulo de fase demonstrado no espectro cruzado do Gráfico 13 demonstra um valor próximo a 180° , fato que segundo Scheffer & Girdhar (2004) caracteriza um defeito de desalinhamento paralelo. Isso reforça o argumento de que o desalinhamento paralelo pode ser identificado na bancada didática montada com barras roscadas.

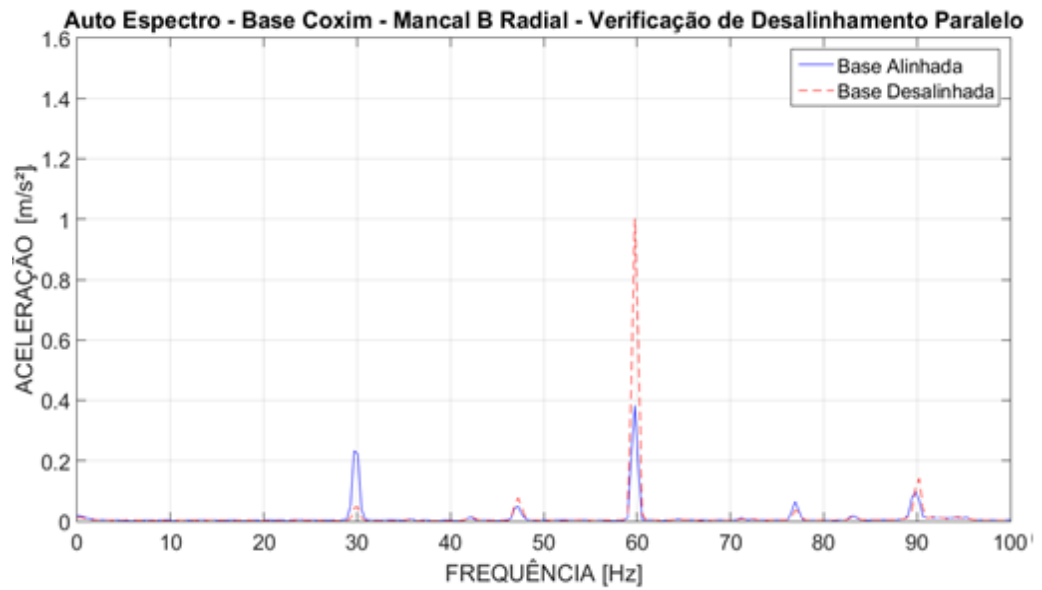


4.3.2.2 Base Coxim

Da mesma forma que na seção anterior é esperado a observação do defeito de desalinhamento paralelo na bancada didática montada com base de coxims. São apresentados os resultados obtidos dos ensaios com esta configuração de bancada alinhada e desalinhada as medições feitas nos mancais B e C na direção radial.

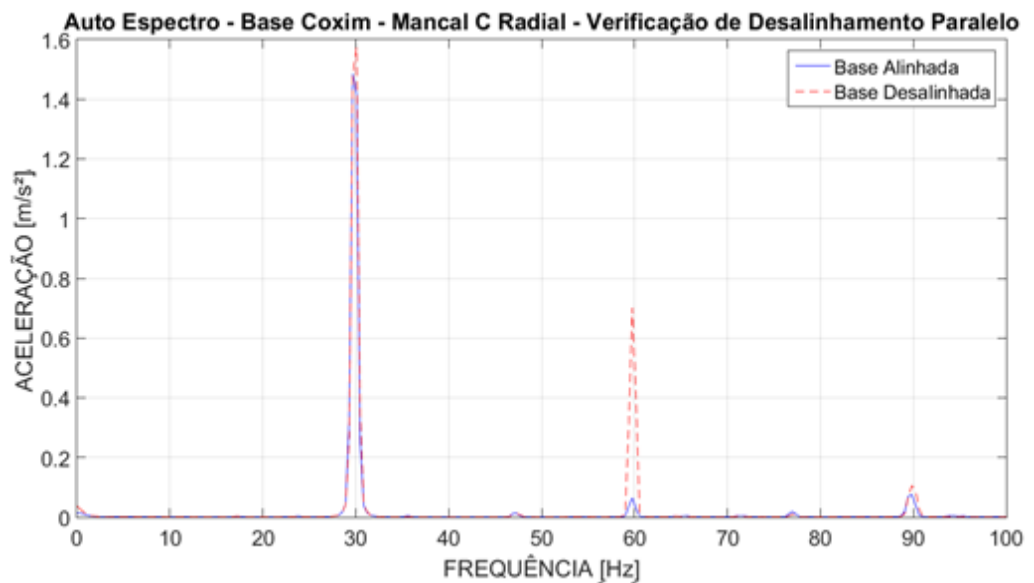
Os resultados dos níveis de vibração são demonstrados nos Gráficos 14 e 15, assim como o ângulo de fase observado no experimento no Gráfico 16 apresentado abaixo.

Gráfico 14 - Auto espectro 7



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

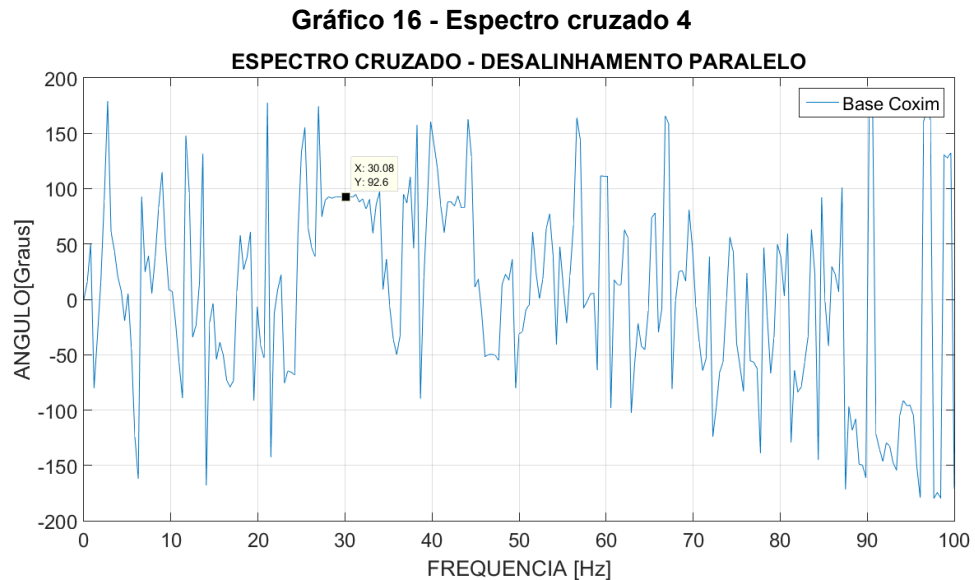
Gráfico 15 - Auto espectro 8



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Segundo as características de desalinhamento paralelo descritas anteriormente é possível constatar que o defeito foi identificado apenas no mancal B. Os níveis de vibração demonstrados no Gráfico 15 também sugerem um defeito de desalinhamento paralelo quando observada a taxa de aumento no pico a 2x a frequência de rotação do eixo. Para 2x a frequência de rotação houve um aumento de 0,5, já para 1x a frequência de rotação este aumento é quase imperceptível.

Por outro lado, o ângulo de fase encontrado neste experimento não está nas proximidades dos 180° relatados pela literatura. O ângulo de fase é demonstrado abaixo no Gráfico 16.



4.4 VERIFICAÇÃO DE DESBALANCEAMENTO

O objetivo da adição de mais um disco no sistema da bancada didática é de se trabalhar com dois planos para estudos de defeitos de desbalanceamento, possibilitando assim a simulação e identificação de desbalanceamento estático e dinâmico bem como sua correção em dois planos. Nesta seção serão apresentados os resultados de níveis de vibração para os dois tipos de bancadas e respectivos defeitos.

Segundo Scheffer & Girdhar (2004, p.90) os defeitos de desbalanceamento estático e dinâmico se assemelham por possuírem elevados picos de vibração a $1x$ a frequência de rotação do eixo. A diferença no diagnóstico entre os dois está no ângulo de fase, que deverá ser de 0° para o desbalanceamento estático e 180° para o desbalanceamento dinâmico.

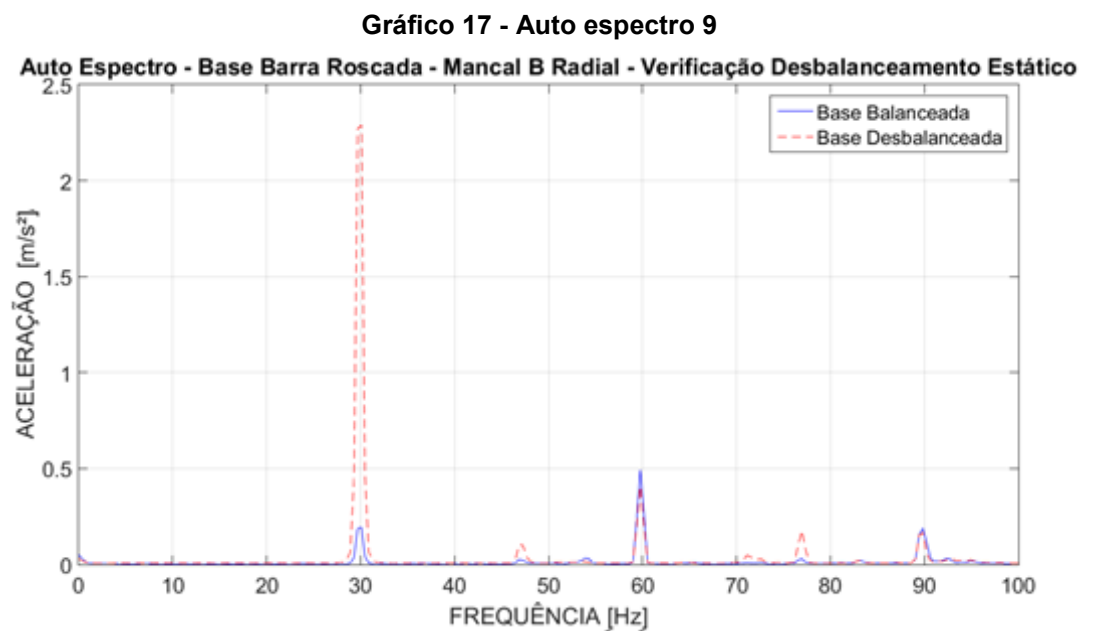
Desta forma foram adicionadas massas idênticas de 40 gramas aos dois discos com posições diferentes selecionadas através das marcações de ângulos coladas aos discos.

- Desbalanceamento Estático
 - Disco A: $40g \angle 0^\circ$
 - Disco B: $40g \angle 180^\circ$
- Desbalanceamento Combinado
 - Disco A: $40g \angle 0^\circ$
 - Disco B: $40g \angle 0^\circ$

4.4.1 Desbalanceamento Estático

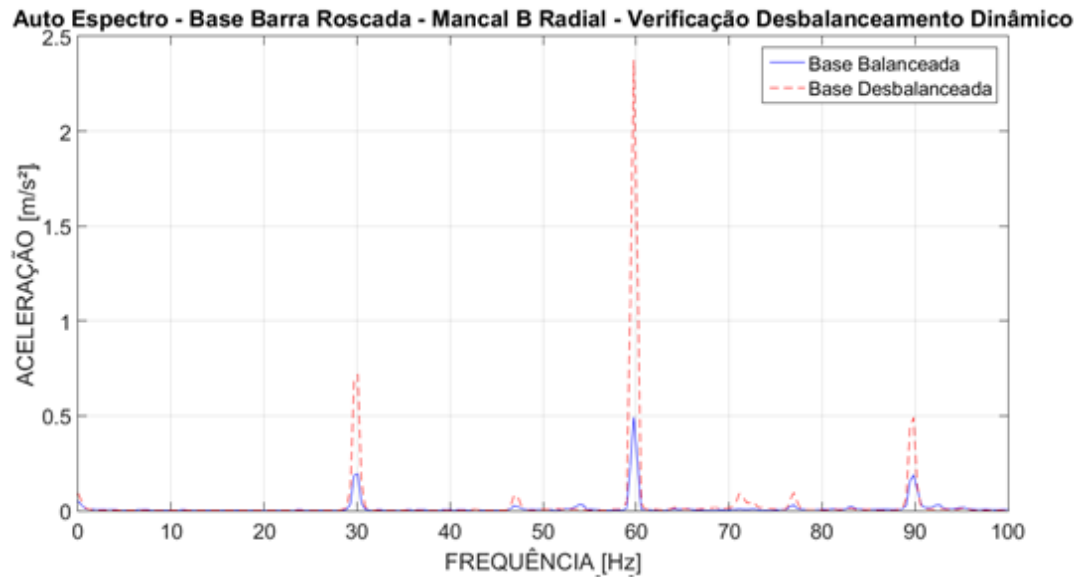
4.4.1.1 Base Barras Roscadas

São retratados nos Gráficos 17 e 18 os níveis de vibração radial medidos no mancal B para a simulação de desbalanceamento estático e dinâmico respectivamente.



