

ASSOCIAÇÃO EDUCATIVA EVANGÉLICA
FACULDADE EVANGÉLICA DE GOIANÉSIA – FACEG
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CARLOS DOS SANTOS ALVES

**PROJETO DE BANCADA DIDÁTICA PARA ESTUDOS DE
BALANCEAMENTOS EM LABORATÓRIO E EM CAMPO**

Goianésia
2021

	<p>PROJETO DE BANCADA DIDÁTICA PARA ESTUDOS DE BALANCEAMENTOS EM LABORATÓRIO E EM CAMPO. CARLOS DOS SANTOS ALVES.</p>	FACEG
--	---	-------

CARLOS DOS SANTOS ALVES

**PROJETO DE BANCADA DIDÁTICA PARA ESTUDOS DE
BALANCEAMENTOS EM LABORATÓRIO E EM CAMPO**

Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica, da Faculdade Evangélica de Goianésia – FACEG, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Graduação em Engenharia Mecânica.

Goianésia
2021

A474p

Alves, Carlos dos Santos.

Projeto de bancada de bancada didática para estudo de balanceamentos em laboratório e em campo / Carlos dos Santos Alves – Goianésia: Faculdade Evangélica de Goianésia, 2021 -- Faceg, 2021. 59f. : il.

Orientador: Prof. Dr. Alessandro Rodrigues Faria.

Trabalho de Conclusão de Curso – Faculdade Evangélica de Goianésia: FACEG, 2021.

1. Bancada didática. 2. Desbalanceamento. 3. Vibrações. 4. Velocidade angular. 4. Análise de frequências. 5. Forças centrífugas.

I. Alves, Carlos dos Santos. II. Título. III. Faculdade Evangélica de Goianésia.

CDU 621

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

Alves, C. S. **Projeto de Bancada Didática para Estudos de Balanceamentos Em Laboratório e em Campo**. 2021. 59 p. Monografia - Curso de Engenharia Mecânica, Faculdade Evangélica de Goianésia, Goianésia, 2021.

CESSÃO DE DIREITOS

NOME DO AUTOR: Carlos dos Santos Alves

TÍTULO DO TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO: Projeto de Bancada Didática para Estudos de Balanceamentos em Laboratório e em Campo.

GRAU: Bacharel em Engenharia Mecânica

ANO: 2021

É concedida à Faculdade Evangélica de Goianésia permissão para reproduzir cópias desta Monografia de Graduação, única e exclusivamente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva para si os outros direitos autorais de publicação. Nenhuma parte desta Monografia pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor. Citações são estimuladas, desde que citada a fonte.



Nome: CARLOS DOS SANTOS ALVES

CPF: 623.179.621-34

Endereço: RUA 27, Nº 436, CENTRO, GOIANÉSIA - GO

Email: carlos.bagio66@gmail.com

CARLOS DOS SANTOS ALVES

**PROJETO DE BANCADA DIDÁTICA PARA ESTUDOS DE BALANCEAMENTOS
EM LABORATÓRIO E EM CAMPO**

Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica, da Faculdade Evangélica de Goianésia – FACEG, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Graduação em Engenharia Mecânica.

Goianésia, 17 de novembro de 2021.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Alessandro Rodrigues Faria
Faculdade Evangélica de Goianésia

Profa. Me. Arianne Martins Caponi Lima
Faculdade Evangélica de Goianésia

Prof. Me. Rogério Rodrigues dos Santos
Faculdade Evangélica de Goianésia

“Os sonhos não determinam o lugar que você vai estar, mas produzem a força necessária para o tirar do lugar em que está”.

Augusto Cury

Agradecimentos

À Deus, pela minha vida, e por me ajudar a superar os obstáculos encontrados ao longo do curso.

À minha esposa, por me incentivar em momentos difíceis e compreender a minha ausência.

Ao meu orientador pelo empenho e dedicação, professores, colegas do curso e colegas do grupo de estudo, agradeço pelos ensinamentos e compartilhamento de experiências que me permitiram apresentar um melhor desempenho no meu processo de aprendizagem e formação profissional.

RESUMO

No presente trabalho foi realizado um projeto e construção de uma bancada didática com recursos para desenvolver atividades práticas sobre o estudo e a simulação dos fenômenos vibratórios de desbalanceamento através da análise de frequências das vibrações. O sistema é constituído por uma bancada com um motor fixo em uma base, cujo eixo está acoplado a um rotor que pode ser desbalanceado, através de inserção de massas, permitindo simulação de falhas. Com a bancada foi possível analisar as vibrações provenientes do desbalanceamento de massas e as consequências aos equipamentos devido as forças centrífugas geradas. Para isso, foram realizados os ensaios e estudos em laboratório com auxílio de instrumentação avançada para coleta e análise de vibração, através do software @plitude Analyst da SKF. Através dos dados obtidos de vibração, foi possível concluir que mudanças nos parâmetros de velocidade e massa impactaram nos valores de vibração.

Palavras-chave: Projeto. Bancada didática. Desbalanceamento. Vibrações. Velocidade angular. Análise de frequências. Forças centrífugas.

ABSTRACT

In the present work, a design and construction of a didactic bench with resources to carry out practical activities on the study and simulation of unbalanced vibration phenomena through the analysis of vibration frequencies was carried out. The system consists of a bench with a motor fixed on a base, whose axis is coupled to a rotor that can be unbalanced, through the insertion of masses, allowing fault simulation. With the bench, it was possible to analyze the vibrations resulting from the unbalance of masses and the consequences for the equipment due to the centrifugal forces generated. For this, tests and studies were carried out in the laboratory with the aid of advanced instrumentation for vibration collection and analysis. Through the vibration data obtained, it was possible to conclude that changes in velocity and mass parameters had an impact on vibration values.

Keywords: Project. Unbalance. Vibration. Angular velocity. Frequency analysis. Centrifugal forces

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Bancada didática CABER-01	18
Figura 2.1 - Gráfico amplitude de vibração.....	20
Figura 2.2 - Sinal no tempo $X(t)$	21
Figura 2.3 - Espectro em frequência $X(f)$	22
Figura 2.4 - Norma de alarmes de vibração.....	23
Figura 2.5 - Força centrífuga	24
Figura 2.6 - Velocidade crítica	26
Figura 2.7 - Desbalanceamento estático.....	27
Figura 2.8 - Desbalanceamento conjugado.	28
Figura 2.9 - Desbalanceamento dinâmico.	28
Figura 2.10 - Espectro de frequência – desbalanceamento de um rotor.....	29
Figura 2.11 - Acelerômetro tipo piezoelétrico.....	30
Figura 2.12 - Coletor de vibração SKF – GX 75.....	31
Figura 2.13 - Software de análise - @plitude Analyst.	31
Figura 3.1 - Bancada renderizada em SolidWorks	33
Figura 3.2 - Eixo de aço 1020.....	35
Figura 3.3 - Usinagem do disco rotor.....	35
Figura 3.4 - Disco rotor	36
Figura 3.5 - Disco rotor	37
Figura 3.6 - Amortecedor	37
Figura 3.7 - Motor elétrico	38
Figura 3.8 - Painel de comando	39
Figura 3.9 - Inversor de frequência	40
Figura 3.10 - Software @plitude Analyst – Hierarquia.....	41
Figura 4.1 - Projeto em AutoCad da bancada didática.....	43
Figura 4.2 - Projeto em AutoCad dos discos rotores.....	44
Figura 4.3 - Renderização da bancada didática em SolidWorks.....	45
Figura 4.4 - Bancada didática finalizada	46
Figura 4.5 - Espectro frequência com rotor balanceado.....	47
Figura 4.6 - Massa inserida no rotor.....	48
Figura 4.7 - Espectro de vibração com teste em 595 RPM	49

Figura 4.8 - Espectro de vibração com teste em 1190 RPM.	49
Figura 4.9 - Espectro de vibração com teste em 1750 RPM.	50
Figura 4.10 - Vibração em função da massa e rotação.	51
Figura 4.11 - Balança de precisão.	52
Figura 4.12 - Equipamentos para balanceamento.	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Componentes da bancada.	34
Tabela 3.2 - Lista e orçamento dos componentes da bancada.....	35
Tabela 4.1 - Vibração em função da velocidade, com massa de 8 gramas	49
Tabela 4.2 - Vibração em função da velocidade, com massa de 16 gramas	51
Tabela 4.3 - Resultados do experimento de balanceamento.....	55

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E SÍMBOLOS

LOA – Lado Oposto ao Acoplamento

LA – Lado do Acoplamento

RMS - Root Mean Square (Raiz Média Quadrática)

FFT – Fast Fourier Transformer (Transformada Rápida de Fourier)

CPM – Ciclos Por Minuto

Hz – Frequência em Ciclos Por Segundos.

RPM – Rotações Por Minuto

CG – Centro de Gravidade

FC – Força Centrífuga

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	Objetivo geral	18
1.2	Objetivos específicos	18
1.3	Justificativa	18
2	REFERENCIAL TEÓRICO	20
2.1	Vibrações mecânicas.....	20
2.1.1	Amplitude de vibração.....	20
2.2	Análise de vibração.....	21
2.2.1	Análise espectral.....	22
2.2.2	Avaliação da severidade de vibração.....	23
2.2.3	Defeitos em sistemas rotativos	24
2.2.4	Desbalanceamento	24
2.2.5	Força centrífuga.....	25
2.3	Tipos de rotores	26
2.3.1	Rotor rígido	26
2.3.2	Rotor flexível.....	27
2.4	Tipos de desbalanceamento	27
2.4.1	Desbalanceamento estático.....	28
2.4.2	Desbalanceamento conjugado	28
2.4.3	Desbalanceamento dinâmico	29
2.4.4	Detecção do desbalanceamento através do sinal de vibração.....	30
2.5	Instrumentação.....	31
2.5.1	Sensores de vibração	31
2.5.2	Coletores/Analisadores de Vibração	31
2.6	Software de análise	32
3	METODOLOGIA	33
3.1	Projeto e construção da bancada.....	33
3.2	Modelagem da bancada em Autocad e SolidWorks	33
3.3	Manufatura da bancada	35
3.3.1	Eixo, acoplamento e mancais de rolamento	36
3.3.2	Disco rotor	36
3.3.3	Base	38
3.3.4	Motor	39

3.3.5	Painel de comando.....	39
3.3.6	Inversor de frequência	40
3.4	Instrumentação	42
3.5	Testes	42
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	44
4.1	Teste 01 - Rotor balanceado	47
4.2	Teste 02 - Rotor desbalanceado	48
4.3	Primeira etapa	49
4.4	Segunda etapa	51
4.5	Experimento de balanceamento	52
4.5.1	Aparato experimental	52
4.5.2	Procedimento de balanceamento	54
4.6	Considerações	56
5	CONCLUSÃO	57
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	58
	ANEXO A	59

1 INTRODUÇÃO

Máquinas rotativas estão presentes nos segmentos de indústrias automotiva, petroquímica, aeronáutica, geração de energia, entre outras. Os comportamentos mecânicos desses sistemas são primordiais nas etapas de projeto, fabricação, montagem, testes e também durante o seu uso. Cada vez mais se tem máquinas trabalhando a elevadas rotações, sendo importante conhecer o comportamento dinâmico de tais equipamentos. O funcionamento dinâmico das máquinas deve atender requisitos normativos e preditivos quanto aos níveis de vibração e tais máquinas devem trabalhar nas melhores condições de uso, ou seja, com mínimo de desbalanceamento possível, já que problemas como estes podem ocasionar: vibrações, desgaste, avarias em rolamentos e falhas prematuras nos equipamentos.

Um dos desafios nos cursos de engenharia é fazer com que o processo de estudo seja instigante e que o aluno tenha interesse em ultrapassar o ambiente da sala de aula, cumprindo a capacidade de integrar outros conhecimentos e habilidades multidisciplinares. Nesse contexto, as bancadas didáticas são instrumentos de grande utilidade para o alinhamento dos conhecimentos teóricos com a realidade das aplicações práticas, preparando o estudante para situações que serão expostas em sua carreira profissional (JESUS & CAVALCANTI, 2011).

Pode-se projetar a bancada didática para realizar experimentos de análise de vibração, no domínio da frequência, o que é bastante conveniente para detecção de defeitos em máquinas rotativas e simular uma máquina em operação com defeitos instaurados, para que estes possam ser estudados, onde será possível alterar instantaneamente e de forma controlada a massa e a rotação (velocidade) a fim de simular um desbalanceamento com a finalidade de efetuar mudanças no comportamento dinâmico e subsequentemente a correção através do balanceamento.

