

UNIVERSIDADE DE PASSO FUNDO

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM PROJETO E PROCESSOS DE
FABRICAÇÃO

Área de concentração: Projeto e Processos de Fabricação

Dissertação de Mestrado

PROJETO E CONCEPÇÃO DE MOTOVIBRADOR LINEAR
PARA APLICAÇÃO EM MANOBRAS DE CHAVES
SECCIONADORAS DE ALTA TENSÃO

Leonardo Castilhos de Oliveira

Passo Fundo

2023



CIP – Catalogação na Publicação

O48p Oliveira, Leonardo Castilhos de
Projeto e concepção de motovibrador linear para
aplicação em manobras de chaves seccionadoras de alta
tensão [recurso eletrônico] / Leonardo Castilhos de Oliveira.
– 2023.
4 MB ; PDF.

Orientador: Prof. Dr. Charles Leonardo Israel.
Dissertação (Mestrado em Projeto e Processos de
Fabricação) – Universidade de Passo Fundo, 2023.

1. Processos de fabricação. 2. Chave seccionadora –
Alta tensão. 3. Motovibrador. 4. Circuitos elétricos.
I. Israel, Charles Leonardo, orientador. II. Título.

CDU: 621.3

Catalogação: Bibliotecária Jucelei Rodrigues Domingues - CRB 10/1569

UNIVERSIDADE DE PASSO FUNDO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM PROJETO E PROCESSOS DE
FABRICAÇÃO - MESTRADO PROFISSIONAL

Leonardo Castilhos de Oliveira

PROJETO E CONCEPÇÃO DE MOTOVIBRADOR LINEAR PARA
APLICAÇÃO EM MANOBRAS DE CHAVES SECCIONADORAS DE
ALTA TENSÃO

Passo Fundo

2023

Leonardo Castilhos de Oliveira

**PROJETO E CONCEPÇÃO DO MOTOVIBRADOR LINEAR PARA
APLICAÇÃO EM MANOBRAS DE CHAVES SECCIONADORAS DE
ALTA TENSÃO**

Orientador: Prof. Dr. Charles Leonardo Israel

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Projeto e Processos de Fabricação da Universidade de Passo Fundo, como requisito para obtenção do grau de Mestre em Projeto e Processos de Fabricação.

Passo Fundo

2023

Leonardo Castilhos de Oliveira

**PROJETO E CONCEPÇÃO DO MOTOVIBRADOR LINEAR PARA A
APLICAÇÃO EM MANOBRAS DE CHAVES SECCIONADORAS DE
ALTA TENSÃO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Projeto e Processos de Fabricação da Universidade de Passo Fundo, como requisito para obtenção do grau de Mestre em Projeto e Processos de Fabricação.

Data de aprovação: junho de 2023.

Os componentes da Banca examinadora abaixo aprovaram a Dissertação:

Professor Doutor Charles Leonardo Israel
Orientador

Professor Doutor Paulo Henrique Sanches Cardoso
Universidade Federal do Rio Grande - FURG

Professor Doutor Gustavo Prates Mezzomo
Universidade de Passo Fundo – ITEC/UPF

Professor Doutor Leandro Dóro Tagliari
Universidade de Passo Fundo – ITEC/UPF

RESUMO

A presente pesquisa compreende o projeto e a concepção conceitual de um motovibrador linear, responsável pela automatização do fim de curso de contatos elétricos em chaves seccionadoras de alta tensão. Com a automatização do sistema obteve-se um significativo aumento na confiabilidade de operação, de manobras de abertura e fechamento em subestações de energia elétrica. Sendo alcançado elevados níveis de segurança operacional e uma expressiva redução de interrupções indesejáveis no fornecimento de energia elétrica. A pesquisa procede com base na aplicação de vibração linear controlada em chaves seccionadoras, a fim de, reduzir as forças de atrito entre os principais contatos de passagem de corrente, automatizando o processo que atualmente é realizado de maneira manual. Para o desenvolvimento projetual se utilizou a metodologia de NIOSH e pertinentes cálculos de projeto, seguindo as normas regulamentadoras de máquinas e equipamentos. A partir do conhecimento teórico do problema a ser elucidado, o estudo desenvolvido executa a construção do modelo tridimensional pelo método *Computer Aided Design* (CAD). A fabricação e montagem em escala real do motovibrador linear para aplicação dos ensaios, para validação do desempenho em laboratório e posteriormente em campo. Os testes em campo tiveram por objetivo verificar a performance do motovibrador linear, exercendo o alívio de atrito entre os contatos fixos e móveis de chaves seccionadoras. A principal conclusão foi, da automatização do sistema de fim de curso, em manobras de fechamento dos seccionadores, exercendo um processo de inovação dentro do setor elétrico.

Palavras-chave: Motovibrador linear; Automatização; Vibração; Desenvolvimento de produto; Modelo tridimensional; Método de NIOSH.

ABSTRACT

The present research covers the design and conceptual conception of the linear vibrator, responsible for automating the limit switch of electrical contacts in high voltage disconnect switches. With the automation of the system, there was a significant increase in the operating reliability of opening and closing maneuvers in electrical energy substations, thus also achieving high levels of operational safety and a significant reduction of undesirable interruptions in the supply of electrical energy. The research works based on the application of controlled linear vibration in disconnect switches, with the purpose of reducing the frictional forces between the main current-passing contacts, automating the process, which is currently carried out manually. For the project development, the NIOSH methodology and relevant project calculations were used, following the regulatory standards for machinery and equipment. From the theoretical knowledge of the problem to be elucidated, the study proposes to execute the construction of the three-dimensional model of the vibrator in CAD, as well as the manufacture and assembly in full scale for the application of the tests, validating its performance in the laboratory and later in the field. The field test aimed to verify the performance of the linear vibrator in relieving friction between the fixed and moving contacts of the disconnecter. The main conclusion was the automation of the limit switch system for electrical contacts in disconnecter closing maneuvers, exercising an innovation process within the electrical sector.

Keywords: Linear vibrator; Automation; Vibration; Product development; Three-dimensional model; NIOSH method.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Falha de contato no fechamento da chave seccionadora (a), Correção após o uso de vibração controlada (b).....	15
Figura 2 - Bancada de teste com as duas chaves localizado no módulo 3 do UPF Parque	18
Figura 3 - Diagrama unifilar de um sistema de potência.....	21
Figura 4 - Modelo da chave seccionado de abertura vertical Lorenzetti EV 242 KV.....	21
Figura 5 - Tipos construtivos de seccionadores	23
Figura 6 - Partes constituintes em modelos de seccionador vertical e lateral	23
Figura 7 - Contatos elétrico efetivos.....	24
Figura 8 - Contato direto e contato com rotação	25
Figura 9 - Tipos de falhas em seccionadores.....	26
Figura 10 - Efeito Corona pela diferença de potencial elevado	27
Figura 11 - Sistema de corpo livre com amortecimento (a), diagrama de forças do sistema (b).	28
Figura 12 – Relação adimensional r em relação amplitude x frequência.....	31
Figura 13 - Sistema de desbalanceamento linear por massas excêntricas.....	33
Figura 14 - Sistema de desbalanceamento linear com diagrama de forças	34
Figura 15 - Motovibrador Comercial	35
Figura 16 - Posições usuais de levantamento de cargas	36
Figura 17 - O processo de criação do produto.....	38
Figura 18 - O afunilamento de um típico procedimento de seleção de materiais	39
Figura 19 – Fluxograma de procedimentos para a concepção do motovibrador linear.....	43
Figura 20 - Fluxograma de etapas para a criação e desenvolvimento do motovibrador linear	43
Figura 21 - Variáveis assimétricas de NIOSH.....	45
Figura 22 - Variáveis de frequências de levantamento de cargas de NIOSH.....	45
Figura 23 - Variáveis de qualidade de pega	46
Figura 24 - Condições assimétricas de operação.....	47
Figura 25 – Gráfico de velocidade x frequência natural (dados NK620).....	49
Figura 26 - Valores empíricos de massa e centro de massa	50
Figura 27 - Massa excêntrica utilizada por Setti 2018.	52

Figura 28 - Segunda nova geometria de massa estilo martelo	53
Figura 29 – Sistema perpendicular de fixação da massa excêntrica.....	54
Figura 30 - Simulação de flexão do eixo motovibrador linear; (a) alumínio 316L, (b) TRITAN.	58
Figura 31 - Simulação de compressão do espaçador da estrutura; (a) TRITAN, (b) Alumínio 316L.....	59
Figura 32 – Espaçadores impressos 3D, em TRITAN de cor azul.....	60
Figura 33 – Carenagem de impressão 3D, em PETG aplicado para os testes em campo	61
Figura 34 - Mecanismo de vibração linear controlada	62
Figura 35 - Vista explodida do motovibrador linear e os seus componentes	63
Figura 36 – Desenho tridimensional do motovibrador linear com sua carenagem de proteção translúcida.....	65
Figura 37 - Modelo do motovibrador linear. Vista Frontal (a), direita (b) e superior (c)	66
Figura 38 - Perspectiva isométrica da modelagem do motovibrador linear	67
Figura 39 - Componentes atribuídos a montagem do motovibrador linear.....	69
Figura 40 - Posicionamento das engrenagens helicoidal interna no eixo movido (a), e no eixo motor (b).....	70
Figura 41 - Início da montagem da estrutura.....	70
Figura 42 - Inserção dos eixos e espaçadores junto a estrutura.....	71
Figura 43 - Continuação da montagem da estrutura do motovibrador linear e adição da engrenagem helicoidal externa	72
Figura 44 - Montagem dos componentes de transmissão do motor elétrico	72
Figura 45 - Incorporação do sistema do motor elétrico com a estrutura do motvibrador linear	73
Figura 46 - Instalação da carenagem de proteção lateral.....	73
Figura 47 - Disposição final do motovibrador linear	74
Figura 48 - Chave seccionadora Lorenzetti 242kV trifásica	75
Figura 49 - Posição e sentido do motovibrador linear instalado junto à chave seccionadora ..	76
Figura 50 – Ponto de fixação do LVDT e o <i>gap</i> de abertura entre contato fixo e contato móvel	76
Figura 51 - Resposta do LVDT para excitação harmônica forçada 43,5 Hz.....	77

Figura 52 – Gráfico de vibração forçada na frequência de 43,5Hz. Motovibrador (azul); estrutura (vermelho)	78
Figura 53 - Correção do fechamento utilizando a vibração linear	78
Figura 54 - Instalação do motovibrador linear na chave seccionadora da subestação da Santa Marta.....	79
Figura 55 - Acelerômetro instalado no contato fixo da chave seccionadora.....	80
Figura 56 - Gráfico de vibração forçada na frequência de 36,2Hz. Motovibrador (azul); estrutura (vermelho)	80
Figura 57 - Gráfico de aceleração dinâmica do contato fixo em 32,6 Hz	81

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Valores das variáveis do limite de peso recomendado.....	47
Quadro 2 - Lista dos componentes para fabricação do motovibrador linear.....	68

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

NIOSH	National Institute for Occupational Safety and Health
CAD	Computer-Aided Design
3D	Três Dimensões
CPFL	Companhia Paulista de Força e Luz
UPF	Universidade de Passo Fundo
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
NBR	Normas Brasileiras
PSP'S	Processamento Digital de Sinais
MIT	Motor de Indução Trifásica
CM	Centro de Massa
NR	Norma Reguladora
LINTEC	Laboratório de inovação Tecnológica
CV	Potência em Cavalos
P&D	Pesquisa e Desenvolvimento
LVDT	Transdutor de Deslocamento Variável Linear

LISTA DE SÍMBOLOS

kV	Kilovolt
A	Ampére
V	Voltz
F	Amplitude
F_o	Amplitude de carregamento
ω	Velocidade angular
t	tempo
\emptyset	Ângulo de fase
f	Frequência de vibração
P	Período
Hz	Hertz
a_n	Aceleração normal
a_t	Aceleração tangencial
$\ddot{\emptyset}$	Velocidade angular constante
r	Centro de massa
F_p	Força normal
m	massa
F_c	Força centrífuga
TWh	Terawatt-hora
P	Potência
Δt	Variação de tempo
T	Torque
M_I	Momento de inércia
a_{ang}	Aceleração angular
R	Raio
LPR	Limite de Peso Recomendável
H	Distância horizontal
V	Distância vertical
D	Deslocamento vertical

A	Ângulo de assimetria
C	Qualidade de Pega
N	Newton
mm	milímetros
Kg	Kilograma
M	Momento fletor
Y	Maior distância
I	Inércia da secção da barra
I_c	Inércia circular
I_R	Inércia retangular
D	Diâmetro
B	Base
H	Altura
I_s	Inércia da secção
MPa	Mega Pascal
σ	Tensão
D_i	Diâmetro interno
Z	Número de dentes
M_c	Módulo circular
M	Módulo
β	Ângulo de dentes
D_p	Diâmetro primitivo
D_e	Diâmetro externo
©	Copyright

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	14
1.1 Problema de pesquisa	15
1.2 Justificativa e relevância de estudo	16
1.3 Objetivos	17
1.3.1 Objetivo geral.....	17
1.3.2 Objetivos específicos	17
1.4 Cooperação entre CPFL/UPF sobre pesquisa e desenvolvimento da patente BR 10 2013 020198 7 (2013)	18
1.5 Organização do trabalho.....	19
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
2.1 Chaves seccionadoras de alta tensão	20
2.1.1 Tipos construtivos de seccionadores de alta tensão	22
2.1.2 Contatos elétricos de seccionadores.....	24
2.1.3 Falhas no acionamento de manobras em seccionadores	25
2.2 Conceitualização de vibração mecânica.....	27
2.2.1 Tipos de vibrações mecânicas	27
2.2.2 Vibração linear	28
2.2.3 Vibração Forçada Harmônica	29
2.2.4 Efeitos de ressonância e Frequência Natural	31
2.3 Sistema de desbalanceamento linear	32
2.4 Sistemas Mecânicos de Motovibradores	35
2.5 Ergonomia na elevação de peso	36
2.5.1 Levantamento de cargas.....	36
2.5.2 Metodologia do cálculo de NIOSH.....	37
2.6 Projeto mecânico motovibrador linear	38
2.6.1 Procedimento para a seleção de materiais.....	39
2.6.2 Seleção do sistema de geração de energia mecânica	40
2.6.3 Sistema de transmissão de movimentos aplicado em projeto	41
3. MATERIAIS E MÉTODOS	43
3.1 Método NIOSH	44
3.1.1 Cálculo do limite de peso recomendado (<i>LPR</i>).....	46

3.2 Cálculos de projeto motovibrador linear	48
3.2.1 Potência de motor elétrico.....	48
3.2.2 Força centrípeta motovibrador linear	51
3.2.3 Cálculo do fator de segurança de tração do eixo perpendicular.....	53
3.2.4 Dimensionamento de engrenagem helicoidal interna	55
3.2.5 Dimensionamento de engrenagem helicoidal externa	56
3.3 Pré-seleção de materiais e processos	57
3.3.1 Simulação de resistência mecânica em componentes sujeitos a esforços.....	58
3.3.2 Processo de impressão 3D e seus polímeros	60
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	62
4.1 Projeto tridimensional	62
4.2 Fabricação e montagem do motovibrador linear	68
4.3 Testes experimentais em bancada de testes.....	74
4.3.1 Instalação do motovibrador e LVDT	75
4.3.2 Análise de dados obtidos em bancada.....	77
4.4 Validação em subestação de alta tensão	79
5. CONCLUSÃO.....	82
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	84
Anexo I – Patente motovibrador linear (BR 10 2023 003723 2).....	89

1. INTRODUÇÃO

A vibração frequentemente é vista na grande área da engenharia como um problema que deve ser resolvido para evitar passíveis falhas. A maioria das falhas ocasionadas pela vibração ocorrem pelo desbalanceamento rotativo do centro de massa, sendo que por vezes o dimensionamento é executado de forma incorreta, resultando no mal funcionamento do sistema. Outro fator preponderante para originar vibração é a má fixação, fazendo-se muito importante na hora da execução da força motriz do equipamento, necessitando-se ter a capacidade de suportar as forças provenientes de todo o mecanismo do sistema.

A essência deste trabalho tende a utilizar a vibração para auxiliar na resolução de um problema mecânico dentro do setor elétrico. Mas para que o uso da vibração seja aplicado na tentativa de solucionar o problema, é necessário buscar um controle sobre o mesmo.

Dentro das subestações, que manipulam e processam grandes blocos de energia, o processo de automação é uma realidade e necessidade, e essa solução traz melhorias no processo de fornecimento de energia, aumenta a confiabilidade do sistema e reduz o número de interrupções, além de reduzir custos operacionais. Com a automação, o controle é feito com o mínimo de intervenção do operador, resultando na eficiência da operação em um curto prazo de tempo (MORES, 2018).

Rocha (2013) outorgou a patente de invenção N° 10 2013 020198 7 “Dispositivo de automação de seccionador de alta tensão”, com a finalidade do desenvolvimento de um produto capaz de efetuar a automação em seccionador de alta tensão para a correção de abertura/fechamento dos contatos principais, presentes nas chaves seccionadoras. A partir da deposição a pesquisa continuou com o desenvolvimento do estudo, com o viés de desenvolver um mecanismo de vibração controlada. O sistema das forças de vibração utilizou-se da teoria de um grau de liberdade. Rao (2009), conceitua um sistema de desbalanceamento de massas em rotação, em um único eixo de movimento, expressando um sistema de desbalanceamento que facilmente pode ser calculado e controlado.

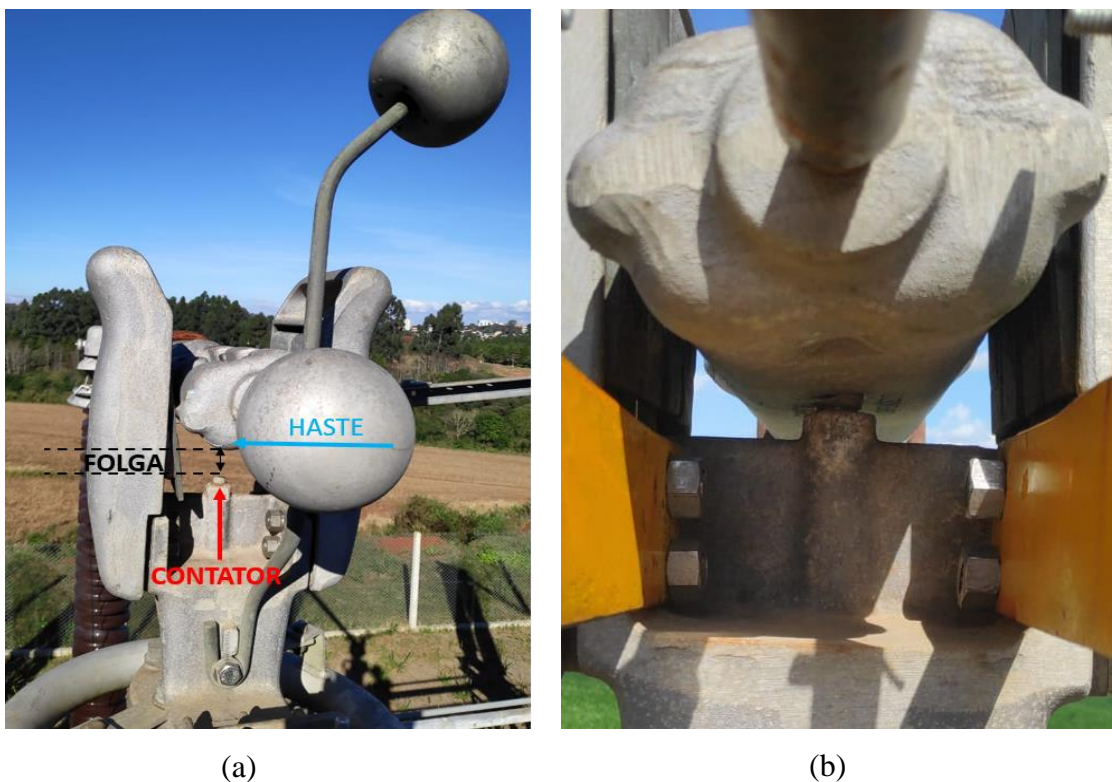
Com a resolução das variáveis do sistema de desbalanceamento de massas, foi possível elaborar o projeto do motovibrador linear, que através do auxílio do método de NIOSH e estudos anteriores, se desenvolveu um mecanismo capaz de reduzir níveis de insegurança dentro do setor elétrico, com a prerrogativa de exonerar a presença de operador para executar a correção da falha.

É necessário fazer uma ressalva sobre a aplicação do dispositivo de vibração, sendo que o mesmo é aplicado como um acessório, em um produto já existente dentro do setor elétrico. A aplicação do dispositivo de patente BR 10 2023 003723 2 busca auxiliar o sistema de manobra de chaves seccionadoras de alta tensão, contribuindo na automatização e na correção de possíveis falhas durante a operação de abertura e fechamento da transmissão de corrente elétrica.