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Gráfico 18 - Auto espectro 10



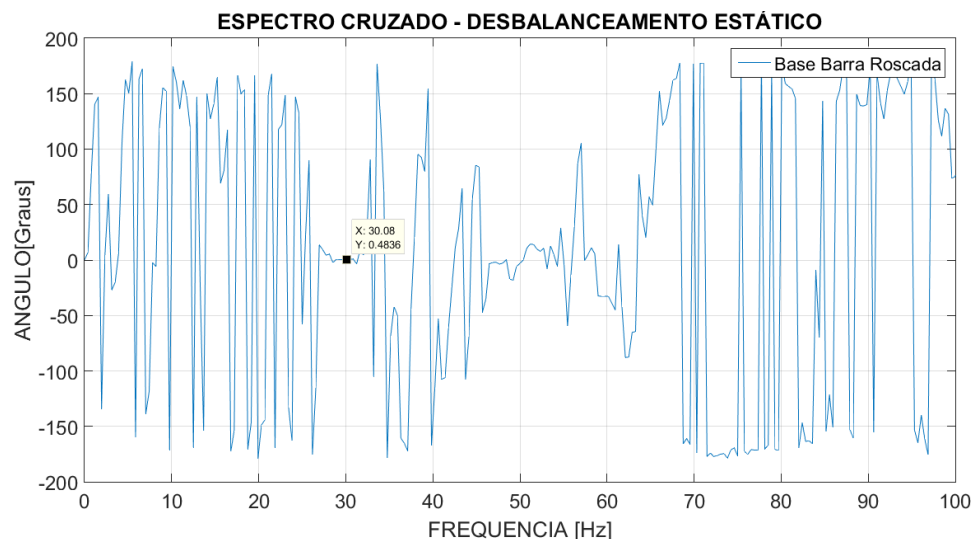
Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Os resultados demonstrados no Gráfico 17 são satisfatórios para a classificação do defeito como desbalanceamento estático com o aumento significativo no nível de vibração a 1x o valor de rotação do eixo.

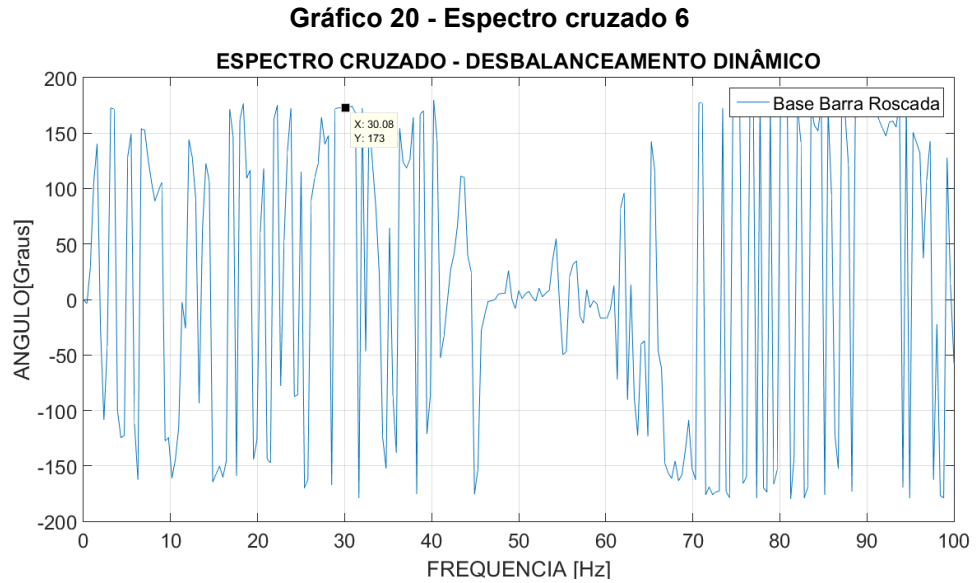
Já os resultados apresentados no Gráfico 18 não satisfazem as condições de identificação propostas pelos autores supracitados pois houve um pico de vibração a 2x a frequência de rotação, mais uma vez isto pode estar relacionado ao fato de a frequência da rede elétrica coincidir com o valor de 2x a frequência de rotação.

É retratado o ângulo de fase para as mesmas situações estudadas nos Gráficos 19 e 20, estes ângulos foram medidos entre os mancais A e B.

Gráfico 19 - Espectro cruzado 5



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)



Os resultados apresentados para as duas situações acima são satisfatórios com relação a identificação dos defeitos através do espectro cruzado uma vez que os ângulos de fase encontrados na rotação de 1x a frequência de rotação do eixo estão de acordo com os ângulos de fase descritos pela literatura.

4.4.1.2 Base Coxim

Da mesma forma que na seção anterior são representados nos Gráficos 21 e 22 os níveis de vibração para as simulações de desbalanceamento estático e dinâmico respectivamente, medidos na direção radial do mancal B.

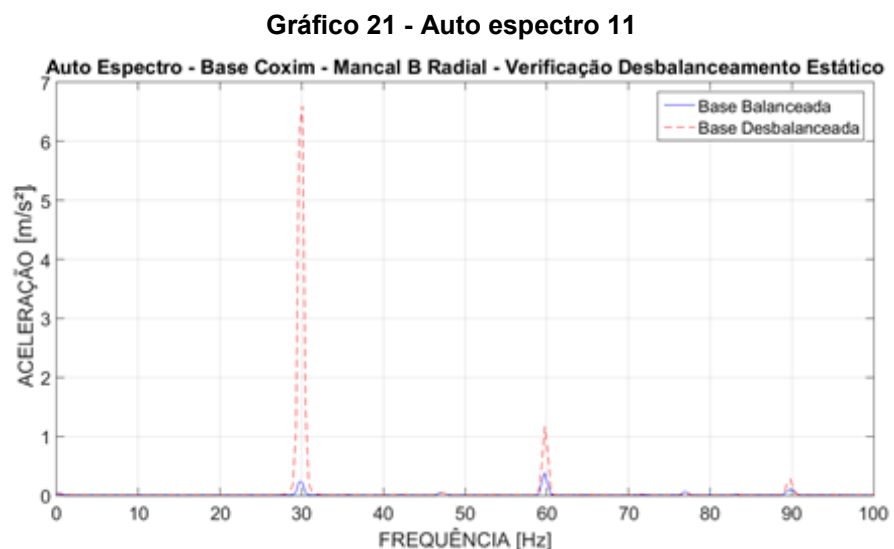
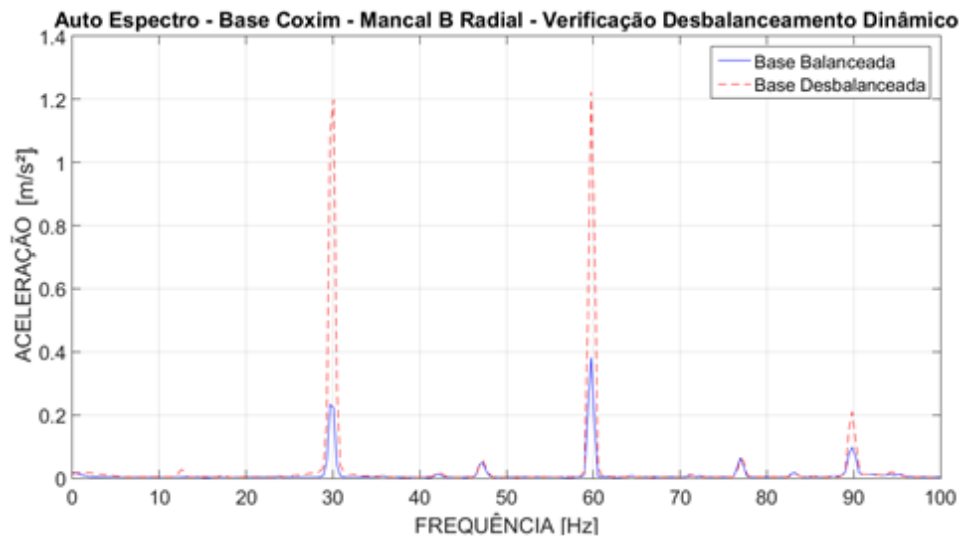


Gráfico 22 - Auto espectro 12

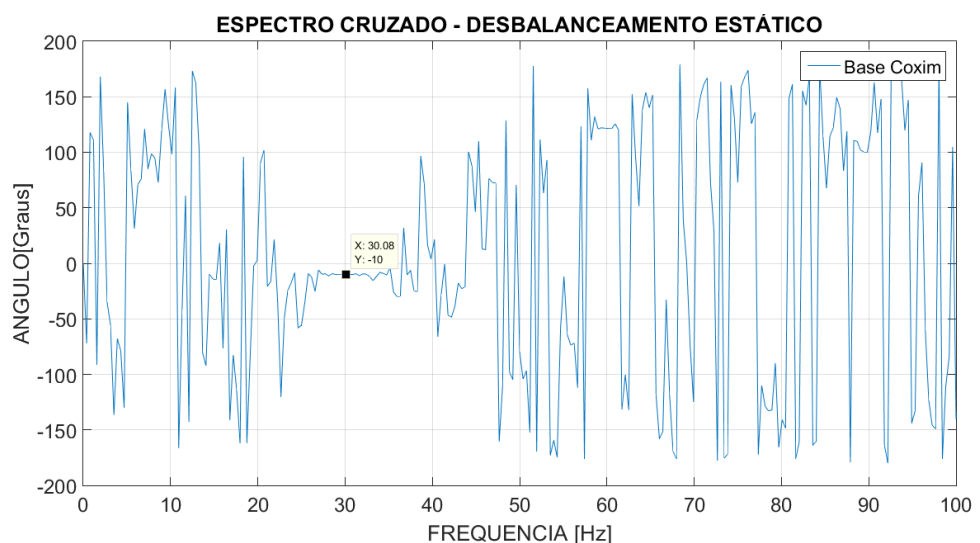


Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

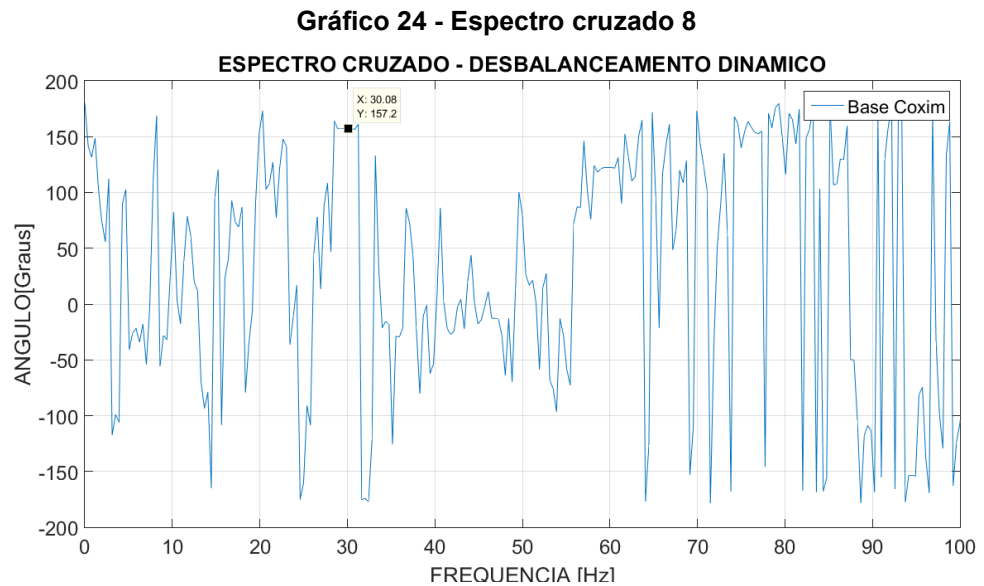
Da mesma forma que nos resultados apresentados anteriormente, para este tipo de combinação de bancada didática os resultados de níveis de vibração para defeito de desbalanceamento estático estão de acordo com a literatura, e para desbalanceamento dinâmico neste caso houve um aumento considerável no nível de vibração medido a 1x o valor da frequência de rotação porém o valor de 2x também obteve um aumento considerável que pode ter sido causado por interferências externas como a da rede elétrica.

São apresentados nos Gráficos 23 e 24 os ângulos de fase encontrados para os mesmos experimentos descritos para a bancada com base de coxins.

Gráfico 23 - Espectro cruzado 7



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)



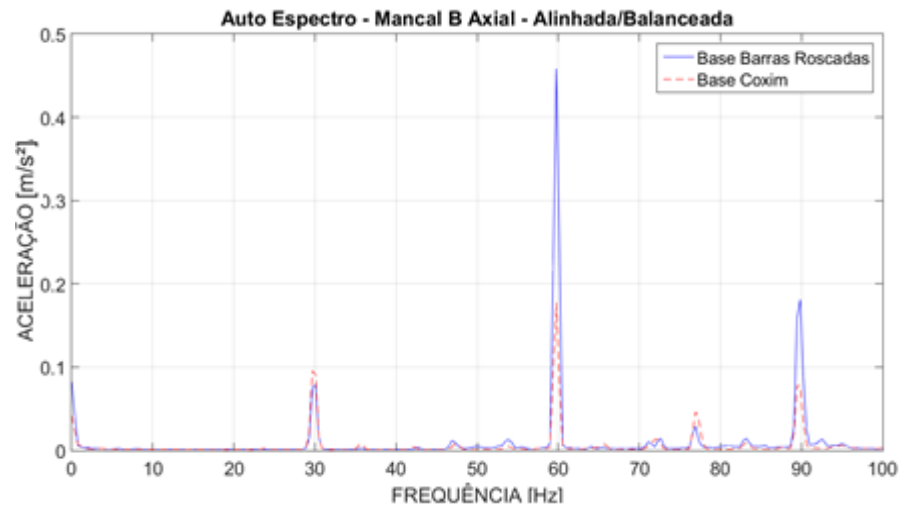
Semelhante aos resultados encontrados anteriormente, os ângulos de fase encontrados entre os mancais A e B para este tipo de combinação de bancada estão muito próximos aqueles descritos pela literatura para identificação dos defeitos de desbalanceamento estático de 0° e para desbalanceamento dinâmico 180° .