O desbalanceamento é um problema corriqueiro em máquinas rotativas e é uma das principais fontes de vibração. Segundo Everett (1987), em torno de 80% dos problemas detectados em máquinas rotativas (ventiladores e exaustores) são resultado do desbalanceamento.

1.1 Objetivo geral

O objetivo deste trabalho constitui-se do projeto e construção de uma bancada didático-experimental, para simulação e testes práticos em laboratório, envolvendo diversas condições de desbalanceamento, permitindo uma avaliação do comportamento dinâmico de máquinas rotativas em função das variáveis, velocidade angular e massa.

1.2 Objetivos específicos

- Projetar uma bancada didática para estudos e simulação de análise de vibração, com auxílio de softwares de desenho: AutoCad e SolidWorks;
- Fabricar e montar os componentes eletromecânicos da bancada;
- Realizar testes experimentais na bancada, com coleta e análise de vibração e balanceamento;
- Avaliar os testes e resultados de vibração, resultante das condições impostas de desbalanceamento;
- Analisar através de software de análise de vibração, @plitude Analyst, os dados obtidos com testes realizados na bancada.

1.3 Justificativa

Segundo Amorim (2006), as bancadas experimentais são dispositivos usados didaticamente para avaliar conceitos e validar modelos teóricos. A utilização de bancadas didáticas experimentais simulando a operação de sistemas reais é um método conhecido e usado para o desenvolvimento e estudo de projetos em geral.

É de grande importância a necessidade da construção de equipamentos didáticos com o objetivo de inserir o aluno num ambiente prático, próximo do real. Contudo, os recursos disponíveis para isto, em grande parte dos casos, são escassos e caros. De forma que a confecção destes dispositivos deve ser concretizada de forma barata e efetiva. Existem bancadas didáticas no mercado, porém com preços altos, e poucas opções no Brasil. Na Figura 1.1 mostra um exemplo de uma bancada que há no mercado nacional, com o custo de R\$ 48.000,00



Figura 1.1 - Bancada didática CABER-01

Fonte: Soma engenharia.

Cursos de engenharia necessitam testar os conceitos e aplicações em escala reduzida nas mais diversas áreas, possibilitando aos alunos a ilustração de conceitos importantes, facilitando a compreensão da teoria, e contribuindo de modo geral para maior eficiência no aprendizado. Motiva-se os estudantes a aplicar conceitos teóricos em meios concretos.

O protótipo da bancada didática se destina para estudos e simulações reais do fenômeno de desbalanceamento de massa em rotores, utilizando instrumentação avançada, como coletores e analisadores de sinais vibratórios, através das técnicas de análise de vibrações.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Este capítulo está dividido em três seções. A primeira faz uma abordagem sobre vibrações mecânicas, apresentando o seu conceito básico.

A segunda seção aborda os principais tipos de desbalanceamento, sendo que o desbalanceamento estático, apresentado no subitem 2.2.4, é utilizado para gerar a vibração da bancada proposta neste trabalho.

A terceira seção apresenta os equipamentos e componentes utilizados para aquisição de sinais de vibração, mostrados no subitem 2.3.

2.1 Vibrações mecânicas

Segundo RAO (2008), qualquer movimento que se repita após um intervalo de tempo pode ser denominado vibração. 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. Frequência é o número de ciclos que ocorrem em período de tempo e é identificada por ciclos por segundo (Hz) ou ciclos por minuto (CPM).

2.1.1 Amplitude de vibração

De acordo com Taylor (2003) A análise de dados de vibração no domínio do tempo é limitada a alguns parâmetros na quantificação da força da vibração: valor de pico a pico, valor de pico e RMS, que são identificados na onda senoidal da Figura 2.1.

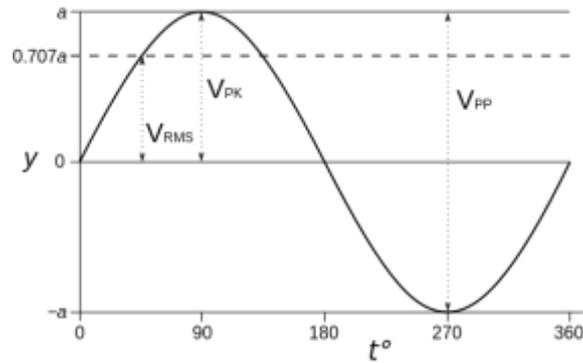


Figura 2.1 - Gráfico amplitude de vibração

Fonte: Elaborado pelo autor.

Pico a Pico é a distância de um pico negativo a um pico positivo. No caso da onda senoidal, valor de pico a pico é exatamente o dobro do valor de pico, porque a forma de onda é simétrica, mas este não é necessariamente o caso com todas as formas de onda de vibração.

RMS de um sinal de vibração é uma medida importante de sua amplitude. É igual a raiz média quadrática da amplitude.

2.2 Análise de vibração

Segundo SKF (2005) todas as máquinas em funcionamento produzem vibrações e com o tempo vão sofrendo degradações, devido modificação da distribuição de energia vibratória dos elementos e componentes.

A medição e a análise dos sinais de vibração em uma máquina possibilitam a identificação de falhas antes de sua quebra.

No diagnóstico de problemas em máquinas rotativas a análise de vibrações se destaca, pois, possibilita determinar os problemas existentes em máquinas acopladas identificando as frequências de origem no equipamento analisado ou em seus componentes.

Existem alguns parâmetros fundamentais para se medir os níveis de vibração, sendo: deslocamento, velocidade e aceleração. Estes parâmetros quantificam a vibração em um equipamento. A frequência é uma variável importante para identificar a origem da vibração, pois ajuda identificar sua causa (RAO, 2008).

2.2.1 Análise espectral

A análise de vibração é considerada uma das técnicas mais efetivas na detecção da condição operacional de máquinas e equipamentos. Esta análise é utilizada geralmente em máquinas rotativas, tais como: turbinas, bombas, motores, compressores, máquinas operatrizes, redutores, etc. A grande vantagem da análise de vibração é a possibilidade de identificar a origem das fontes excitadoras (RAO, 2008).

Toda máquina rotativa possui o que é chamado de assinatura vibracional, e sempre que alguma parte do sistema mecânico sofre alteração devido ao desgaste, desbalanceamento ou outro defeito, ocasionará a alteração ou o surgimento de novas frequências. Segundo Marçal (2000), cada tipo de falha mecânica de uma máquina em operação produz uma resposta em frequência específica, que nas condições normais de funcionamento, alcança uma amplitude máxima que dependerá de quão grave é a falha.

As vibrações de um equipamento ou máquina normalmente são compostas por uma série de componentes de frequência. O sinal de vibração no domínio do tempo é submetido à Transformada Rápida de Fourier (FFT) para obtenção do sinal equivalente no domínio da frequência (RAO, 2008).

A Figura 2.2 ilustra a representação de sinais periódicos no domínio do tempo $X(t)$ e a Figura 2.3 ilustra a frequência $X(f)$.

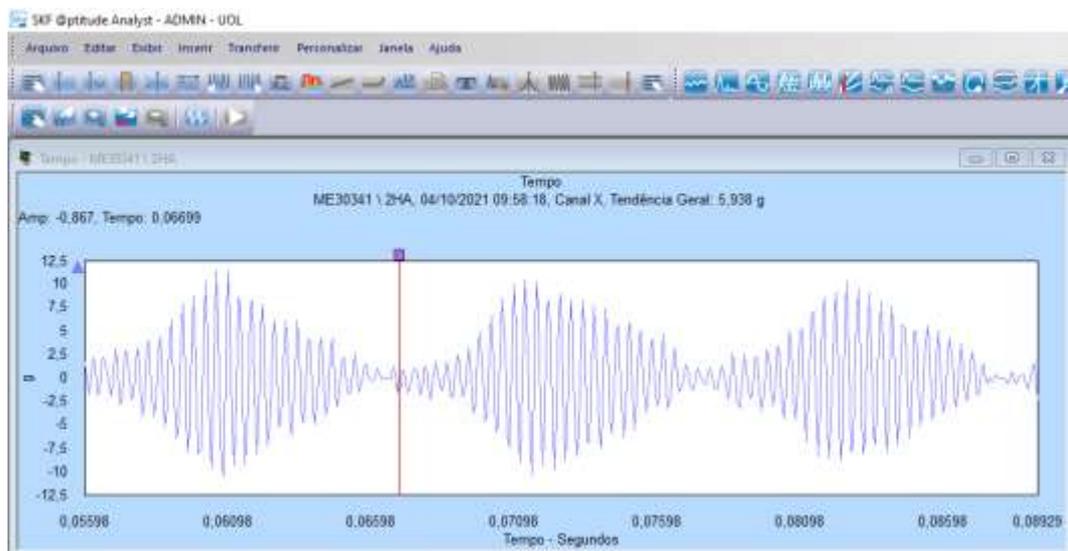


Figura 2.2 - Sinal no tempo $X(t)$

Fonte: Elaborado pelo autor.

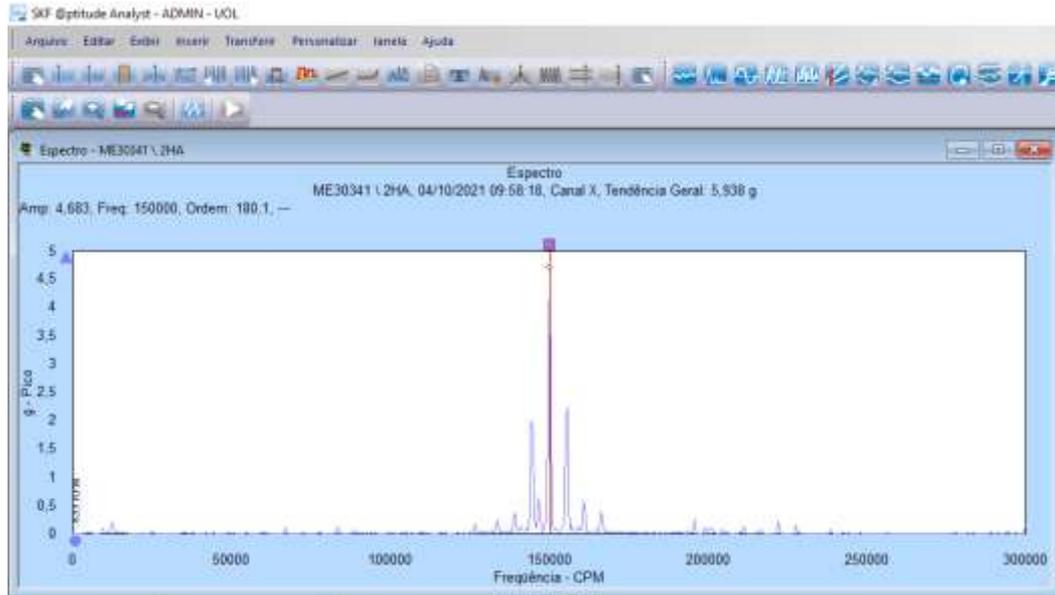


Figura 2.3 - Espectro em frequência $X(f)$

Fonte: Elaborado pelo autor.

O sinal de vibração no domínio da frequência é denominado de espectro de vibração. Este tratamento de sinal é feito em instrumentos especiais que utilizam a FFT (Fast Fourier Transform).

2.2.2 Avaliação da severidade de vibração

De acordo com a norma ISO 10816-3, a severidade de vibração é avaliada segundo a magnitude de vibração.

Neste critério são estabelecidas zonas de avaliação de vibração de acordo com a classe da máquina previamente estabelecida. A definição da classe leva em consideração a potência, tipo de máquina e suporte dos mancais, conforme Figura 2.4.

Norma ISO 10816 - Classe de equipamento				
R.m.s (mm/s)	Classe I Máq. Pequena	Classe II Máq Média	Máquinas Grandes	
			Classe II fundação rígida	Classe IV fundação flexível
0,28	A	A	A	A
0,45				
0,71				
1,12	B	B	B	A
1,8				
2,8	C	C	B	B
4,5				
7,1	D	D	C	C
11,2				
18				
28				
45				

Zona A Verde: valores de vibração operacionais.
Zona B Amarelo: Operação contínua sem restrições
Zona C Laranja: Condição é aceitável apenas por um período limitado de tempo.
Zona D Vermelha: Valores de vibração perigosos – falha iminente.

Figura 2.4 - Norma de alarmes de vibração

Fonte: Norma ISO 10816-3.

