

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECATRÔNICA**

**DESENVOLVIMENTO DE EQUIPAMENTO DIDÁTICO DE BAIXO CUSTO
PARA DEMONSTRAÇÃO DE FENÔMENOS DE VIBRAÇÃO EM
MÁQUINAS ROTATIVAS**

CIBELE FERREIRA DE JESUS

UBERLÂNDIA
2022

CIBELE FERREIRA DE JESUS

**DESENVOLVIMENTO DE EQUIPAMENTO DIDÁTICO DE BAIXO CUSTO
PARA DEMONSTRAÇÃO DE FENÔMENOS DE VIBRAÇÃO EM
MÁQUINAS ROTATIVAS**

Projeto de Fim de Curso apresentado ao curso de graduação em Engenharia Mecatrônica da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para obtenção do título de BACHAREL em ENGENHARIA MECATRÔNICA.

Orientadora: Profa. Dra. Regina Paula Garcia Santos

UBERLÂNDIA
2022

AGRADECIMENTOS

Ao meu pai, por todos os ensinamentos que me trouxeram até aqui. Mesmo ausente há tantos anos, você foi fundamental nesta caminhada que terá aqui seu desfecho.

À minha mãe e meus avós, por todo o apoio e estrutura, que me permitiram lutar por essa conquista.

Ao professor Rafael Ariza Gonçalves, por toda a ajuda e paciência na realização deste trabalho e ao longo de toda a minha graduação, até sua aposentadoria.

À professora Regina Paula Garcia Santos, pela oportunidade de finalizar este trabalho.

À Universidade Federal de Uberlândia e à Faculdade de Engenharia Mecânica pela oportunidade e recursos.

E à toda a minha família, amigos e namorado, que contribuíram de alguma maneira para a conclusão deste ciclo.

JESUS, C. F. **Desenvolvimento de equipamento didático de baixo custo para demonstração de fenômenos de vibração em máquinas rotativas.** 2022. 85 f. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

RESUMO

O monitoramento periódico dos sinais de vibração em máquinas e alterações nas frequências e amplitudes de vibração ajudam a definir a necessidade de manutenção e a análise dos sinais permite identificar prováveis defeitos. Engenheiros envolvidos em projeto e operação de máquinas precisam distinguir quando a presença e os níveis de vibração são desejáveis, aceitáveis, indicadores ou fontes de problemas. Este trabalho propõe o desenvolvimento de um equipamento didático de baixo custo composto por um motor com variação de velocidade e sensores para medição de velocidade de rotação e aceleração, capazes de demonstrar os fenômenos de ressonância e desbalanceamento e como velocidade, massa e rigidez interferem no comportamento do equipamento. A análise dos dados é realizada no domínio da frequência, após utilização de técnica de janelamento e aplicação da Transformada Rápida de Fourier. Por fim, o equipamento permite a visualização de tais fenômenos e demonstra ser possível e viável o diagnóstico de máquinas rotativas através da análise de sinais de vibração.

Palavras-chave: *Manutenção Preditiva, Vibração, Máquinas Rotativas, Desbalanceamento, Transformada Rápida de Fourier.*

JESUS, C. F. **Development of low-cost teaching equipment to demonstrate vibration phenomena in rotating machines.** 2022. 85 f. Completion Coursework, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

ABSTRACT

Periodic monitoring of vibration signals in machines and changes in vibration frequencies and amplitudes help define the need for maintenance and the analysis of signals allows the identification of probable defects. Engineers involved in machine design and operation need to distinguish when presence and vibration levels are desirable, acceptable, indicators or sources of problems. This work proposes the development of a low-cost teaching equipment composed of an engine with speed variation and sensors for measuring rotation allocated speed and acceleration, capable of demonstrating the phenomena of resonance and unbalance and how speed, mass and stiffness interfere in the behavior of the equipment. Data analysis is performed in the frequency domain, after using a windowing technique and application of the Fast Fourier Transform. Finally, the equipment allows the visualization of such phenomena and demonstrates that it is possible and viable to diagnose rotating machines through the analysis of vibration signals.

Keywords: *Predictive Maintenance, Vibration, Rotating Machines, Unbalance, Fast Fourier Transform.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Sistema massa-mola com um grau de liberdade, sem amortecimento.	4
Figura 1.2 - Sistema massa-mola-amortecedor.	5
Figura 1.3 - Amplitude da resposta quando $\omega = \omega_n$	7
Figura 1.4 - Variação da amplitude pela razão de frequências de excitação e natural e fator de amortecimento.	8
Figura 1.5 – Sistema com três graus de liberdade.	9
Figura 1.6 - Absorvedor dinâmico de vibração não amortecido.....	10
Figura 1.7 - Efeito de um absorvedor dinâmico de vibração não amortecido na resposta do sistema.	11
Figura 1.8 - Representação de máquina rotativa com massa desbalanceada.....	12
Figura 1.9 – Espectro característico do sinal de vibração em máquinas com desbalanceamento.	13
Figura 2.1 - (a) Um pulso de porta $x(t)$, (b) seu espectro de Fourier $X(\omega)$	15
Figura 2.2 - (a) Impulso unitário e (b) seu espectro de Fourier.....	15
Figura 2.3 - (a) Um sinal constante e (b) seu espectro de Fourier.....	15
Figura 2.4 - (a) Sinal cosseno e (b) seu espectro de Fourier.....	16
Figura 2.5 - (a) Sinal no tempo contínuo e (b) sinal no tempo discreto.	16
Figura 2.6 - Demonstração da sobreposição espectral.	18
Figura 2.7 - Gráfico borboleta do fluxo de sinal.....	21
Figura 2.8 (a), (b) e (c) - Passos sucessivos da Transformada Rápida de Fourier para número de pontos igual a 8.....	21
Figura 2.9 - Janela no domínio do tempo e seu espectro de frequência e seus parâmetros.....	22
Figura 2.10 - Espectro de algumas das principais janelas.....	23
Figura 2.11 - Janelas Hanning (a) e Hamming (b).	23
Figura 2.12 - Sinal com e sem Janela de Hanning e seus espectros de frequência.	24
Figura 4.1 - Moto esmeril Motomil MMI-50, 220V, 360W, sem suas proteções.....	28
Figura 4.2 - Placa comercial Arduino Uno.....	29
Figura 4.3 - Efeito piezoelétrico em um cristal.....	31
Figura 4.4 - Representação dos eixos do acelerômetro e giroscópio MPU-6050.	31
Figura 4.5 - Sensor de Obstáculo Reflexivo Infravermelho IR.....	33
Figura 4.6 - Representação de um triac, com gatilho, catodo e ânodo.....	34
Figura 4.7 - Formas de onda de um controlador de tensão monofásico com carga resistiva.	35
Figura 5.1 - Formas de onda de um controlador de tensão monofásico com carga resistiva.	36
Figura 5.2 - Massas para alteração do desbalanceamento.....	37
Figura 5.3 - Disco 1 com adição de massa a fim de gerar desbalanceamento.....	37
Figura 5.4 - Disco 2, fita reflexiva e sensor infravermelho de obstáculo, conectado a uma protoboard.	38
Figura 5.5 - Arduino Uno, acelerômetro e sensor infravermelho fixados ao equipamento.	38
Figura 5.6 – Sistema massa-mola idealizado (a) e real (b).	39
Figura 5.7– Equipamento para análise de vibrações completo.	40
Figura 5.8 – Equipamento para análise de vibrações completo com maiores detalhes.....	40
Figura 5.9 - Esquema de montagem dos sensores ao Arduino UNO, desenvolvido no software Fritzing.	41

Figura 5.10 - Exemplo de dados retornados ao usuário através do monitor serial.	42
Figura 5.11 - Diagrama de dispersão, linha de tendência, equação e coeficiente de correlação gerado através do software Excel.....	43
Figura 6.1 - Gráfico de aceleração versus tempo durante a parada do motor com molas de rigidez $k = 18,37$ N/mm, no eixo Z.	45
Figura 6.2 - Gráfico de aceleração versus tempo durante a parada do motor com molas de rigidez $k = 18,37$ N/mm, no eixo Z, com deslocamento para o zero no eixo das abcissas e aplicação de janela de Hanning.	46
Figura 6.3 - Espectro da resposta da aceleração no domínio da frequência durante a parada do motor com molas de rigidez $k = 18,37$ N/mm no eixo Z.....	47
Figura 6.4 - Gráfico de aceleração versus tempo durante a parada do motor com molas de rigidez $k = 18,37$ N/mm, no eixo X, com aplicação de janela de Hanning.	48
Figura 6.5 - Espectro da resposta da aceleração no domínio da frequência durante a parada do motor com molas de rigidez $k = 18,37$ N/mm no eixo X.	48
Figura 6.6 - Aceleração versus velocidade de rotação durante a parada do motor com molas de rigidez $k = 18,37$ N/mm no eixo Z.....	49
Figura 6.7 - Aceleração versus tempo durante a parada do motor com molas de rigidez $k = 2,71$ N/mm no eixo Z.....	51
Figura 6.8 - Aceleração versus tempo durante a parada do motor com molas de rigidez $k = 2,71$ N/mm no eixo Z, com deslocamento para o zero no eixo das abcissas e aplicação de janela de Hanning.	51
Figura 6.9 - Espectro da resposta da aceleração no domínio da frequência durante a parada do motor com molas de rigidez $k = 2,71$ N/mm no eixo Z.....	52
Figura 6.10 - Aceleração versus tempo durante a parada do motor, com molas de rigidez $k = 2,71$ N/mm no eixo X, com aplicação de janela de Hanning.....	53
Figura 6.11 - Espectro da resposta da aceleração no domínio da frequência durante a parada do motor com molas de rigidez $k = 2,71$ N/mm no eixo X.	53
Figura 6.12 - Aceleração versus velocidade de rotação durante a parada do motor com molas de rigidez $k = 2,71$ N/mm no eixo Z.	54
Figura 6.13 - Sistema com alteração de massa através da fixação de pesos utilizando fita dupla face sobre a chapa.....	56
Figura 6.14 - Espectro no domínio de frequência para diferentes massas.	57
Figura 6.15 - Picos de amplitude no espectro no domínio de frequência para diferentes massas.	57
Figura 6.16 - Picos no espectro de amplitude de vibração no domínio da frequência do sistema com absorvedor dinâmico sem amortecimento de diferentes massas.	59
Figura 6.17 - Espectro de frequência no eixo Z para diferentes frequências de excitação. ...	60
Figura 6.18 - Espectro de frequência no eixo Z para diferentes frequências de excitação. ...	61
Figura 6.19 - Espectro de amplitude de vibração no domínio da frequência do sistema com frequência de excitação de 59 Hz e massas de desbalanceamento.	62
Figura 6.20 - Picos do espectro de amplitude de vibração no domínio da frequência do sistema com frequência de excitação de 59,25 Hz e massas de desbalanceamento.	62

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Custos anuais por tipo de manutenção em dólares.....	26
Tabela 6.1 - Comparação entre as frequências presentes nos sinais encontrados via FFT e velocidade de rotação do motor.....	50
Tabela 6.2 - Comparação entre as frequências presentes nos sinais encontrados via FFT e velocidade de rotação do motor.....	54

Sumário

INTRODUÇÃO	1
1. FUNDAMENTOS DE VIBRAÇÕES MECÂNICAS.....	4
1.1. Vibração Livre.....	4
1.2. Vibração Harmônica Forçada	5
1.3. Ressonância	7
1.4. Sistemas com Três Graus de Liberdade.....	8
1.5. Absorvedor Dinâmico Sem Amortecimento	10
1.6. Desbalanceamento.....	11
2. PROCESSAMENTO DIGITAL DE SINAIS	14
2.1. Transformada de Fourier	14
2.2. Amostragem	16
2.3. Transformada Rápida de Fourier	18
3. MANUTENÇÃO PREDITIVA.....	25
3.1. Manutenção preditiva baseada na análise de vibração.....	26
4. HARDWARE/SOFTWARE	28
4.1. Hardware	28
4.1.1. Motor	28
4.1.2. Arduino UNO	29
4.1.3. Acelerômetro e Giroscópio MPU-6050	30
4.1.4. Sensor de Obstáculos Reflexivo Infravermelho	33
4.1.5. Dimmer	34
4.2. Software: Microsoft Excel e Matlab.....	35
5. IMPLEMENTAÇÃO	36
5.1. Equipamento.....	36
5.2. Códigos.....	42
6. TESTES E ANÁLISE DE RESULTADOS.....	44
6.1. Vibração Livre.....	44
6.1.1. Alteração de rigidez do sistema	44
a. Mola de compressão de maior rigidez.....	44
b. Mola de compressão de menor rigidez.....	50
c. Comparação entre os resultados.....	55
6.1.2. Alteração de massa.....	56
a. Alteração da massa do sistema	56
b. Absorvedor dinâmico sem amortecimento	58

6.2. Vibração harmônica forçada	59
6.2.1. Variação da velocidade de excitação	60
6.2.2. Massa de desbalanceamento	61
7. CONCLUSÃO	63
8. TRABALHOS FUTUROS	64
9. BIBLIOGRAFIA	66
10. ANEXOS	70
10.1. Aquisição de dados via Arduino IDE.	70
10.2. Análise de dados de vibração via FFT no software Matlab.	72
10.3. Calibração do MPU6050 via Arduino IDE.	73
10.4. Peças	77
a. Chapa de aço	77
b. Chapa de alumínio	78
c. Disco 1	79
d. Disco 2	80
e. Peso	81
f. Pino do absorvedor dinâmico	82
g. Prato do absorvedor dinâmico	83
h. Parafuso de fixação do absorvedor dinâmico	84
i. Peça para fixação das molas	85

INTRODUÇÃO

O conceito de vibração nada mais é que um movimento que se repete, regular ou irregularmente, em um intervalo de tempo (RAO, 2008). Em equipamentos industriais, a presença desses movimentos pode indicar ou até mesmo ser fontes de problemas. Algumas vezes, entretanto, podem ser apenas consequência da operação do equipamento.

Bombas, compressores, motores de combustão interna e engrenagens são alguns exemplos de equipamentos em que a presença de vibração é quase inevitável e, se mantida abaixo de determinados níveis, não são responsáveis por nenhum tipo de dano (PELICIA, 2022).

Muitas vezes a presença de vibração é considerada ainda essencial. É o caso de peneiras vibratórias agrícolas, utilizadas na classificação de grãos ou ainda peneiras vibratórias para mineração, capazes de eliminar impurezas, separar por granulometria e permitir o aproveitamento ideal para cada tipo de pedra. Segundo a Secretaria de Educação do Governo do Estado do Ceará, a vibração é utilizada a fim de reduzir o entupimento e induzir a segregação do material.

Na construção civil, a vibração do concreto é chamada de adensamento e é fundamental para a obtenção de concreto denso e compacto, tendo como finalidade diminuir o número de vazios, bolhas de ar e excesso de água do interior da massa (ABCP, 2005). Existem ainda rolos vibratórios, utilizados na compressão do asfalto.

Apesar de a vibração ser um fenômeno inerente a todo sistema mecânico, as máquinas, em geral, possuem movimentos de baixas amplitudes quando projetadas adequadamente. Entretanto, máquinas em operação estão sujeitas a fadiga, desgaste e deformação que provocam efeitos como desalinhamento de eixos, desbalanceamento de rotores, folgas em mancais e articulações, entre outros. Esses efeitos são responsáveis pelo aumento dos níveis de vibração (RAO, 2008).

Assim, o aumento dos níveis de vibração pode estar relacionado a erros de projeto ou ausência de manutenção. Vibração pode ser indicativa ou ainda, fonte de problemas, pois a movimentação irá reduzir a vida útil dos componentes mecânicos (GORNI, 2006).

Segundo a Associação Nacional de Medicina do Trabalho ou AMANT, a exposição ocupacional continuada às vibrações, devido ao manuseio de equipamentos, pode causar sérios danos à saúde do trabalhador, como doenças

vasculares, neurológicas e musculares, caso não haja controle dos riscos e proteção adequada.

Ferramentas manuais elétricas como furadeiras e motosserras produzem vibração de mãos e braços, enquanto trabalhos que utilizam compactadores e máquinas agrícolas podem causar vibração em todo o corpo. Assim, é de extrema importância para profissionais envolvidos em projeto e operação de máquinas serem capazes de distinguir quando a presença e os níveis de vibração são desejáveis, aceitáveis ou ainda quando são indicadores ou fontes de problemas.

A presença de vibração nos equipamentos pode gerar falhas e colapso de componentes. Segundo Rao (2008), sempre que as frequências de excitação e naturais do sistema coincidirem, ocorrerá ressonância. Esse fenômeno é responsável pela geração de falhas.

Para evitar o acontecimento de falhas é importante a realização de monitoramento periódico dos sinais de vibração em máquinas e alterações nas frequências e amplitudes de vibração podem apontar a necessidade de manutenção.

Assim, surge o conceito de manutenção preditiva baseada em análise de sinais de vibração. Realizando a medição e análise da vibração, é possível estabelecer sua origem, identificar cada componente da máquina e o tipo de falha que a está gerando e avaliar o estado mecânico do componente que a produz (MARÇAL, 2005).

Segundo Nascif e Kardek (2009), o acompanhamento e a análise de vibração estão entre os mais importantes métodos de predição em vários tipos de indústria e a maior ênfase de acompanhamento de vibração está concentrada nos equipamentos rotativos. Para isso são utilizados sensores eletromagnéticos, capacitivos, eletrodinâmicos de velocidade e acelerômetros.

Diante da importância do entendimento da vibração para operação de equipamentos e saúde dos operadores, é importante que um engenheiro tenha conhecimento sobre o tema e entenda como é possível observar e monitorar vibração em equipamentos e qual a sua importância em projetos, operação e manutenção.

Dado tudo isso, este trabalho propõe o desenvolvimento de um equipamento didático de baixo custo composto por um motor com variação de velocidade, sensor para medição de velocidade de rotação e acelerômetro.

Espera-se permitir a visualização do fenômeno de ressonância, relacionada à frequência natural do sistema e as alterações no comportamento devido à alteração de massa e rigidez e, ainda, demonstrar o fenômeno de desbalanceamento e a

relação da massa de desbalanceamento e velocidade de rotação do motor ao sinal de vibração gerado.

Todos os dados obtidos através dos sensores estão no domínio do tempo. Para análise, esses dados são convertidos para o domínio da frequência, utilizando a Transformada Rápida de Fourier. Somente a partir desse processo é possível interpretar os resultados e observar com clareza os fenômenos.

Assim, o equipamento pretende permitir a demonstração de maneira prática do monitoramento de sinais de vibração para identificação de falhas em máquinas rotativas e demonstrar a influência da rigidez e massa na ressonância.

Atualmente, o tema abordado neste trabalho é ofertado para o curso de Engenharia Mecatrônica da Universidade Federal de Uberlândia apenas como disciplina optativa, com um número escasso de vagas. Assim, a grande maioria dos discentes não possui a oportunidade de aprofundar no tema ou ter vivência prática a respeito do assunto.

Pensando nisso, espera-se que o equipamento consiga cumprir com a proposta de observação dos fenômenos de vibração e, futuramente, ser utilizado em aulas práticas para esses alunos. O trabalho une ainda os temas: vibração, processamento digital de sinais e manutenção preditiva, todos os temas de grande importância para a formação de um engenheiro mecatrônico.

O Capítulo 1 traz um breve estudo sobre os fundamentos de vibração mecânica, ressonância e desbalanceamento em máquinas rotativas, que são conhecimentos necessários para a compreensão dos fenômenos que serão demonstrados.

O Capítulo 2 aborda o processo de amostragem e processamento digital de sinais através da transformada rápida de Fourier, ferramenta de análise de sinais no domínio da frequência. O Capítulo 3 relaciona o tema manutenção preditiva para previsão de falhas e prevenção de danos à utilização de análise de sinais de vibração como ferramenta para este tipo de manutenção.

O Capítulo 4 traz hardwares e softwares utilizados e o Capítulo 5, a implementação do sistema proposto. Por fim, o Capítulo 6 engloba os testes realizados e a análise dos dados adquiridos, enquanto o Capítulo 7 traz as conclusões obtidas e o Capítulo 8 faz sugestões para trabalhos futuros.

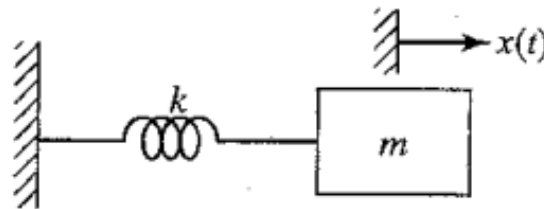
O Capítulo 9 traz a bibliografia utilizada para a construção do equipamento e da monografia e o Capítulo 10 os códigos utilizados e o projeto das peças.

1. FUNDAMENTOS DE VIBRAÇÕES MECÂNICAS

1.1. Vibração Livre

O estudo de vibração se refere ao estudo de movimentos oscilatórios de corpos dotados de massa e elasticidade e das forças que lhe são associadas (RAO, 2008). As vibrações podem ser classificadas como livres, quando um sistema oscila sob a ação de forças inerentes e ausentes de forças externas, após perturbação inicial (THOMSON, 1978). A Figura 1.1 representa um sistema massa-mola, com rigidez da mola k e massa do bloco m .

Figura 1.1 - Sistema massa-mola com um grau de liberdade, sem amortecimento.



Fonte: Rao (2008).

Uma força externa F é responsável por deslocar o bloco da posição de equilíbrio. O bloco, devido a ação da mola, adquire um movimento oscilatório (RAO,2008). Considerando a força de atrito nula, o movimento acontecerá indefinidamente. Pela segunda lei de Newton (Eq. 1.1), temos:

$$\Sigma F_x = ma_x \quad (1.1)$$

Pela lei de Hooke, a mola exerce uma força restauradora, ou seja, atua de maneira a tentar restabelecer a posição de equilíbrio do sistema. Assim, obtém-se a Eq. 1.2:

$$-kx = m\ddot{x} \quad (1.2)$$

Rearranjando a equação obtém-se a forma padrão demonstrada na Eq. 1.3:

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = 0 \quad (1.3)$$

A constante ω_n é chamada de frequência angular natural e é dada pela Eq. 1.4:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1.4)$$

A frequência angular natural se relaciona com a frequência natural através da Eq. 1.5:

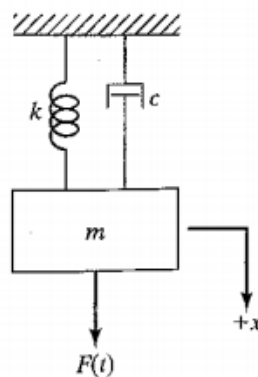
$$\omega_n = 2\pi f_n \quad (1.5)$$

O sistema possui uma ou mais frequências naturais associadas às suas características de distribuição de massa e rigidez (THOMSON, 1978). Segundo Hibbeler (2011), a vibração livre é considerada transitória, pois tende a atenuar e desaparecer com o tempo, já que na prática todos os sistemas vibrantes estão sujeitos a atrito.

1.2. Vibração Harmônica Forçada

As vibrações podem ser classificadas como forçadas quando há excitação por forças externas, fazendo com que o sistema oscile na frequência de excitação, quando a excitação é oscilatória (THOMSON, 1978). Quando um movimento oscilatório se repete em intervalos de tempos iguais é denominado periódico. O movimento harmônico é a forma mais simples de movimento periódico (RAO, 2008). A Figura 1.2 representa um sistema massa-mola-amortecedor.

Figura 1.2 - Sistema massa-mola-amortecedor.



Fonte: Rao (2008).

Considerando $F(t) = F_0 \text{sen}(\omega t)$, a equação do movimento para o sistema é dada pela Eq. 1.6:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F \text{sen}(\omega t) \quad (1.6)$$

Segundo Thomson (1978), a solução é composta pela solução da equação homogênea associada (vibração livre) e pela solução particular (vibração forçada). A solução particular para a equação é uma oscilação na mesma frequência da excitação e de estado permanente (Eq. 1.7):

$$x = X \text{sen}(\omega t - \phi) \quad (1.7)$$

X é a amplitude de oscilação e ϕ a fase do deslocamento com relação à força de excitação. É possível concluir graficamente as Eq. 1.8 e Eq. 1.9:

$$X = \frac{F_0}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (1.8)$$

$$\phi = \text{tg}^{-1} \frac{c\omega}{k - m\omega^2} \quad (1.9)$$

Rearranjando as equações, define-se a Eq. 1.10 e Eq.1.11:

$$\frac{Xk}{F_0} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)\right]^2}} \quad (1.10)$$

$$\text{tg } \phi = \frac{2\zeta\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (1.11)$$

$\zeta = \frac{c}{2m\omega_n}$ é o fator de amortecimento e ω a frequência de excitação. A solução completa para a equação do movimento é dada pela Eq. 1.12:

$$x(t) = \frac{F_0}{k} \frac{\text{sen}(\omega t - \phi)}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)\right]^2}} + X_1 e^{-\zeta\omega_n t} \text{sen}(\sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n t + \phi_1) \quad (1.12)$$

Sendo assim, além da frequência natural existe uma frequência natural amortecida e um fator de amortecimento. Na prática, o mecanismo de amortecimento

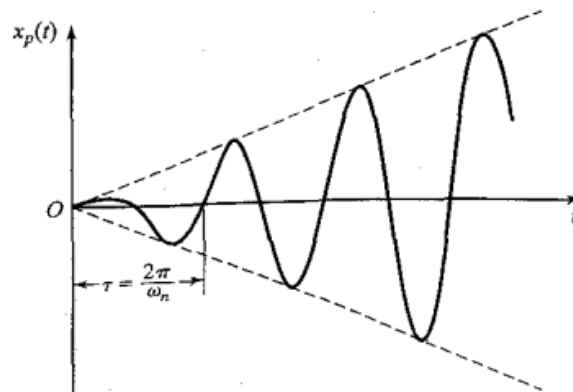
faz com que a energia de vibração seja gradativamente convertida e dissipada na forma de calor ou som (GOMES, 2016).

1.3. Ressonância

Quando a frequência de excitação se iguala a frequência natural do sistema, ocorre um fenômeno denominado ressonância, responsável pelo aumento das amplitudes de vibração para níveis perigosamente grandes, podendo gerar falhas (RAO, 2008).

Quando $\omega = \omega_n$, a amplitude de vibração tende a ser infinita. A Figura 1.3 mostra que a amplitude da resposta aumenta linearmente com o tempo.

Figura 1.3 - Amplitude da resposta quando $\omega = \omega_n$.