4.5 VERIFICAÇÃO DE AMPLITUDES

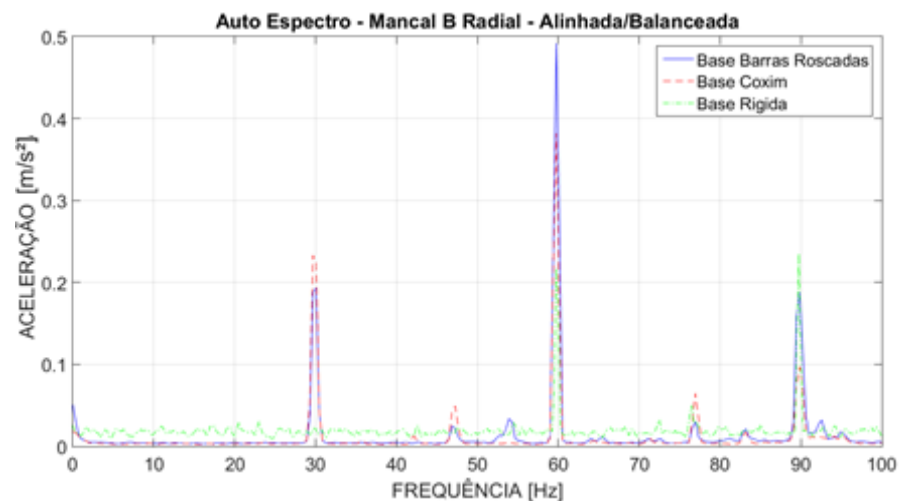
Esta seção está destinada a demonstrar uma comparação entre os níveis de amplitude para cada experimento descrito na metodologia, demonstrando o desempenho de cada bancada em termos de níveis de vibrações. Para os experimentos abaixo as medições foram feitas nos mancais B e C.

4.5.1 Bancada Alinhada e Balanceada

São apresentados nos Gráficos 25 e 26 os níveis de vibração encontrados no mancal B para as bancadas alinhadas e balanceadas nas direções axial e radial respectivamente.

Gráfico 25 - Auto espectro 13

Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Gráfico 26 - Auto espectro 14

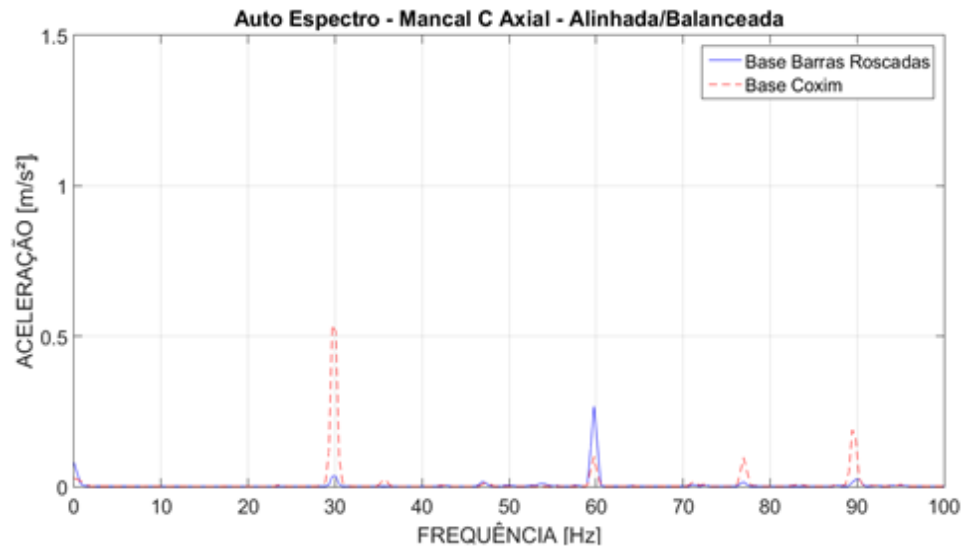
Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Para o mancal B tanto na direção radial quanto axial foi observado um maior nível de vibração da bancada com base de coxims na frequência de rotação do eixo, já para 2x a frequência de rotação é observado que a bancada com base de barras roscadas possui um nível mais elevado de vibração.

Para o mancal B na posição radial é demonstrado no Gráfico 26 que os níveis de vibração da bancada rígida foram maiores na frequência de 3x a rotação do eixo. Estas divergências podem estar relacionadas as frequências naturais do sistema.

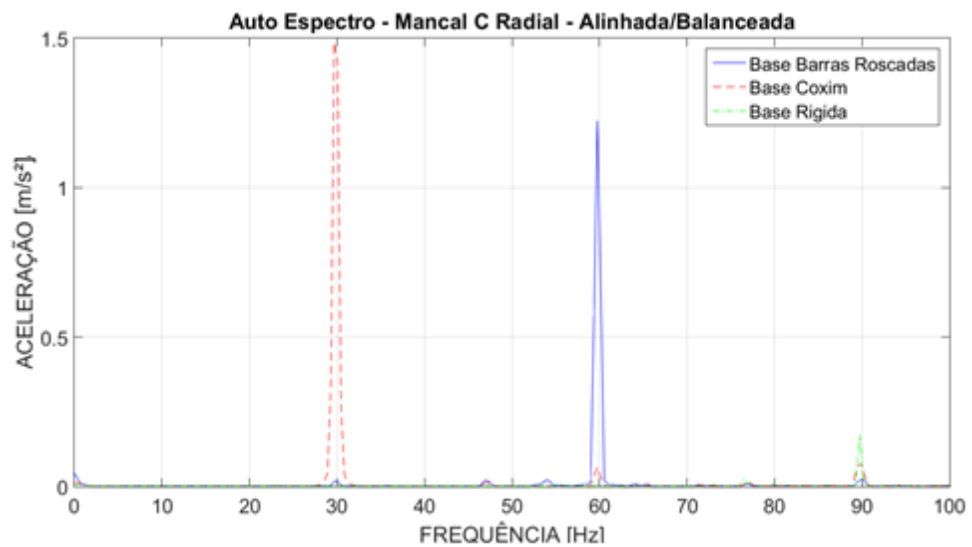
Assim como para o mancal B, é apresentado respectivamente nos Gráficos 27 e 28 os níveis de vibração axial e radial para o mancal C.

Gráfico 27 - Auto espectro 15



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Gráfico 28 - Auto espectro 16



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

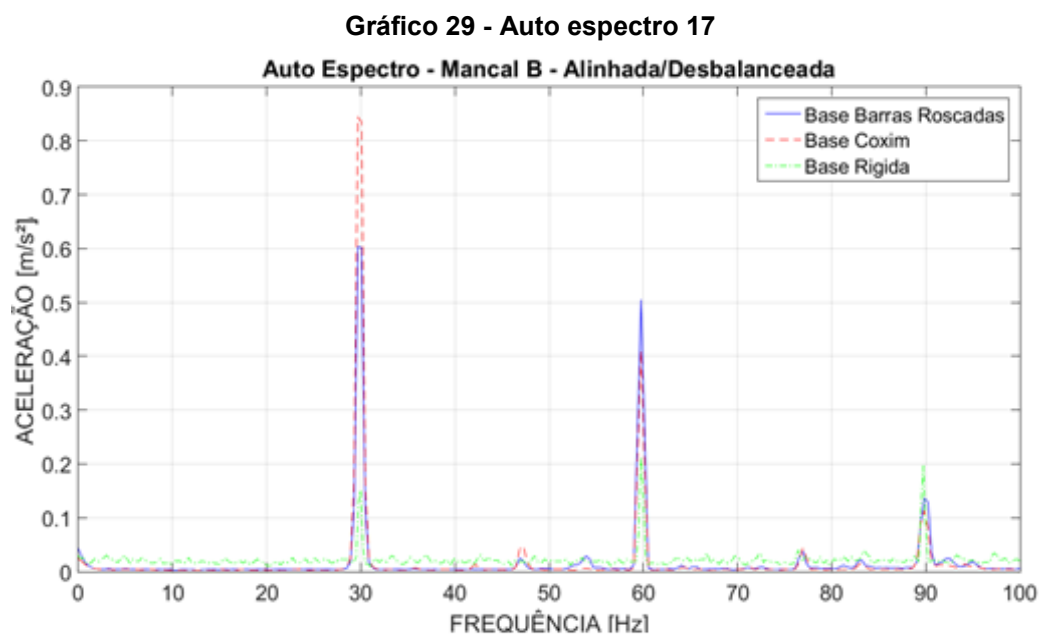
Para o mancal C nas condições alinhada e balanceada, são observados altos níveis de vibração para as duas direções medidas a 1x a frequência de rotação do eixo para a bancada com base de coxims. Quando comparados aos níveis da bancada com base de barras roscadas a proporção de aumento é consideravelmente elevada.

Por outro lado, na frequência de 2x a rotação do eixo, são observados níveis maiores para a bancada com base de barras roscadas. Isto pode estar relacionado a interferência da rede que é uma sub harmônica da frequência de

rotação, pode estar relacionado também a folga mecânica que é caracterizada por elevados níveis de vibração na frequência de 2x a rotação do eixo.

4.5.2 Bancada Alinhada e Desbalanceada

É demonstrado no Gráfico 29 os níveis de vibração para a simulação de desbalanceamento descrita na 3.3.1, foi considerando neste caso apenas a direção radial no mancal B para os três tipos de bancada.



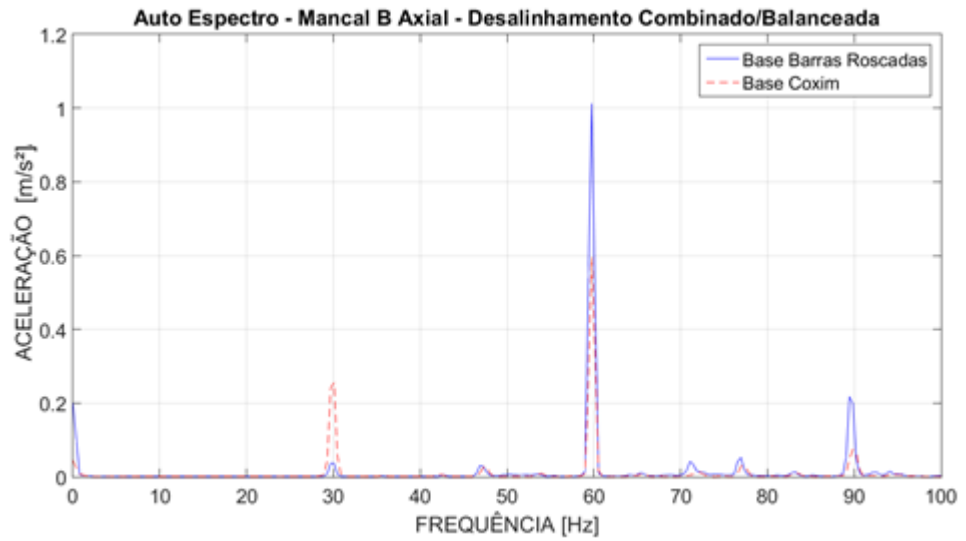
Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Os resultados demonstrados no Gráfico 29 indicam que os dois tipos de modificações na bancada resultaram em maiores níveis de vibração para uma simulação de desbalanceamento, e demonstram que com as modificações se torna mais eficaz a identificação de altos níveis de vibração na frequência de 1x a rotação do eixo, característica deste defeito segundo a literatura.

