

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

TEACHING BENCH PROJECT FOR BALANCING STUDIES IN THE LABORATORY AND FIELD

CARLOS DOS SANTOS ALVES, Ariani Martins Caponi Lima, Rogério Rodrigues dos Santos, Alessandro Rodrigues Faria

¹Academica de Engenharia /FACEG Email: rogerio-rsantoshotmail.com

²Academica de Engenharia /FACEG ³Orientador(a) e Professor(a) do Curso de Engenharia Mecânica/FACEG Email: rogerio-rsantoshotmail.com

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

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.

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).

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,

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).

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 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).

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.

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.

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.).

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.

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.

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).

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.

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).

FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Este 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;

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 1 com os principais componentes representados.

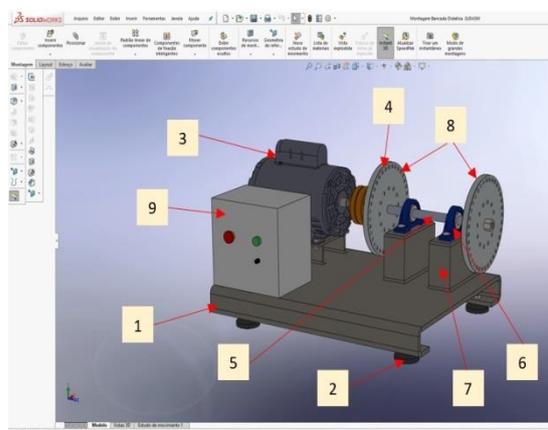


Figura 1 - Bancada renderizada em SolidWorks

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os principais componentes da bancada estão listados Tabela 1.

Tabela 1 - Componentes da bancada.

Item	Componentes
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.

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 2, demonstrando assim a viabilidade do projeto.

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

Eixo, acoplamento e mancais de rolamento.

Eixo de aço 1020, usinado de acordo com Figura 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 2 - Eixo de aço 1020

Fonte: Elaborado pelo autor.

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.



Figura 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 4.

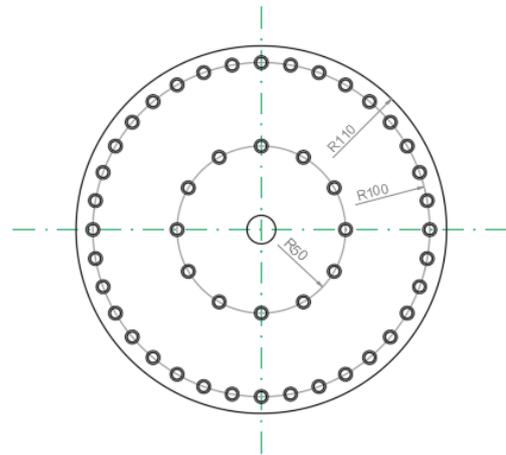


Figura 4 - Disco rotor

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 5.



Figura 5 - Disco rotor

Fonte: Elaborado pelo autor.

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 6 mostra o detalhe do sistema de amortecimento/nivelamento utilizado.



Figura 6 – Amortecedor

Fonte: Elaborado pelo autor.

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 7. O motor é alimentado através de inversor de frequência, podendo variar sua rotação em função da frequência escolhida.



Figura 7 - Motor elétrico

Fonte: Elaborado pelo autor.

Painel de comando

Painel construído para ajustes e proteção do motor elétrico, mostrado na Figura 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 8 - Painel de comando

Fonte: Elaborado pelo autor.

Inversor de frequência

Inversor de frequência, conforme Figura 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 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.

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 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).

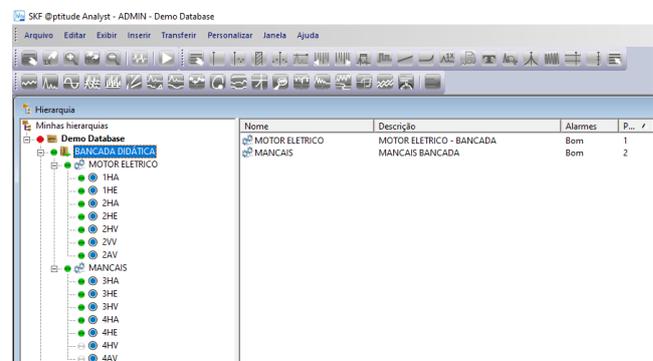


Figura 10 - Software @ptitude Analyst – Hierarquia

Fonte: Elaborado pelo autor.

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.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Foi concluído o projeto no AutoCad, conforme Figura 11.

