



**Universidade de Brasília - UnB  
Faculdade UnB Gama - FGA  
Curso de Engenharia Automotiva**

**PROPOSIÇÃO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA  
ANÁLISE DE VIBRAÇÃO EM MANUTENÇÃO  
PREDITIVA**

**Autor: Israel Antônio Macedo de Lima  
Orientador: Maria Alzira de Araújo Nunes**

**Brasília, DF  
2014**



**ISRAEL ANTONIO MACEDO DE LIMA**

**TÍTULO: PROPOSIÇÃO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA ANÁLISE DE  
VIBRAÇÃO EM MANUTENÇÃO PREDITIVA.**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Orientador: Prof. Dr. Maria Alzira de Araújo Nunes

**Brasília, DF  
2014**

## CIP – Catalogação Internacional da Publicação\*

Macedo de Lima, Israel Antonio.

Proposição de uma bancada didática para análise de vibração gerada por desalinhamento e desbalanceamento / Israel Antonio Macedo de Lima. Brasília: UnB, 2013. 103 p. : il. ; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília Faculdade do Gama, Brasília, 2013. Orientação: Maria Alzira de Araujo Nunes .

1. Bancada didática. 2. Análise modal. 3. Desalinhamento I. Nunes, Maria Alzira de Araujo Nunes. Prof. Dr.

CDU Classificação

- A ficha catalográfica oficial deverá ser solicitada à Biblioteca pelo aluno após a apresentação.



## **REGULAMENTO E NORMA PARA REDAÇÃO DE RELATÓRIOS DE PROJETOS DE GRADUAÇÃO FACULDADE DO GAMA - FGA**

**Israel Lima**

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em \_\_/\_\_/\_\_ apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

---

**Prof. Dra. Maria Alzira de Araújo Nunes**  
Orientador

---

**Prof. Me: Saleh Barbosa Khalil , UnB/ FGA**  
Membro Convidado

---

**Prof. Dr:a Carla Tatiana Mota Anflor, UnB/ FGA**  
Membro Convidado

Brasília, DF  
2014

Á Deus acima de tudo, aos meus amados Pais Israel e Cássia e ao meu irmão Gabriel Macedo que tornaram possível a realização deste sonho.

## AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer primeiramente a Deus, que iluminou meu caminho e que tornou possível a realização deste sonho que por tantas vezes me pareceu impossível.

Aos meus pais e ao meu irmão que me apoiaram, ampararam e me acalmaram, e acima de tudo, fizeram tudo que foi possível para eu estar me formando.

À minha namorada Gabriela, pelo amor, carinho e companheirismo, por ser prontamente solícita em todos os momentos da minha vida. Confesso que sem a sua presença, seria mais difícil.

À minha orientadora Professora Maria Alzira, pela paciência e por todos os ensinamentos que surgiram no início da minha graduação, e que fizeram toda a diferença ao longo do meu curso.

A Professora Carla Anflor pela amizade, confiança e por todas as oportunidades apresentadas a mim, que foram primordiais para o meu crescimento como estudante. E também pelos muitos ensinamentos.

Aos técnicos do laboratório de processos de fabricação (Danilo, Henrique, Jackson e Clovis) por todos os conselhos, ajudas e ensinamentos que fizeram toda a diferença para a finalização do meu trabalho.

À todos os meus amigos que me apoiaram, e me acompanharam durante esta dura jornada.



*“O único lugar aonde o sucesso vem antes  
do trabalho, é no dicionário.”*  
Albert Einsten.



## RESUMO

A análise de vibrações é um dos métodos mais eficientes para identificar defeitos em máquinas rotativas, verificando as condições do equipamento através de medições periódicas, visando evitar principalmente paradas inesperadas. A utilização de bancadas experimentais que simulam sistemas reais revela-se como uma alternativa bastante difundida em universidades e também em centros de pesquisa de todo o mundo. Sendo viável a aplicação desse conceito para a análise de vibrações. Este trabalho constitui-se do projeto e construção de uma bancada didático-experimental, composta por um motor elétrico, um eixo e um volante de massa, para simulação de sinais de vibrações para o estudo da manutenção preditiva. Tal bancada será capaz de simular as condições de desalinhamento, desbalanceamento e falha em rolamento, impostas e controladas pelo usuário. A produção do equipamento foi desenvolvida completamente no laboratório de processos de fabricação da universidade, visando a redução dos custos de produção. Com intuito de exemplificar o funcionamento do equipamento apresenta-se análise de vibrações dos defeitos impostos. É realizada ainda uma comparação do investimento necessário para aquisição de um modelo comercial. A bancada irá compor o laboratório NIT da Universidade de Brasília - FGA, para apoiar as atividades didáticas da disciplina de Vibrações e Acústica, bem como outras disciplinas afins, e ainda pesquisas no âmbito da pós-graduação.

**Palavras-chave:** Bancada Didática. Análise de vibração. Desalinhamento. Desbalanceamento.

## ABSTRACT

Vibration analysis is one of the most efficient methods to identify defects in rotating machines, checking the condition of the equipment through periodic measurements, aiming mainly to avoid unexpected downtime. The use of experimental workbenches that simulate real systems reveals itself as an alternative widespread in universities and in research centers around the world. It is feasible to apply this concept to the analysis of vibrations. This work presents the design and construction of an experimental workbench, consisting of an electric motor, an axle and a flywheel mass, to simulate vibration signals for the study of predictive maintenance. Such workbench will be able to simulate the conditions of misalignment, unbalance and failure in bearing, imposed and controlled by the user. The equipment production was fully developed in the manufacturing processes lab of the university, aimed to reduce the production costs. In order to illustrate the operation of the equipment, vibration analysis of the defects imposed is presented. A comparison of the investment required to purchase a commercial model is shown. The workbench will be composing the lab NIT at the University of Brasilia - FGA, to support the teaching activities of the discipline of Acoustics and Vibrations, as well as other related disciplines, and more research into postgraduate.

**Keywords:** Didactic workbench. Modal Analysis. Misalignment. Unbalance.

## Lista de figuras

Figura 1. Bancada comercial. Fonte: Automatus.....	16
Figura 2. Bancada produzida em Universidade. Fonte: Jesus & Cavalcante, 2011 ..	17
Figura 3: Placa sem condição de restrição Fonte: Avitabile, 2001 .....	20
Figura 4: Taxa de oscilação Fonte: Avitabile, 2001 .....	21
Figura 5: Gráfico da função resposta em frequência.....	21
Figura 6: Sobreposição dos gráficos no domínio do tempo e da frequência. Fonte: Avitabile, 2001 .....	22
Figura 7: Modos de vibração Fonte: Avitabile, 2001 .....	22
Figura 8. Deslocamento do EPI e em relação ao eixo ER. ....	23
Figura 9. Efeito de força centrífuga no rotor. Fonte. Souza, 2005.....	24
Figura 10. a) massa de desbalanceamento no mesmo plano do CG. b) massas de desbalanceamento equidistantes ao CG: Fonte: Souza, 2005.....	24
Figura 11. Binário de desbalanceamento Fonte: Souza, 2005.....	25
Figura 12. a) desbalanceamento quase-estático; b) Binário de desbalanceamento combinado com balanceamento estático; c) desbalanceamento quase-estático causado por componente externo acoplado Fonte: Souza, 2005 .....	26
Figura 13. a) desbalanceamento dinâmico quando o EPI não cruza o ER; b) desbalanceamento estático com o ângulo entre as massas diferentes de 180°. Fonte: Souza, 2005 .....	26
Figura 14: Sistema de planos para alinhamento de eixos .....	27
Figura 15. Tipos de desalinhamentos de eixos (a) desalinhamento paralelo (b) desalinhamento angular (c) desalinhamento misto. Fonte: Blog da mecânica, 2010. ....	28
Figura 16: Principais componentes de um rolamento radial: Fonte: <a href="http://elearning.iefp.pt/pluginfile.php">http://elearning.iefp.pt/pluginfile.php</a> .....	29
Figura 17: Rolamento na forma esquemática: Fonte Antonioli, 1999 .....	30
Figura 18. Tipos de acelerômetros Fonte: <a href="http://www.sensores-de-medida.es/sensing_sl">http://www.sensores-de-medida.es/sensing_sl</a> , 2014. ....	31
Figura 19: Sistema digital de análise de vibrações, com detalhe para o acelerômetro (seta vermelha) e placa de aquisição (seta verde).....	32
Figura 20. Bancada experimental Fonte: Meola, 2005.....	34
Figura 21. Bancada experimental. Fonte: Garcia, 2005. ....	34
Figura 22. Bancada experimental Fonte: Silva, 2012.....	35
Figura 23. Bancada para imposição de desalinhamento e desbalanceamento unidade SENAI Gama. ....	36
Figura 24. Bancada de monitoramento de defeito em rolamento da unidade SENAI Gama .....	36
Figura 25. Vista lateral bancada.....	38
Figura 26. Vista isométrica do modelo em CAD da bancada proposta .....	38
Figura 27. Vista explodida do modelo em CAD da bancada proposta .....	39
Figura 28. Bancada modelada no software Ansys® .....	40
Figura 29. Malha do modelo MEF. ....	40
Figura 30. Modelo apoiado- detalhe para a condição de contorno na chapa-base...	41
Figura 31: Carga estática .....	43
Figura 32: Carga gerada pela força centrífuga .....	43
Figura 33: Usinagem do eixo de rotação.....	45
Figura 34: Eixo de rotação finalizado. ....	46

Figura 35: Usinagem da chapa de aço do volante de massa.....	46
Figura 36: Usinagem do eixo do volante de massa.....	47
Figura 37: Montagem do volante de massa .....	47
Figura 38: Alinhamento da peça com relógio comparador .....	48
Figura 39: Volante de massa finalizado. ....	48
Figura 40: Corte da chapa de alumínio .....	48
Figura 41: Produção do suporte do mancal .....	49
Figura 42: Peças prontas com furos de fixação finalizados. ....	50
Figura 43: Furo de fixação dos mancais, com rosca.....	50
Figura 44: Suporte do mancal finalizado .....	50
Figura 45: Motor elétrico que irá compor a bancada .....	51
Figura 46: Suporte com regulagem do motor .....	53
Figura 47: Desalinhamento horizontal.....	54
Figura 48: Desalinhamento vertical (a) sentido do desalinhamento (b) regulagem para o desalinhamento.....	54
Figura 49: Ponta de eixo com rosca.....	55
Figura 50: Acoplamento montado no motor, com detalhe para bucha.....	55
Figura 51: Rasgo de chaveta no eixo.....	56
Figura 52: Rasgo de chaveta no acoplamento .....	56
Figura 53: Bancada finalizada .....	56
Figura 54: Nivelamento da bancada.....	57
Figura 55: Alinhador a laser montado na bancada.....	58
Figura 56: Sensor para parte estática .....	58
Figura 57: Sensor para a parte móvel .....	58
Figura 58: Dimensões de entrada do alinhador.....	59
Figura 59: Sensores a 90°.....	60
Figura 60: Sensores a 270° .....	60
Figura 61: Sensores a 0°.....	60
Figura 62: Desalinhamento no plano vertical .....	60
Figura 63: Desalinhamento no plano horizontal .....	61
Figura 64: Massa de desbalanceamento .....	62
Figura 65: Desbalanceamento com uma massa .....	62
Figura 66: Desbalanceamento com duas massas a 30° .....	62
Figura 67: Desbalanceamento com duas massas a 90° .....	62
Figura 68: Desalinhamento angular .....	63
Figura 69: Desalinhamento paralelo.....	63
Figura 70: Nível de desalinhamento paralelo .....	64
Figura 71: Nível de desalinhamento angular.....	64
Figura 72: Imposição de defeito no rolamento .....	65
Figura 73: Rolamento em funcionamento .....	65
Figura 74: Posição radial (vertical) balanceada e com uma massa desbalanceadora .....	66
Figura 75: Posição radial (vertical) balanceada e com duas massas desbalanceadas a 30°.....	67
Figura 76: Posição radial (vertical) balanceada e com duas massas desbalanceadas a 90°.....	67
Figura 77: Dados do rolamento .....	71
Figura 78: Envelope do Rolamento com defeito.....	71
Figura 79: Equipamento empresa A.....	73
Figura 80: Equipamento empresa B.....	74

Figura 81: Equipamento empresa C.....74  
Figura 82: Bancada finalizada .....76

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>14</b>
1.1 Contextualização .....	14
1.2 Motivação e Justificativa .....	16
1.3 Objetivo.....	18
1.3 Objetivos específicos .....	18
<b>2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS .....</b>	<b>19</b>
2.1 Vibrações mecânicas .....	19
2.2 Manutenção .....	19
2.3 Análise Modal.....	20
2.2 Desbalanceamento.....	22
2.2.1 Desbalanceamento estático .....	24
2.2.2 Binário de desbalanceamento .....	25
2.2.3 Desbalanceamento Quase-estático .....	25
2.2.4 Desbalanceamento Dinâmico.....	26
2.3 Desalinhamento .....	27
2.3.1. Tipos de desalinhamento .....	27
2.4 Defeito em rolamento.....	28
2.4 Aquisição e análise de sinais de vibração .....	30
2.4.1 Transdutores de vibração.....	31
2.4.2 Sistema de aquisição .....	31
2.4.3 Análise espectral.....	32
<b>3. PROJETO E CONSTRUÇÃO DA BANCADA.....</b>	<b>33</b>
3.1 Introdução.....	33
3.2 Concepção da bancada .....	33
3.3 Modelagem CAD da bancada.....	37
3.4 Modelagem numérica MEF.....	39
3.5 Validação do eixo.....	42
3.5 Fabricação da bancada.....	44
<b>4. TESTES EXPERIMENTAIS.....</b>	<b>57</b>
4.1 Procedimentos para alinhamento.....	57
4.2 Simulações de defeitos na bancada.....	61
4.2.1 Procedimento de desbalanceamento .....	61
4.2.2 Identificação do defeito de desbalanceamento por meio da análise do sinal de vibração.....	63
4.2.3 Procedimento de desalinhamento .....	63
4.2.2 Identificação do defeito de desbalanceamento por meio da análise do sinal de vibração.....	64
4.2.3 Simulação de defeito em rolamento .....	65
<b>5 ANÁLISE DOS SINAIS DE VIBRAÇÃO.....</b>	<b>66</b>
5.2 Sinal de Desalinhamento .....	68
5.3 Sinal de Defeito em rolamento.....	70
<b>6. ESTUDO DE CUSTOS .....</b>	<b>73</b>
<b>7. CONCLUSÃO.....</b>	<b>77</b>
<b>Anexos.....</b>	<b>80</b>
Anexo 1: Desenhos técnicos da bancada .....	80

## 1. INTRODUÇÃO

### 1.1 Contextualização

A utilização de máquinas rotativas em diversas áreas da produção industrial é amplamente difundida em todo o mundo. Esse tipo de máquina vem sendo utilizada pelo ser humano, por séculos e segue passando por um massivo processo de evolução, sendo envolvido em áreas distintas.

No cenário da produção industrial, o aumento da concorrência, a exigência cada vez maior do mercado consumidor, e a necessidade do aumento da lucratividade, faz com que a redução dos custos envolvidos na produção torne-se progressiva. Paradas indesejadas e a redução da produção de uma ferramenta são fatos que devem ser analisados, para que o prejuízo gerado seja o menor possível.

Como ferramenta desse processo, a manutenção preditiva surge com o conceito de apresentar as reais condições de funcionamento do equipamento, com base em dados que informam o nível de desgaste ou a dimensão do processo de degradação. Esse tipo de manutenção prediz a vida útil dos componentes de máquinas, e busca determinar as condições para que esse tempo de vida seja otimizado.

É possível ressaltar ainda algumas ações que seguem como objetivo da manutenção preditiva como, determinar com antecedência a necessidade de intervenções para manutenção, eliminar desmontagens não necessárias para inspeção de componentes, redução dos trabalhos emergenciais não planejados, aumento da vida útil total dos componentes do equipamento, dentre outros.

Segundo Meola (2005), a manutenção preditiva assume um papel de grande importância nas plantas industriais, quando consegue atender as duas prementes demandas do competitivo mercado dos dias atuais: redução de custos e garantia de disponibilidade.

Paradas não programadas levam a um crescimento do estoque de peças para manutenção e o aumento de custos relativos a intervenções emergências, e a redução da produção enquanto a máquina está em manutenção (Macário, 2006).

Nesse sentido, a análise de vibração apresenta-se como um método eficiente na identificação de falhas em máquinas rotativas, sendo que os parâmetros são definidos através das condições normais de operação do equipamento. Realizando aquisições periódicas dos sinais de vibração, tornando-se possível à identificação de

anomalias nos sinais característicos e então o diagnóstico de determinada falha. (Silva, 2012).

Em unidades fabris de grande porte, o retorno dado pelo desenvolvimento de um programa de análise de vibração, pode chegar de dez a cinquenta vezes o valor investido no primeiro ano de operação, justificando então a necessidade do estudo nesta área. (Garcia, 2005).

A complexidade na identificação do comportamento de máquinas rotativas apresenta a necessidade, do estudo de vários efeitos de interação, e o conhecimento dos conjuntos de componentes presentes na máquina.

Na busca pela aplicação de conceitos, validação de modelos teóricos e refinamento de projetos, a utilização de bancadas experimentais que simulam sistemas reais, revela-se uma alternativa bastante difundida em universidades e também em centros de pesquisa de todo o mundo. Sendo perfeitamente possível a aplicação desse conceito para a análise de vibrações. (Jesus & Cavalcanti, 2011).

As bancadas experimentais desempenham ainda outro papel importante dentro das universidades. A utilização de ferramentas didáticas fornece ao estudante, a oportunidade de verificar determinados efeitos apresentados pela teoria, e fazer a aplicação desses conceitos em atividades práticas de forma correlacionada. Devido ao fato de estar em um ambiente controlado, como o laboratório, é possível analisar resultados com possíveis variações de parâmetros, e dados de entrada, o que permite ao aluno tirar conclusões mais elaboradas em relação ao conteúdo que está sendo ministrado.

Segundo Amorim (2005), bancadas didáticas experimentais são equipamentos indispensáveis em atividades de ensino de todas as engenharias. Acrescentando à formação acadêmica, e preparando o estudante para situações que serão expostas ao longo de sua carreira.

Nesse contexto, este trabalho apresenta uma metodologia de projeto e construção de uma bancada didática para análise de vibrações em máquinas rotativas. O objetivo é a produção de um equipamento de baixo custo, que possibilite a imposição de alguns defeitos mecânicos no equipamento. Dessa forma cria-se um ambiente que simula uma máquina em operação, com um defeito instaurado. Esses defeitos podem então ser estudados, utilizando a análise de vibrações.



A motivação e justificativa será apresentada ainda no capítulo 1, bem como os objetivos e objetivos específicos. Como parte do estudo, o capítulo 2 apresenta os fundamentos teóricos necessários para a compreensão das etapas subsequentes. No capítulo 3 será apresentada toda a etapa de projeto e construção da bancada, onde serão realizadas as análises estrutural e modal, e ainda a fabricação do modelo definido. O Capítulo 4 mostra todos os procedimentos realizados na bancada já construída, incluindo os testes de funcionamento e metodologia de indução dos defeitos propostos. A aquisição e análise dos sinais de vibração da bancada são discutidos no capítulo 5. O capítulo 6 apresenta os custos referentes a produção do modelo, e ainda o custo para aquisição de um modelo semelhante comercial. As conclusões parciais e considerações para trabalhos futuros são apresentadas no capítulo 7 respectivamente.

## 1.2 Motivação e Justificativa

Segundo Lima et al. (2012), os equipamentos didáticos para o ensino de engenharia disponíveis no mercado nacional são poucos, na maioria das vezes importados e muitas vezes extremamente caros. Na Figura (1) é possível observar um modelo disponível para aquisição no mercado.