1.1 Problema de pesquisa

As manobras de abertura e fechamento dos contatos principais em chaves seccionadoras de alta tensão têm gerado grandes problemas às concessionárias de fornecimento de energia elétrica, ocorrendo falhas que prejudicam a transmissão e distribuição da mesma. Também acarreta na necessidade de deslocamento do operador para supervisionar a ação e certificar-se do sucesso da manobra, caso contrário o mesmo deve efetuar manualmente o procedimento. A Figura 1(a) demonstra o problema de falha de contato no fechamento e a Figura 1(b) a correção com aplicação da vibração.

Figura 1 - Falha de contato no fechamento da chave seccionadora (a), Correção após o uso de vibração controlada (b).



Com a ocorrência da presença de folga entre a haste e o contator visualizado na Figura 1a, percebe-se que a falha consiste basicamente na má efetivação de manobra, propiciando problemas, como o surgimento de arco voltaico que devido à diferença de tensão entre um polo e outro, gera a abertura de um arco elétrico que aquece a área de passagem de tensão, denotando desgaste podendo às vezes levar no derretimento total do contator e da haste.

Outro problema que o desgaste por meio do arco voltaico pode provocar é a oxidação. A oxidação também pode acontecer quando não existir o contato entre a haste móvel e o limitador mecânico, contribuindo na geração de pontos quentes, devido aos contatos estarem permanentemente com o campo elétrico suficiente para a formação de gás ozônio, que oxida todas as partes que ficam no contato, podendo vir a causar uma falha catastrófica ao equipamento.

A corrosão também é um fator que influencia no mal funcionamento do procedimento de manobra das chaves seccionadoras, devido ficar ao céu aberto a área em contato tende a oxidar devido as adversidades climatológicas. Com o surgimento de oxidação na parte móvel das chaves seccionadoras, a tendência do aumento de atrito se eleva a um ponto que quando se necessita realizar a manobra de abertura o motor elétrico não consegue vencer a força de inércia inicial, necessitando que um operador se desloque até o local e com o auxílio de um bastão de manobra corrija manualmente, as vezes com o equipamento operando numa elevada tensão de energia elétrica, aumentando significativamente o risco de acidente dentro da subestação.

1.2 Justificativa e relevância de estudo

O presente tema proposto consiste no desenvolvimento de um dispositivo de vibração mecânica, que tem como objetivo de sanar um dos principais problemas encontrados em subestações de energia elétrica. A principal linha de pensamento é aumentar a confiabilidade das manobras de abertura e fechamento em chaves seccionadoras de alta tensão, alcançado elevados níveis de segurança operacional, reduzindo o risco de interrupções no fornecimento de energia. Por também não existir um produto com estas características no mercado, o desenvolvimento do mesmo é de suma relevância, estabelecendo desafios projetuais para a concepção e inserção de um novo produto no mercado.

Devido as chaves seccionadoras operarem de modo semiautomatizado é preciso se ter monitoramento durante o processo de manobra. A operação de abertura normalmente ocorre

para fins de manutenção, ou quando se tem a interrupção inesperada do fluxo de energia de transmissão da linha. Geralmente a interrupção na transmissão da corrente elétrica ocorre por forças adversas do clima, como por exemplo, temporais; ventanias; abalos sísmicos, etc.

O principal motivo da inserção do motovibrador linear é de auxiliar a correção durante a falha de manobra, sendo que o processo atual ocorre de forma manual. Com a automatização do sistema, a presença de operador se torna desnecessária e também evita possíveis acidentes com risco de vida.

Além disto, Rocha (2014) afirma que alteração de do projeto do seccionador seria inviável, visto que envolve todo o sistema elétrico brasileiro. Em cima disto, o projeto conceitual do motovibrador linear é explorado neste trabalho, em consequência do mesmo ser considerado uma alternativa eficiente para solucionar o problema descrito acima.

1.3 Objetivos

Neste tópico são apresentados o objetivo geral e os objetivos específicos do presente trabalho.

1.3.1 Objetivo geral

Desenvolvimento de um equipamento mecânico, capaz de gerar vibração linear controlável, a fim de auxiliar na correção de manobras de abertura/fechamento de chaves seccionadoras de alta tensão.

1.3.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos do presente estudo são:

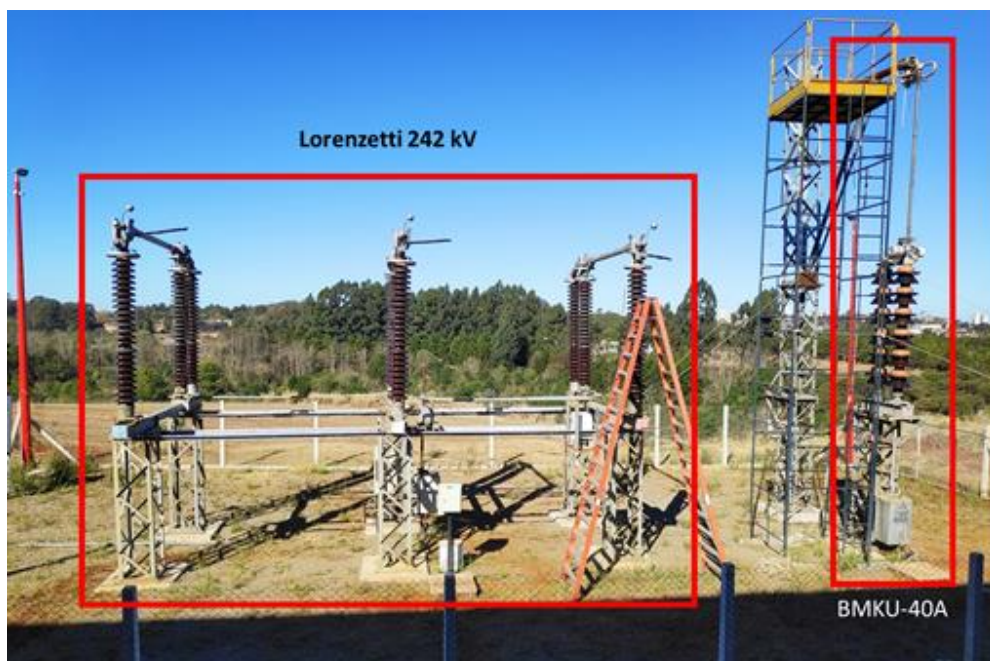
- Aplicação do método ergonômico de NIOSH para levantamentos de cargas, a fim de caracterizar o peso máximo que o equipamento pode apresentar;
- Execução de cálculos projetuais (Potência elétrica do motor; força centrípeta; Fator de segurança de tração e dimensionamento de engrenagens helicoidais) para validação conceitual de seleções do projeto;
- Desenvolvimento dos croquis do modelo definido, bem como a concepção CAD tridimensional do modelo para posterior execução projetual;
- Fabricação e montagem estrutural do projeto, para posteriores ensaios em campo validando o funcionamento do motovibrador linear.

1.4 Cooperação entre CPFL/UPF sobre pesquisa e desenvolvimento da patente BR 10 2013 020198 7 (2013)

A cooperação entre CPFL/UPF, voltada ao setor de pesquisa e desenvolvimento (P&D) que é regida através da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), que através da lei 9.991 de 24 de julho de 2000 a ANEEL criou seu programa de pesquisa e desenvolvimento tendo como objetivo designar acertadamente recursos humanos e financeiros que evidenciem a singularidade, finalidade, pertinência e viabilidade econômica para processos e usos finais no setor de energia elétrica. Com esse objetivo específico a ANEEL fomenta o desenvolvimento do setor levando inovação para os desafios de mercado, bem como para os desafios tecnológicos enfrentados pelas empresas do setor a ANEEL possibilitou uma parceria entre a Universidade de Passo Fundo (UPF) e a Companhia Piratininga de Força e Luz (CPFL), que teve seu início no ano de 2017.

A parceria permitiu diversos benefícios, tais como a compra de equipamentos e obtenção de bolsas de estudos para pesquisas de mestrado e de graduação, bem como contratação de funcionários e estagiários. Também possibilitou construção de uma bancada de testes, com a presença de duas chaves seccionadoras de alta tensão, cujo a BMKU-40A, da marca Harvey Hubble, e Lorenzetti EV 242kV, da marca Lorenzetti, porém sem a presença de fluxo de energia elétrica, conforme ilustra-se na Figura 2.

Figura 2 - Bancada de teste com as duas chaves localizado no módulo 3 do UPF Parque



Fonte: Daronch, 2023

A Figura 2 traz as duas chaves seccionadoras que estão localizadas no módulo 3 do Parque Científico da Universidade de Passo Fundo. Na parte direita da imagem fica a chave seccionadora BMKU-40A, da marca Harvey Hubble, a esquerda fica a chave seccionadora Lorenzetti EV 242kV, da marca Lorenzetti, sendo que a bancada de testes auxilia em um melhor entendimento do procedimento de abertura e fechamento das chaves seccionadoras e possibilita a aplicação de ensaios práticos para validação experimental.

1.5 Organização do trabalho

A presente pesquisa encontra-se dividida em cinco capítulos principais, abordando os temas preponderantes para a concepção do projeto do motovibrador linear. A organização da pesquisa é composta pelos capítulos de introdução, revisão bibliográfica, materiais e métodos, resultados e discussões e conclusão.

O capítulo 1 adentra a introdução da pesquisa trazendo uma contextualização mais geral do trabalho, com as temáticas de problema de pesquisa, justificativa e relevância de estudos e também os objetivos, geral e específicos. Um tema que também é ressaltado neste capítulo é da parceria de pesquisa e desenvolvimento entre a CPFL e a UPF.

No capítulo 2 são apresentadas as principais fundamentações teóricas utilizadas para a concepção da pesquisa, exibindo conceitos aprofundados dos assuntos sobre chaves seccionadoras de alta tensão, vibração mecânica, sistema de desbalanceamento linear motovibradores, ergonomia e projeto mecânico.

O capítulo 3 apresenta os materiais e métodos utilizados para o desenvolvimento do motovibrador linear, sendo apresentado o cálculo do método de NIOSH e os cálculos de projeto. A escolha de materiais também é definida neste capítulo, bem como execução tridimensional do projeto.

No capítulo 4 são apresentados os resultados e as discussões do trabalho, sendo apresentados os desenhos técnicos do motovibrador, bem como a sua fabricação e montagem. Também retrata os testes realizados em bancada e em campo para validação do seu funcionamento. O capítulo 5 traz a conclusão da pesquisa, validando os passos efetuados para a elaboração do projeto. Também avalia se os objetivos específicos foram atendidos.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O capítulo aborda uma revisão bibliográfica dos tópicos importantes para o desenvolvimento do estudo, sendo expressa a fundamentação teórica de chaves seccionadoras de alta tensão; vibração mecânica; desbalanceamento linear; motovibradores; ergonomia; projeto mecânico e extensômetro de vibração.

A revisão bibliográfica inicia com as chaves seccionadoras apresentando seus tipos construtivos, bem como todos os componentes presentes na construção de um seccionador. Emprega-se um respaldo teórico de contato elétrico demonstrando a passagem de corrente entre um contato e outro e por traz um tópico com as principais falhas no acionamento de manobras.

A fundamentação teórica de vibração mecânica inicia com o equacionamento de vibração do motovibrador linear, com o intuito de chegar na equação de forças de movimento, sendo a vibração aplicada para a correção de manobra nos contatos elétricos. A revisão bibliográfica do sistema de desbalanceamento linear apresenta a continuidade do equacionamento para a concepção do motovibrador linear, através do sistema de massas excêntricas e pela 2^o lei de Newton.

O respaldo de ergonomia é preponderante, devido ao levantamento de carga necessário para fazer a instalação do motovibrador linear junto a estrutura do seccionador. A metodologia de NIOSH é abordada a fim de, calcular o limite de peso máximo do motovibrador linear. O projeto mecânico traz cálculos de projeto e conceitos de seleção de materiais, com uma abordagem em polímeros termoplásticos provenientes de impressão 3D. Por fim, é apresentado o tópico de extensômetro de vibração mecânica que demonstra os equipamentos utilizados nos testes em campo e laboratório.

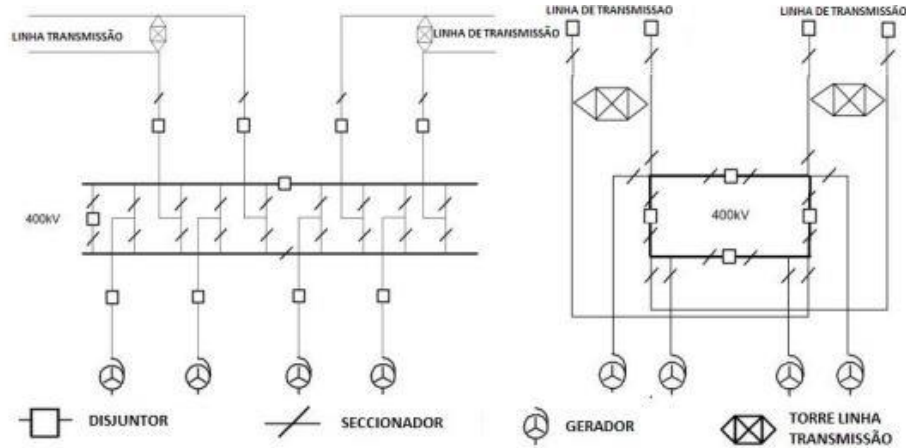
2.1 Chaves seccionadoras de alta tensão

A norma ABNT NBR 6935 (1985) define chave seccionadora como um dispositivo mecânico de manobra, que quando está aberto alcança um intervalo que proporciona o isolamento suficiente para interrompimento da passagem de energia elétrica e quando fechada garante a passagem desta energia.

O seccionador é um equipamento imprescindível em uma subestação de energia elétrica, pois ele é o primeiro e último dispositivo de manobra por onde transcorre o fluxo de potência. A Figura 3 apresenta o diagrama genérico de um sistema elétrico, e pode-se

perceber que a localização do seccionador é estratégica, para permitir a abertura e fechamento do circuito (ROCHA, 2014).

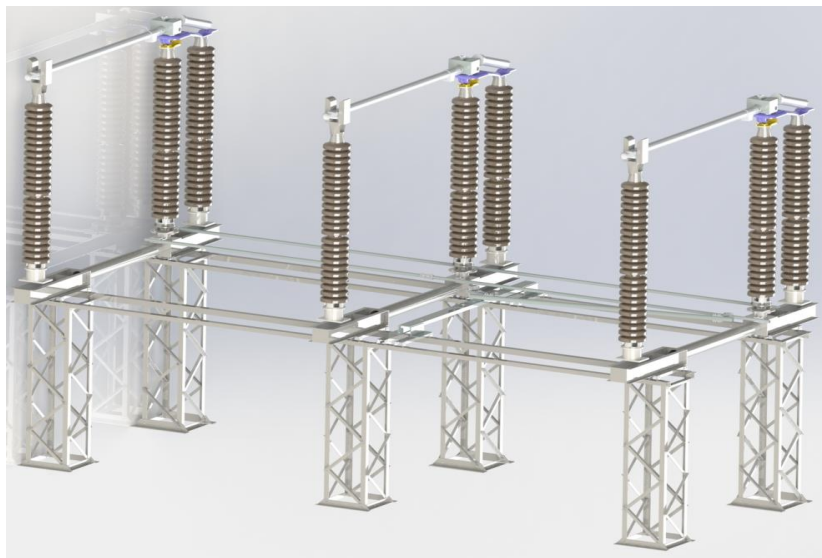
Figura 3 - Diagrama unifilar de um sistema de potência.



Fonte: Rocha, 2014.

Para Silva et. al. (2010), chaves seccionadoras permitem controlar a interrupção do fornecimento de energia, bem como para obras de expansão e manutenção em componentes. Assim que a variação da corrente é interrompida ou restabelecida, ou então quando a variação de tensão é desprezível nos terminais dos polos do seccionador, pode conduzir também correntes sob condições normais de circuito e por um tempo específico de corrente sob circunstâncias anormais, como curto-circuito (ABNT NBR 60694, 2006). A Figura 4 apresenta o modelo do seccionador de abertura vertical Lorenzetti EV 242Kv.

Figura 4 - Modelo da chave seccionado de abertura vertical Lorenzetti EV 242 KV



Fonte: Autor, 2023.

Frontin et al. (2013), define chave seccionadora de forma simplificada como sendo um barramento móvel, que tem como principal objetivo isolar componentes do sistema elétrico. Ainda, o mesmo descreve que uma das principais funções dos seccionadores é garantir uma distância segura de isolamento quando este encontrar-se totalmente aberto, assim bloqueando a passagem de corrente. Outro fator é que os seccionadores devem suportar as condições de trabalho como a frequência industrial, impulsos atmosféricos, esforços do vento cargas sísmicas entre outros.

2.1.1 Tipos construtivos de seccionadores de alta tensão

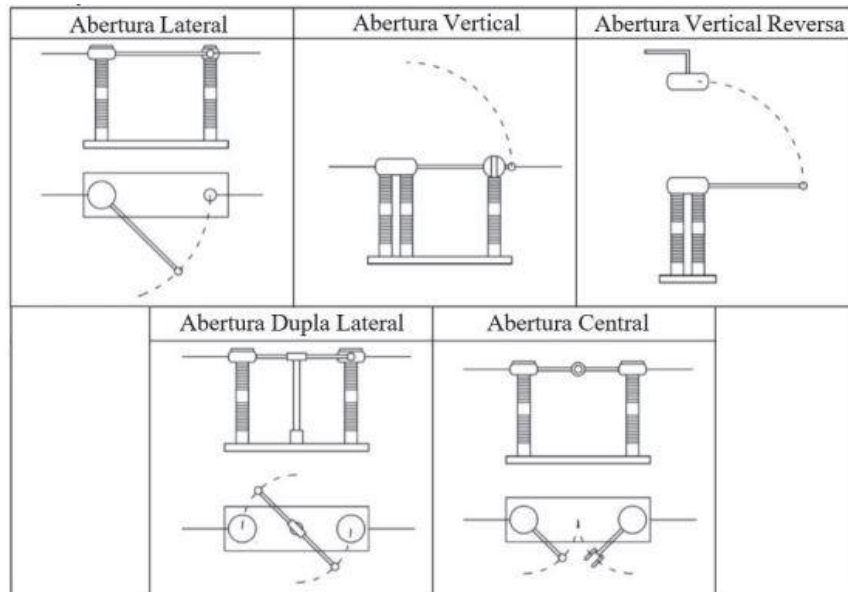
Existem vários tipos construtivos de seccionadores que podem ser encontrados no mercado. Eles são classificados em duas categorias de acordo com o movimento do contato móvel. O seccionador de operação lateral é caracterizado pelo deslocamento paralelo do contato móvel em relação ao plano da base e o seccionador de operação vertical apresenta o deslocamento longitudinal normal do contato móvel em relação ao plano da base. As duas categorias ainda são subdivididas conforme (ABNT NBR 6935, 1985).

Segundo a norma ABNT NBR 7571 (2011), os seccionadores são classificados por tipo construtivo:

- a) **Seccionadores de operação lateral:** quando o contato móvel se desloca paralelo ao plano da base. Os seccionadores de operação lateral podem ter abertura lateral (AL) e neste caso são constituídos de duas colunas isolantes, sendo uma de suporte do contato fixo e a outra de suporte do contato móvel; podem ter abertura central (AC) e nesse caso são constituídos de três colunas isolantes, duas nas laterais e suportes dos contatos fixos, e uma coluna central suporte dos contatos móveis.
- b) **Seccionadores de operação vertical:** quando o contato móvel se desloca em um plano normal ao plano base. Os seccionadores de operação vertical podem ter abertura vertical (AV) sendo constituídos de três colunas isolantes, sendo duas suportes de contatos fixos, e uma suporte do contato móvel; podem ser chamados vertical reverso (VR) quando é constituído por colunas isolantes que suportam o conjunto do contato móvel, e uma delas deve ser acionar o conjunto, e ainda é constituído por um contato fixo superior, onde ocorre o acoplamento; e podem ser chamados seccionador de Faca (SF) sendo nesse caso constituído por duas colunas isolantes fixas, uma de suporte de articulação do contato móvel (faca).

A Figura 5 apresenta um esquema construtivo das chaves.