2.2.3 Defeitos em sistemas rotativos

Em máquinas rotativas é comum encontrar problemas relacionados a vibração, devido às altas velocidades de rotação e elevadas carga de trabalho. Muitos problemas encontrados ocorrem desde o início da operação, como montagem inadequada, fabricação incorreta dos elementos e defeitos oriundos do processo, como desgaste dos materiais. O desbalanceamento é o problema mais comum em sistemas rotativos (SKF, 2005).

No caso do desbalanceamento, Mitchell (1993) diz que é a maior causa de vibrações em máquinas rotativas, onde este fenômeno é caracterizado pela existência de desequilíbrios de massa em relação aos eixos de rotação.

2.2.4 Desbalanceamento

RAO (2008) define o desbalanceamento como uma condição que existe no rotor quando vibração, força ou movimento é transmitido aos mancais como resultado de forças centrífugas.

O desbalanceamento de um rotor é resultado da distribuição não uniforme de massa, que causa vibração no rotor, percebida nos mancais. A vibração é produzida pela interação de um

componente de massa desequilibrado, com aceleração radial devido à rotação, que geram a força centrífuga.

2.2.5 Força centrífuga

O desbalanceamento é uma grandeza física proporcional ao vetor força centrífuga (F_c) gerado por uma massa (M), a uma distância (R) do centro de rotação de um rotor, quando submetido a uma rotação “ ω ” (RPM), mostrado na Equação 1. Manifesta-se nos mancais sob a forma de vibração com frequência de 1x RPM (TAYLOR, 2003).

$$F_c = MR\omega^2 \quad (1)$$

Com a componente de massa girando, a força também gira, tentando mover o rotor ao longo da linha de ação da força, conforme Figura 2.5. A vibração será transmitida aos mancais do rotor, e cada ponto do mancal experimentará esta força, uma vez em cada volta.

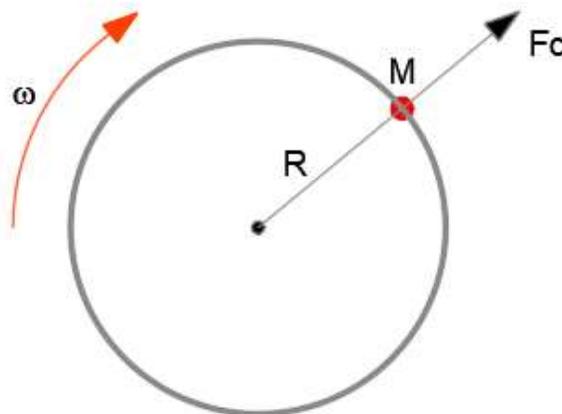


Figura 2.5 - Força centrífuga

Fonte: Elaborado pelo autor.

Segundo RAO (2008) o desbalanceamento de máquinas rotativas implica em menor vida útil dos equipamentos, parada de produção e até quebra prematura, devido ao desequilíbrio de forças geradas. O desbalanceamento ocorre quando o centro de massa não está alinhado com o centro de rotação resultando em forças centrífugas atuando no rotor.

O balanceamento é o processo utilizado para melhorar a distribuição de massa de um rotor, fazendo com que ele gire em seus mancais sem o desconforto de forças centrífugas

adicionais. Isto é feito, normalmente, pela adição de massas de compensação no rotor, em locais preestabelecidos, para reduzir o desequilíbrio, de modo que o efeito do desbalanceamento seja cancelado. Este balanceamento pode ser executado tanto em máquina balanceadora quanto no campo (TAYLOR, 2003).

O balanceamento no campo é o processo realizado para balancear um rotor nos seus próprios mancais e estrutura, após instalação em área, com vantagens sobre a máquina balanceadora, devido o conjunto estar em condições reais de operação.

2.3 Tipos de rotores

Segundo SKF (2005) a compreensão das diferenças entre rotores rígidos e rotores flexíveis auxilia na definição do método de balanceamento a ser utilizado.

Rotores rígidos podem ser balanceados em um ou dois planos, enquanto que rotores flexíveis são balanceados no mínimo em três planos.

Plano de balanceamento é o local escolhido no rotor para efetuar a correção (adição ou retirada de massa), sendo considerado um plano imaginário perpendicular ao eixo axial do rotor.

O conjunto rotor é formado pelo rotor propriamente dito, eixo, componente de transmissão (polia, acoplamento, roda dentada, etc.).

2.3.1 Rotor rígido

É aquele cuja rotação crítica se encontra acima de 25% da rotação de trabalho, conforme indicado na Figura 2.6, fazendo com que não haja uma deflexão significativa de seu eixo, para qualquer rotação abaixo da rotação de serviço e portando não haverá ressonância (SKF, 2005).

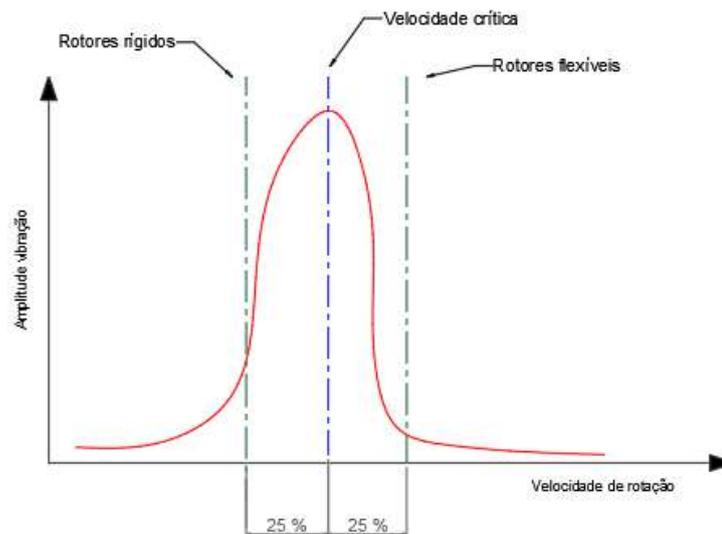


Figura 2.6 - Velocidade crítica

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os rotores rígidos apresentam facilidades para balanceamento, pois no máximo dois planos de correção são necessários. Os rotores rígidos quando atingem o desbalanceamento residual admissível desejado, este se manterá aceitável para qualquer rotação menor ou igual à de serviço.

2.3.2 Rotor flexível

Rotor cuja rotação crítica se encontra 25%, aproximadamente, abaixo da rotação de trabalho, ou seja, para que o rotor atinja a rotação de trabalho ele passa obrigatoriamente pela 1ª rotação crítica. Esta passagem deverá ser feita no menor tempo possível, para que se possa minimizar os efeitos da vibração observados na frequência de ressonância. É recomendado também que a 2ª rotação crítica se situe 50 % acima da rotação de trabalho, para que se possa garantir uma boa performance do equipamento (SKF, 2005).

2.4 Tipos de desbalanceamento

De acordo com RAO (2008) existem três tipos de desbalanceamento de rotores; estático, conjugado e dinâmico. A diferença entre eles é dada pelo número de planos de desbalanceamento e como o desbalanceamento de um plano se encontra em relação aos outros.

2.4.1 Desbalanceamento estático

De acordo com SKF (2005) o desbalanceamento estático ocorre quando o eixo principal de massa é deslocado paralelamente ao eixo de rotação, devido à ação de um ponto de massa desbalanceada, localizada em um certo raio do centro de rotação. Quando o eixo de inércia do rotor está deslocado paralelamente ao eixo de rotação, temos em desbalanceamento estático puro, indicado na Figura 2.7.

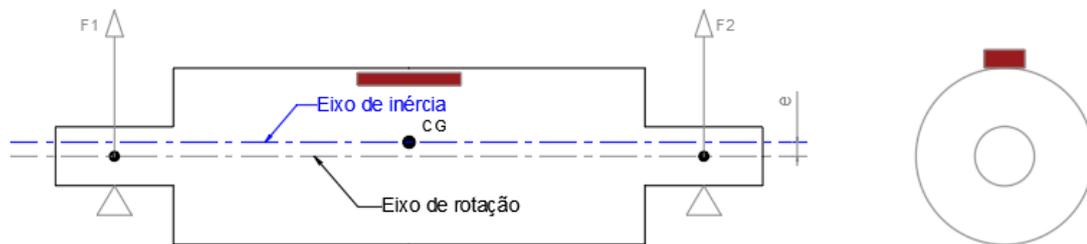


Figura 2.7 - Desbalanceamento estático

Fonte: Elaborado pelo autor.

e = Deslocamento do centro de gravidade

CG = Centro de gravidade

F_1, F_2 = Força centrífuga

O balanceamento estático é realizado adicionando-se ou retirando-se massa (em um único plano) de forma que seja provocada uma força centrífuga igual em módulo e direção, porém de sentido contrário à causada pela massa desbalanceadora (TAYLOR, 2003).

2.4.2 Desbalanceamento conjugado

Um desbalanceamento conjugado resulta quando um eixo rotativo tem duas massas de desequilíbrio iguais em dois planos diferentes que estão 180° separados um do outro. Isso faz com que o eixo de rotação passe pelo eixo principal de massa, mas não é paralelo a ele. No caso do cilindro mostrado na Figura 2.8, duas massas iguais estão colocadas simetricamente em relação ao centro de gravidade, mas posicionadas à 180° uma da outra.

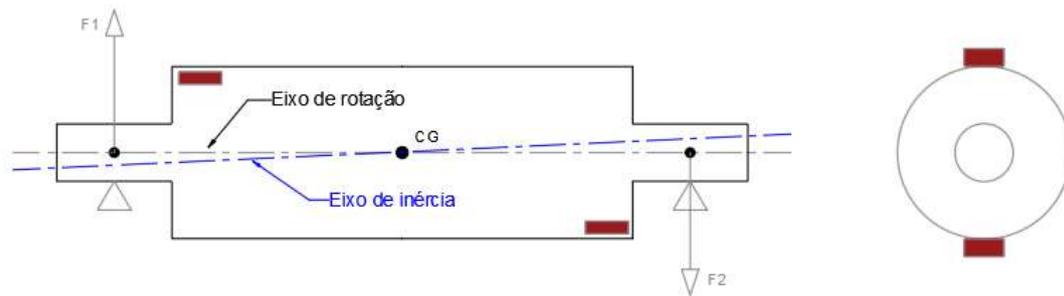


Figura 2.8 - Desbalanceamento conjugado

Fonte: Elaborado pelo autor.

2.4.3 Desbalanceamento dinâmico

O desbalanceamento dinâmico é uma combinação de desequilíbrio estático e conjugado, e bastante comum de ser encontrado em rotores. Para corrigir o desbalanceamento dinâmico, é necessário fazer medições de vibrações em dois planos de referência, aos quais serão adicionadas as massas de correção (SKF, 2005).

O desequilíbrio dinâmico faz com que o eixo de massa principal e o eixo de rotação não se cruzem, no centro de massa, e não sejam paralelos, conforme Figura 2.9. Este desequilíbrio dinâmico faz com que o sistema se incline ou oscile. Para compensar isso, os pesos devem ser adicionados em dois planos.



Figura 2.9 - Desbalanceamento dinâmico

Fonte: Elaborado pelo autor.

2.4.4 Detecção do desbalanceamento através do sinal de vibração

Para RAO (2008) a análise de vibrações é uma poderosa ferramenta na detecção de defeitos em equipamentos rotativos, dessa forma ela é empregada amplamente dentro da indústria, visto que os equipamentos rotativos estão presentes em quantidade significativa em quase toda a planta industrial.

Um rotor balanceado, possui coincidência entre o eixo de rotação e o eixo principal de inercia do rotor, dessa forma durante o seu funcionamento os mancais que o suportam não sofrem tantos esforços, não havendo níveis de vibração elevados.

O desbalanceamento pode ser detectado através da análise de vibração, nesse caso, as medições radiais são as que melhor transmitem o efeito do desbalanceamento, devido ao grau de liberdade ser maior nessa direção.

Segundo RAO (2008) no sinal de vibração apresentado no domínio do tempo o desbalanceamento possui como característica uma forma de onda senoidal perfeita, sem deformações, enquanto no domínio da frequência o desbalanceamento é facilmente identificado através de um pico elevado em 1x a frequência de rotação do rotor, onde sua amplitude é diretamente proporcional a quantidade de desbalanceamento e ao quadrado da rotação. A Figura 2.10 ilustra o sinal de desbalanceamento no domínio da frequência (espectro).