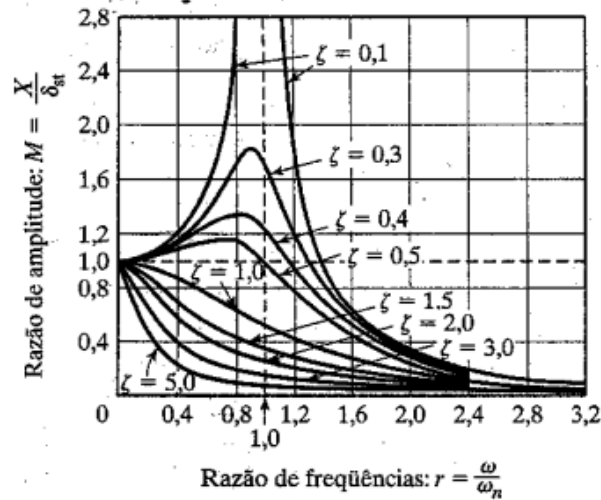


Fonte: Rao (2008).

Uma máquina pode passar por ressonância durante a partida e a parada e, por isso, algum amortecimento é essencial para evitar amplitudes muito altas em ressonância (RAO, 2008). Fenômenos de ressonância são evitados em projetos de máquinas, pois as grandes amplitudes de vibração podem acelerar o processo de falha.

O fator de amortecimento do sistema ζ altera as amplitudes na condição de ressonância. A Figura 1.4 ilustra a variação da amplitude para vários valores de ζ e demonstra como o fator de amplificação varia conforme o fator de amortecimento e a relação entre as frequências variam.

Figura 1.4 - Variação da amplitude pela razão de frequências de excitação e natural e fator de amortecimento.



Fonte: Rao (2008).

A região de ampliação nas amplitudes de vibração, próximas a $\frac{\omega}{\omega_n} = 1$, é denominada faixa de ressonância (SILVA, 2009). O fator de amplificação aumenta conforme o fator de amortecimento decresce, ou seja, quanto maior o fator de amortecimento, menores são as amplitudes de vibração.

A ressonância ocorre quando $\frac{\omega}{\omega_n}$ é igual a 1. Para fatores de amortecimento pequenos, o fator de amplificação se torna cada vez maior, tendendo a infinito quando o fator de amortecimento é nulo (SILVA, 2009).

Assim, é de extrema importância considerar o amortecimento na análise de sistemas vibratórios cuja frequência de excitação se aproxima da frequência natural, ou seja, próximos da ocorrência de ressonância. A amplitude máxima de vibração durante o fenômeno de ressonância sempre é limitada pela presença de amortecimento (ALVES, 2017).

1.4. Sistemas com Três Graus de Liberdade

Os graus de liberdade de um sistema são determinados pela quantidade de coordenadas independentes necessárias para descrever o movimento (THOMSON, 1978). Nesse caso, existe uma equação do movimento para cada grau de liberdade.

Se aplicada uma excitação inicial adequada, o sistema terá vibração livre em uma das frequências naturais com as amplitudes de todos os graus de liberdade. O

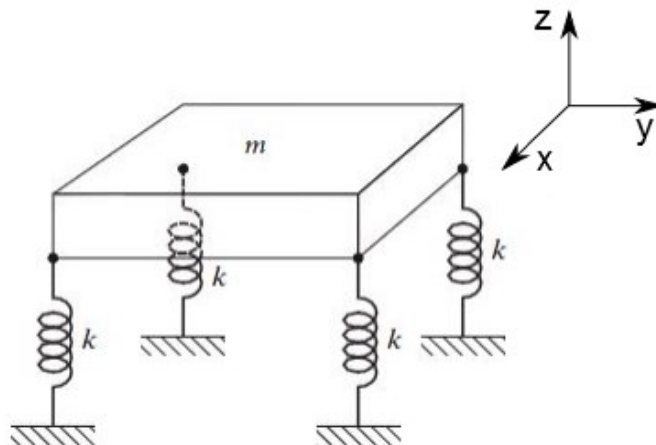
modo como o sistema vibra em cada frequência natural é chamado modo normal de vibração e existe um modo normal de vibração para cada grau de liberdade (RAO, 2008).

Condições específicas devem ser garantidas para que o sistema opere em apenas um modo normal de vibração. Em geral, com uma condição inicial arbitrária, o sistema irá apresentar uma sobreposição das duas vibrações de modo normal (THOMSON, 1978). Assim, apresentará sinais em todas as frequências naturais ao mesmo tempo e a intensidade de cada um deles será definida pelas condições iniciais (BÜHLER AT EL., 2019).

Sob excitação harmônica, quando a frequência de excitação for igual a qualquer uma das frequências naturais, ocorrerá ressonância e as amplitudes das coordenadas que definem o sistema serão máximas (RAO, 2008).

O sistema abaixo pode ser considerado um sistema de três graus de liberdade devido aos principais movimentos possíveis, sendo eles translação z , no eixo Z e rotação θ_x e ϕ_y , nos eixos X e Y , respectivamente (Figura 1.5). Assim, possui pelo menos três modos normais de vibração e três frequências naturais.

Figura 1.5 – Sistema com três graus de liberdade.



Fonte: adaptado de (2008).

Como não há amortecimento, a equação de movimento que descreve o sistema pode ser definida pela Eq. 1.13:

$$[M] \begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{\phi} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} + [k] \begin{bmatrix} y \\ \phi \\ \theta \end{bmatrix} = 0 \quad (1.13)$$

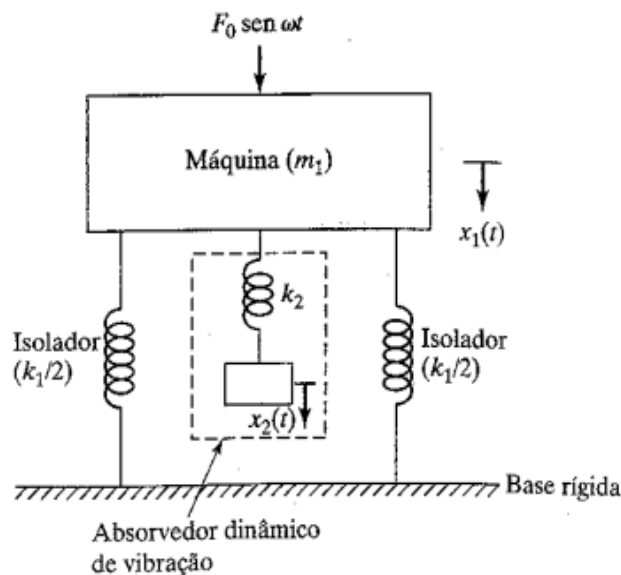
$[M]$ e $[k]$ são as matrizes de massa e rigidez que caracterizam o sistema, respectivamente.

1.5. Absorvedor Dinâmico Sem Amortecimento

Segundo Oliveira (2015), os absorvedores dinâmicos de vibrações são dispositivos mecânicos que são acoplados a um sistema primário com a finalidade de diminuir a vibração deste. Assim, um absorvedor dinâmico de vibração é um subsistema acoplado ao sistema principal com o intuito de reduzir as amplitudes de resposta de um sistema (Figura 1.6).

Trata-se de um sistema massa-mola projetado de modo que as frequências naturais do sistema resultante se distanciem da frequência de excitação.

Figura 1.6 - Absorvedor dinâmico de vibração não amortecido.



Fonte: Rao (2008).

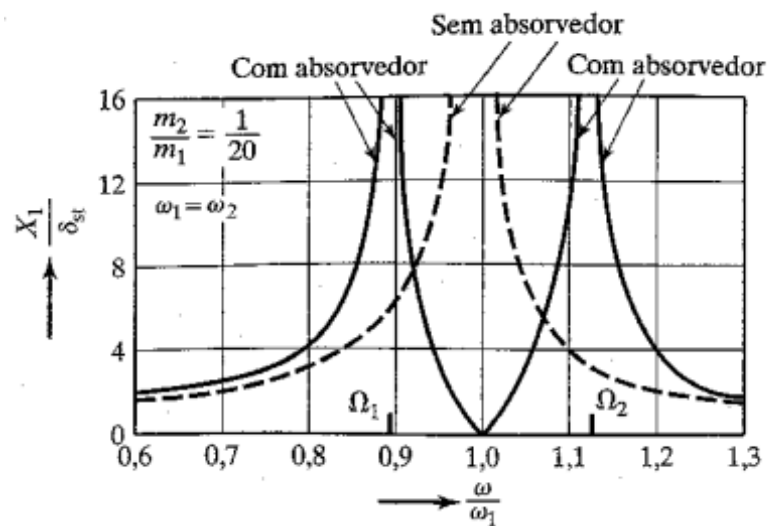
O absorvedor dinâmico de vibração adiciona um grau de liberdade ao sistema (RAO, 2008). Assim, quando a massa auxiliar m_2 é acoplada à máquina de massa m_1 por meio de uma mola de rigidez k_2 , o sistema ganha mais um grau de liberdade. O

absorvedor é projetado de modo que a amplitude de vibração da máquina, ao operar na frequência de ressonância original, seja zero (OLIVEIRA, 2015). Para isso deve satisfazer a relação (Eq. 1.14):

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \quad (1.14)$$

sendo ω a frequência de operação do equipamento, valor próximo à frequência natural. A Figura 1.7 demonstra a resposta do sistema antes e depois da adição de um absorvedor dinâmico de vibração não amortecido ao sistema.

Figura 1.7 - Efeito de um absorvedor dinâmico de vibração não amortecido na resposta do sistema.



Fonte: Rao (2008).

Segundo Rao (2008), embora o absorvedor elimine a vibração na frequência de ressonância original, introduz duas novas frequências de ressonância ao sistema. Assim, as novas frequências de ressonância devem ser distantes da frequência de operação do equipamento.

1.6. Desbalanceamento

Segundo Santos (2007), o desbalanceamento é um fenômeno caracterizado pela existência de desequilíbrios de massa em relação aos eixos de rotação. A

vibração é resultado da interação de uma massa desbalanceada e uma aceleração radial devido à rotação, que juntas geram uma força centrífuga.

Na prática, o desbalanceamento pode ser atribuído a fatores envolvidos na fabricação e montagem dos equipamentos, como variações no tamanho de parafusos, porcas e rebites e erros de usinagem e soldagem (RAO, 2008).

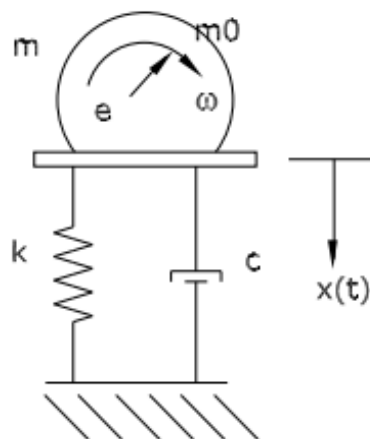
O desbalanceamento de máquinas rotativas é um dos principais fatores causadores de vibração. Segundo Rao (2008), a maioria dos motores de acionamento possuem problemas com vibração em razão do desbalanceamento, devido a falhas de projeto ou manutenção ruim.

Máquinas rotativas com massa desbalanceada são um caso especial de vibrações excitadas por forças harmônicas (FERREIRA, 2017). Uma massa desbalanceada com uma velocidade angular ω e excentricidade e é responsável por excitar o sistema. A força de desbalanceamento é dada pela Eq. 1.15:

$$F_d(t) = m_0 e \omega^2 \text{sen}(\omega t) \quad (1.15)$$

A Figura 1.8 representa uma máquina rotativa como um sistema massa-mola-amortecedor, com um grau de liberdade.

Figura 1.8 - Representação de máquina rotativa com massa desbalanceada.



Fonte: Silva (2009).

A equação no movimento para o sistema é (Eq. 1.16):

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = m_0 e \omega^2 \text{sen}(\omega t) \quad (1.16)$$

A amplitude de vibração em regime permanente de uma máquina rotativa com desbalanceamento é dada pela Eq. 1.17:

$$X_p = \frac{F/k}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (1.17)$$

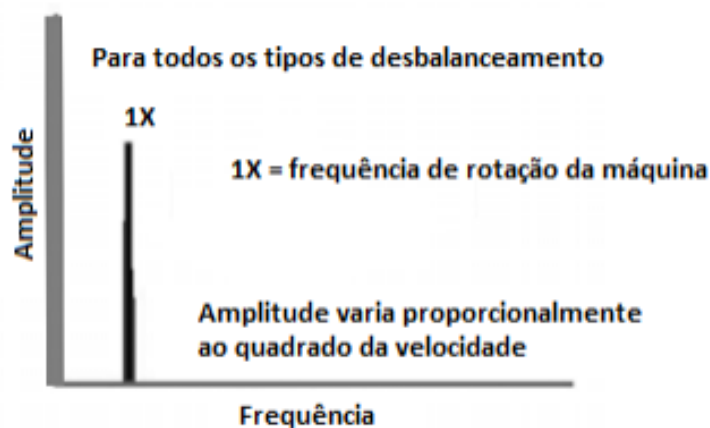
Considerando $r = \frac{\omega}{\omega_n}$ e $F = m_0 e \omega^2$, então estabelece-se a relação apresentada na Eq. 1.18:

$$\frac{X_p}{k} = \frac{m_0 e \omega^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (1.18)$$

e $(m_0 e)$ quantifica o desbalanceamento do sistema.

É possível destacar três tipos de desbalanceamento: estático, acoplado e dinâmico. Para todos os casos, o espectro de sinal de vibração apresenta picos predominantes na frequência de rotação da máquina (Figura 1.9). A amplitude do pico é proporcional ao quadrado da velocidade de rotação da máquina (SILVA, 2013).

Figura 1.9 – Espectro característico do sinal de vibração em máquinas com desbalanceamento.



Fonte: Silva (2013).

2. PROCESSAMENTO DIGITAL DE SINAIS

2.1. Transformada de Fourier

Segundo Diniz, Silva e Netto (2014), a transformada de Fourier é uma generalização do conceito de resposta em frequência. Essencialmente, ela permite a análise de informações no domínio da frequência através da decomposição de um sinal de vibração periódico complexo em suas componentes senoidais.

Por tornar a interpretação dos dados mais simples e direta, as respostas no domínio da frequência são muito utilizadas no processamento digital de sinais. A expressão matemática utilizada para realizar essa transformação é (Eq. 2.1):

$$F(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t)e^{-i\omega t} dt \quad (2.1)$$

A resposta da transformada de Fourier possui amplitude e fase. Ainda segundo Fourier, qualquer função $f(x)$ pode ser escrita como uma soma de funções seno e cosseno (Eq. 2.2).

$$f(x) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} \left(a_n \cos \frac{n\pi x}{L} + b_n \sin \frac{n\pi x}{L} \right) \quad (2.2)$$

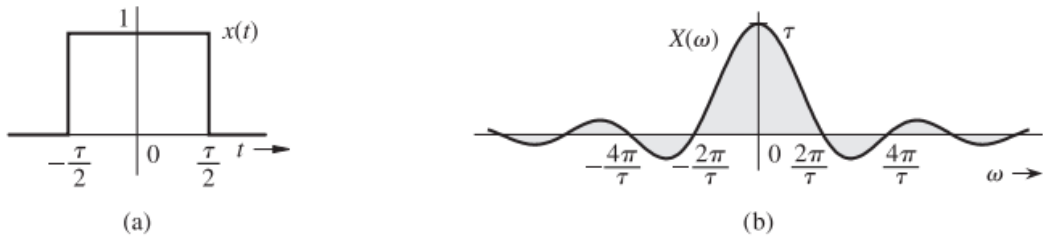
A Transformada de Fourier de um sinal $x(t)$ é definida pela Eq. 2.3:

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-i\omega t} dt \quad (2.3)$$

sendo $x(t)$ uma função real no domínio do tempo e $X(\omega)$ uma função complexa no domínio da frequência. As Figuras 2.1, 2.2, 2.3 e 2.4 são exemplos de funções $x(t)$ e seus espectros de Fourier $X(\omega)$.

Figura 2.1 - (a) Um pulso de porta $x(t)$, (b) seu espectro de Fourier $X(\omega)$.

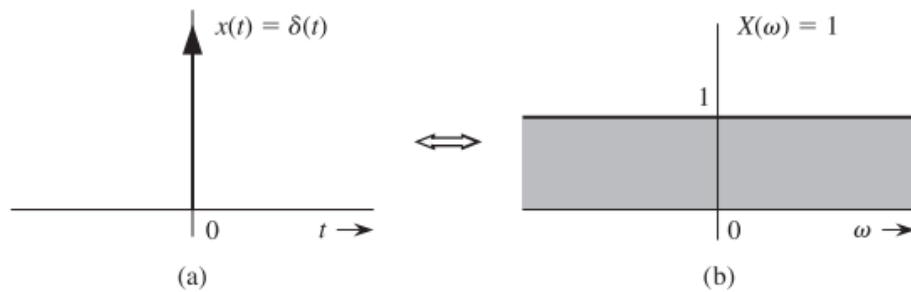
$$\text{ret}\left(\frac{t}{\tau}\right) \iff \tau \text{sinc}\left(\frac{\omega\tau}{2}\right)$$



Fonte: Lathi (2007).

Figura 2.2 - (a) Impulso unitário e (b) seu espectro de Fourier.

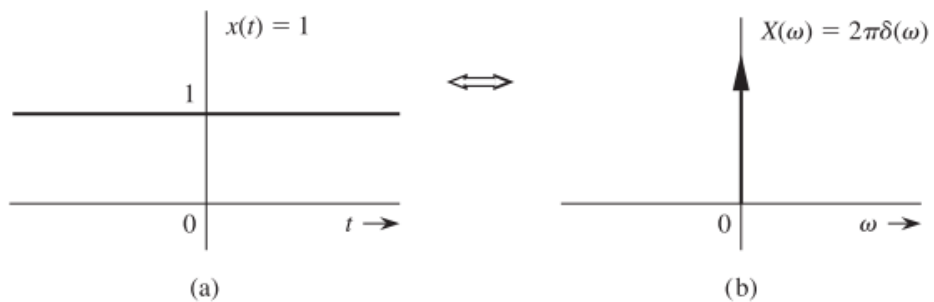
$$\delta(t) \iff 1$$



Fonte: Lathi (2007).

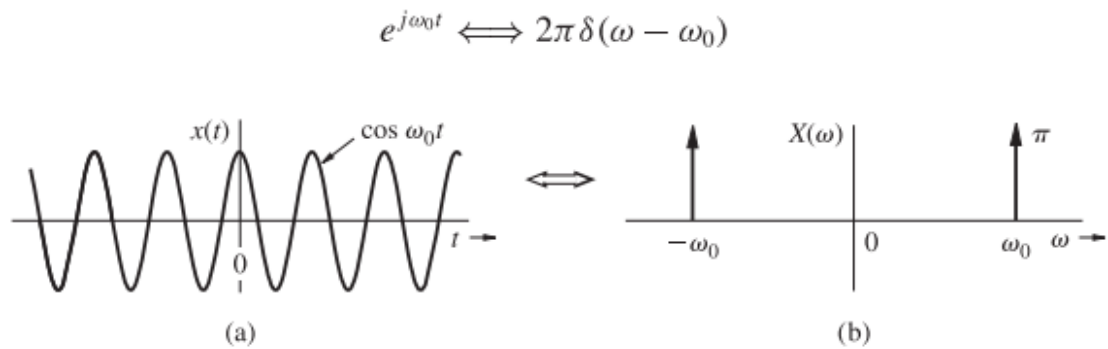
Figura 2.3 - (a) Um sinal constante e (b) seu espectro de Fourier.

$$1 \iff 2\pi\delta(\omega)$$



Fonte: Lathi (2007).

Figura 2.4 - (a) Sinal cosseno e (b) seu espectro de Fourier.



Fonte: Lathi (2007).

2.2. Amostragem

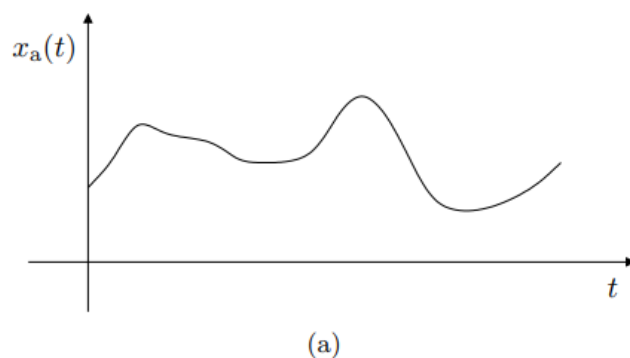
Segundo DeCastro (2020), o mundo real é composto tipicamente por sinais contínuos. Como exemplos, a posição e velocidade de um corpo, tensão e corrente de um circuito elétrico ou um ruído gerado por um receptor de rádio.

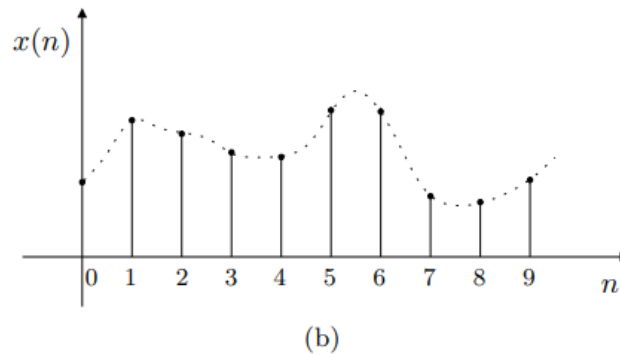
Computadores, entretanto, são dispositivos digitais capazes de armazenar dados discretos e finitos e, por esse motivo, para armazenar e manipular dados é necessário, primeiramente, obter um sinal digital a partir de um sinal analógico, através de um processo denominado amostragem (WEEKS, 2012).

O processo de amostragem consiste, basicamente, em selecionar dados de um sinal contínuo a cada intervalo de tempo. Assim, ainda segundo Weeks (2012), um sinal discreto é apenas uma aproximação de um sinal contínuo.

. A Figura 2.5 representa um sinal no tempo discreto $x(n)$, obtido a partir de um sinal no tempo contínuo $x_a(t)$.

Figura 2.5 - (a) Sinal no tempo contínuo e (b) sinal no tempo discreto.





Fonte: Diniz, Silva e Netto (2014).

O processo de amostragem é descrito na Eq. 2.4:

$$x(n) = x(n T_s) \quad (2.4)$$

Sendo n utilizado para indexar a lista discreta e T_s o período de amostragem, definido como o intervalo de tempo entre duas amostras e o inverso da frequência de amostragem f_s (Eq. 2.5).

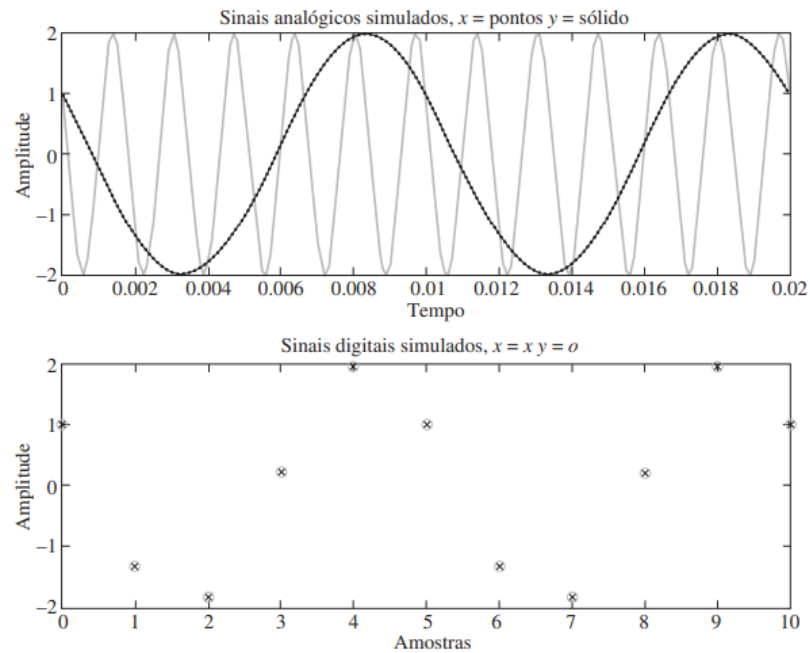
$$T_s = \frac{1}{f_s} \quad (2.5)$$

A largura de banda é definida como a faixa de frequência do sinal de interesse. Segundo Weeks (2012), quando a taxa de amostragem é pelo menos o dobro da largura de banda, é possível reconstruir o sinal de maneira apropriada. Dessa maneira, o critério de Nyquist determina a frequência de amostragem mínima apropriada (Eq. 2.6):

$$f_s \geq 2(\text{largura de banda}) \quad (2.6)$$

A taxa mínima de amostragem para um sinal é chamada de taxa de Nyquist e é muito importante para evitar a sobreposição espectral, na qual um sinal amostrado possui réplicas de seus componentes senoidais. Quando ocorre sobreposição de réplicas, diz-se que ocorreu Aliasing (DRIEMEIER, ALVES e MOURA). A Figura 2.6 representa senoides de 100 Hz e 600 Hz.

Figura 2.6 - Demonstração da sobreposição espectral.



Fonte: Weeks (2012).

É possível notar que, para cada amostra da onda de 100 Hz, a senoide de 600 Hz fornece exatamente o mesmo resultado. Isso ocorre devido as senoides se cruzarem exatamente onde as amostras são lidas. Assim, uma vez amostrado um sinal, não é possível distinguir senoides que contenham um múltiplo inteiro da frequência de amostragem.

2.3. Transformada Rápida de Fourier

Uma opção para se obter o espectro de frequência computacionalmente é a utilização da Transformada de Fourier Discreta (DFT) que, segundo Diniz, Silva e Netto (2014), consiste no mapeamento de um sinal que depende de uma variável discreta no tempo numa transformada que depende de uma variável discreta na frequência. Assim, definimos a DFT pela Eq. 2.7:

$$X(m) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) e^{\frac{i2\pi nm}{N}}, m = 0,1,2,\dots,N-1 \quad (2.7)$$

sendo $x(n)$ o conjunto de pontos que representa o sinal no tempo e N o número de pontos amostrados.

A DFT é uma importante ferramenta em análises na frequência de sinais no tempo discreto, permitindo uma representação discreta no domínio da frequência para sinais no tempo discreto.