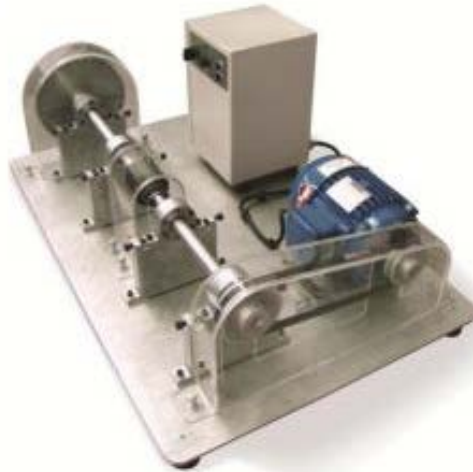


Figura 1. Bancada comercial. Fonte: Automatus.

Somado a isto, no Brasil a construção e montagem de laboratórios exigem grandes investimentos por parte da instituição, que nem sempre disponibiliza a quantidade necessária de recursos para esse fim. Com a expansão do ReUNI essa demanda tem se tornado maior, visto que o surgimento de novos campi exigem

investimentos para a aquisição de equipamentos, o que pode ser um processo demorado por depender de recursos da Universidade ou de órgãos de fomento a pesquisa o que geralmente é muito burocrático.

Uma alternativa encontrada por estudantes e pesquisadores, é o desenvolvimento e construção dos aparatos experimentais, como exemplificado na Fig.(2), que serão utilizados em suas produções científicas. O desenvolvimento de equipamentos de baixo custo, ajustado com a capacidade de investimento das universidades, com ênfase na vertente didática, é uma alternativa totalmente viável, visando minimizar a necessidade existente nos atuais cursos de engenharia dos países em desenvolvimento.

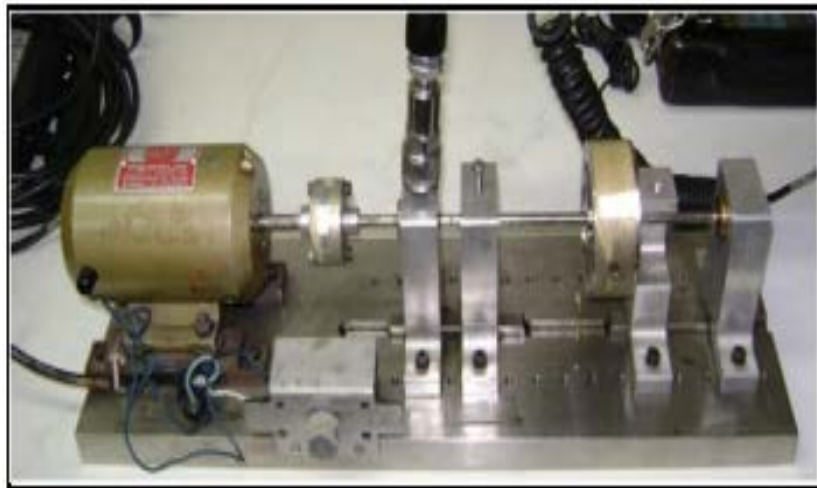


Figura 2. Bancada produzida em Universidade. Fonte: Jesus & Cavalcante, 2011.

Estes argumentos motivaram a construção de uma bancada didática para análise de vibração em máquinas rotativas para compor o Núcleo de Integridade e Testes – NIT, laboratório da Universidade de Brasília – campus Gama, originado a partir do Programa de Expansão das Instituições de Ensino Superior. Uma vez montado o equipamento no laboratório, o mesmo poderá ser utilizado como ferramenta de auxílio em diferentes áreas de pesquisas, tanto na graduação, iniciação científica, na pós-graduação, e principalmente em aulas experimentais de disciplinas relacionadas.

Além disso, este estudo contempla todas as etapas de um projeto, desde a consolidação da ideia inicial, estudo de viabilidade, desenvolvimento do modelo em CAD, simulações numéricas, e finalmente os processos de fabricação como

usinagem e soldagem, o que demanda o domínio e aplicação de várias disciplinas realizadas ao longo do curso de engenharia de forma correlacionada.

### 1.3 Objetivo

O objetivo deste trabalho constitui-se do projeto e construção de uma bancada didático-experimental, composta por um motor elétrico, um eixo de rotação e um volante de massa, para simulação de sinais de vibrações visando o estudo da manutenção preditiva. Tal bancada será capaz de simular as seguintes condições: desalinhamento, desbalanceamento e falha em rolamento, todas impostas e controladas pelo usuário.

A bancada irá compor o laboratório NIT da Universidade de Brasília-FGA, visando apoiar as atividades didáticas da disciplina de Vibrações e Acústica bem como outras disciplinas afins, e ainda pesquisas no âmbito da pós-graduação.

#### 1.3 Objetivos específicos

- Concepção da bancada proposta mediante a análise de bancadas existentes no mercado e viabilidade técnica levando em consideração o baixo custo de fabricação.
- Dimensionamento estrutural e geométrico dos componentes da bancada.
- Especificação técnica dos componentes adquiridos no mercado.
- Desenvolvimento do modelo numérico da bancada em software CAD (Catia®) e CAE (Ansys®).
- Fabricação e construção da bancada utilizando ferramentas, processos de fabricação, recursos (materiais e humanos) disponíveis na Faculdade Unb Gama, e ainda aqueles adquiridos com recursos próprios.
- Testes experimentais visando avaliar a bancada proposta, medindo a vibração resultante das seguintes condições impostas: desalinhamento paralelo e angular, desbalanceamento com uma e duas massas e a indução de defeito em rolamento.

## 2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Este capítulo tem por interesse apresentar de forma breve a teoria sobre vibrações mecânicas, tipos de manutenção, análise modal, desalinhamento/desbalanceamento de rotores e falha em rolamento.

### 2.1 Vibrações mecânicas

Segundo RAO (2009), qualquer movimento que se repita após um intervalo de tempo pode ser denominado vibração. Uma massa suspensa acoplada a uma mola presa a um referencial, que se desloca da sua posição inicial até um limite superior e inferior, retornando a sua posição original é um sistema vibratório simplificado.

Este movimento é considerado um ciclo de oscilação completo e o tempo gasto para completar um ciclo é denominado período. A repetição desse movimento é chamada vibração por unidade de tempo e a quantidade de ciclos presentes nessa unidade de tempo é caracterizada frequência de movimento. (Silva, 2012)

### 2.2 Manutenção

Segundo a NBR5462 (1993), a manutenção é caracterizada como a combinação de todas as ações técnicas e administrativas cujo intuito é manter ou recolocar um item em um estado no qual possa desempenhar uma função requerida.

A manutenção pode ser classificada pela forma de intervenção, os tipos mais importantes para esse estudo são:

- Preventiva: É realizada por meio de intervenções programadas, baseadas em dados estatísticos ou mesmo em informações do próprio fabricante. Seu objetivo principal é a redução de falhas em um equipamento, visando evitar a parada do equipamento por quebra.
- Corretiva: Na manutenção corretiva a intervenção ocorre após a avaria do equipamento, permitindo assim que o mesmo retorne ao funcionamento.
- Preditiva: Segundo a NBR 5462 (1994) a manutenção preditiva permite garantir uma qualidade do serviço, com base na aplicação sistemática de técnicas de análise, utilizando-se de meios de supervisão centralizados ou de amostragem, para reduzir ao mínimo a manutenção preventiva e diminuir a manutenção corretiva.

### 2.3 Análise Modal

No desenvolvimento de projeto a análise modal se apresenta como umas das etapas mais importantes do mesmo, e consiste na extração dos modos de vibração da estrutura, e das frequências naturais do sistema (Rao, 2009).

De uma forma resumida, é possível afirmar que a análise modal é um processo no qual se descreve uma estrutura em termos de suas características naturais como a frequência, amortecimento, e seus modos de vibração, por exemplo. Sem tratar o caso de maneira muito técnica, na grande maioria das vezes se explica análise modal em termos de modos de vibração de uma placa simples. Esta explicação se faz suficiente ao entendimento de vibrações e análise modal. (Avitabile, 2001)

É considerada então uma placa genérica, sem nenhuma condição de restrição, Fig.(3) . Aplica-se uma força senoidal com pico de valor controlado, variando apenas a taxa de oscilação da mesma. É aferida então a resposta da placa com relação à excitação, utilizando um acelerômetro ligado a um local da mesma, como mostrado abaixo.

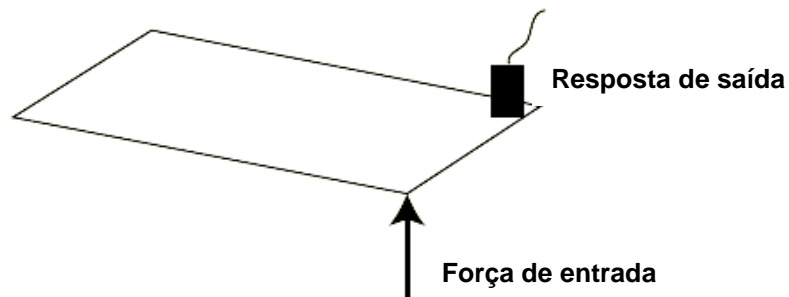


Figura 3: Placa sem condição de restrição Fonte: Avitabile, 2001

Nesse contexto, medindo a resposta da placa, é possível notar que a amplitude do modo de vibração é alterada em acordo com a taxa de oscilação da força de entrada, como pode ser visto na Fig.(4):

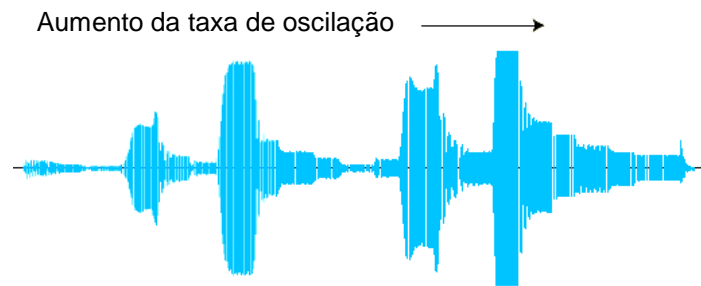


Figura 4: Taxa de oscilação Fonte: Avitabile, 2001

É possível averiguar que com a redução da amplitude, será promovido o aumento da taxa de oscilação. Isso se torna mais claro, quando se ressalta que a força aplicada no sistema é constante, enquanto a amplitude varia de acordo com a taxa de oscilação da mesma.

Analisando o sentido do gráfico, é possível verificar uma amplificação da energia de entrada à medida que a frequência de excitação, se aproxima da frequência de ressonância do sistema. É necessário ressaltar que o sistema possui diferentes frequências de ressonância, e esse efeito de amplificação pode ocorrer em diferentes taxas de ampliação.

Realizando o processamento dos dados adquiridos, e realizando a transformada rápida de Fourier, é possível a transformação dos dados para o domínio da frequência, obtendo-se então o espectro de amplitude do sinal de vibração. O gráfico da Fig.(5) mostra a função resposta em frequência, onde cada pico indica uma possível frequência de ressonância do sistema.

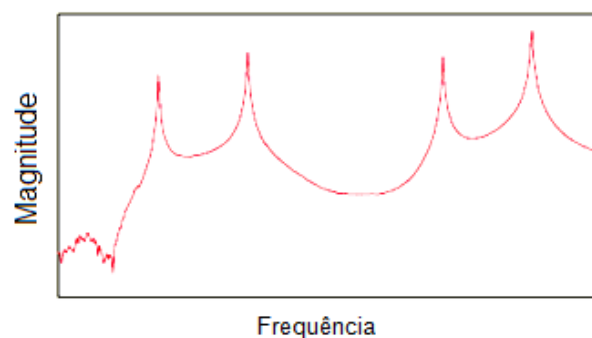


Figura 5: Gráfico da função resposta em frequência

A realização da sobreposição entre os gráficos no domínio do tempo e no domínio da frequência permite uma interpretação mais clara sobre os conceitos apresentados anteriormente. A Fig. (6) apresenta a sobreposição.

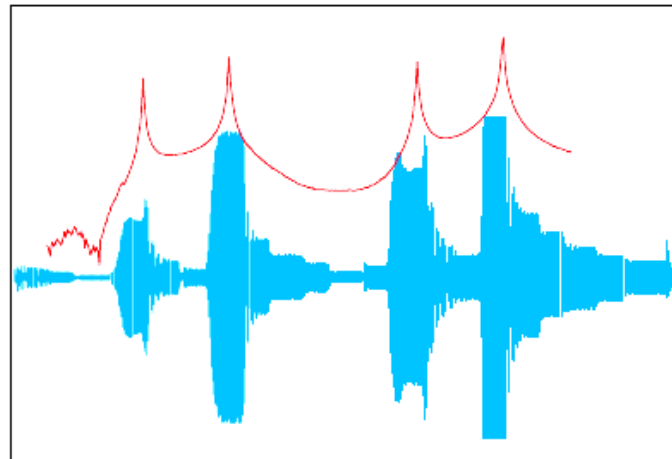


Figura 6: Sobreposição dos gráficos no domínio do tempo e da frequência. Fonte: Avitabile, 2001

Como já mencionado, os picos do espectro de frequência indicam modos de vibração ou a combinação linear entre eles. Esse efeito é ilustrado na da Fig. (7), que mostra que cada frequência de ressonância produz um modo de vibração distinto.

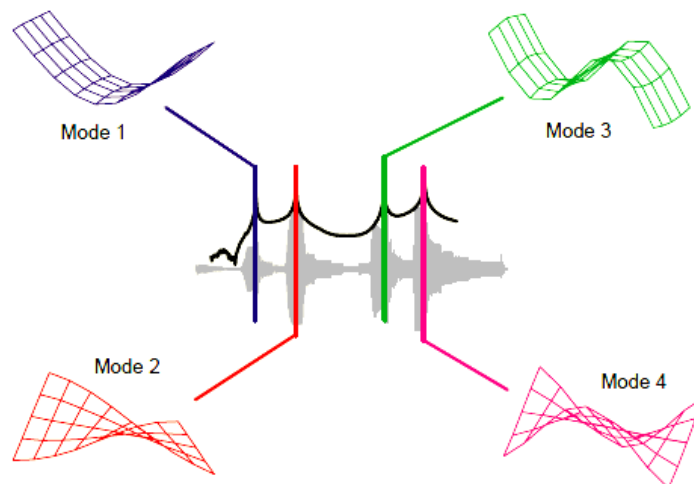


Figura 7: Modos de vibração Fonte: Avitabile, 2001

## 2.2 Desbalanceamento

O desbalanceamento de rotores é uma fonte comum de vibrações e está diretamente ligado ao desequilíbrio de massas devido a causas conhecidas, como assimetrias, deformações, imperfeições na matéria prima e erros de montagem. O aparecimento de pelo menos um desses efeitos vem a desarranjar a distribuição

perfeita de massa em torno do eixo de rotação, gerando assim um desbalanceamento do mesmo (Soeiro, 2007).

Cada efeito citado modifica o centro de gravidade da seção transversal. A combinação desses efeitos gera um desvio ou afastamento do Eixo Principal de Inércia (EPI) em relação ao eixo de rotação. Dessa forma o rotor terá uma distribuição desigual de massa em torno do Eixo de Rotação (ER), gerando assim o efeito de vibração. A Fig. (8) ilustra o deslocamento entre o ER e o EI.

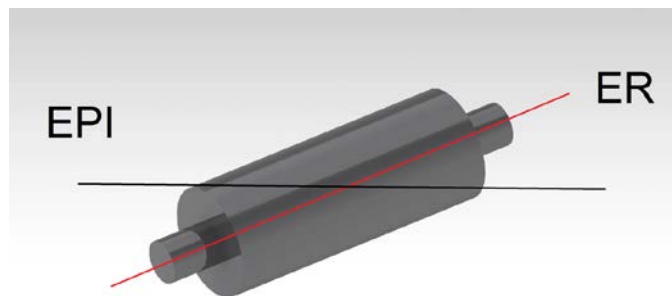


Figura 8. Deslocamento do EPI e em relação ao eixo ER.

Os efeitos já citados (assimetrias, deformações, imperfeições na matéria prima) e erros de montagem são caracterizados como uma massa excêntrica concentrada. Esses pontos fora do eixo geram uma força centrífuga que causa vibração, e é gerada pela excentricidade do centro de gravidade do rotor e por sua rotação. A Eq.(4) apresenta matematicamente o que foi citado.

$$F_{cent.} = m \cdot e \cdot \omega^2 \quad (1)$$

Onde  $m$  é a massa excêntrica,  $e$  é a distancia entre o centro de gravidade e o ER, e  $\omega$  é a velocidade angular em radianos por segundo. Fig.(9) mostra a localização da força centrífuga, ilustrando os componentes da fórmula.

A reação dessa força centrífuga pode ser observada nos mancais de apoio do rotor, promovendo um efeito de contrabalanceamento. O desbalanceamento pode ser classificado de duas formas principais: o desbalanceamento estático e o desbalanceamento dinâmico. Em ambos os casos é considerado um eixo balanceado para exemplificação.



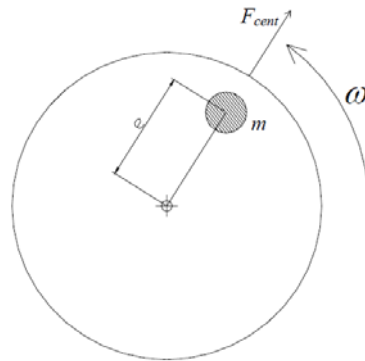


Figura 9. Efeito de força centrífuga no rotor. Fonte. Souza, 2005

### 2.2.1 Desbalanceamento estático

O desbalanceamento estático é observado quando o EPI de um rotor apresenta um deslocamento paralelo em relação ao ER. A excentricidade existente entre esses dois eixos gera uma força centrífuga no rotor. Esse tipo de desbalanceamento produz um efeito de rotação ovalizado, e o rotor tende a parar na mesma posição com o sentido da massa desbalanceadora para baixo.

A Figura 10 apresenta dois exemplos onde é possível observar o efeito do desbalanceamento estático. Na Fig.(10a) é adicionada uma massa de desbalanceamento no mesmo plano do Centro de Gravidade (CG). Enquanto que na Fig. (7b) adicionam-se duas massas de desbalanceamento no rotor, que se encontram equidistantes do CG e produzem o mesmo efeito apresentado na Fig.(10a).

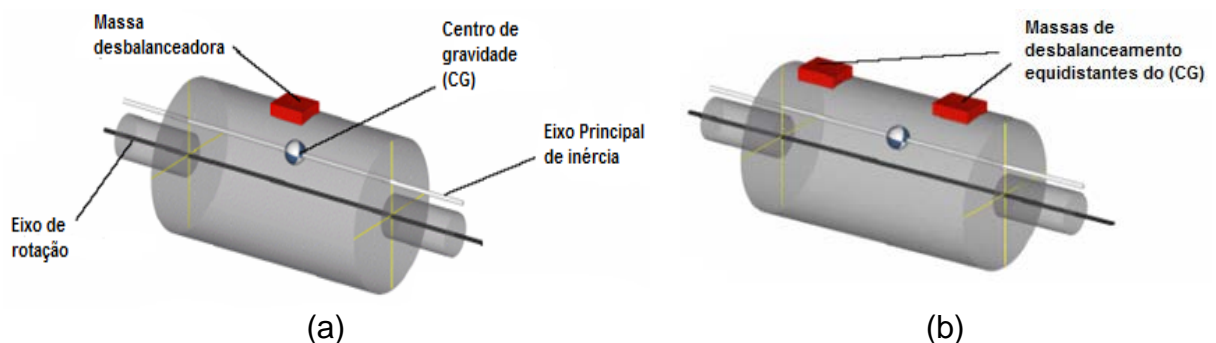


Figura 10. a) massa de desbalanceamento no mesmo plano do CG. b) massas de desbalanceamento equidistantes ao CG: Fonte: Souza, 2005.