4.5.3 Bancada Desalinhada e Balanceada

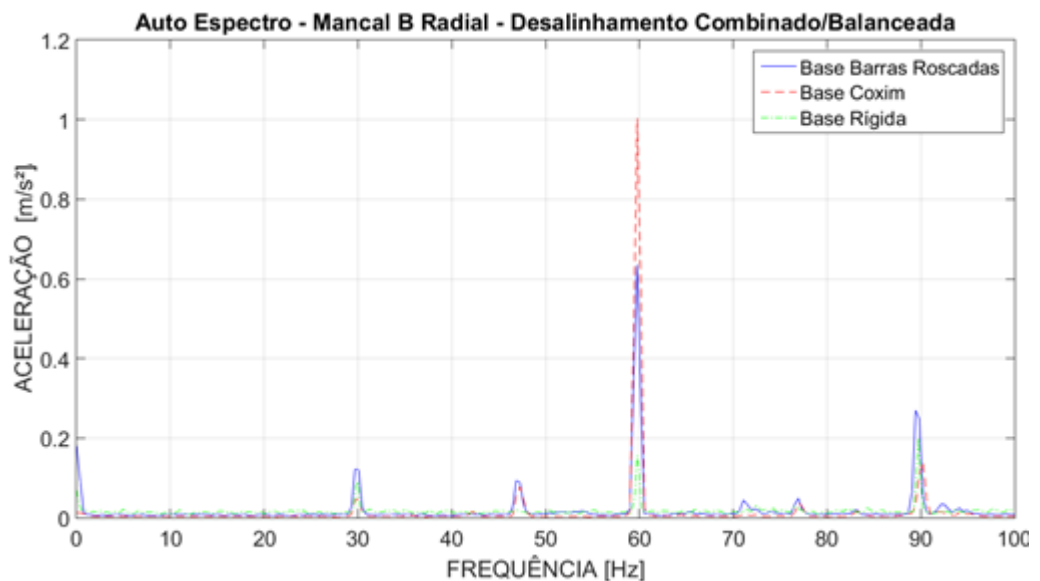
Apresentados nos Gráficos 30 e 31 estão os resultados obtidos para o ensaio de desalinhamento no mancal B nas direções axial e radial respectivamente.

Gráfico 30 - Auto espectro 18



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Gráfico 31 - Auto espectro 19



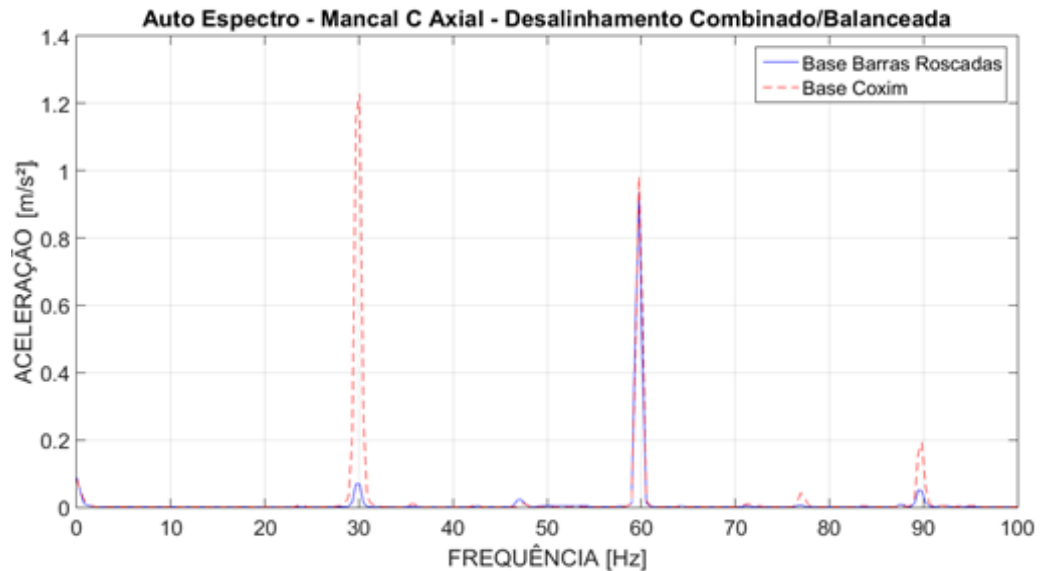
Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Segundo os dados apresentados acima é possível constatar que os picos de vibração se invertem com relação a bancada com maiores níveis de uma direção para a outra. Os dados apresentados no Gráfico 31 configuram um defeito de desalinhamento paralelo para os dois tipos de base construídas para a bancada didática.

São apresentados a seguir os dados encontrados para os níveis de vibração no mancal C para o ensaio de desalinhamento. São demonstrados

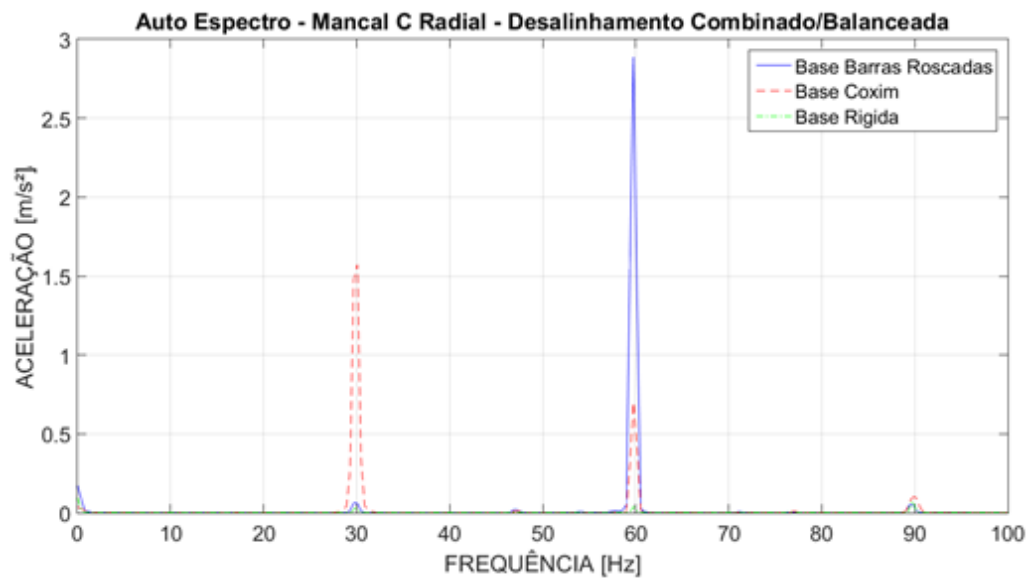
respectivamente nos Gráficos 32 e 33 os níveis de vibração para as direções axial e radial.

Gráfico 32 - Auto espectro 20



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Gráfico 33 - Auto espectro 21



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

É sugerido nos resultados apresentados acima que para a direção axial do mancal C a bancada montada com base de coxins teve maiores níveis de vibração. Uma análise no Gráfico 32 indica características de um desalinhamento angular com a prevalência de níveis de vibração a 1x a frequência de rotação do eixo para a base de coxins, o mesmo não é possível de ser dito para a base de barras roscadas.

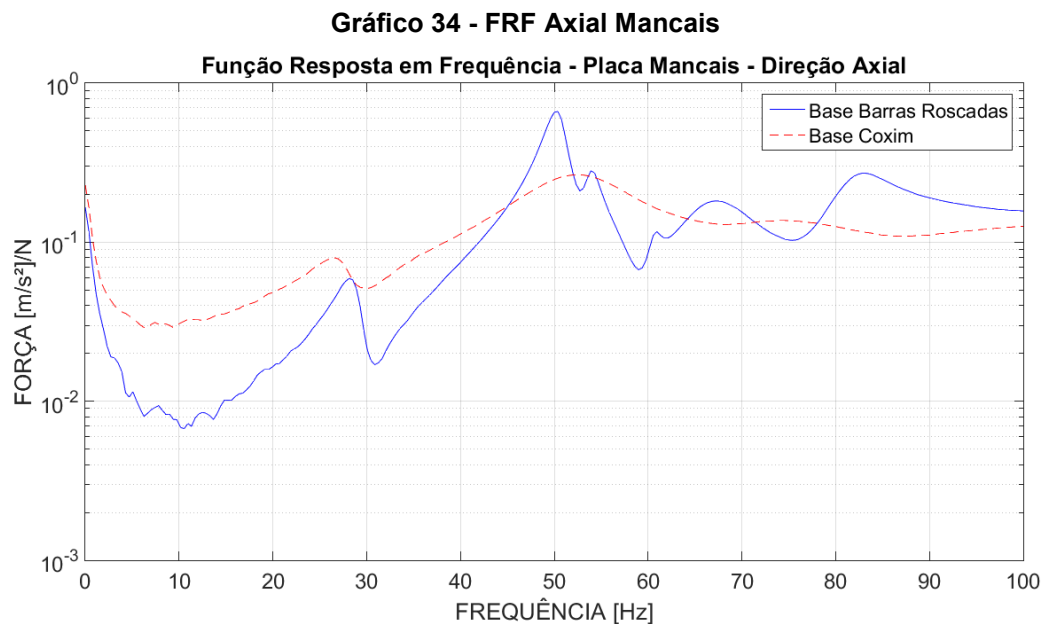
Os resultados apresentados no Gráfico 33 para a base de barras roscadas indica um defeito de desalinhamento paralelo, porém estes dados podem estar mascarados devido a interferência da rede, uma vez que o nível de vibração de 2x a rotação do eixo está fora dos padrões observados no resultado como um todo. Para a frequência de 1x a rotação do eixo observa-se que a base de coxims possui um maior nível de vibração no mancal C na direção radial.

4.6 FUNÇÃO RESPOSTA EM FREQUÊNCIA

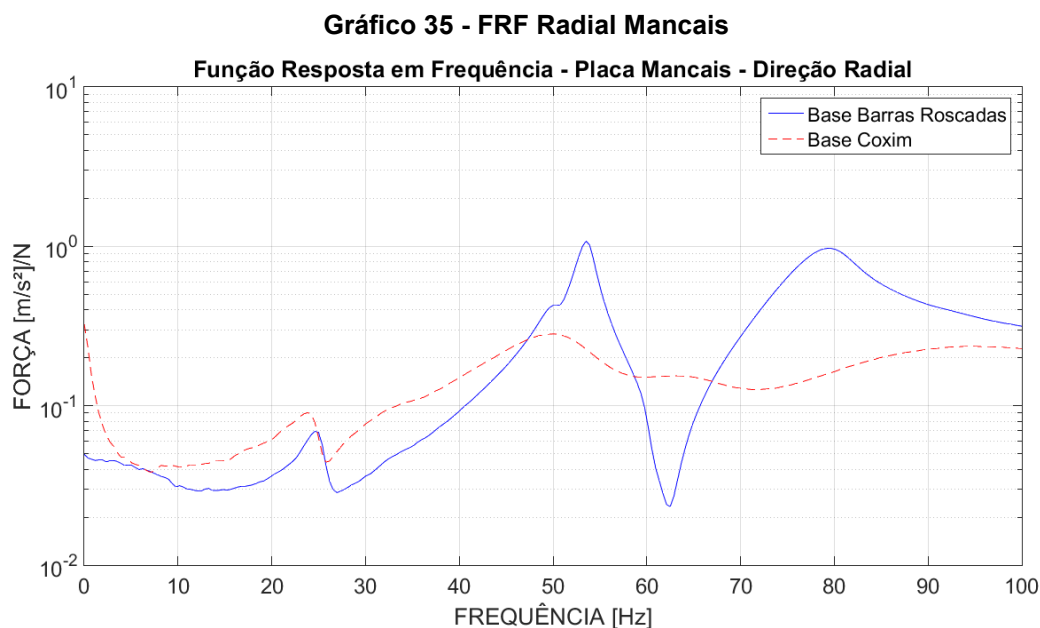
Nos gráficos a seguir são demonstrados os resultados para a função resposta em frequência para as novas estruturas de base desenvolvidas para a bancada didática. Estes resultados estão divididos em direção axial e radial para as regiões das placas metálicas que sustentam os mancais e motor.

4.6.1 Placa Metálica 1 – Mancais

É apresentado nos Gráficos 34 e 35 os resultados do ensaio de impactação nas direções axial e radial respectivamente, estes dados descrevem a função resposta em frequência na região da placa metálica que sustenta os mancais.



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)



Os resultados apresentados nos gráficos acima indicam os picos de vibrações que apontam as frequências naturais das combinações das novas bancadas. É possível observar que para os dois casos, a base de coxins tende a vibrar mais a 1x e 2x o valor da frequência de rotação do eixo, já a 3x, a base de barras roscadas tende a vibrar mais.

Isto corrobora com os resultados apresentados em parte dos gráficos demonstrados anteriormente, em alguns casos as interferências de rede e defeitos de folga mecânica podem ter influenciado nos resultados.

É possível observar também o efeito causado pelo amortecimento característico do material de borracha natural usado na fabricação dos coxins. Os picos de vibrações da base de coxins são mais atenuados se comparados aos picos da base de barras roscadas.