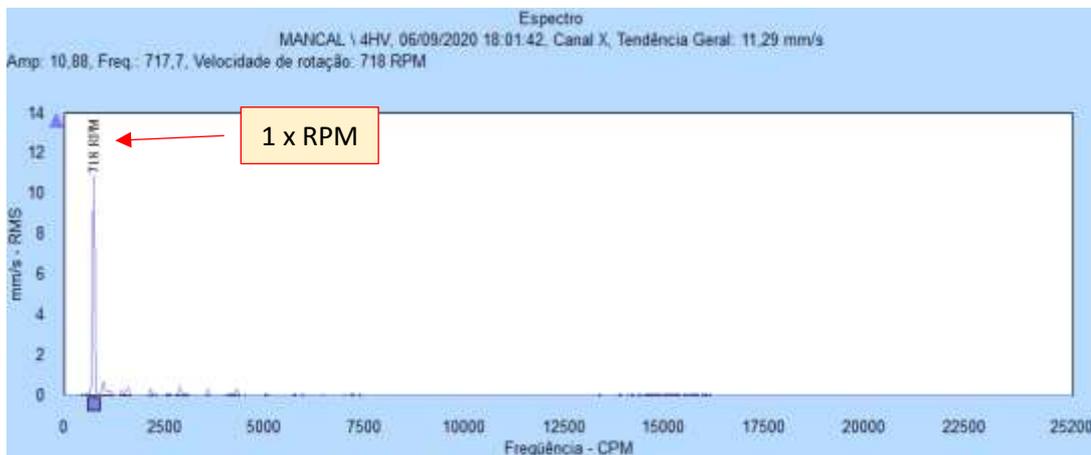


Figura 2.10 - Espectro de frequência – desbalanceamento de um rotor

Fonte: Elaborado pelo autor.

2.5 Instrumentação

Para que seja possível executar testes, coleta de dados e análise destes dados utiliza-se instrumentação para aquisição de sinais de vibração e subsequentemente equipamentos e softwares para tratamento dos sinais coletados.

2.5.1 Sensores de vibração

Os sensores de vibração são dispositivos que fazem a codificação de um sinal mecânico em um sinal elétrico representativo e são usados para medir aceleração de um corpo vibratório.

O acelerômetro, quando fixo a uma superfície vibrante, produz uma tensão que é proporcional à aceleração na qual está submetido, ou seja, seu princípio de funcionamento está na utilização de discos de cristais piezoelétricos, que por sua vez possuem a propriedade física de gerarem descargas elétricas quando solicitados a esforços (SKF, 2005).

O acelerômetro utilizado nos testes na bancada didática é sensor tipo piezoelétrico da marca SKF, modelo CMSS2200, com 100 mV/g (sensibilidade), conforme Figura 2.11.



Figura 2.11 - Acelerômetro tipo piezoelétrico

Fonte: Elaborado pelo autor.

2.5.2 Coletores/Analisadores de Vibração

Os coletores são instrumentos responsáveis pela coleta e tratamento dos sinais de vibrações. Os coletores possuem um software instalado, que permite uma pré-análise nos espectros obtidos quando não se pode dispor de um computador. Os sinais de vibração são captados através do acelerômetro e transmitidos ao coletor, depois o sinal coletado pode ser

apresentado através da sua forma de onda ou na forma de espectro. Posteriormente os dados são transferidos para um computador, e analisados com maior precisão em um ambiente mais favorável através de um software com mais recursos (TAYLOR, 2003).

Para coletas de vibração utilizou-se o coletor de vibração GX 75 da SKF, conforme Figura 2.12.



Figura 2.12 - Coletor de vibração SKF – GX 75

Fonte: Elaborado pelo autor.

2.6 Software de análise

Utilizou-se o software de análise de vibrações @ptitude Analyst (fabricante SKF), versão 9, mostrado na Figura 2.13.



Figura 2.13 - Software de análise - @ptitude Analyst

Fonte: Elaborado pelo autor.

3 METODOLOGIA

Conforme descrito nas seções de objetivos deste trabalho, neste estudo foi realizado o projeto e construção do protótipo para estudos dos efeitos do desbalanceamento de massa em máquinas rotativas, com os seguintes requisitos:

1. Permitir mobilidade do conjunto;
2. Permitir futuras melhorias ou alterações em suas partes;
3. Ter um elemento girante dotado de mecanismo para alterar o balanceamento em até dois planos;
4. Ter um equipamento para alterar a rotação do motor;

3.1 Projeto e construção da bancada

Este capítulo apresenta o projeto da bancada desde sua concepção, viabilização dos materiais, construção dos componentes, e os principais processos de fabricação e montagem da mesma.

3.2 Modelagem da bancada em Autocad e SolidWorks

A bancada idealizada foi modelada, utilizando a ferramenta CAD (Computer Aided Design), no caso o AutoCad. Foram definidas todas as dimensões reais da bancada, buscando obter como resultado final um modelo compacto e leve. O modelo proposto é composto por uma base com amortecedores, um painel de comando elétrico com inversor de frequência e um motor elétrico trifásico ligado diretamente ao eixo de rotação, através de um acoplamento tipo elástico. Há uma base, onde os dois mancais de rolamento são fixados, e dois volantes de alumínio, de massa, para aplicação de pesos de balanceamento. A modelagem em AutoCad de cada peça foi feita separadamente. Em seguida, utilizou-se o software SolidWorks para modelagem onde foi desenhado cada peça, e posteriormente montagem do conjunto, mostrado na Figura 3.1 com os principais componentes representados.

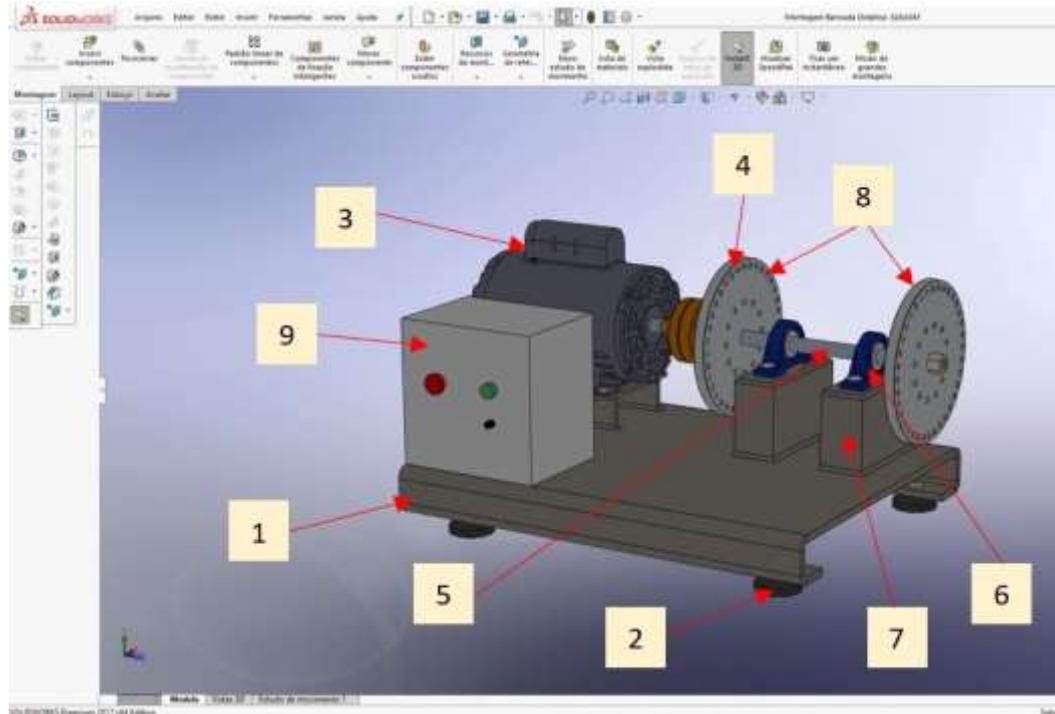


Figura 3.1 - Bancada renderizada em SolidWorks

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os principais componentes da bancada estão listados Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Componentes da bancada.

Item	Componente
1	Base principal
2	Amortecedores
3	Motor elétrico
4	Acoplamento elástico
5	Eixo
6	Mancal de rolamento
7	Base dos mancais
8	Disco de balanceamento
9	Painel de comando

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.3 Manufatura da bancada

Após a finalização do projeto da bancada em AutoCad e SolidWorks, iniciou-se a etapa de fabricação dos componentes. Inicialmente, foi feita uma listagem detalhada e orçamento dos componentes comerciais que seriam utilizados na bancada, e também da matéria prima necessária para a fabricação das peças não comerciais. Todos os componentes apresentaram disponibilidade para aquisição no mercado, como mostrado na Tabela 3.2, demonstrando assim a viabilidade do projeto.

Tabela 3.2 - Lista e orçamento dos componentes da bancada

Categoria	COMPONENTE	QT	Preço
Elétrico	Motor elétrico trifásico 4 pólos	1	R\$ 680,00
Elétrico	Inversor de frequência - CFW10	1	R\$ 1.150,00
Elétrico	Contator	1	R\$ 90,00
Elétrico	Disjuntor 6A	2	R\$ 30,00
Elétrico	Botoeira liga/desliga	1	R\$ 35,00
Elétrico	Chave p/ inversão de rotação	1	R\$ 15,00
Elétrico	Botoeira p/ incremento de rotação	2	R\$ 20,00
Elétrico	Cabo elétrico PP com tomada - 5 mt	1	R\$ 40,00
Elétrico	Montagem painel e parametrização do inversor	1	R\$ 200,00
Mecânico	Amortecedor	4	R\$ 80,00
Mecânico	Tarugo de alumínio 300 x 100mm	1	R\$ 380,00
Mecânico	Rotor de alumínio - usinagem e fresagem	2	R\$ 450,00
Mecânico	Mancais de rolamento	2	R\$ 130,00
Mecânico	Acoplamento	1	R\$ 40,00
Mecânico	Usinagem acoplamento (furo)	1	R\$ 80,00
Mecânico	Usinagem eixo - aço 1020	1	R\$ 200,00
Mecânico	Base principal - chapa 1/4"	1	R\$ 160,00
Mecânico	Base de Chapa 1/4" - Motor	1	R\$ 80,00
Mecânico	Base de Chapa 1/4" - Mancais	1	R\$ 190,00
Mecânico	Parafusos 3/8"	12	R\$ 46,00
Mecânico	Manípulos 1/4"	8	R\$ 60,00
		Total:	R\$ 4.156,00

Fonte: Elaborado pelo autor.

Adquiridas as peças comerciais, matéria-prima e com os 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.

3.3.1 Eixo, acoplamento e mancais de rolamento

Eixo de aço 1020, usinado de acordo com Figura 3.2. Acoplamento elástico no motor elétrico e no eixo principal. Necessária a realização da furação em torno mecânico para posterior montagem.

Utilizou-se dois mancais de rolamento com buchas cônicas SNA 506 para uso em um eixo de 25 mm de diâmetro.



Figura 3.2 - Eixo de aço 1020

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.3.2 Disco rotor

É possível simular desbalanceamento do elemento girante (disco rotor). Para tal, foram projetados dois discos de alumínio para esse fim. Realizou-se a usinagem do disco rotor, a partir do tarugo de alumínio, conforme ilustra a Figura 3.3.



Figura 3.3 - Usinagem do disco rotor

Fonte: Elaborado pelo autor.

Após usinagem do disco rotor, foram feitos furos, utilizando fresadora, onde as massas desbalanceadoras devem ser acopladas. Utilizando a fresadora foi possível distribuir os furos no disco rotor, com um ângulo de 10 graus entre si, ficando com 36 furos no raio 100 mm, e 12 furos no raio 50 mm (30 graus equidistantes), como pode ser visualizado na Figura 3.4.

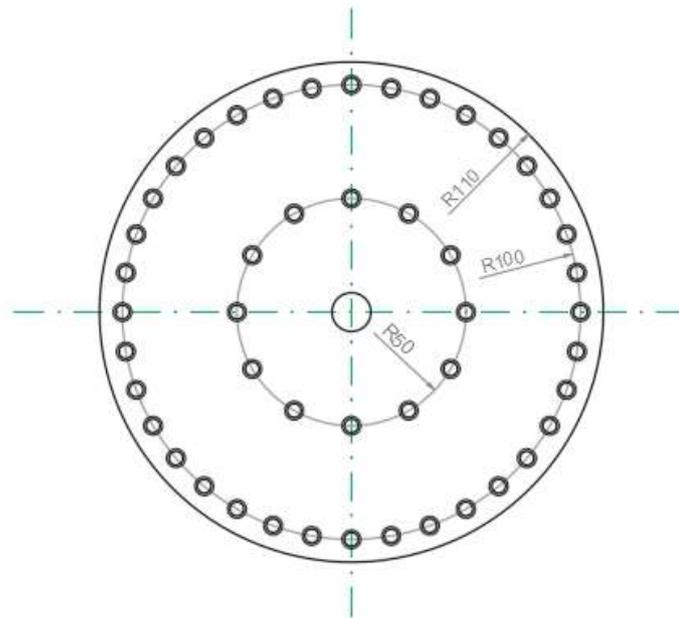


Figura 3.4 - Disco rotor

Fonte: Elaborado pelo autor.