### 2.2.2 Binário de desbalanceamento

O binário de desbalanceamento é observado quando EPI corta o ER compartilhando o mesmo centro de gravidade. Nesse caso, não existe o deslocamento do CG, mas é gerada uma inclinação do EPI, como pode ser observado na Fig.(11). As duas massas opostas mostradas na Fig.(11), geram duas forças centrífugas  $F_{cent1}$  e  $F_{cent2}$  que vem a se anular por serem opostas, mas geram um momento, pois não estão concentradas no mesmo eixo.

Como característica do binário de desbalanceamento, não existe desbalanceamento estático, mas pelo fato do EPI e do ER não estarem coincidentes, quando em rotação, pode ser notada uma forte vibração.

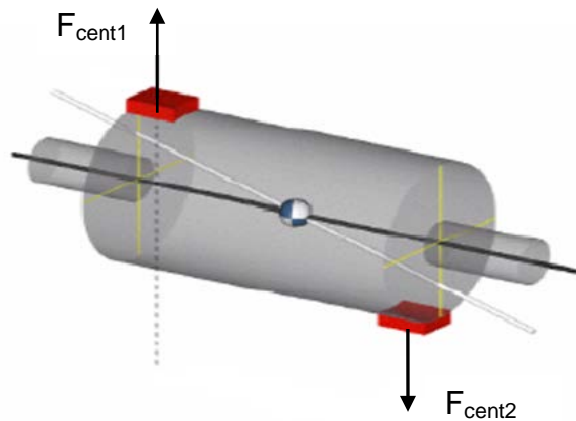


Figura 11. Binário de desbalanceamento Fonte: Souza, 2005.

### 2.2.3 Desbalanceamento Quase-estático

O desbalanceamento quase-estático é configurado quando o EPI cruza o ER em um ponto diferente do CG, essa configuração pode ser observada na Fig. (12).

Esse modo de desbalanceamento pode ser visualizado combinando os desbalanceamentos estático e binário, o efeito pode ser observado na Fig.(12b). A Fig.(12c) apresenta o desbalanceamento quase-estático por um componente externo acoplado.

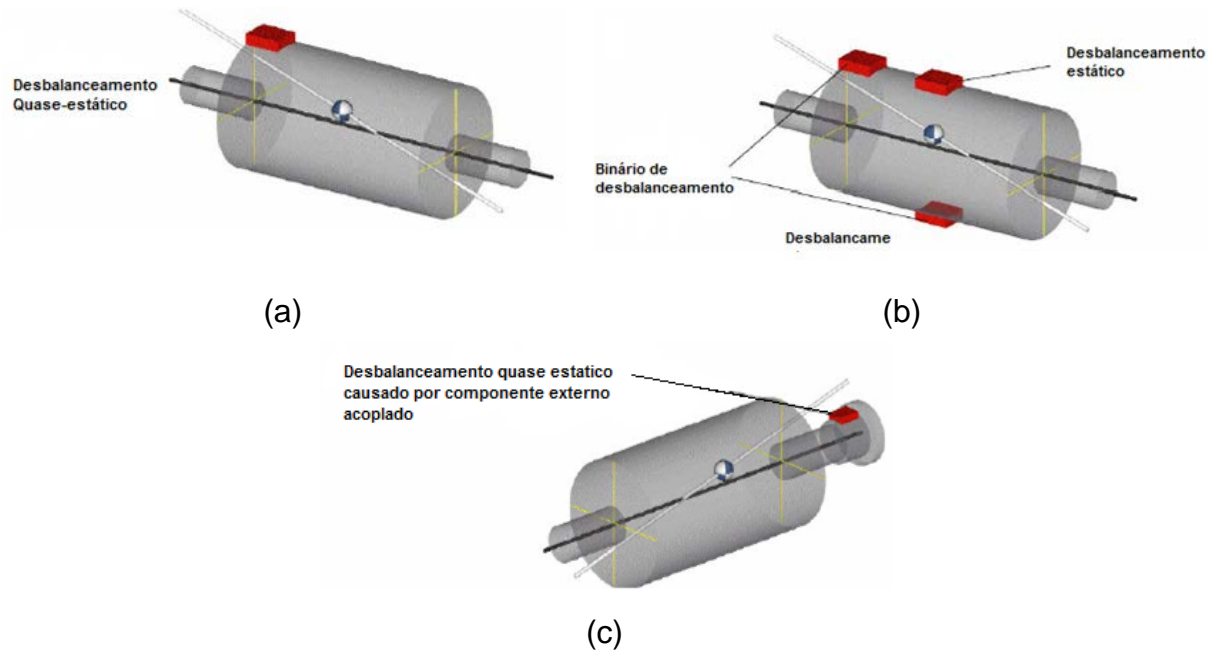


Figura 12. a) desbalanceamento quase-estático; b) Binário de desbalanceamento combinado com balanceamento estático; c) desbalanceamento quase-estático causado por componente externo acoplado Fonte: Souza, 2005

#### 2.2.4 Desbalanceamento Dinâmico

O desbalanceamento dinâmico ocorre quando o EPI não cruza o ER, sendo esse o tipo de desbalanceamento de rotor mais rotineiro, podendo ser observado na Fig.(13a). Esse efeito pode ser simulado quando as massas desbalanceadoras estão em um ângulo diferente de  $180^\circ$  entre si. Pode ser visualizado também com a combinação entre binário de desbalanceamento, com o desbalanceamento estático com o ângulo entre as massas diferentes de  $180^\circ$  apresentado na Fig.(13b).

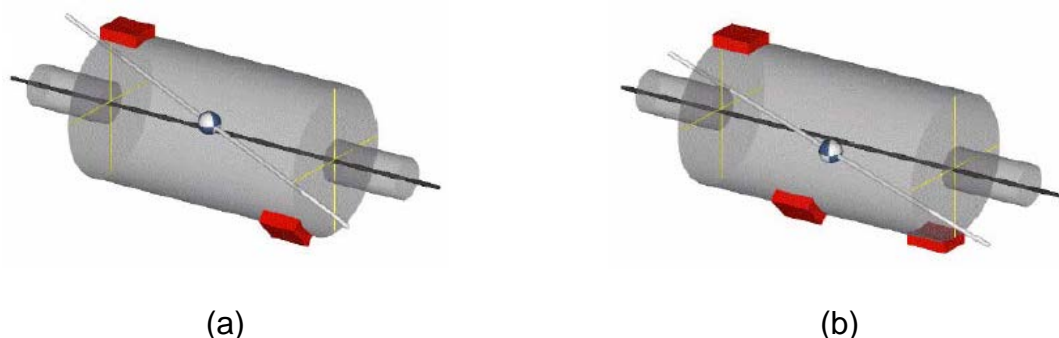


Figura 13. a) desbalanceamento dinâmico quando o EPI não cruza o ER; b) desbalanceamento estático com o ângulo entre as massas diferentes de  $180^\circ$ .

Fonte: Souza, 2005

## 2.3 Desalinhamento

O desalinhamento de eixos é um efeito comum em diversas áreas de operações fabris, e ocorre quando os eixos de rotação de duas máquinas não estão concêntricos entre si. Tal desconformidade altera o modo de funcionamento do sistema, gerando prejuízo ao mesmo. As principais causas desse efeito são montagens inadequadas, alinhamentos imprecisos, desgaste de mancais e rolamento e expansões térmicas ignoradas.

Os principais efeitos indesejados causados pelo desalinhamento de eixos são: aumento dos níveis de vibração, desgaste excessivo dos mancais, desgaste prematuro do acoplamento e aumento do consumo de energia.

### 2.3.1. Tipos de desalinhamento

Para determinação do conceito de alinhamento é necessário a determinação dos dois eixos, em dois planos imaginários, plano horizontal e plano vertical, como pode ser verificado na Fig. (14). É denominado um eixo como acionador, e o outro como acionado.

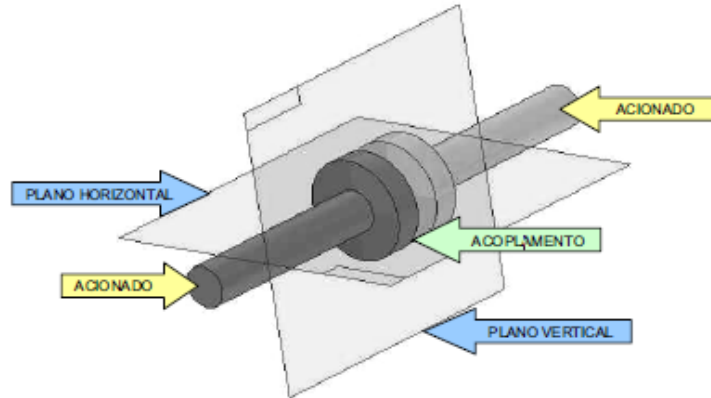


Figura 14: Sistema de planos para alinhamento de eixos  
Fonte: Pacholok (2004)

Os desalinhamentos recorrentes em máquinas rotativas acopladas podem ter duas classificações sendo angulares e paralelos. O desalinhamento paralelo ocorre quando os dois eixos estão paralelos entre si, mas não se encontram em um ponto de transferência de carga comum, observado na Fig.(15a). O desalinhamento angular ocorre quando as linhas centrais dos eixos, das duas máquinas acopladas cruzam o mesmo ponto de transferência de carga, mas não apresentam um paralelismo entre si, como ilustrado na Fig.(15b).

Existe ainda uma terceira classificação que é a combinação dos dois tipos de desalinhamentos já citados, denominado desalinhamento misto onde não existe o paralelismo entre as linhas centrais dos eixos, nem o cruzamento das mesmas no ponto de transferência de carga. Essa é a configuração real de desalinhamento mais comum em máquinas rotativas. (Hines, et al,1998 apud Szymon e Pieta,2011).

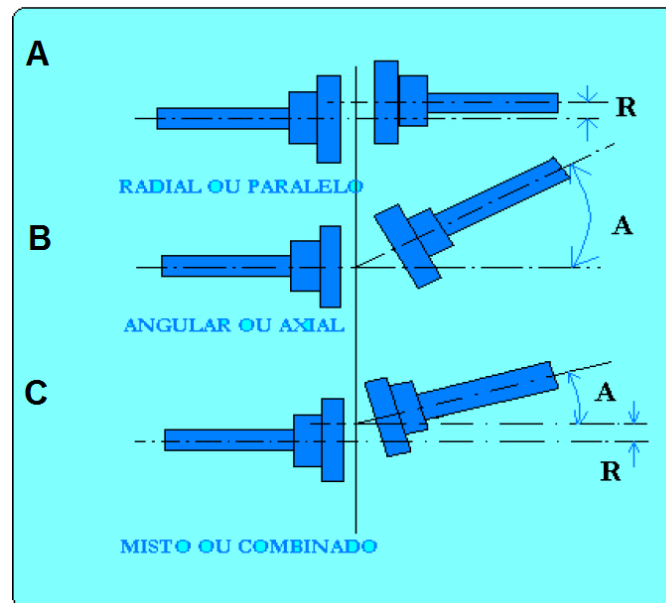


Figura 15. Tipos de desalinhamentos de eixos (a) desalinhamento paralelo (b) desalinhamento angular (c) desalinhamento misto. Fonte: Blog da mecânica, 2010.

#### 2.4 Defeito em rolamento.

Rolamento são componentes primordiais em máquinas que utilizam um eixo de rotação para transmissão de movimento. Existem diferentes tipos de rolamento, nesse item será tratado o rolamento radial por sua maior aplicação. A Figura 16 apresenta os principais componentes desse tipo de rolamento.

Rolamentos podem apresentar defeitos específicos em cada um dos seus componentes, dependendo da aplicação em que o mesmo está inserido. Os defeitos em rolamentos evoluem vagarosamente, e emitem sinais de deterioração com uma antecedência considerável, antes falha final, que pode ocorrer por meio de travamento ou ruptura dos componentes. O processo de deterioração pode ser iniciado na pista interna ou externa, em qualquer um dos elementos rolantes ou mesmo na gaiola, e se pode afetar para os outros componentes do mesmo. (Nery, 2008).

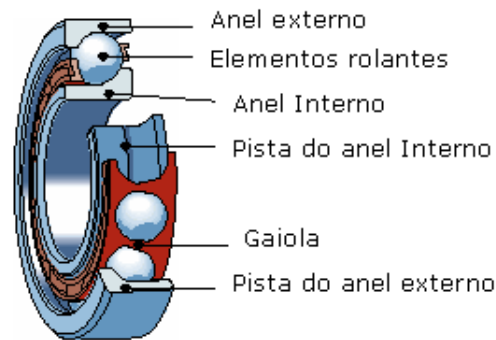


Figura 16: Principais componentes de um rolamento radial: Fonte: <http://elearning.iefp.pt/pluginfile.php>

Os defeitos em rolamentos podem ser identificados pela análise das frequências características. Essas frequências aparecem quando determinado componentes está sob condições de falha ou quando o mesmo está em condições de carregamento excessivas que poderão ocasionar a falha

No contexto onde a pista externa é fixa, e a pista interna gira junto com o eixo de rotação na máquina, como é o caso da bancada proposta, as frequências de falha podem ser calculadas através das seguintes equações.

Defeito na pista externa

$$f_e = \frac{n}{2} \cdot f_r \cdot \left[ 1 - \frac{D}{d_m} \cos\beta \right] \quad (2)$$

Defeito na pista interna

$$f_i = \frac{n}{2} \cdot f_r \cdot \left[ 1 + \frac{D}{d_m} \cos\beta \right] \quad (3)$$

Defeito nos elementos rolantes

$$f_b = \frac{d_m}{D} \cdot f_r \cdot \left[ 1 - \left( \frac{D}{d_m} \cos\beta \right)^2 \right] \quad (4)$$

Defeito na Gaiola

$$f_g = \frac{1}{2} \cdot f_r \cdot \left[ 1 - \frac{D}{d_m} \cos\beta \right] \quad (5)$$

Sendo:

$f_r$  : Frequência de rotação em Hertz

$n$  : Número de elementos rolantes

$D$ : Diâmetro dos elementos rolantes

$d_m$ : Diâmetro Primitivo

$d_o$ : Diâmetro da pista externa

$d_i$ : Diâmetro da pista interna;

$\beta$  : Ângulo de contato;

$\mathcal{D}_o$ : Diâmetro externo;

$\mathcal{D}_i$ : Diâmetro interno;

A Figura 17 apresenta de forma esquemática as dimensões do rolamento.

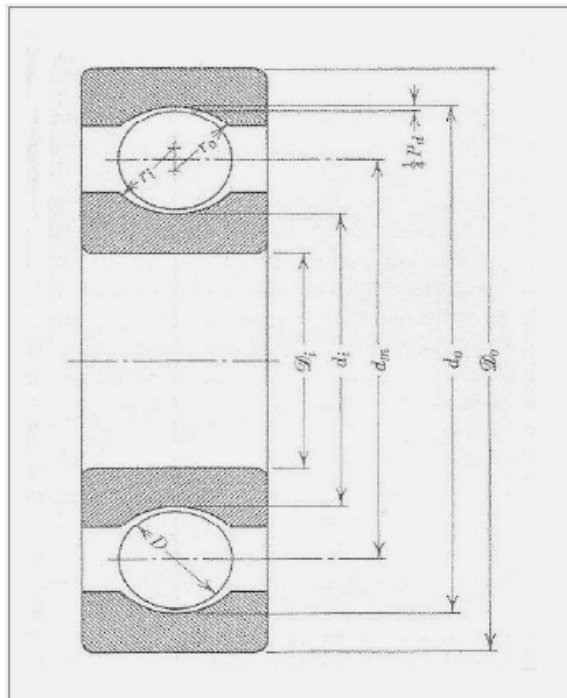


Figura 17: Rolamento na forma esquemática: Fonte Antonioli, 1999

## 2.4 Aquisição e análise de sinais de vibração

Este tópico apresenta algumas informações pertinentes sobre a metodologia de aquisição dos dados.

### 2.4.1 Transdutores de vibração

Existem transdutores para as mais diferentes funcionalidades na engenharia. Quando um transdutor é usado para medir aceleração de um corpo vibratório, ele é denominado acelerômetro, a Fig.(18) apresenta suas variações.



Figura 18. Tipos de acelerômetros Fonte: [http://www.sensores-de-medida.es/sensing\\_sl](http://www.sensores-de-medida.es/sensing_sl), 2014.

Segundo Nery (2008), o conceito piezolétrico é oriundo da palavra grega piezein e significa esmagar ou achatar. A principal propriedade dos elementos piezoelétricos é emitir uma tensão elétrica em determinado eixo, quando comprimido em outro e vice e versa. Existem acelerômetros axiais que contam com apenas um elemento piezoelétrico, esses acelerômetros são capazes de operar em apenas um eixo. Os acelerômetros triaxiais possuem três elementos piezoelétricos independentes e são capazes de operar em três eixos simultaneamente.

Para a produção dos elementos piezoelétricos são utilizados cristais de quartzo aquecidos em fornos com pressão e temperatura controlada. Os cristais possuem um nível de pureza muito elevado, o que está diretamente ligado com a precisão dos transdutores atuais.

### 2.4.2 Sistema de aquisição

A aquisição dos dados de vibração pode ser realizada por diferentes metodologias, sendo abordada neste item a forma que será aplicada em uma etapa deste trabalho.

O sistema montado é apresentado na Fig.(19), composto por um acelerômetro indicado pela seta vermelha, pela placa de aquisição indicado pela seta verde, que é responsável por fazer a modulação do sinal e conexão entre o



transdutor e o computador. No computador é instalado o software do equipamento que realiza a interface do sistema.

Neste trabalho foi utilizado o Sistema Digital de Análise de vibração (SDAV), um analisador de vibração, produzido pela empresa brasileira Teknikao®, desenvolvido para a realização de manutenção preditiva industrial em diversos tipos de máquinas rotativas. O equipamento é responsável por coletar, analisar e compartilhar dados sobre as condições de funcionamento da máquina analisada.



Figura 19: Sistema digital de análise de vibrações, com detalhe para o acelerômetro (seta vermelha) e placa de aquisição (seta verde)

### 2.4.3 Análise espectral.

A análise de sinais no domínio do tempo usa o histórico de tempo do sinal, como sua forma de onda. Após o armazenamento do sinal em equipamentos de tempo real, é possível verificar qualquer impulso não estável ou transitório (RAO, 2009).

A análise de sinal no domínio da frequência, ou análise espectral, é uma representação gráfica da amplitude com relação à resposta de vibração em função da frequência, definida através da realização de uma transformada rápida de Fourier. O espectro de frequência é uma ferramenta utilizada amplamente para a detecção da condição de funcionamento de equipamentos industriais. Cada equipamento industrial tem sua característica de vibração, que é governada por seus componentes, instalações e sistemas. Em máquinas cuja frequência de rotação é constante, é mais adequado utilizar o sinal em função da frequência para a análise do sinal adquirido (Mesquita ,2002).

### 3. PROJETO E CONSTRUÇÃO DA BANCADA

#### 3.1 Introdução

Este capítulo tem por finalidade apresentar o projeto da bancada didática desde a sua concepção, mostrando também o projeto numérico, viabilização dos materiais, sistemas disponíveis e apresentando também a viabilidade de construção da mesma. É realizado ainda a apresentação dos principais processos de fabricação utilizados da manufatura do equipamento.

#### 3.2 Concepção da bancada

Para a concepção da bancada, a primeira etapa foi a identificação de restrições do projeto. A primeira delas ocorreu sobre a limitação do espaço físico do laboratório no qual a mesma será instalada. Nesse contexto buscou-se pela redução das dimensões do equipamento. A segunda restrição incide sobre o custo final do projeto, sendo que o mesmo deveria necessariamente ser reduzido ao máximo.