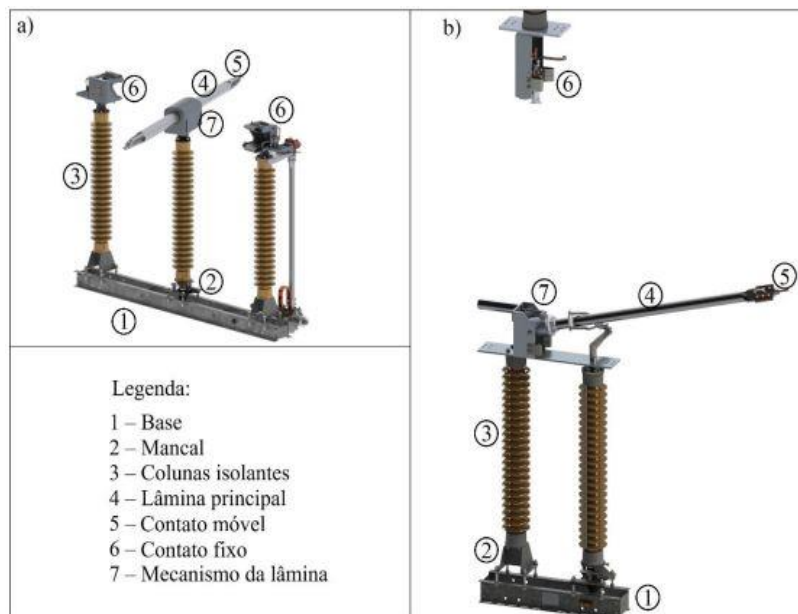
Figura 5 - Tipos construtivos de seccionadores



Fonte: Mores, 2018.

A Figura 6 apresenta dois modelos de seccionadores com a indicação das principais partes constituintes: em a) é apresentado um seccionador de operação lateral de dupla abertura, e em b) um seccionador de operação vertical reverso. As partes citadas acima são demonstradas na Figura 6 abaixo:

Figura 6 - Partes constituintes em modelos de seccionador vertical e lateral

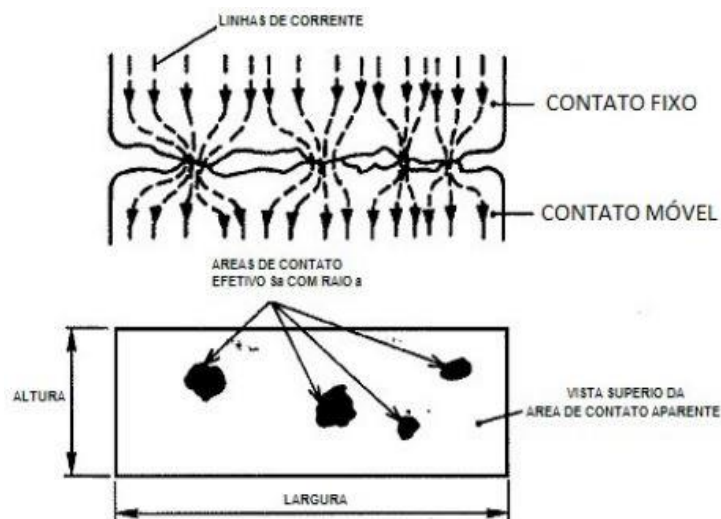


Fonte: Adaptado de Weg, 2018.

2.1.2 Contatos elétricos de seccionadores

De acordo com a norma IEC/TR 6093 (2009), o contato elétrico, em sua configuração mais simples e geral, resulta do contato estabelecido entre duas peças de material condutor, geralmente metálico. A corrente passa de uma peça para outra na interface de contato, sendo esta seção a área de resistência do contato. A resistência de contato é definida como a resistência à circulação de corrente elétrica, quando uma peça de metal é aplicada sobre a outra, o contato não é feito em toda a área de contato aparente, mas apenas em um certo número de pontos chamados *contatos elementares*. Isso ocorre em função do grau de rugosidade existente em qualquer manufaturado. A Figura 7 demonstra uma ilustração de um contato aparente e as efetivas áreas de contato.

Figura 7 - Contatos elétrico efetivos



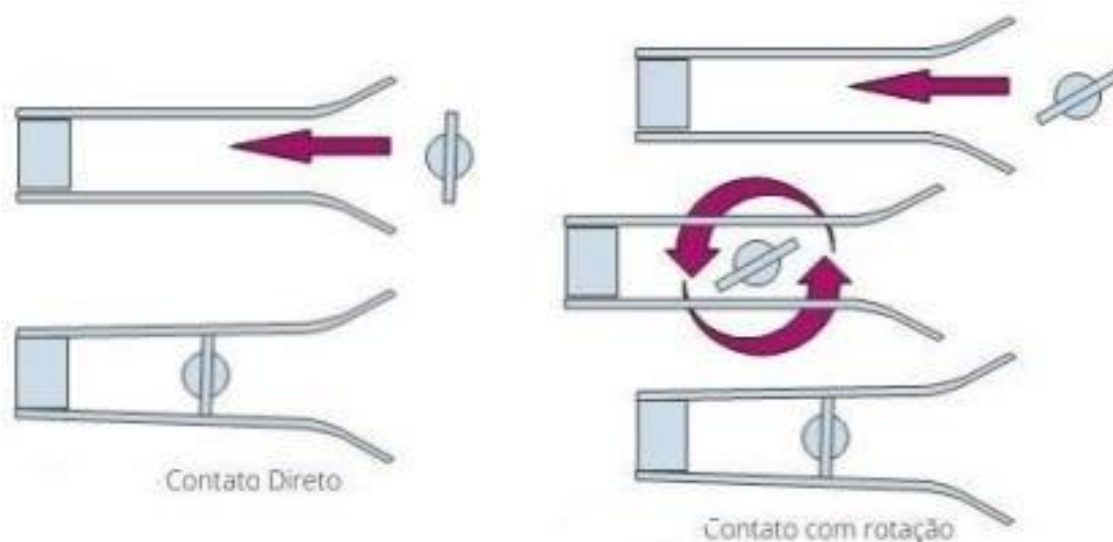
Fonte: IEC/TR 60934, 2009.

A partir desta prerrogativa é possível caracterizar as áreas de contato por onde a corrente elétrica se dissipa, sendo que quando este contato é realizado de forma incorreta pontos quentes podem ordenar degradação, podendo ocasionar uma falha catastrófica ao equipamento.

Segundo Frontin (2013), algumas chaves seccionadoras apresentam o contato de abertura e fechamento em dois estágios, proporcionando um maior travamento mecânico do conjunto. A primeira forma de contato é a direta, sendo que os contatos móveis e fixos se acoplem sem nenhum sistema de rotação, a segunda utiliza o contato autolimpante, que

rotaciona durante o procedimento de manobra abertura/fechamento. A Figura 8 apresenta os dois estágios de manobra em seccionadores.

Figura 8 - Contato direto e contato com rotação



Fonte: FRONTIN, 2013.

Em um seccionador, os terminais do contato elétrico são feitos de cobre, operam com grande diferença de potencial, na ordem de milhares de Volts, e intensidade de corrente na ordem de centenas de Amperes. A associação dessas duas grandezas é inevitável, e são os dois principais fatores que degradam o contato elétrico. A alta intensidade de corrente é responsável por aquecer a interface de contato, dissipando parte da energia elétrica através do calor, em um processo chamado de efeito Joule. E a grande diferença de potencial é responsável pelo Efeito Corona (ROCHA, 2014).

2.1.3 Falhas no acionamento de manobras em seccionadores

Souza (2002) buscou desenvolver um sistema capaz de detectar falhas e a verificação do fechamento da chave, por meio da curva de torque apresenta pelo motor, utilizando o processamento de sinais feitos pela ferramenta de Processamento Digital de Sinais (DSP's). Sendo concluído que as falhas em seccionadores de alta tensão, tendem a ocorrer pela falta de: alimentação no cubículo de acionamento, falta de lubrificação, fechamento incorreto da fase decorrente do desalinhamento entre os contatos fixos e móveis.

Frontin (2013) compilou dados referente a falhas em seccionadores, que são apresentados na Figura 9 abaixo:

Figura 9 - Tipos de falhas em seccionadores



Fonte: FRONTIN, 2013.

A partir do gráfico é possível analisar a relação de falhas causadas pelo bloqueio de posição nos seccionadores. A causa citada pode gerar um ponto quente no seccionador inutilizando-o, e por consequência podendo acarretar em falha no fornecimento de energia eléctrica (ALVES et al., 2006).

As falhas podem ocasionar diferentes tipos de problemas, sendo que em seu estudo Querino (2015), constatou o aumento da camada de oxido na superfície dos contatos devido aquecimento por Efeito Joule em razão da resistência eléctrica dos mesmos, verificou por meio de inspeção por termográfica que temperaturas acima de 30°C aumenta a formação de óxidos na superfície do contato, com isso diminuindo a vida útil do contato e aumentando a probabilidade de ocorrer uma falha catastrófica. Esse fator não é caracterizado como uma falha pois ocorre em vários dispositivos eléctricos, mas deve se levar em conta esta característica para prever possíveis falhas.

Outro fator preponderante que também pode ocasionar a degradação dos contatos eléctricos é o efeito Corona. Ele aparece nas superfícies dos condutores de uma linha aérea de transmissão quando o valor da diferença de potencial aí existente excede o valor crítico, e com isso poderá surgir junto às superfícies um campo eléctrico de tal valor que o ar ao seu redor seja ionizado. O ar ionizado pode formar uma luminescência envolvendo o condutor como uma coroa azul violeta, ou dar origem a sons e ruídos audíveis e geração de ondas eletromagnéticas de baixa frequência (rádio ruído). O efeito Corona também libera energia para a molécula de oxigênio (O_2) presente no ar se transformar em ozônio (O_3) (MACEDO, 2011). A Figura 10 demonstra o efeito Corona pela diferença de potencial.

Figura 10 - Efeito Corona pela diferença de potencial elevado



Fonte: ROCHA, 2014.

Se a região ionizada continua a crescer, irá romper o dielétrico do ar, tornando o ambiente condutivo, formando uma fagulha momentânea, ou até um arco elétrico, como apresentado na Figura 10 o efeito em uma vela de ignição para o motor, a região de cor lilás é o gás ozônio. É comum observar ao redor de condutores que operam com alta tensão essa luz azulada (ROCHA, 2014).

2.2 Conceitualização de vibração mecânica

Vibrações mecânicas estão presente em nosso dia a dia em diversas situações, onde um sistema exhibe oscilação quando submetido a uma excitação. Ritwegger (2010) apresenta o conceito de vibração como sendo as oscilações mecânicas em que um corpo é submetido.

Segundo Hibbeler (2011), existem duas classes de gerais de vibrações, a livre e a forçada. A vibração livre quando ao sofrer uma perturbação provocada por força externa, o movimento de um sistema mecânico é mantido por forças gravitacionais ou elásticas, como por exemplo a oscilação de um pêndulo. Uma vibração é forçada quando uma força periódica externa e de longo tempo é aplicada ao sistema. Os dois tipos de vibração podem ser amortecidos ou não amortecidos. Na prática, todos os corpos em movimento de vibração são amortecidos, pois forças de atrito interna e externa sempre estão presentes.

2.2.1 Tipos de vibrações mecânicas

As vibrações mecânicas são classificadas por Rao (2008) como:

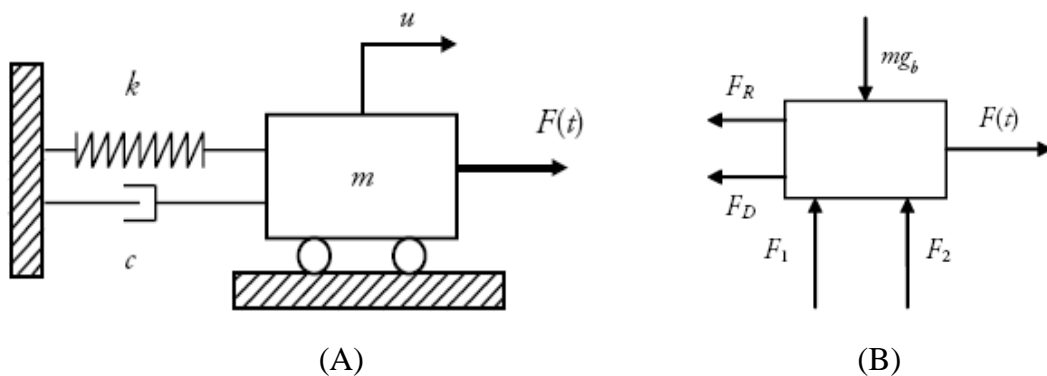
- Vibração livre ou forçada;
- Vibração com ou sem amortecimento;
- Vibração linear (quando o sistema se comporta de maneira linear, por exemplo, quando a força de excitação é linearmente proporcional ao deslocamento ou a força de amortecimento é proporcional à velocidade) e não linear (quando pelo menos um dos componentes não responde linearmente);
- Vibração determinística (quando a magnitude da excitação é conhecida) ou randômica (quando a excitação não pode ser previamente determinada).

2.2.2 Vibração linear

Segundo Rao (2008), se todos os componentes básicos de um sistema vibratório mola, a massa, e o amortecedor – comportarem-se linearmente, a vibração resultante é conhecida como vibração linear.

Considerando o sistema massa-mola-amortecedor construído a partir dos elementos de inércia, elástico e dissipador, associados conforme indicado na Figura 11, e submetido a uma excitação externa que é uma função do tempo. A Figura 11 apresenta um desenho esquemático do oscilador e o diagrama de corpo livre construído a partir dele, representando as forças exercidas a partir dos elementos.

Figura 11 - Sistema de corpo livre com amortecimento (a), diagrama de forças do sistema (b).



Fonte: SAVI, 2017.

Por meio do diagrama de corpo livre, identificam-se as forças que atuam na massa m , em que g_b é a aceleração da gravidade. Assim, na direção vertical, tem-se a equação de equilíbrio estático na qual o peso da massa se anula com as reações nos vínculos (SAVI, 2017), conforme apresentado na Equação 1:

$$mg_b - F_1 - F_2 = 0 \quad (1)$$

Na direção horizontal, o equilíbrio é estabelecido por meio da segunda lei de Newton, o que resulta na seguinte equação de movimento, conforme a Equação 2:

$$F(t) - F_R - F_D = m\ddot{u} \quad (2)$$

Nesse momento, deve-se descrever o comportamento do elemento elástico e de dissipação. Considerando um comportamento linear para a rigidez e uma dissipação viscosa linear, com a força de amortecimento proporcional a força do sistema. Para que a vibração linear ocorra é preciso se ter apenas um eixo de força maior que zero, propiciando um sistema com um único grau de liberdade.

Inman (2018) relata explicação física dos fenômenos de vibração envolve a interação entre energia potencial e a energia cinética. Um sistema vibratório deve ter um componente que armazena energia potencial (mola ou deformação do material com constante K e a libera como energia cinética na forma de movimento de uma massa m . Porém, como é observado no cotidiano, nenhum corpo vibra por um tempo indefinido, ou seja, a vibração é amortecida após um período de tempo. Desta forma, enquanto a mola constitui um modelo físico para o armazenamento de energia potencial, o amortecedor viscoso com coeficiente de amortecimento c , constitui o modelo físico para a dissipação de energia, e assim, amortece a resposta de um sistema mecânico.

Ao considerar o elemento de amortecimento, obtém-se a equação geral do movimento, baseada na Segunda Lei de Newton, conforme apresentado na Figura 3:

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = F(t) \quad (3)$$

onde m é a massa do elemento, c o coeficiente de amortecimento viscoso, k a constante elástica da mola, \ddot{u} a aceleração, \dot{u} a velocidade, u o deslocamento do elemento e $F(t)$ a força externa variável com o tempo.

2.2.3 Vibração Forçada Harmônica

Se um sistema estiver sujeito a uma força externa (muitas vezes, uma força repetitiva), a vibração resultante é conhecida como vibração forçada. A oscilação que surge em máquinas, como em motores a diesel, é um exemplo de vibração forçada (RAO, 2008).

O forçamento harmônico está associado a um carregamento periódico que se repete harmonicamente; é descrito por uma função senoidal (seno ou cosseno). Existem várias situações físicas associadas a esse tipo de excitação. A roda de um carro, por exemplo, usualmente apresenta um desbalanceamento que causa um efeito na direção em determinada velocidade. Esse efeito pode ser suavizado ao fazer o balanceamento da roda colocando outra massa desbalanceada para compensar o efeito (SAVI, 2017).

Segundo Thomson (1978), se a vibração for consequência de uma carga senoidal, a força pode ser escrita como apresenta a Equação 4:

$$F(t) = F_o * \sin(\omega * t) \quad (4)$$

Onde ω representa a frequência de excitação imposta pelo agente externo ao sistema massa-mola-amortecedor, diferente de ω_n que é a frequência natural do sistema.

Ainda segundo Thomson (1978), a frequência de excitação ω e a frequência natural do sistema ω_n pode ser relacionada. Essa relação adimensional é chamada r e é expressa pela Equação 5.

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (5)$$

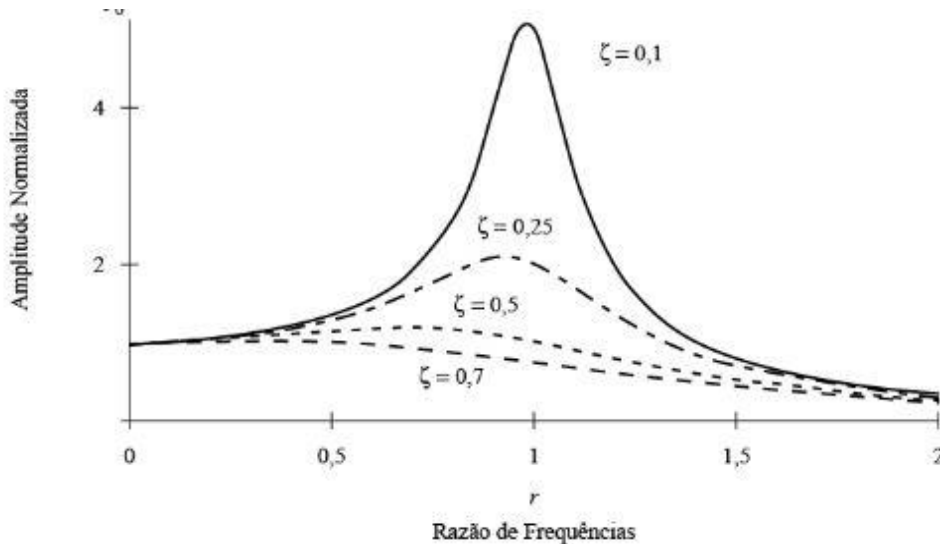
Aplicando os valores da Equação 5, o resultado para (r) será maior ou igual a zero, e de acordo com Alves Filho (2008), pode-se identificar três situações:

- Quando $0 < r < 1$: nessa situação a frequência de excitação é menor que a frequência natural, e as vibrações do sistema serão lentas, pois as forças de inércia e de amortecimento são pequenas. Quanto mais próximo de zero for o valor de r , mais lentas serão as vibrações. Aqui se diz que o movimento é dominado pela força restauradora.
- Quando $r = 1$: se a frequência de excitação é igual a frequência natural, então ocorre ressonância.
- Quando $r > 1$: nessa situação a frequência de excitação é maior que a frequência natural, e a força de inércia será contrabalançada com F_o . Aqui se diz que o movimento é dominado pela força de inércia.

As relações entre o fator de amplificação e os ângulos de fase, relativo à razão de frequência podem ser observados na Figura 12. O ponto mais interessante destas

representações gráficas diz respeito ao instante em que a razão de frequências equivale a 1, ou seja, $r = 1$. Neste momento, como apontado na Figura 12, a amplificação do movimento de resposta do sistema é amplificada, representando a condição conhecida como ressonância.

Figura 12 – Relação adimensional r em relação amplitude x frequência.



Fonte: Inman, 2018.

Com o fenômeno da ressonância é possível encontrar as frequências de amplificação da vibração, utilizando-se de grandezas de força menores para o sistema, conseguindo obter uma amplitude na saída igual ou superior ao necessário, auxiliando na busca da melhor frequência para aplicação deste trabalho.

2.2.4 Efeitos de ressonância e Frequência Natural

A frequência de movimentação é conhecida como a frequência natural, ou frequência ressonante do sistema. Qualquer estrutura física possui modos naturais de vibração, que dependem basicamente do material que é constituído e das condições de contorno do sistema (RECH, 2016).

O intervalo de tempo necessário para o movimento completar um ciclo é o período de vibração (P). A frequência de vibração (f) é o seu inverso e corresponde ao número de ciclos por unidade de tempo, conforme a Equação 6:

$$f = 1/P \quad (6)$$

Sendo que um ciclo num movimento circular corresponde a um ângulo de 2π radianos, define-se a frequência angular (ω) como sendo descrito na Equação 7:

$$\omega = 2\pi f \quad (7)$$

O deslocamento máximo do sistema medido a partir da sua posição de equilíbrio é a amplitude do movimento.

Alves Filho (2008), ressalta que “quando uma estrutura é afastada da sua posição de equilíbrio com a configuração de um de seus modos naturais de vibração, ela vibra abandonada a si mesma com a configuração daquele modo e com uma frequência característica daquele modo”. Em outras palavras isso significa que uma estrutura que é excitada em um de seus modos de vibração tende, ao menos na teoria, permanecer oscilando neste modo.