Ainda segundo Diniz, Silva e Netto (2014), a representação na forma de sequências numéricas é natural para computadores digitais e, por isso, a DFT é uma ferramenta muito poderosa, permitindo a manipulação de informações no domínio da frequência da mesma forma que é manipulada as sequências originais.

A transformada rápida de Fourier FFT é um algoritmo inteligente de implementação da DFT (WEEKS, 2012). Publicado em 1965 na revista *Mathematics of Computation* com autoria de J. W. Cooley e J. W. Tukey, o algoritmo permite a diminuição do número de cálculos para determinar a DFT de milhões para milhares (MARTINS ET AL., 2016).

Através da função matemática FFT é possível produzir a frequência média existente em um sinal ao longo de toda a aquisição e, por isso, é utilizada para sinais estacionários ou quando o objetivo é determinar a média da energia em cada frequência (ENSUS, 2016). A FFT é uma ferramenta muito implementada atualmente nos analisadores de vibração (MARTINS ET AL., 2016).

O algoritmo da FFT de decimação de tempo divide a sequência $x(n)$ em uma sequência com coeficientes de índices pares e outra com coeficientes de índices ímpares, e após cálculo da DFT para cada uma delas, realiza uma combinação resultando na DFT da sequência completa (MAKIUCHI, 2018).

A linearidade da transformada de Fourier permite calcular a transformada de Fourier de um sinal $x(t)$ como a soma das transformadas de Fourier de segmentos de $x(t)$ de menor duração e é importante ressaltar que os cálculos realizados pela FFT não possuem nenhuma aproximação e os resultados obtidos são idênticos aos resultados da DFT (LATHI, 2007).

Segundo Driemeier, Alves e Moura, o algoritmo de FFT é simplificado se o número de amostras for uma potência de 2, assim a FFT é executada mais rapidamente com um vetor cujo comprimento é uma potência de 2. Definimos:

$$W_{N_0} = e^{-\left(\frac{j2\pi}{N_0}\right)} = e^{-j\Omega_0} \quad (2.8)$$

$$X_r = \sum_{n=0}^{N_0-1} x_n W_{N_0}^{nr}, \quad 0 \leq r \leq N_0 - 1 \quad (2.9)$$

$$x_n = \frac{1}{N_0} \sum_{r=0}^{N_0-1} X_r W_{N_0}^{-nr}, \quad 0 \leq n \leq N_0 - 1 \quad (2.10)$$

N_0 é o número de amostras.

$$g_n = x_0, x_2, x_4, \dots, x_{N_0-2} \quad (2.11)$$

$$h_n = x_1, x_3, x_5, \dots, x_{N_0-1} \quad (2.12)$$

g_n representa a sequência de índices pares e h_n a sequência de índices ímpares. Então, da equação 2.9,

$$X_r = \sum_{n=0}^{(N_0/2)-1} x_{2n} W_{N_0}^{2nr} + \sum_{n=0}^{(N_0/2)-1} x_{2n+1} W_{N_0}^{(2n+1)r} \quad (2.13)$$

Como $W_{N_0/2} = W_{N_0}^2$, então

$$\begin{aligned} X_r &= \sum_{n=0}^{(N_0/2)-1} x_{2n} W_{N_0/2}^{nr} + W_{N_0}^r \sum_{n=0}^{(N_0/2)-1} x_{2n+1} W_{N_0/2}^{nr} \\ &= G_r + W_{N_0}^r H_r, \quad 0 \leq r \leq N_0 - 1 \end{aligned} \quad (2.14)$$

sendo G_r e H_r as DFTs de $N_0/2$ amostras das sequências de números pares e ímpares, g_n e h_n , respectivamente. G_r e H_r possuem período $N_0/2$. Logo,

$$G_{r+(N_0/2)} = G_r \quad (2.15)$$

$$H_{r+(N_0/2)} = H_r \quad (2.16)$$

Além disso, temos

$$W_{N_0}^{r+(N_0/2)} = W_{N_0}^{N_0/2} W_{N_0}^r = e^{-j\pi} W_{N_0}^r = -W_{N_0}^r \quad (2.17)$$

A partir das equações 2.14, 2.15, 2.16 e 2.17 conclui-se que:

$$X_{r+(N_0/2)} = G_r - W_{N_0}^r H_r, \quad 0 \leq r \leq \frac{N_0}{2} - 1 \quad (2.18)$$

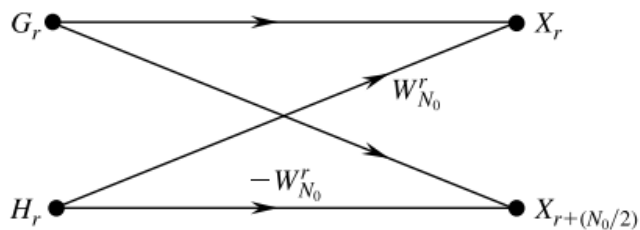
Essa propriedade reduz o número de cálculos, calculando $N_0/2$ pontos de X_r usando a equação 2.14 e os seguintes $N_0/2$ pontos usando a Eq. 2.18. Portanto, uma DFT de N_0 pontos pode ser calculada através das equações:

$$X_r = G_r + W_{N_0}^r H_r, \quad 0 \leq r \leq N_0 - 1 \tag{2.19 a}$$

$$X_{r+(N_0/2)} = G_r - W_{N_0}^r H_r, \quad 0 \leq r \leq \frac{N_0}{2} - 1 \tag{2.19 b}$$

Essas equações podem ser representadas por um gráfico de fluxo de sinal, mostrado na Figura 2.7. Essa estrutura é conhecida como borboleta.

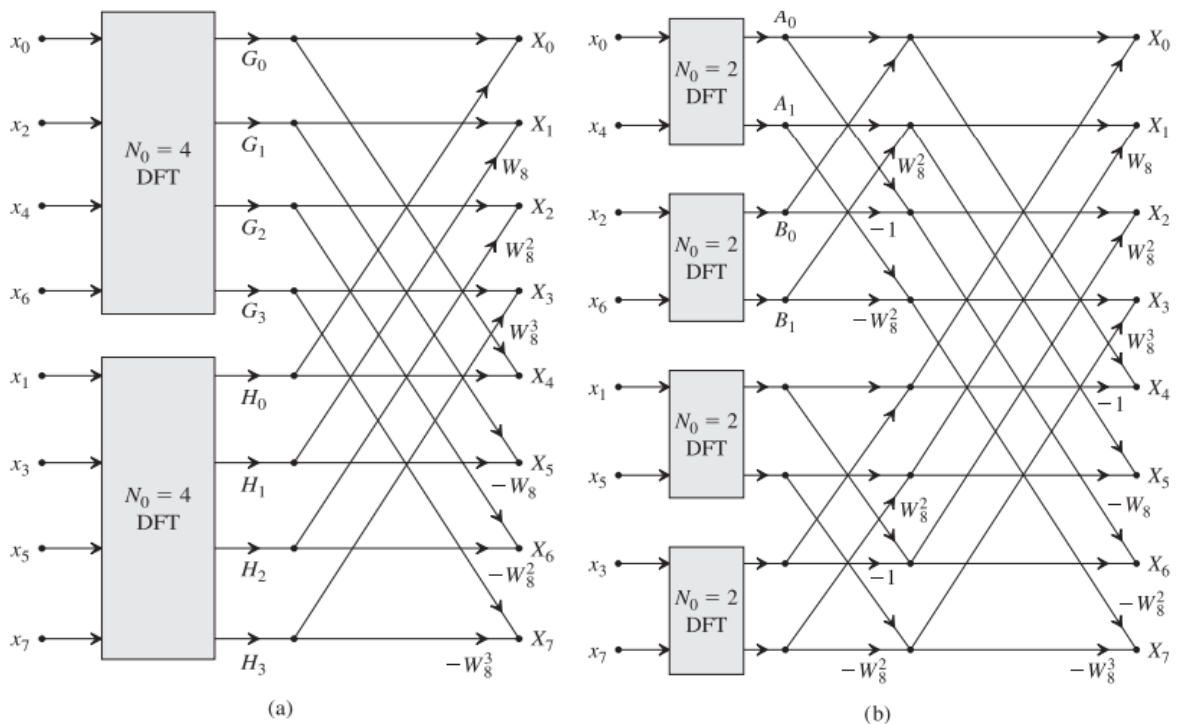
Figura 2.7 - Gráfico borboleta do fluxo de sinal.

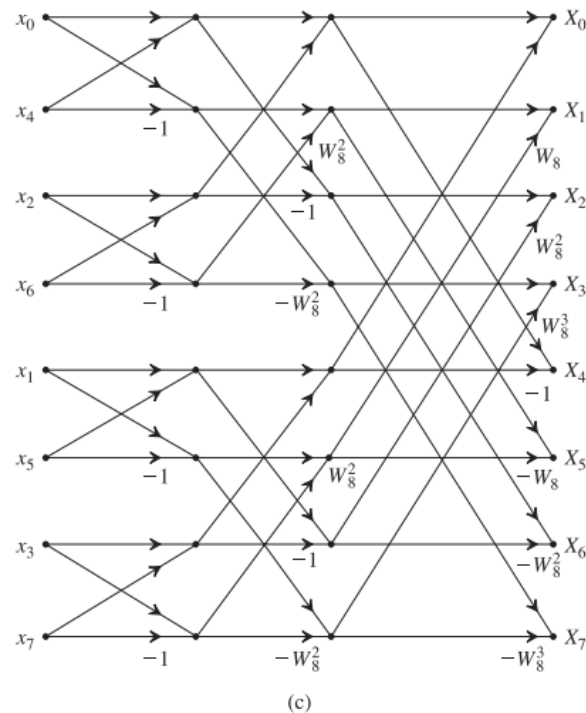


Fonte: Lathi (2007).

Um total de $\log_2 N_0$ passos são necessários para calcular a DFT de um ponto. A Figura 2.8 demonstra a implementação das equações para o caso de $N_0 = 8$.

Figura 2.8 (a), (b) e (c) - Passos sucessivos da Transformada Rápida de Fourier para número de pontos igual a 8.





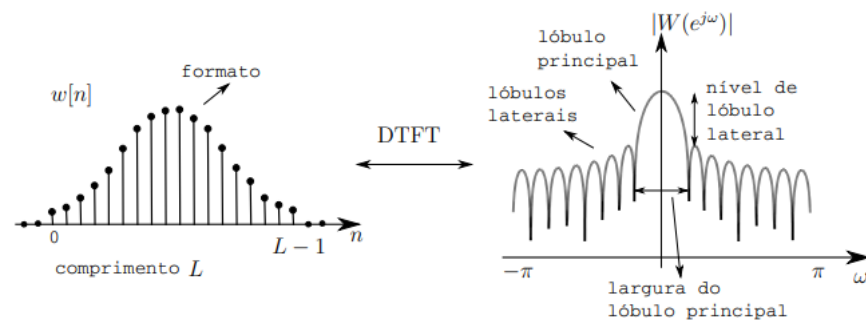
Fonte: Lathi (2007).

2.4. Métodos de Janelamento

O janelamento de sinais é uma técnica que busca aumentar as características espectrais do sinal amostrado (ANDRADE e SOARES, 2000). Minimiza ainda os efeitos causados por transições repentinas, como o vazamento espectral do sinal, eliminando picos de amplitude no início e fim do período do sinal (MACHADO, 2014).

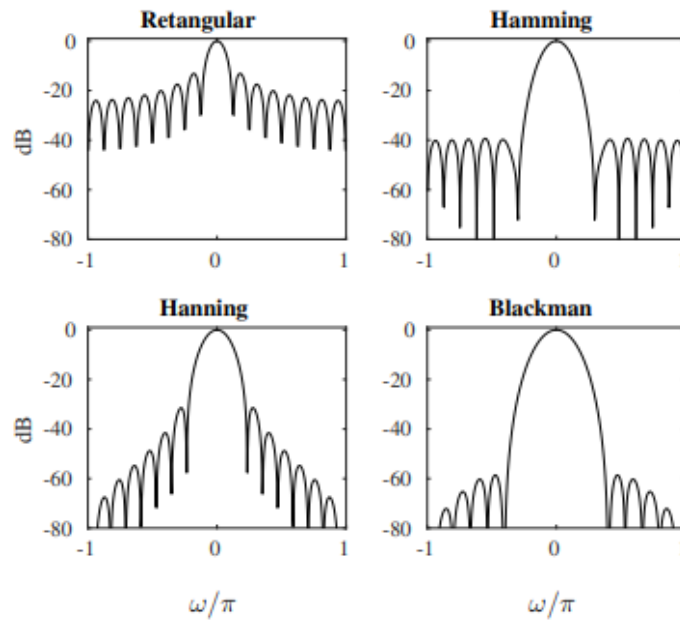
Os principais parâmetros que as definem são a largura do lóbulo principal e o nível de lóbulo lateral (HIGUTI, 1999). Esses parâmetros são demonstrados na Figura 2.9. Existem diversas janelas, com diferentes características de formato no domínio do tempo, que influenciam no seu espectro (Figura 2.10).

Figura 2.9 - Janela no domínio do tempo e seu espectro de frequência e seus parâmetros.



Fonte: Higuti (1999).

Figura 2.10 - Espectro de algumas das principais janelas.



Fonte: Higuti (1999).

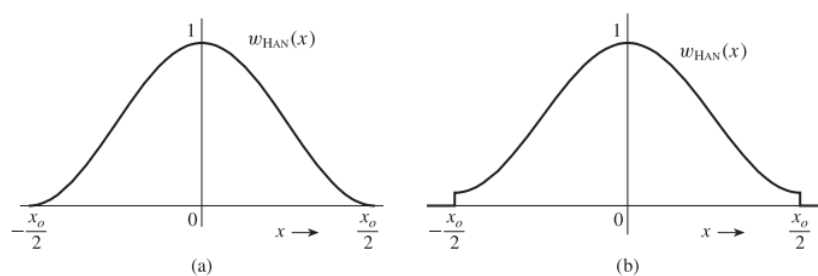
Segundo Lathi (2007), Hanning é preferida na análise espectral porque possui decaimento dos lóbulos laterais mais rápido que as demais. A janela de Hamming generalizada é definida pela Eq. 2.20.

$$w_H(n) = \alpha + (1 - \alpha) \cos \frac{2\pi n}{M}, \text{ para } |n| \leq \frac{M}{2} \quad (2.20)$$

$$w_H(n) = 0, \text{ para } |n| > \frac{M}{2}$$

Quando $\alpha = 0,54$ é chamada de janela de Hamming e quando $\alpha = 0,5$ é conhecida como janela de Hanning. A Figura 2.11 mostra as funções de janela amortecida de Hanning de Hamming, respectivamente.

Figura 2.11 - Janelas Hanning (a) e Hamming (b).



Fonte: Lathi (2007).

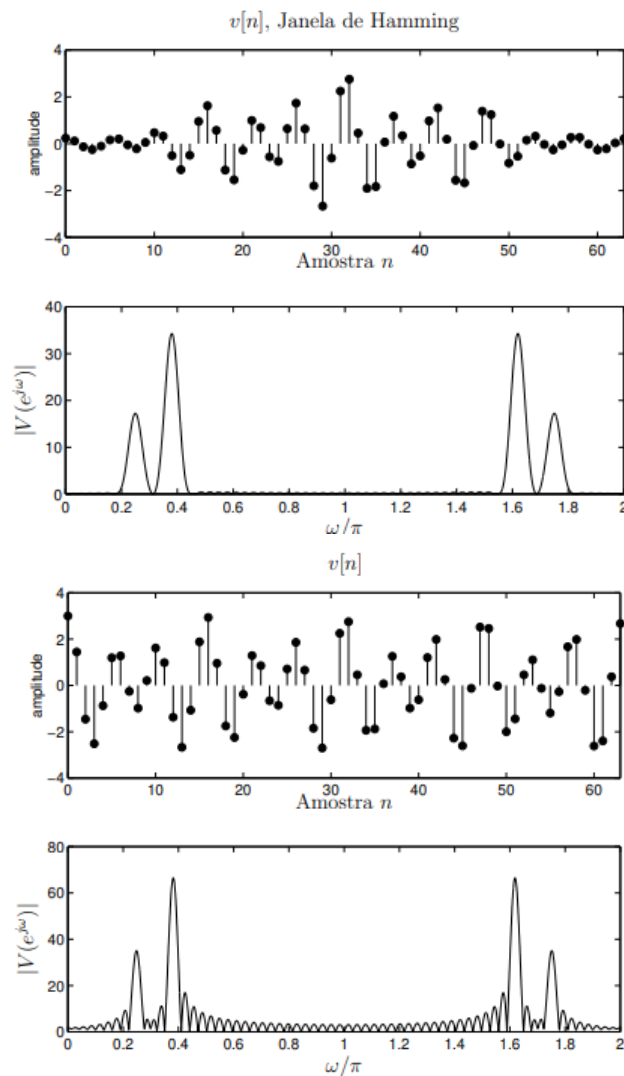
Considerando um sinal $x(t)$ e uma função janela $w(t)$, a aplicação de uma função janela no domínio do tempo e da frequência é demonstrada na Eq. 2.21 e Eq. 2.22, respectivamente.

$$x_w(t) = x(t)w(t) \quad (2.21)$$

$$X_w(\omega) = \frac{1}{2\pi} X(\omega) * W(\omega) \quad (2.22)$$

Assim, a utilização de uma função janela aparece como uma multiplicação no domínio do tempo e uma convolução no domínio da frequência. A Figura 2.12 mostra como a utilização de técnica de janelamento altera o sinal e seu espectro de frequência.

Figura 2.12 - Sinal com e sem Janela de Hanning e seus espectros de frequência.



Fonte: Adaptado de Higuti (1999).

3. MANUTENÇÃO PREDITIVA

Manutenção preditiva é uma metodologia de manutenção que tem como principal objetivo a previsibilidade de falhas e prevenção de danos, através de acompanhamento de diversas variáveis (KARDEK E NASCIF, 2009).

Utilizando informações coletadas dos equipamentos, é possível avaliar o componente da máquina defeituoso, verificar a gravidade da falha e planejar intervenções no momento mais adequado, programando os recursos necessários para execução da manutenção (PIRES e OKADA, 2020).

Com o aumento do desenvolvimento tecnológico, as avaliações de instalações e sistemas operacionais tornaram-se cada vez mais confiáveis, tornando as práticas de manutenções preditivas cada vez mais intensas. (MARINELLI, 2021)

Kardek e Nascif (2009), define manutenção preditiva como

a atuação realizada com base na modificação de parâmetros de condição ou desempenho, cujo acompanhamento obedece a uma sistemática. Através de técnicas preditivas é feito o monitoramento da condição e ação de correção, quando necessária, é realizada através de uma manutenção corretiva planejada.

Segundo Xavier (2004), com o objetivo de predizer e prevenir falhas, diversos parâmetros são monitorados e após realização de análises com base nos limites previamente estabelecidos, são programadas as intervenções necessárias. Dessa maneira, a manutenção preditiva pode também ser considerada uma manutenção corretiva programada (TROJAN, MARÇAL e BARAN, 2013).

Para Nascif e Kardek (2009), a sua implementação está relacionada à possibilidade de monitoramento de parâmetros decisivos e aos custos envolvidos. Fatores como segurança pessoal e operacional também são levados em consideração. Essa metodologia permite a operação dos equipamentos de maneira contínua e pelo maior tempo possível. Permite ainda a preparação para os serviços de manutenção e está relacionada a muitas decisões tomadas na produção.

Os índices da indústria norte americana apontam para a seguinte relação de custos:

Tabela 3.1 - Custos anuais por tipo de manutenção em dólares.

Tipo de manutenção	US\$/Hp instalado/ano	Relação
Manutenção corretiva não planejada	17 a 18	2
Manutenção preventiva	11 a 13	1,5
Manutenção preditiva + correção	7 a 9	1

Fonte: Xavier (2000, revisado em 2015).

Esses valores permaneceram inalterados de 1996 a 2015.

Com base nos valores apresentados na tabela é possível perceber que os custos com manutenção preditiva e correção apenas quando necessário conforme os parâmetros analisados é metade dos custos envolvidos quando a manutenção é realizada sem planejamento e 50% menor que os custos de manutenção preventiva, ou seja, quando a manutenção é realizada em intervalos predeterminados.

Segundo Nascif e Kardek (2009), A redução das ocorrências de falhas e paradas inesperadas na produção implicam também na redução considerável de prejuízos. Além disso, sistemas de gerenciamento de manutenção objetivam maximizar a capacidade produtiva através de melhoria de desempenho e vida útil dos sistemas.

Segundo Xavier (2000, revisado em 2015), a redução do custo por unidade produzida é conseguida através de:

- Redução dos serviços em emergência;
- Aumento das horas produtivas;
- Redução das horas extras;
- Cobertura de 100% das Ordens de Trabalho;
- Banco de dados com histórico dos equipamentos e ordens de trabalho;
- Planejamento proativo, com integração de mão de obra, material e serviço de terceiros.

3.1. Manutenção preditiva baseada na análise de vibração

A análise de vibração é um dos principais métodos de manutenção preditiva. As máquinas possuem sinais de vibração característicos e é fundamental conhecê-

los para garantir a qualidade do maquinário. Alterações de comportamento detectados nos sinais de vibração emitidos podem ser utilizados para identificar origens de irregularidades e prever o estado de funcionamento futuro. Assim, é possível programar intervenções, anteriormente a ocorrência de falha (MARÇAL, 2000).

Além disso, a ausência de manutenção em equipamentos que apresentam vibrações além dos limites para o qual foi projetado, pode gerar desgaste prematuro dos componentes, quebras inesperadas com consequente parada repentina na produção, aumento dos custos de manutenção devido a necessidade de reposição de peças, fadiga estrutural, instabilidade geométrica devido a desconexão de partes, entre outros (OLIVEIRA ET AL., 2020).

Segunda Kardek e Nascif (2009), a maior ênfase de acompanhamento da vibração está concentrada em equipamentos rotativos. Os parâmetros de deslocamento, velocidade e aceleração representam o quanto o equipamento está vibrando, enquanto a frequência ajuda a identificar a origem da vibração.

Alguns exemplos de defeitos capazes de serem detectados utilizando a análise dos sinais de vibração são:

- Desbalanceamentos;
- Desalinhamentos;
- Folgas estruturais;
- Folgas internas em mancais;
- Problemas em engrenagens e rolamentos;
- Eixos Empenados;

4. HARDWARE/SOFTWARE

4.1. Hardware

4.1.1. Motor

O moto esmeril da fabricante Motomil, modelo MMI-50, foi escolhido para a construção do equipamento, com custo de R\$ 255,00 em outubro de 2022. A Figura 4.1 mostra o moto esmeril utilizado.

Figura 4.1 - Moto esmeril Motomil MMI-50, 220V, 360W, sem suas proteções.



Trata-se de um motor de indução monofásico de partida rápida, equipado com chave liga/desliga. Segundo o fabricante, sua aplicação usual é o desbaste e afiação de ferramentas e peças metálicas com auxílio de rebolos.

Motores elétricos são equipamentos responsáveis por transformar energia elétrica em energia mecânica. Nos motores de indução é aplicada uma corrente alternada diretamente nos enrolamentos do estator. Através de uma relação de transformação, tem-se a corrente no rotor por fenômeno de indução (FITZGERALD, KINGSLEY e UMANS, 2005).

O método mais adequado para variação de velocidade de motores de indução é a variação da frequência da tensão e da corrente, através de inversores de frequência. Com a utilização do inversor, o motor passa a trabalhar com frequência diferente da frequência da rede, possibilitando o controle a velocidade de giro do motor (LEITE, 2018).

As especificações técnicas do moto esmeril Motomil MMI-50 são:

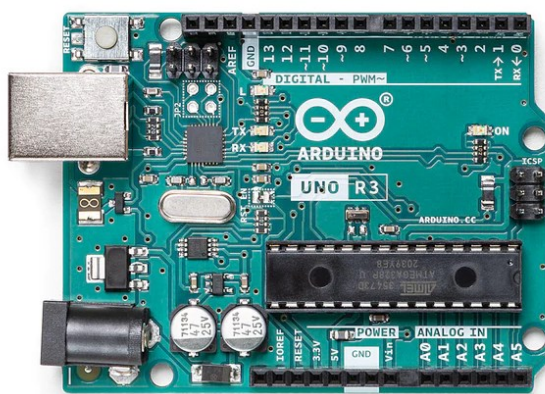
- Diâmetro do rebolo: 6"
- Tensão: 220V
- Velocidade máxima vazio: 3560 rpm
- Frequência: 60Hz
- Velocidade com carga: 3550 rpm
- Potência absorvida: 360W
- Corrente: 1,75 A

4.1.2. Arduino UNO

Sistemas embarcados são uma combinação de software e hardware projetados para propósitos específicos, que não exijam grande poder de processamento (BARR, 1999). Existem diferentes placas microcontroladoras Arduino, com circuitos capazes de simular as funções básicas de um computador.

Segundo o fabricante, o Arduino UNO é um sistema de placa única com interface programável de entrada e saída. Trata-se de uma placa de prototipagem eletrônica open-source, ou seja, seu projeto pode ser acessado abertamente pelo público. Por esse motivo e pelo baixo custo, é uma ferramenta muito utilizada para ensino e aprendizagem de sistemas embarcados na academia. A Figura 4.2 abaixo representa uma placa comercial Arduino UNO.

Figura 4.2 - Placa comercial Arduino Uno.



Fonte: Página Arduino¹.

¹ Disponível em: https://store.arduino.cc/products/arduino-unorev3?gl=1*1n8zzek*ga*MTI2MzgxOTY3OC4xNjQ1MjE1NTMz*ga_NEXN8H46L5*MTY1NzA2NDg4NC4zMC4xLjE2NTcwNjQ4OTguNDY. Acesso em jun. de 2022.

Possui IDE ou Ambiente de Desenvolvimento Integrado oficial e utiliza linguagem de programação baseada em C/C++, com bibliotecas adicionais. Segundo Banzi e Shiloh (2014), permite que o código escrito seja traduzido para linguagem C e passado para o compilador, que faz a tradução final para a linguagem compreendida pelo microcontrolador. Assim, utiliza uma linguagem de programação de alto nível e de baixa complexidade.

Segundo o fabricante, o Arduino UNO é uma placa microcontroladora baseada no ATmega328P, um microcontrolador da família AVR clássico, de alto desempenho e baixo consumo de energia.

Possui 14 pinos de entrada/saída digital, sendo possível utilizar 6 pinos como saídas PWM e 6 entradas analógicas. Utiliza um cristal oscilador de 16 MHz, possui conexão USB, conector de alimentação adequado para uma bateria padrão de 9V e conversor A/D de aproximações sucessivas de 10 bits de resolução.