Sob esse ponto de vista, foi realizada uma pesquisa bibliográfica a fim de identificar bancadas didáticas construídas dentro das instituições de ensino, em cenário semelhante ao exposto, os quais serviram como ponto de partida para esse projeto [Nery,2008; Pacholok,2004; Meola, 2005; Macário, 2006; Garcia, 2005; Silva, 2012; Amorim 2005; Jesus & Cavalcanti, 2011 dentre outros].

A seguir serão apresentados os trabalhos científicos de maior relevância e contribuição para o desenvolvimento da bancada apresentada neste trabalho. Estes se destacam pela simplicidade e baixo custo de fabricação.

Meola (2005) em sua dissertação de mestrado utilizou uma bancada composta por um motor elétrico, acoplamento, eixo, e cinco mancais de rolamento de esferas, para o apoio do eixo sendo três rígidos, e dois autocompensador. O trabalho teve como objetivo o monitoramento em tempo real da integridade dos sinais de vibrações coletados, em mancais de rolamentos para a realização da manutenção preditiva. A disposição da bancada utilizada no trabalho citado, pode ser observada na Fig.(20).

É possível citar como desvantagem o complexo tipo de guarnições dos rolamentos, o que dificulta a fabricação do mesmo. E como vantagens, o tamanho reduzido do modelo, e também o fato do motor e eixo serem ligados por meio de

acoplamento, dispensando assim a utilização de polias e correias para transmissão do movimento. Essas duas soluções foram utilizadas para a concepção do equipamento proposto neste trabalho.

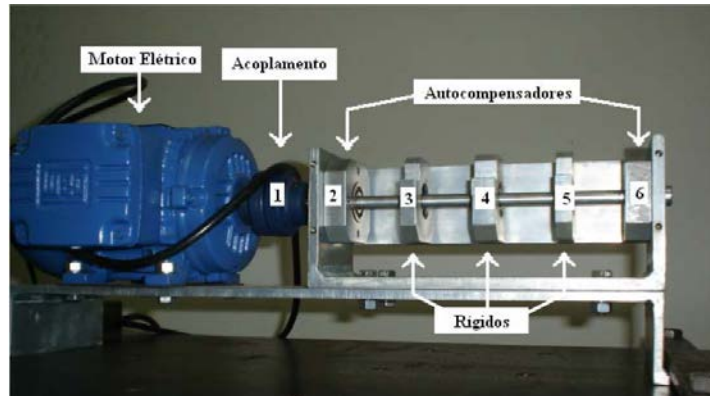


Figura 20. Bancada experimental Fonte: Meola, 2005.

Garcia (2005) utilizou uma bancada composta por um motor elétrico, acoplamento, eixo, dois mancais com rolamento, disco de massa e uma luneta para restrição do deslocamento do eixo, como pode ser observado na Fig.(21). O objetivo do trabalho é a aquisição de dados para diagnóstico de defeito mecânicos. Foram realizados vários testes em que simulavam situações de máquina nova, e diferentes tipos de avarias.

Esse modelo de equipamento apresenta algumas vantagens, como o motor elétrico acoplado ao eixo de rotação, a utilização de volante de massa, onde o efeito de desbalanceamento pode ser imposto ao sistema. A maior contribuição da modelo proposto por Garcia (2005) para este trabalho foi a disposição dos equipamentos ao longo da bancada.

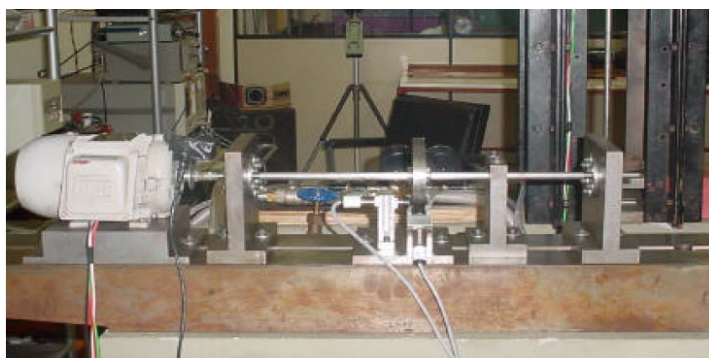


Figura 21. Bancada experimental. Fonte: Garcia, 2005.

Silva (2012) utiliza uma bancada experimental para realizar a análise de possíveis falhas em máquinas rotativas, através da análise de vibração do sistema. A bancada apresentada na Fig. (22) é utilizada para fins didáticos e apresenta uma interessante disposição dos equipamentos e considerável simplicidade de montagem. Destaca-se a utilização de grampos do tipo “c” para fixação da bancada na superfície plana. Essa característica confere grande mobilidade a bancada, visto que a mesma pode ser acoplada em qualquer superfície plana.

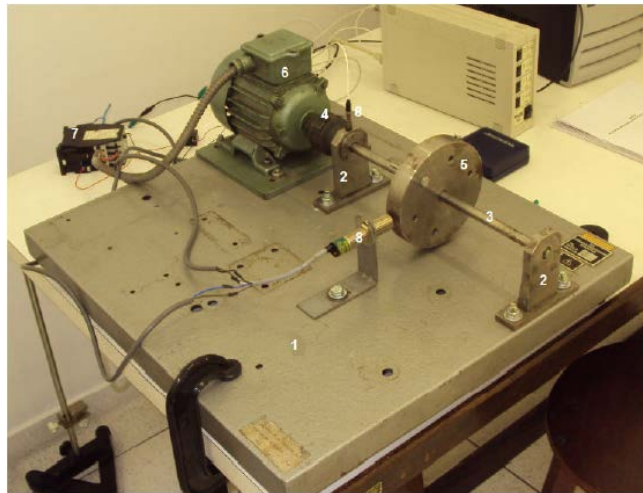


Figura 22. Bancada experimental Fonte: Silva, 2012.

Na busca por demais configurações de bancadas didáticas, além da pesquisa bibliográfica, foram realizadas visitas técnicas. Dentre estas, destaca-se a visita realizada no SENAI unidade Gama, acompanhada pelo consultor técnico responsável. Foram apresentados dois modelos distintos de bancadas, e que apresentavam diferentes funcionalidades dentro da unidade.

O primeiro modelo, Fig.(23), é utilizado principalmente para a indução dos efeitos de desalinhamento e desbalanceamento. Os efeitos são impostos para capacitar do usuário em promover ações que reduzam ou possivelmente anulam o desbalanceamento ou desalinhamento do eixo que compõe a aparato analisado.

A bancada é composta por um motor elétrico, ligado diretamente a um eixo por meio de um acoplamento. Possui apenas um mancal, e dois volantes de massa, onde as massas para o balanceamento do sistema podem ser acopladas.



Figura 23. Bancada para imposição de desalinhamento e desbalanceamento unidade SENAI Gama.

O segundo modelo, Fig.(24), trata-se de um sistema para análise de vibrações em eixos rotativos completo, onde a bancada didática é parte integrante do conjunto. Observa-se que é uma bancada mais complexa, sendo composto por três mancais com rolamento, um motor elétrico, que transmite o movimento por meio de correia e polias, um eixo de rotação bipartido, com um acoplamento para união do mesmo, e apenas um volante de massa. De acordo com o técnico mecânico que acompanhou a visita, esse kit para análise de vibrações em eixos rotativos foi adquirido comercialmente.



Figura 24. Bancada de monitoramento de defeito em rolamento da unidade SENAI Gama

Após análise destas bancadas, priorizando principalmente as vantagens de cada uma, e considerando a viabilidade de fabricação no laboratório da universidade, iniciou-se a concepção do projeto da bancada utilizando a ferramenta computacional de desenho CATIA®. Várias proposições foram desenvolvidas, até mesmo porque uma das vantagens da ferramenta computacional é possibilitar alterações no projeto de maneira rápida e eficiente. Cada proposta foi discutida e analisada com a equipe (professor e técnicos) sofrendo as alterações necessárias (sempre priorizando redução de custo e aumentando a funcionalidade da mesma), até a obtenção da proposta final a qual é descrita no tópico a seguir.

### 3.3 Modelagem CAD da bancada

A partir das conclusões geradas no item 3.2 a bancada idealizada foi então modelada, utilizando a ferramenta CAD (*Computer Aided Design*), utilizando o software Catia® em sua versão V5R19. Foram definidas todas as dimensões reais da bancada, buscando obter como resultado final um modelo mais próximo possível do real.

O modelo proposto é composto por um motor elétrico ligado diretamente ao eixo de rotação inteiriço (sem nenhuma partição ao longo do seu comprimento), por meio de um acoplamento elástico. Existem dois suportes, onde os dois mancais de rolamento são fixados, e um volante de massa para aplicação do desbalanceamento. O desalinhamento fica restrito as regulagens aplicadas no suporte do motor - determinando assim o motor como a máquina móvel e eixo como a máquina fixa.

A modelagem em CAD de cada peça foi feita separadamente utilizando a ferramenta *part design*. Em seguida, utilizou-se a ferramenta *assembly design*, para que todas as peças fossem alocadas em um mesmo espaço computacional, de modo a tornar possível o acoplamento, em seu posicionamento correto.

A geometria final do modelo pode ser observada na Fig. (25) e a lista com os principais componentes estão presentes na Tab. (1). A Figura (26) apresenta a vista isométrica da bancada, onde é possível observar a disposição dos componentes. Apresenta-se ainda, na Fig. (27), a vista explodida do modelo em CAD, na qual é possível contemplar todas as peças que compõem a bancada proposta.

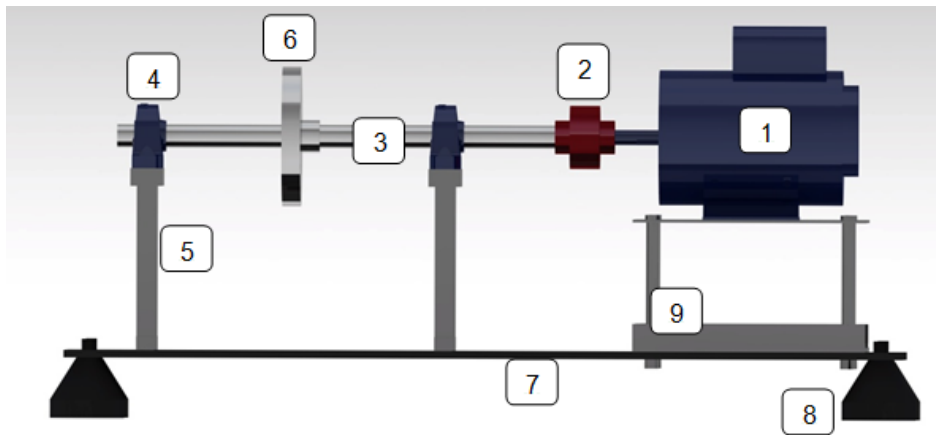


Figura 25. Vista lateral bancada.

Tabela 1. Componentes da bancada.

Item	Componente
1	Motor Elétrico
2	Acoplamento elástico
3	Eixo de rotação
4	Mancal de rolamento
5	Suporte do mancal
6	Volante de massa
7	Chapa base
8	Pés de sustentação
9	Mecanismo de regulagem

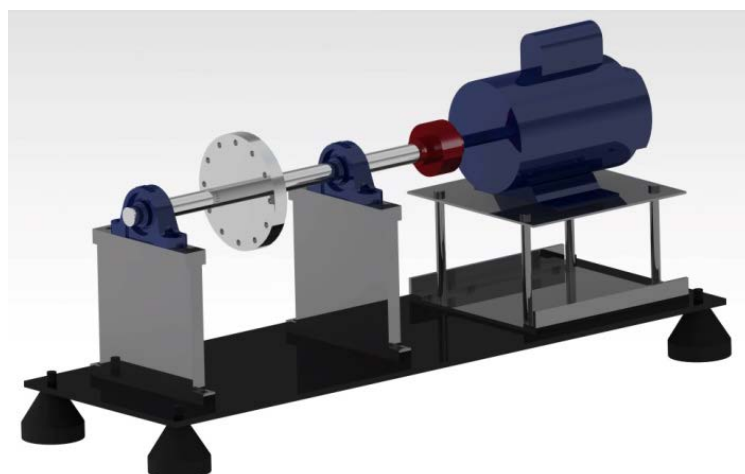


Figura 26. Vista isométrica do modelo em CAD da bancada proposta



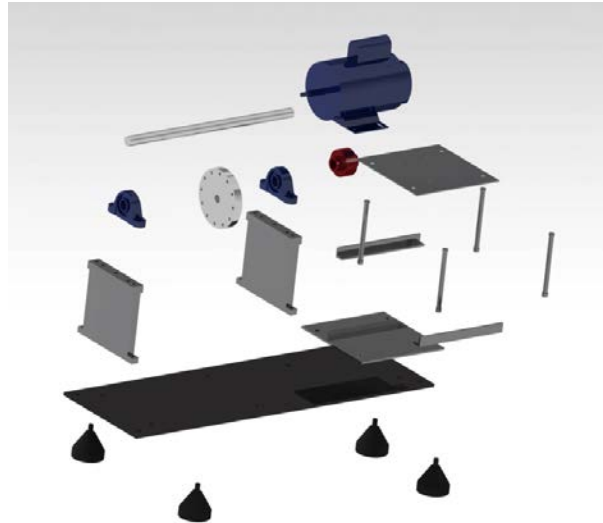


Figura 27. Vista explodida do modelo em CAD da bancada proposta

Os desenhos técnicos dos componentes, gerados a partir do modelo CAD e que foram utilizados para a usinagem no laboratório, estão disponíveis no anexo 1 deste documento.

### 3.4 Modelagem numérica MEF

Após o desenvolvimento do modelo em CAD, foi realizada a análise modal da bancada proposta. Foi utilizado o Software Ansys® em seu pacote APDL.

É importante ressaltar que as análises modais realizadas tem por objetivo apresentar uma estimativa das frequências naturais da bancada e dos modos de vibrações do sistema. A determinação das frequências naturais vem em forma de auxílio ao projetista, visando à melhoria do projeto e evitando assim as possíveis ressonâncias entre a frequência de trabalho do motor, e as frequências naturais dos demais componentes da bancada, estimados numericamente. Ressalta-se que a validação experimental da análise modal não é objetivo do trabalho.

Nesse contexto, destaca-se que a geometria do modelo numérico sofre uma simplificação em comparação com o modelo em CAD, ainda que a distribuição geométrica dos componentes permaneça preservada. Foram utilizados alguns tipos de geometrias simples contidas na biblioteca do Ansys® (utilizando principalmente os comandos *block* e *cylind*) mas dimensões principais do modelo em CAD, como altura, largura e comprimento, foram mantidas.

A geometria finalizada é exibida Fig.(28), onde é possível notar nitidamente como procedeu à simplificação do modelo, na qual os componentes do sistema são substituídos por geometrias aproximadas.



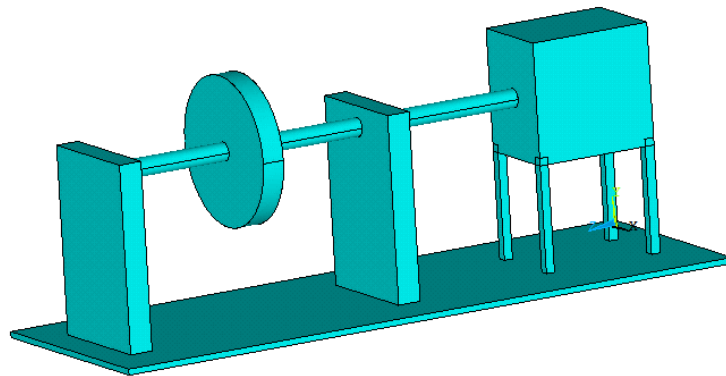


Figura 28. Bancada modelada no software Ansys®

Para modelar os componentes do sistema foi utilizado o elemento do tipo *Solid 45*, e ainda foram definidas as principais propriedades mecânicas do material aço ASTM A-36, por sua maior disponibilidade comercial. O modelo desenvolvido em no software Ansys possui dimensões fidedignas ao modelo CAD. A malha foi a construída utilizando elementos do tipo triangular, aplicados em todo volume da estrutura, como pode ser observado na Fig.(29). A malha é composta por 95981 elementos e 22356 nós.

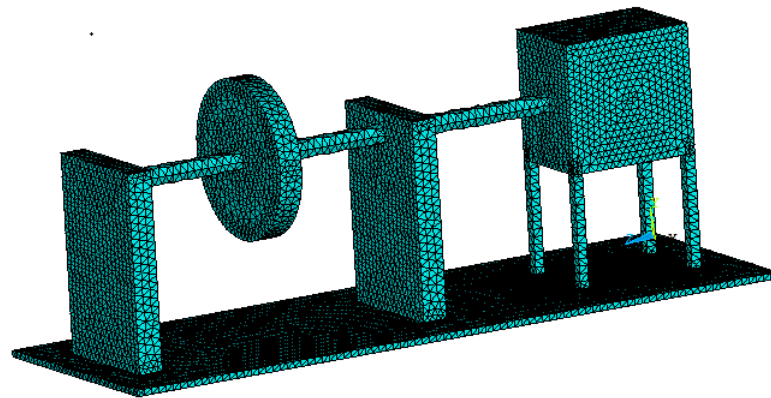


Figura 29. Malha do modelo MEF.

Foram realizados dois tipos de análise modal: a primeira é chamada de livre-livre, pois não existe nenhuma restrição de movimento ao modelo. A segunda análise foi realizada com intuito de verificar as frequências naturais do modelo em sua forma de operação, ou seja, apoiada na superfície, por isso foram impostas condições de contorno para simular o apoio, como apresentado na Fig.(30). Em ambas as análises, foi utilizada a faixa de frequência entre 0 e 1000 Hz.

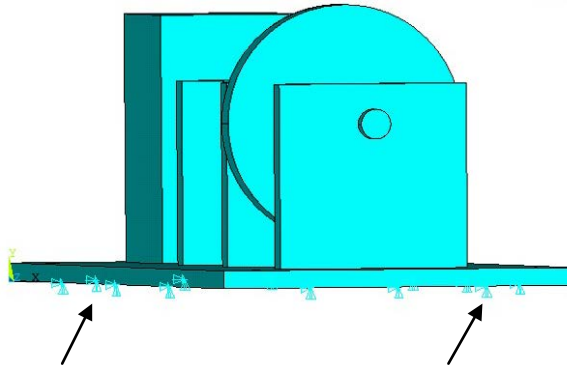


Figura 30. Modelo apoiado- detalhe para a condição de contorno na chapa-base

Para os dois casos de análise modal, são apresentados na Tab.(2) os 10 primeiros modos de vibração e suas respectivas frequências naturais (os demais modos não são apresentados por limitação de espaço).

Observa-se que, como esperado, as seis primeiras respostas do modelo livre-livre são típicas de corpo rígido. Como conclusão da análise modal, pode-se afirmar que, em ambas as simulações, a primeira frequência natural está consideravelmente distante da frequência de rotação do motor elétrico que é de 57,5 Hz. Nesse sentido, para o modelo livre-livre o 7º modo (116.8 Hz) é o mais importante, pois apresenta a frequência mais próxima da frequência de trabalho do motor elétrico. Para o modelo engastado a frequência natural mais importante é de 85 Hz – 4º modo.

Tabela 2. –Frequências naturais.

Modo	Freq. Natural (Hz)	Freq. Natural (Hz)
	Livre-livre	Apoiado
01	0,0	0.0000
02	0,0	0,244E-03
03	0,0	0,307E-03
04	0,199E-03	85,769
05	0,366E-03	117,26
06	0,512E-03	158,55
07	116,80	190,84
08	138,95	202,92
09	168,25	212,02
10	193,55	264,05

### 3.5 Validação do eixo

Após a realização de orçamentos das peças comerciais que necessitariam ser adquiridas, verificou-se que o rolamento de vinte e cinco milímetros de diâmetro interno apresentava um preço razoavelmente menor, quando comparado com outras medidas de eixo.