2.3 Sistema de desbalanceamento linear

É possível observar vibração em rotores desbalanceados devido à força centrípeta resultante da massa desbalanceada. Em pesquisa realizada, é afirmado que o desbalanceamento em máquinas rotativas é uma fonte de vibração forçada causada pela força centrípeta que age como uma força harmônica de excitação (MACCAMHAOIL, 2016).

Segundo Mores (2018), quando um corpo se move em MCU quando sua trajetória é uma circunferência e o valor da sua velocidade linear não muda. Na trajetória, a velocidade linear \vec{v} aponta para fora da circunferência, na direção tangencial da posição que o corpo está num determinado instante. Isso quer dizer que a tendência é que o corpo siga em linha reta (direção tangencial) saindo da trajetória curva, cuja função principal é manter o corpo em trajetória circular, esse componente é chamado de aceleração centrípeta. Para manter a velocidade constante, a aceleração centrípeta a_c assumira um valor igual a Equação 8:

$$a_c = \frac{v^2}{R} \quad (8)$$

Se existe uma aceleração no movimento de um corpo de massa m , pode-se calcular uma força, a partir da 2ª lei de *Newton*, voltada para o centro da trajetória circular, assim como a aceleração centrípeta:

$$F_c = m * a_c \quad (9)$$

Com a Equação 10, 2ª lei de Newton pode ser escrita como:

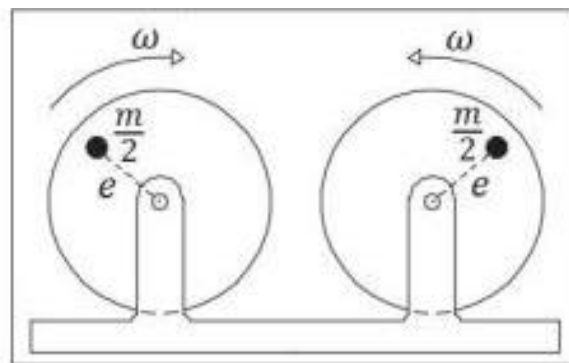
$$F_c = m * \frac{v^2}{R} \quad (10)$$

Pela equação (A.8), pode-se escrever a força de um corpo em MCU pela Equação 11 (YOUNG E FREEDMAN, 2015).

$$F_c = m * R * \omega_{ang}^2 \quad (11)$$

Uma situação em que se observa massa em MCU é o motor de vibração eletromecânica. A vibração é consequência de um desbalanceamento criado por duas massas que rotacionam em uma mesma velocidade porém em sentidos opostos, sendo que atuam como excitadores mecânicos lineares, a soma de forças em um único sentido e anulação da força nos demais sentidos. A Figura 13, demonstra o sistema de desbalanceamento linear, possuindo duas massas com à velocidade angular ω_{ang} , cada disco possui massa excêntrica $\frac{m}{2}$.

Figura 13 - Sistema de desbalanceamento linear por massas excêntricas



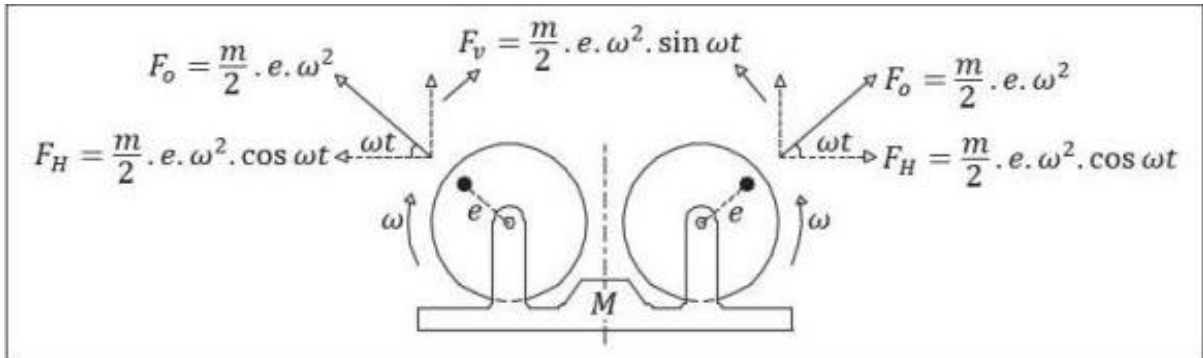
Fonte: Rao, 2008.

A distância do centro da circunferência até a massa $\frac{m}{2}$ é chamada excentricidade, e é representada por e . A força resultante desse movimento $F(t)$ é aplicada à estrutura sobre a qual o motovibrador é fixado. A força gerada pela massa $\frac{m}{2}$ em um determinado instante terá uma componente vertical e uma horizontal. As componentes horizontais das duas massas se

cancelam, já que as massas, a velocidade e a distância e são iguais, e a força horizontal resultante é zero

Os componentes verticais da excitação somam-se formando a força resultante $F(t)$ que atua sobre a estrutura de massa m na qual está fixada. A Figura 14 mostra as massas desbalanceada e as componentes das forças resultantes do movimento.

Figura 14 - Sistema de desbalanceamento linear com diagrama de forças



Fonte: Rao, 2008.

Da Equação 12, a força do corpo de massa $\frac{m}{2}$ em MCU é expresso por:

$$F_o = \frac{m}{2} * e * \omega^2 \quad (12)$$

E a força resultante das duas massas $\frac{m}{2}$ desbalanceadas é dada pela Equação (13):

$$F(t) = m * e * \omega^2 * \sin \omega t \quad (13)$$

Para determinar o comportamento massa-mola-amortecedor da estrutura de massa M , é utilizada a Equação 13, que pode ser reescrita pela Equação 14 substituindo a Equação (3).

$$M * \ddot{u} + c * \dot{u} + k * u = m * e * \omega^2 \sin \omega t \quad (14)$$

A solução da Equação 14 em que o m deve ser substituída por M , e F_0 deve ser substituída por $m * e * \omega^2$. A Equação 15 mostra essa substituição:

$$u = \frac{m * e * \omega^2}{\sqrt{(k - M * \omega^2)^2 + (c * \omega)^2}} * \sin(\omega t + \phi) \quad (15)$$

O ângulo de fase ϕ pode ser calculado com a relação da tangente, na Equação 16:

$$\tan \phi = \frac{-c * \omega}{k - M * \omega^2} \quad (16)$$

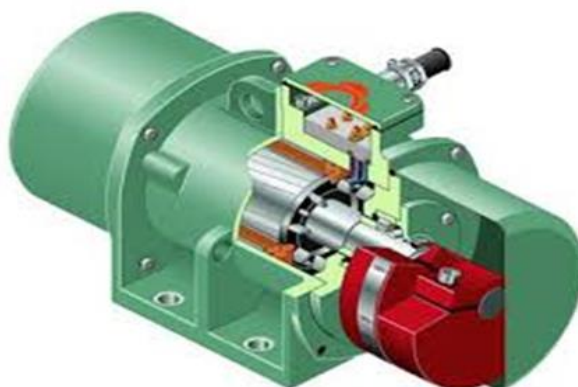
(RAO, 2008).

2.4 Sistemas Mecânicos de Motovibradores

Os motovibradores são dispositivos frequentemente utilizados para realizar um movimento vibratório em sistemas mecânicos. Este “grupo de excitação” é composto por motores assíncronos com massas excêntricas de características similares girando em sentidos opostos. O sistema é definido como estacionário quando ambos os motores se sincronizam. Esta sincronia marca uma direção preferencial de excitação que, como se pretende demonstrar depende das características do sistema ao qual o grupo excitador está acoplado (GIL, 2006).

Normalmente um motovibrador é constituído de um motor elétrico, que pode ser desenvolvido exclusivamente para promover vibração, se diferenciando de motores convencionais, devido a: rolamentos reforçados, eixo passante com contra pesos nos dois lados, carcaça que permite maior dissipação de calor, sapatas de fixação mais resistentes e proteção das bobinas elétricas, devidamente construída para suportar vibrações. A Figura 15 apresenta um motovibrador comercial.

Figura 15 - Motovibrador Comercial



Fonte: Friedrich, 2012

Segundo MVL (2018), o motovibrador é um motor trifásico especialmente projetado para vibrar, por isso ele tem algumas características que o distinguem de um motor trifásico comum, relacionadas principalmente às diferenças construtivas: rolamentos super dimensionados, eixo de maior diâmetro, carcaça maior para dissipação de calor, fixação mais resistente, proteção mais severa das bobinas elétricas.

O motovibrador não é uma máquina autônoma, e sim destinada para utilização apenas em conjunto com outra máquina. A colocação em funcionamento é interdita, até que seja determinado que a máquina funcional corresponda às determinações diretas da máquina. (FRIEDRICH, 2012).

2.5 Ergonomia na elevação de peso

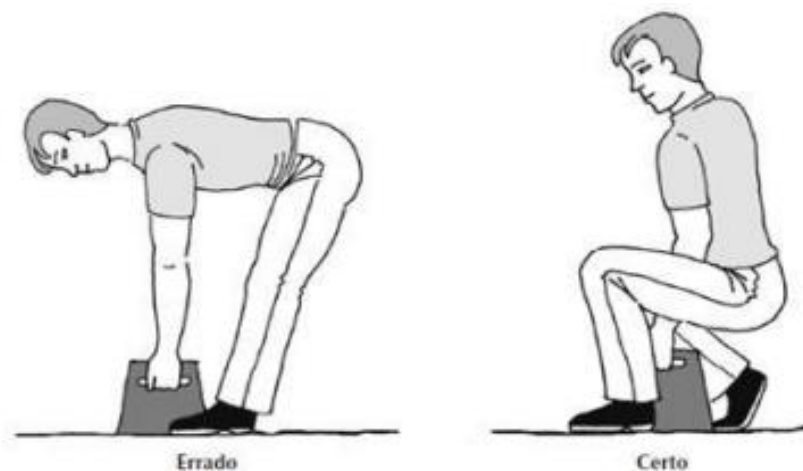
A ergonomia é um campo do conhecimento, cujo objetivo é analisar o trabalho, de forma a poder contribuir com a concepção e/ou transformação das situações e dos sistemas de trabalho. A análise do trabalho real permite à ergonomia determinar as informações que um operador dispõe para realizar seu trabalho, definindo as características essenciais de uma nova situação de trabalho: os dispositivos técnicos, os meios de trabalho, o ambiente e a organização de trabalho, além das competências dos operadores (MATOS et. al., 2003).

Além de buscar a adaptação do ambiente às limitações e capacidades humanas a ergonomia considera também o tipo de tarefa que será realizado. Esta adaptação possibilita a redução ou extinção de complicações decorrentes do trabalho como mutilações, doenças músculo-esqueléticas, complicações psicossomáticas e/ou psicológicas e/ou quadros de invalidez, responsáveis pela incapacitação para o trabalho (CHECHETTO, 2011).

2.5.1 Levantamento de cargas

O manuseio de cargas é responsável por grande parte dos traumas musculares entre os trabalhadores. Aproximadamente 60% dos problemas musculares são causados por levantamento de cargas e 20%, puxando ou empurrando-as. Torna-se, então, necessário conhecer a capacidade humana máxima para levantar e transportar cargas, para que as tarefas e as máquinas sejam corretamente dimensionadas dentro desses limites (IIDA, 2005). A Figura 16 demonstra as posições usuais para o levantamento de objetos.

Figura 16 - Posições usuais de levantamento de cargas



Fonte: Iida, 2005

A capacidade de carga é influenciada pela sua localização em relação ao corpo e outras características como formas, dimensões e facilidade de manuseio. No caso de tarefas repetitivas, deve-se determinar, primeiro, a capacidade de carga isométrica das costas, que é a carga máxima que uma pessoa consegue levantar, flexionando as pernas e mantendo o dorso reto, na vertical. A carga recomendada para movimentos repetitivos será, então, 50% dessa carga isométrica máxima (IIDA, 2005).

2.5.2 Metodologia do cálculo de NIOSH

De acordo com o Manual de Aplicação da Norma Regulamentadora 17, o *National Institute for Occupational Safety and Health* – NIOSH desenvolveu em 1981 (NIOSH, 1981), uma equação para analisar o manuseio de cargas durante a execução de um trabalho. Seu objetivo era criar uma ferramenta para poder identificar os riscos de doenças a coluna associados à carga com que o trabalhador era obrigado a transportar em suas funções e recomendar um limite de peso adequado para cada tarefa, para que o índice de doenças lombares diminuísse na população.

A elaboração dessa equação levou em conta três critérios: o biomecânico, restringindo o estresse na região lombo-sacral, sendo o mais importante em levantamentos que, porém, requerem um sobre esforço; o critério fisiológico: limitando o estresse metabólico e a fadiga associada a tarefa de ordem repetitiva; e por fim o critério psicofísico; limitando a carga baseando-se na percepção que o trabalhador tem de sua própria capacidade, aplicável a todo o tipo de tarefa, menos àquelas cuja frequência de levantamento é elevada, sendo superior a seis levantamentos por minuto (ROSSO; OKUMURA, 2007). A Equação 17 apresenta a fórmula de NIOSH para o cálculo do limite de peso.

$$LPR = 23 * \left(\frac{25}{H}\right) * (1 - (0,003 * [V - 75])) * \left(0,82 + \left(\frac{4,5}{D}\right)\right) * (1 - (0,0032 * A)) * F * C \quad (17)$$

- *LPR*: limite de peso recomendável;
- *H*: distancia horizontal entre o indivíduo e a carga (posição das mãos) em cm;
- *V*: distância vertical na origem da carga (posição das mãos) em cm;
- *D*: deslocamento vertical, entre a origem e o destino, em cm;
- *A*: ângulo de assimetria, medindo a partir do plano sagital, em graus;

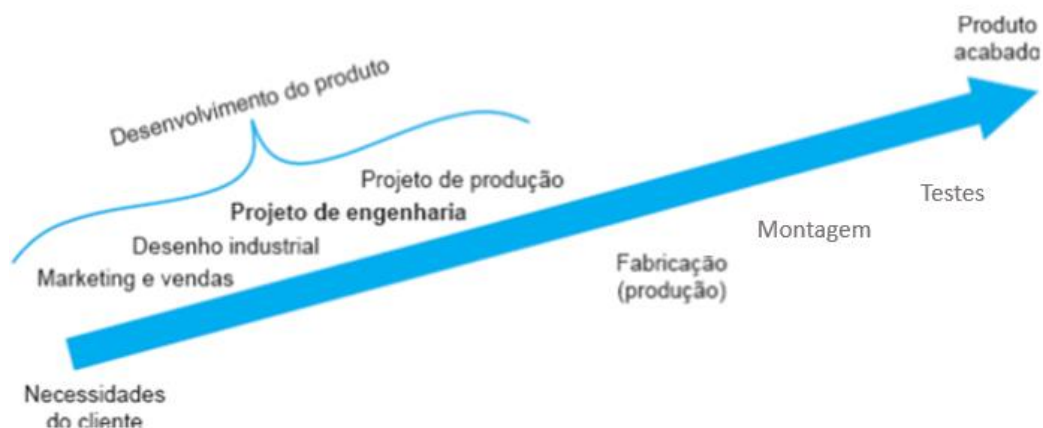
- F : frequência média de levantamento em levantamentos/min;
- C : qualidade de pega.

O valor da constante de carga foi estabelecido para o método NIOSH em 23 kg por meio de critérios biomecânicos, psicofísicos e fisiológicos. Esse valor refere-se à movimentação de carga no plano sagital a uma altura de 75 cm do solo, para um deslocamento vertical de 25cm, para cima ou para baixo e com a carga a uma distância máxima de 25cm do corpo do operador. O modo multiplicativo da equação faz com que o valor limite de peso indicado diminua à medida que se afaste das condições ótimas (RIBEIRO et. al., 2009).

2.6 Projeto mecânico motovibrador linear

O projeto mecânico é apenas uma parte do processo de realização de um produto, como ilustrado na Figura 17, a realização de um produto começa com a necessidade de um cliente e termina com um produto que atenda a essa necessidade (LEAKE, 2013).

Figura 17 - O processo de criação do produto



Fonte: Leake, 2013.

Segundo Pereira (2004), o projeto de um produto é necessário para atender às necessidades da demanda de um mercado pré-existente ou para sanar uma lacuna aberta no mercado. Com o comércio cada vez mais globalizado, a concorrência para o fornecimento deste produto aos usuários, torna fundamental a preocupação com a competitividade neste mercado.

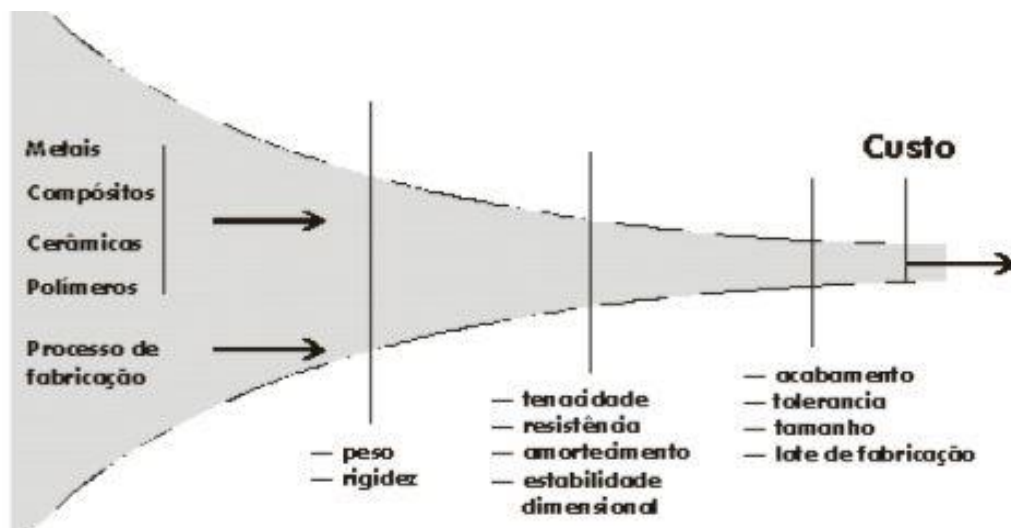
O objetivo final do projeto de máquina é dimensionar e dar forma as peças (elementos de máquinas) e escolher os materiais e os processos de manufatura apropriados, de modo que a máquina resultante possa desempenhar a função desejada sem falhar (NORTON, 2006).

2.6.1 Procedimento para a seleção de materiais

A atividade de escolher o material, além de ser uma das tarefas mais importantes e complexas do processo de projeto, tornou-se uma prática indispensável, na qual ser a melhor opção de se escolher, entre os milhares de materiais disponíveis atualmente. A seleção deve levar em consideração os meios de aplicação do componente sendo preciso conhecer essencialmente suas propriedades, formas, preços e disponibilidade de se encontrar o material no fornecedor, associado aos custos das ferramentas e maquinário para conformá-lo (SOUZA, 2020).

Segundo Ferrante (2000), o processo de seleção de materiais deve seguir o aspecto de um funil como apresentado na Figura 18, no sentido de que a cada fase do projeto a quantidade de materiais selecionados como opções viáveis diminuem mediante critérios que eliminam os candidatos de acordo com as restrições impostas pelos requisitos até se chegar ao material final escolhido.

Figura 18 - O afunilamento de um típico procedimento de seleção de materiais



Fonte: Ferrante, 2000.

A utilização de impressão 3D, com matéria prima de polímeros termoplásticos na forma de filamentos enrolados em uma bobina vem crescendo muito nos últimos tempos. Os

polímeros termoplásticos são compostos por cadeia de moléculas, as quais quando submetidas a elevadas temperaturas tomam determinadas formas que são estabilizadas em temperatura ambiente. Verifica-se a possibilidade de serem moldados diversas vezes. Assim, realiza-se o processo de reciclagem devido às características do material que é flexível e resistente (PARENTE, 2006; SANTOS, 2006; HAMOD, 2014).

Os polímeros termoplásticos são compostos por duas fases, dependendo do grau de intermoleculares: a estrutura amorfa que é responsável pelas propriedades elásticas dos materiais, e a estrutura cristalina responsável pelas propriedades mecânicas de resistência ao impacto, bem como às altas e baixas temperaturas (HAMOD, 2014).