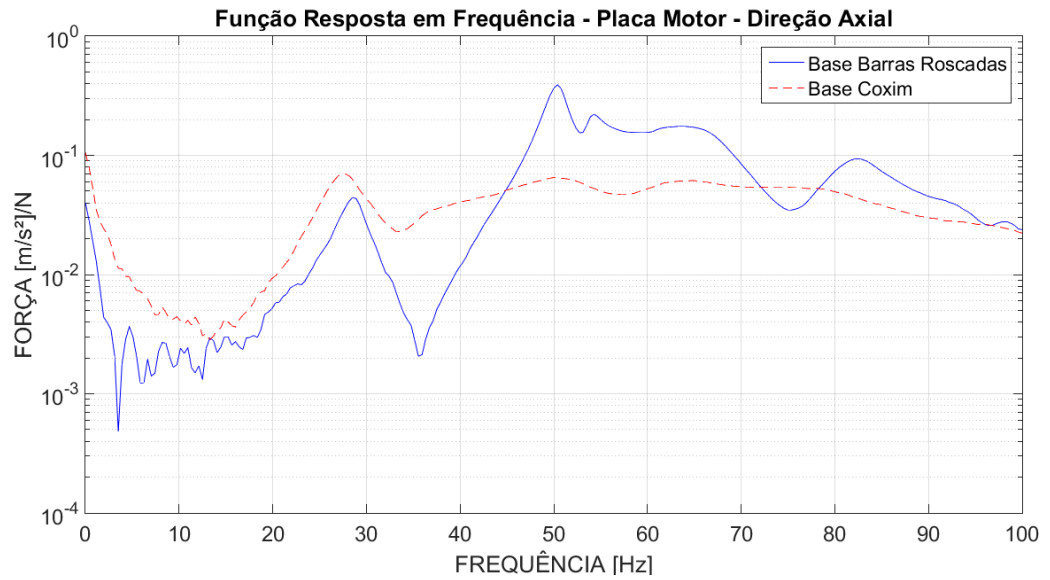
A partir da análise desses dados é possível observar que caso seja utilizado um dispositivo inversor de frequência para modificar a rotação do motor é possível se distanciar da frequência sub harmônica da rede elétrica, podendo assim chegar a dados mais confiáveis e com menos interferência, em termos didáticos.

Com este mesmo dispositivo, é possível aumentar ou diminuir os níveis de vibrações fazendo com que a frequência de rotação coincida ou não com a frequência natural podendo assim ser mostrado nas aulas de laboratório o fenômeno da ressonância.

4.6.2 Placa Metálica 2 – Motor

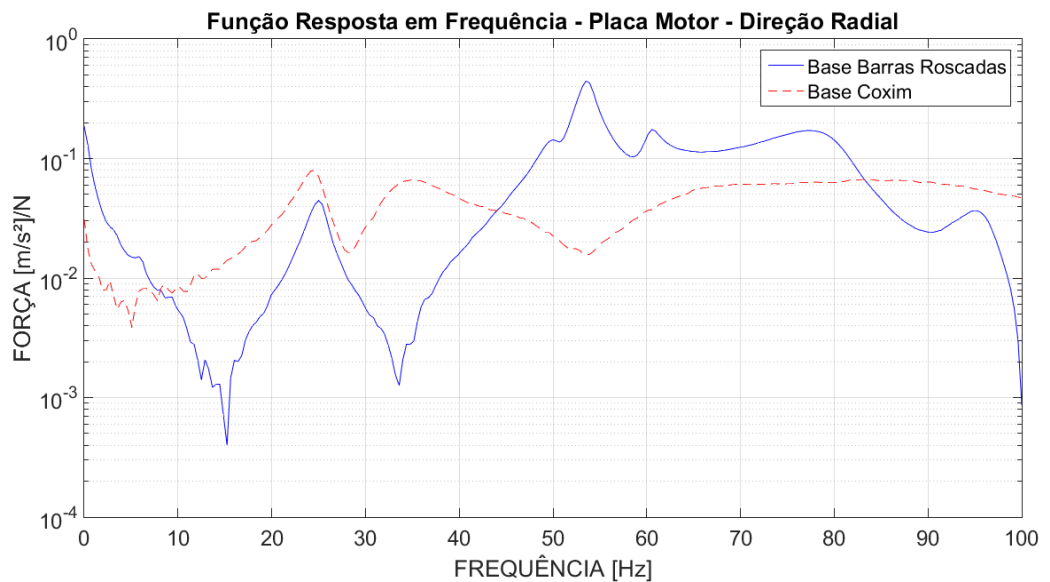
Os resultados do ensaio de impactação apresentados nos Gráficos 36 e 37 retratam a função resposta em frequência nas respectivas direções axial e radial para a placa metálica que sustenta o motor de indução.

Gráfico 36 - FRF Axial Motor 2



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

Gráfico 37 - FRF Radial Motor 2



Fonte: AUTORIA PRÓPRIA (2018)

As características de amortecimento na base de coxins se manteve nos resultados gráficos apresentados acima com a atenuação dos picos, assim como o

fato de que a base de coxins deverá vibrar mais na frequência de 1x a velocidade de rotação do eixo.

A 2x a velocidade de rotação do eixo, a base de barras roscadas possui um elevado valor de resposta nas direções axial e radial quando comparada a bancada de coxins. Este fato aliado a frequência de 2x coincidente com a frequência de rede e folga mecânica podem ter contribuído para os elevados valores observados a 2x a velocidade de rotação do eixo em diversos resultados apresentados acima.

Se forem comparados os valores de resposta em frequência para 3x o valor de rotação do eixo, para a placa que sustenta o motor a vibração na direção axial tende a ser maior para a base de barras roscadas, ao contrário da direção radial que tende a ser maior na base de coxins.

5 CONCLUSÕES

O desenvolvimento de dois projetos de alteração para a bancada didática pertencente ao laboratório foi concluído e validado no sentido de que os níveis de vibrações observados nos ensaios foram mais elevados e relevantes que aqueles observados na bancada com base original.

Os materiais escolhidos para a construção das novas bancadas didáticas têm características que permitem a redução de rigidez da bancada didática, fazendo com que os níveis de vibração observados sejam maiores.

O processo de execução do projeto passou por adversidades que não haviam sido planejadas como por exemplo a quebra do mancal original, porém o trabalho de conclusão de curso faz parte da formação profissional do Engenheiro Mecânico. A integração de todas as disciplinas estudadas no curso foi importante para que os projetos de alteração na bancada fossem finalizados.

O manejo das novas bancadas didáticas por parte do professor e alunos foi facilitado, isso pois o tempo dispendido para os procedimentos de balanceamento, análise de sinais e principalmente alinhamento estão dentro dos limites de duas horas aula. Assim como a melhoria na clareza dos sinais obtidos em termos de didática.

A identificação dos defeitos de desalinhamento não ficou clara em todos os ensaios, isso por interferências como por exemplo a da frequência de rede que coincidiu em ser uma sub harmônica da frequência de rotação do eixo e também a folga mecânica presente no acoplamento que permite elevadas tolerâncias, as quais dificultam a identificação de um defeito de desalinhamento puro.

A implantação do segundo disco rotativo foi importante pois possibilitou a identificação dos defeitos de desbalanceamento estático e dinâmico, além de permitir o balanceamento em dois planos com o uso de diferentes equipamentos presentes no laboratório.

Como conclusão final sobre qual tipo de bancada didática será utilizada, os dois tipos de bancada precisam ser mantidos a fácil acesso como opções para as aulas de Engenharia Mecânica e Tecnologia em Manutenção Industrial.

As duas opções são constituídas de materiais diferentes, é interessante e proveitoso que os alunos tenham a oportunidade de enxergar na prática a diferença

entre eles. Como por exemplo o efeito do amortecimento observado nos Gráficos 34 a 37.

Os pontos fortes que podem ser destacados para a bancada didática com base de barras roscadas são: Rápido alinhamento, facilidade de alinhamento horizontal e vertical, uso de ferramentas convencionais, fácil identificação de defeitos de desalinhamento e desbalanceamento, visualmente menos poluída como demonstrado na Figura 29 apresentada anteriormente.

Para a bancada com base de coxins os pontos fortes são: elevados níveis de vibração para a frequência de rotação nominal do motor, possibilidade de identificação de defeitos de desalinhamento e desbalanceamento e a verificação prática do efeito de amortecimento gerado pelas borrachas.

Demonstrada anteriormente na Figura 31 está o estado final da bancada. Para trabalhos futuros sugere-se a produção de quatro pés ou calços a serem colocados abaixo dos coxins na placa que sustenta os mancais pois esta região necessita estar 18 milímetros mais alta que a placa que sustenta o motor.

5.1 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS:

Analisar o espectro cruzado, ao invés do autoespectro, para identificação dos padrões esperados, pois tudo o que não estiver relacionado com os efeitos cruzados será descartado.

Analisar também o tipo de média síncrona, que descarta as componentes de vibração não relacionada com a rotação.

Sugere-se ainda que sejam feitos estudos para a melhoria na identificação do desalinhamento puro, seja angular ou paralelo. Para que isto seja atingido seria necessária a substituição do acoplamento flexível por um acoplamento com menor tolerância, como por exemplo um acoplamento de engrenagens.

Outra sugestão seria o estudo da influência no uso de um inversor de frequências nos sistemas das duas bancadas, verificando seu efeito nos níveis de vibração e resultados experimentais, visando principalmente a fuga da segunda harmônica de 60Hz que coincide com a frequência de rede da UTFPR.

Uma terceira sugestão consiste na implantação de um sistema de monitoramento remoto de níveis de vibração, caso um dia a universidade disponha de recursos financeiros para tal.

REFERÊNCIAS

ARATO JUNIOR, Adyles. **Manutenção Preditiva: Usando Análise de Vibrações**. Barueri: Manole, 2004. 190 p. ISBN 85-204-1596-2

BIESEK JUNIOR, Luís C. **Detecção de desalinhamento por análise de vibração**. 2017. 87f. Tese (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, 2017.

BULSARA, M. A.; HINGU, A. D.; VAGHASIYA, P. S. Energy loss due to unbalance in rotor–shaft system. **Journal of Engineering, Design and Technology**, v. 14, n. 2, p. 277–285, 2016. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1108/JEDT-09-2013-0064>>. .

CARLOS, J.; OLIVEIRA, S. Análise de indicadores de qualidade e produtividade da manutenção nas indústrias brasileiras. , p. 53–69, 2013.

EISENMANN, ROBERT C.; EISENMANN, R. C. J. **Machinery Malfunction Diagnosis and Correction**. 1. ed. [S.l.]: Prentice Hall, 1997.

ERDOGAN, G.; BAYRAKTAR, F.; SANLITURK, K. MEASUREMENT OF DYNAMIC PROPERTIES OF MATERIALS G.. Erdoğan and F. Bayraktar. **Congress and Exposition on Noise Control Engineering**, 2003.

HINES, JW.; JESSE S.; EDMONDSON. A Estudo mostra que o desalinhamento de eixos reduz a vida dos rolamentos. **University of Tennessee e Dan Nower, Sistemas Computacionais Inc**. 02/1970

INMAN, Daniel J. **Engineering vibration**. Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, 1996. xv, 560 p. ISBN 0-13-158531-9.

JALAN, A. K.; MOHANTY, A. R. Model based fault diagnosis of a rotor-bearing system for misalignment and unbalance under steady-state condition. **Journal of Sound and Vibration**, v. 327, n. 3–5, p. 604–622, 2009. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2009.07.014>>. .

MACEDO DE LIMA, Israel A. **Proposição de uma bancada didática para análise de vibração em manutenção preditiva**. 2014. 82f. Tese (Graduação em Engenharia Automotiva) – Universidade de Brasília, Brasília, 2014.

MESQUITA, A.; SANTIAGO, D.; BEZERRA, R. Detecção de Falhas em Rolamentos Usando Transformada Tempo-Frequência-Comparação com Análise de Envelope. **Mecânica Computacional**, v. 21, n. Outubro, p. 1938–1954, 2002. Disponível em: <<http://www.amcaonline.org.ar/ojs/index.php/mc/article/view/1066/1012>>. .

NEPOMUCENO, Lauro Xavier (Coord.). **Técnicas de manutenção preditiva**. São Paulo, SP: E. Blucher, c1989. 2 v. ISBN 85-212-0092-7 (v.1).

NIGRO, F. E. B. **Balanceamento de Rotores**. São Paulo, 2018.

PATEL, T. H.; DARPE, A. K. Experimental investigations on vibration response of misaligned rotors. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 23, n. 7, p. 2236–2252, 2009. Elsevier. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2009.04.004>>. .

Power Transmission Industries – PTI Brasil (2018, Abril). **Informativo Técnico**. *Catálogo geral de acoplamentos* p.61.

Prufftenick (2018, Abril). **Informativo Técnico**. *Boletim informativo da empresa Prufftenick* p.20.

RAO, S. S. **Vibrações mecânicas**. 4. ed. São Paulo, SP: Pearson Prentice Hall, c2009. xix, 424 p. ISBN 9788576052005.

RIPPER, G. P.; DIAS, R. S.; GARCIA, G. A. A IMPORTÂNCIA DA CALIBRAÇÃO DE ACELERÔMETROS PARA A. .

Sanches Blanes S.A (2018, Abril). **Informativo Técnico**. *Boletim informativo da empresa Sanches Blanes* p.8.

SCHEFFER, C.; GIRDHAR, P. **Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance**. 2004.

SEKHAR, A. S.; PRABHU, B. S. Effects of coupling misalignment on vibrations of rotating machinery. **Journal of Sound and Vibration**, v. 185, n. 4, p. 655–671, 1995.

SHREVE, D. H. Signal processing for effective vibration analysis. , , n. November, 1995.

SILVA, B. T. V. DA. **BANCADA PARA ANÁLISE DE VIBRAÇÃO**: Análise de falhas em máquinas rotativas. , 2012.

SOEIRO, N. S.; MESQUITA, A. L. A.; SETÚBAL, F. A. DO N.; MELO, G. DA S. V.; COSTA, E. DA S. Desenvolvimento De Banca Experimental Para Estudo De Dinâmica De Rotor E Implementação De Procedimentos De Balanceamento De Rotor Rígido E Rotor Flexível. **VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica**, v. 21, n. 1, 2010. Disponível em: <<http://www.abcm.org.br/app/webroot/anais/conem/2010/PDF/CON10-1682.pdf>>. .