Foram realizadas duas análises: a primeira estática - considerando as forças atuantes no eixo sem movimento, e a segunda considerando a força centrípeta que atua no eixo, quando uma massa desbalanceadora é acoplada ao volante de massa e o equipamento entra em funcionamento.

Para a realização da análise estrutural - determinação do diagrama de corpo livre e dos esforços internos foi utilizado o software Ftool®. Definindo os esforços e com os dados referentes a seção do eixo de rotação, a eq. (6) foi aplicado para a determinar o máximo esforço cortante, e a eq.(7) para o máximo momento fletor incidentes no eixo.

$$\sigma_{max} = \frac{V_{max} \cdot Q}{I \cdot t} \quad (6)$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot R}{I} \quad (7)$$

A Tabela (3) mostra o máximo esforço cortante e momento fletor, considerando a situação estática do eixo, e o módulo de elasticidade do material utilizado - Aço ASTM A-36. Quando comparados, nota-se que os esforços incidentes no eixo estão muito abaixo do módulo de elasticidade do material, indicando que o eixo com a dimensão de 25 mm de diâmetro é capaz de suportar os esforços aos quais será solicitado.

Tabela 3. –Esforços presentes no eixo.

<b>Módulo de elasticidade Aço ASTM</b>		
<b>A-36</b>	<b>Máximo esforço cortante</b>	<b>Máximo momento fletor</b>
<b>(Fonte : Beer Jhonston, 2006)</b>		
<b>165 MPa</b>	0,51 MPa	1,2 MPa

A Figura (31) apresenta a análise estrutural do eixo de rotação utilizando o software Catia® em seu pacote *Generative Structural Analysis*. A simulação foi realizada, considerando apenas os esforços internos presentes no eixo, o critério de

von Mises, aproximando-se de forma considerável dos resultados apresentados analiticamente.

É possível verificar que o eixo está sofrendo restrições nas localizações dos mancais de rolamento, e ainda na conexão entre o eixo e o motor. As maiores solicitações ocorrem nos locais em vermelho próximo as locais de restrição, como apresentado na coluna a direita.

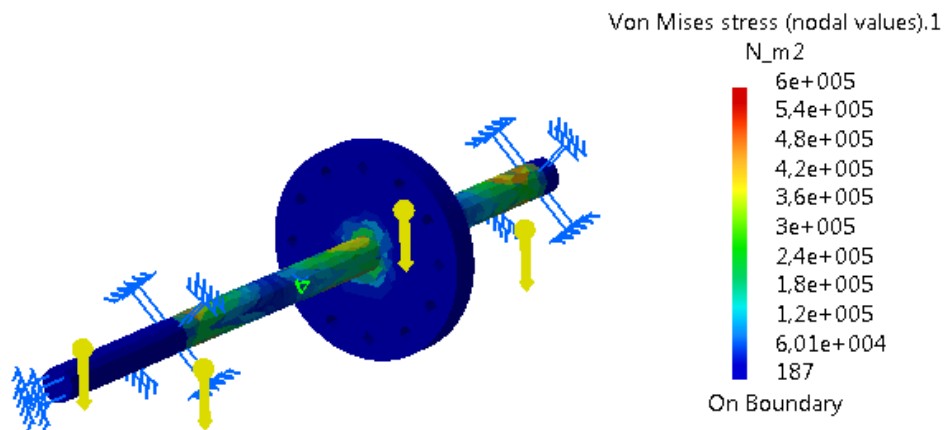


Figura 31: Carga estática

A Figura (32) apresenta a segunda simulação realizada, considerando a força centrípeta, representada pela eq.(1), atuante no eixo. Para determinação da força, foi utilizada uma massa de quarenta grammas, velocidade angular de 375 radianos por segundo e sessenta e cinco milímetros de excentricidade. É possível verificar a maior distorção do eixo visto que a força centrífuga realiza uma maior solicitação no eixo.

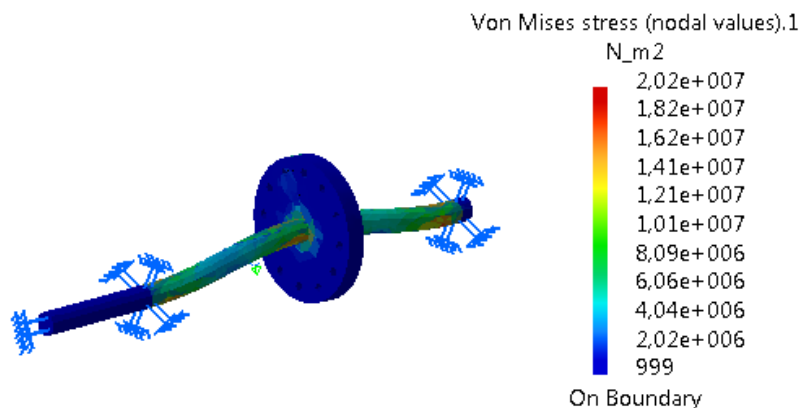


Figura 32: Carga gerada pela força centrífuga

### 3.5 Detalhes de manufatura da bancada

Após a finalização do desenvolvimento da bancada em CAD, a realização da análise modal e da validação do eixo de rotação, deu-se início a etapa de fabricação do modelo.

Inicialmente, foi feita uma listagem detalhada e orçamento dos componentes comerciais que seriam utilizados na bancada, e também da matéria prima necessária para o desenvolvimento das peças não comerciais. Todos os componentes apresentaram disponibilidade para aquisição no mercado, como mostrado na Tab. (4), demonstrando assim a viabilidade do projeto.

Tabela 4. –Componentes da bancada.

<b>Componente</b>	<b>Quantidade (peças)</b>	<b>Preço (reais)</b>			
			Motor elétrico	01	400,00
Mancais e rolamento	02	90,00	Tirantes para regulagem motor	04	15,00
Eixo	01	102,00	Pés de sustentação	04	54,00
Volante de massa	01	45,00	Acoplamento elástico	01	70,00
Suporte dos mancais	02	400,00	Bucha do eixo do motor	01	10,00
Chapa para suporte do motor	02	40,00	Parafusos e porcas de fixação	36	50,00
Chapa Base	01	80,00	<b>Total</b>		<b>1356,00</b>

Os componentes adquiridos comercialmente foram: Motor elétrico, acoplamento elástico, pés de fixação, rolamentos e mancais. Os componentes que foram usinados no laboratório da universidade foram: eixo principal, volante de massa e suporte de mancais.

De posse das peças comerciais, matéria-prima e dos desenhos técnicos do sistema, gerados a partir do modelo CAD, foi iniciada a construção da bancada. É importante salientar que os processos de fabricação não são considerados objetivos específicos deste trabalho, de forma que, nesta seção, cada processo será comentado em caráter ilustrativo.

A primeira peça adquirida foi uma barra de seção circular maciça de aço ASTM- A36, de 6 metros de comprimento e 25,4 milímetros de diâmetro, para usinagem do eixo de rotação da bancada. Como já citado, o diâmetro do eixo foi determinado, considerando o menor preço dos rolamentos disponíveis para compra, e foi verificado que com essa especificação o eixo seria capaz de suportar as solicitações impostas pelo sistema, conforme demonstrado no item 3.5.

Para a usinagem do eixo de rotação, primeiramente, a barra foi seccionada em uma parte com comprimento próximo ao final de 575 milímetros, e foi realizado faceando as extremidades da peça, promovendo assim a precisão do comprimento e o acabamento necessário como pode ser verificado Fig. (33).



Figura 33: Usinagem do eixo de rotação

De acordo com o manual técnico do rolamento especificado, a tolerância dimensional para o diâmetro do eixo deve seguir a NBR 6158 (1994), com a tolerância h7. Sendo assim, o diâmetro do eixo deve seguir a medida de  $25 \pm 0,021$ . Para a determinação dessa tolerância, foi adotado um procedimento de alinhamento do torno com uma tolerância de  $\pm 0,02$  milímetros a cada 300 milímetros de deslocamento do fuso. Dessa forma, foi necessária que a usinagem fosse realizada em duas partes de 250 milímetros. O eixo finalizado pode ser observado na Fig. (34).



Figura 34: Eixo de rotação finalizado.

Visando economia financeira e redução do tempo de usinagem, o volante de massa do sistema foi fabricado em duas partes separadas, que seriam unidas posteriormente: um disco de aço e um eixo, pelo qual o volante de massa seria acoplado ao eixo principal do sistema. A usinagem foi feita a partir de uma chapa de aço ASTM A-36 e um tarugo do mesmo aço, respectivamente.

O disco foi usinado a partir de uma chapa de dimensões genéricas, que foi adequada para as dimensões estabelecidas ao volante, isto é, 150 milímetros de diâmetro externo e 20 milímetros de espessura. Foi feito ainda um furo de 35 milímetros no centro do disco, para que o eixo do volante pudesse ser acoplado.

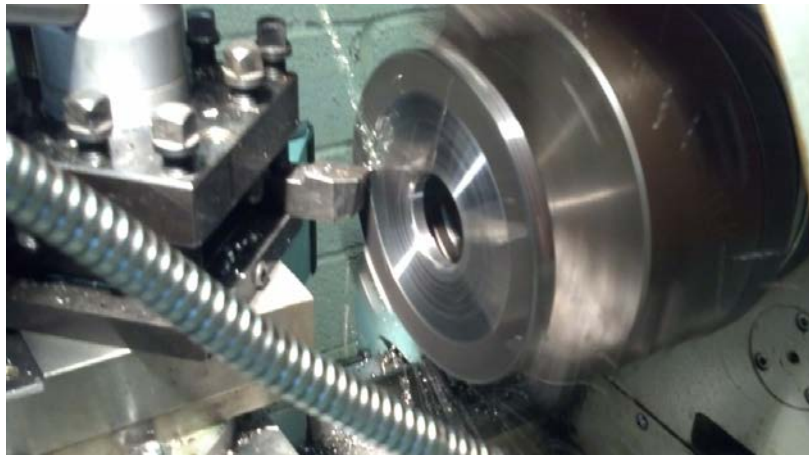


Figura 35: Usinagem da chapa de aço do volante de massa

Em seguida, foi realizada a usinagem do eixo do volante de massa, a partir do tarugo de aço ASTM A-36, conforme ilustra a Fig.(36).





Figura 36: Usinagem do eixo do volante de massa.

O acoplamento do eixo ao disco foi realizado com o auxílio de uma prensa hidráulica. O eixo central foi introduzido no disco com interferência, e ainda assim, foi realizado um cordão de solda na união das duas peças. A Fig. (37) apresenta o faceamento da região onde a solda foi aplicada, retirando assim o excesso de material, aprimorando o acabamento final da peça.

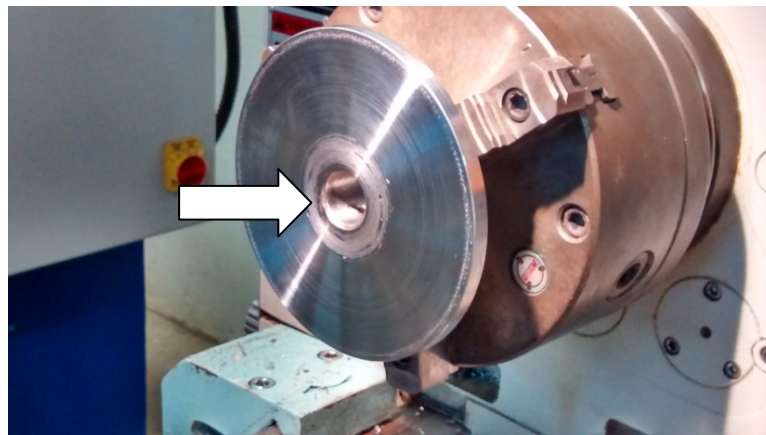


Figura 37: Montagem do volante de massa

Por último, foram feitos furos no volante de massa, onde as massas desbalanceadoras devem ser acopladas. Foi realizado o alinhamento do cabeçote divisor utilizando um relógio comparador como ilustrado na Fig.(38). O cabeçote divisor tem por função segurar e revolucionar de forma controlada, a peça que está sendo usinada. Utilizando esta ferramenta foi possível distribuir os furos no volante de massa, com um ângulo de 30 graus entre si, como pode ser visualizado na Fig. (39).





Figura 38: Alinhamento da peça com relógio comparador



Figura 39: Volante de massa finalizado.

Os suportes dos mancais foram fabricados a partir de uma peça de alumínio que estava disponível no laboratório da universidade. A peça era componente de um equipamento sucateado e foi extraída para servir como matéria prima para o este trabalho.

A partir do desenho técnico, foram feitas marcações na chapa de alumínio. Os cortes foram feitos utilizando a serra fita, com o intuito de reduzir as dimensões das peças que seriam usinadas, aproximando os novos blocos de suas dimensões finais. A Fig. (40) ilustra o procedimento de corte da chapa de alumínio.



Figura 40: Corte da chapa de alumínio

Os blocos então foram usinados na fresadora. As etapas básicas do processo foram o enquadramento dos blocos, e a retirada de material para a produção dos pés de fixação do suporte. O processo de usinagem está apresentado na Fig. (41), onde o primeiro corte já está finalizado, e o segundo corte está sendo realizado.



Figura 41: Produção do suporte do mancal

O suporte do mancal foi montado em duas partes, pois a chapa utilizada como matéria-prima não possuía a espessura necessária para receber o mancal diretamente, ou seja, o mancal era mais largo que a chapa. Foi então necessário desenvolver uma espécie de “mesa”, ou seja, uma chapa que seria acoplada à extremidade do suporte, para que o mesmo pudesse receber o mancal de forma correta.

Então, em cada suporte, foram feitos dois furos passantes na parte superior, para a fixação da “mesa” e do mancal. E ainda foram feitos dois furos com rosca na parte inferior, para fixação do suporte na chapa-base da bancada.

As Fig.(42) e Fig.(43) ilustram as peças prontas. As setas azuis indicam os furos para a fixação do suporte na chapa-base da bancada. O círculo em vermelho destaca as chapas de sustentação do mancal, e as setas brancas indicam os furos passantes para a fixação dos mancais e da própria chapa no suporte. A seta de cor verde apresenta o furo com rosca para fixação da chapa de sustentação do mancal e do próprio mancal de rolamento.

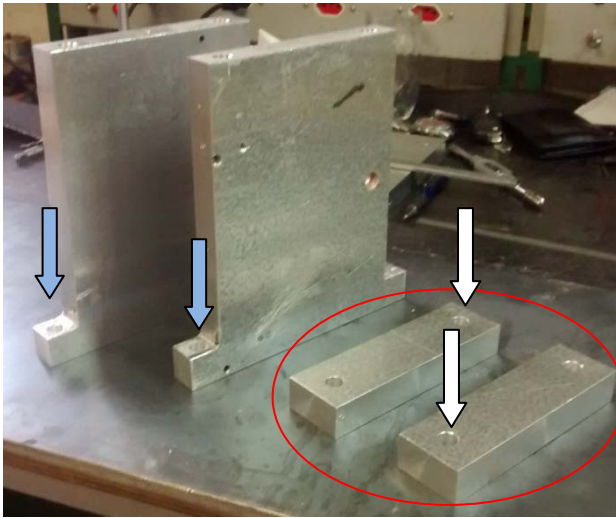


Figura 42: Peças prontas com furos de fixação finalizados.

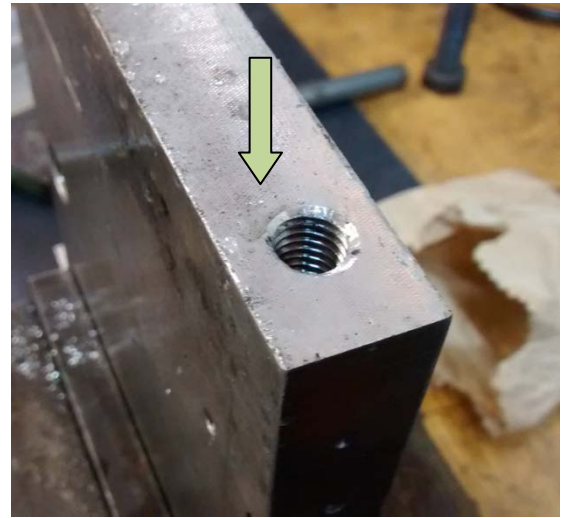


Figura 43: Furo de fixação dos mancais, com rosca.

A decisão da montagem do suporte dos mancais em duas etapas foi extremamente necessária, visto que a chapa de alumínio estava a disposição no laboratório, fato que reduziu consideravelmente o custo de produção do equipamento. A Fig.(44) apresenta a disposição final das peças, do conjunto que compõe o suporte e o mancal de rolamento.

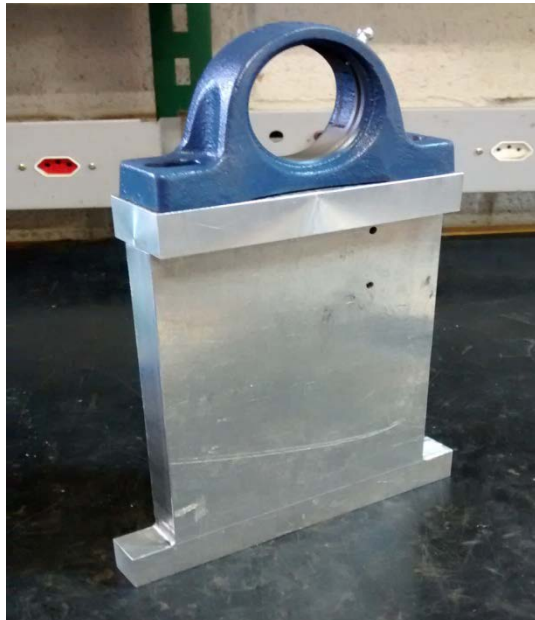


Figura 44: Suporte do mancal finalizado

O rolamento utilizado foi determinado pelo preço de mercado, e é do tipo Y com dois parafusos de fixação, e fileira única de esferas. Especificado pelo código YAR 205-2F fabricado pela SKF®. O mancal para apoio do rolamento segue a especificação SY505M também fabricado pela SKF®.

O motor elétrico foi comprado em um estabelecimento do ramo de reciclagem de materiais, e pode ser visualizado na Fig.(45). O mesmo estava em perfeito estado de funcionamento e possuía as especificações de projeto, (Tab. 4)

Tabela 4. - Especificações do motor elétrico

<b>Rotação</b>	<b>Potência</b>	<b>Alimentação</b>	<b>Tensão</b>
3520 RPM	½ cv	Monofásica	110/220 V

Após a compra, o motor foi aberto para verificação dos componentes internos como rotor, rolamentos e eixo, sendo que os mesmos apresentavam um bom estado de conservação. Foi realizada a lubrificação dos rolamentos e a limpeza da parte interna, com intuito de garantir o funcionamento correto do motor.



Figura 45: Motor elétrico que irá compor a bancada

Após a revisão do motor, foi realizada a aferição de rotação do mesmo, utilizando um tacômetro digital em dois tipos de leituras diferentes, leitura de contato e leitura ótica. Os resultados podem ser observadas na (Tab.5).

Tabela 5. –Rotações motor elétrico.

<b>Leitura</b>	<b>Ótico</b>	<b>Contato</b>
<b>01</b>	3592	3596
<b>02</b>	3590	3592
<b>03</b>	3591	3591
<b>04</b>	3592	3593
<b>05</b>	3589	3592
<b>06</b>	3591	3591
<b>07</b>	3592	3592
<b>08</b>	3591	3593
<b>09</b>	3592	3593
<b>10</b>	3592	3592
<b>Média</b>	3591,2	3592,5
<b>Desvio Padrão</b>	1,03	1,43
<b>Rotação</b>	<b>3591,2 ± 1,03</b>	<b>3592,5 ± 1,43</b>

A necessidade da imposição de alguns efeitos norteou o projetista a desenvolver uma base, de sustentação para o motor, onde fosse possível a realização das quatro variações de desalinhamento. A base é composta por quatro barras com rosca, duas chapas (Superior e Inferior) de sustentação, duas cantoneiras, porcas e arruelas.