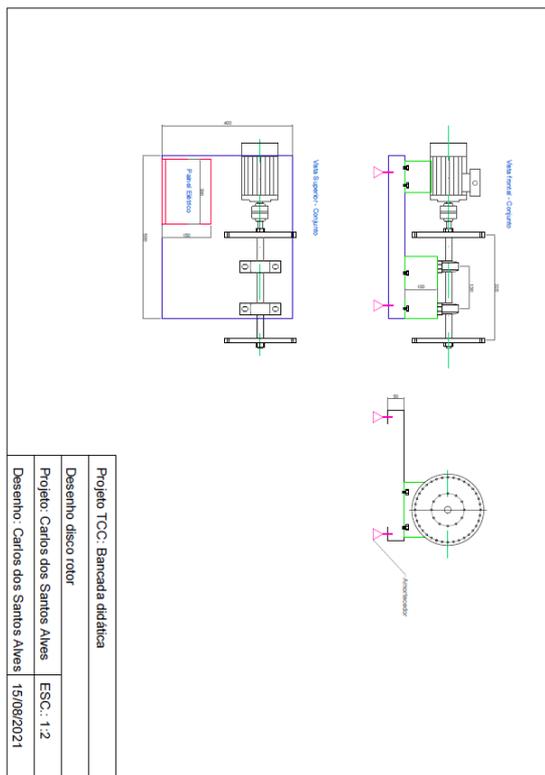


Figura 11 - Projeto em AutoCad da bancada didática

Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 12, detalhes do projeto dos discos rotores, com as dimensões e furações.

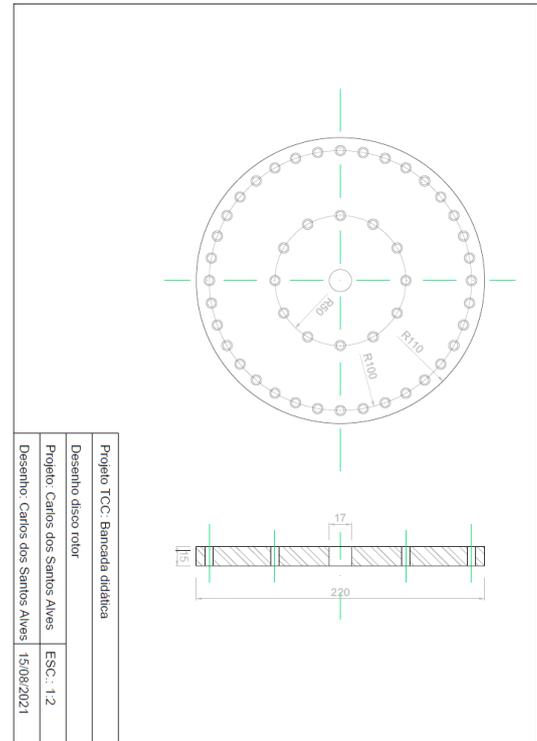


Figura 12 - Projeto em AutoCad dos discos rotores

Fonte: Elaborado pelo autor.

A bancada didática foi desenhada no SolidWorks e posteriormente feita a renderização, como mostrado na Figura 13.

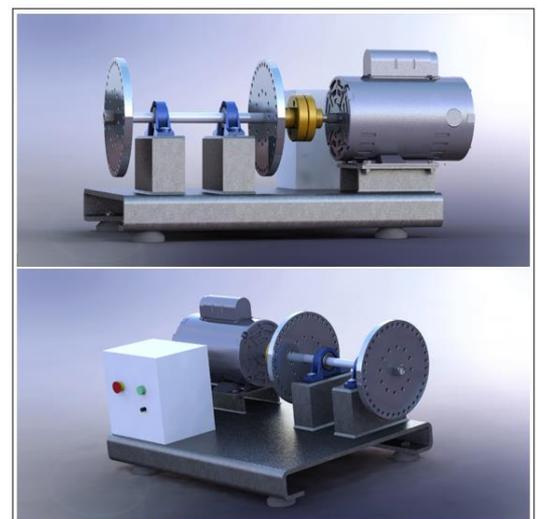


Figura 13 - Renderização da bancada didática em

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 14.



Figura 14 - 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.

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 15 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).

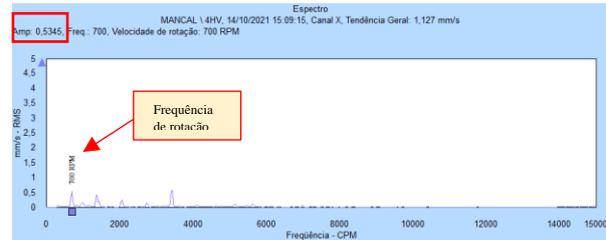


Figura 15 - Espectro frequência com rotor balanceado

Fonte: Elaborado pelo autor.

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 16 para simulação do defeito. As massas foram inseridas a uma distância exata de 100 mm do centro, em um dos furos existentes.