A distribuição dos furos foi previamente calculada no software AutoCad (ferramenta Array polar), antes do processo de usinagem. Os furos com rosca distribuídos no disco rotor são utilizados para impor a condição de desbalanceamento através da fixação de parafusos com massas conhecidas.

O disco após usinagem, furação e rosqueamento, são mostrados na Figura 3.5.



Figura 3.5 - Disco rotor

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.3.3 Base

A base principal e as do motor e mancais, foram fabricadas em chapa de aço 1020, com $\frac{1}{4}$ '' de espessura. Há 04 amortecedores com regulagem para permitir amortecimento das vibrações e também com a função de nivelar a bancada. A Figura 3.6 mostra o detalhe do sistema de amortecimento/nivelamento utilizado.



Figura 3.6 – Amortecedor

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.3.4 Motor

O motor elétrico foi adquirido levando em conta o tamanho e peso, para que a bancada não ficasse com peso excessivo, podendo assim ser facilmente transportada. Motor elétrico de indução trifásico de 0,12 kW, 1785 RPM (60 Hz), conforme Figura 3.7. O motor é alimentado através de inversor de frequência, podendo variar sua rotação em função da frequência escolhida.



Figura 3.7 - Motor elétrico

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.3.5 Painel de comando

Painel construído para ajustes e proteção do motor elétrico, mostrado na Figura 3.8. Painel constituído de um inversor de frequência WEG, dois disjuntores, um contator, boteira liga-desliga, chave para inversão de rotação, botão para incremento da velocidade do motor.



Figura 3.8 - Painel de comando

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.3.6 Inversor de frequência

Inversor de frequência, conforme Figura 3.9, para ajuste e controle das velocidades de rotação, do conjunto rotativo. O inversor foi o CFW – 10 do fabricante WEG. Potência de 0,18 kW a 14,7 kW, corrente de saída entre 1,0 A a 47 A, tensão de alimentação monofásica (220 V) ou trifásica (380 V), temperatura ambiente de operação 50 °C e grau de proteção IP20.



Figura 3.9 - Inversor de frequência

Fonte: Elaborado pelo autor.

Finalizada a etapa de fabricação de todos os componentes da bancada, foi realizada a montagem da mesma, seguindo o procedimento descrito abaixo:

1. Inserção do disco rotor no eixo de rotação.
2. Inserção dos mancais de rolamento no eixo de rotação.
3. Montagem dos amortecedores 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.
9. Fixação do painel elétrico na chapa base.
10. Ligação dos cabos elétricos entre inversor e motor elétrico.

3.4 Instrumentação

Para que seja possível executar testes, coleta de dados e análise destes dados é necessária instrumentação para aquisição de sinais de vibração e subsequentemente equipamentos e softwares para tratamento dos sinais coletados (SKF, 2005).

O sinal é coletado por meio de sensores de vibração (acelerômetro), instalados nos mancais do rotor, através do coletor de vibração SKF – GX 75. Os dados são armazenados no coletor que posteriormente são transferidos para o software @ptitude Analyst, para realizar a análise dos sinais e subsequentemente os diagnósticos.

Na área de trabalho apresentada na Figura 3.10, foi criada a árvore de máquinas da bancada, que é composta por motor elétrico e dois mancais. Utilizou-se os parâmetros de velocidade (RMS) e aceleração (pico a pico).

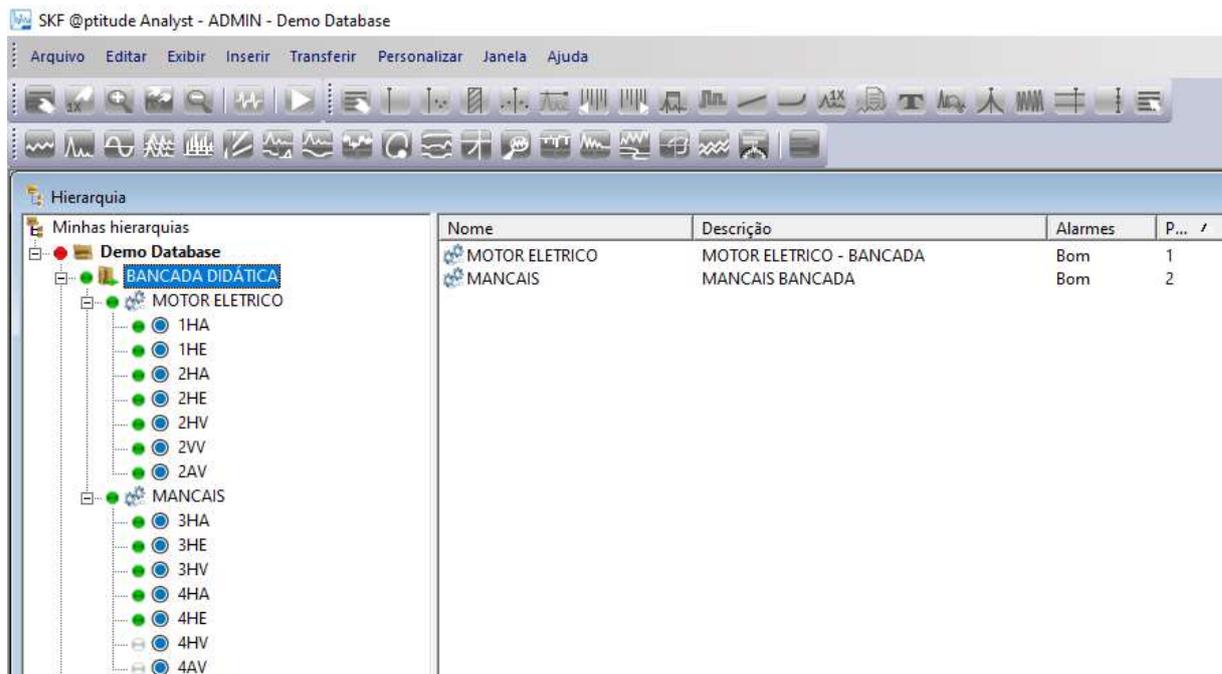


Figura 3.10 - Software @ptitude Analyst – Hierarquia

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.5 Testes

Os ensaios de bancada foram divididos em três partes. Inicialmente foram coletados dados de vibração nos mancais, com os rotores balanceados, com a finalidade de mapear as frequências características do sistema. Na segunda parte foi induzido um desbalanceamento estático no rotor para propositalmente alterar a vibração; com o inversor de frequência foram

feitos incrementos na velocidade do rotor, e coletados espectros em cada uma delas. Finalmente foi realizado um experimento, simulando um desbalanceamento estático e realizando em seguida a correção com balanceamento, utilizando instrumentação adequada.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Foi concluído o projeto no AutoCad, conforme Figura 4.1.

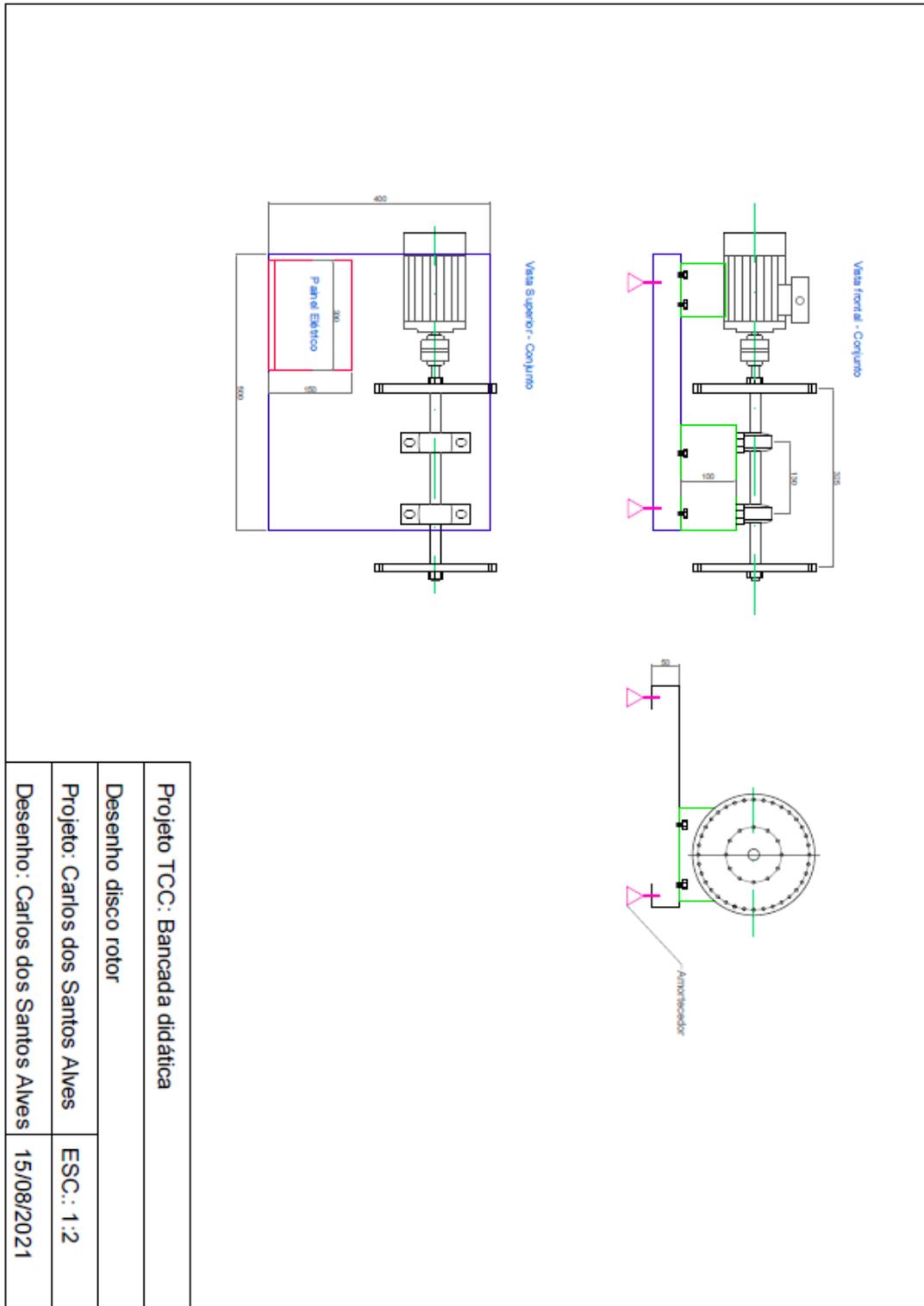


Figura 4.1 - Projeto em AutoCad da bancada didática

Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 4.2, detalhes do projeto dos discos rotores, com as dimensões e furações.