O motor elétrico é fixado a chapa superior através de parafusos. A chapa superior fica sustentada pelas quatro barras com rosca, que são fixadas na chapa inferior, que por sua vez está fixada na chapa base do equipamento. A Fig.(46) ilustra o posicionamento de cada componente.



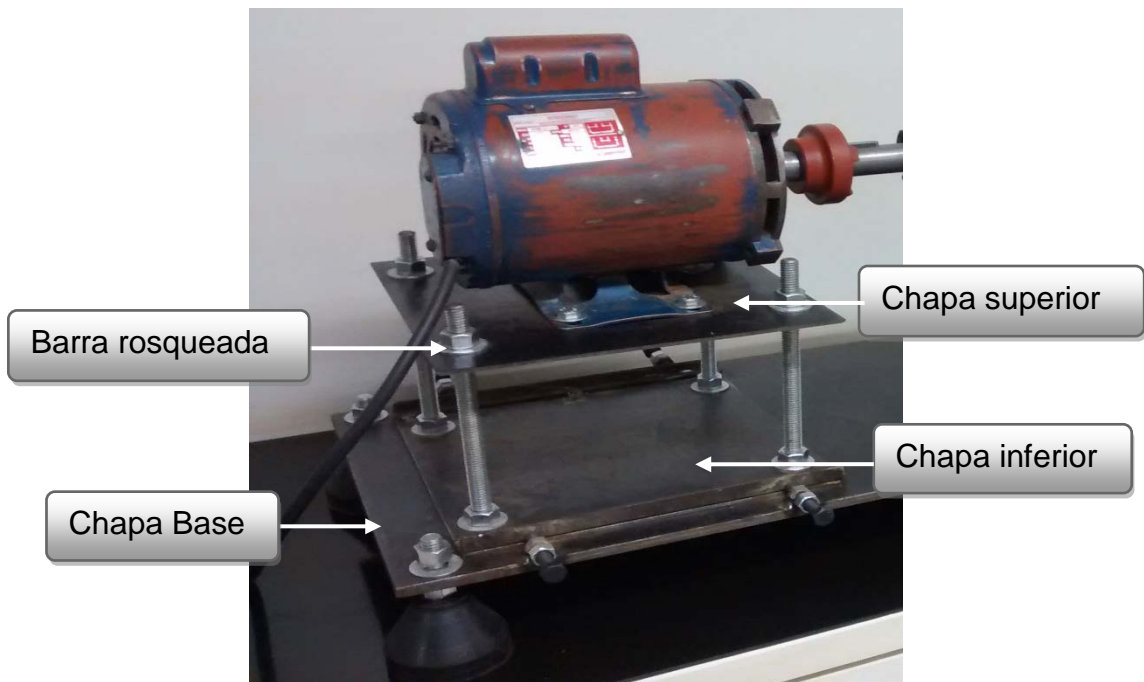


Figura 46: Suporte com regulagem do motor

O sistema de regulagem do motor permite impor desalinhamentos no plano vertical e no plano horizontal. No primeiro momento será tratado o desalinhamento paralelo (radial) e angular (axial) no plano horizontal.

O sistema de regulagem no plano horizontal é composto por quatro barras rosqueadas, duas dianteiras (1) e duas traseiras (2), que são capazes de promover os desalinhamentos do plano horizontal, que o motor pode ser submetido. A Fig.(47) busca apresentar de forma simplificada o funcionamento do sistema de regulagem.

Para promover o desalinhamento paralelo é necessário que as porcas das barras rosqueadas, sejam reguladas de forma uniforme, tanto na parte dianteira como na parte traseira realizando assim o movimento de subida ou de descida do motor, com relação ao eixo fixo da bancada.

Para promover o desalinhamento angular, essa regulagem deve ser realizada de forma contrária entre as partes, ou seja, a parte dianteira deve subir enquanto a parte traseira deve descer, ou vice e versa, caracterizando sempre um ângulo entre o eixo do motor e o eixo de rotação do equipamento.

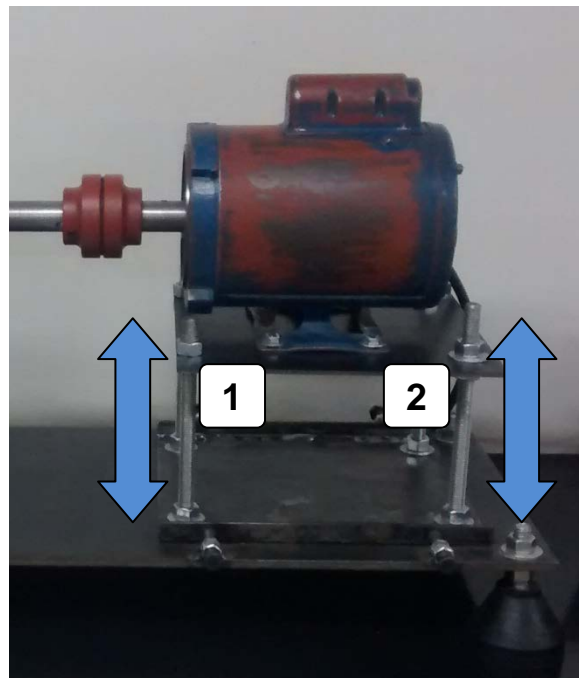
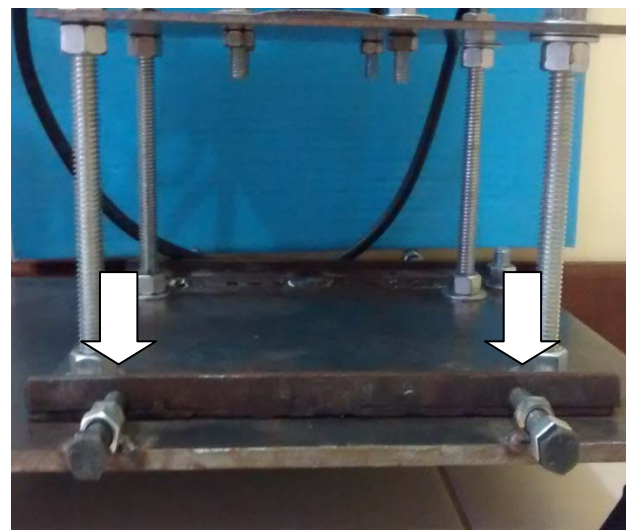


Figura 47: Desalinhamento horizontal

No segundo momento será tratado o desalinhamento Paralelo (Radial) e angular (axial) no plano vertical. Para a realização dos deslocamentos no plano vertical, foram feitos furos oblongos na chapa base, possibilitando assim a realização do movimento. O sistema para regulagem horizontal está destacado na Fig.(48).



(a)



(b)

Figura 48: Desalinhamento vertical (a) sentido do desalinhamento (b) regulagem para o desalinhamento.

Para promover o desalinhamento do plano vertical, é necessário que a regulagem do sistema seja efetuada nos pontos destacados na Fig.(48). Os parafusos de regulagem devem ser regulados de forma uniforme, tanto na parte dianteira como traseira, transladando o sistema como um todo.

Para a realização do desalinhamento angular, o sentido de regulagem dos parafusos deve ser contrario, com o intuito de promover uma rotação do conjunto como um todo.

A última etapa de construção é a de adaptação do acoplamento elástico do motor elétrico e o eixo principal, uma vez que a peça nova é dividida em duas partes, e não possui os furos onde os eixos de rotação serão inseridos. Dessa forma foi necessária a realização dos furos - o primeiro para receber o eixo de rotação com 25 milímetros e o segundo para receber o eixo do motor com 12 milímetros, sendo ambas as medidas de diâmetro.

Para fixação da parte do acoplamento montada no motor elétrico foi utilizada a rosca que existia originalmente na ponta do eixo, indicada pela seta azul na Fig.(49). Foi necessária a criação de uma bucha, indicada pela seta branca na Fig.(50), que possui duas finalidades básicas: restringir o deslocamento do acoplamento, e aumentar o diâmetro do eixo do motor para 25 milímetros para que o suporte do alinhador laser pudesse ser acoplado.

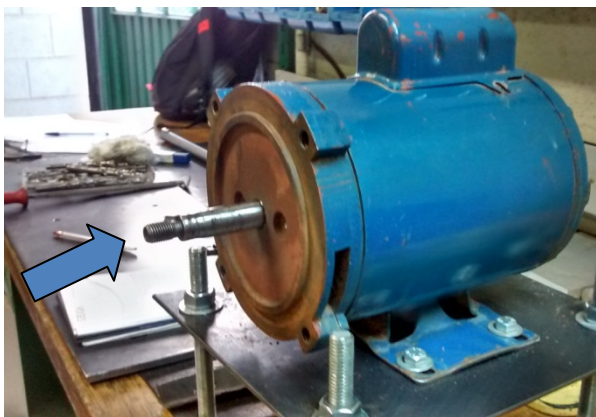


Figura 49: Ponta de eixo com rosca

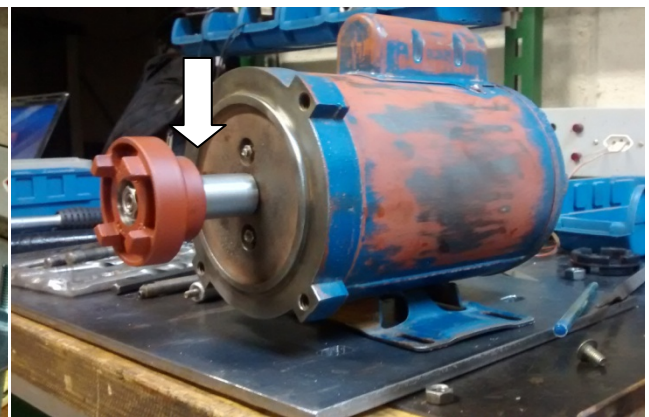


Figura 50: Acoplamento montado no motor, com detalhe para bucha

Para a fixação do eixo de rotação no acoplamento, foi utilizada uma chaveta. Para a acomodação perfeita da chaveta, foi necessário realizar um rasgo de chaveta no eixo de rotação ilustrado na Fig.(51), assim como no acoplamento, ilustrado na Fig.(52).



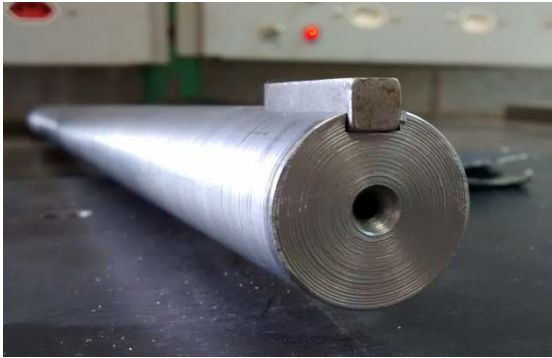


Figura 51: Rasgo de chaveta no eixo



Figura 52: Rasgo de chaveta no acoplamento

Finalizando a etapa de fabricação de todos os componentes do equipamento, foi realizada a etapa de montagem do mesmo, seguindo o procedimento descrito abaixo:

1. Inserção do volante de massa no eixo de rotação.
2. Inserção dos mancais de rolamento no eixo de rotação.
3. Montagem dos pés de apoio na chapa base.
4. Fixação dos suportes dos mancais na chapa base.
5. Fixação dos mancais de rolamento nos suportes.
6. Fixação do suporte do motor na chapa base
7. Fixação do motor elétrico no suporte.
8. Inserção do acoplamento elástico entre o motor e o eixo de rotação.

A Fig.(53) apresenta a forma final do equipamento, demonstrando o posicionamento específico dos componentes.



Figura 53: Bancada finalizada

## 4. TESTES EXPERIMENTAIS

### 4.1 Procedimentos para alinhamento

A partir da conclusão da etapa de fabricação, foram desenvolvidos alguns procedimentos para a realização das análises de vibração do equipamento em determinados contextos como: equipamento alinhado, desalinhado, desbalanceado e simulando um defeito em rolamento.

É importante ressaltar que todos os procedimentos experimentais executados na bancada, foram realizados na unidade do SENAI-Gama, que cordialmente disponibilizou o laboratório com todos os equipamentos necessários para o desenvolvimento dos testes.

O nivelamento do equipamento deve ser necessariamente realizado antes de qualquer procedimento experimental, visto que a bancada desnivelada está sujeita a solicitações que podem vir a danificar determinados componentes da mesma.

O procedimento de nivelamento pode ser realizado, operando as regulagens presentes nos pés de sustentação, e verificando nos níveis de bolha, de acordo com nivelamento do local onde a bancada será instalada. A Figura (54) apresenta o procedimento descrito acima.



Figura 54: Nivelamento da bancada

Com o a bancada nivelada, foi instalado então o equipamento para a realização do alinhamento do eixo rotação. Foi utilizado um alinhador de eixos a *laser* modelo: TMEA\_1P da marca: SKF®.

O princípio básico de funcionamento do equipamento, consiste em sensores que emitem e recebem feixes de *laser*, com esse feixe o alinhador é capaz de

realizar leituras, e apresentar o nível de desalinhamento angular e paralelo, em que o equipamento analisado está submetido.

Com o equipamento montado na bancada, como apresentado na Fig.(58) é necessário seguir algumas etapas definidas pelo alinhador.

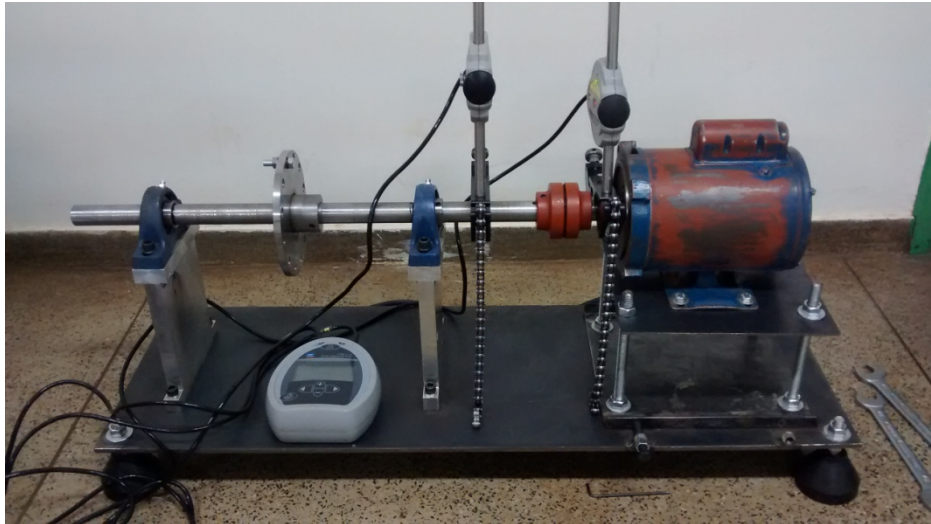


Figura 55: Alinhador a laser montado na bancada

A primeira etapa a é o nivelamento dos sensores, de acordo com níveis de bolha presente no mesmo. É necessário ainda localizar os feixes de laser, nos locais determinados com uma espécie de “alvo”, como apresentado nas Fig.(56) e Fig.(57). Os sensores determinam os locais em que devem ser instalados, com as letras “S” e “M”. Sendo S para a parte estática da máquina (eixo de rotação) e “M” para a parte móvel (motor elétrico).



Figura 56: Sensor para parte estática



Figura 57: Sensor para a parte móvel

A segunda etapa é a determinação de algumas dimensões com relação aos sensores, e ao equipamento. A medida **A** define a distâncias entre os sensores do alinhador, a medida **B** define a distância entre o sensor e parafuso de regulagem do motor, e a media **C** define a distância entre os parafusos de regulagem da bancada. A Fig. (58) em conjunto com a Tab.(6) buscam facilitar o entendimento das dimensões de entrada do equipamento.

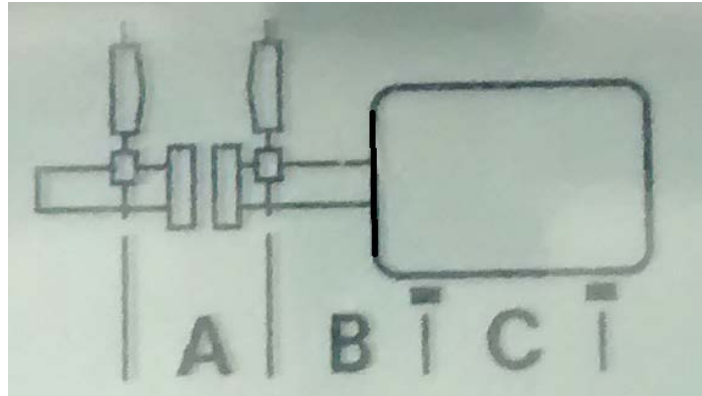


Figura 58: Dimensões de entrada do alinhador.

Tabela 6. –Dados de entrada do alinhador.

<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>
115 mm	25 mm	208 mm

Com as dimensões de entrada inseridas, o equipamento entra na etapa de quantificação do desalinhamento, propondo que eixo seja rotacionado para posições determinadas. Primeiramente é necessário rotacionar o eixo a 90 graus no sentido anti-horário, como mostra a Fig.(59). É necessário então rotacionar pela segunda vez a 270 graus, no sentido horário como na Fig.(60) e ao final o equipamento indica que os sensores devem ficar na posição vertical ilustrado na Fig.(61).

Avançado mais uma etapa, o aparelho apresenta os valores de desalinhamento angular e paralelo que o equipamento está submetido naquele instante. O valor de desalinhamento aceitável para um equipamento cuja rotação está entre três e quatro mil rotações por minuto é de 0,05 conforme o manual técnico do equipamento.





Figura 59: Sensores a 90°



Figura 60: Sensores a 270°



Figura 61: Sensores a 0°

Com os valores de desalinhamento em tela, são efetuadas as regulagens necessárias, chegando a valores de desalinhamento do plano vertical menores que os de referência, conforme apresentados na Fig.(65): Desalinhamento angular = 0,03 mm e Desalinhamento paralelo = 0,00 mm.



Figura 62: Desalinhamento no plano vertical

Na última etapa do procedimento de alinhamento, é necessário repetir todas as ações realizadas para o plano vertical, com regulagens específicas, para o plano horizontal, chegando a valores de desalinhamento menores que os de referência: Desalinhamento angular = 0,03 mm e Desalinhamento paralelo = 0,01 mm.



Figura 63: Desalinhamento no plano horizontal

#### 4.2 Simulações de defeitos na bancada.

Esta seção demonstra a capacidade de aplicação da bancada didática para simulação de situações defeituosas em máquinas rotativas. Foram realizadas simulações dos defeitos de desalinhamento angular e paralelo, defeito de desbalanceamento em três variações. Foi induzido ainda o defeito em um rolamento, e analisado o comportamento do mesmo.

##### 4.2.1 Procedimento de desbalanceamento

Para a realização da simulação do desbalanceamento na bancada, foi realizado o processo de alinhamento, descrito no item 4.1, e a indução de três tipos de desbalanceamento: o primeiro com apenas uma massa, o segundo com duas massas separadas a  $30^\circ$  e o terceiro caso com duas massas separadas a  $90^\circ$ .

O primeiro caso de desbalanceamento foi provocado pela inserção de um parafuso no volante de massa, funcionando como uma massa desbalanceadora de  $20 \pm 1$  gramas, conforme mostrado na Fig.(64), e com excentricidade de 65 milímetros. A Fig.(65) ilustra o primeiro caso de desbalanceamento.



Figura 64: Massa de desbalanceamento



Figura 65: Desbalanceamento com uma massa

O segundo caso de desbalanceamento foi provocado pela inserção de dois parafusos no volante de massa. Funcionando como duas massas desbalanceadoras de 20 gramas cada uma, com excentricidade de 65 milímetros e  $30^\circ$  de separação entre si. A Fig.(65) ilustra este desbalanceamento.