Entre os materiais mais utilizados neste processo são: Acrilonitrila Butadieno Estireno (ABS), Poli Ácido Lático (PLA), TRITAN e Nylon (BORAH, 2014). Outrora, estudos apresentam autores como Hausman e Horne (2014), Hunt et al. (2015), Kreiger et al. (2014) e Horvath e Cameron (2015) que pesquisaram outros tipos de polímeros que podem ser usados para impressão em 3D, como: Politereflato de Etileno (PETG), Polietileno de Alta Densidade (PEAD), Polipropileno (PP), Poliestireno (PS), Policarbonato (PC). Este estudo aborda cinco dos principais tipos o ABS, o PLA, o PEAD, o Tritan e o PETG mostrando as características da propriedade mecânica e a temperatura de extrusão para realizar a impressão da peça

2.6.2 Seleção do sistema de geração de energia mecânica

Para buscar a energia necessária para se ter o acionamento ideal do projeto mecânico, é preciso conhecer grandezas necessárias para garantir a escolha do melhor motor elétrico. Portanto, é necessário realizar o cálculo a partir do trabalho que o produto irá executar. Assim sendo, sabendo os parâmetros de torque (T) e velocidade angular (ω) do equipamento, é possível calcular a potência por meio da Equação 18 (NAGARJUNA, 2017).

$$P = T * \omega \quad (18)$$

A velocidade angular pode ser calculada através da frequência de rotação do motor (f), visto que a frequência máxima de um motor depende dos fabricantes. A Equação 19 apresenta o cálculo da velocidade angular.

$$W_{ang} = 2\pi * f \quad (19)$$

O torque (T) que o motor é submetido depende das variáveis de aceleração angular (a_{ang}) e do momento de inercia (M_I), sendo que é necessário verificar quais forças atuaram durante o funcionamento de vida útil do motor elétrico. A Equação 20 traz a fórmula para o cálculo do torque.

$$T = M_I * a_{ang} \quad (20)$$

Para a efetuação do cálculo do torque é preciso descobrir qual a aceleração angular (a_{ang}) do sistema. A Equação 21 define a aceleração angular como a velocidade angular (ω) pela variação de tempo (Δt). A variável tempo ocorre do início do acionamento do motor elétrico até a chegada do mesmo em sua velocidade angular prescrita em função da frequência.

$$a_{ang} = \frac{\omega}{\Delta t} \quad (21)$$

O momento de inercia (M_I) é calculado pela forma geométrica do sistema, sendo que para o projeto a forma cilíndrica é a que atende com maior eficiência a necessidade do produto. A Equação 22 demonstra o momento de inercia de um corpo cilíndrico, cujo a massa (m) e o raio (R) são os responsáveis pela definição do sistema.

$$M_I = \frac{(\frac{1}{2} * m * R^2)}{2} \quad (22)$$

O motor elétrico pode ser selecionado a partir da determinação da potência do equipamento. Outras características e particularidades como frequência, tensão, número de polos e grau de proteção do motor são de grande valia na seleção do motor elétrico (WEG, 2017).

2.6.3 Sistema de transmissão de movimentos aplicado em projeto

Para calcular os parâmetros construtivos de um sistema de engrenamento helicoidal é preciso se ter a definição de alguns parâmetros de entrada. O diâmetro interno D_i , o módulo M , o ângulo de dente β , e o número de dentes Z , é apresentado pela Equação 23:

$$D_i = \left(\frac{M}{\cos \beta} \right) * Z - 2,334M \quad (23)$$

Com o conhecimento do módulo M , e do ângulo de dente β , é possível calcular o módulo circular M_c :

$$M_c = \frac{M}{\cos \beta} \quad (24)$$

Conforme conhecido o módulo circular, podemos encontrar o diâmetro primitivo D_p da engrenagem helicoidal:

$$D_p = M_c * Z \quad (25)$$

A partir deste é calculado o diâmetro externo D_e :

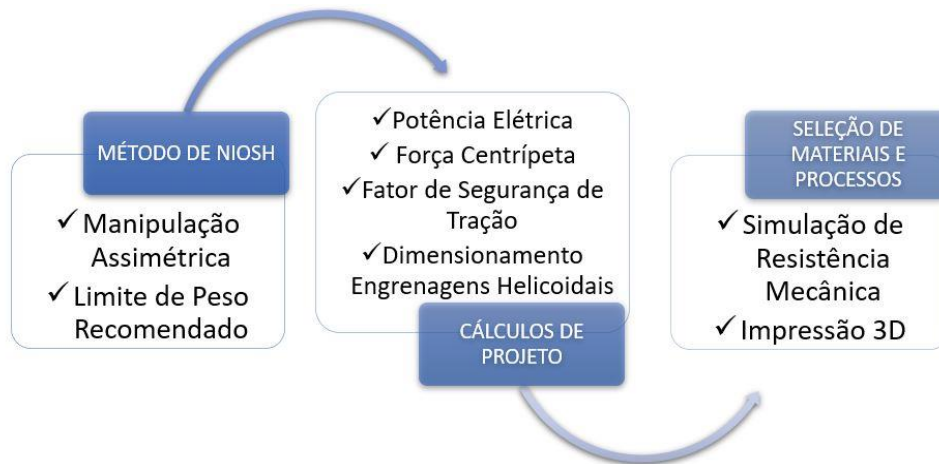
$$D_e = D_p + 2 * M \quad (26)$$

Generoso (2009), defende a tese de que as engrenagens são sem dúvida um dos meios para transmissão de movimento entre eixos mais usados, tanto para eixos paralelos, reversos ou concorrentes. A grande utilização deste meio acontece devido ao fato de elas terem grande resistência e vida útil, possuírem pequenas dimensões, terem velocidade constante de transmissão e terem um rendimento de 98%.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

O presente trabalho tem por finalidade a concepção de um motovibrador linear, para auxiliar a correção de eventuais falhas de manobras em chaves seccionadoras. A partir deste, busca-se caracterizar todo o procedimento projetual aplicado para o desenvolvimento do motovibrador. A Figura 19 indica o fluxograma com a linha de trabalho desempenhado durante a concepção do motovibrador linear.

Figura 19 – Fluxograma de procedimentos para a concepção do motovibrador linear



Fonte: Autor, 2023.

Nesta seção serão apresentados e discutidos os métodos aplicados na pesquisa, bem como o discernimento da metodologia de NIOSH, para a definição do levantamento de peso máximo que operador possa executar, e com isto, será definido o limite de peso. Continuando o fluxo do trabalho Figura 20 abaixo, apresenta a continuidade de trabalho para a concepção final do motovibrador linear.

Figura 20 - Fluxograma de etapas para a criação e desenvolvimento do motovibrador linear



Fonte: Autor, 2023

O início da concepção dos resultados ocorre através da criação do projeto tridimensional do motovibrador linear, com o desenvolvimento dos desenhos técnicos dos componentes, e por assim seguindo com os processos de fabricação utilizando métodos convencionais de usinagem e impressão 3D e a montagem com a ordem de construção, para se ter concepção final do projeto.

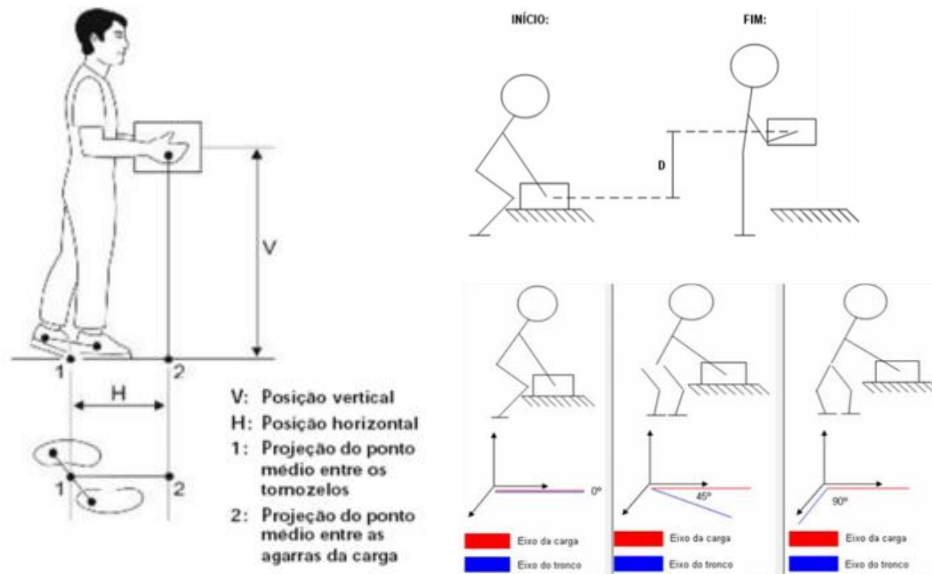
A execução de cálculos de projeto é efetuada com a aplicação e a resolução de equacionamento da potência de motor, a fim de selecionar o motor mais adequado ao projeto. Também é executado o cálculo de força centrípeta, para verificar a força total que o motovibrador linear pode entregar e além disso, também selecionar a geometria da massa excêntrica que será utilizada para o procedimento do desbalanceamento rotativo. Outra aferição realizada do dimensionamento das engrenagens helicoidais interna e externa. Por fim, é realizada a aplicação da seleção de materiais levando em consideração o gráfico de afinilamento.

3.1 Método NIOSH

A metodologia de NIOSH é aplicada para determinação da carga máxima que o operador pode executar para manusear e movimentar o motovibrador linear. Para a determinação do limite de carga máxima será aplicado o equacionamento fundamentado pelo *National Institute for Occupational Safety and Health* (NIOSH). A equação atribui fatores como: a manipulação assimétrica de cargas, a duração da tarefa, a frequência dos levantamentos e a qualidade da pega. Cada fator deve ser levado em consideração para que a carga máxima seja atribuída de maneira correta não expondo em risco o operador.

A manipulação assimétrica de cargas impacta diretamente com a saúde do operador, sendo que as distâncias de manuseamento de cargas podem levar a sérios distúrbios osteomusculares da coluna lombar. A má postura aliada a longos períodos de tempo de serviço resulta em problemas de saúde ligados a coluna vertebral podendo ser manifestadas e algum segmento da coluna, podendo comprometer a musculatura das costas ligadas as regiões cervicais, dorsal, lombar ou sacral. A Figura 21 apresenta as quatro variáveis importantes na questão assimétricas de levantamento de peso para o procedimento de cálculo de NIOSH.

Figura 21 - Variáveis assimétricas de NIOSH



Fonte: Kuhn, 2019

Outro fator que o método traz é sobre a frequência de duração da atividade, sendo que a Figura 22 apresenta as variantes de frequência tabeladas por norma. É importante salientar que o motovibrador linear depois de instalado ficará fixo a estrutura, sendo removido apenas para eventuais manutenções.

Figura 22 - Variáveis de frequências de levantamento de cargas de NIOSH

FREQUÊNCIA	DURAÇÃO DA ATIVIDADE CONTÍNUA					
	≤ 8 horas		≤ 2 horas		≤ 1 hora	
Levantamento(s) por minuto	V < 75 (cm)	V ≥ 75 (cm)	V < 75 (cm)	V ≥ 75 (cm)	V < 75 (cm)	V ≥ 75 (cm)
0,2	0,85	0,85	0,95	0,95	1,00	1,00
0,5	0,81	0,81	0,92	0,92	0,97	0,97
1	0,75	0,75	0,88	0,88	0,94	0,94
2	0,65	0,65	0,84	0,84	0,91	0,91
3	0,55	0,55	0,79	0,79	0,88	0,88
4	0,45	0,45	0,72	0,72	0,84	0,84
5	0,35	0,35	0,60	0,60	0,80	0,80
6	0,27	0,27	0,50	0,50	0,75	0,75
7	0,22	0,22	0,42	0,42	0,70	0,70
8	0,18	0,18	0,35	0,35	0,60	0,60
9	0,00	0,15	0,30	0,30	0,52	0,52
10	0,00	0,13	0,26	0,26	0,45	0,45
11	0,00	0,00	0,00	0,23	0,41	0,41
12	0,00	0,00	0,00	0,21	0,37	0,37
13	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,34
14	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,31
15	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,28
> 15	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Fonte: Kuhn, 2019

A qualidade de pega para efetuar o levantamento de carga também é levado em consideração, sendo considerado três níveis pega. A qualidade de pega leva em conta a distância na origem da carga. A Figura 23 apresenta os valores tabelados para inserção na equação de NIOSH.

Figura 23 - Variáveis de qualidade de pega

QP - QUALIDADE DA PEGA		
PEGA	V<75	V>75
BOA	1,00	1
RAZOÁVEL	0,95	1
POBRE	0,9	0,9

Fonte: Kuhn, 2019

A pesquisa é de caráter descritivo exploratório, de natureza quantitativa e qualitativa, em relação aos dados obtidos. Para a coleta de dados foram realizadas pesquisas referentes às metodologias de análise ergonômica, focando no método de NIOSH para análise do levantamento de carga.

3.1.1 Cálculo do limite de peso recomendado (LPR)

O limite de peso recomendado (*LPR*) tem como principal função nesta pesquisa de delimitar o peso máximo que o projeto do motovibrador possa ter. O cálculo baseia-se do método de levantamento de carga de NIOSH, sendo que este leva em consideração variantes de manipulação assimétrica de cargas, de duração da tarefa, de frequência dos levantamentos e da qualidade da pega.

O primeiro caso aplicado é a definição assimétrica desempenhada em campo, sendo efetuado em campo as medições para coleta correta dos dados de entrada, utilizando um equipamento com dimensões similares ao que está sendo desenvolvido neste projeto. A partir disto a Figura 24a apresenta o ângulo de assimetria para a execução do levantamento de carga, sendo visível nas posições do joelho do operador. A Figura 24b traz a representação da forma que o equipamento será conduzido pelo setor elétrico, onde o operador manuseia o equipamento até a plataforma de um andaime.

Figura 24 - Condições assimétricas de operação



Fonte: Autor, 2023

Com a aquisição dos valores assimétricos da distância horizontal entre o indivíduo e a carga (H), da distância vertical na origem da carga (V), do deslocamento vertical, entre a origem e o destino (D) e o ângulo de assimetria (A), possibilitou na definição das quatro variantes assimétricas para aplicação do cálculo de limite de peso recomendado. As outras duas variantes estão retratadas por tabelas, sendo que a frequência média de levantamento (F) é apresentado na Figura 21 e a qualidade de pega (C) é demonstrado na Figura 22. Com estes fatores o Quadro 1 exibe os valores encontrados em cada variável

Quadro 1 - Valores das variáveis do limite de peso recomendado

Variáveis	H	V	D	A	F	C
Posição	19 cm	163,5 cm	133,5 cm	0°	0,95	1

Fonte: Autor, 2023

Com a definição dos valores foi possível então realizar o cálculo do levantamento máximo de peso recomendado (NIOSH). A seguir é apresentado o desenvolvimento do cálculo.

$$LPR = 23 * \left(\frac{25}{H}\right) * (1 - (0,003 * [V - 75])) * \left(0,82 + \left(\frac{4,5}{D}\right)\right) * (1 - (0,0032 * A)) * F * C \quad (27)$$

$$LPR = 23 * \left(\frac{25}{19}\right) * (1 - (0,003 * [163,5 - 75])) * \left(0,82 + \left(\frac{4,5}{133,5}\right)\right) * (1 - (0,0032 * 0)) * 0,95 * 1 \quad (28)$$

$$LPR = 18,01 \text{ Kg} \quad (29)$$

Portanto, o peso máximo que o operador pode levantar é de 18,01 Kg, limitando o projeto do motovibrador linear ao peso do *LPR*. A partir desta informação levantada, é preponderante verificar as escolhas de projeto delimitando alguns fatores que fogem do peso recomendado, como por exemplo os materiais selecionados para o desenvolvimento do motovibrador linear.

3.2 Cálculos de projeto motovibrador linear

Na busca de validar as escolhas de componentes para a concepção do motovibrador linear, necessitou-se em alguns casos do auxílio de cálculos para a definição. Estas definições são provenientes para que as mesmas possam ser modeladas e posteriormente fabricadas. Os cálculos pertinentes de projeto estão apresentados abaixo:

- Potência de motor elétrico;
- Força centrípeta de massas excêntricas;
- Cálculo do fator de segurança de tração do eixo perpendicular
- Dimensionamento de engrenagem helicoidal interna;
- Dimensionamento de engrenagem helicoidal externa.

3.2.1 Potência de motor elétrico

Com a delimitação do limite de peso recomendado, o cálculo de potência do motor se tornou muito importante para o desenvolvimento do projeto, sendo que a seleção do motor mais adequado para o projeto pode auxiliar na redução de peso e consequentemente enquadrar o projeto dentro das normas reguladoras.

Para iniciar a definição da potência necessária que o motor precisa exercer, é preponderante conhecer algumas informações de entrada do projeto. Sabe-se que a fórmula de potência é o torque (T) vezes a velocidade angular (ω_{ang}). Segundo Daronch (2023) as frequências que causam picos de excitação nos contatos da chave seccionadora Lorenzetti EV 242Kv, utilizada nos testes experimentais são de 24Hz, 34Hz e 43,5Hz, com velocidades de

87,7mm/s, 132,5mm/s e 313,5mm/s respectivamente. A Figura 25 apresenta o gráfico relação de velocidade x frequência.

Figura 25 – Gráfico de velocidade x frequência natural (dados NK620)



Fonte: Daronch, 2023

A fórmula da velocidade angular depende da variável de frequência para ser calculada. Estudos na bancada de teste apresentaram como valor de frequência ressonante 43,5 Hz, sendo considerado a aplicação empírica do sistema. A partir deste a velocidade angular é calculada:

$$\omega_{ang} = 2\pi * f \quad (30)$$

$$\omega_{ang} = 2\pi * 43,5 \quad (31)$$

$$\omega_{ang} = 273,32 \text{ rad/s} \quad (32)$$

Com o valor da velocidade angular definido, o cálculo do torque é definido pelo momento de inércia (M_I) vezes a aceleração angular (a_{ang}). Com a estruturação da equação de momento de inercia abaixo, pode-se relatar que as variáveis de massa (m) e do centro de massa (R), são dados empíricos levantados por trabalhos anteriores que caracterizam a massa e o seu centro. A Figura 26 traz a massa utilizada e os valores, lembrando que o peso da

massa deve ser multiplicado por oito já que o sistema pode ter a instalação de até oito massas excêntricas.

Figura 26 - Valores empíricos de massa e centro de massa

Propriedades de massa de Massa Martelo 20mm
Configuração: Valor predeterminado
Sistema de coordenadas: -- valor predeterminado --
Densidade = 0,01 gramas por milímetro cúbico
Massa = 520,34 gramas
Volume = 65866,30 milímetros cúbicos
Área de superfície = 13684,44 milímetros quadrados
Centro de massa: (milímetros)
X = 31,56
Y = -0,01
Z = -11,20

Fonte: Autor, 2023

A partir da aquisição dos dados de forma empírica e com o auxílio do software Solidworks®, é possível determinar a massa $m = 0,520$ Kg e o centro $R = 31,56$ mm, lembrando que é preciso multiplicar por oito a massa para validar com a capacidade máxima. Com isto:

$$M_I = \frac{\left(\frac{1}{2} * m * R^2\right)}{2} \quad (33)$$

$$M_I = \frac{\left(\frac{1}{2} * 4,16 * 0,03156^2\right)}{2} \quad (34)$$

$$M_I = 0,001 \text{ kgm}^2 \quad (35)$$

A aceleração angular (a_{ang}) é definida pela velocidade angular (ω_{ang}) dividida pela variação de tempo (Δt) até a velocidade do motor se tornar constante. O tempo denotado empiricamente nos testes práticos revelou um tempo aproximado de quatro segundos. A partir deste:

$$a_{ang} = \frac{\omega_{ang}}{\Delta t} \quad (36)$$

$$a_{ang} = \frac{273,32}{4} \quad (37)$$

$$a_{ang} = 68,33 \text{ rad/s}^2 \quad (38)$$

Com a resolução do momento de inércia e da aceleração angular (a_{ang}), é possível verificar o torque (T) do sistema. Segue abaixo o cálculo do torque:

$$T = M_I * a_{ang} \quad (39)$$

$$T = 0,001 * 68,33 \quad (40)$$

$$T = 0,0683 \text{ Nm} \quad (41)$$

Após a definição dos valores de torque e velocidade angular, pode-se enfim descobrir qual a potência necessária, para a entrada de energia do sistema. A seguir é apresentado o cálculo de potência:

$$P_{motor} = \frac{T * \omega_{ang}}{736} \quad (42)$$

$$P_{motor} = \frac{0,0683 * 273,32}{736} \quad (43)$$

$$P_{motor} = 0,025 \text{ CV} \quad (44)$$

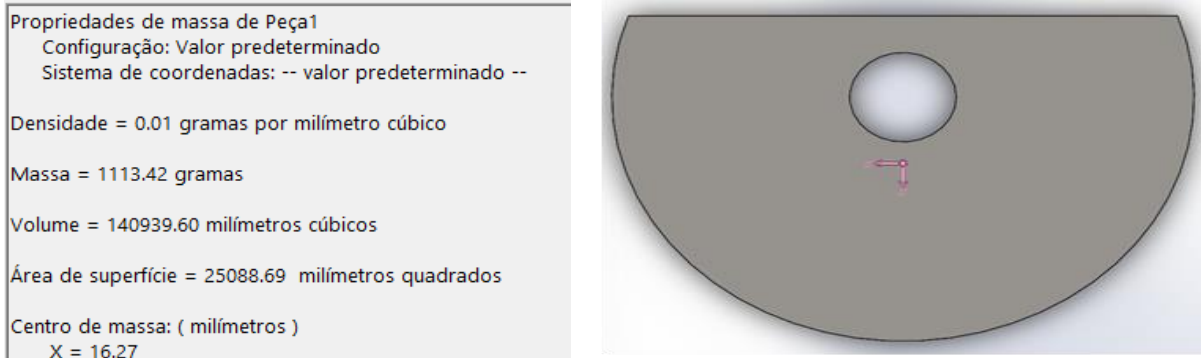
Portanto percebe-se que a potência do motor necessária é muito baixa sendo de apenas 0,025 CV, ou seja, não é preciso contar com um motor de elevada potência, sendo que um motor de 0,16 CV atende facilmente a demanda. Outro fator que pode ser levado em conta é o peso, cujo este tende a ser considerado na hora de se efetuar a escolha do motor.