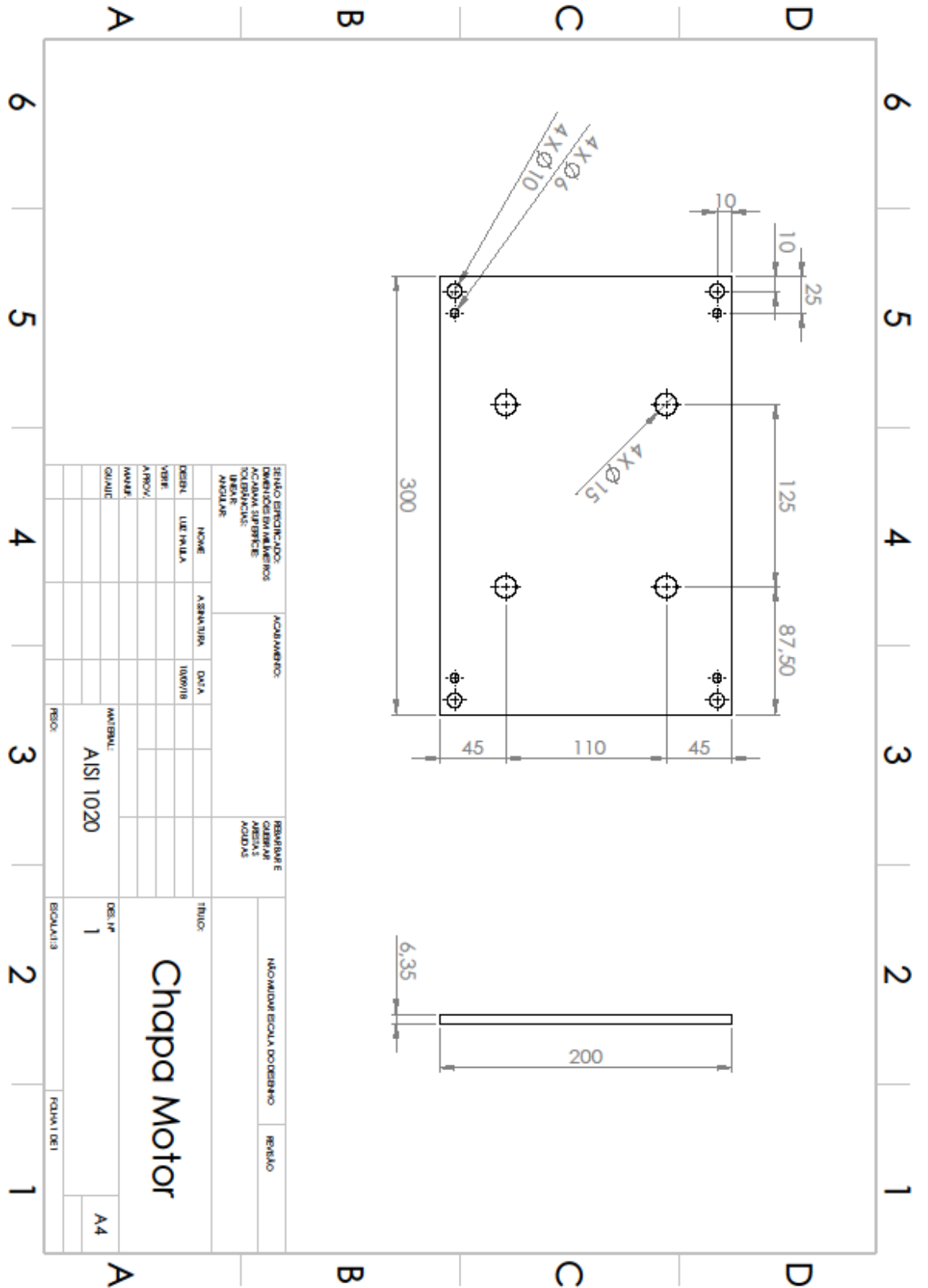
SZYMON, Alex A; PIETA, F. **Bancada didática de alinhamento de máquinas rotativas**. 2011. 55f. Tese (Tecnólogo em Manutenção Industrial) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, 2011.

XU, M.; MARANGONI, R. D. Vibration analysis of a motor-flexible coupling-rotor system subject to misalignment and unbalance, part ii: Experimental validation. **Journal of Sound and Vibration**, 1994.

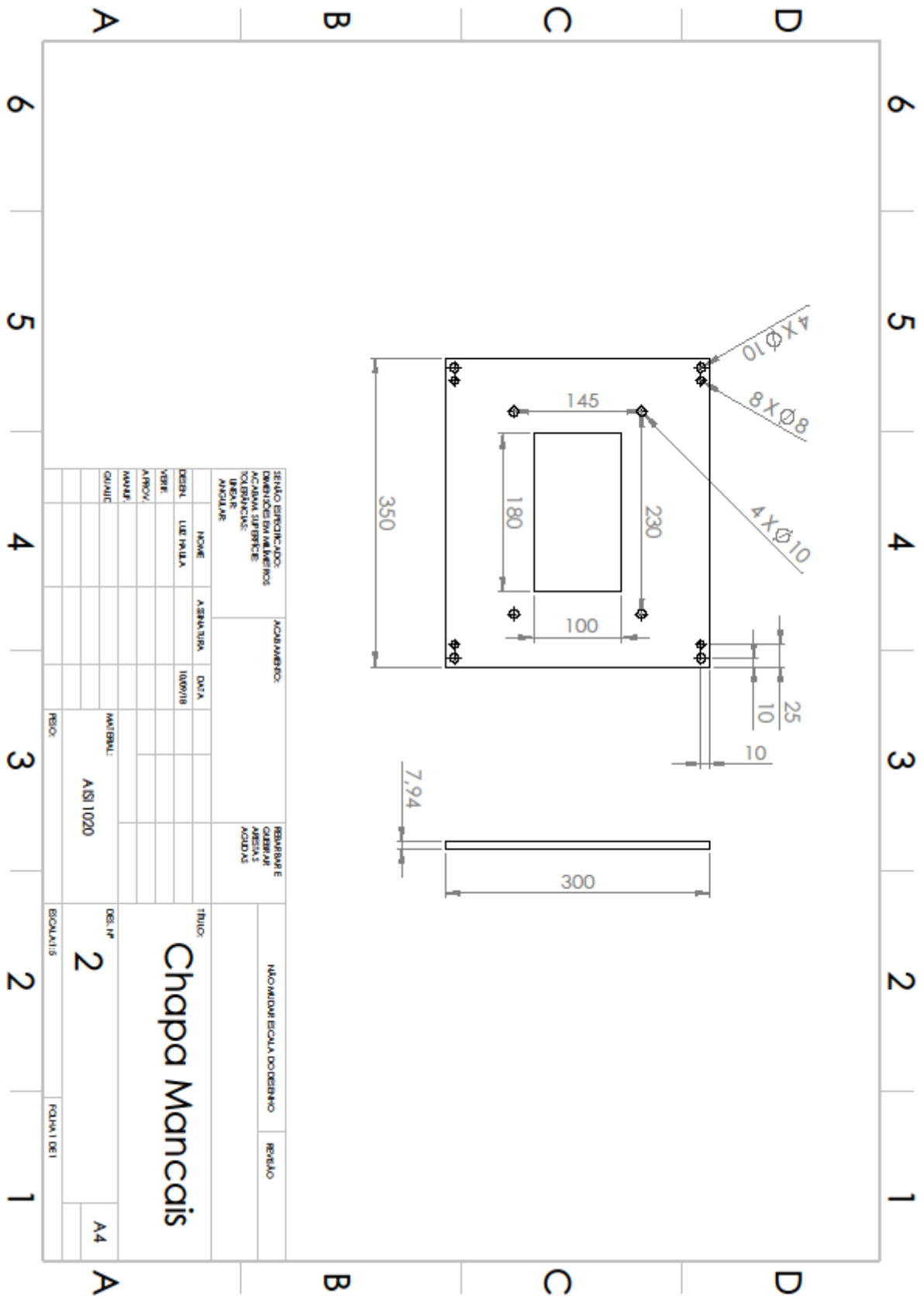
ZHANG, J.; PEREZ, R. J.; LAVERNIA, E. J. Documentation of damping capacity of metallic, ceramic and metal-matrix composite materials. **Journal of Materials Science**, v. 28, n. 9, p. 2395–2404, 1993.

APÊNDICES

APÊNDICE 1 – Desenho Técnico 1 Chapa Motor



APÊNDICE 2 – Desenho Técnico 2 Chapa Mancais



SERVIÇO EXECUCIONADO:		ACABAMENTO:	
DIMENSIONAMENTO:		REVISÃO:	
ACABAMENTO:		CATEGORIA:	
COLERAÇÃO:		ACORDO:	
LUBRIFICANTE:		MATERIAL:	
MATERIAL:		AISI 1020	
NOME:		ASSINATURA:	
LUBRIFICANTE:		DATA:	
VOLUME:		10/09/18	
AUTOR:			
APROVADO:			
QUALIFICACAO:			
REVISOR:			

Chapa Mancais

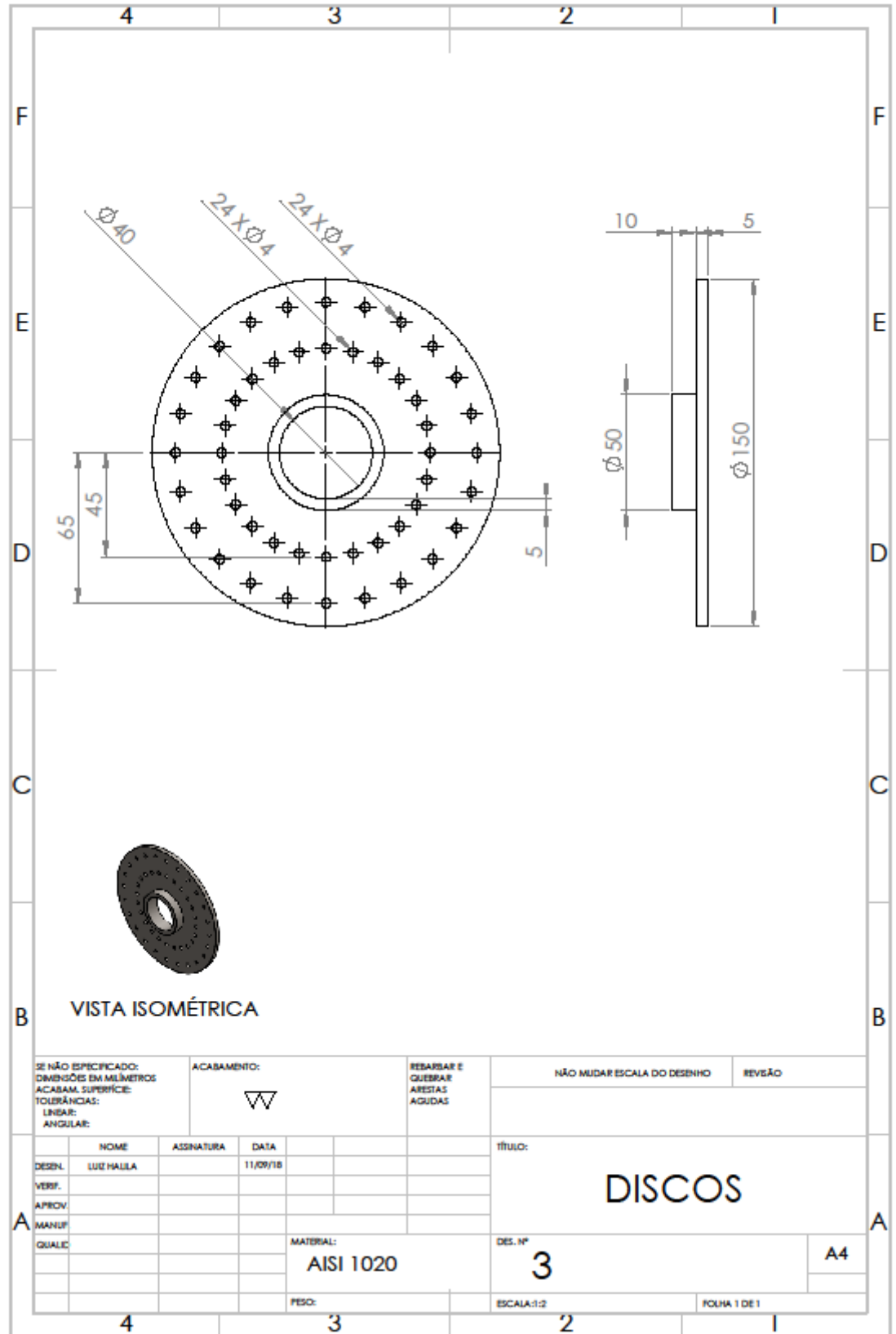
DES. Nº 2

A4

ESCALA: 1:1

FORMA: 1/01

APÊNDICE 3 – Desenho Técnico 3 Disco Rotativo



APÊNDICE 4 – CÓDIGO MATLAB® - Função Resposta em Frequência

28/10/18 20:49 G:\Meu Drive\UTFP...\SINAIS IMPACTO AXIAL.m 1 of 2

```

clc
clear all
close all
format short
%-----%
%          Programmer: Luiz Halila          %
%          Subject: Signal Analysis TCC 2   %
%          Mechanical Engineering Bachelor %
%          Universidade Tecnológica Federal de Paraná %
%          Pato Branco                     %
%          FAF - |F/X| - AXIAL              %
%-----%
%
%# File Reader
%select files to be read.
%# Open exported data
% Placa Mancais Radial
file1 = 'ROS_MAN_AXI.txt';
file2 = 'COX_MAN_AXI.txt';
% Placa Motor Radial
file3 = 'ROS_MOT_AXI.txt';
file4 = 'COX_MOT_AXI.txt';
%Average analysis time in seconds;
%T = 22;
% File reader function
[header1 , data1] = hdrload(file1);
[header2 , data2] = hdrload(file2);
[header3 , data3] = hdrload(file3);
[header4 , data4] = hdrload(file4);
% Data placement 1
[lines1 , columns1] = size(data1);
data1 = data1'
F1 = [data1(1:401,1)];
a1 = [data1(1:401,2)];
b1 = [data1(402:802,2)];
XF1 = sqrt(((a1).^2)+((b1).^2))
% Data placement 2
[lines2 , columns2] = size(data2);
data2 = data2'
F2 = [data2(1:401,1)];
a2 = [data2(1:401,2)];
b2 = [data2(402:802,2)];
XF2 = sqrt(((a2).^2)+((b2).^2))
% Data placement 3
[lines3 , columns3] = size(data3);
data3 = data3'
F3 = [data3(1:401,1)];
a3 = [data3(1:401,2)];
b3 = [data3(402:802,2)];
XF3 = sqrt(((a3).^2)+((b3).^2))
% Data placement 4