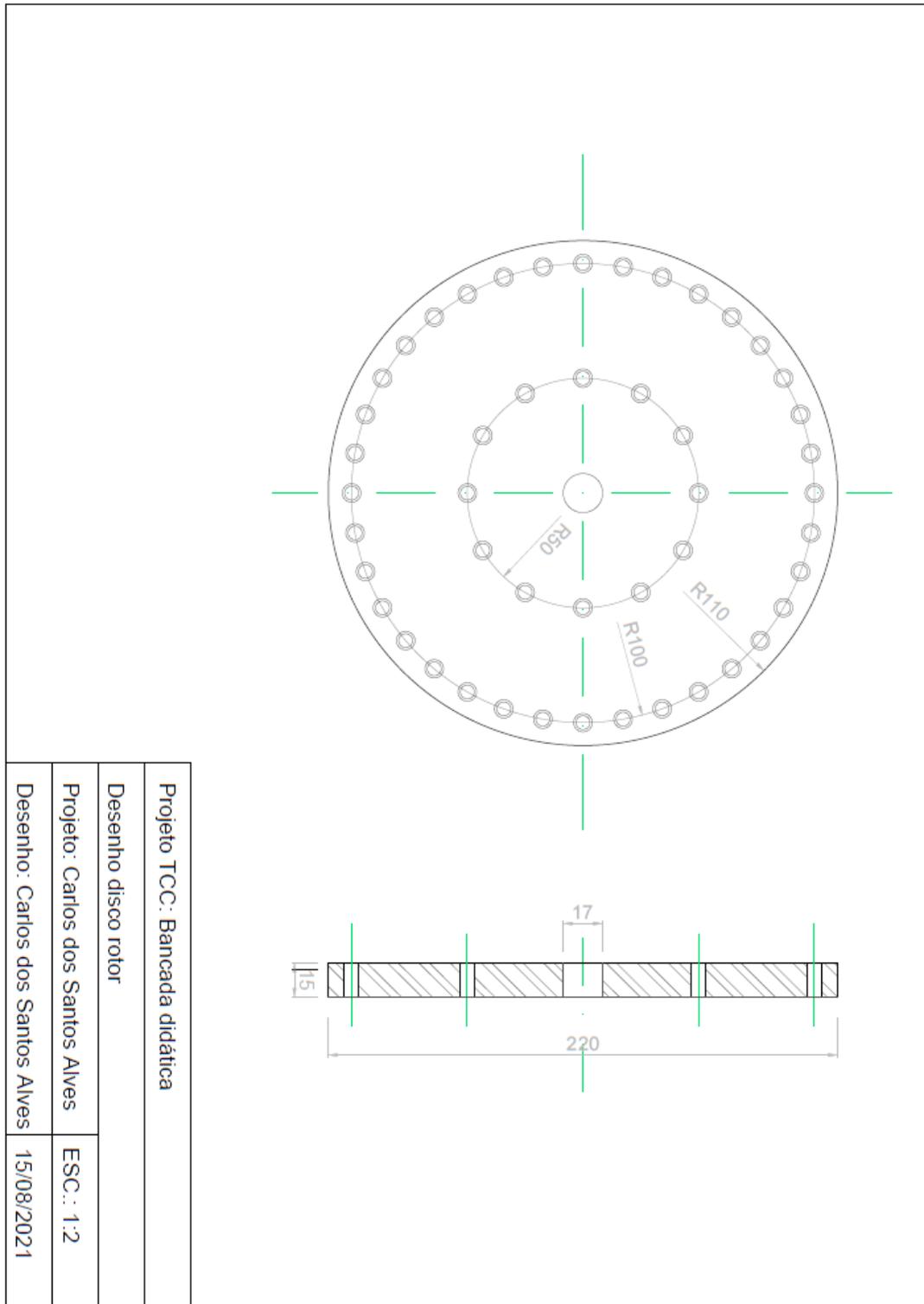


Figura 4.2 - Projeto em AutoCad dos discos rotores

Fonte: Elaborado pelo autor.

A bancada didática foi desenhada no SolidWorks e posteriormente feita a renderização, como mostrado na Figura 4.3.

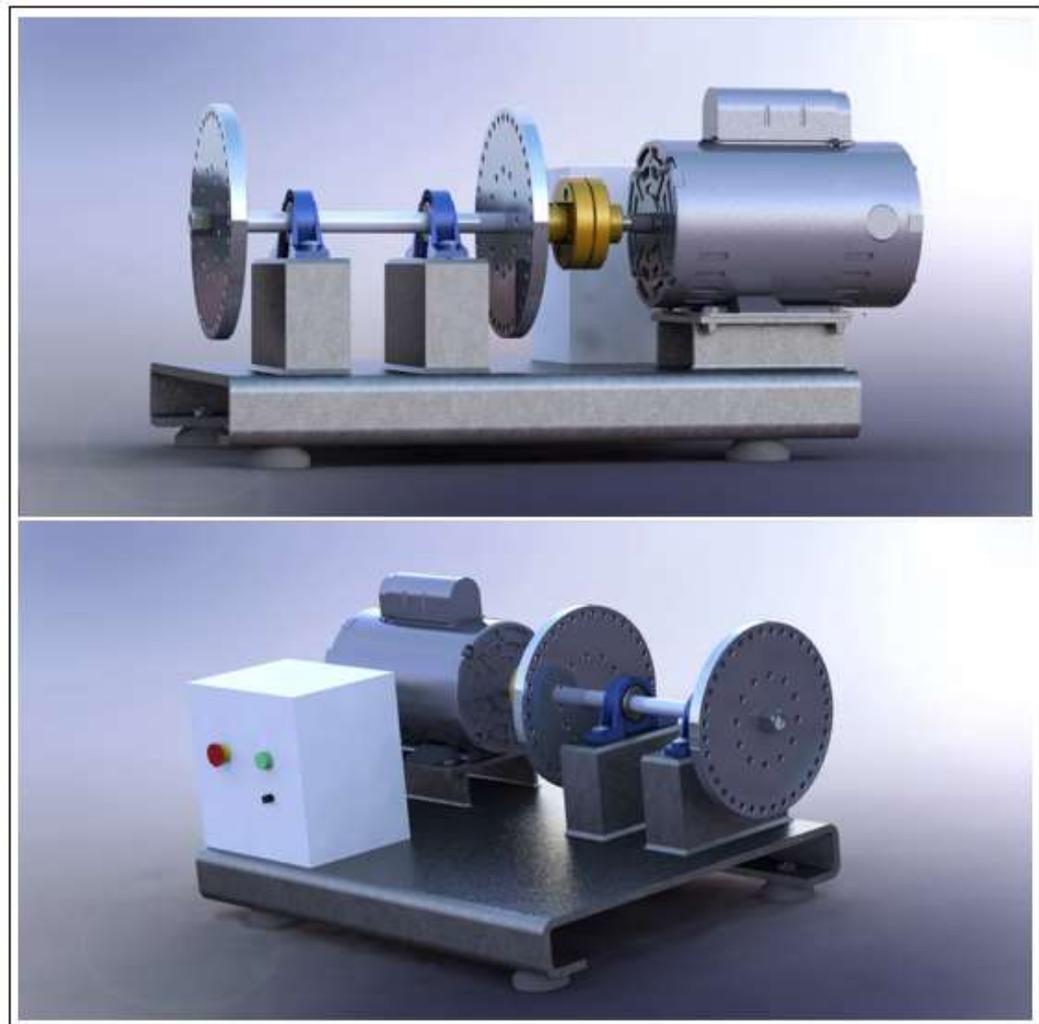


Figura 4.3 - Renderização da bancada didática em SolidWorks

Fonte: Elaborado pelo autor.

Após o projeto da bancada, fabricação e montagem dos componentes a mesma ficou pronta e apta para testes, conforme Figura 4.4.



Figura 4.4 - Bancada didática finalizada

Fonte: Elaborado pelo autor.

Foram realizados testes para verificar a eficiência da bancada, na qual o inversor de frequência foi ajustado para a faixa de 10 a 120 Hz. O equipamento trabalhou bem em todas as faixas de rotação (297 a 3560 RPM) não havendo vibrações nem aumento de temperatura nos mancais. Instalados os instrumentos de aquisição de dados, no caso um sensor de vibração (acelerômetro) com cabo conectado ao coletor de vibrações. Para medir a rotação e fase do rotor, foi instalado um sensor fotoelétrico, que comunica com coletor de vibrações.

Foram realizados alguns experimentos a fim de observar o funcionamento da bancada e como o sistema se comporta na presença de desbalanceamento. O presente capítulo apresenta e expõe os resultados, bem como a discussão.

4.1 Teste 01 - Rotor balanceado

Coletado dados de vibrações com rotor balanceado, e analisado os espectros no domínio da frequência. No teste o interesse é na frequência de rotação do rotor (1 x RPM), onde se

evidencia o defeito de desbalanceamento. Na Figura 4.5 tem-se o espectro de vibração, com rotor em 700 RPM e amplitude de vibração em 0,53mm/s (valor aceitável conforme norma ISO 10816-3).

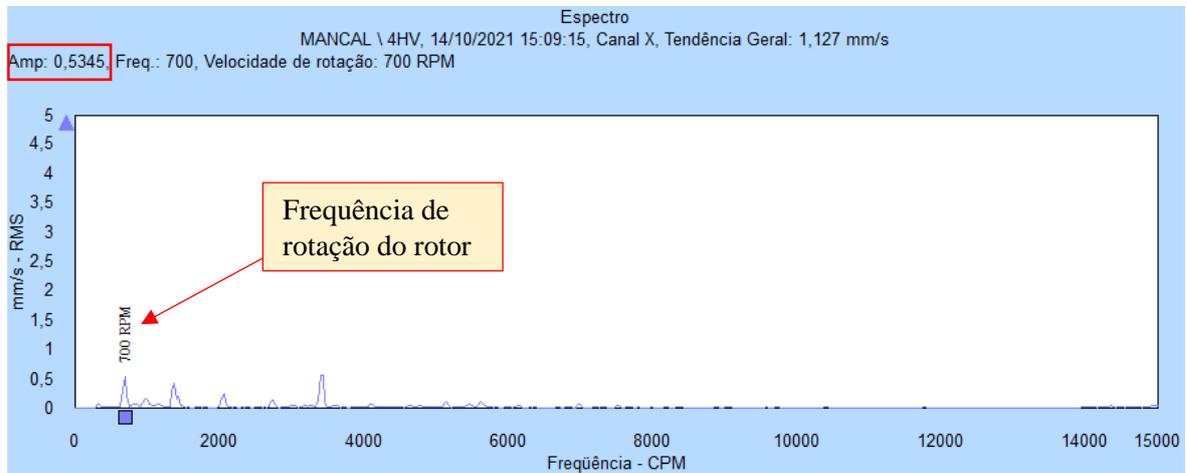


Figura 4.5 - Espectro frequência com rotor balanceado

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.2 Teste 02 - Rotor desbalanceado

Com objetivo de demonstrar o comportamento de uma máquina na presença do desbalanceamento, realizou-se duas etapas de medições, utilizando-se duas massas diferentes e variando-se a rotação para cada massa inserida. As massas foram parafusadas ao rotor apresentado na Figura 4.6 para simulação do defeito. As massas foram inseridas a uma distância exata de 100 mm do centro, em um dos furos existentes.

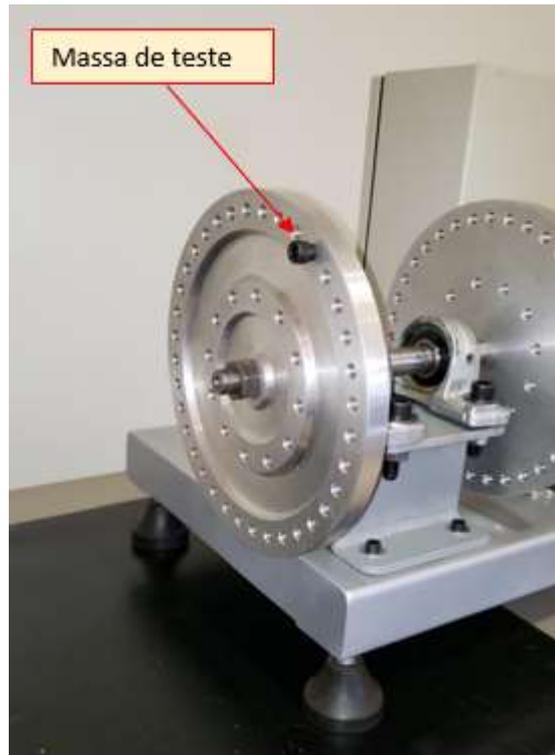


Figura 4.6 - Massa inserida no rotor

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.3 Primeira etapa

Com objetivo de demonstrar a influência da rotação na vibração, foram realizadas três corridas com massa constante, variando-se a rotação do rotor. Inserido uma massa de 8 gramas, em uma posição qualquer, no raio de 100 mm. As rotações de teste foram 595, 1190 e 1785 RPM, conforme Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Vibração em função da velocidade, com massa de 8 gramas

1° ETAPA: ROTOR DESBALANCEADO		
Massa (g)	Rotação (RPM)	Vibração 1xRPM (mm/s)
8	595	1,66
8	1190	7,00
8	1785	17,00

Fonte: Elaborado pelo autor.