3.2.2 Força centrípeta motovibrador linear

Para a construção do cálculo da força centrípeta, se necessitou inicialmente levar em conta o sistema utilizado por Setti (2018), que validou a efetivação da correção de manobra na chave seccionadora Lorenzetti EV 242Kv. O efeito de desbalanceamento do sistema possibilita que a estrutura produza um efeito vibratório, sendo que este é oriundo de uma força centrífuga relativa da frequência, da massa e do centro de massa dos pesos responsáveis pelo desbalanceamento. Levando em consideração o conhecimento para definir a força centrípeta mínima, ocorreu de forma empírica aplicando os valores de massa m , de distância de centro de massa (R) e de velocidade angular (ω_{ang}), sendo que durante o teste a frequência

empregada era de aproximadamente 20Hz. A Figura 27 traz a massa excêntrica utilizada no modelo utilizado por Setti para sua validação.

Figura 27 - Massa excêntrica utilizada por Setti 2018.



Fonte: Autor, 2023

A formula da força centrífuga (F_c) é composta pela grandeza de massa (m) vezes o centro da massa (R) e vezes a velocidade angular ao quadrado (ω_{ang}). Os dados de massa e centro de massa são explicitados na Figura 26 e a velocidade angular é apresentado na Equação 47. Com isto:

$$F_c = m * R * \omega_{ang}^2 \quad (45)$$

$$F_c = 1,113 * 0,01627 * 125,66^2 \quad (46)$$

$$F_c = 285,95 \text{ N} \quad (47)$$

A força centrífuga mínima para que o sistema de vibração funcione é de 285,95N por massa, sendo que está força tende a ser multiplicada por oito vezes, que é a capacidade máxima de força que o mecanismo pode efetuar.

Analisando o novo formato é perceptível visualizar que o seu centro de massa é mais distante que o anterior, e o seu valor mássico é reduzido em aproximadamente 50%, fazendo com que o sistema fique mais leve e exerça a mesma força centrípeta que o sistema atual. Também foi levantado uma segunda geometria que mostrou valores similares de peso, porem detém um centro de massa mais distante, o que eleva o valor da força centrífuga. A Figura 28 apresenta a segunda geometria intitulada de martelo devido ao seu formato.

Figura 28 - Segunda nova geometria de massa estilo martelo



Fonte: Autor, 2023

Calculando:

$$F_c = 0,52034 * 0,03156 * 273,32^2 \quad (48)$$

$$F_{c\ Total} = 1226,78\ N \quad (49)$$

Portanto, com os valores ajustados é possível avaliar que qualquer uma das formas geométricas pode ser levada em consideração, na tentativa de substituir o componente utilizado por Setti (2018), cujo os mesmos são capazes de suprir a força centrífuga mínima calculada, para efetivar o efeito vibratório linear do sistema.

Com a manutenção da força centrípeta, pela descoberta da frequência natural do seccionador, sendo denotado a redução de peso das massas excêntricas, e pela forma geométrica o aumento do centro de massa, visando que o projeto fique dentro do limite de peso recomendado (*LPR*).

3.2.3 Cálculo do fator de segurança de tração do eixo perpendicular

Com a definição da força centrípeta das massas excêntricas, é possível verificar o fator de segurança do eixo responsável por fixar a massa excêntrica ao eixo de rotação. A segurança deste é muito significativa para o projeto, devido a trajetória de rotação tender jogar a massa para fora do círculo de rotação, podendo causar danos ao equipamento e a quem o maneja.

Inicialmente é preciso conhecer a tensão aplicada (σ_{ap}) que o eixo tende a sofrer, sabe-se que é a razão da força centrípeta (F_c) em relação a área transversal do eixo utilizado, sendo o mesmo um parafuso M6x1,0 de diâmetro (d) e de passo (p), temos:

$$\sigma_{ap} = \frac{F_c}{\frac{\pi * (d - 1,23 * p)^2}{4}} \quad (50)$$

$$\sigma_{ap} = \frac{1226,78}{\frac{\pi * (6 - 1,23 * 1,0)^2}{4}} \quad (51)$$

$$\sigma_{ap} = 68,65 N/mm^2 \quad (52)$$

O cálculo de fator de segurança (F_s) é igual a tensão admissível (σ_{ad}) dividida pela tensão aplicada (σ_{ap}). Sabendo que o eixo pertence a classe de parafuso 8.8 tende-se admitir que a tensão admissível (σ_{ad}) é igual ao limite de escoamento, portanto:

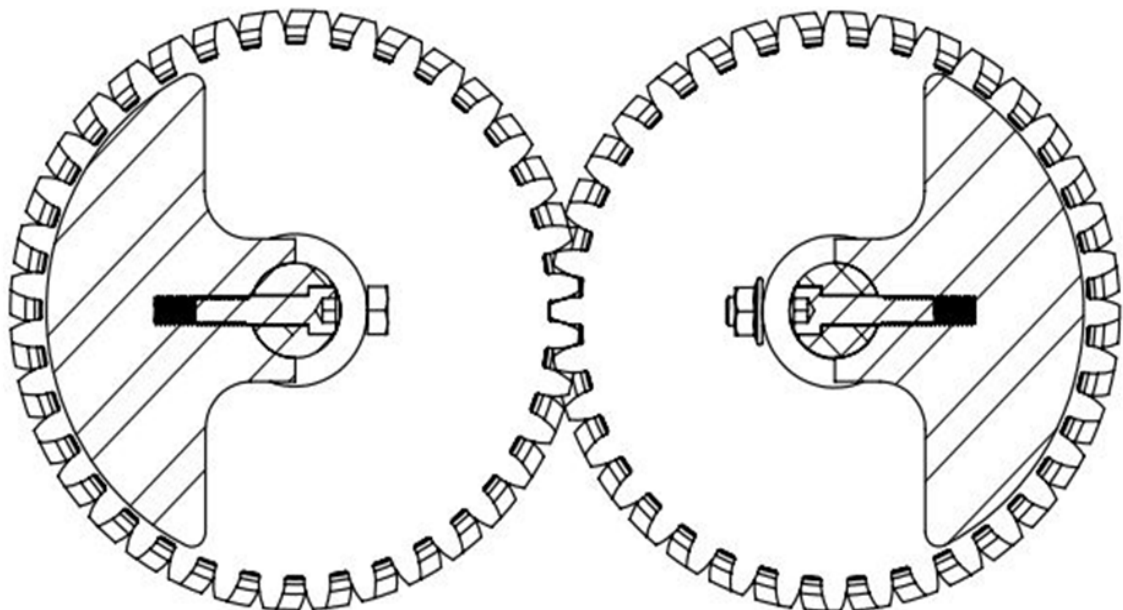
$$F_s = \frac{\sigma_{ad}}{\sigma_{ap}} \quad (53)$$

$$F_s = \frac{640}{68,65} \quad (54)$$

$$F_s = 9,32 \quad (55)$$

Portanto, a aplicação do parafuso M6x1,0 como eixo perpendicular apresenta um fator de segurança (F_s) de 9,32, ficando acima do valor recomendado pelo fabricante que é de (F_s) igual a 3. A Figura 29, apresenta a fixação do sistema com o eixo perpendicular.

Figura 29 – Sistema perpendicular de fixação da massa excêntrica.



3.2.4 Dimensionamento de engrenagem helicoidal interna

Para o sistema de transmissão de força a escolha feita pelo autor foi pela engrenagem helicoidal, sendo que é mais silenciosa e tende ter uma maior número de contato entre dentes engrenados que em comparação a engrenagem de dentes retos, dificultando a quebra entre dentes.

Com a definição do uso da engrenagem helicoidal, se teve a necessidade de calcular as variáveis de entrada para a construção da mesma. Com as massas excêntricas definidas é preciso que o diâmetro interno seja maior, para não haver contato entre uma massa e outra e também é preciso se ter um espaço significativo para as deformações que o sistema apresente.

Os dados de projeto para se dar o início do estudo é o de diâmetro interno (D_i) que é de 112mm, o número de dentes (Z) 36 e o ângulo de dente 18° . A partir destes, foi possível calcular o valor do módulo. Portanto:

$$(D_i + 2,334M) = \left(\frac{M}{\cos \beta}\right) * Z \quad (56)$$

$$(112 + 2,334M) = \left(\frac{M}{\cos 18}\right) * 36 \quad (57)$$

$$112 = 37,85M + 2,334M \quad (58)$$

$$M = \frac{112}{35,52} \quad (59)$$

$$M = 3,15 \quad (60)$$

Com o módulo podemos então calcular a módulo circular:

$$M_c = \frac{M}{\cos \beta} \quad (61)$$

$$M_c = \frac{3,15}{\cos 18} \quad (62)$$

$$M_c = 3,312 \quad (63)$$

Assim podemos encontrar o diâmetro primitivo da engrenagem:

$$D_p = M_c * Z \quad (64)$$

$$D_p = 3,312 * 36 \quad (65)$$

$$D_p = 119,236mm \quad (66)$$

A partir deste, o diâmetro externo é calculado:

$$D_e = D_p + 2 * M \quad (67)$$

$$D_e = 119,236 + 2 * 3,15 \quad (68)$$

$$D_e = 125,86mm \quad (69)$$

Com as variáveis de entradas devidamente conhecidas propriamente, pode-se passar para as próximas etapas de modelagem tridimensional e seleção de materiais do componente da engrenagem helicoidal interna.

3.2.5 Dimensionamento de engrenagem helicoidal externa

Para o sistema de transmissão de movimento do motor para o eixo motor também foi definido a utilização de engrenagens helicoidais. Com a definição da escolha da engrenagem foram calculados os dados necessários para a constituir as variáveis presentes para a construção da engrenagem helicoidal externa.

Como dados de entrada foram definidos o valor do modulo (M) igual a 3, o número de dentes (Z) igual 43 e o ângulo de dente 18° . A partir destes, foi possível calcular o valor do diâmetro interno (D_i).

Portanto:

$$D_i = \left(\frac{M}{\cos \beta} \right) * Z - (2,334M) \quad (63)$$

$$D_i = \left(\frac{3}{\cos 18} \right) * 43 - (2,334 * 3) \quad (64)$$

$$D_i = 128,63mm \quad (65)$$

Com o módulo (M) e ângulo de dentes (β) pode-se calcular a módulo circular (M_c):

$$M_c = \frac{M}{\cos \beta} \quad (66)$$

$$M_c = \frac{3}{\cos 18} \quad (67)$$

$$M_c = 3,15 \quad (68)$$

Assim podemos encontrar o diâmetro primitivo (D_p):

$$D_p = M_c * Z \quad (69)$$

$$D_p = 3,15 * 43 \quad (70)$$

$$D_p = 135,64mm \quad (71)$$

A partir deste, o diâmetro externo (D_e) é calculado:

$$D_e = D_p + 2 * M \quad (72)$$

$$D_e = 135,6 + 2 * 3 \quad (73)$$

$$D_e = 141,64mm \quad (74)$$

Com a determinação dos dados provenientes para a execução do modelamento tridimensional e seleção do material da engrenagem helicoidal externa, define-se mais um componente para a concepção do motovibrador linear.

3.3 Pré-seleção de materiais e processos

A seleção de materiais é um fator de extrema importância para um projeto mecânico, sendo que neste trabalho algumas especificações de materiais são impostas. A primeira limitação é a condição de que o equipamento seja instalado em ambiente de céu aberto, proveniente das intempéries do clima, que causam oxidações e corrosão em materiais ferrosos. A segunda limitação é o fator peso, sendo que deve ser um equipamento de peso máximo de 18,01 Kg, conforme o limite de peso recomendado (*LPR*) calculado.

Com as limitações apresentadas a seleção se afunilou, sendo a classe dos não ferrosos e polímeros como os principais candidatos a ser utilizados no motovibrador linear. A terceira limitação utilizada foi a de mercado, sendo levados em conta materiais de fácil de aquisição. A quarta e última limitação foi a precificação dos materiais

A partir desta, a classe dos alumínios foi considerada como a melhor a ser utilizada, ficando dentro de todas as limitações impostas para a seleção. Outra classe que também deve

ser levada em conta é a dos polímeros que atendem os requisitos, e em geral no quarto requisito é mais vantajosa que a dos alumínios, porém apresentam uma resistência mecânica menor sendo necessário uma análise para sua aplicação.

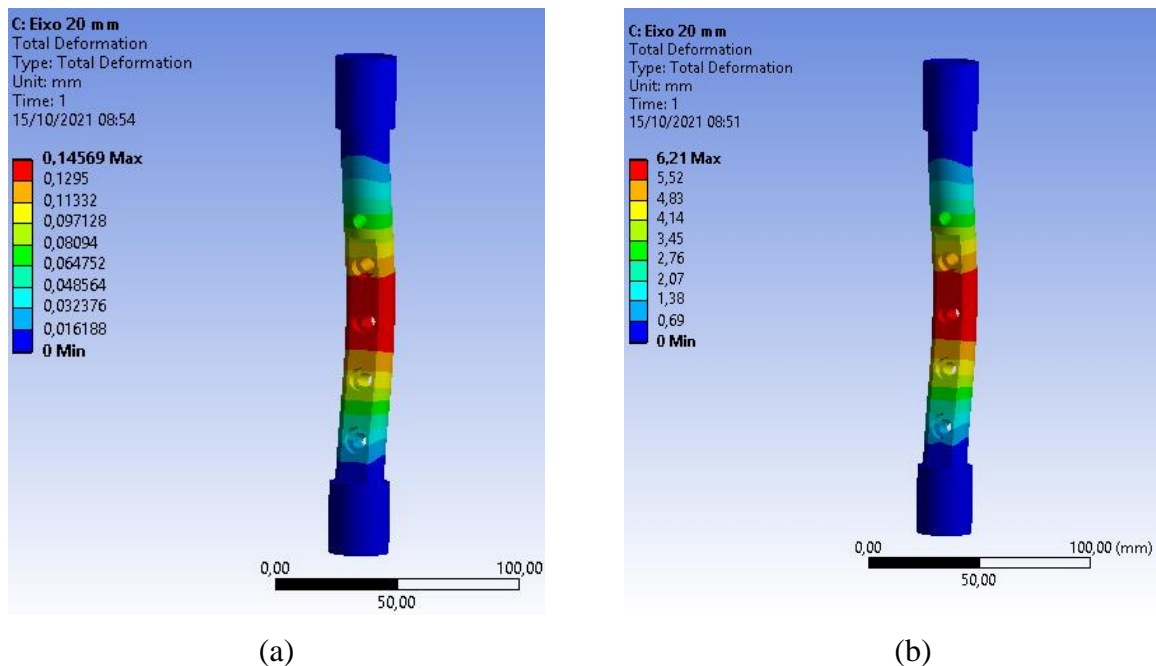
Portanto, a utilização destes dois materiais deve ser aplicada ao projeto desenvolvido aqui neste trabalho, sendo que também se tem a facilidade de trabalhar com os polímeros pela existência de uma impressora 3D no laboratório de inovação tecnológica (LINTEC).

3.3.1 Simulação de resistência mecânica em componentes sujeitos a esforços

Para a determinação dos materiais utilizados foi proposta uma análise da resistência mecânica utilizando a liga de alumínio 1060, que é um material de fácil aquisição no mercado. Também é feita a análise utilizando o material de polímero de TRITAN, que é um dos materiais mais resistentes utilizado no processo de impressão 3D.

A primeira análise efetuada se deu nos eixos de rotação, sendo aplicada a força centrípeta total do sistema, assim fazendo uma simulação numérica do eixo aplicando uma a força no centro do eixo efetuada pelas massas excêntricas. A Figura 30 demonstra a simulação do eixo do motovibrador utilizando dois materiais a Figura 30a apresenta o eixo com material de liga de alumínio 1060 e a Figura 30b com material de TRITAN, sendo aplicado a máxima força centrípeta de 4910N, com a capacidade de quatro massas excêntricas.

Figura 30 - Simulação de flexão do eixo motovibrador linear; (a) alumínio 316L, (b) TRITAN.

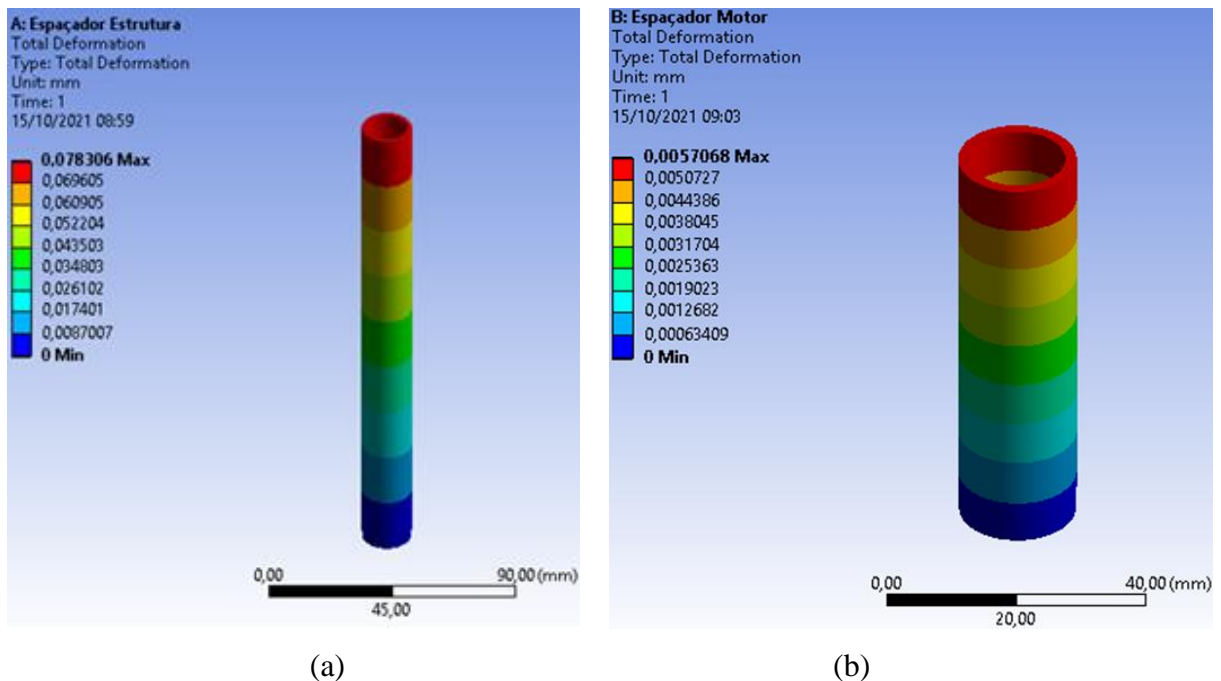


Com a Figura 30a é possível visualizar que o deslocamento máximo do eixo é de 0,145mm, resultando em uma baixa deformação. Lembrando que a força total foi atribuída ao centro do eixo, sendo que o valor encontrado é o valor máximo de deformação que pode ocorrer no eixo. Através da Figura 30b é possível verificar que o deslocamento máximo do eixo é de 6,21 mm, significando um deslocamento capaz de apresentar interferência na rotação do sistema. Por mais que o material não tenha apresentado falha, não seria coerente a utilização do material em TRITAN podendo ocorrer o choque das massas excêntricas pela soma de deformação entre os eixos.

Portanto, não há falha no eixo em nenhum dos materiais, porém deformação do TRITAN é incompatível com o projeto, trazendo riscos eminentes de falha ou de problema externos devido a elevada deformação. O deslocamento trará interferência entre as massas excêntricas podendo apresentar falha no funcionamento do motovibrador linear.

Outro componente que também foi simulado é o espaçador, que é responsável pelo aperto e o correto distanciamento entre as mesas para o correto alinhamento da estrutura de suporte do motovibrador. Também se considerou os materiais de liga de alumínio 1060 e o TRITAN, fazendo uma análise de compressão aplicando as cargas do peso nos extremos do eixo vertical da seção. A Figura 31 apresenta o espaçador submetido a análise de compressão.