```

28/10/18 20:49 G:\Meu Drive\UTFP...\SINAIS IMPACTO AXIAL.m 2 of 2

```

[lines4 , columns4] = size(data4);
data4 = data4';
F4 = [data4(1:401,1)];
a4 = [data4(1:401,2)];
b4 = [data4(402:802,2)];
XF4 = sqrt(((a4).^2)+((b4).^2))
%% Comparison between natural frequency response within first and second bench
figure(3)
semilogy(F1,XF1)
hold on
semilogy(F2,XF2)
xlabel('FREQUÊNCIA [Hz]')
xlim([0,100])
ylabel ('FORÇA [m/s^2]/N')
title('Função Resposta em Frequência - Placa Mancais - Direção Axial')
legend ('Base Barras Roscadas','Base Coxim')
grid on;
%
figure(4)
semilogy(F3,XF3)
hold on
semilogy(F4,XF4)
xlabel('FREQUÊNCIA [Hz]')
xlim([0,100])
ylabel ('FORÇA [m/s^2]/N')
title('Função Resposta em Frequência - Placa Motor - Direção Axial')
legend ('Base Barras Roscadas','Base Coxim')
grid on;

```

APÊNDICE 5 – Código MATLAB® - Identificação De Defeitos: Ângulo De Fase

28/10/18 20:45 G:\Meu Drive\...\SIGNAL READER Fase Axial.m 1 of 2

```

clc
clear all
close all
format short
%
%-----%
%          Programmer: Luiz Halila          %
%          Subject: Signal Analysis TCC 2    %
%          Mechanical Engineering Bachelor  %
%          Universidade Tecnológica Federal %
%          Pato Branco                      %
%          ÂNGULO DE FASE                   %
%          VERIF ANGULO DE FASE PARA DESAL %
%-----%
%
%% File Reader
% Chart title definition
name=['PLACE / BENCH SETTINGS'];
%% Open exported data
% Bancada Base Roscada
file1 = 'M1_FASE_AXIAL_DESAL.txt';
% Bancada Coxim
file2 = 'M2_FASE_AXIAL_DESAL.txt';
% Average analysis time
T = 22;
% File reader
[header1 , data1] = hdrload(file1);
[header2 , data2] = hdrload(file2);
% Data placement 1
[lines1 , columns1] = size(data1);
data1 = data1'
F = [data1(1:401,1)];
a = [data1(1:401,2)];
b = [data1(402:802,2)];
c = atan2(b,a)
z = (c*180)/pi
% Data placement 2
[lines2 , columns2] = size(data2);
data2 = data2'
F2 = [data2(1:401,1)];
a2 = [data2(1:401,2)];
b2 = [data2(402:802,2)];
c2 = atan2(b2,a2)
z2 = (c2*180)/pi
%% Charts
figure(1)
plot(F,z)
xlabel('FREQUENCIA [Hz]')
xlim([0,100])
ylabel ('ÂNGULO[Grads]')
title('ESPECTRO CRUZADO - DESALINHAMENTO ANGULAR')

```

28/10/18 20:45 G:\Meu Drive\...\SIGNAL READER Fase Axial.m 2 of 2

```
legend ('Base Barra Roscada')
grid on;
*
figure(2)
plot(F2,z2)
xlabel('FREQUENCIA [Hz]')
xlim([0,100])
ylabel ('ANGULO[Grave]')
title('ESPECTRO CRUZADO - DESALINHAMENTO ANGULAR')
legend ('Base Coxim')
grid on;
```

APÊNDICE 6 – CÓDIGO MATLAB® - Identificação de Defeitos: Desalinhamento Angular, Paralelo

28/10/18 20:44 G:\Meu Drive\UTF...\SIGNAL READER ROSCADA.m 1 of 2

```

clc
clear all
close all
format short
%
%-----%
%                               %
%                               %
%                               %
%                               %
%                               %
%                               %
%                               %
%-----%
%
%% File Reader
% Chart title definition
name=['PLACE / BENCH SETTINGS'];
%% Open exported data
% Manual C Axial
file1 = 'ROS_1_1_MOT_AXI.txt';
file2 = 'ROS_1_1_DA_MOT_AXI.txt';
%Manual B Axial
file3 = 'ROS_1_3_MAN_AXI.txt';
file4 = 'ROS_1_3_DA_MAN_AXI.txt';
% Average analysis time
tR = 22;
% File reader
[header1 , data1] = hdrload(file1);
[header2 , data2] = hdrload(file2);
[header3 , data3] = hdrload(file3);
[header4 , data4] = hdrload(file4);
% Data placement 1
[lines1 , columns1] = size(data1);
data1 = data1';
A1 = [data1(1:401,2)];
F1 = [data1(1:401,1)];
% Data placement 2
[lines2 , columns2] = size(data2);
data2 = data2';
A2 = [data2(1:401,2)];
F2 = [data2(1:401,1)];
% Data placement 3
[lines3 , columns3] = size(data3);
data3 = data3';
A3 = [data3(1:401,2)];
F3 = [data3(1:401,1)];
% Data placement 4
[lines4 , columns4] = size(data4);
data4 = data4';
A4 = [data4(1:401,2)];

```

28/10/18 20:44 G:\Meu Drive\UTF...\SIGNAL READER ROSCADA.m 2 of 2

```
F4 = [data4(1:401,1)];  
%% Comparison Between Levels  
figure(1)  
plot(F1, A1)  
hold on  
plot(F2, A2)  
xlabel('FREQUÊNCIA [Hz]')  
xlim([0,100])  
ylabel ('ACELERAÇÃO [m/s2]')  
ylim([0,1.05])  
title('Auto Espectro - Base Barra Roscada - Mancal C Axial - Verificação de  
Desalinhamento Angular')  
legend ('Base Alinhada', 'Base Desalinhada')  
grid on;  
%  
figure(6)  
plot(F3, A3)  
hold on  
plot(F4, A4)  
xlabel('FREQUÊNCIA [Hz]')  
xlim([0,100])  
ylabel ('ACELERAÇÃO [m/s2]')  
ylim([0,1.05])  
title('Auto Espectro - Base Barra Roscada - Mancal B Axial - Verificação de  
Desalinhamento Angular')  
legend ('Base Alinhada', 'Base Desalinhada')  
grid on;
```

APÊNDICE 7 – CÓDIGO MATLAB® - Identificação de Defeitos: Desbalanceamento

28/10/18 20:47 G:\Meu Drive\UTF...\SIGNAL READER ROSCADA.m 1 of 2

```

clc
clear all
close all
format short
%
%-----%
%          Programmer: Luiz Halila          %
%          Subject: Signal Analysis TCC 2    %
%          Mechanical Engineering Bachelor  %
%          Universidade Tecnológica Federal %
%          Pato Branco                      %
%          VERIFICAÇÃO DE DEFEITOS - BARRA %
%          Desalinhamento Paralelo        %
%-----%
%
%% File Reader
% Chart title definition
name=['PLACE / BENCH SETTINGS'];
%% Open exported data
% Mancal C Radial
file1 = 'ROS_1_2_MOT_RAD.txt';
file2 = 'ROS_1_2_DA_MOT_RAD.txt';
% Mancal B Radial
file3 = 'ROS_1_4_MAN_RAD.txt';
file4 = 'ROS_1_4_DA_MAN_RAD.txt';
% Average analysis time
%T = 22;
% File reader
[header1 , data1] = hdrload(file1);
[header2 , data2] = hdrload(file2);
[header3 , data3] = hdrload(file3);
[header4 , data4] = hdrload(file4);
% Data placement 1
[lines1 , columns1] = size(data1);
data1 = data1';
A1 = [data1(1:401,2)];
F1 = [data1(1:401,1)];
% Data placement 2
[lines2 , columns2] = size(data2);
data2 = data2';
A2 = [data2(1:401,2)];
F2 = [data2(1:401,1)];
% Data placement 3
[lines3 , columns3] = size(data3);
data3 = data3';
A3 = [data3(1:401,2)];
F3 = [data3(1:401,1)];
% Data placement 4
[lines4 , columns4] = size(data4);
data4 = data4';
A4 = [data4(1:401,2)];

```

28/10/18 20:47 G:\Meu Drive\UTF...\SIGNAL READER ROSCADA.m 2 of 2

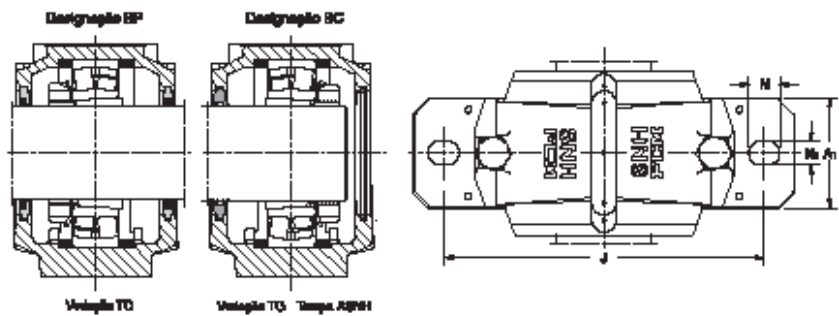
```

F4 = [data4(1:401,1)];
%% Comparison Between Levels
figure(1)
plot(F1, A1)
hold on
plot(F2, A2)
xlabel('FREQUÊNCIA [Hz]')
xlim([0,100])
ylabel ('ACELERAÇÃO [m/s2]')
ylim([0,1.05])
title('Auto Espectro - Base Barra Roscada - Mancal C Radial - Verificação de
Desalinhamento Paralelo')
legend ('Base Alinhada','Base Desalinhada')
grid on;
%
figure(6)
plot(F3, A3)
hold on
plot(F4, A4)
xlabel('FREQUÊNCIA [Hz]')
xlim([0,100])
ylabel ('ACELERAÇÃO [m/s2]')
ylim([0,1.05])
title('Auto Espectro - Base Barra Roscada - Mancal B Radial - Verificação de
Desalinhamento Paralelo')
legend ('Base Alinhada','Base Desalinhada')
grid on;