Neste trabalho, o Arduino UNO é responsável por realizar a leitura dos sensores, realizar a conversão para as unidades desejadas e retornar através do Monitor Serial. Além disso, é utilizado na calibração do acelerômetro.

Em outubro de 2022, é possível encontrar placas microcontroladoras ATmega328 a partir de R\$80,00.

4.1.3. Acelerômetro e Giroscópio MPU-6050

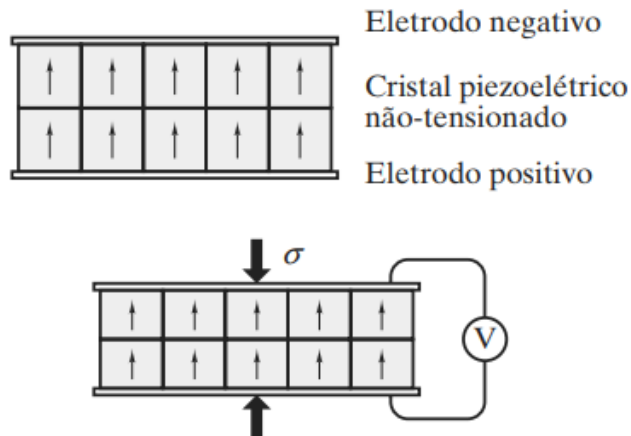
O sensor MPU-6050 possui em um único chip um acelerômetro e um giroscópio do tipo MEMS. Para Stuhler (2022), os Sistemas Microeletromecânicos (MEMS), são circuitos integrados constituídos por componentes mecânicos móveis. Integram elementos mecânicos, sensores, atuadores, e eletrônicos em uma pastilha comum de silício com a tecnologia de microfabricação.

O acelerômetro é um sensor eletrônico capaz de medir a aceleração de um sistema, enquanto o giroscópio é usado para indicar as mudanças de direção de um objeto em movimento.

O princípio de funcionamento dos acelerômetros se baseia no efeito piezoelétrico. Segundo Shackelford (2008), materiais piezoelétricos geram uma resposta elétrica à aplicação de uma pressão mecânica. Quando há aplicação de uma tensão, é produzida uma diferença de potencial mensurável através do material

piezoelétrico. Este efeito está ilustrado na Figura 4.3, demonstrando as dimensões das células unitárias em um cristal piezoelétrico.

Figura 4.3 - Efeito piezoelétrico em um cristal.

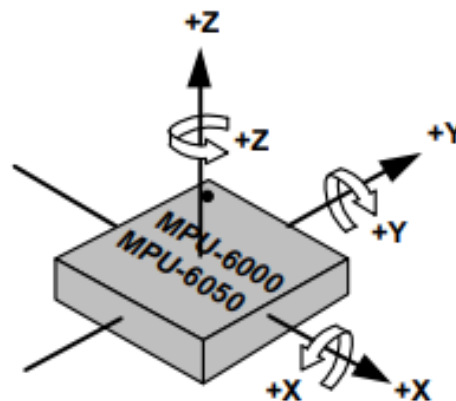


Fonte: Shackelford (2008).

Uma tensão aplicada altera as dimensões das células unitárias, alterando assim seus dipolos elétricos. A diferença de potencial elétrico gerada é mensurável.

Segundo o fabricante, o sensor MPU-6050 possui 6 graus de liberdade, sendo 3 eixos para o acelerômetro e 3 eixos para o giroscópio. Assim, é capaz de captar variações de aceleração nos eixos x, y e z. Conta ainda com sensor de temperatura embutido, que permite medições entre -40 e +85 °C. Neste trabalho utilizamos apenas a funcionalidade de acelerômetro. A Figura 4.4 representa o CI MPU-6050 com a orientação de seus eixos.

Figura 4.4 - Representação dos eixos do acelerômetro e giroscópio MPU-6050.



Fonte: Invensense (2013).

Possui leitura de resolução de 16 bits e, considerando a variável de interesse a aceleração, é importante a medição de valores negativos. Sendo assim, utilizam-se 32767 representações para valores positivos, uma para zero e 32768 representações para valores negativos.

Segundo Invensense (2013), o acelerômetro MPU6050 possui as seguintes características:

- Saídas digitais dos 3 eixos do acelerômetro com escalas programáveis de $\pm 2g$, $\pm 4g$, $\pm 8g$ e $\pm 16g$, sendo g uma constante equivalente a aceleração da gravidade;
- Conversor analógico digital de 16-bits para cada canal permitem amostragem simultânea de acelerômetros sem necessidade de multiplexador;
- Detecção e sinalização de orientação.

As principais vantagens do sensor MPU6050 são tamanho reduzido, baixo consumo de energia, alta precisão e confiabilidade, alta tolerância a choques mecânicos e baixo custo.

Utiliza o protocolo I2C para comunicação e transferência de dados. O I2C é um barramento bidirecional de dois fios usado para enviar dados entre circuitos integrados.

Neste trabalho, o acelerômetro foi programado para utilizar a escala de $\pm 16g$.

O MPU6050 trabalha com uma alimentação de 3.3V. Entretanto, a placa GY521, que foi escolhida para o projeto, possui alguns componentes para facilitar a utilização. Dentre esses componentes está um regulador de tensão que permite que a placa possa ser alimentada com tensões entre 3 e 5V, porém a alimentação com 5V permite resultados mais precisos. Assim, a alimentação escolhida foi de 5V.

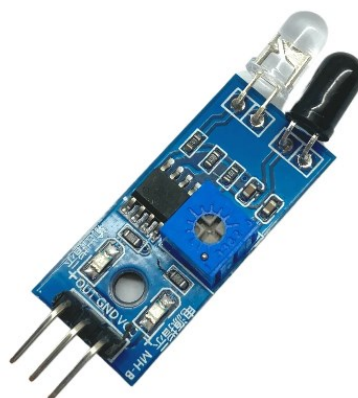
Considerando que os valores retornados pelo sensor são em bits, é necessário a conversão para m/s^2 , de acordo com a faixa de operação do sensor. Para a escala escolhida de $\pm 16g$, a conversão é feita dividindo o valor obtido por 2048 e multiplicando por 9,81, valor aproximado da aceleração da gravidade.

Em outubro de 2022, o custo médio do sensor MPU-6050 era de R\$24,00.

4.1.4. Sensor de Obstáculos Reflexivo Infravermelho

O Módulo Sensor de Obstáculo Reflexivo Infravermelho é um sensor de baixo custo composto por um LED emissor de infravermelho e um fotodiodo, responsável por perceber a luz infravermelha. Na Figura 4.5 é possível visualizar o transmissor e o receptor de infravermelho nas cores branco e preto, respectivamente. Quando algum obstáculo é colocado em frente ao sensor, o sinal infravermelho é refletido para o receptor e a saída é colocada em nível lógico baixo.

Figura 4.5 - Sensor de Obstáculo Reflexivo Infravermelho IR.



Fonte: Página FilipeFlop².

Segundo o fabricante, a distância da detecção varia entre 2 e 30 cm, de acordo com o nível de reflexão do objeto e é regulada através de trimpot presente na placa. A cor e o tamanho do obstáculo influenciam na distância de detecção.

Neste trabalho, o sensor de obstáculo foi utilizado para determinar a velocidade de rotação do motor. Para isso, foi utilizada uma fita reflexiva no disco acoplado ao eixo do motor. O sensor de obstáculo foi ajustado de maneira a reconhecer a fita reflexiva e não reconhecer o restante do disco.

Cada vez que a fita reflexiva é detectada pelo sensor, um contador recebe um incremento. A cada segundo é calculado, a partir do número de voltas concluídas, a velocidade do disco naquele segundo. A tensão de trabalho varia de 3.3V a 5V. Foi escolhido utilizar 5V. O custo do sensor de obstáculo em 2022 é de R\$10,00

² Disponível em: <https://www.filipeflop.com/produto/sensor-de-obstaculo-infravermelho-ir/#tab-blogrelacionados>. Acesso em jun. de 2022.

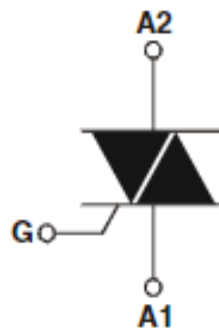
4.1.5. Dimmer

Um controlador de velocidade dimmer é um controlador de tensão alternada. Tem como função reduzir a potência dos equipamentos através de um sistema eletrônico comandado por um potenciômetro. A tensão média enviada para o equipamento é reduzida e a frequência da rede é mantida (ASHFAQ, 2000).

Foi adquirido um dimmer controlador de velocidade com potência 3000W e dissipador de calor, que tem como proposta controlar a velocidade de equipamentos elétricos de até 3000W. O circuito responsável pelo controle da tensão média se baseia na utilização de um Triac, dispositivo semiconductor que atua como chave, acionada pela tensão.

Segundo Ashfaq (2000), SCRs são dispositivos semicondutores que começam a conduzir quando é aplicada uma corrente no gatilho e a tensão anodo-catodo é positiva. Um triac é equivalente a dois SCRs em antiparalelo, compartilhando o gatilho (Figura 4.6). Esse arranjo permite que haja corrente dos dois sentidos.

Figura 4.6 - Representação de um triac, com gatilho, catodo e ânodo.

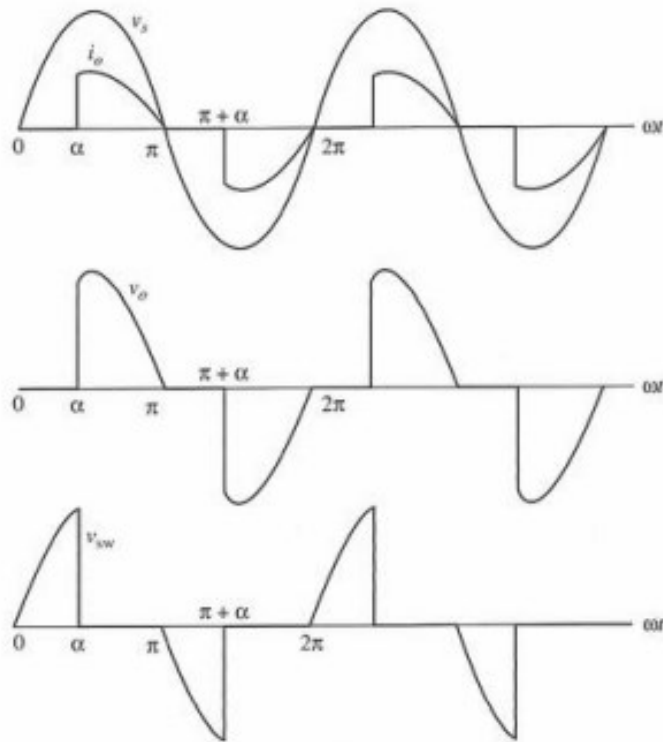


Fonte: STMicroelectronics (2005).

Ainda segundo Ashfaq (2000), triac são tiristores, ou chaves eletrônicas, desligados pela porta (GTO na sigla em inglês). Os tiristores são capazes de conduzir correntes de valores elevados e bloquear valores altos de tensão. O triac é capaz de conduzir em ambos os sentidos.

Segundo Hart (2012), dimmers usam um triac para modificar os semiciclos positivo e negativo da onda senoidal de entrada. As formas de onda de um controlador de tensão monofásico básico são mostradas na Figura 4.7.

Figura 4.7 - Formas de onda de um controlador de tensão monofásico com carga resistiva.



Fonte: Hart (2012).

O circuito utilizado pelo dimmer adquirido para o controle de tensão se baseia no triac BTA41-600b, do fabricante STMicroelectronics. O dimmer 3000W tinha um custo de R\$64,00 em outubro de 2022.

4.2. Software: Microsoft Excel e Matlab

O Microsoft Excel é um software de criação de planilhas eletrônicas criado pela Microsoft em 1985. Seus recursos incluem uma interface intuitiva e capacitadas ferramentas de cálculo e de construção de gráficos.

O software MATLAB foi desenvolvido pela empresa MathWorks. Trata-se de um software interativo de alta performance que integra análise numérica, cálculo com matrizes, processamento de sinais e construção de gráficos.

5. IMPLEMENTAÇÃO

Este trabalho propõe inicializar um estudante de engenharia mecatrônica na observação e monitoramento de sinais de vibração em uma máquina rotativa. Para isso, foi construído um equipamento que permite a aquisição de dados de velocidade de rotação e vibração, em diferentes condições de operação, para posterior análise. Esse capítulo irá descrever o processo de construção desse equipamento.

5.1. Equipamento

O equipamento possui um motor monofásico com discos de aço em cada extremidade do eixo. O disco 1, acoplado na extremidade direita do eixo, possui furos roscados que permitem a adição de massa, em diferentes posições, responsáveis por alterar o desbalanceamento do sistema.

A Figura 5.1 mostra o disco 1 acoplado ao eixo e a Figura 5.2 exibe as massas e a rosca responsável pela fixação ao eixo. A Figura 5.3 mostra as duas massas adicionadas ao disco a fim de gerar desbalanceamento. As proteções foram removidas para melhor visualização.

Figura 5.1 - Formas de onda de um controlador de tensão monofásico com carga resistiva.



Figura 5.2 - Massas para alteração do desbalanceamento.



Figura 5.3 - Disco 1 com adição de massa a fim de gerar desbalanceamento.



O disco 2, acoplado na extremidade esquerda do eixo não possui furos e é através dele que são realizadas as medidas de velocidade de rotação do motor. Uma fita reflexiva foi fixada ao disco, de modo que o sensor infravermelho fosse capaz de detectar cada vez que o disco completasse uma volta.

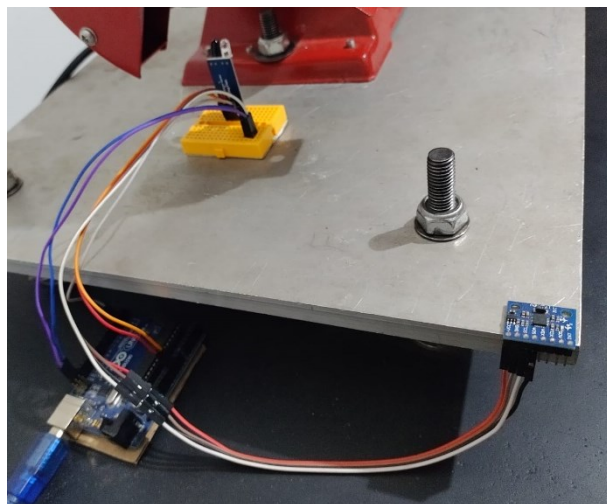
O disco 2 acoplado ao eixo, a fita reflexiva e o sensor infravermelho estão apresentados na Figura 5.4.

Figura 5.4 - Disco 2, fita reflexiva e sensor infravermelho de obstáculo, conectado a uma protoboard.



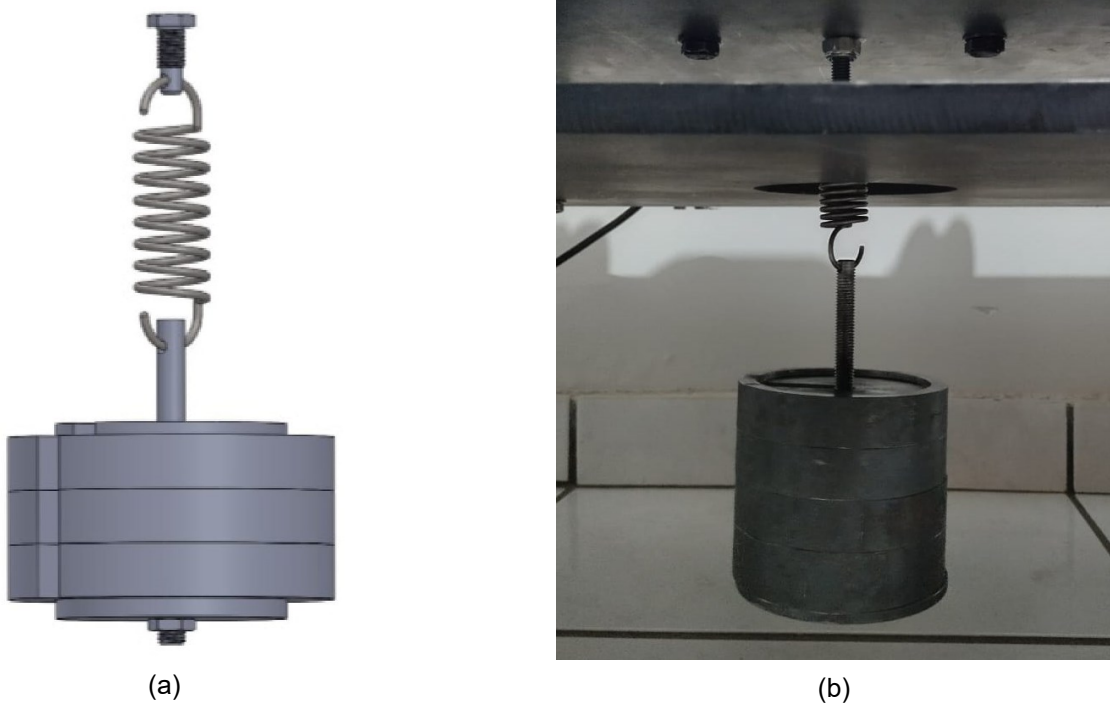
Ambos os discos foram fabricados em aço A36. Suas dimensões são detalhadas no Anexo 10.4. O motor é fixado a uma chapa de alumínio através de parafusos. Os sensores infravermelhos e acelerômetro são também fixados à chapa de alumínio através de uma protoboard e de fita dupla face. O Arduino é fixado através de fita dupla face à base (Figura 5.5).

Figura 5.5 - Arduino Uno, acelerômetro e sensor infravermelho fixados ao equipamento.



Este trabalho objetiva ainda mostrar como a alteração de massa do sistema pode alterar o comportamento do sistema e como é possível utilizar um absorvedor dinâmico de vibração para alterar a frequência de ressonância do equipamento. Para isso, foi projetado um sistema massa-mola, com possibilidade de variação da massa e fixado ao equipamento. A Figura 5.6 (a) representa o sistema massa-mola projetado e (b) mostra o sistema massa-mola acoplado ao sistema.

Figura 5.6 – Sistema massa-mola idealizado (a) e real (b).



A fim de permitir a oscilação do sistema, foram utilizadas quatro molas e construída uma base em aço A36. As Figuras 5.7 e 5.8 demonstram o conjunto montado.

Figura 5.7– Equipamento para análise de vibrações completo.



Figura 5.8 – Equipamento para análise de vibrações completo com maiores detalhes.

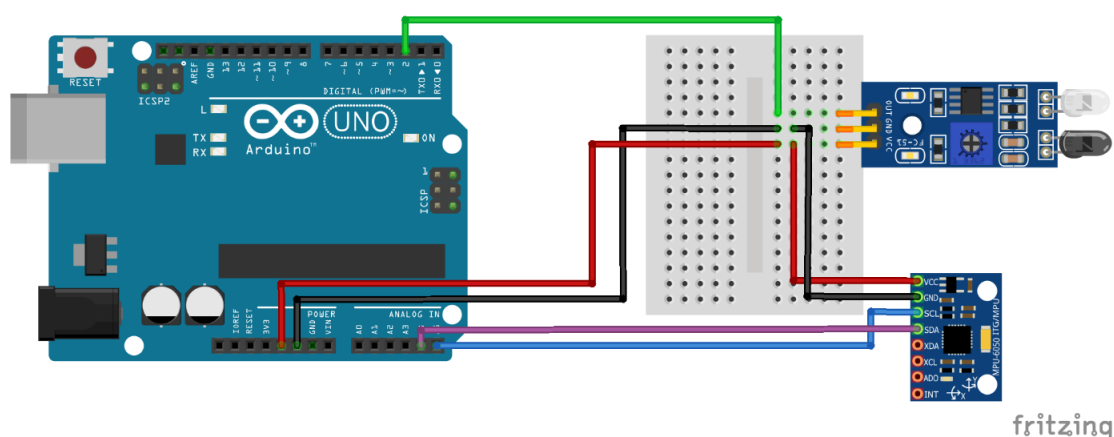


Os projetos de todas as peças do equipamento estão no Anexo 10.4.

O equipamento possui movimentação predominante de translação no eixo Z, porém há presença menos significativa de movimentos de rotação no eixo X e Y. Assim, definimos que o sistema possui três graus de liberdade.

Para aquisição dos sinais foi utilizado o sensor infravermelho, sensor MPU-6050 e Arduino UNO. O esquema de montagem está apresentado na Figura 5.9 e foi desenvolvido utilizando o software Fritzing.

Figura 5.9 - Esquema de montagem dos sensores ao Arduino UNO, desenvolvido no software Fritzing.



Os pinos do Arduino e acelerômetro, respectivamente, foram conectados da seguinte forma:

- 5V – Vcc;
- GND – GND;
- A4 – SDA;
- A5 – SCL.

Os pinos do Arduino e do sensor infravermelho, respectivamente, foram conectados da seguinte forma:

- 5V – Vcc;
- GND – GND;
- 2 – OUT.

5.2. Códigos

Anteriormente à realização dos ensaios, é necessário a calibração do sensor MPU-6050, já fixado ao equipamento. O código utilizado para a calibração, responsável por determinar os valores de offset conforme o posicionamento do acelerômetro, está no Anexo 10.3 e disponível na plataforma gitHub.

Foi desenvolvido um programa para aquisição dos dados dos sensores. A velocidade de rotação é calculada a cada segundo a partir do número de voltas completas do disco nesse intervalo de tempo e é retornada em rpm.

A aceleração medida pelo acelerômetro é convertida para m/s^2 e os dados são retornados através do monitor serial. O tempo de aquisição de dados é determinado também no código. O programa utilizado para a coleta e conversão dos dados se encontra no Anexo 10.1.

A Figura 5.10 demonstra como os dados são retornados ao usuário através do monitor serial. No exemplo, o equipamento encontra-se em repouso, assim os valores de aceleração medidos se aproximam de $9,81 m/s^2$ no eixo Z e de zero nos eixos X e Y.

Figura 5.10 - Exemplo de dados retornados ao usuário através do monitor serial.

The image shows a screenshot of a serial monitor window titled 'COM3'. The window displays a stream of data lines, each representing a sensor reading at a specific time. The data is formatted as follows: 'HH:MM:SS.mmm -> | AcX = [value] | Y = [value] | Z = [value] | tempo = [value]'. The Z-axis values are consistently around 9.8, while X and Y values are near zero. At the bottom of the window, there are control options: 'Auto-rolagem' (checked), 'Show timestamp' (checked), a dropdown menu set to 'Nova-linha', a dropdown menu set to '115200 velocidade', and a 'Deleta a saída' button.

```

18:09:53.547 -> | AcX = -0.08 | Y = -0.05 | Z = 9.75 | tempo = 9.693
18:09:53.547 -> | AcX = 0.00 | Y = 0.05 | Z = 9.77 | tempo = 9.697
18:09:53.547 -> | AcX = -0.03 | Y = 0.05 | Z = 9.77 | tempo = 9.702
18:09:53.547 -> | AcX = -0.03 | Y = 0.00 | Z = 9.86 | tempo = 9.706
18:09:53.547 -> | AcX = 0.03 | Y = -0.03 | Z = 9.80 | tempo = 9.710
18:09:53.547 -> | AcX = -0.02 | Y = 0.07 | Z = 9.79 | tempo = 9.715
18:09:53.547 -> | AcX = 0.00 | Y = -0.03 | Z = 9.81 | tempo = 9.719
18:09:53.547 -> | AcX = 0.00 | Y = 0.01 | Z = 9.84 | tempo = 9.724
18:09:53.587 -> | AcX = -0.04 | Y = 0.03 | Z = 9.91 | tempo = 9.729
18:09:53.587 -> | AcX = -0.03 | Y = -0.01 | Z = 9.86 | tempo = 9.733
18:09:53.587 -> | AcX = -0.06 | Y = 0.03 | Z = 9.91 | tempo = 9.738
18:09:53.587 -> | AcX = -0.07 | Y = 0.09 | Z = 9.91 | tempo = 9.742
18:09:53.587 -> | AcX = -0.05 | Y = -0.03 | Z = 9.92 | tempo = 9.747
18:09:53.587 -> | AcX = 0.00 | Y = 0.03 | Z = 9.87 | tempo = 9.751
18:09:53.587 -> | AcX = 0.00 | Y = 0.02 | Z = 9.83 | tempo = 9.755
18:09:53.587 -> | AcX = 0.00 | Y = 0.08 | Z = 9.85 | tempo = 9.760
  
```

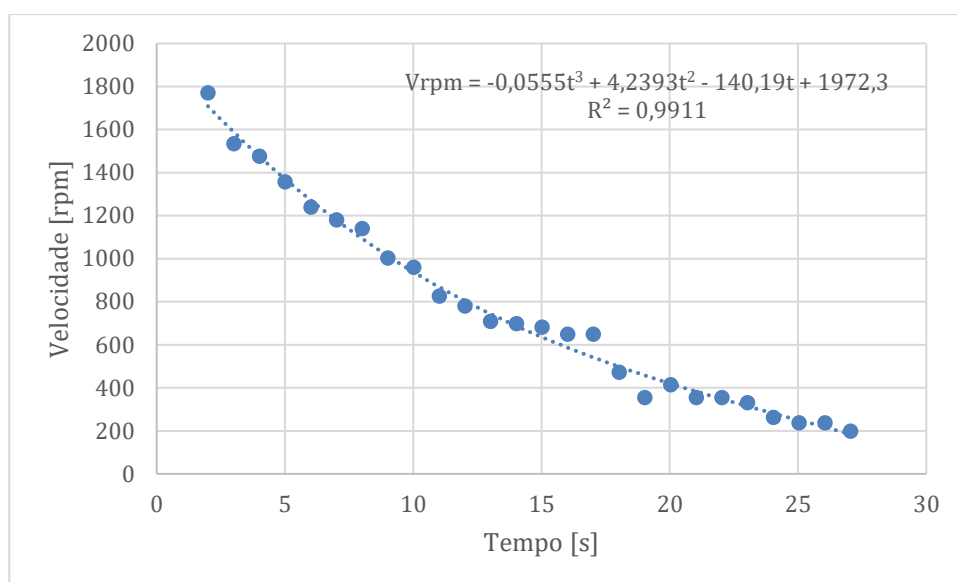
Após a coleta, os dados são transferidos para uma planilha em Excel, onde são separados em velocidade de rotação e aceleração para cada eixo, organizados para o formato compatível e exportados para o software Matlab, para a realização da análise.