O terceiro caso de desbalanceamento é semelhante ao segundo, diferenciando se apenas pela separação de noventa graus entre as massas, como pode ser visto na Fig. (67).



Figura 66: Desbalanceamento com duas massas a  $30^\circ$



Figura 67: Desbalanceamento com duas massas a  $90^\circ$

#### 4.2.2 Identificação do defeito de desbalanceamento por meio da análise do sinal de vibração.

O defeito de desbalanceamento pode ser caracterizado por meio da análise espectral, seguindo alguns pontos característicos do sinal:

- Vibração é apresentada como uma senóide perfeita, ou seja, espectro com um pico na frequência de rotação do sistema desbalanceado.
- Amplitude da vibração apresenta uma similaridade nas direções radiais. Isto pode ser explicado devido ao fato da força centrífuga, gerada pelo desbalanceamento, ocorrer na posição radial.

Desta forma a principal questão a respeito do desbalanceamento reside na determinação da amplitude da frequência de rotação, a partir da qual pode-se dizer que o problema é relevante em cada caso específico. (Benevenuti, 2004).

#### 4.2.3 Procedimento de desalinhamento

Para a realização da simulação do efeito de desalinhamento da bancada, primeiramente foi realizado o processo de alinhamento da mesma, conforme descrito no item 4.1. Em seguida, foi realizada a indução de dois tipos de desalinhamento: o primeiro angular, Fig.(68), e o segundo paralelo, Fig.(69), ambos no plano horizontal. Foi feita a instalação do alinhador a *laser*, para que o nível de desalinhamento pudesse ser mensurado.

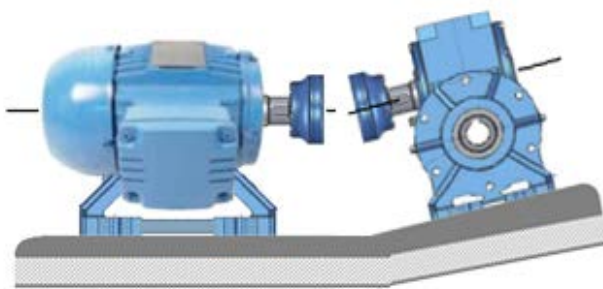


Figura 68: Desalinhamento angular

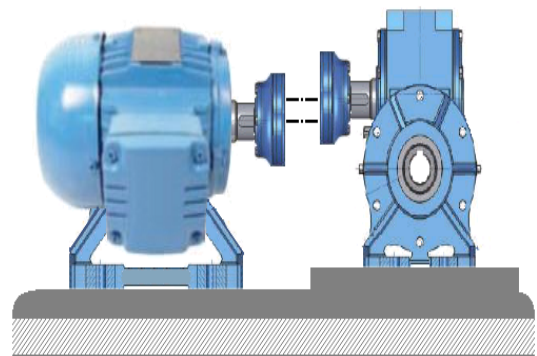


Figura 69: Desalinhamento paralelo

Para a indução do desalinhamento paralelo foram realizadas as regulagens, de acordo com a variação apresentada pelo alinhador. Após todas as regulagens a Fig.(70) mostra o nível de desalinhamento paralelo em que os dados foram adquiridos. O círculo vermelho destaca o local onde o equipamento indica o tipo de desalinhamento que está sendo praticado.



Para a indução do desalinhamento angular, o procedimento prático foi basicamente o mesmo, modificando apenas o tipo de desalinhamento desejado. Após todas as regulagens a Fig. (71) mostra o nível de desalinhamento paralelo, em que os dados foram adquiridos. O círculo vermelho destaca o tipo de desalinhamento que está sendo praticado.



Figura 70: Nível de desalinhamento paralelo

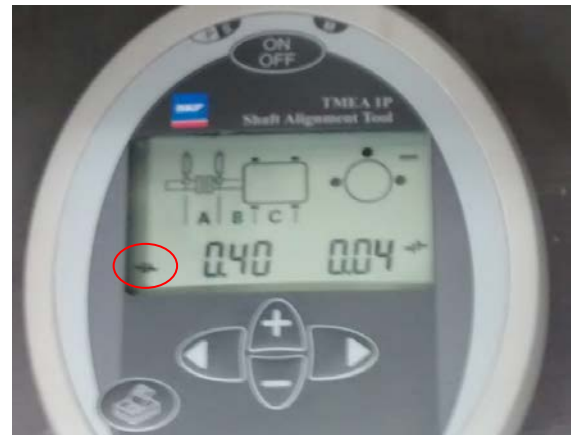


Figura 71: Nível de desalinhamento angular

#### 4.2.2 Identificação do defeito de desbalanceamento por meio da análise do sinal de vibração.

Segundo (Benevenuti, 2004) Como o defeito de desbalanceamento, o defeito de desalinhamento pode ser identificado através da análise espectral, sendo relevantes algumas características.

- Elevação conjunta de uma série dos harmônicos presentes no sinal.
- Elevação acentuada da vibração axial do equipamento.
- A assinatura do desalinhamento repousa sobre os harmônicos pares da frequência de rotação.
- Com o aumento da severidade do defeito, deve haver uma elevação da vibração.
- O segundo harmônico é altamente dependente da severidade do desalinhamento.
- Vibrações significativas são apresentadas nos múltiplos da frequência de rotação.

### 4.2.3 Simulação de defeito em rolamento

Foi realizada ainda uma simulação de defeito em rolamento. Para a realização desse procedimento foi retirado o mancal de número dois e colocado um mancal com rolamento defeituoso.

Para a indução do defeito, foram retiradas as blindagens externas do rolamento, viabilizando o acesso da parte interna pelo solvente, Fig.(72). Foi utilizada uma escova, garantido que todo o material de lubrificação fosse retirado.



Figura 72: Imposição de defeito no rolamento

Já sem o material de lubrificação, o rolamento foi colocado no torno, com o intuito de simular o funcionamento da peça e buscar a indução do defeito. Foi adicionada ainda uma quantidade de limalha de alumínio na pista externa, visando a deterioração mais precoce dessa parte do rolamento. A Fig.(73) mostra o rolamento em funcionamento, onde a parte interna foi presa a castanha, e a parte externa foi pressionada por um porta ferramentas. Simulando assim a situação aplicada na bancada, onde a parte interna está em rotação e a parte externa está fixa.



Figura 73: Rolamento em funcionamento

## 5 ANÁLISE DOS SINAIS DE VIBRAÇÃO.

Para a realização da análise dos sinais de vibração, todos os defeitos foram medidos nas posições axial, radial horizontal e radial vertical, para a possível realização da comparação entre os sinais. A frequência de aquisição foi 2048 Hz, dessa forma a frequência de análise chega em 1048 Hz. Com intuito de melhorar a visualização dos resultados, os espectros serão mostrados até 500 Hz, pois as frequências de interesse se apresentam abaixo desse valor.

### 5.1 Sinal de Desbalanceamento

Para a identificação do defeito mecânico de desbalanceamento foi utilizada a análise espectral em aceleração, utilizando o equipamento descrito no item 2.4.

Foram realizadas quatro aquisições, para a realização de três contextos diferenciados de comparação. A primeira aquisição, de referência, com a bancada sem nenhuma massa desbalanceadora. Em seguida, foram realizadas 03 aquisições de sinais com a distintas imposição de massas desbalanceadoras , conforme descrito no item 4.2.1.

As Fig.(74), Fig.(75) e Fig.(76) apresentam a comparação entre o sinal de vibração da bancada sem nenhuma massa de desbalanceamento e o sinal de vibração com a imposição de uma massa desbalanceadora, de duas massas desbalanceadoras separadas a  $30^\circ$  e de duas massas desbalanceadoras separadas a  $90^\circ$ , respectivamente.

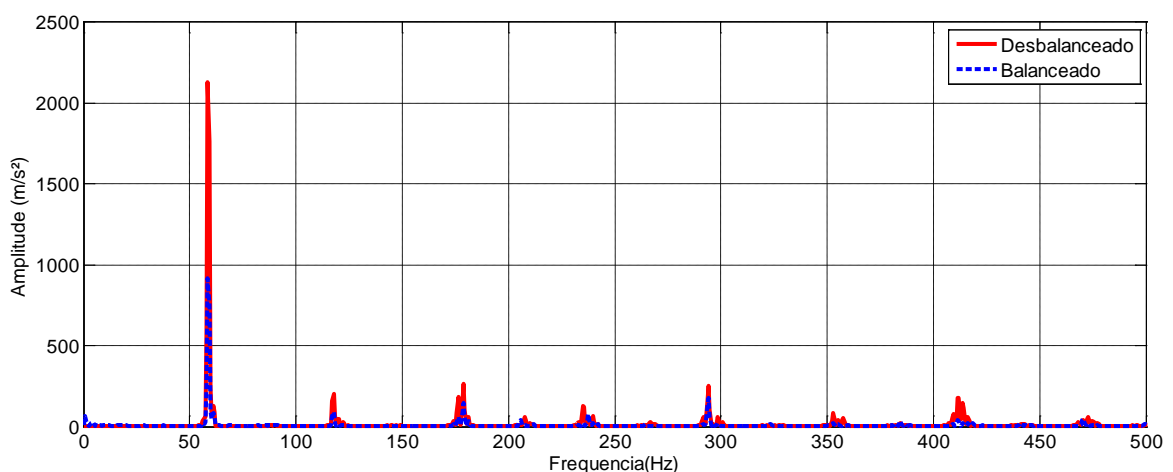


Figura 74: Posição radial (vertical) balanceada e com uma massa desbalanceadora

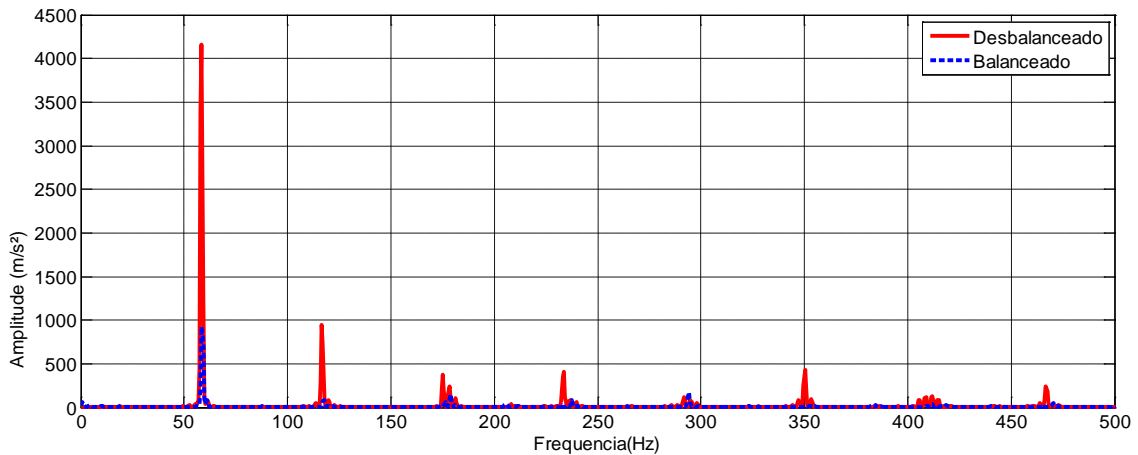


Figura 75: Posição radial (vertical) balanceada e com duas massas desbalanceadas a 30°.

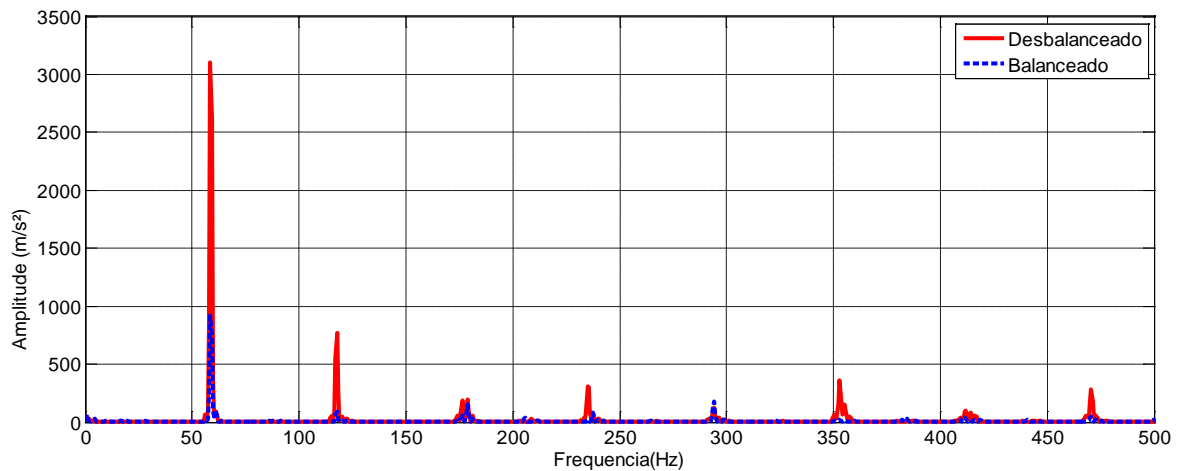


Figura 76: Posição radial (vertical) balanceada e com duas massas desbalanceadas a 90°.

Analisando os sinais de vibração apresentados é possível verificar o aumento de energia (pico de frequência) próximo da frequência de funcionamento da bancada (57,5 Hz). Com relação ao efeito de desbalanceamento, observa-se que a imposição de uma massa desbalanceadora aumenta a energia nesta região de frequência, quando comparada ao sinal adquirido com a bancada balanceada. Segundo Benevenuto (2004), a vibração de um sistema desbalanceado é uma senoide perfeita, ou seja, aparece no espectro como um pico na frequência de rotação do elemento desbalanceado.

A Tabela (7) apresenta o nível global de vibração da cada contexto nas três posições, Axial, Radial horizontal e Radial vertical.

Tabela 7. – Nível global de vibração em diferentes contextos de balanceamento.

<b>Bancada sem desbalanceamento</b>			
<b>Nível global (m/s<sup>2</sup>)</b>	Axial	Radial horizontal	Radial vertical
		1261,7	1035,4
<b>Bancada com uma massa de desbalanceamento</b>			
<b>Nível global (m/s<sup>2</sup>)</b>	Axial	Radial horizontal	Radial vertical
	1824,8	1906,9	2433,8
<b>Bancada com duas massas de desbalanceamento a 30°</b>			
<b>Nível global (m/s<sup>2</sup>)</b>	Axial	Radial Horizontal	Radial Vertical
	3203,1	3932,7	4739,7
<b>Bancada com duas massas de desbalanceamento a 90°</b>			
<b>Nível global (m/s<sup>2</sup>)</b>	Axial	Radial Horizontal	Radial vertical
	2095,9	3656,3	3570,7

## 5.2 Sinal de Desalinhamento

Para a identificação do defeito mecânico de desalinhamento, foi utilizada a análise espectral em aceleração, aplicando o equipamento descrito no item 2.4.

A Figura 74 apresenta o sinal de vibração da bancada com níveis de desalinhamento apresentados no item 4.1. A Figura 68 apresenta o sinal de vibração da bancada, com a aplicação de um nível de desalinhamento apresentado no item 4.2.3, na posição axial.

O valor eficaz de vibração do equipamento é apresentado em três contextos, axial, radial vertical e radial horizontal (Tab.8). Nesse contexto é possível verificar o aumento de energia na posição axial. Segundo Wowk (1991) é possível ter uma elevação conjunta de uma série de harmônicos, e ainda a elevação da energia do sinal de vibração na posição axial.

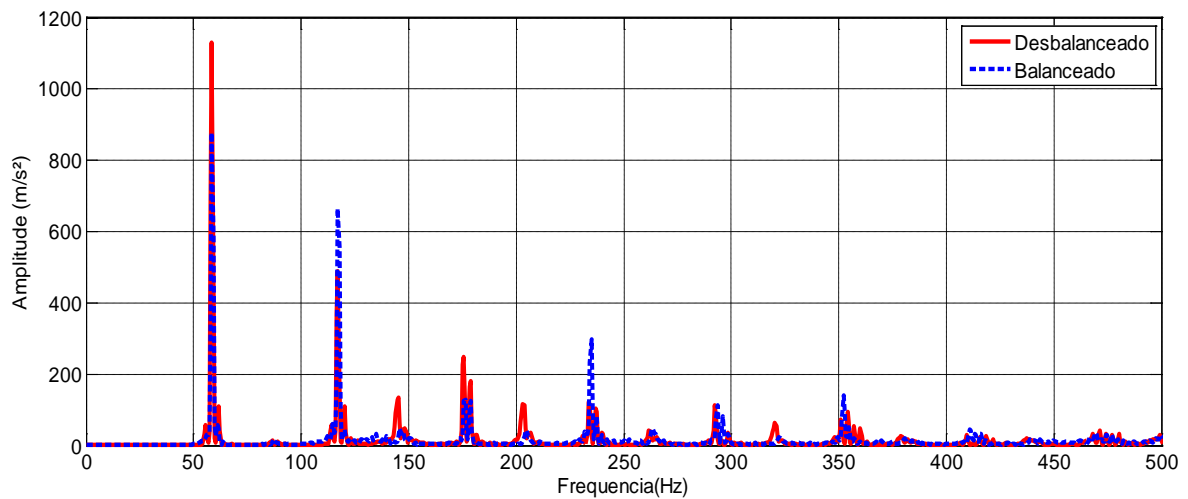


Figura 74: Posição axial alinhada e com desalinhamento angular.

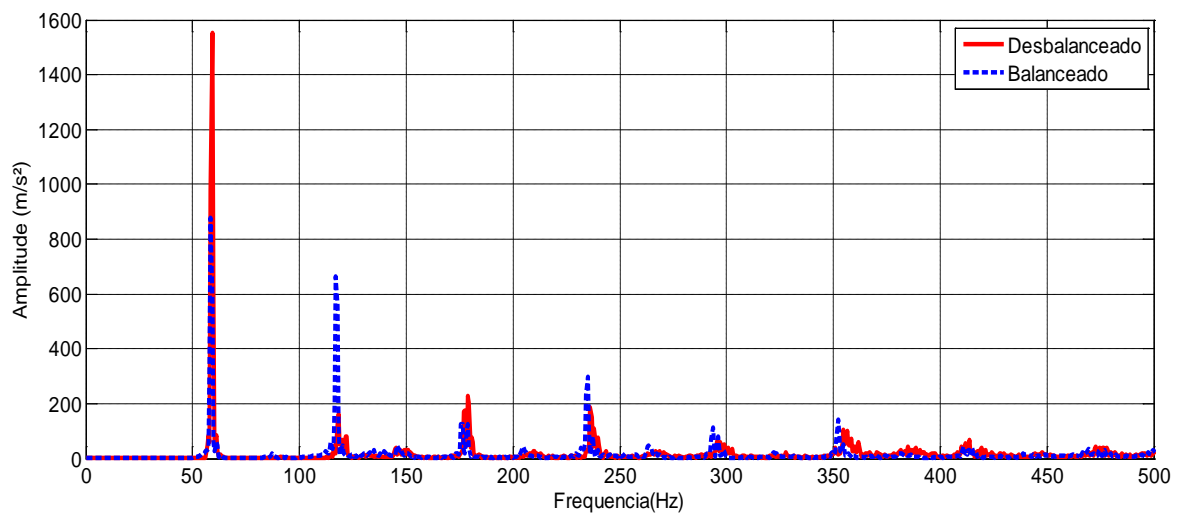


Figura 74: Posição axial alinhada e com desalinhamento paralelo.

Tabela 8. – Nível global de Vibrações.