Para melhor entender esses desbalanceamentos provocados, foram coletados os espectros de vibração no domínio da frequência, mostrados nas Figuras 4.7, 4.8 e 4.9. Esses espectros mostram o crescimento da amplitude de vibração na frequência de rotação

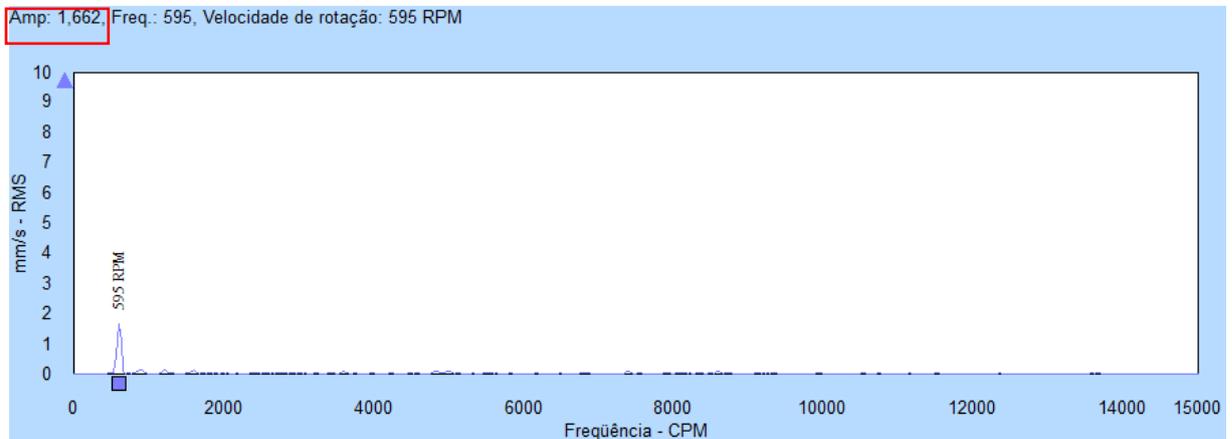


Figura 4.7 - Espectro de vibração com teste em 595 RPM

Fonte: Elaborado pelo autor.

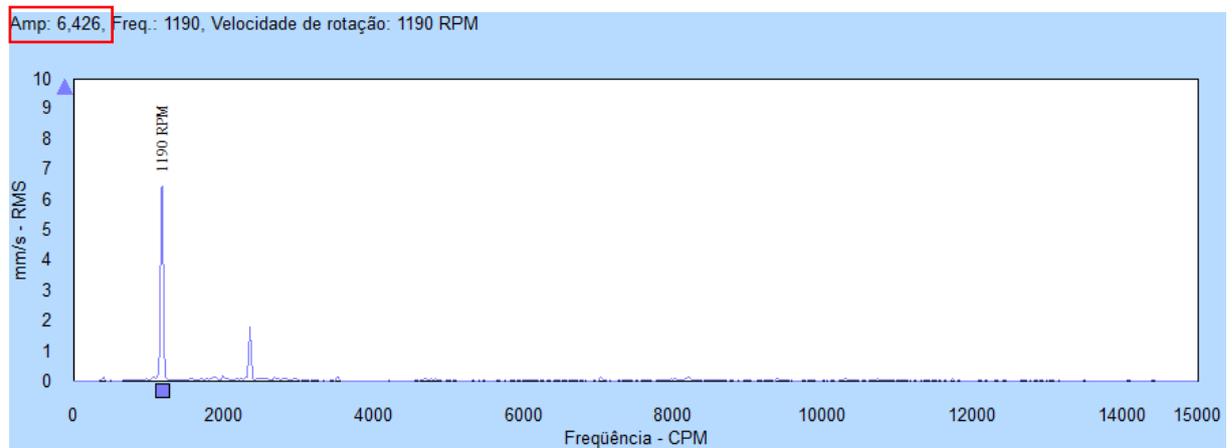


Figura 4.8 - Espectro de vibração com teste em 1190 RPM

Fonte: Elaborado pelo autor.

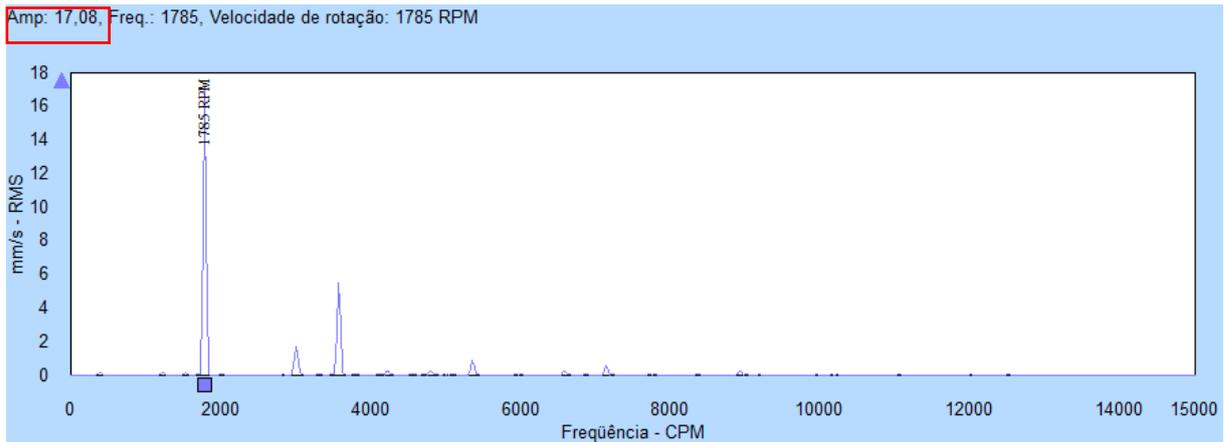


Figura 4.9 - Espectro de vibração com teste em 1750 RPM

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.4 Segunda etapa

Realizadas três corridas complementares, substituindo a massa de 8 gramas por 16 gramas, no mesmo raio de 100 mm. As rotações de teste foram mantidas conforme a primeira etapa, em 595, 1190 e 1785 RPM, conforme mostrado na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Vibração em função da velocidade, com massa de 16 gramas

2º ETAPA: ROTOR DESBALANCEADO		
Massa (g)	Rotação (RPM)	Vibração 1xRPM (mm/s)
16	595	3,45
16	1190	14,70
16	1785	36,00

Fonte: Elaborado pelo autor.

Uma comparação com as duas etapas realizadas, mostra a influência das massas e velocidades (RPM) na vibração. O gráfico da Figura 4.10 mostra como se comportou a vibração em função dos parâmetros alterados, nas duas etapas.

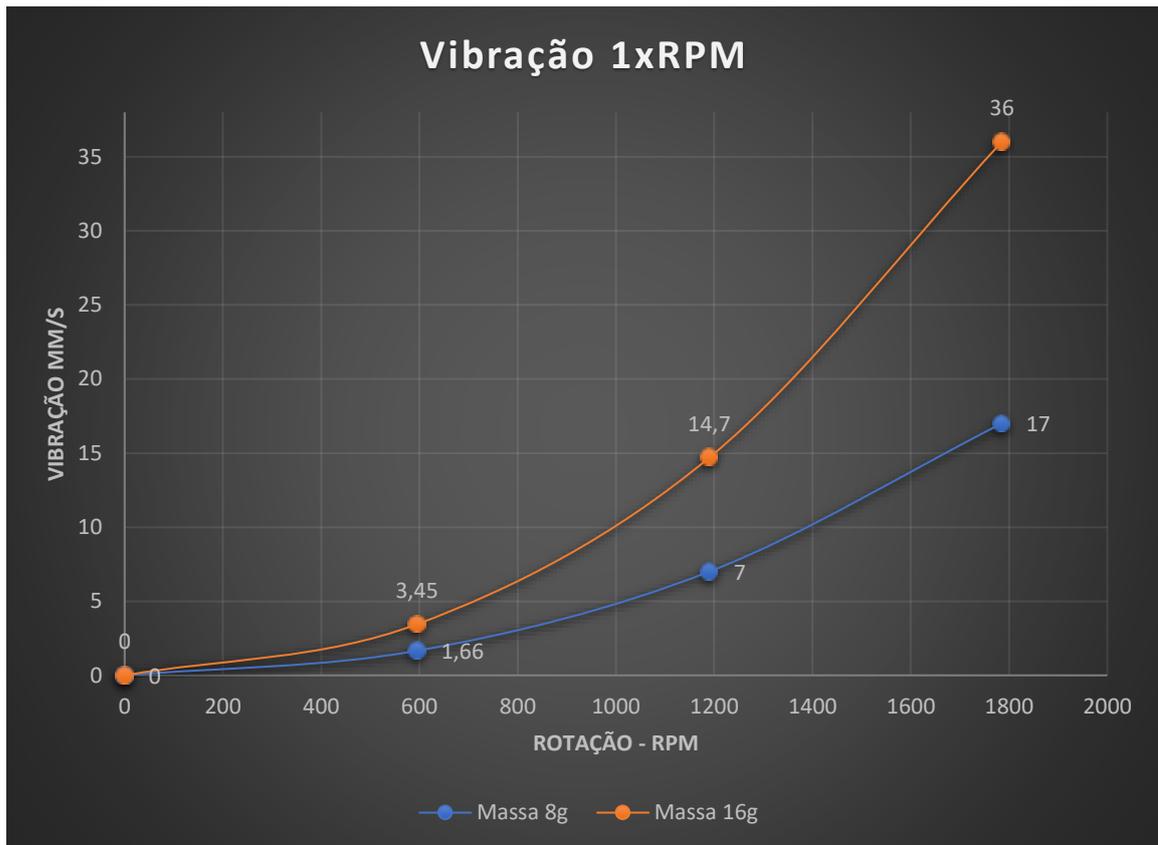


Figura 4.10 - Vibração em função da massa e rotação

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.5 Experimento de balanceamento

Esta etapa contempla um procedimento experimental para aquisição de dados e teste, no qual o rotor foi propositalmente desbalanceado estaticamente (apenas um plano), para em seguida realizar uma simulação de um desequilíbrio no conjunto, com a finalidade de executar a correção com o balanceamento.

Os testes foram realizados em laboratório próprio, com temperatura de 22 °C.

4.5.1 Aparato experimental

Para realização do experimento foram utilizados os seguintes instrumentos:

- Bancada didática – Equipamento que simula máquinas reais. Ela permite o controle da rotação e colocação de massas em diferentes posições para causar o desbalanceamento;

- Balança de Precisão – Para medição das massas que serão colocadas no rotor, conforme Figura 4.11;
- Sensor fotoelétrico (Tacômetro laser) – Aparelho utilizado para medição da rotação do rotor;
- Acelerômetros – Sensor utilizado para medição das vibrações resultantes do desbalanceamento;
- Coletor de vibração “GX 75” - Utilizado para a aquisição e processamento dos sinais emitidos pelos acelerômetros e sensor fotoelétrico;
- Base magnética – Para fixação e posicionamento do sensor fotoelétrico.



Figura 4.11 - Balança de precisão

Fonte: Elaborado pelo autor.

Todo o aparato (conjunto) necessário para realização do experimento de balanceamento está ilustrado na Figura 4.12.

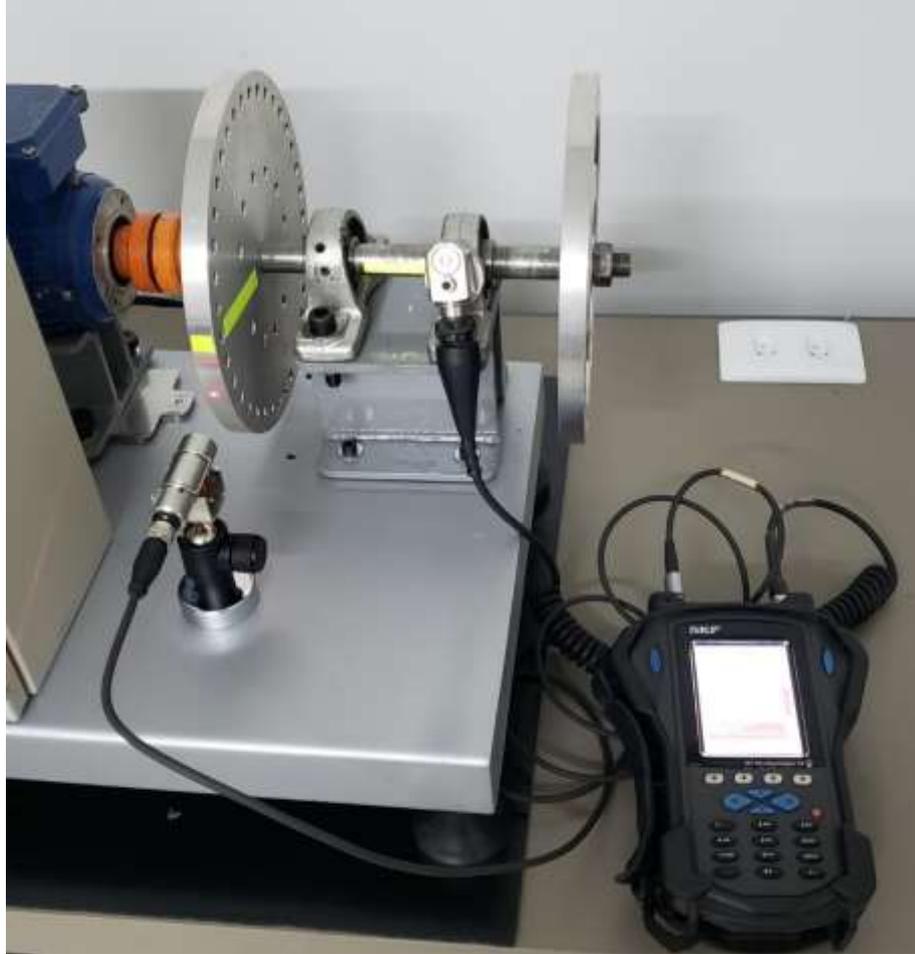


Figura 4.12 - Equipamentos para balanceamento

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.5.2 Procedimento de balanceamento

Antes do procedimento de balanceamento fez-se a preparação do rotor e montagem do sensor de vibração ao mancal. Neste balanceamento faz-se a leitura do valor da fase do sinal de vibração, instalando-se um sensor fotoelétrico, posicionado próximo ao rotor. Fixou-se uma fita reflexiva no rotor, que será a posição de referência (0°). Durante todo o procedimento de

balanceamento as distâncias entre o centro do rotor, a massa de teste e a massa de correção foram mantidas constantes.