Os dados de velocidade em rpm são coletados a cada segundo. Para relacionar os dados de velocidade a amplitude de vibração, é necessário determinar uma curva

que determine como a velocidade varia em função do tempo. Para isso, é utilizado a ferramenta de diagrama de dispersão de dados, no Excel.

Na Figura 5.11, a equação demonstra a relação entre velocidade e tempo e o coeficiente de correlação R^2 define o quão bem a equação se ajusta aos dados. Quanto mais próximo de 1 o valor de R^2 , melhor é o ajuste.

Figura 5.11 - Diagrama de dispersão, linha de tendência, equação e coeficiente de correlação gerado através do software Excel.



No Matlab é aplicada uma janela de Hanning com o mesmo número de amostras aos dados de aceleração e, posteriormente, aplicada a FFT. Os gráficos do sinal no domínio do tempo e frequência são plotados e então, analisados. O código utilizado para essa análise se encontra no Anexo 10.2 e os gráficos gerados serão demonstrados e analisados no próximo capítulo.

6. TESTES E ANÁLISE DE RESULTADOS

6.1. Vibração Livre

A vibração livre ocorre quando um sistema oscila sob ação de forças inerentes e ausente de forças externas, após perturbação inicial. O sistema possui uma ou mais frequências naturais associadas às suas características de distribuição de massa e rigidez.

O primeiro ensaio tem como objetivo demonstrar como a alteração de massa e rigidez altera os sinais de vibração medidos no equipamento. Para isso foi realizada a aquisição de dados durante o processo de parada do motor desbalanceado, por um período de 30 segundos, sob diferentes condições, com frequência de amostragem de 217 Hz.

A largura de banda é definida como a faixa de frequência do sinal de interesse e a taxa de amostragem deve ser pelo menos o dobro da largura de banda para obedecer ao critério de Nyquist. Consideramos aqui a faixa de frequência do sinal de interesse como sendo de 0 a 60 Hz, que são as possíveis frequências de excitação a partir da rotação do eixo do motor. A conversão da unidade de velocidade em rpm para Hz é feita a partir da Eq. 6.1.

$$V_{Hz} = \frac{V_{rpm}}{60} \quad (6.1)$$

Assim, a frequência de amostragem de 217 Hz atende ao critério.

6.1.1. Alteração de rigidez do sistema

a. Mola de compressão de maior rigidez

Primeiramente, a estrutura foi montada utilizando molas com as seguintes características:

- Diâmetro do arame (d): 4,2 mm
- Diâmetro externo (D): 34 mm
- Número de espiras (N): 8

A constante da mola k pode ser calculada pela Eq. 6.2

$$k = \frac{G d^4}{8D^3n} \quad (6.2)$$

Sendo G o módulo de elasticidade transversal de 75.000 MPa para ligas de aço e $n = N - 2$, o número de espiras ativas para uma mola com extremidade esquadrada e esmerilhada. A constante da mola calculada é $k = 18,37$ N/mm.

As Figuras 6.1 e 6.2 abaixo demonstram o sinal medido no eixo Z no domínio do tempo com e sem a aplicação de uma técnica de janelamento e no domínio da frequência, respectivamente.

Figura 6.1 - Gráfico de aceleração versus tempo durante a parada do motor com molas de rigidez $k = 18,37$ N/mm, no eixo Z.

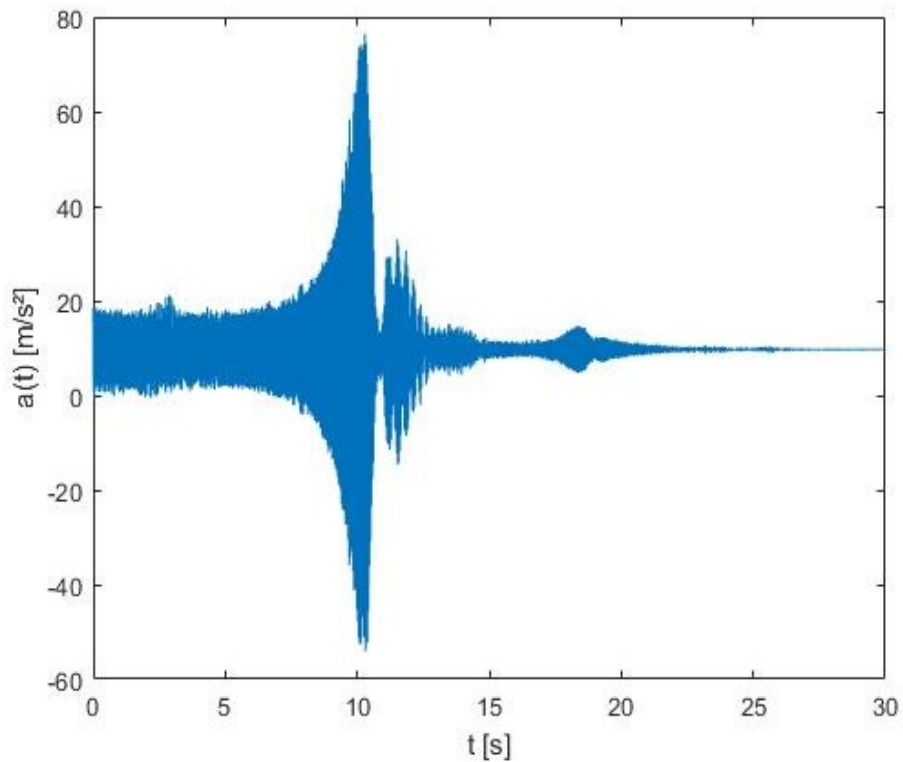
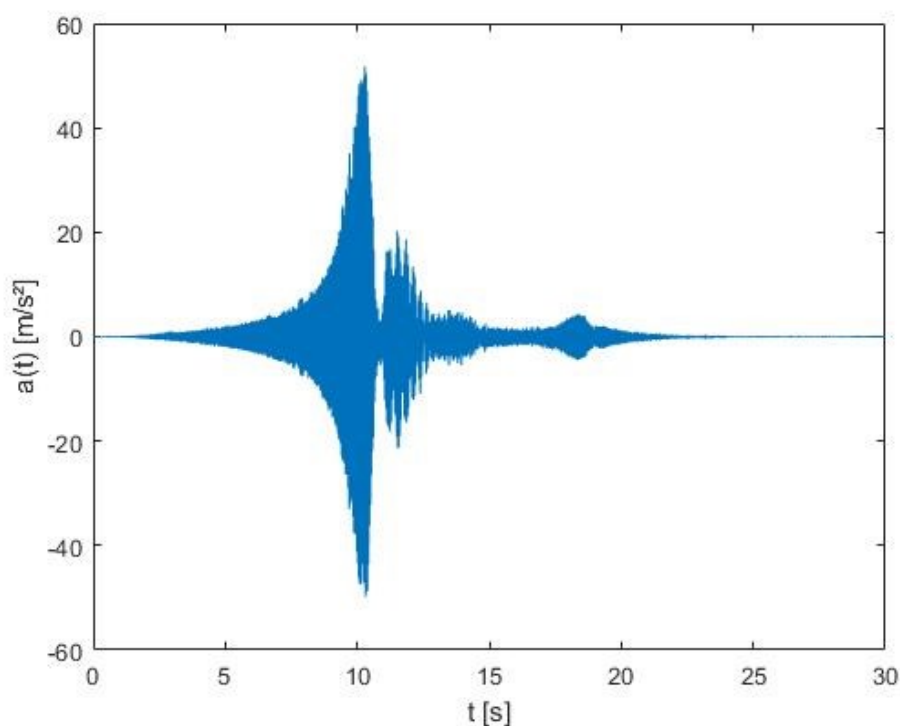


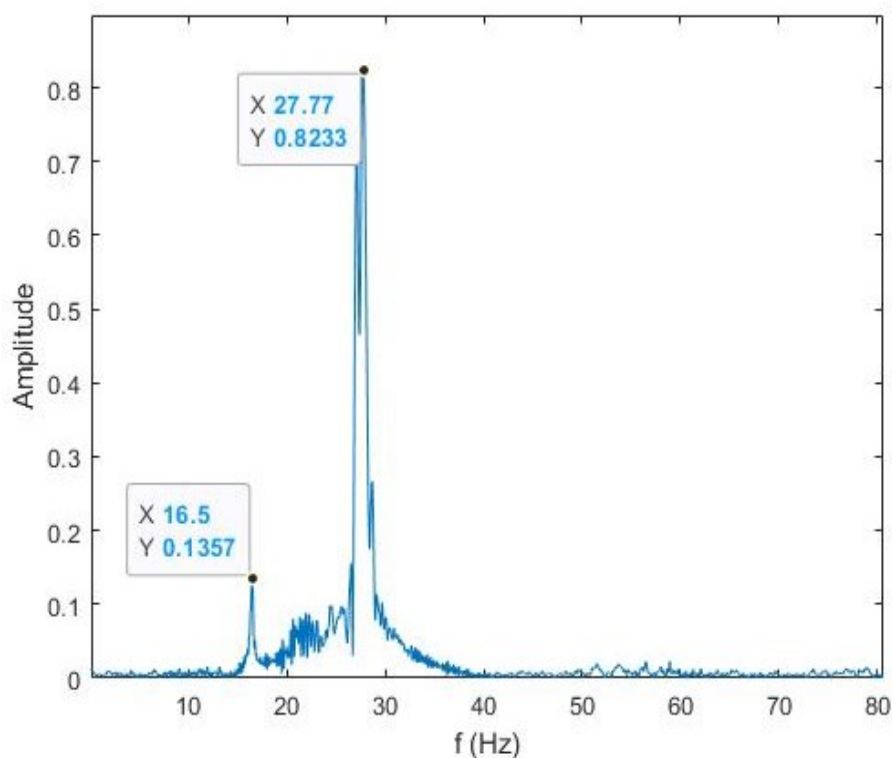
Figura 6.2 - Gráfico de aceleração versus tempo durante a parada do motor com molas de rigidez $k = 18,37 \text{ N/mm}$, no eixo Z, com deslocamento para o zero no eixo das abcissas e aplicação de janela de Hanning.



A aceleração medida varia em torno da aceleração da gravidade, visto que os dados foram medidos no eixo Z, perpendicular à base do equipamento. O principal movimento de oscilação é observado no eixo Z, com maiores amplitudes de aceleração e, por isso, o foco na análise de resultados ocorrerá neste eixo.

Houve aumento das amplitudes de vibração na ausência de forças externas, devido a forças intrínsecas do sistema. O espectro da resposta da aceleração no domínio da frequência fornece informações de frequência do sinal (Figura 6.3).

Figura 6.3 - Espectro da resposta da aceleração no domínio da frequência durante a parada do motor com molas de rigidez $k = 18,37$ N/mm no eixo Z.



O espectro da resposta da aceleração no domínio da frequência permite extrair as frequências presentes no sinal medido. Os picos de amplitude de aceleração e suas respectivas frequências são destacados no gráfico. Isso nos permite inferir que na ausência de forças externas atuando, o sistema oscila nas frequências destacadas.

O sistema proposto possui 3 graus de liberdade. Por isso, espera-se a existência de 3 frequências naturais. Foi realizada a análise demonstrada anteriormente também no eixo X, a fim de encontrar mais uma componente de frequência (Figuras 6.4 e 6.5).

Figura 6.4 - Gráfico de aceleração versus tempo durante a parada do motor com molas de rigidez $k = 18,37 \text{ N/mm}$, no eixo X, com aplicação de janela de Hanning.

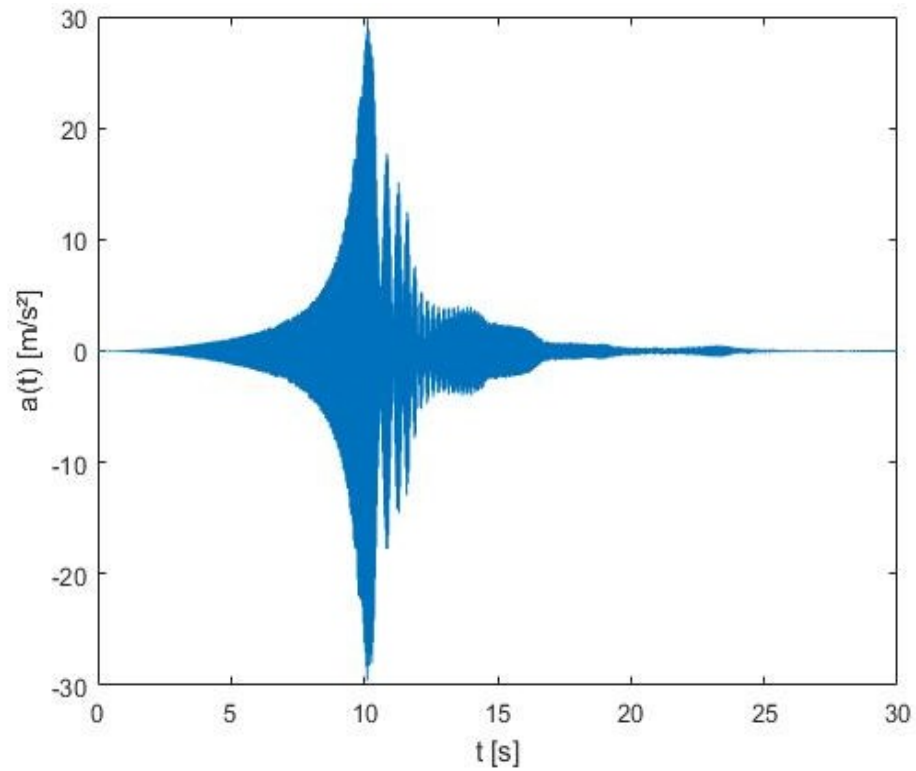
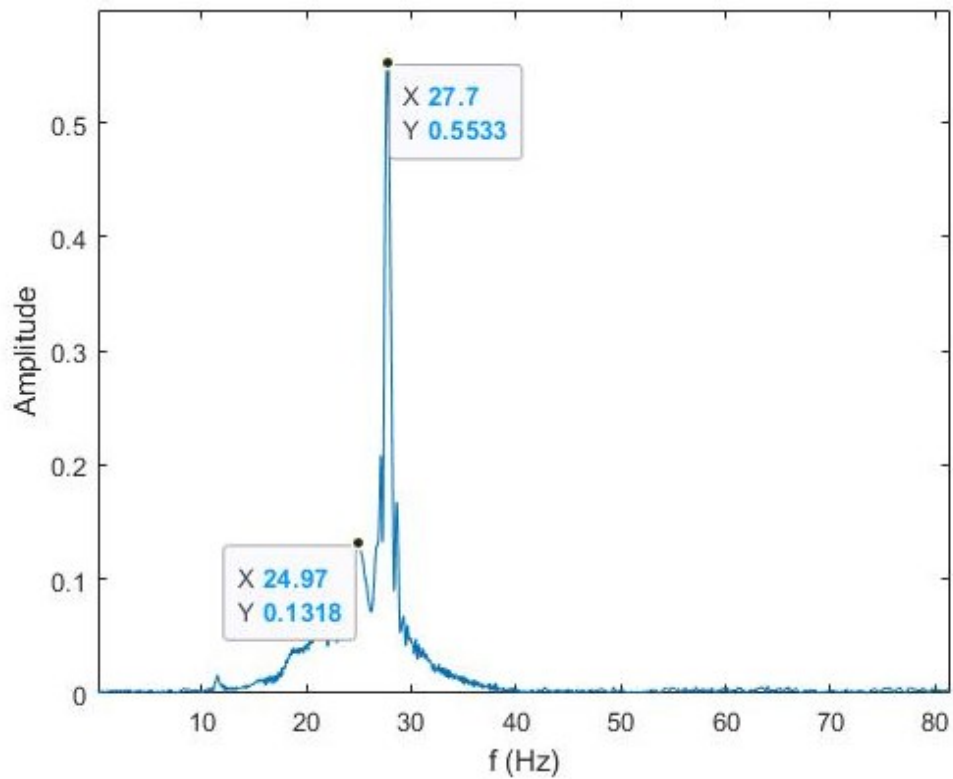


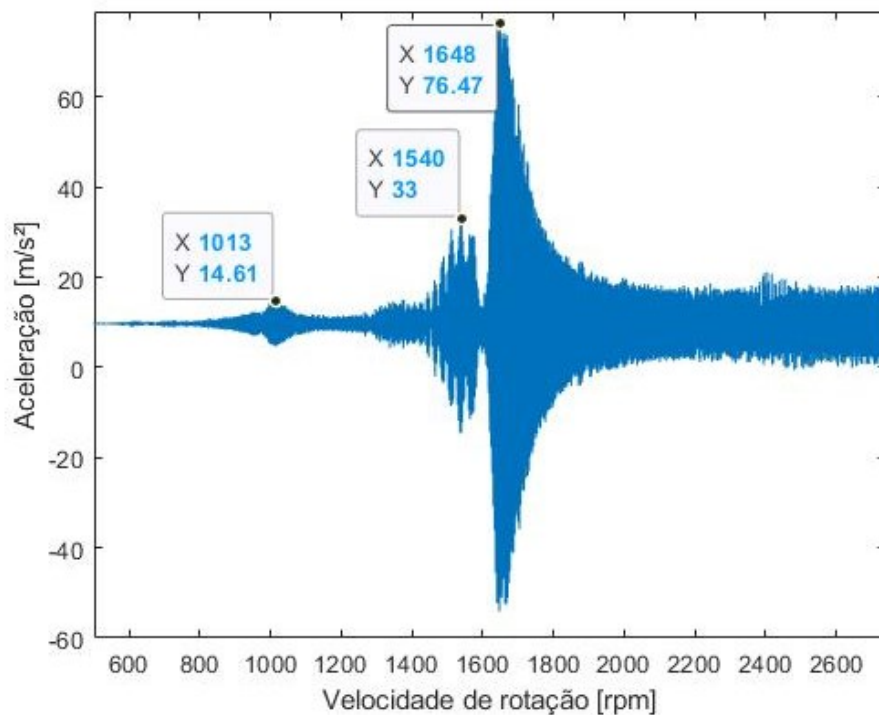
Figura 6.5 - Espectro da resposta da aceleração no domínio da frequência durante a parada do motor com molas de rigidez $k = 18,37 \text{ N/mm}$ no eixo X.



A partir da análise dos gráficos em X e Z é possível notar picos de amplitude nas frequências de 16,50 Hz, 24,97 Hz e 27,77 Hz, sendo a última relacionada a movimentação de translação no eixo Z, com as maiores amplitudes. Na vibração livre, o sistema apresenta sobreposição dos três modos de vibrar, assim, visualizamos a presença de sinais nas três frequências naturais.

A Figura 6.6 contém os dados de aceleração pela velocidade do motor em rpm, registrada durante a parada do motor. É possível notar que o sistema altera seu modo de vibrar e tem aumento das amplitudes de aceleração em três momentos.

Figura 6.6 - Aceleração versus velocidade de rotação durante a parada do motor com molas de rigidez $k = 18,37$ N/mm no eixo Z.



Foram evidenciadas três rotações em que houve aumento das amplitudes de vibração e alteração do modo de vibrar. A tabela 6.1 compara as frequências em que há aumento de amplitudes com as frequências dos picos encontrados nas Figuras 6.3 e 6.5. Para isso, os valores de velocidade de rotação em rpm foram convertidos para Hz.

Tabela 6.1 - Comparação entre as frequências presentes nos sinais encontrados via FFT e velocidade de rotação do motor.

Frequência do pico via FFT (Hz)	Frequência de rotação (Hz)	Erro (%)
27,77	27,47	1,08
24,97	25,67	2,80
16,50	16,88	2,30

Entre as fontes de erros está a construção da curva de velocidade do motor através de um diagrama de dispersão e a qualidade das medições através do acelerômetro.

b. Mola de compressão de menor rigidez

A estrutura foi novamente montada, utilizando desta vez molas com as seguintes características:

- Diâmetro do arame (d): 2,7 mm
- Diâmetro externo (D): 34 mm
- Número de espiras (N): 8

Ainda considerando a Eq. 6.2, G o módulo de elasticidade transversal de 75.000 MPa para ligas de aço e $n = N - 2$, o número de espiras ativas para uma mola com extremidade esquadrada e esmerilhada, a constante da mola calculada é $k = 2,71$ N/mm.

As Figuras 6.7 e 6.8 demonstram o sinal medido no eixo Z no domínio do tempo com e sem a aplicação da técnica de janelamento, respectivamente e a Figura 6.9 representa o sinal medido no domínio da frequência.

Figura 6.7 - Aceleração versus tempo durante a parada do motor com molas de rigidez $k = 2,71 \text{ N/mm}$ no eixo Z.

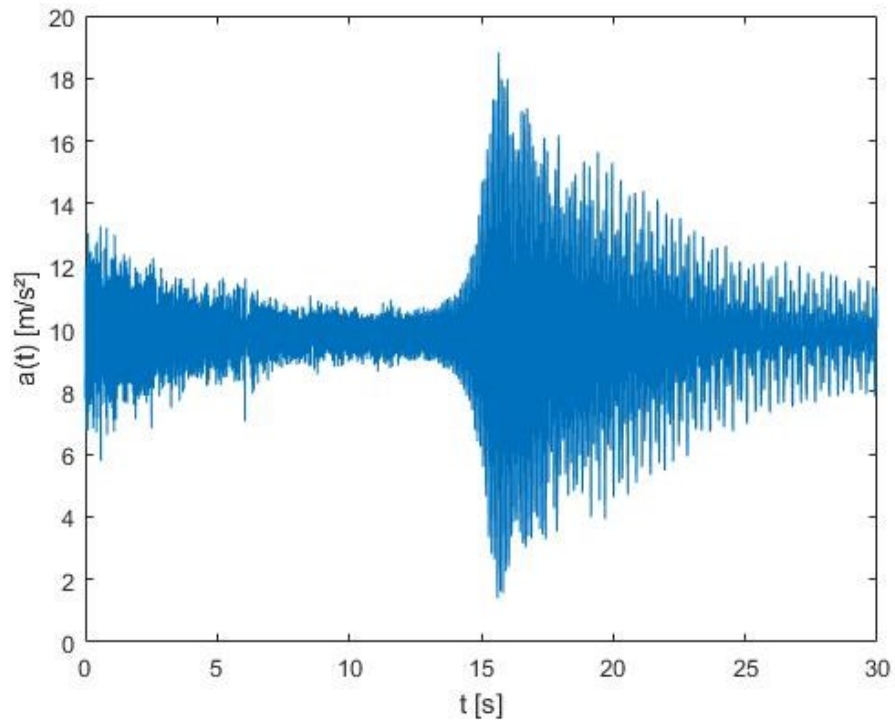


Figura 6.8 - Aceleração versus tempo durante a parada do motor com molas de rigidez $k = 2,71 \text{ N/mm}$ no eixo Z, com deslocamento para o zero no eixo das abcissas e aplicação de janela de Hanning.

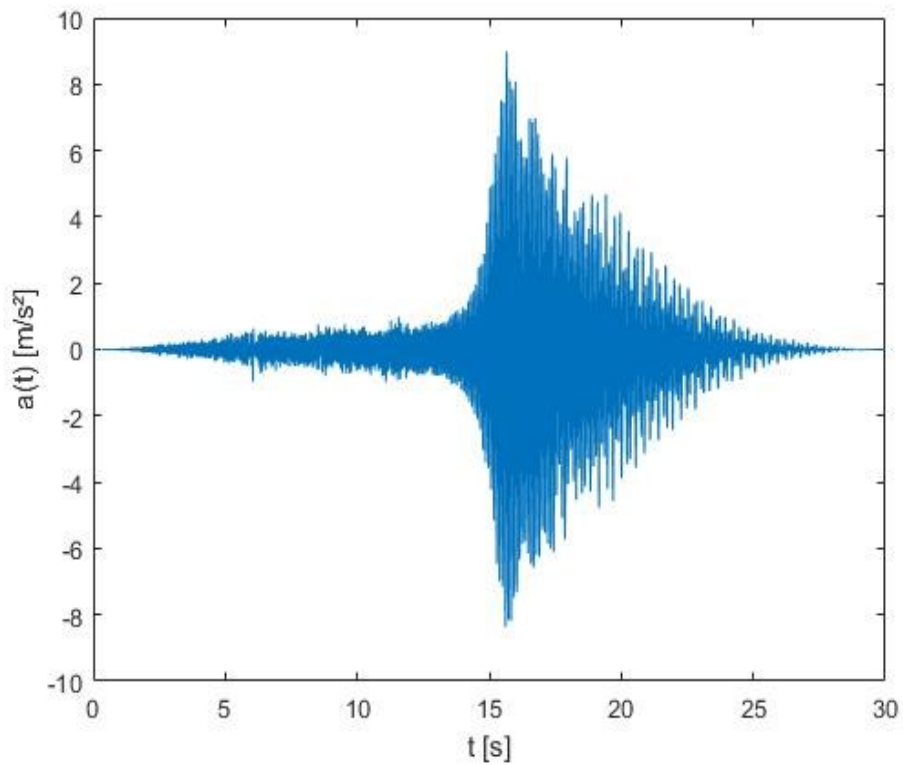
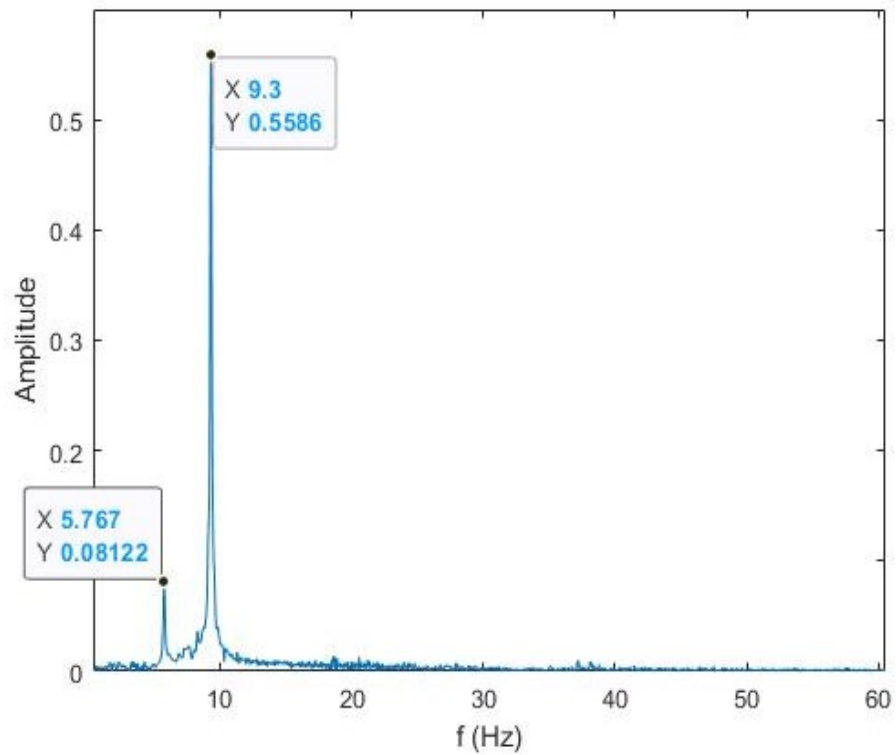


Figura 6.9 - Espectro da resposta da aceleração no domínio da frequência durante a parada do motor com molas de rigidez $k = 2,71 \text{ N/mm}$ no eixo Z.