<b>Bancada sem desalinhamento</b>			
<b>Nível global (m/s<sup>2</sup>)</b>	Axial	Radial horizontal	Radial vertical
		1261,7	1035,4
<b>Bancada com desalinhamento angular</b>			
<b>Nível global (m/s<sup>2</sup>)</b>	Axial	Radial horizontal	Radial vertical
	1422	1245,1	1666,9
<b>Bancada com desalinhamento paralelo</b>			
<b>Nível global (m/s<sup>2</sup>)</b>	Axial	Radial horizontal	Radial vertical
	2099,3	1620,8	1882,8

### 5.3 Sinal de Defeito em rolamento

Diferente das análises de vibrações realizadas nos contextos anteriores, a investigação de um defeito de rolamento se apresenta de uma forma singular, pois utiliza a técnica do envelope.

A utilização da técnica do envelope é empregada, pois é considerada uma das técnicas mais eficientes para detecção e diagnóstico de falhas em rolamento. Segundo Antonioli (1999) o envelope corresponde a demodulação das frequências de defeito do rolamento na alta frequência, sendo capaz de reduzir os problemas do rolamento das altas para as baixas frequências. Esta técnica é capaz de apresentar claramente a parte do rolamento que está danificada, através do nível e frequência de vibração que este defeito está causando no mancal.

Para esse procedimento de diagnóstico, é necessário determinar as frequências específicas de cada componente do rolamento. Com a utilização das eq. 2 a eq. 5 apresentadas no item 2.4 e aqui repetidas por conveniência, e em conjunto com os dados específicos do rolamento, apresentados na Fig.(77), é possível determinar tais frequências de interesse.

Defeito na pista externa

$$f_e = \frac{n}{2} \cdot f_r \cdot \left[ 1 - \frac{D}{d_m} \cos\beta \right] \quad (2)$$

Defeito na pista interna

$$f_i = \frac{n}{2} \cdot f_r \cdot \left[ 1 + \frac{D}{d_m} \cos\beta \right] \quad (3)$$

Defeito nos elementos rolantes

$$f_b = \frac{d_m}{D} \cdot f_r \cdot \left[ 1 - \left( \frac{D}{d_m} \cos\beta \right)^2 \right] \quad (4)$$

Defeito na Gaiola

$$f_g = \frac{1}{2} \cdot f_r \cdot \left[ 1 - \frac{D}{d_m} \cos\beta \right] \quad (5)$$

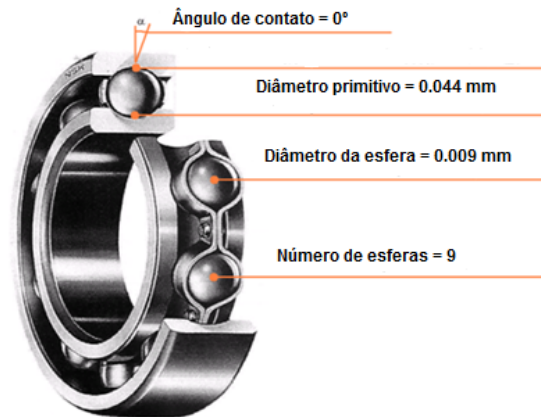


Figura 77: Dados do rolamento

A Tabela (9) apresenta a frequência característica de defeito, de cada componente do rolamento especificado no item 3.5.

Tabela 9 - Frequências características de defeitos

<b>Rolamento SKF YAR 205-2F</b>			
Pista externa	Pista interna	Gaiola	Elementos rolantes
214.16 Hz	324.30 Hz	140.13 Hz	23.79 Hz

Com as frequências características de defeito determinadas, é possível analisar o gráfico da Fig. (78), que utiliza a técnica do envelope para apresentar o diagnóstico de falha do rolamento.

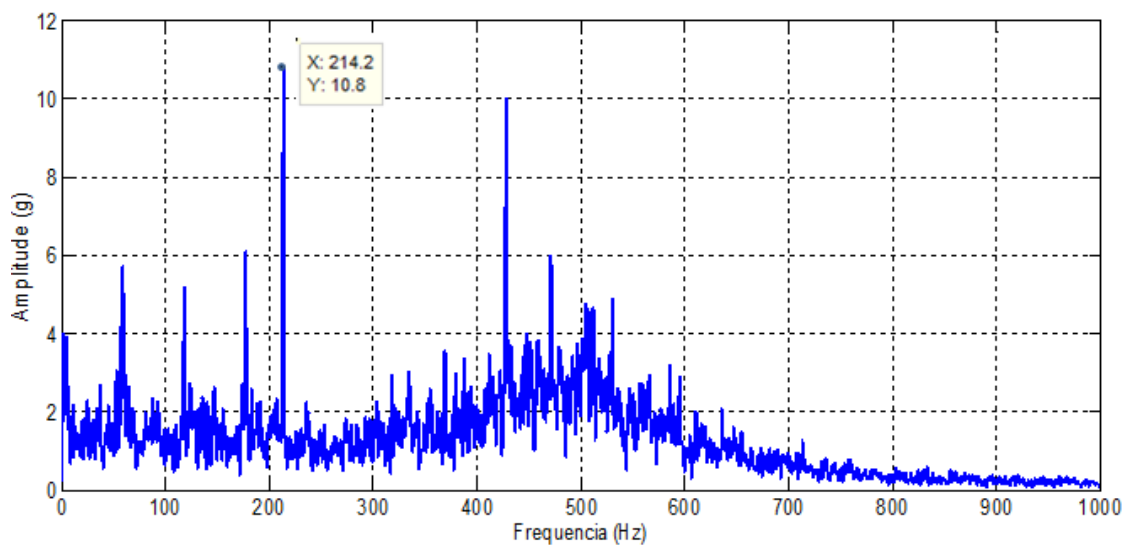


Figura 78: Envelope do Rolamento com defeito.



Fazendo uma comparação entre os valores da Tab.(9) e o gráfico da Fig. (78), é possível verificar que o pico de amplitude apresentado na frequência de 214.2 Hz é provavelmente causado por um defeito na pista externa do rolamento, visto que o valor da frequência característica desse defeito é de 214.16 Hz, sendo possível verificar uma grande similaridade entre os valores.

Nesse contexto é possível ainda afirmar que o procedimento de indução de defeito penalizou de forma mais agressiva a pista externa do rolamento.

## 6. ESTUDO DE CUSTOS

Nas etapas iniciais do trabalho, foram realizados orçamentos, visando quantificar os preços praticados no mercado por empresas que produzem equipamentos didáticos. O que pode ser notado é que o mercado nacional é relativamente restrito, existe ainda uma especificidade dos equipamentos reduzindo assim a probabilidade de concorrência, entre os produtos oferecidos.

Foram solicitadas cinco propostas de orçamento, sendo que apenas três empresas retornaram o contato realizado. As três empresas que forneceram o orçamento, vão ser nomeadas de empresa A, empresa B e empresa C, evitando assim qualquer discordância legal com ambas as partes.

A empresa A apresentou um *kit* para alinhamento de eixos em máquinas rotativas. Nesse equipamento o estudante é capaz de realizar o estudo de transmissão de movimento através de máquinas rotativas, práticas de montagem de sistema motor - bomba, estudo de procedimento de alinhamento, estudos de mecanismos de vibração em máquinas: desalinhamento, desbalanceamento, falha em rolamento e por ultimo a realização do estudo sobre métodos de análise de vibração.

A bancada possui, entre outros, os seguintes componentes: motor elétrico, bomba centrífuga, acoplamento, polias com dispositivo de desbalanceamento fino, base em aço com pintura epóxi resistente à abrasão, calços calibradores e demais acessórios para o perfeito funcionamento, como pode ser visualizado na Fig.(79).



Figura 79: Equipamento empresa A

A empresa B apresentou a proposta de um *kit* destinado ao estudo e análise de alinhamento e vibração, permitindo realizar intervenções no sistema mecânico para conferir o alinhamento de polias e balanceamento do disco, apresentado na Fig.(80). O *kit* é basicamente composto por um motor elétrico acionado por um

inversor de frequência, dois eixos unidos através de um acoplamento elástico e disco graduado com parafusos periféricos.



Figura 80: Equipamento empresa B

A empresa C apresenta um sistema para diagnóstico e falhas em elementos de máquinas. O objetivo desse sistema é montar e realizar experimentos, relacionados com o tema de diagnósticos e falhas mecânicas, simulando e avaliando de forma concreta sinais de vibração típicos de mau funcionamento e avarias mecânicas. O equipamento é ilustrado na Fig.(81)

O sistema da empresa é capaz de realizar o balanceamento de eixos rígidos: desbalanceamento estático e dinâmico, erros de alinhamento, métodos de medição de vibração, método de análise, análise de causa e a comparação entre a teoria e prática. É importante salientar ainda, que valor cobrado pelo sistema da empresa C é referente ao modelo básico, sem os equipamentos adicionais disponíveis no catálogo.



Figura 81: Equipamento empresa C

A Tabela (9) apresenta os valores praticados no mercado nacional, pelas três empresas que retornaram o contato realizado.

Tabela 9. – Valor de mercado.

<b>Empresa A</b>	<b>Empresa B</b>	<b>Empresa C</b>
R\$ 70.000,00	R\$ 114.000,00	R\$ 326.100,00

Sobre o custo da bancada apresentada neste trabalho, é importante ressaltar que todos os processos empregados na fabricação do equipamento foram realizados no laboratório da universidade. É relevante destacar que todo o equipamento foi construído com recursos próprios, nesse contexto foi necessário reduzir ao máximo o custo do projeto, de forma a tornar o mesmo viável.

A Tabela (10) apresenta uma comparação dos custos de produção da bancada em dois contextos. O primeiro contexto mostra o valor de produção da bancada fora da Universidade, simulando a terceirização da etapa de produção, e com aquisição de todos os componentes novos, sem o reaproveitamento de nenhuma peça.

O valor referente ao custo das peças foi determinado, a partir do orçamento de todos os componentes que compõe a bancada. Para determinar o preço dos processos de fabricação, foi realizado um orçamento em uma empresa de fabricação de peças metálicas.

O segundo contexto apresenta a utilização do laboratório de processos de fabricação, e o emprego de materiais reutilizados, visando reduzir o custo final do projeto. O valor referente a processos de fabricação do segundo contexto se refere à compra de algumas ferramentas de usinagem que estavam em falta no laboratório

Tabela 10. –Custo para a produção.

<b>Contexto 01</b>	<b>Custo (R\$)</b>	<b>Contexto 02</b>	<b>Custo (R\$)</b>
Peças e componentes	1.356,00	Peças e componentes	900,00
Processos de Fabricação	3.250,00	Processos de Fabricação	200,00
<b>Total</b>	<b>4.156,00</b>	<b>Total</b>	<b>1.100,00</b>

Comparando os custos de aquisição de um equipamento comercial, com a bancada produzida na universidade, é possível observar uma discrepância

considerável entre os valores, ao passo que a bancada abordada neste trabalho é capaz de realizar as principais atividades, propostas pelos equipamentos comerciais.

É importante destacar que os equipamentos destinados a análise de vibrações, podem ser comerciais e adquiridos no mercado. Existe ainda a disponibilidade de utilizar uma cadeia de instrumentação não comercial, disponível no núcleo de integridade e testes – NIT.

A Fig.(81) apresenta o modelo finalizado no laboratório.

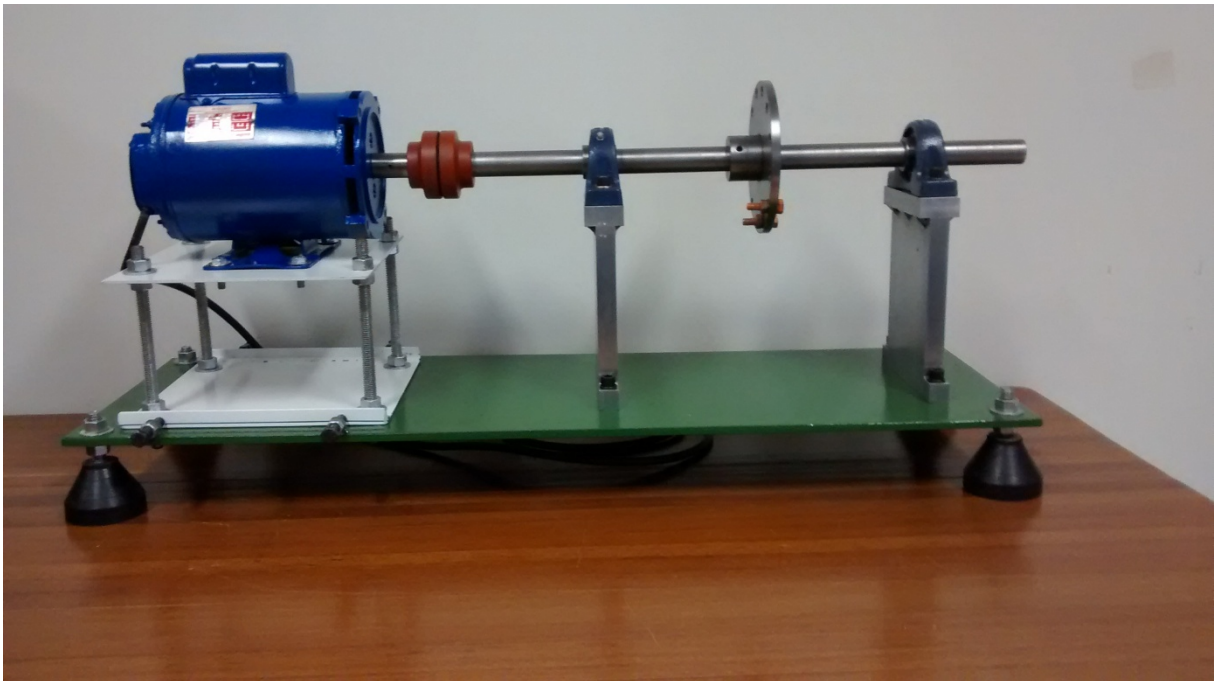


Figura 82: Bancada finalizada

## 7. CONCLUSÃO

Este trabalho apresentou o projeto e construção de uma bancada didático-experimental, composta por um motor elétrico, um eixo e um volante de massa, para simulação de sinais de vibrações para o estudo da manutenção preditiva, cujo objetivo é a indução controlada dos principais defeitos recorrentes em máquinas rotativas, como o desalinhamento, desbalanceamento e defeito em rolamento.

É necessário ressaltar que as principais funcionalidades dos equipamentos comerciais, são desenvolvidas pelo equipamento proposto neste trabalho. Quando comparado o investimento necessário para a aquisição de um equipamento comercial, com o valor de produção da bancada apresentada, fica evidente que a produção de equipamentos experimentais dentro da universidade é uma alternativa perfeitamente viável, servindo como ferramenta para o aprimoramento do departamento.

De acordo com os testes de funcionamento realizados na bancada, é possível verificar a capacidade de reprodução dos sinais de vibração nos contextos propostos. A verificação dessa informação foi realizada, através da análise dos sinais de vibração realizados no equipamento, que conferem com a teoria apresentada.

É possível ressaltar que a produção da bancada didática apresenta a oportunidade para o desenvolvimento de estudos na área, servindo como base para que outros estudantes possam desenvolver seus projetos de pesquisa na área.

Como trabalhos futuros indica-se a instalação de um motor trifásico em conjunto com inversor de frequência, para que a frequência de rotação do motor possa ser controlada. Como complemento do equipamento é possível propor o desenvolvimento de um analisador de vibração não comercial, compondo assim um kit de análise de vibração completo.

## Referencias Bibliográficas

- Amorim, M.J., 2006. “Desenvolvimento de bancada didático Experimental de baixo custo para aplicações em aplicações em controle ativo de vibrações. Dissertação de Mestrado. Universidade estadual de campinas, Campinas.
- Antoniolli, E.B., 1999, “Análise comparativa das técnicas de medição e análise das vibrações, aplicadas na manutenção preditiva”. Dissertação de Mestrado. Univerisade Federal de Santa Catarina. Santa Catarina.
- Avitabile, P., 2001. “Experimental Modal Analysis: A simple non-mathematical presentation” Sound and Vibration. University os Massachussetts. Lowell. Massachusstes.
- Alegranzi, S. B., 2012. “Construção e adequação de uma bancada de ensaios para investigação de técnicas não destrutivas de detecção de falhas incipientes em rolamentos” Dissertação de mestrado. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre.
- Benevenuti, E.L., 2004. “Metodologia para monitoração e diagnóstico de vibração das bombas moto-operadas do circuito primário de refrigeração do reator IEA-R1” Dissertação de mestrado. Instituto de pesquisas energéticas e nucleares. São Paulo. São Paulo.
- Bordalo, S.N., Ferziger, J.H. and Kline, S.J., 1989, “The Development of Zonal Models for Turbulence”, Proceedings of the 10th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Vol.1, Rio de Janeiro, Brazil, pp. 41-44.
- Garcia, M.S., 2005. “Análise de defeitos em sistemas mecânicos rotativos a partir da monitoração de vibrações” Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio Janeiro.
- Jesus S. S. e Cavalcante P.F., 2011. “utilização de bancadas de ensaio para estudos do comportamento dinâmico de máquinas rotativas”, Revista de Divulgação Científica e Tecnológica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Norte. Natal
- Lima, I. A. M., et al, 2012. “Projeto e construção de uma bancada para análise de vibração” Congresso nacional de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília.
- Mácario, C.C.L., 2006. “Utilização de filtros adaptativos para detecção de falhas em mancais de rolamento” Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.
- Meola, T., 2005. “Monitoramento em tempo real da qualidade de sinais de vibrações utilizando inteligencia artificial”. Dissertação de mestrado. Universidade Ferederal de Uberlândia. Uberlândia.

- Mesquita A. L. A. et al, 2002. "Detecção de falhas em rolamentos usando transformadas tempo-frequência- comparação com análise de envelope" First South-American congress on computational Mechanics, Universidade federal de campinas, Campinas.
- Nery, R.T.C., 2008."Desenvolvimento de uma ferramenta virtual para análise de vibração em máquina rotativa: aplicação em bancada didática" Trabalho de conclusão de curso, Universidade Federal do Pará, Belém.
- Nunes, M. A. A., Notas de aula de acustica e vibrações. Gama: UnB-Fga, 2013.
- PACHOLOK, Mariano 2004. "Uso da termografia para avaliação do desalinhamento de eixos e máquinas rotativas : Uma Ferramenta auxiliar á análise e de vibrações". Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Paraná.
- Rao, Singiresu S., 2009. "Vibrações Mecânicas", Pearson Prentice Hall, 4 ed. Americana
- Silva, B.T.V., 2012." Bancada para análise de vibração : Análise de falha em máquinas rotativas" Dissertação de mestrado, Universidade de Taubaté, Taubaté.
- Santos, J. T., 2007. "Análise Modal Experimental de eixos trincados", Dissertação de mestrado, Universidade de Brasília, Brasília.
- Sousa, W. S. S., 2005. "Desenvolvimento de um sistema aplicativo em labview para o monitoramento de máquinas rotativas com um módulo de balanceamento de rotores. Trabalho de conclusão de curso. Universidade federal do Pará. Bélem.
- Soeiro, N. S., Notas de Aula de Vibrações Mecânicas. Belém: UFPA-ITEC-FEM, 2007.
- Wowk V., 1991."Machinery Vibration – Measurement and analysis", McGraw-Hill.
- ABNT. 1993. *NBR 5462: Confiabilidade e manutenibilidade*. Rio de Janeiro : TÉCNICAS, ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS, 1993.
- ABNT. 1994. *NBR 6158: Sistema de tolerancia e ajustes*. Rio de Janeiro : TÉCNICAS, ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS, 1994.
- Sensores de media. sensor de media 2014. Disponível:[http://www.sensores-de-medida.es/sensing\\_sl](http://www.sensores-de-medida.es/sensing_sl)
- Automatus, catálogo Bancadas didáticas, Disponivel em [www.automatus.com.br](http://www.automatus.com.br), 2014



**Anexos**

Anexo 1: Desenhos técnicos da bancada