Utilizou-se uma massa de 15 gramas parafusada ao rotor para simulação do defeito. A massa de desbalanceamento foi colocada a 100 mm do centro. A rotação usada foi de 1190 RPM.

O procedimento de balanceamento seguiu três etapas, sendo:

Corrida inicial, com medição da vibração e fase. Com a máquina parada, adicionou-se a massa de teste, de 8,20 gramas, na posição 0°. Esses valores são inseridos no aparelho de balanceamento.

Corrida com massa de teste, com medição da vibração e fase. Com a máquina parada a massa de teste é removida e calculado a massa de correção e sua respectiva posição. Adiciona-se a massa de correção ao rotor.

Corrida de correção, com medição de vibração e fase. Caso a vibração esteja dentro da tolerância, conforme norma ISO 10816-3, o balanceamento está concluído.

No experimento de balanceamento realizado foram obtidos os resultados da Tabela 4.3. Foi gerado um relatório detalhado do balanceamento, mostrado no Anexo A.

Tabela 4.3 - Resultados do experimento de balanceamento.

Descrição	Unidade	Balanceamento
Vibração Inicial	mm/s	13,20
Massa Teste Aplicada	g	8,20
Vibração com massa teste	mm/s	20,45
Correção	g	15,50
Vibração Após Correção	mm/s	0,54

Fonte: Elaborado pelo autor.

No experimento de balanceamento estático, foi introduzida uma massa para desbalancear o rotor; em seguida realizado o balanceamento para reduzir a vibração. Com a massa desbalanceadora (15 gramas) a vibração foi de 13,20 mm/s; após inserir peso de teste e coletar medidas, foi calculado a correção de 15,50 gramas a 184° da posição de referência. Com o peso de correção adicionado, valores de vibração ficaram em 0,54 mm/s, ficando com valor aceitável, conforme norma ISO 10816-3. O experimento de balanceamento foi eficiente e

mostrou coerência, pois a correção se deu a 184° da massa desbalanceadora, ou seja, a correção agiu cancelando a força inicial, através de uma força oposta.

4.6 Considerações

A bancada didática atendeu plenamente o objetivo de ser um simulador com capacidade de trabalhar com um rotor em velocidades variáveis e permitir modificar o centro de massa dos rotores a fim de alterar as forças centrífugas e conseqüentemente a vibração.

O inversor de frequência da bancada foi configurado para trabalhar na faixa de 10 a 120 Hz. A bancada respondeu bem em todas as frequências dentro da faixa configurada.

Nos testes o tipo de falha escolhido, para simulação, foi o desbalanceamento devido ser um problema comum em máquinas rotativas e também devido a estrutura da bancada ser projetada para trabalhar com falhas de desbalanceamento.

Na bancada não há como medir a força, e sim a vibração, porém a variação da vibração é linear com a força sob condições normais, de modo que se alterar a força, a vibração também será alterada na mesma proporção.

O primeiro teste foi realizado com o rotor sem massa de teste, portanto balanceado. Neste teste foram coletados os espectros de vibração em FFT onde os valores estavam dentro da tolerância e a bancada não apresentava vibração.

No segundo teste, com adição de massa no rotor para provocar uma força centrífuga e conseqüentemente um desbalanceamento, teve-se um aumento na vibração, onde os valores com as massas de teste de 08 e 16 gramas confirmaram a teoria através da Equação 2, onde força centrífuga e vibração aumentaram proporcionalmente às massas utilizadas.

$$F_c = m r n^2 \quad (2)$$

Neste mesmo teste alterou-se a rotação do rotor, onde a variação da vibração foi maior, pois ao dobrar a rotação resulta em um aumento de 4 vezes da força centrífuga e da vibração, ou seja, a força centrífuga aumenta com o quadrado da rotação do rotor.

5 CONCLUSÃO

A bancada projetada atende plenamente aos objetivos a que foi proposta, sendo uma ferramenta de grande relevância para estudo e aplicações didáticas para simulação de sinais de vibrações, cujo objetivo é a inserção controlada dos principais defeitos em máquinas rotativas, como o desbalanceamento. De acordo com os testes realizados na bancada, foi possível verificar a vibração, através da análise dos sinais realizados no equipamento e estudar as influências de diversos fenômenos físicos, ocasionados em função de alterações no sistema, como massa e velocidade.

Nos experimentos, as análises foram realizadas com o rotor balanceado e desbalanceado. O desbalanceamento estático (01 plano) foi a falha escolhida para realização dos testes. Esta falha altera a amplitude de vibração na mesma proporção do desequilíbrio de massas no rotor, o que pode ser observado com adição de diferentes massas. Também a influência da velocidade angular (rotação) do rotor na vibração da máquina.

Foi necessário realizar análise dos espectros de frequência, com aquisição de sinais e tratamento destes, para identificar a falha como desbalanceamento. O desbalanceamento produz uma frequência, com amplitude significativa, na mesma frequência de rotação do rotor, o que foi evidenciado nos resultados obtidos.

Os softwares AutoCad e Solidworks, no contexto do processo de fabricação, foram de fundamental importância para a concepção e modelagem da bancada, ajudando a tomar decisões quando requerido alterações no projeto, no qual podia-se ver o resultado, antes da fabricação e montagem.

O projeto da bancada didática apresenta a oportunidade para o desenvolvimento de estudos na engenharia mecânica e áreas afins, permitindo condições necessárias e suficientes para se ter um maior aprendizado prático sobre diversos assuntos ligados a engenharia, servindo como base para que outros estudantes possam desenvolver seus projetos de pesquisa na área.

A bancada pode ser utilizada também para estudos das vibrações provocadas por outras causas que podem servir para trabalhos futuros como: a análise de vibração com outros tipos de defeitos como falhas em rolamentos, desalinhamento entre eixos, etc.

Esta bancada servirá também como uma ferramenta didática para as disciplinas de: Elementos de Máquinas, Vibrações dos Sistemas Mecânicos, Física, Mecânica Aplicada, dentre outras similares.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMORIM, M.J. **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, 2006.

Bancada didática Soma Engenharia. Disponível em: <https://www.soma.eng.br/bancadas/conjunto-para-alinhamento-e-balanceamento-de-eixos-rotativos>. Acesso em 18 set 2021.

EVERETT, L. J. Two-Plane Balancing of a Rotor System Without Phase Response Measurements. **Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design**, v. 109, p. 162-167, 1987.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 10816-3 - Mechanical vibration: Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts**. San Diego, CA: Machinery Information Management Open Systems Alliance (MIMOSA), 7-13, 2009.

JESUS, S. S.; CAVALCANTE, P.F. **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. 2011.

MARÇAL, R. F. M. **Um método para detectar falhas incipientes em Máquinas Rotativas baseado em Análise de Vibrações e Lógica Fuzzy**. 2000. 124 f. Tese (Doutorado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Metalúrgica, de Minas e dos Materiais, Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2000.

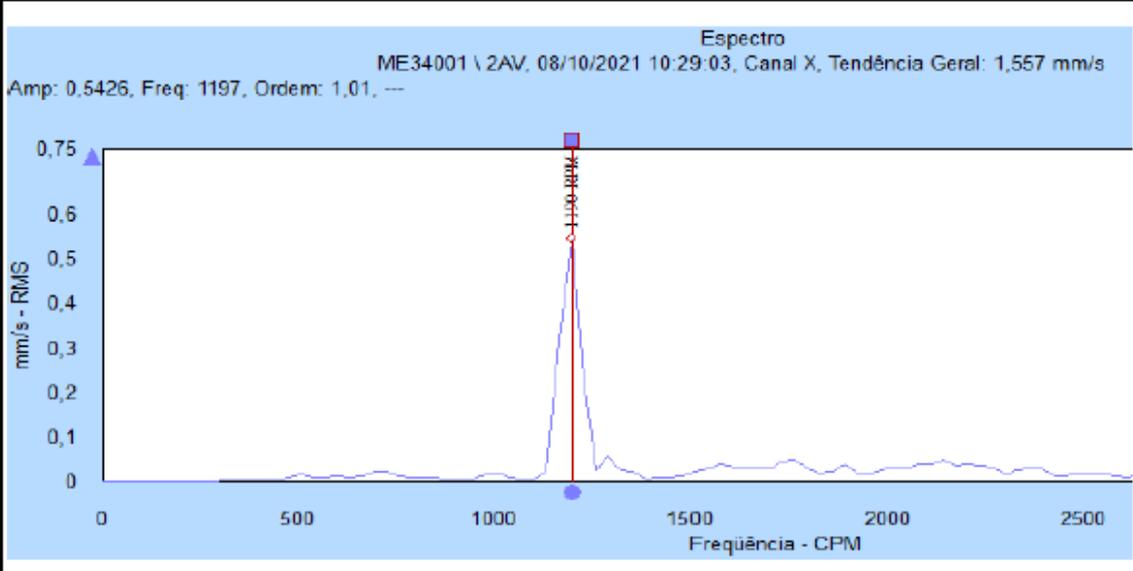
Mitchell, J. S. **Introduction to machine analysis and monitoring**. Ed. PennWell Publishing company, 1993.

RAO, S. S. **Vibrações Mecânicas**. Tradução de Arlete Simille. 4ª. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.

SKF. Balanceamento de rotores. **Balanceamento**, p. 110, 2005.

TAYLOR, J. I. **The Vibration Analysis Handbook**. 2º. ed. [S.l.]: VCI, v. 1, 2003.

ANEXO A

		RELATÓRIO DE BALANCEAMENTO	
Unidade:	Laboratório CSA	Área:	Laboratório
Máquina / Conjunto:	Bancada didática	TAG:	BD-01 O.S.
Tipo Rotor:	Duplo	Rotor:	Balanço Data: 08/10/21
Rotor:	Nº	Furos:	36 Diâm. Ext. (m): 0,2
		RPM:	1190 V. Tang. (m/s): 12,46
Dados Técnicos			
Normalização ISO - 1940	Qualidade do Balanceamento - G (mm/s):	6,3	Tipo Balanceamento: Dinâmico
Dados do Elemento Balanceado			
Grandeza	Unidade	Plano 1	
Peso (rotor)	g	600	
Raio de Correção	mm	100	
Rotação máximo de trabalho	Rpm		3580
Rotação de Balanceamento	Rpm		1190
Resultados			
Descrição	Unidade	Balanceamento	
Vibração Inicial	mm/s	13,20	
Massa Teste Aplicada	g	15,00	
Vibração com massa teste	mm/s	20,45	
Correção	g	15,50	
Vibração Após Correção	mm/s	0,54	
Espectro vibração - após balanceamento			
<p>Espectro ME34001 \ 2AV, 08/10/2021 10:29:03, Canal X, Tendência Geral: 1,557 mm/s Amp: 0,5426, Freq: 1197, Ordem: 1,01, ---</p> 			
Execução:	Carlos dos Santos Alves		
Responsável Téc.	Carlos dos Santos Alves		