Uma análise semelhante é realizada no eixo X a fim de encontrar mais uma componente da frequência natural. As Figuras 6.10 e 6.11 demonstram o sinal medido no eixo X no domínio do tempo com a aplicação da técnica de janelamento e no domínio da frequência, respectivamente.

Figura 6.10 - Aceleração versus tempo durante a parada do motor, com molas de rigidez $k = 2,71$ N/mm no eixo X, com aplicação de janela de Hanning.

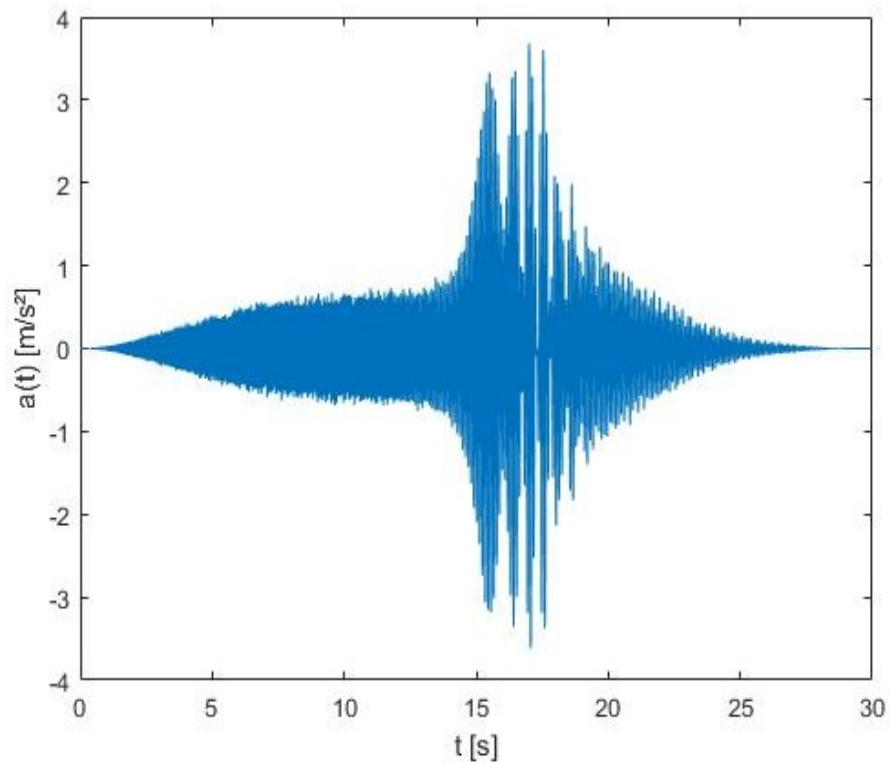
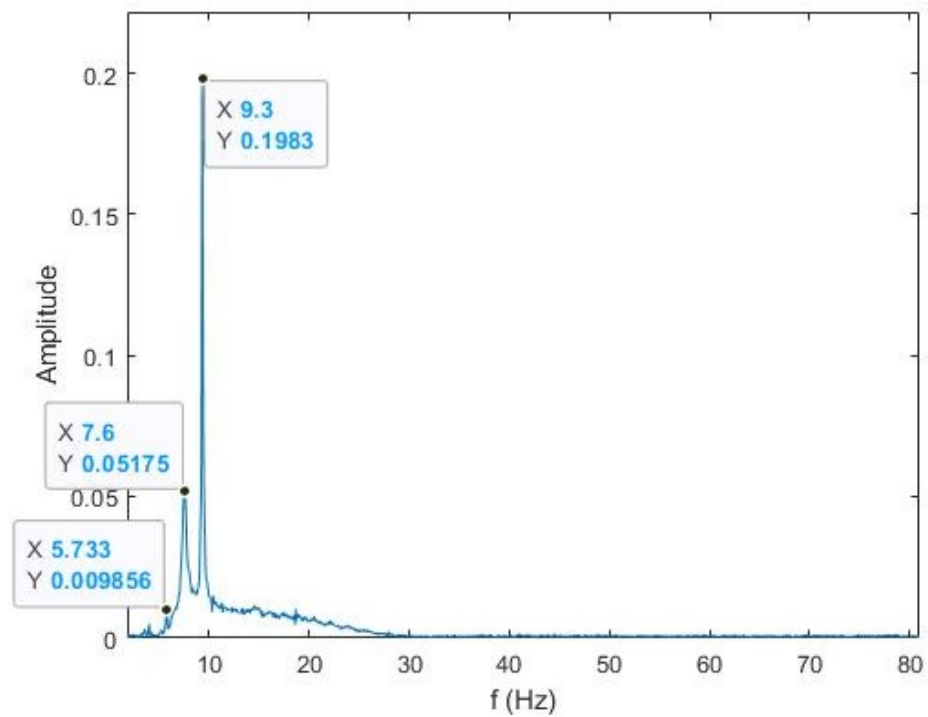
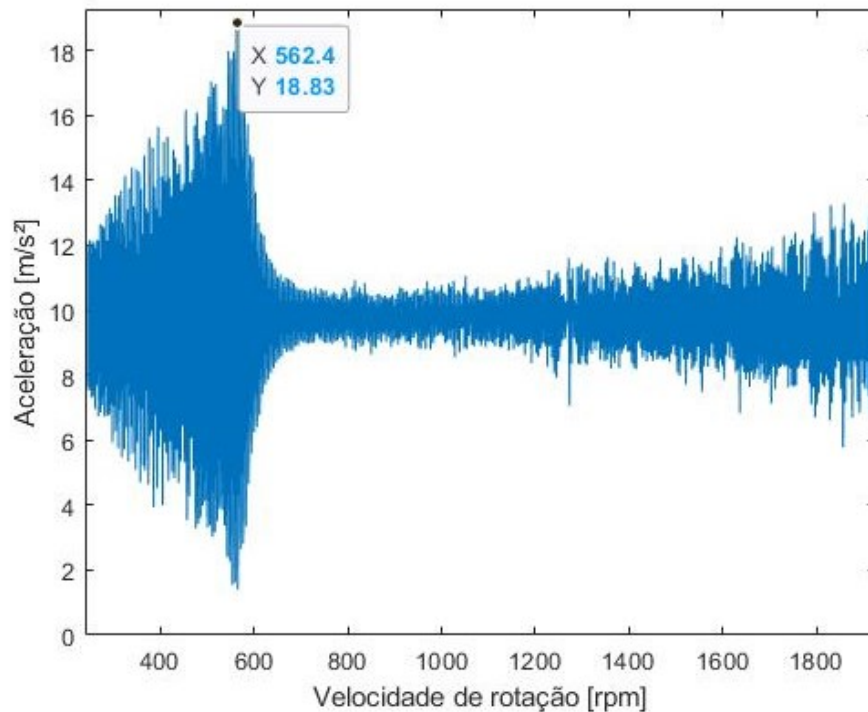


Figura 6.11 - Espectro da resposta da aceleração no domínio da frequência durante a parada do motor com molas de rigidez $k = 2,71$ N/mm no eixo X.



A partir da análise dos gráficos em X e Z é possível notar picos de amplitude nas frequências de 5,77 Hz, 7,60 Hz e 9,30 Hz, sendo a última com as maiores amplitudes. A Figura 6.12 contém os dados de aceleração pela velocidade do motor em rpm, registrada durante a parada do motor.

Figura 6.12 - Aceleração versus velocidade de rotação durante a parada do motor com molas de rigidez $k = 2,71 \text{ N/mm}$ no eixo Z.



Na Figura 6.12 é possível notar a alteração no modo de vibrar apenas na rotação de 562,4 rpm, devido a sobreposição dos modos de vibração. A Tabela 6.2 compara o valor da rotação encontrada nas Figuras 6.9 e 6.11. Para isso, a velocidade de rotação em rpm foi convertida para Hz.

Tabela 6.2 - Comparação entre as frequências presentes nos sinais encontrados via FFT e velocidade de rotação do motor.

Frequência do pico via FFT (Hz)	Frequência de rotação (Hz)	Erro (%)
9,30	9,37	0,75

O erro existe devido a utilização de uma curva para a dedução dos dados de velocidade de rotação entre os valores medidos.

c. Comparação entre os resultados

Se considerarmos apenas o movimento principal, de translação no eixo Z, o sistema passa a ter apenas um grau de liberdade. Se as constantes de rigidez de todas as molas são iguais e o centro de massa se encontra no centro da chapa em que o motor é fixado, então a frequência natural pode ser calculada a partir da Eq. 6.3.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{4k}{m}} \quad (6.3)$$

Mantendo a massa do sistema constante e alterando a rigidez das molas, a relação entre as frequências naturais f_1 e f_2 é dada pela Eq. 6.4.

$$\frac{\omega_{n1}}{\omega_{n2}} = \frac{f_1}{f_2} = \sqrt{\frac{k_1}{k_2}} \quad (6.4)$$

A partir dos valores de frequências naturais determinados pelos picos no espectro de frequência e dos valores calculados de rigidez das molas, encontramos:

(a) Relação entre frequências (Eq. 6.5):

$$\frac{f_1}{f_2} = \frac{27,77}{9,30} = 2,99 \quad (6.5)$$

(b) Relação entre constantes de rigidez (Eq. 6.6):

$$\sqrt{\frac{k_1}{k_2}} = \sqrt{\frac{18,37}{2,71}} = 2,60 \quad (6.6)$$

O erro de 13,04% entre os resultados se deve às aproximações realizadas, desconsideração de dois graus de liberdade e os erros envolvidos no cálculo das constantes das molas. Entretanto, os valores encontrados são condizentes com a teoria apresentada e é possível concluir que os modos normais de vibração são alterados devido a alteração da rigidez do sistema.

6.1.2. Alteração de massa

Para os ensaios envolvendo alterações de massa, foi usado o equipamento montado com molas de constante de rigidez calculada de 2,71 N/mm. A aquisição de dados foi realizada sob as mesmas condições.

a. Alteração da massa do sistema

A fim de alterar a massa do sistema, foi fixado utilizando fita dupla face, quatro pesos sobre a chapa de alumínio utilizada como mesa. A Figuras 6.13 mostra o sistema com as massas fixadas.

Figura 6.13 - Sistema com alteração de massa através da fixação de pesos utilizando fita dupla face sobre a chapa.



O espectro no domínio de frequência do sinal de vibração, gerado a partir das leituras de aceleração no eixo Z, com e sem a adição de uma massa de 4,8 kg à massa original do sistema m_1 , é comparado na Figura 6.14. A Figura 6.15 mostra com maiores detalhes os picos de amplitude.

Figura 6.14 - Espectro no domínio de frequência para diferentes massas.

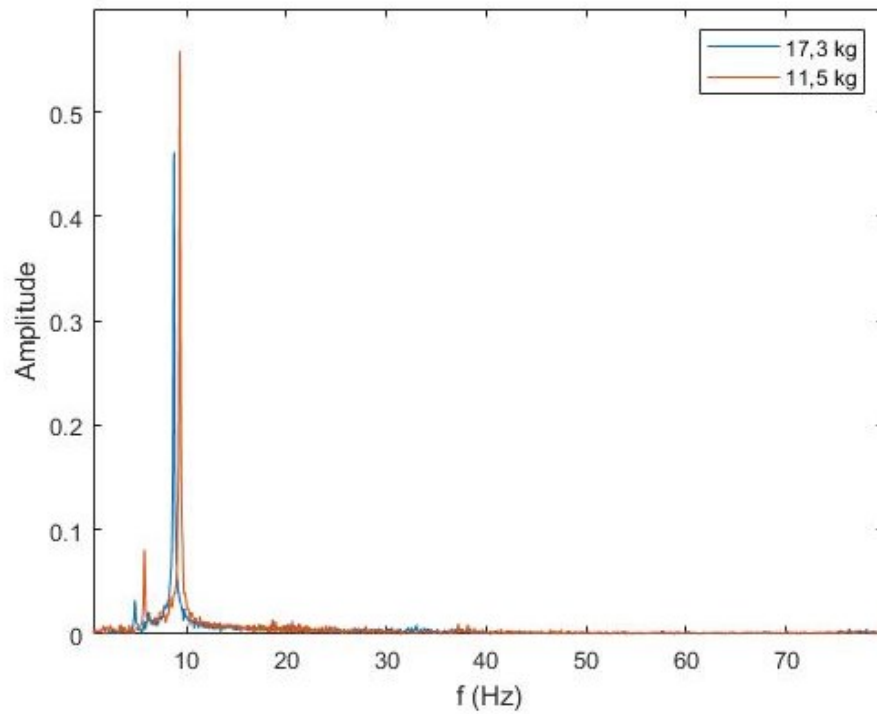
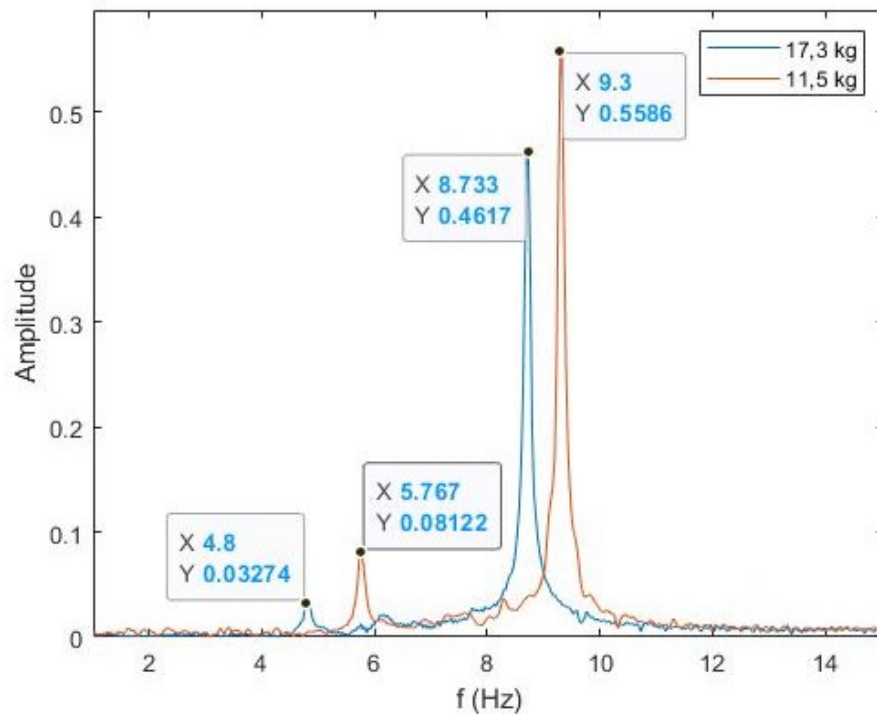


Figura 6.15 - Picos de amplitude no espectro no domínio de frequência para diferentes massas.



O aumento da massa do sistema causou diminuição dos valores de frequências naturais e redução da amplitude dos picos. Se considerarmos apenas o movimento

principal, de translação no eixo Z e um grau de liberdade, então a relação entre as frequências naturais é dada pela Eq. 6.7, sendo m_a a massa adicionada ao sistema.

$$\frac{\omega_{n1}}{\omega_{n2}} = \frac{f_1}{f_2} = \sqrt{\frac{m_2}{m_1}} = \sqrt{\frac{m_1+m_a}{m_1}} \quad (6.7)$$

A massa dos pesos adicionais utilizados, determinada através de uma balança, foi de $4,8 \pm 0,1 \text{ kg}$. A massa do sistema foi calculada através da massa do motor fornecido pelo fabricante, massa dos discos obtida através de uma balança e das dimensões e propriedades da chapa de alumínio, resultando em uma massa de $11,5 \pm 0,1 \text{ kg}$. Pelos valores de frequência natural determinados experimentalmente e massas do sistema e dos pesos adicionais, calculamos a relação entre as frequências naturais (Eq. 6.8) e as massas (Eq. 6.9).

$$(a) \quad \frac{f_1}{f_2} = \frac{9,3}{8,733} = 1,06 \quad (6.8)$$

$$(b) \quad \sqrt{\frac{m_1+m_a}{m_1}} = \sqrt{\frac{11,5+4,8}{11,5}} = 1,19 \quad (6.9)$$

O erro de 10,9% entre os resultados se deve às aproximações realizadas, desconsideração de dois graus de liberdade, os erros envolvidos no cálculo da massa do sistema e do erro da balança. Entretanto, os valores encontrados são condizentes com a teoria apresentada e é possível concluir que os modos normais de vibração são alterados devido a alteração da massa do sistema. A maior inércia é responsável pela diminuição das amplitudes de vibração.

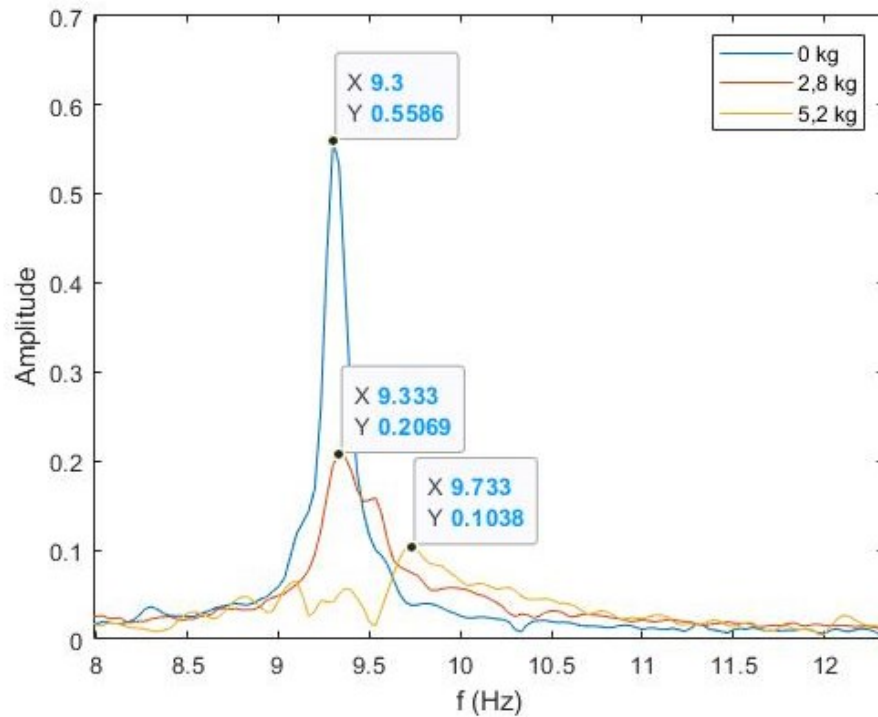
b. Absorvedor dinâmico sem amortecimento

Absorvedores dinâmicos têm como função reduzir os níveis de vibração de um sistema através da adição de um sistema massa-mola. Um sistema massa-mola com possibilidade de alteração da massa foi adicionado ao sistema a fim de permitir a visualização da mudança no comportamento do sistema devido a adição desse sistema.

Os pesos podem ser adicionados e retirados do sistema conforme desejado. Cada peso possui uma massa de $1,2 \pm 0,1 \text{ kg}$ e o sistema utilizado para acoplar os

pesos à massa possui massa de $0,4 \pm 0,1 \text{ kg}$. A Figura 6.16 demonstra o deslocamento e atenuação do pico de amplitude devido a utilização do absorvedor dinâmico não amortecido.

Figura 6.16 - Picos no espectro de amplitude de vibração no domínio da frequência do sistema com absorvedor dinâmico sem amortecimento de diferentes massas.



Para a construção do absorvedor, foi utilizada uma mola e massas arbitrárias, sem levar em consideração a frequência natural do sistema original. Assim, a amplitude em 9,3 Hz é apenas atenuada e deslocada e não anulada.

6.2. Vibração harmônica forçada

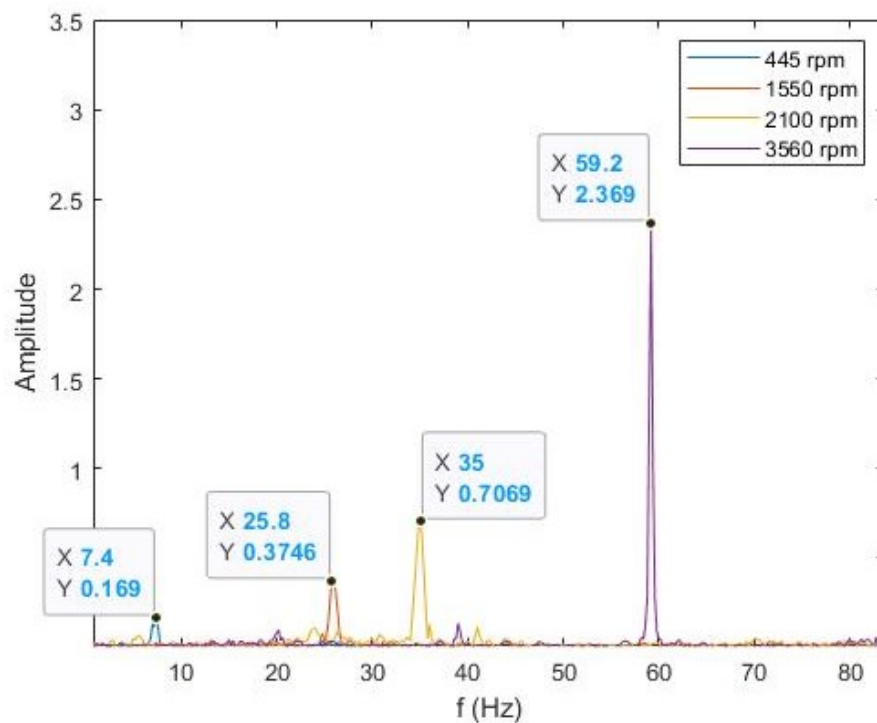
As vibrações são ditas forçadas quando há excitação por forças externas. Nessa situação, o sistema passa a oscilar na frequência de excitação e a presença de desbalanceamento causa aumento dos níveis de vibração nessa frequência. Máquinas rotativas com massa desbalanceada são casos de vibrações excitadas por forças harmônicas.

6.2.1. Variação da velocidade de excitação

O objetivo deste ensaio é observar que o sistema oscila na frequência de excitação quando há presença de força externa. Para isso, foi alterada a velocidade de excitação do sistema utilizando um dimmer e adquiriram-se os dados por 5 segundos, com frequência de amostragem de 217 Hz.

A frequência de excitação foi escolhida arbitrariamente, já que o dimmer realiza o controle de tensão de alimentação do motor e possui escala analógica. Os resultados obtidos estão apresentados a seguir (Figura 6.17).

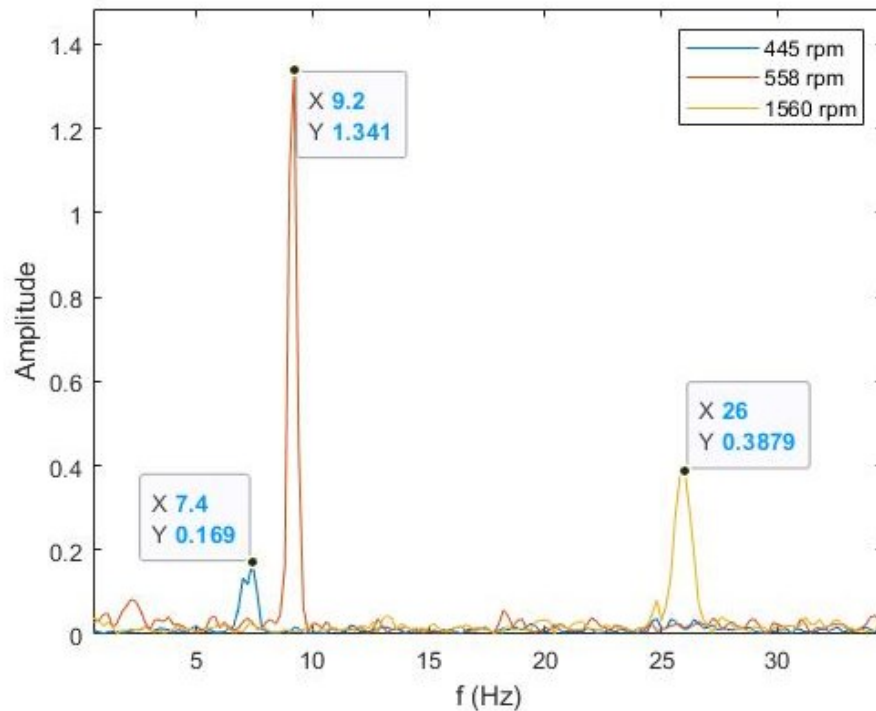
Figura 6.17 - Espectro de frequência no eixo Z para diferentes frequências de excitação.



Pela Figura 6.17 é possível observar que o espectro de sinal de vibração apresenta picos predominantes na frequência de rotação da máquina e a amplitude do pico aumenta conforme a velocidade de excitação aumenta.

Quando a frequência de excitação é igual a frequência natural do sistema, ocorre o aumento dos níveis de vibração. A Figura 6.18 compara a amplitude de vibração para frequências de excitação próximas e distantes da frequência natural de 9,3 Hz.

Figura 6.18 - Espectro de frequência no eixo Z para diferentes frequências de excitação.



A amplitude de vibração aumenta quando a frequência de excitação do sistema se aproxima da frequência natural. Quando distante da frequência natural, o sistema volta a se comportar da maneira usual e a amplitude de vibração aumenta de acordo com a velocidade de excitação.