```

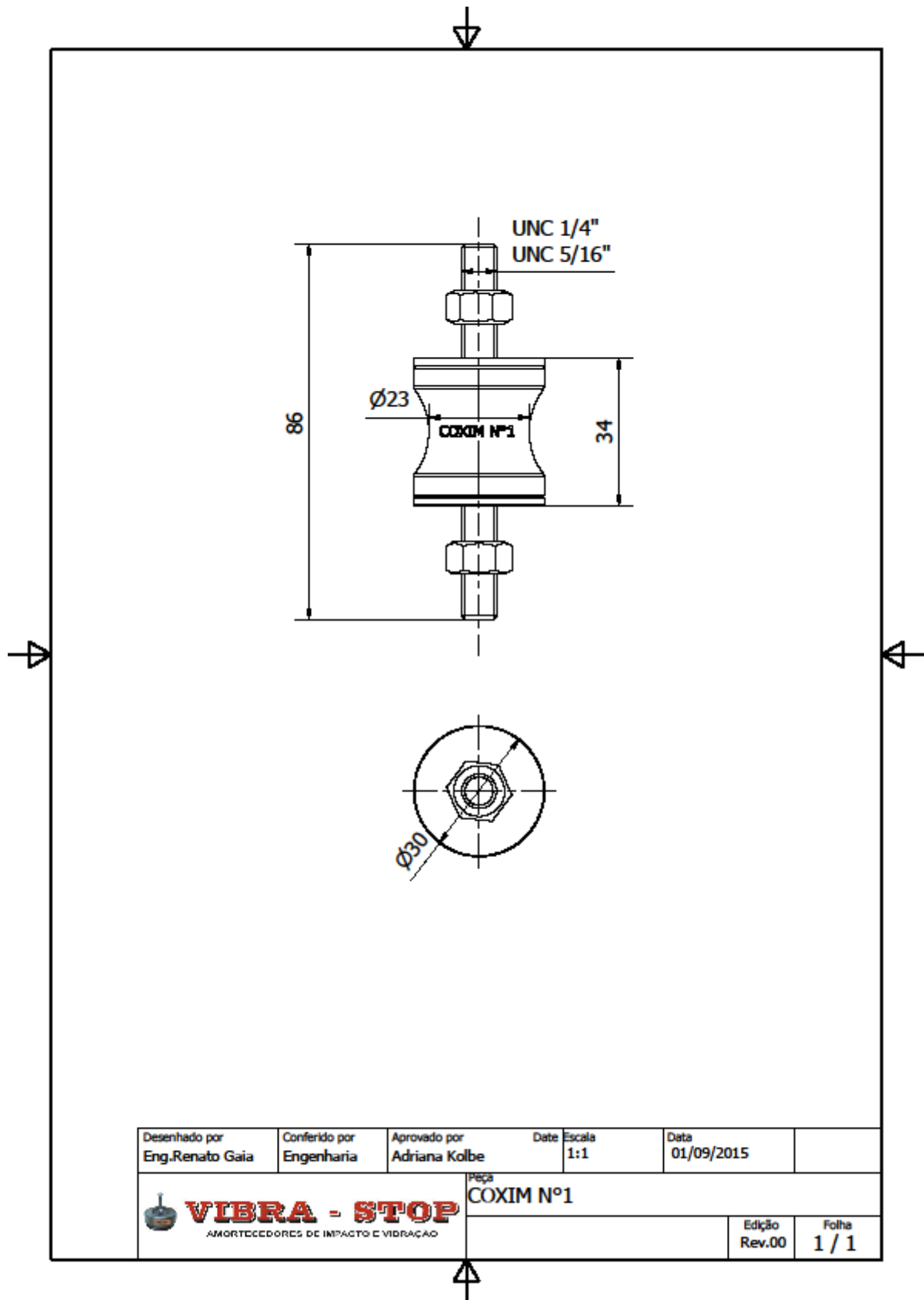
ANEXOS

ANEXO 1 – Catálogo FCM: Descrição de Rolamento Recomendado para Caixa de Rolamento Snh.



Diâmetro do eixo d_1 mm	Componentes adequados			Componentes separados					tempo médio
	rolamento	luz de furação	anel de bloqueio Qt. a designação	uma ou mais vedações	2 vedações de lábio duplo	2 vedações de anéis V	2 vedações de lábio	2 vedações de lábio	
20	1205 K	H 205	2 FRB 52/5	SNH 505	TSNH 505 G	TSNH 505 A	TSNH 505 C	TSNH 505 B	ASNH 505
	2205 K	H 305	2 FRB 52/3,5						
	22205 K	H 305	2 FRB 52/3,5						
25	1305 K	H 305	2 FRB 62/7,5	SNH 505-605	TSNH 605 G	TSNH 605 A	TSNH 605 C	TSNH 605 B	ASNH 505-605
	2305 K	H 2305	2 FRB 62/4						
26	1206 K	H 206	2 FRB 62/8	SNH 505-605	TSNH 505 G	TSNH 505 A	TSNH 505 C	TSNH 505 B	ASNH 505-605
	2206 K	H 306	2 FRB 62/6						
	22206 K	H 306	2 FRB 62/6						
30	1306 K	H 306	2 FRB 72/7,5	SNH 507-606	TSNH 606 G	TSNH 606 A	TSNH 606 C	TSNH 606 B	ASNH 507-606
	2306 K	H 2306	2 FRB 72/3,5						
	1207 K	H 207	2 FRB 72/8,5	SNH 507-606	TSNH 507 G	TSNH 507 A	TSNH 507 C	TSNH 507 B	ASNH 507-606
36	2207 K	H 307	2 FRB 72/5,5						
	22207 K	H 307	2 FRB 72/5,5						
	1307 K	H 307	2 FRB 80/9	SNH 508-607	TSNH 607 G	TSNH 607 A	TSNH 607 C	TSNH 607 B	ASNH 508-607
40	2307 K	H 2307	2 FRB 80/4						
	1208 K	H 208	2 FRB 80/10,5	SNH 508-607	TSNH 508 G	TSNH 508 A	TSNH 508 C	TSNH 508 B	ASNH 508-607
	2208 K	H 308	2 FRB 80/8						
46	22208 K	H 308	2 FRB 80/8						
	1308 K	H 308	2 FRB 90/9	SNH 510-608	TSNH 608 G	TSNH 608 A	TSNH 608 C	TSNH 608 B	ASNH 510-608
	2308 K	H 2308	2 FRB 90/4						
40	21308 K	H 308	2 FRB 90/9						
	22308 K	H 2308	2 FRB 90/4						
	1209 K	H 209	2 FRB 85/5,5	SNH 509	TSNH 509 G	TSNH 509 A	TSNH 509 C	TSNH 509 B	ASNH 509
46	2209 K	H 309	2 FRB 85/3,5						
	22209 K	H 309	2 FRB 85/3,5						
	1309 K	H 309	2 FRB 100/9,5	SNH 511-609	TSNH 609 G	TSNH 609 A	TSNH 609 C	TSNH 609 B	ASNH 511-609
46	2309 K	H 2309	2 FRB 100/4						
	21309 K	H 309	2 FRB 100/9,5						
	22309 K	H 2309	2 FRB 100/4						
46	1210 K	H 210	2 FRB 90/10,5	SNH 510-608	TSNH 510 G	TSNH 510 A	TSNH 510 C	TSNH 510 B	ASNH 510-608
	2210 K	H 310	2 FRB 90/9						
	22210 K	H 310	2 FRB 90/9						
52	1310 K	H 310	2 FRB 110/10,5	SNH 512-610	TSNH 610 G	TSNH 610 A	TSNH 610 C	TSNH 610 B	ASNH 512-610
	2310 K	H 2310	2 FRB 110/4						
	21310 K	H 310	2 FRB 110/10,5						
	22310 K	H 2310	2 FRB 110/4						

ANEXO 2 – Catálogo Vibrastop: Desenho Técnico Coxim



ANEXO 3 – Catálogo SNR: Mancal P207 E Rolamento Uc207



Ficha técnica

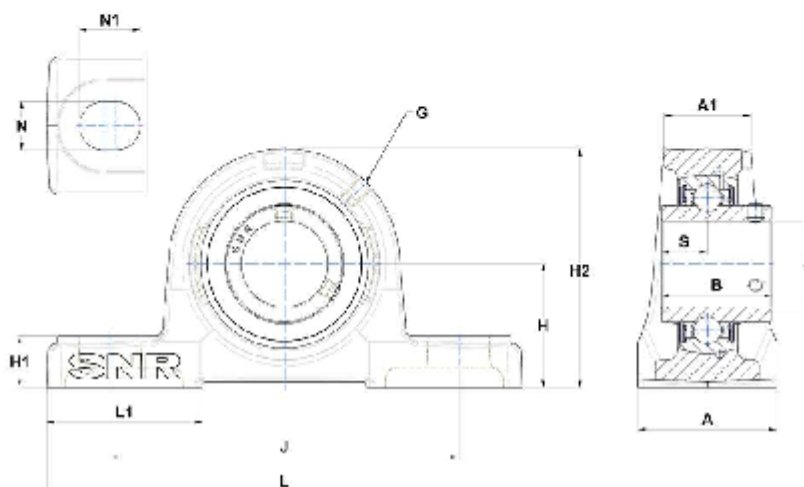
UCP.207

Flangeadas

corpo fundido cinzento, rolamentos de esferas com inserção radial e conector para o conjunto de parafusos, junta de vedação com anel de projeção



Display(s)



Características técnicas

A	48 mm
A1	31 mm
B	42,9 mm
d	35 mm
G	M8x1
H	47,6 mm
H1	19 mm
H2	94 mm
J	127 mm
L	167 mm
L1	54 mm
N	17mm
N1	21 mm
ø1	21,45 mm
S	17,5 mm

Desempenho	
C	25,7 kN
C0	15,2 kN
T min.	-20 °C
T max.	100 °C

Outras características	
Peso	1,67 kg
Torque recomendado para fixação do parafuso da prensa	11,5 Nm
Designação do corpo	P207-
Designação do rolamento	UC207G2

ANEXO 4 – Código MATLAB®: Função Hdrload

28/10/18 20:46 G:\Meu Drive\UTFR 2018-2\TCC ...\hdrload.m 1 of 3

```

function [header, data] = hdrload(file)

% HDRLOAD Load data from an ASCII file containing a text header.
% [header, data] = HDRLOAD('filename.ext') reads a data file
% called 'filename.ext', which contains a text header. There
% is no default extension; any extensions must be explicitly
% supplied.
%
% The first output, HEADER, is the header information,
% returned as a text array.
% The second output, DATA, is the data matrix. This data
% matrix has the same dimensions as the data in the file, one
% row per line of ASCII data in the file. If the data is not
% regularly spaced (i.e., each line of ASCII data does not
% contain the same number of points), the data is returned as
% a column vector.
%
% Limitations: No line of the text header can begin with
% a number. Only one header and data set will be read,
% and the header must come before the data.
%
% See also LOAD, SAVE, SEC_CONVERT, FSCANF, FPRINTF, STRZMAT.
% See also the IOFUN directory.

% check number and type of arguments
if nargin < 1
    error('Function requires one input argument');
elseif ~isstr(file)
    error('Input must be a string representing a filename');
end

% Open the file. If this returns a -1, we did not open the file
% successfully.
fid = fopen(file);
if fid == -1
    error('File not found or permission denied');
end

% Initialize loop variables
% We store the number of lines in the header, and the maximum
% length of any one line in the header. These are used later
% in assigning the 'header' output variable.
no_lines = 0;
max_line = 0;

% We also store the number of columns in the data we read. This
% way we can compute the size of the output based on the number
% of columns and the total number of data points.
ncols = 0;

% Finally, we initialize the data to [].

```

28/10/18 20:46 G:\Meu Drive\UTPR 2018-2\TCC ... \hdrload.m 2 of 3

```

data = [];

% Start processing.
line = fgetl(fid);
if ~isstr(line)
    disp('Warning: file contains no header and no data')
end;
[data, ncols, errmsg, nextindex] = sscanf(line, '%f');

% One slight problem, pointed out by Peter vanderWal: If the
% first character of the line is 'e', then this will scan as
% 0.00e+00. We can trap this case specifically by using the
% 'next index' output: in the case of a stripped 'e' the next
% index is one, indicating zero characters read. See the help
% entry for 'sscanf' for more information on this output
% parameter. We loop through the file one line at a time until
% we find some data. After that point we stop checking for
% header information. This part of the program takes most of the
% processing time, because fgetl is relatively slow (compared to
% fscanf, which we will use later).
while isempty(data) || (nextindex==1)
    no_lines = no_lines+1;
    max_line = max([max_line, length(line)]);
    % Create unique variable to hold this line of text information.
    % Store the last-read line in this variable.
    eval(['line', num2str(no_lines), '=line;']);
    line = fgetl(fid);
    if ~isstr(line)
        disp('Warning: file contains no data')
        break
    end;
    [data, ncols, errmsg, nextindex] = sscanf(line, '%f');
end % while

% Now that we have read in the first line of data, we can skip
% the processing that stores header information, and just read
% in the rest of the data.
data = [data; fscanf(fid, '%f')];
fclose(fid);

% Create header output from line information. The number of lines
% and the maximum line length are stored explicitly, and each
% line is stored in a unique variable using the 'eval' statement
% within the loop. Note that, if we knew a priori that the
% headers were 10 lines or less, we could use the STR2MAT
% function and save some work. First, initialize the header to an
% array of spaces.
header = setstr(' '*ones(no_lines, max_line));
for i = 1:no_lines
    varname = ['line' num2str(i)];
    % Note that we only assign this line variable to a subset of

```

28/10/18 20:46 G:\Meu Drive\UTFPR 2018-2\TCC ...\hdrload.m 3 of 3

```
% this row of the header array. We thus ensure that the matrix
% sizes in the assignment are equal. We also consider blank
% header lines using the following IF statement.
if eval(['length(' varname ')~=0'])
    eval(['header(i, 1:length(' varname ') - ' varname ');']);
end
end % for

% Resize output data, based on the number of columns (as returned
% from the sscanf of the first line of data) and the total number
% of data elements. Since the data was read in row-wise, and
% MATLAB stores data in columnwise format, we have to reverse the
% size arguments and then transpose the data. If we read in
% irregularly spaced data, then the division we are about to do
% will not work. Therefore, we will trap the error with an EVAL
% call; if the reshape fails, we will just return the data as is.
eval(['data = reshape(data, ncols, length(data)/ncols)'];, ''');
```