Figura 31 - Simulação de compressão do espaçador da estrutura; (a) TRITAN, (b) Alumínio 316L



Através da Figura 31a, é possível relatar que não se tem falha do componente utilizando o material de TRITAN, sendo que o valor máximo de deslocamento ficou em 0,078 mm. Com um deslocamento significativamente baixo pode-se aplicar o material de TRITAN aos espaçadores. Com a simulação apresentada no espaçador da estrutura com material em liga de alumínio 1060 pela Figura 31b é possível retratar que o valor de deformação é de 0,005mm, sendo uma deformação extremamente baixa.

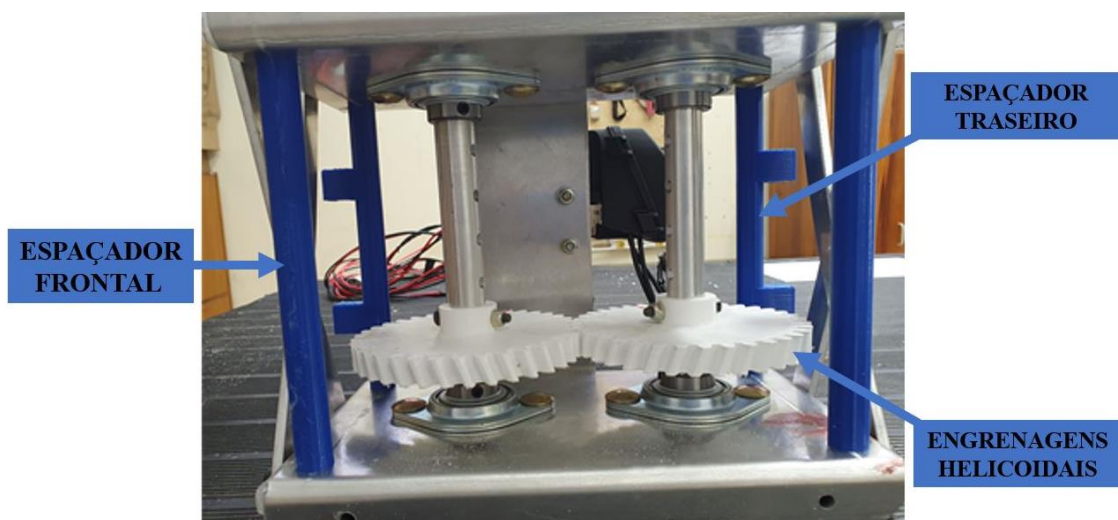
Portanto, não se tem falha utilizando quaisquer um dos dois tipos de materiais, sendo que a escolha será o material de TRITAN, que é o material mais em conta comparado com o alumínio. Outro fator, é a facilidade de construir o espaçador por meio do processo de impressão 3D.

3.3.2 Processo de impressão 3D e seus polímeros

A utilização dos processos de impressão 3D tem crescido ultimamente com a adição de novos materiais no mercado, bem como a redução de custos nos insumos trazendo uma maior atratividade ao processo. No presente trabalho, o emprego de polímeros provenientes de impressão 3D é deslumbrado por significar uma redução no valor mássico e custo final.

Atualmente o mercado de polímeros de impressão 3D vem crescendo, trazendo uma grande variedade de materiais. O TRITAN é um dos polímeros que possuem maior resistência mecânica no mercado, com um custo benefício atrativo. Também há materiais flexíveis como o PETG e o PLA, com um limite elástico maior que os polímeros de resina. A Figura 32 apresenta os espaçadores instalados junto ao protótipo do motovibrador linear.

Figura 32 – Espaçadores impressos 3D, em TRITAN de cor azul.



Com uma redução de 88% do valor mássico da engrenagem fabricada pela impressão 3D com TRITAN, se tem uma grande vantagem de aplicação ao projeto, sendo possível substituir componentes metálicos por polímeros que possuem uma massa específica menor. Com a necessidade de empregar materiais de baixo peso específico e com considerável resistência mecânica, a aplicação de componentes impressos é bem visto para a concepção do produto final.

Outro componente sujeito ao procedimento de impressão 3D é a carenagem de proteção, que pode ser constituída de materiais flexíveis para o amortecimento de possíveis impactos. A aplicação de insumos de polímeros é testada em campo para determinar se a sua empregabilidade possa ser efetivada. A Figura 33 apresenta a carenagem de proteção instalada no protótipo durante o teste em campo.

Figura 33 – Carenagem de impressão 3D, em PETG aplicado para os testes em campo



Fonte: Autor, 2023

Portanto, a utilização de materiais provenientes do processo de impressão 3D, são capazes de suprir componentes para o projeto do motovibrador linear. Submetidos a testes em campo para verificar sua performance, sendo que no caso das engrenagens, o seu emprego tende a ser muito satisfatório não apresentando desgaste e quebras de dentes. Os espaçadores submetidos aos esforços de compressão não apresentaram nenhuma deformação, assim como a carenagem de proteção apresentada acima.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

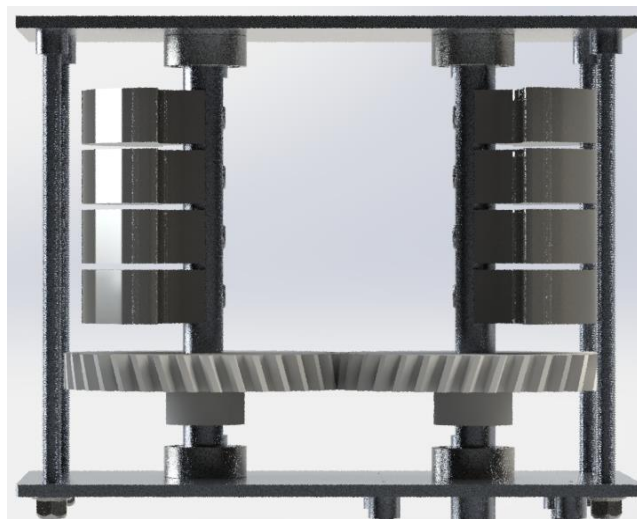
Nesta seção serão apresentados e discutidos os resultados obtidos durante todo o ciclo de criação e desenvolvimento do motovibrador linear. Importante salientar que o desenvolvimento dos resultados, utiliza-se da continuação dos métodos e cálculos realizados anteriormente.

Também é demonstrado os testes realizados na bancada presente na Universidade de Passo Fundo e os ensaios em campo na subestação da Santa Marta da cidade de Passo Fundo para validação do produto final, por meio de dados extensiométricos adquiridos por transdutor de deslocamento variável linear (LVDT) e acelerômetros.

4.1 Projeto tridimensional

. A finalidade do desenvolvimento da modelagem tridimensional de um produto, se deve pela necessidade do conhecimento visual do objeto e pela sua caracterização geométrica. Uma vez que com o modelo tridimensional se torna mais nítido o modo de descrição do produto. Com o auxílio do software de modelamento tridimensional SolidWorks®, se elaborou o projeto tridimensional do motovibrador linear, introduzindo os princípios desenvolvidos até aqui. A Figura 34 ilustra o mecanismo de vibração controlada, com a presença das oito massas responsáveis pela geração da força centrípeta do sistema. Também é possível visualizar as engrenagens helicoidais responsáveis pela transmissão e inversão da rotação.

Figura 34 - Mecanismo de vibração linear controlada

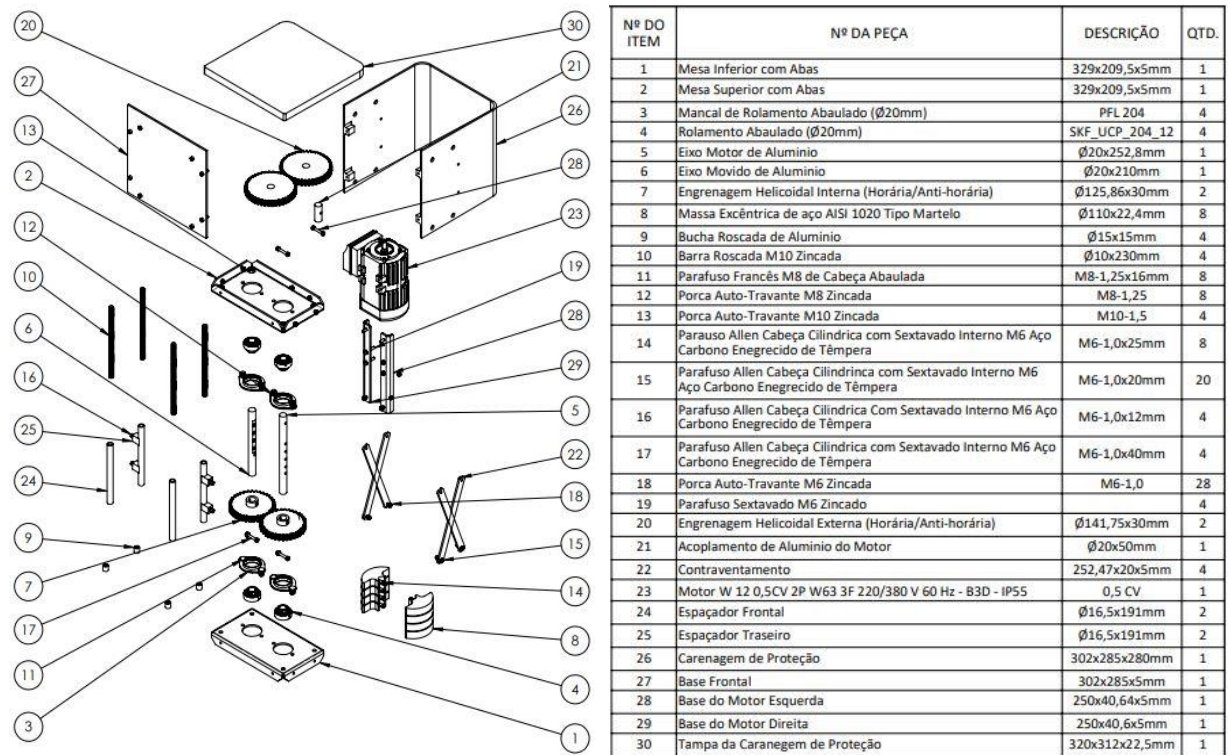


Fonte: Autor, 2023

A presença do sistema facilita o entendimento das forças oriundas do desbalanceamento rotacional causado pelas massas. Com a disposição das massas na Figura 34, se torna evidente afirmar que as forças se anulam, e quando o sistema rotaciona 90° , as duas se somam devido estarem em rotações opostas, originando forças em único eixo de movimento, e por assim, vislumbrando um efeito vibratório linear.

Com isto, uma visão mais sofisticada dos principais componentes é trazida pela Figura 35, apresentado uma vista explodida do desenho em CAD, explicitando com balões os componentes de montagem do motovibrador linear. Também traz como auxílio de uma tabela descritiva, informando os itens e quantificando quantos componentes foram utilizados para a concepção.

Figura 35 - Vista explodida do motovibrador linear e os seus componentes



Fonte: Autor, 2023

Conforme é apresentado na Figura 35 em vista explodida, o mecanismo é composto por trinta e um itens que formam subconjuntos de montagem que quando integrados fornecem o equipamento final. A Figura 35 traz a vista explodida do equipamento com a representação dos componentes numerados de forma a facilitar a identificação e função. Podendo dividir o equipamento em três subconjuntos principais: parte estrutural, componentes de movimentação e componentes de proteção.

Ainda com referência na Figura 35, o primeiro subconjunto se trata da parte estrutural, composta pelos itens: (1) mesa inferior, (2) mesa superior, (9) bucha roscada, (10) barra roscada, (22) contraventamento, (24) espaçador Frontal, (25) espaçador traseiro, (28) base esquerda do motor e (29) base direita do motor. O componente (1) é soldado juntamente com o componente (9) e, posteriormente, roscado sendo fixado pelo componente (10). O componente (24) e o (25) são alocados na mesma posição da barra rosca a fim de, prestar sustentação e espaçamento do componente (2). Também faz parte do subconjunto estrutural o componente (24), que presta apoio e sustentação a toda estrutura e por fim, os componentes (28 e 29) que são fixados na estrutura para servir de suporte para o posicionamento do motor elétrico. Finalizando a montagem deste subconjunto, tem-se a fixação dos contraventamentos (22) na mesa inferior (1) e na mesa superior (2).

O segundo subconjunto do sistema mecânico é composto pelos componentes de movimentação, sendo os itens: (3) mancais de rolamento, (4) rolamento abaulado, (5) eixo motor, (6) eixo movido, (7) par de engrenagem interna, (8) massa excêntrica, (20) par de engrenagem externa, (21) bucha do motor e (23) motor elétrico. inicialmente o motor elétrico (23) é fixado junto o subconjunto estrutural, mais precisamente junto aos às bases esquerda e direita do motor (28 e 29), com isto o item (21) é acoplado ao eixo presente no motor elétrico (23). O componente (21) é acoplado aos componentes (20 e 5), assim o sistema de rotação é transmitido através do componente (7) para o (6) aplicando uma resultante rotacional para as massas excêntricas (8). O componente (3) é fixado nas mesas inferior e superior (1 e 2), sendo posteriormente acoplado ao rolamento abaulado (4), ficando responsável pela sustentação e livre rotação do eixo motor (5) e do eixo movido (6).

No terceiro subconjunto são contidos os componentes de proteção, sendo os itens: (26) carenagem de proteção, (27) base frontal e a (30) tampa da carenagem de proteção. Assim, a base frontal (27) é fixada juntamente ao subconjunto estrutural, mais precisamente nos componentes nas mesas inferior e superior (1 e 2), de modo que a carenagem de proteção (26) fique atrelada à base frontal (27) e ao espaçador traseiro (25) fixando-se em mais de um ponto. A tampa da carenagem de proteção (30) é encaixada na carenagem de proteção (26) e na base frontal (27) a fim de resguardar a parte superior do dispositivo de vibração linear.

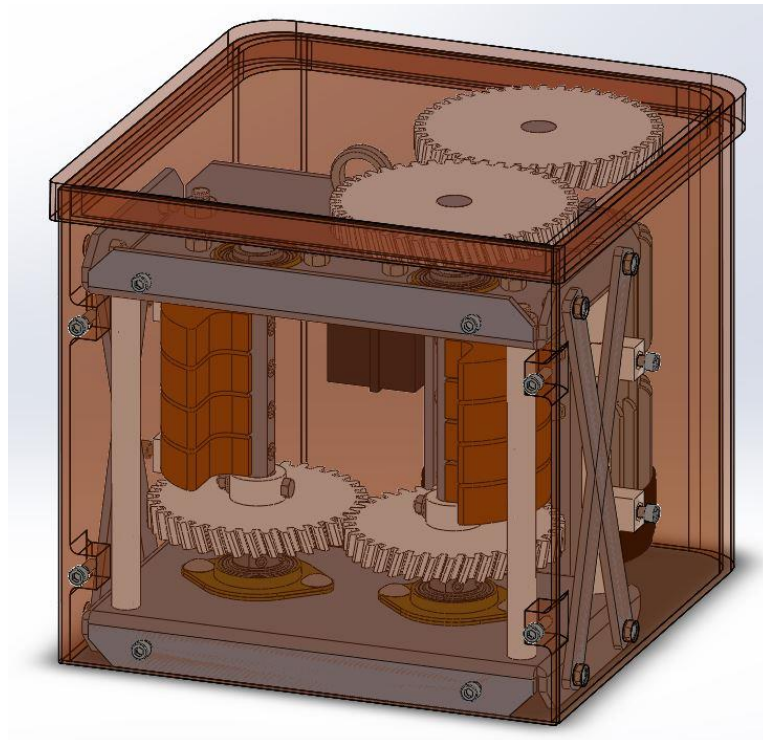
Demais componentes contidos na Figura 39 não especificados nesta seção fazem referência a itens utilizados na montagem e fixação do equipamento, exceto o componente (17) que se trata de um eixo roscado responsável por, além da fixação, também ajuste de

posicionamento das massas excêntricas, possibilitando a variação da força centrífuga através de ágil ajustagem no decorrer de seu comprimento longitudinal.

Ainda sobre a Figura 35, o funcionamento do motor (23) se dá através da conversão de energia elétrica em energia mecânica. A partir desta fonte de energia mecânica, que se apresenta no formato de uma força rotacional, inicia a distribuição da força de rotação que é transmitida pela engrenagem externa (20) para o eixo motor (5), sendo que de forma imediata, a engrenagem interna (7) transmite essa força rotacional para o eixo movido (6). Devido às massas excêntricas (8) serem fixadas no eixo motor (5) e no eixo movido (6), por meio do eixo perpendicular (17), sendo os responsáveis pelo sistema do desbalanceamento rotativo do motovibrador. Assim, as massas excêntricas (8) atuam como uma força que atinge o seu pico em uma única direção, de forma a se anular nas demais direções, transferindo um movimento linear, que quando transmitido a outro mecanismo, gera um sistema de vibração linear.

Com o desenvolvimento dos cálculos de projeto foi possível verificar as escolhas dos componentes prescindíveis para o projeto. A partir da equação de NIOSH se estabeleceu um peso máximo de projeto para o motovibrador linear, sendo que este não poderia ultrapassar 18Kg. A Figura 36 apresenta a disposição final do motovibrador linear com sua carenagem de proteção transparente.

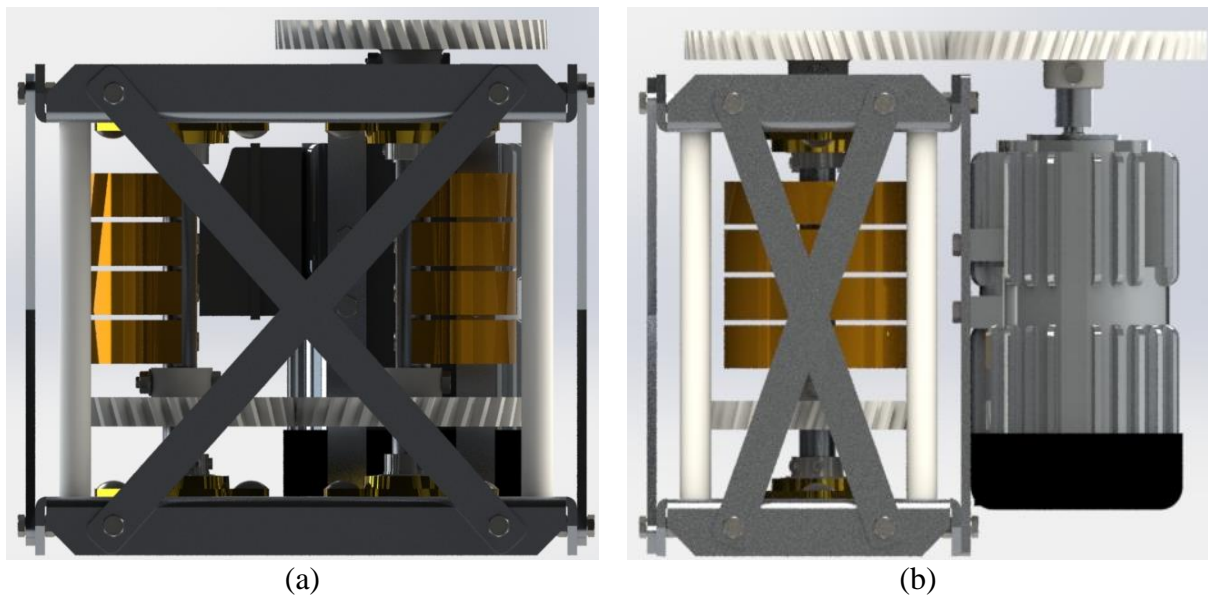
Figura 36 – Desenho tridimensional do motovibrador linear com sua carenagem de proteção translúcida

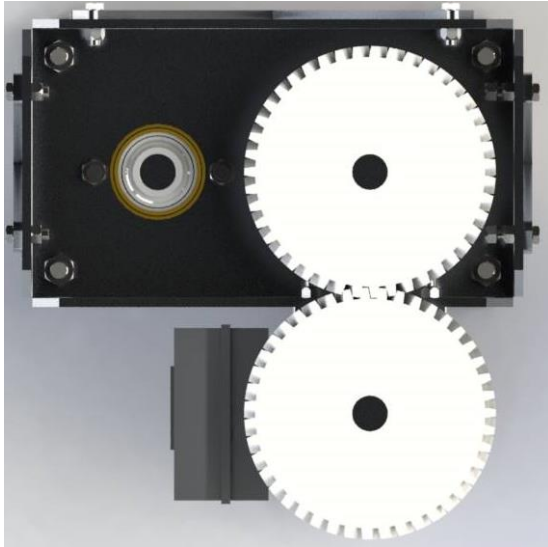


O modelo ateu-se a um valor aproximado de 16 Kg, conservando-se dentro do valor máximo estipulado pelo cálculo de NIOSH, apresentando uma margem de segurança ergonômica significativa para a execução da instalação do motovibrador junto às chaves seccionadoras. Portanto, com está verificação o procedimento de alienar os componentes dentro de um valor mássico pré-estabelecido é validado com o resultado dentro dos moldes estabelecidos pelo método.