6.2.2. Massa de desbalanceamento

A partir da aquisição de dados de aceleração no eixo Z, e adição de massas de desbalanceamento, foram gerados os gráficos apresentados a seguir. Os dados foram adquiridos por 5 segundos com frequência de amostragem de 217 Hz.

As Figuras 6.19 e 6.20 demonstram o espectro de vibração no domínio da frequência do sistema excitado na velocidade máxima do motor de 3560 rpm no eixo Z.

Figura 6.19 - Espectro de amplitude de vibração no domínio da frequência do sistema com frequência de excitação de 59 Hz e massas de desbalanceamento.

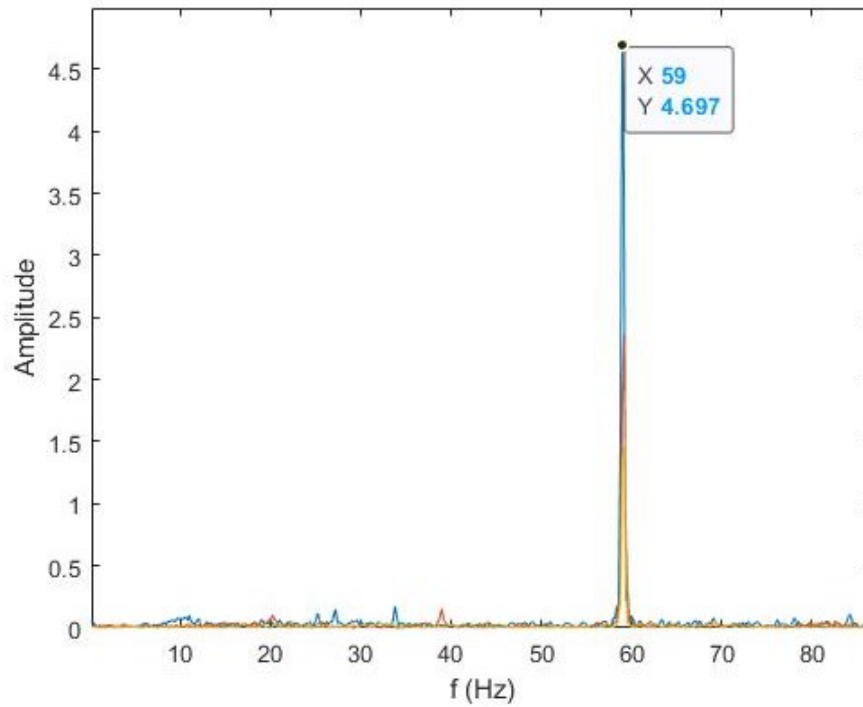
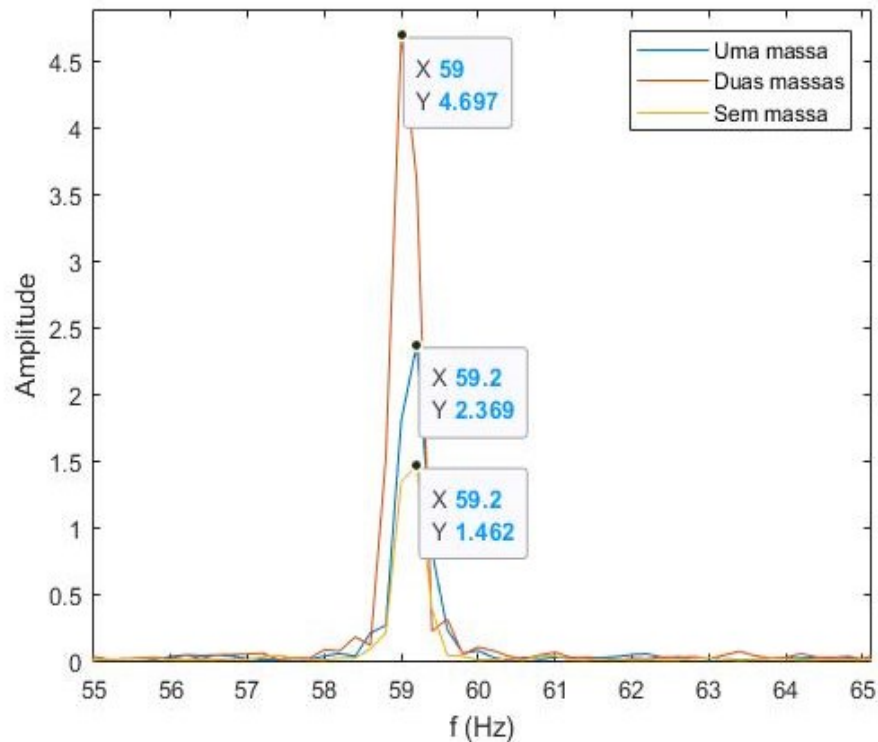


Figura 6.20 - Picos do espectro de amplitude de vibração no domínio da frequência do sistema com frequência de excitação de 59,25 Hz e massas de desbalanceamento.



O desbalanceamento aumenta os níveis de vibração do sistema na frequência de operação do equipamento. Quanto maior o desbalanceamento do motor, maiores serão as amplitudes de vibração.

7. CONCLUSÃO

Este trabalho propôs o desenvolvimento de um equipamento didático de baixo custo para demonstração de maneira prática do monitoramento de sinais de vibração para identificação de falhas em máquinas rotativas e influência da rigidez e massa no fenômeno de ressonância.

Foram gastos R\$614,00 no desenvolvimento do projeto, sendo as chapas de alumínio e aço frutos de doação. O desenvolvimento do equipamento foi realizado com sucesso e o sistema foi suficiente para demonstrar os fenômenos desejados.

Por meio dos resultados encontrados e gráficos apresentados, é perfeitamente possível e viável diagnosticar o estado de equipamentos rotativos através da análise de sinais de vibração medidos no sistema de fixação do equipamento.

Foi possível visualização do fenômeno de ressonância, relacionada à frequência natural do sistema e as alterações no comportamento devido à alteração de massa e rigidez e, ainda, demonstração do fenômeno de desbalanceamento e a influência da massa de desbalanceamento e velocidade de rotação do motor na vibração do sistema.

Foi possível também demonstrar como utilizar a Transformada Rápida de Fourier como ferramenta para a análise de dados de vibração no domínio da frequência, através do software Matlab. Assim, este trabalho cumpriu com a proposta e pode ser utilizado para a observação de fenômenos de vibração em aulas práticas para alunos de engenharia.

É importante ressaltar que existem melhorias que podem ser realizadas no projeto. Essas sugestões serão abordadas no Capítulo 8.

8. TRABALHOS FUTUROS

Motores de indução monofásicos são projetados para trabalharem com tensão determinada, no caso de 220 V. A maneira adequada de realizar um controle de velocidade nesses motores é alterando a frequência da alimentação ou a defasagem em graus entre as fases.

Um controle de velocidade baseado na redução da tensão elétrica nas bobinas do motor causará diminuição do campo magnético nas bobinas, gerando um funcionamento diferente do projetado pelo fabricante e acarretando perda de potência, ruídos e aquecimento indesejado, que podem levar a ocorrência de curto-circuito entre as bobinas, se houver danos em seu isolamento devido ao aquecimento.

Assim, o controle de velocidade baseado na diminuição da tensão média de alimentação não é recomendado, especialmente em motores que necessitem entregar torque. A utilização de inversores de frequência monofásicos seria ideal nessa aplicação, porém, esses equipamentos tornaram-se pouco usuais, dando espaço para inversores de frequência trifásicos e não são mais encontrados no mercado facilmente.

Tendo em vista que o motor não trabalha com carga e os ensaios possuem duração de no máximo 30 segundos, optamos por manter a utilização do dimmer para controle da velocidade. Apesar do controle ineficiente da velocidade, é suficiente para demonstrarmos a variação da frequência do sinal de vibração quando alterada a velocidade de rotação do equipamento.

Entretanto, deixo como sugestão o desenvolvimento de um inversor de frequência monofásico adequado para a variação da velocidade do motor monofásico em questão, a fim de obter melhor controle da velocidade e evitar possíveis danos ao motor em longo prazo.

O absorvedor dinâmico utilizado para anular a ressonância na frequência de operação do sistema, quando a frequência de operação e natural são próximas, foi escolhido de maneira arbitrária, anteriormente à determinação da frequência natural do sistema.

Sendo assim, fica como sugestão o projeto de um novo absorvedor dinâmico, com molas e massa apropriadas para anular a vibração na frequência natural do sistema primário, cumprindo com a proposta de utilização de um absorvedor dinâmico.

Por fim, para demonstração da influência da rigidez no movimento livre do sistema, foi necessário realizar toda a montagem do sistema duas vezes, demandando muito tempo e trabalho, de maneira pouco prática a ser utilizada em uma aula de graduação. Assim, deixo como sugestão o desenvolvimento de um sistema mais simples de fixação das molas, para permitir maior agilidade nas substituições.

9. BIBLIOGRAFIA

ABCP (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE CIMENTO PORTLAND). **Adensamento do Concreto por Vibração**. Gestão de Equipamentos e Obras. 2005.

ALVES, J. **Análise Dinâmica de um Sistema de Isolamento de Vibrações por Dispositivos Eletromecânicos**. Universidade Estadual Paulista. Bauru, 2017.

ANDRADE, A., SOARES A. **Técnicas de Janelamento de Sinais**. III Seminário dos Estudantes de Engenharia Elétrica da UFU. Uberlândia, 2000.

ARDUINO. **Arduino UNO R3**. <https://docs.arduino.cc/hardware/uno-rev3>. Acesso em: jul. de 2022.

ASHFAQ, A. **Eletrônica de Potência**. Prentice Hall. São Paulo, 2000.

BANZI, M., SHILOH, M. **Primeiros Passos com o Arduino: A plataforma de prototipagem eletrônica open source**. 2. ed. Novatec Editora, 2015.

BARR, M. **Programming Embedded Systems in C and C++**. O'Reilly. 1999.

BÜHLER, A., LAGO, M., BERGAMIM, V., DEVES, M. **Comparação entre simulação e sistema real de vibração com dois graus de liberdade**. Revista Brasileira de Ensino de Física, vol. 41, 2019.

DECASTRO, F. **Conversão A/D e D/A**. Departamento de Eletrônica e Computação. Universidade Federal de Santa Maria. Santa Maria, 2020.

DINIZ, P. S.; SILVA, E. A.; NETTO, S. L. **Processamento Digital de Sinais: Projeto e Análise de Sistemas**. 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2014.

DRIEMEIER L.; ALVES M.; MOURA R. **Análise de Sinais usando MatLab**. Escola Politécnica Da Universidade De São Paulo. Departamento de Engenharia Mecatrônica. São Paulo.

ENSUS ADVANCED ENGINEERING. **Análise de Vibração: Tipos de Sinais, Transformada de Fourier e PSD**. 2016.

FERREIRA, S. G. **Desbalanceamento em Sistemas Rotativos**. Centro Estadual de Educação Tecnológica Paula Souza. Faculdade de Tecnologia de Jahu. Jaú, 2017.

FITZGERALD, A. E.; KINGSLEY, C.; UMANS, S. D. ***Electric Machinery***. 6^a. ed. McGraw-Hill, 2005.

GITHUB. **MPU6050 Calibration**.

https://github.com/Protonerd/DIYino/blob/master/MPU6050_calibration.ino. Acesso em: jul. de 2022.

GOMES, M. **Análise de Esforços Mecânicos com Auxílio de Técnicas de Vibrações Estruturais e Extensometria em Pórtico do Tipo Grua**. Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2016.

GORNI, A. **Propriedades e Características de Resinas Plásticas Usadas em Chapas Amortecedoras de Vibração**. Evento PlastShow, Feira e Congresso. São Paulo, 2006.

HART, D. W. **Eletrônica de Potência: Análise e Projetos de Circuitos**. Editora AMGH, 2012.

HIBBELER, R. C. **Dinâmica: mecânica para engenharia**. 12. ed. São Paulo: Pearson Prince Hall, 2011.

HIGUTI, R. T. **Notas de Aula: Processamento Digital de Sinais: Análise Espectral Usando a DFT**. Departamento de Engenharia Elétrica, UNESP, 1999.

INVENSENSE. **MPU6000 and MPU6050 Product Specification Revision 3.4**. 2013.

KARDEK A.; NASCIF J. **Função Estratégica**. 3. ed. Editora Qualitymark, 2009.

LATHI, B. P. **Sinais e sistemas lineares**. 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2008.

LEITE, F. A. **Comparativo Entre Variadores De Velocidade E Inversores De Frequência**. Centro Federal De Educação Tecnológica De Minas Gerais. Araxá, 2018.

MAKIUCHI, M. R. **Desenvolvimento de Rede Neural Artificial Recorrente em FPGA para Previsão online de Oportunidades em Transmissões Oportunísticas em Redes de Comunicação Wireless**. Universidade de Brasília. Brasília, 2018.

MARÇAL, R. **Detectando Falhas Incipientes Em Máquinas Rotativas**. Revista Gestão Industrial. 2005.

MARÇAL, R. **Um Método Para Detectar Falhas Incipientes Em Máquinas Rotativas Baseado Em Análise De Vibrações E Lógica Fuzzy**. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Metalúrgica, de Minas e dos Materiais - Universidade Federal Do Rio Grande Do Sul. Porto Alegre, 2000.

MARINELLI, I. **Da preventiva à preditiva, a evolução da gestão da manutenção**. Revista Manutenção, 2021.

MARTINS M. ET AL. **Estudo da Aplicação da FFT (Fast Fourier Transform) em Análise da Condição de Máquinas Rotativas**. Revista Interdisciplinar de Pesquisa em Engenharia. Brasília, DF, 2016.

NASCIF, J. **Manutenção Classe Mundial**. Revista Manutenção e Qualidade. 2000, revisado em 2015.

OLIVEIRA L. ET AL. **Análise De Vibração em Mancais Rotativos para Manutenção Preditiva, Utilizando Coletor/Analisador de Vibrações**. Faculdade Evangélica de Goianésia, Goianésia, 2020.

OLIVEIRA, V. H. S. **Absorvedor Dinâmico de Vibrações**. Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Cornélio Procópio, 2015.

PELÍCIA, D. **O que é vibração de máquinas?** <https://14news.com.br/geral/diego-pelicia-o-que-e-vibracao-de-maquinas/>. Acesso em: set. de 2022.

PIRES, C. A.; OKADA, R. H. **Manutenção Preditiva: Estratégia de Produção e Redução de Custos**. Faculdade de Tecnologia de Taquaritinga. Taquaritinga, 2020.

RAO, S. S. **Vibrações mecânicas**. 4. ed. São Paulo: Pearson Prince Hall, 2008.

SANTOS, J. T. **Análise Modal Experimental de Eixos Trincados**. Dissertação de mestrado. ENM/FT/UnB. Brasília, 2007.

SECRETARIA DA EDUCAÇÃO DO GOVERNO DO ESTADO DO CEARÁ. **Curso Técnico em Mineração: Cominuição e Classificação**. Escola Estadual de Educação Profissional. Ensino Médio Integrado À Educação Profissional.

SHACKELFORD, J. F. **Introdução à Ciência dos Materiais para Engenheiros**. São Paulo. Pearson Prentice Hall, 2008.

SILVA, D. H. DE J. **Processamento de Sinais para Monitoramento de Vibrações em Unidades Geradoras Hidrelétricas**. Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2013.

SILVA, S. **Vibrações Mecânicas**. Universidade Estadual do Oeste do Paraná. Foz do Iguaçu, 2009.

STMICROELECTRONICS. **BTA40, BTA41 and BTB41 Series**. 2005.

STUHLER, J. **Utilização de MEMS para aplicações de circuitos de baixo custo de movimentação e sensoriamento**. Metodologias E Aprendizado. 2022.

THOMSON, W. **Teoria da vibração com aplicações**. Rio de Janeiro: Interciencia, 1978.

TROJAN, F.; MARÇAL, R.; BARAN, L. **Classificação dos Tipos de Manutenção pelo Método de Análise Multicritério Electre TRI**. Simpósio Brasileiro de Pesquisa Operacional. Rio Grande do Norte, 2013.

WEEKS, M. **Processamento digital de sinais utilizando MATLAB e Wavelets**. Rio de Janeiro: LTC, 2012.

XAVIER J. N. **Manutenção Preditiva: Caminho para a Excelência**. Nova Manutenção y Qualidade, ISSN 1413-4659, 2004.

10. ANEXOS

10.1. Aquisição de dados via Arduino IDE.

```

#include "Wire.h"
#include "MPU6050.h"

#define sensorVel 2

unsigned long rpm = 0;
unsigned long tempoAnterior = 0;
int pulsosPorVolta = 1;           // Utiliza uma fita reflexiva a cada volta
double tempoInicio = 0;
volatile byte pulsos = 0;

const int MPU=0x68;
int AcX,AcY,AcZ;

MPU6050 mpu;

void contador()
{
  pulsos++;                       // Incrementa contador
}

void setup()
{
  pinMode(sensorVel, INPUT);      // Pino para ler o sinal no coletor do fototransistor

  mpu.setXAccelOffset(479);      //Calibração do eixo X
  mpu.setYAccelOffset(958);      //Calibração do eixo Y
  mpu.setZAccelOffset(1073);     //Calibração do eixo Z
  mpu.setFullScaleAccelRange(3); //Definição da escala 16g

  Wire.begin();                 //Inicia a comunicação I2C
  Wire.beginTransmission(MPU);  //Inicializa o acelerômetro
  Wire.write(0x6B);
  Wire.write(0);
  Wire.endTransmission(true);

  Serial.begin(115200);          // Inicializa a porta serial com baud rate de 115200
}

```



```

void loop()
{
  Wire.beginTransmission(MPU);
  Wire.write(0x3B);
  Wire.endTransmission(false);

  bool leituraSensorVel = digitalRead(sensorVel);

  if (tempoInicio <= 10e3) {           // Tempo de aquisição de 10 segundos

    //Solicita os dados do sensor
    Wire.requestFrom(MPU,14, true);

    //Armazena os dados dos sensores nas variaveis correspondentes
    AcX=Wire.read()<<8 | Wire.read(); // 0x3B (ACCEL_XOUT_H) & 0x3C (ACCEL_XOUT_L)
    AcY=Wire.read()<<8 | Wire.read(); // 0x3D (ACCEL_YOUT_H) & 0x3E (ACCEL_YOUT_L)
    AcZ=Wire.read()<<8 | Wire.read(); // 0x3F (ACCEL_ZOUT_H) & 0x40 (ACCEL_ZOUT_L)

    //Printa os valores em m/s² e o tempo
    Serial.print("| AcX = ");
    Serial.print(AcX*9.81/2048);
    Serial.print(" | Y = ");
    Serial.print(AcY*9.81/2048);
    Serial.print(" | Z = ");
    Serial.print(AcZ*9.81/2048);
    Serial.print(" | tempo = ");
    Serial.println(tempoInicio/1000,3);

    //Atualiza contador a cada segundo
    if (millis() - tempoAnterior >= 1000){

      //Desabilita interrupção e calcula velocidade em rpm pela quantidade de voltas
      detachInterrupt(0);
      rpm = (60000 / pulsosPorVolta) / (millis() - tempoAnterior) * pulsos;
      tempoAnterior = millis();
      pulsos = 0;

      // Printa os valores de velocidade em rpm e o tempo
      Serial.print("RPM = ");
      Serial.print(rpm);
      Serial.print(" | tempo = ");
      Serial.println(tempoInicio/1000,3);

      //Habilita interrupcao
      attachInterrupt(0, contador, FALLING);
    }

    tempoInicio = millis();
  }
}

```

10.2. Análise de dados de vibração via FFT no software Matlab.

```

N = length(Acel);           %Acel contém os dados do acelerômetro por eixo
AcelH = (Acel).*hann(N);   %Aplicação da janela de Hanning
fs = N/T;                  %fs:frequência de amostragem; T:tempo de coleta
n=0:1:N-1;
Ts = 1/fs;                 %Ts: período de amostragem

t_sample = (0 : Ts : (N-1)*Ts);

figure();
plot(t_sample,Acel);      %Gráfico no domínio do tempo sem janela
xlabel('t [s]');
ylabel('a(t) [m/s²]');

figure();
plot(t_sample, AcelH);    %Gráfico no domínio do tempo com janela de Hanning
xlabel('t [s]');
ylabel('a(t) [m/s²]');

frequency = n/T;          %Determinação da frequência pela fs
fc = ceil(N/2);           %frequência de corte

fftAcel = fft(AcelH);     %Cálculo da FFT
fftAcel = fftAcel(1:fc);

figure();
plot(frequency(1:fc),abs(fftAcel/N)); %Gráfico no domínio da frequência
xlabel('f (Hz)');
ylabel('Amplitude');

```

10.3. Calibração do MPU6050 via Arduino IDE.

(Adaptado de Luis Ródenas, disponível na plataforma gitHub)

```
// Arduino sketch that returns calibration offsets for MPU6050 // Version 1.1 (31th January
2014)
// Done by Luis Ródenas <luisrodenaslorda@gmail.com>
// Based on the I2Cdev library and previous work by Jeff Rowberg <jeff@rowberg.net>
// Updates (of the library) should (hopefully) always be available at
https://github.com/jrowberg/i2cdevlib

/* ===== LICENSE =====
I2Cdev device library code is placed under the MIT license
Copyright (c) 2011 Jeff Rowberg
=====
*/

// I2Cdev and MPU6050 must be installed as libraries
#include "I2Cdev.h"
#include "MPU6050.h"
#include "Wire.h"

/////////////////////// CONFIGURATION /////////////////////////////////////////
//Change this 3 variables if you want to fine tune the skecth to your needs.

int buffersize=1000;           //Amount of readings used to average (default:1000)
int acel_deadzone=8;          //Acelerometer error allowed (default:8)
int giro_deadzone=1;          //Giro error allowed (default:1)

// default I2C address
MPU6050 accelgyro(0x68);

int16_t ax, ay, az,gx, gy, gz;

int mean_ax,mean_ay,mean_az,mean_gx,mean_gy,mean_gz,state=0;
int ax_offset,ay_offset,az_offset,gx_offset,gy_offset,gz_offset;

/////////////////////// SETUP /////////////////////////////////////////
void setup() {
  Wire.begin();
  TWBR = 24;

  // initialize serial communication
  Serial.begin(115200);

  // initialize device
  accelgyro.initialize();
```

```

// wait for ready
while (Serial.available() && Serial.read()); // empty buffer
while (!Serial.available()){
  Serial.println(F("Send any character to start sketch.\n"));
  delay(1500);
}
while (Serial.available() && Serial.read()); // empty buffer again

// start message
Serial.println("\nMPU6050 Calibration Sketch");
delay(2000);
Serial.println("\nYour MPU6050 should be placed in horizontal position, with package letters
facing up. \nDon't touch it until you see a finish message.\n");
delay(3000);
// verify connection
Serial.println(accelgyro.testConnection() ? "MPU6050 connection successful" : "MPU6050
connection failed");
delay(1000);
// reset offsets
accelgyro.setXAccelOffset(0);
accelgyro.setYAccelOffset(0);
accelgyro.setZAccelOffset(0);
accelgyro.setXGyroOffset(0);
accelgyro.setYGyroOffset(0);
accelgyro.setZGyroOffset(0);
}

////////////////////////////////// LOOP //////////////////////////////////////
void loop() {
  if (state==0){
    Serial.println("\nReading sensors for first time...");
    meansensors();
    state++;
    delay(1000);
  }

  if (state==1) {
    Serial.println("\nCalculating offsets...");
    calibration();
    state++;
    delay(1000);
  }

  if (state==2) {
    meansensors();
    Serial.println("\nFINISHED!");
    Serial.print("\nSensor readings with offsets:\t");
    Serial.print(mean_ax);
  }
}

```

```

Serial.print("\t");
Serial.print(mean_ay);
Serial.print("\t");
Serial.print(mean_az);
Serial.print("\t");
Serial.print(mean_gx);
Serial.print("\t");
Serial.print(mean_gy);
Serial.print("\t");
Serial.println(mean_gz);
Serial.print("Your offsets:\t");
Serial.print(ax_offset);
Serial.print("\t");
Serial.print(ay_offset);
Serial.print("\t");
Serial.print(az_offset);
Serial.print("\t");
Serial.print(gx_offset);
Serial.print("\t");
Serial.print(gy_offset);
Serial.print("\t");
Serial.println(gz_offset);
Serial.println("\nData is printed as: acelX acelY acelZ giroX giroY giroZ");
Serial.println("Check that your sensor readings are close to 0 0 16384 0 0 0");
Serial.println("If calibration was succesful write down your offsets so you can set them in your
projects using something similar to mpu.setXAccelOffset(youroffset)");
    while (1);
}
}

////////////////////////////////////// FUNCTIONS ////////////////////////////////////////
void meansensors(){
    long i=0,buff_ax=0,buff_ay=0,buff_az=0,buff_gx=0,buff_gy=0,buff_gz=0;

    while (i<(buffersize+101)){
        // read raw accel/gyro measurements from device
        accelgyro.getMotion6(&ax, &ay, &az, &gx, &gy, &gz);

        if (i>100 && i<=(buffersize+100)){ //First 100 measures are discarded
            buff_ax=buff_ax+ax;
            buff_ay=buff_ay+ay;
            buff_az=buff_az+az;
            buff_gx=buff_gx+gx;
            buff_gy=buff_gy+gy;
            buff_gz=buff_gz+gz;
        }
    }
}