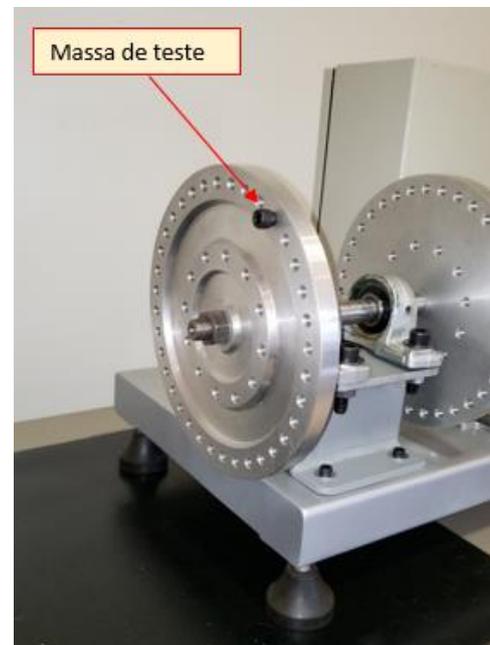


Figura 16 - Massa inserida no rotor

Fonte: Elaborado pelo autor.

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 3.

Tabela 3 - Vibração em função da velocidade, com massa de 8 gramas
1º 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 17, 18 e 19. Esses espectros mostram o crescimento da amplitude de vibração na frequência de rotação.

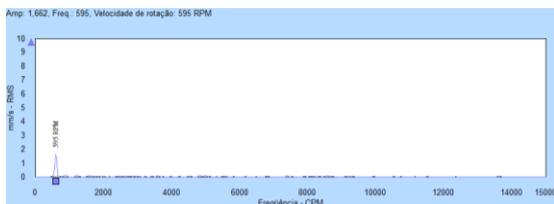


Figura 17 - Espectro de vibração com teste em 595 RPM

Fonte: Elaborado pelo autor.

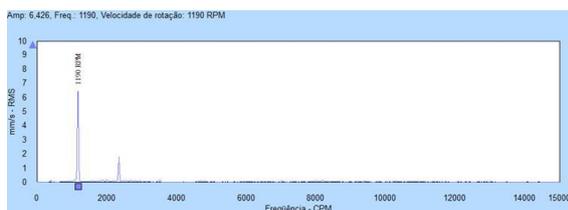


Figura 18 - Espectro de vibração com teste em 1190 RPM

Fonte: Elaborado pelo autor.

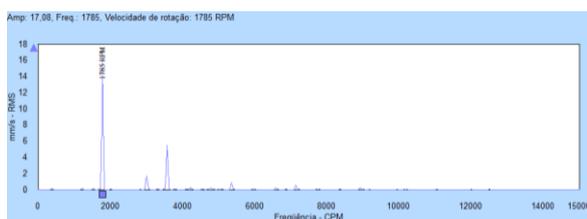


Figura 19 - Espectro de vibração com teste em 1750 RPM

Fonte: Elaborado pelo autor.

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.

Tabela 4 - 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 20 mostra como se comportou a vibração em função dos parâmetros alterados, nas duas etapas.

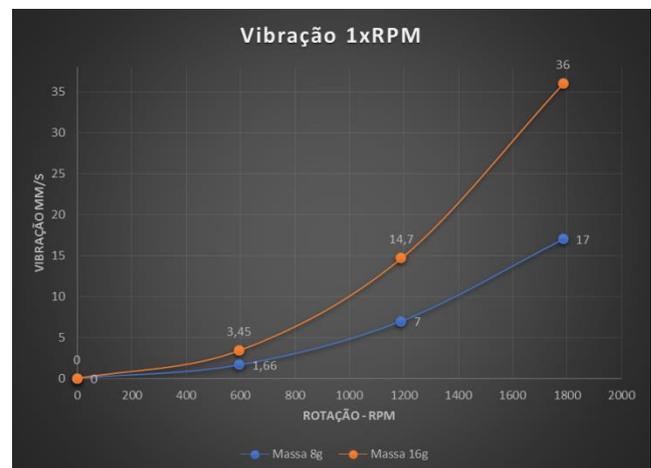


Figura 20 - Vibração em função da massa e rotação

Fonte: Elaborado pelo autor.

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.

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 21;
- 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 21 - Balança de precisão

Fonte: Elaborado pelo autor.

Todo o aparato (conjunto) necessário para realização do experimento de balanceamento está ilustrado na Figura 22.



Figura 22 - Equipamentos para balanceamento

Fonte: Elaborado pelo autor.

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 15 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 23. Foi gerado um relatório detalhado do balanceamento, mostrado no Anexo A.

Tabela 23 - 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.

CONSIDERAÇÕES FINAIS:

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 consequentemente 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 consequentemente 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 1, onde força centrífuga e vibração aumentaram proporcionalmente às massas utilizadas.

$$F_c = m r n^2 \quad (1)$$

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.

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.

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.