```

```

if (i==(buffersize+100)){
    mean_ax=buff_ax/buffersize;
    mean_ay=buff_ay/buffersize;
    mean_az=buff_az/buffersize;
    mean_gx=buff_gx/buffersize;
    mean_gy=buff_gy/buffersize;
    mean_gz=buff_gz/buffersize;
}
i++;
delay(2); //Needed so we don't get repeated measures
}
}

void calibration(){
    ax_offset=-mean_ax/8;
    ay_offset=-mean_ay/8;
    az_offset=(16384-mean_az)/8;
    gx_offset=-mean_gx/4;
    gy_offset=-mean_gy/4;
    gz_offset=-mean_gz/4;
    while (1){
        int ready=0;
        accelgyro.setXAccelOffset(ax_offset);
        accelgyro.setYAccelOffset(ay_offset);
        accelgyro.setZAccelOffset(az_offset);
        accelgyro.setXGyroOffset(gx_offset);
        accelgyro.setYGyroOffset(gy_offset);
        accelgyro.setZGyroOffset(gz_offset);

        meansensors();
        Serial.println("...");

        if (abs(mean_ax)<=acel_deadzone) ready++;
        else ax_offset=ax_offset-mean_ax/acel_deadzone;
        if (abs(mean_ay)<=acel_deadzone) ready++;
        else ay_offset=ay_offset-mean_ay/acel_deadzone;
        if (abs(16384-mean_az)<=acel_deadzone) ready++;
        else az_offset=az_offset+(16384-mean_az)/acel_deadzone;

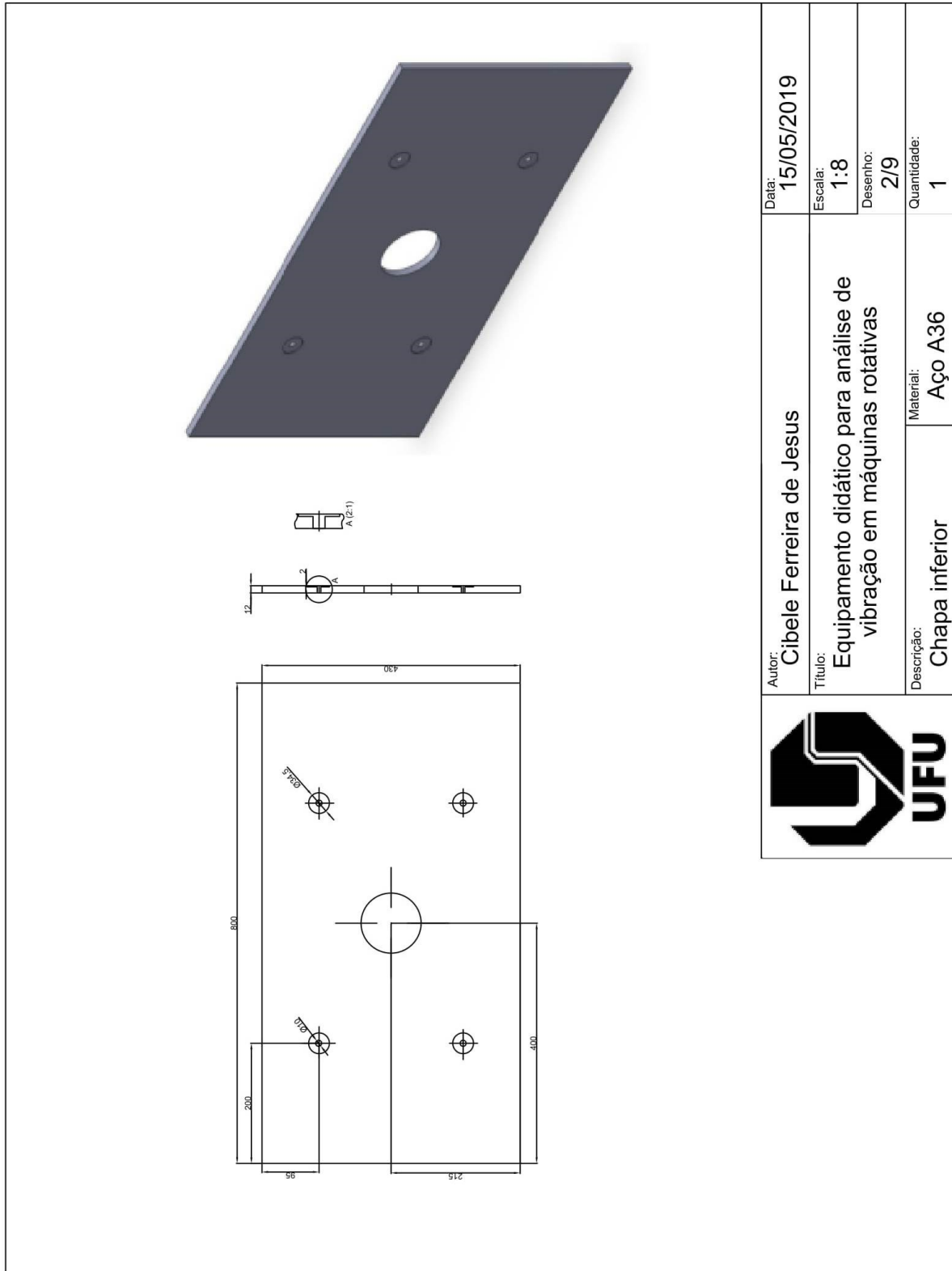
        if (abs(mean_gx)<=giro_deadzone) ready++;
        else gx_offset=gx_offset-mean_gx/(giro_deadzone+1);
        if (abs(mean_gy)<=giro_deadzone) ready++;
        else gy_offset=gy_offset-mean_gy/(giro_deadzone+1);
        if (abs(mean_gz)<=giro_deadzone) ready++;
        else gz_offset=gz_offset-mean_gz/(giro_deadzone+1);

        if (ready==6) break;
    }
}
}

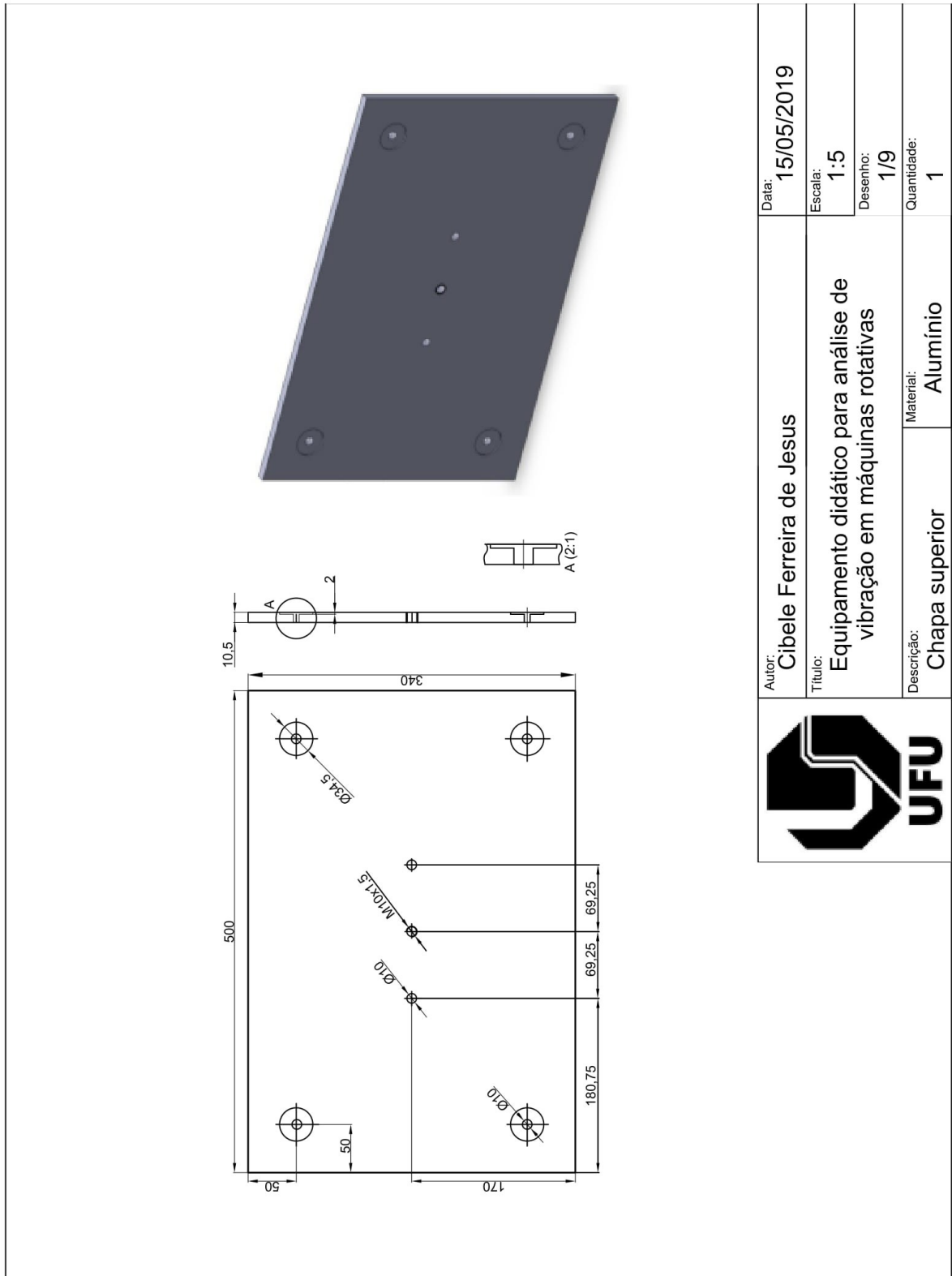
```

10.4. Peças

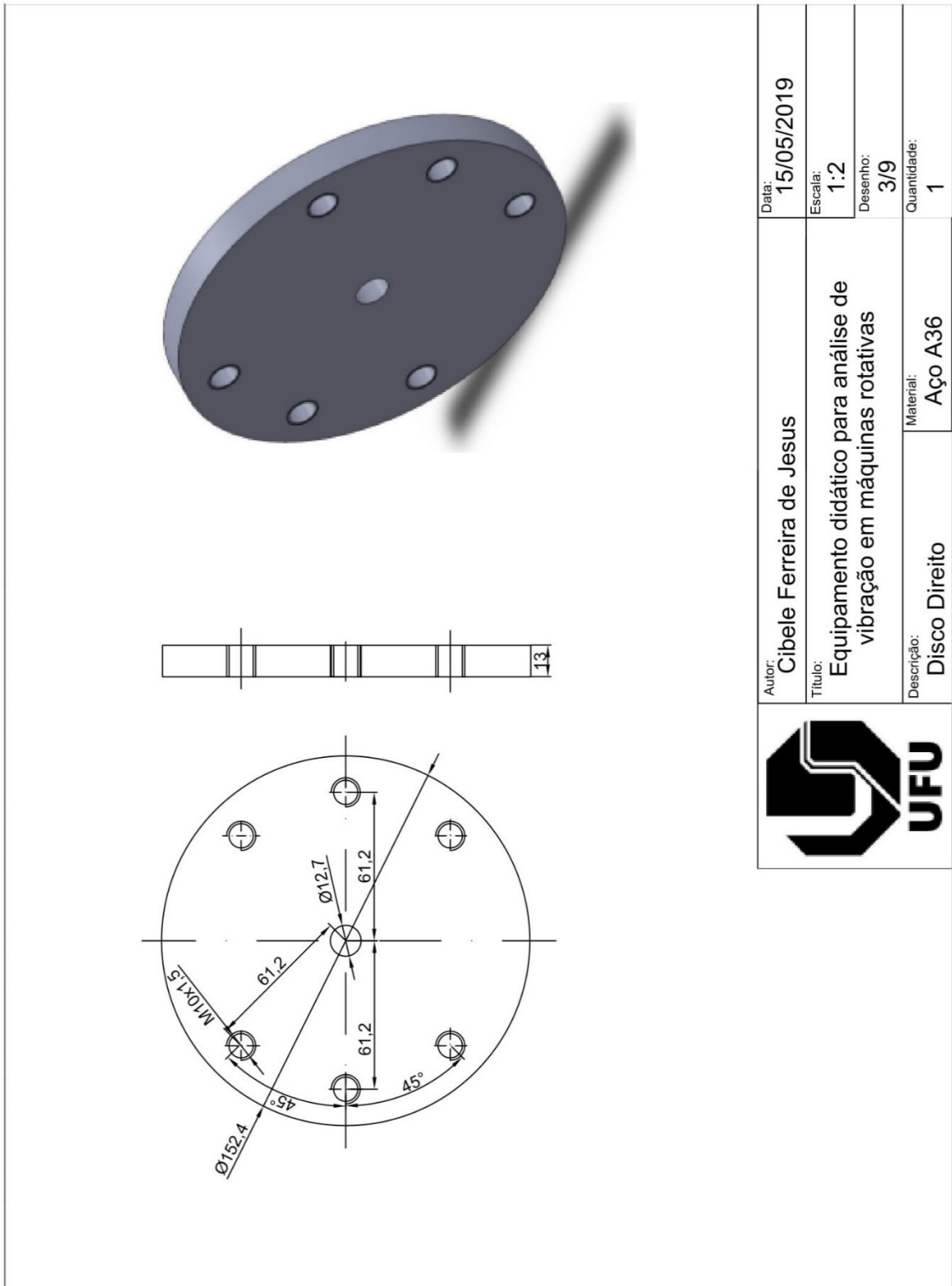
a. Chapa de aço



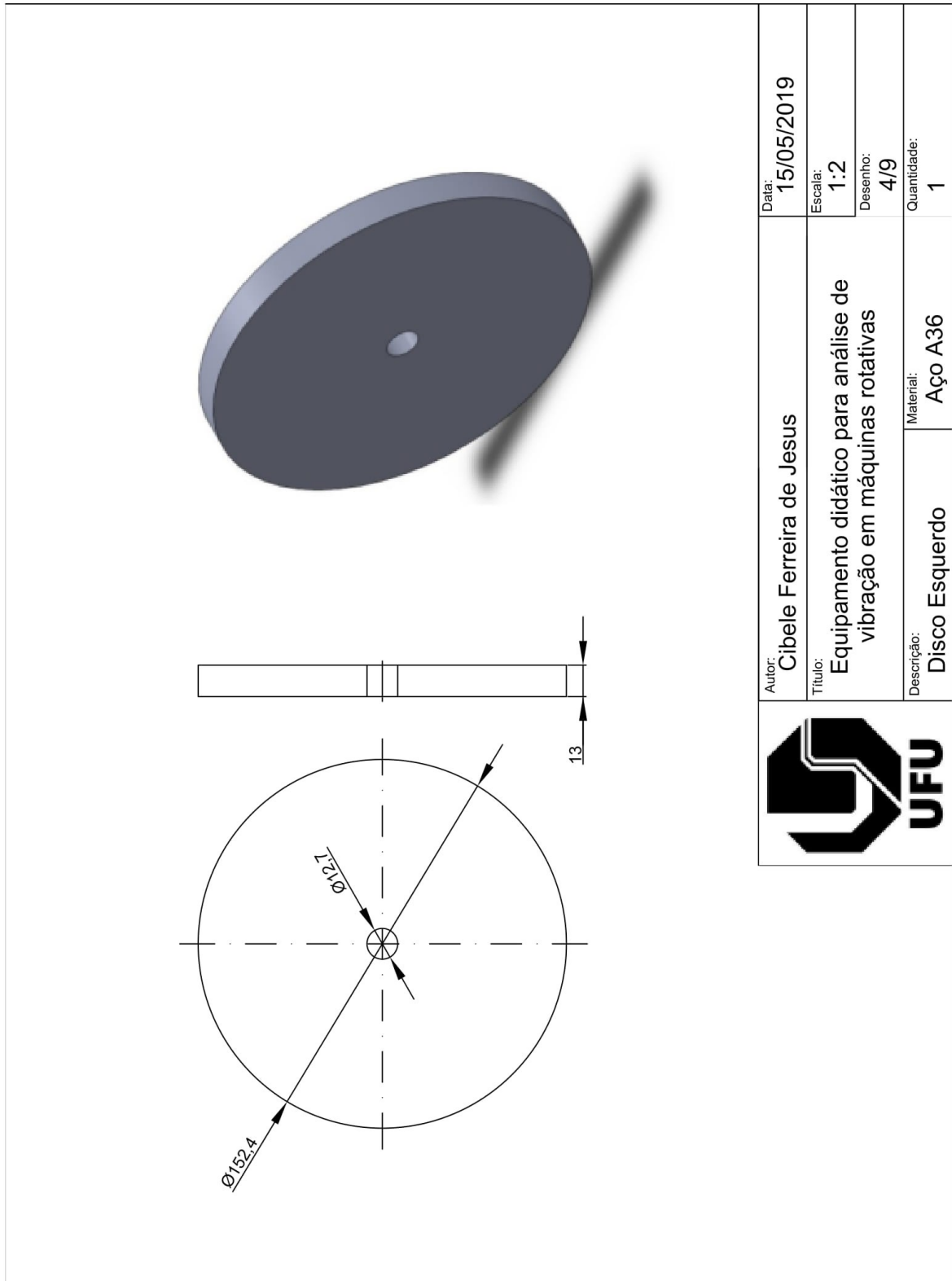
b. Chapa de alumínio



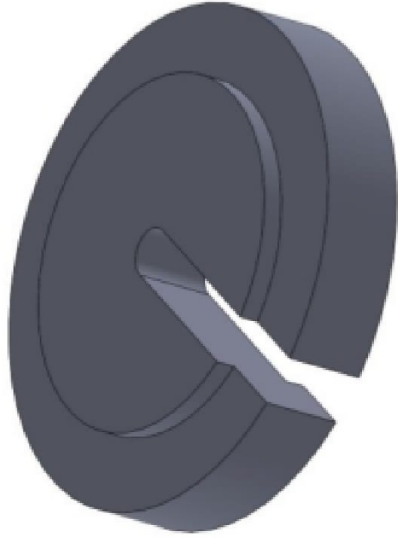
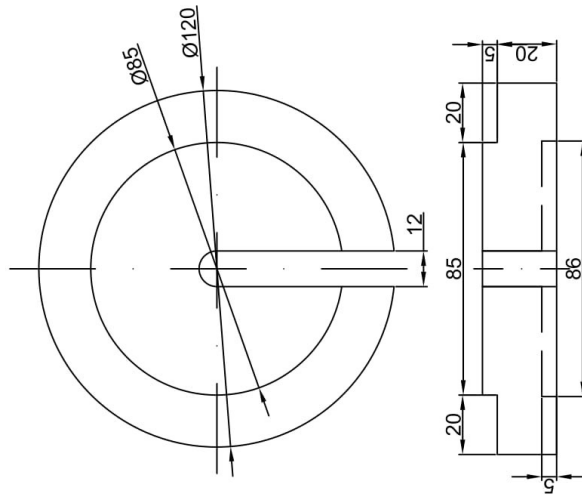
c. Disco 1




d. Disco 2

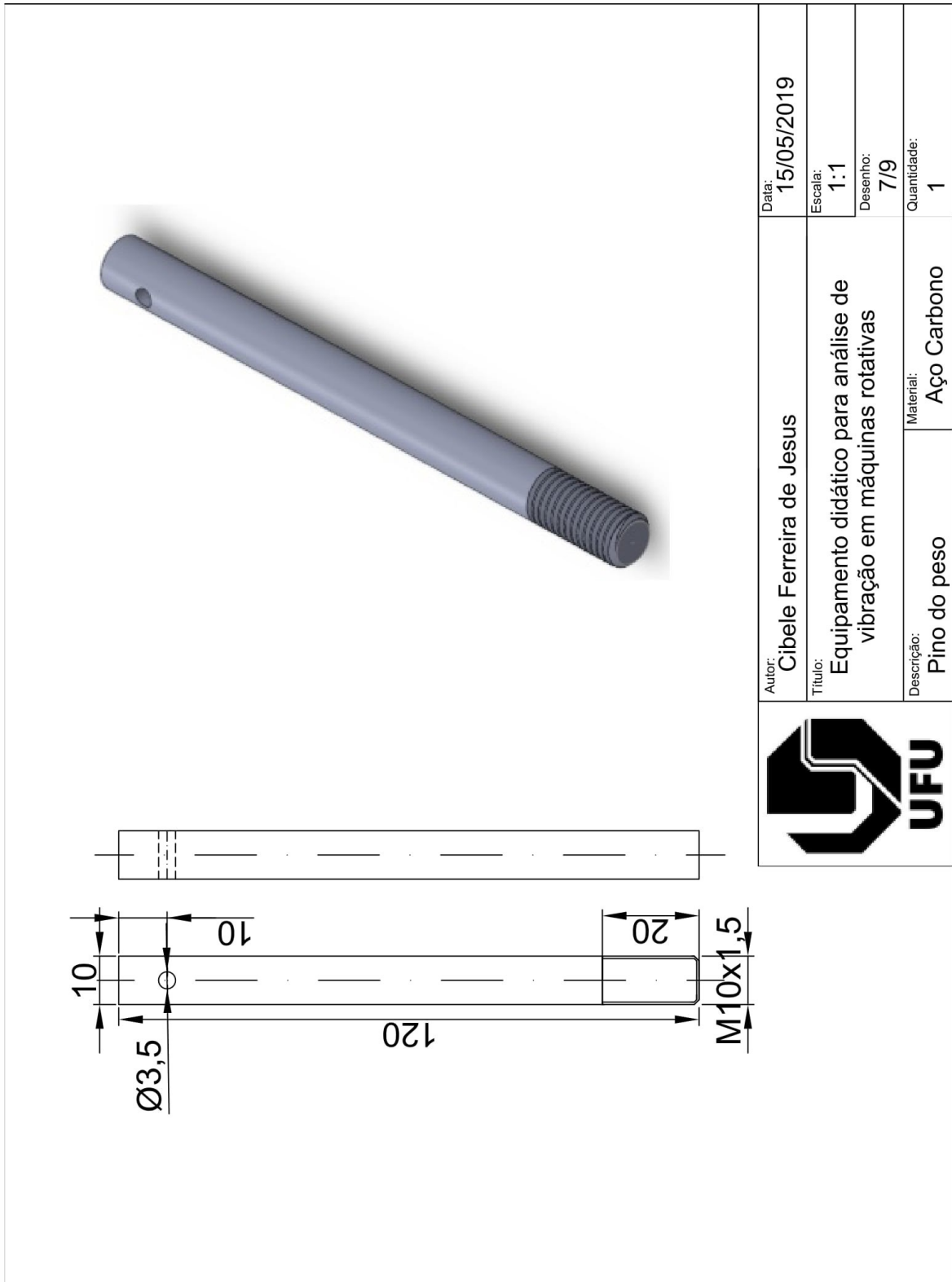


e. Peso

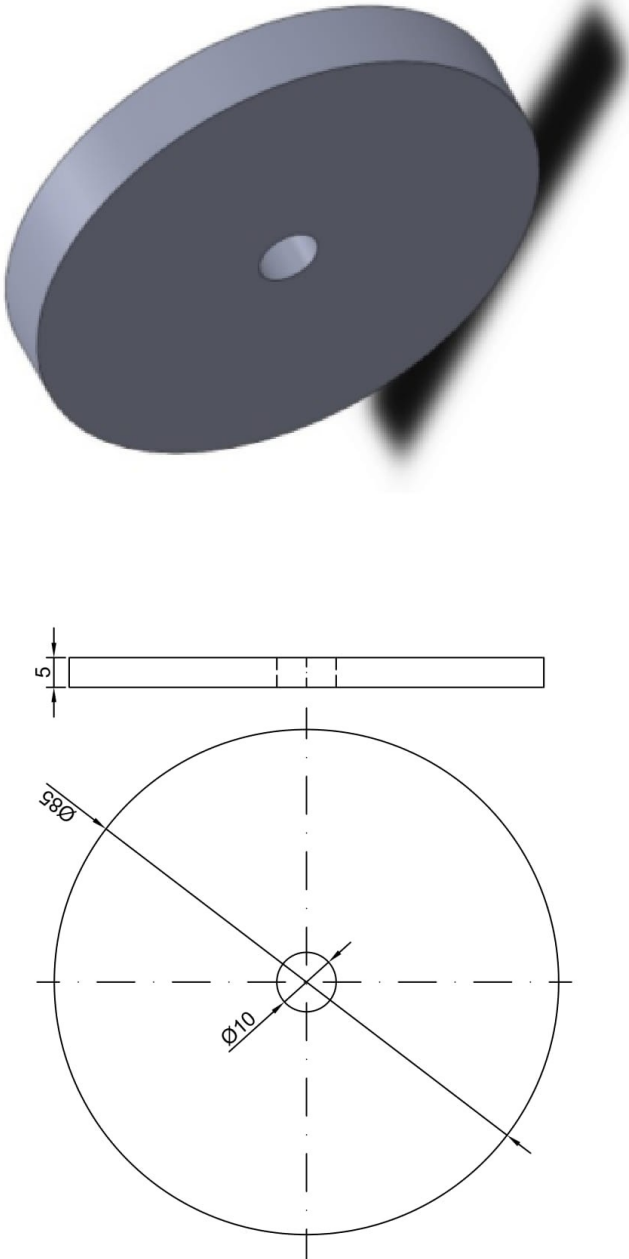



	Autor: Cibebe Ferreira de Jesus	Data: 15/05/2019
	Título: Equipamento didático para análise de vibração em máquinas rotativas	Escala: 1:2
		Desenho: 3/9
	Descrição: Peso	Material: Aço A36
		Quantidade: 4

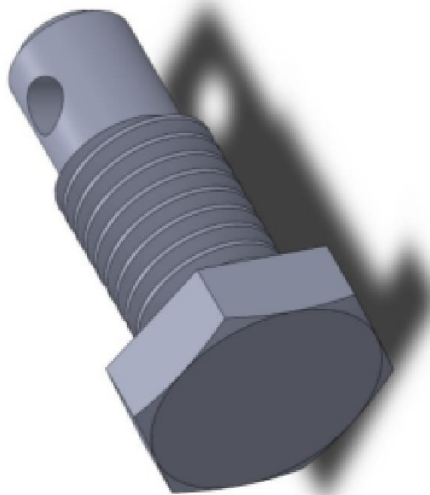

f. Pino do absorvedor dinâmico

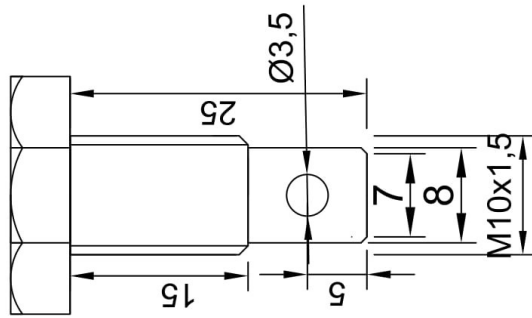


g. Prato do absorvedor dinâmico

	Data:	15/05/2019
	Escala:	1:1
	Desenho:	8/9
	Quantidade:	1
	Autor:	Cibele Ferreira de Jesus
Título:	Equipamento didático para análise de vibração em máquinas rotativas	
Descrição:	Prato do peso	Material: Aço A36
		

h. Parafuso de fixação do absorvedor dinâmico

	Autor: Cibele Ferreira de Jesus	Data: 15/05/2019
	Título: Equipamento didático para análise de vibração em máquinas rotativas	Escala: 2:1
Descrição: Parafuso para peso	Desenho: 5/9	Quantidade: 1
Material: Aço Carbono		



i. Peça para fixação das molas