A partir da concepção do motovibrador linear, é possível visualizar a sua montagem completa, com todos os componentes apresentados pela lista da Figura 35 acima. As Figuras 37 (a), (b) e (c), trazem o modelo do motovibrador linear, referindo se as vistas complementares de projeto. A Figura 36a retrata a vista frontal do motovibrador, dando uma percepção visual de todos os componentes e uma ideia dimensional do sistema. A Figura 36b apresenta a vista lateral direita, mostrando o alinhamento do motovibrador e a sua largura, sendo que fica evidente que o sistema fica com larguras semelhantes ao do motor, originando uma melhor ergonomia de levantamento do produto, e a Figura 36c demonstra a vista superior do motovibrador linear.

Figura 37 - Modelo do motovibrador linear. Vista Frontal (a), direita (b) e superior (c)





(c)

Fonte: Autor, 2023

Para solidificar a modelagem final do motovibrador, a Figura 38 exibe uma perspectiva isométrica da modelagem do motovibrador linear. Através da mesma é possível ter uma visualização concreta de como vai ser o modelo real e visualizar possíveis melhorias para o refinamento do projeto.

Figura 38 - Perspectiva isométrica da modelagem do motovibrador linear



Fonte: Autor, 2023

Com a finalização do projeto tridimensional dentro das restrições colocadas e atendidas pelo tópico de materiais e métodos, pode-se passar para a próxima de fabricação e montagem do motovibrador linear.

4.2 Fabricação e montagem do motovibrador linear

Seguindo o projeto tridimensional apresentado acima, o próximo passo é a fabricação e aquisição dos componentes presentes na estrutura do motovibrador linear. Para isto, se verificou a lista de componentes presentes na Figura 46 da vista explodida que aporta todos os itens presentes para a concepção do produto.

O Quadro 2 abaixo apresenta os processos de fabricação necessários para produzir cada componente, também caracteriza o material escolhido para dar prosseguimento a aquisição do componente.

Quadro 2 - Lista dos componentes para fabricação do motovibrador linear

Nº DO ITEM	COMPONENTES	PROCESSO	MATERIAL	QTD
1	Mesa Inferior com Abas	Corte a laser	Aluminio 3061	1
2	Mesa Superior com Abas	Corte a laser	Aluminio 3061	1
3	Mancal de Rolamento Abaulado (Ø20mm)	Produto Comercial	-	4
4	Rolamento Abaulado (Ø20mm)	Produto Comercial	-	4
5	Eixo Motor	Usinagem	Aluminio 3061	1
6	Eixo Movido	Usinagem	Aluminio 3061	1
7	Engrenagem Helicoidal Interna (Horária/Anti-horária)	Impressão 3D	TRITAN	2
8	Massa Excêntrica Tipo Martelo	Usinagem	Aço AISI 1020	8
9	Bucha Roscada	Usinagem	Aluminio 3061	4
10	Barra Roscada M10	Produto Comercial	Aço Carbono Zincado	4
11	Parafuso Francês M8 de Cabeça Abaulada	Produto Comercial	Aço Carbono Zincado	8
12	Porca Auto-Travante M8	Produto Comercial	Aço Carbono Zincado	8
13	Porca Auto-Travante M10	Produto Comercial	Aço Carbono Zincado	4
14	Parafuso Allen Cabeça Cilindrica com Sextavado Interno M6	Produto Comercial	Aço Carbono Enegrécido de Têmpera	8
15	Parafuso Allen Cabeça Cilindrica com Sextavado Interno M6	Produto Comercial	Aço Carbono Enegrécido de Têmpera	20
16	Parafuso Allen Cabeça Cilindrica Com Sextavado Interno M6	Produto Comercial	Aço Carbono Enegrécido de Têmpera	4
17	Parafuso Allen Cabeça Cilindrica com Sextavado Interno M6	Produto Comercial	Aço Carbono Enegrécido de Têmpera	4
18	Porca Auto-Travante M6	Produto Comercial	Aço Carbono Zincado	28
19	Parafuso Sextavado M6 Zincado	Produto Comercial	Aço Carbono Zincado	4
20	Engrenagem Helicoidal Externa (Horária/Anti-horária)	Impressão 3D	TRITAN	2
21	Acoplamento do Motor	Usinagem	Aluminio 3061	1
22	Contraventamento	Corte a laser	Aluminio 3061	4
23	Motor W 12 0,5CV 2P W63 3F 220/380 V 60 Hz - B3D - IP55	Produto Comercial	-	1
24	Espaçador Frontal	Impressão 3D	PETG	2
25	Espaçador Traseiro	Impressão 3D	PETG	2
26	Carenagem de Proteção	Impressão 3D	PETG	1
27	Base Frontal	Corte a laser	Aluminio 3061	1
28	Base do Motor Esquerda	Corte a laser	Aluminio 3061	1
29	Base do Motor Direita	Corte a laser	Aluminio 3061	1
30	Tampa da Caranagem de Proteção	Impressão 3D	PETG	1

Fonte: Autor, 2023

A partir do conhecimento do processo necessário para cada componente presente no motovibrador linear, iniciou-se a fabricação destes seguindo os desenhos técnicos apresentados no Anexo IV. Para os processos convencionais de usinagem e corte, se terceirizou a produção, já o processo que indica a impressão 3D foi toda desenvolvida dentro do laboratório (LINTEC). Dos trinta itens listados acima, quatorze deles são produtos comerciais, ou seja, foram adquiridos direto do comércio, sem necessitar a fabricação destes.

A partir da finalização do procedimento de fabricação de todos os 16 componentes e a aquisição dos 14 componentes comerciais, iniciou-se o procedimento de montagem do motovibrador linear. Também foi construído uma proteção de acrílico da base frontal para se ter uma melhor visualização da parte interna do motovibrador.

Primeiramente todos os componentes foram aferidos, com o intuito de validar o dimensionamento dos componentes com o projeto mecânico, a fim de evitar qualquer irregularidade durante o procedimento de montagem. A Figura 39 apresenta todos os componentes dispostos para a confecção do motovibrador linear.

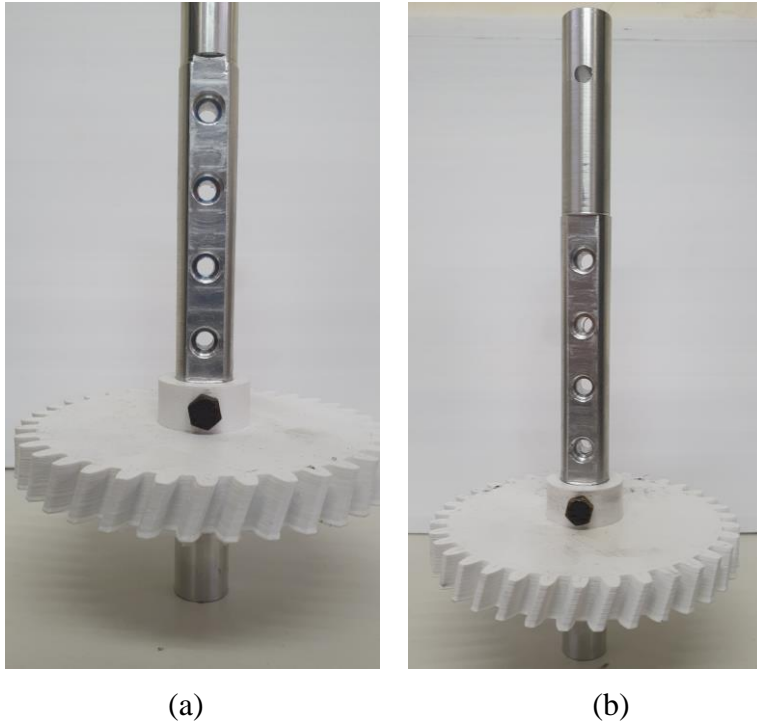
Figura 39 - Componentes atribuídos a montagem do motovibrador linear



Fonte: Autor, 2023

A montagem do motovibrador linear começou com o posicionamento das engrenagens helicoidais interna (7) anti-horária junto ao eixo motor (5) e a horária junto ao eixo movido (6), sendo fixados por parafusos M6 sextavado passante internamente pelos eixos, conforme apresentado na Figura 40.

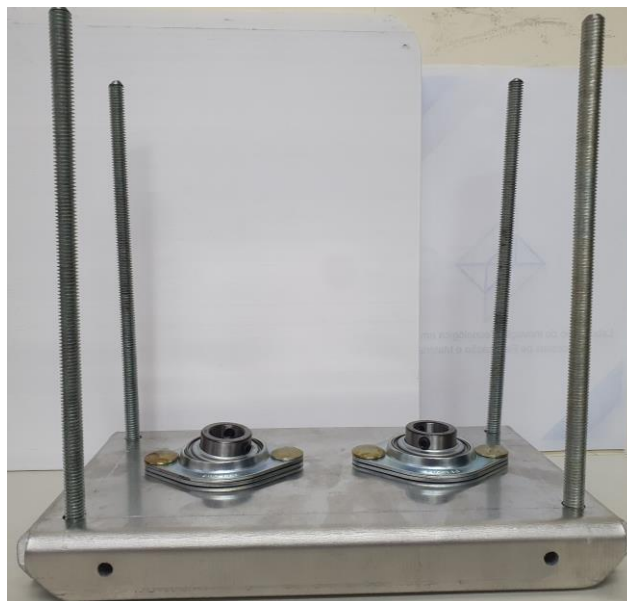
Figura 40 - Posicionamento das engrenagens helicoidal interna no eixo movido (a), e no eixo motor (b)



Fonte: Autor, 2023

Dando sequência na montagem do motovibrador linear, se utilizou as quatro barras roscadas (10), dois rolamentos (4), e dois mancais (3), sendo estes fixados junto a mesa inferior com abas (1). A partir deste é iniciada a montagem da estrutura do motovibrador, a Figura 41 apresenta os componentes estabelecidos em suas posições

Figura 41 - Início da montagem da estrutura



Fonte: Autor, 2023

Posteriormente, são anexados na estrutura os eixos; motor (5) e movido (6) com suas respectivas engrenagens helicoidais interna (7) junto aos rolamentos (4), sendo desempenhada a compressão por meio de parafusos prisioneiros presentes nos rolamentos para fixação dos eixos. Também são adicionados dois espaçadores frontal (24) e dois espaçadores traseiros (25), junto às barras roscadas da estrutura, a fim de limitar a distância do sistema. A Figura 42 abaixo demonstra a anexação destes componentes a estrutura e a aplicação de componentes provenientes de impressão 3D ao produto.

Figura 42 - Inserção dos eixos e espaçadores junto a estrutura



Fonte: Autor, 2023

Na sequência, são instalados dois mancais (3) e dois rolamentos (4) na mesa superior com abas (2), e então acoplados aos componentes posicionados na mesa inferior. Fazendo com que a fixação dos eixos ocorra nos três pontos, ficando apenas o eixo de rotação livre. Também deve ser feito o alinhamento dos eixos; motor (5) e movido (6), para que as massas excêntricas (8) fiquem paralelas, podendo ser alinhado pelo rebaixo dos eixos que possuem uma superfície plana. Após, se faz a instalação de quatro contraventamentos (22) aos dois lados do motovibrador linear, a fim de aumentar a rigidez da estrutura. Por fim, é adicionado a engrenagem helicoidal anti-horária externa (20) junto ao eixo motor (5), conforme ilustrada na Figura 43.

Figura 43 - Continuação da montagem da estrutura do motovibrador linear e adição da engrenagem helicoidal externa



Fonte: Autor, 2022

Continuando o desenvolvimento da montagem do motovibrador linear, se empreendeu a instalação do acoplamento de alumínio (21) junto ao eixo do motor elétrico (23). Após sucedeu-se a adição da engrenagem helicoidal externa (20) externa ao acoplamento (21), fixada através do parafuso sextavado M6, conforme demonstrado na Figura 44.

Figura 44 - Montagem dos componentes de transmissão do motor elétrico



Fonte: Autor, 2023

Por seqüência instala-se a base do suporte do motor (28;29) junto à estrutura do motovibrador linear, e por seguinte é incorporado o motor elétrico a estrutura. Realizando o engrenamento entre as engrenagens helicoidais externa, conforme apresentado na Figura 45.

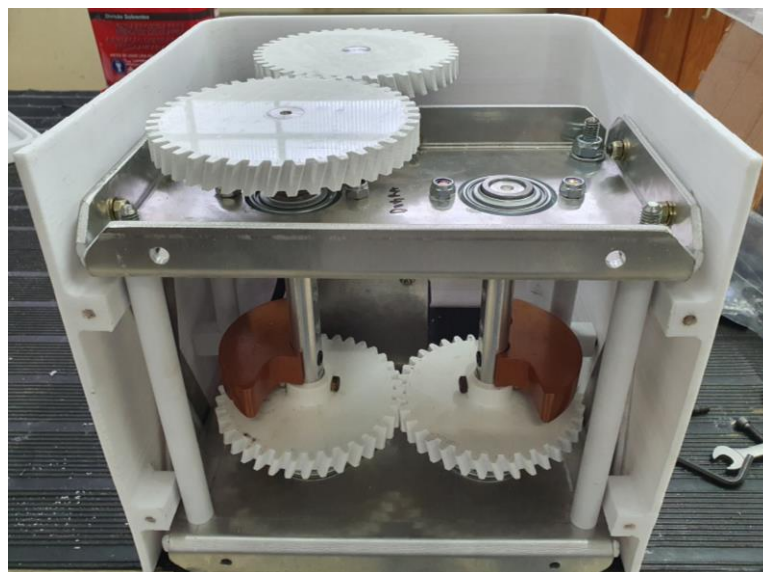
Figura 45 - Incorporação do sistema do motor elétrico com a estrutura do motovibrador linear



Fonte: Autor, 2023

Posteriormente, são instalados os pares de massas excêntricas (8) do sistema junto aos eixos motor (5) e movido (6). Também é fixado a carenagem de proteção lateral (26) ao motovibrador linear, fixado junto aos espaçadores traseiros (25). A Figura 46 apresenta o seguimento da montagem.

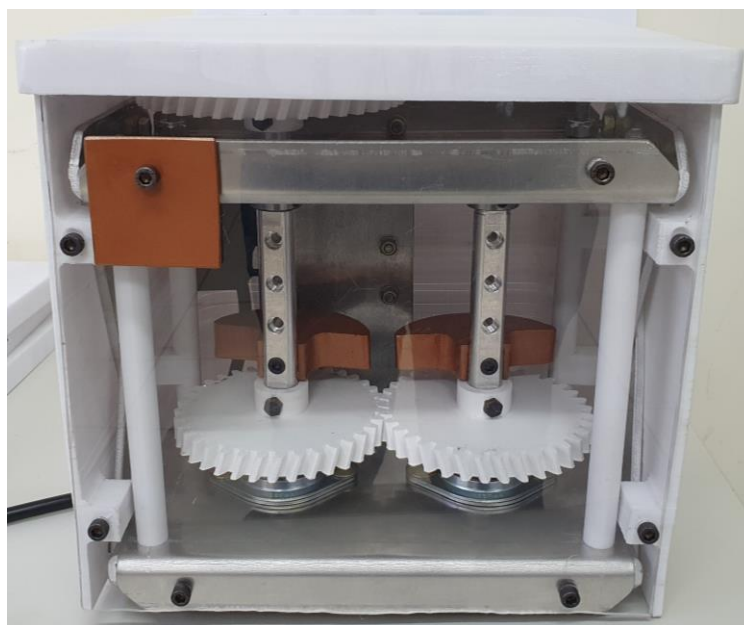
Figura 46 - Instalação da carenagem de proteção lateral



Fonte: Autor, 2023

Por fim, a tampa da carenagem de proteção (30) e a base frontal (27), que está com uma chapa de acrílico no local do alumínio utilizada para demonstração do interior do motovibrador linear são instaladas, assim concluindo a etapa de montagem. A Figura 47 apresenta o motovibrador linear montado com todos os seus componentes.

Figura 47 - Disposição final do motovibrador linear



Fonte: Autor, 2023

A ordem de montagem deve ser seguida conforme apresentada acima, uma vez que cada componente depende da aplicação do seguimento e caso venha ser pulado ou esquecido a aplicação de uma ordem, terá de refazer o processo para que a montagem ocorra de forma correta. A partir deste, se tem o produto final do motovibrador linear com a presença de todos os componentes listados, já pronto para aplicação de testes de calibração do produto, bem como para posteriores testes em bancada.

4.3 Testes experimentais em bancada de testes

Os testes experimentais ocorreram na chave seccionadora Lorenzetti 242 kV, que está instalada junto a bancada de testes do Laboratório de Inovação Tecnológica em Projeto, Processos de Fabricação e Materiais da Universidade de Passo Fundo (LINTEC-UPF). A chave seccionadora é trifásica, devido a dispor de três polos de rede e apresenta abertura vertical em dois estágios, ou seja, após o fechamento a mesma ainda rotaciona dentro do contato fixo, chamado de sistema autolimpante. Ela é utilizada em linhas de 230kV, podendo

suportar uma corrente nominal de até 1200A. Na Figura 48, é possível verificar a chave seccionadora utilizada no estudo, sendo que todos os ensaios foram realizados em único polo.

Figura 48 - Chave seccionadora Lorenzetti 242kV trifásica



Fonte: Autor, 2023

Para iniciar os ensaios na bancada, foi escolhido um polo que apresenta falha no fechamento, para que se visualizasse a correção com a aplicação da vibração linear. Outro ponto importante da bancada é que ela não é energizada, sendo utilizada apenas para testes, mas a sua parte mecânica e o seu acionamento remoto funcionam normalmente utilizando corrente elétrica de 220 Volts.

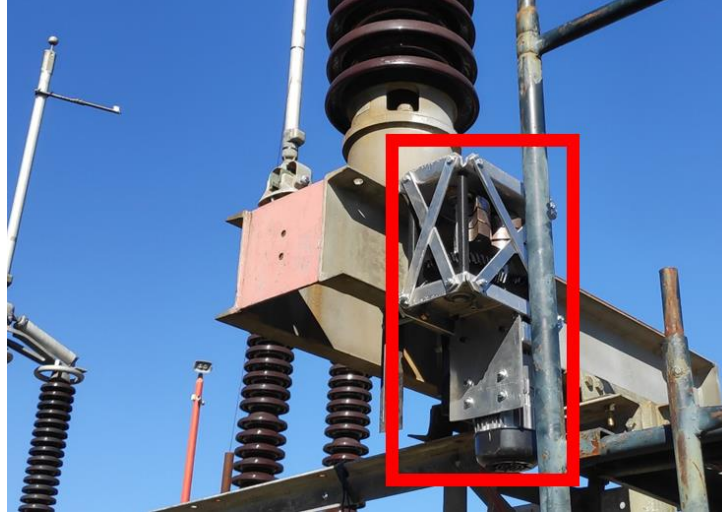
A partir destas análises iniciaram-se os procedimentos para a seleção da base de instalação do motovibrador linear, sendo que Daronch (2023) indica que a melhor posição para a instalação é a base metálica abaixo dos isoladores do contato fixo e a posição que a força de vibração deve atuar tem de ser perpendicular ao contato móvel, para que o mesmo alivie a tensão de atrito com as molas do contato fixo, fazendo com que a força gravitacional desloque o contato móvel até fim do batente.

4.3.1 Instalação do motovibrador e LVDT

A partir da indicação do posicionamento da fixação do motovibrador e da direção que a força de vibração deve atuar, o mesmo foi instalado junto à estrutura da chave seccionadora Lorenzetti 242kV, sendo fixado abaixo da cadeia de isoladores, como é previsto pela ABNT NBR IEC 60694. Por mais que os ensaios tenham ocorrido em um equipamento desenergizado o emprego da norma deve ser seguido, uma vez que quando replicados os

testes em campo os equipamentos estarão ligados a rede. A Figura 49 traz a imagem do motovibrador linear anexado à chave seccionadora Lorenzetti 242 kV.

Figura 49 - Posição e sentido do motovibrador linear instalado junto à chave seccionadora



Fonte: Autor, 2023

Posteriormente, foi realizada a instalação do equipamento de medição LVDT HBM WA500, tendo 500 mm de curso e um desvio de linearidade máximo menor que 0,1%. O LVDT foi fixado à chave seccionadora no ponto de conexão entre o contato fixo e móvel. Devido à bancada não ser energizada é possível fazer a instalação neste ponto. A Figura 50 demonstra a posição do LVDT e a falha de fechamento com um *gap* de abertura.

Figura 50 – Ponto de fixação do LVDT e o *gap* de abertura entre contato fixo e contato móvel



Fonte: Daronch, 2023

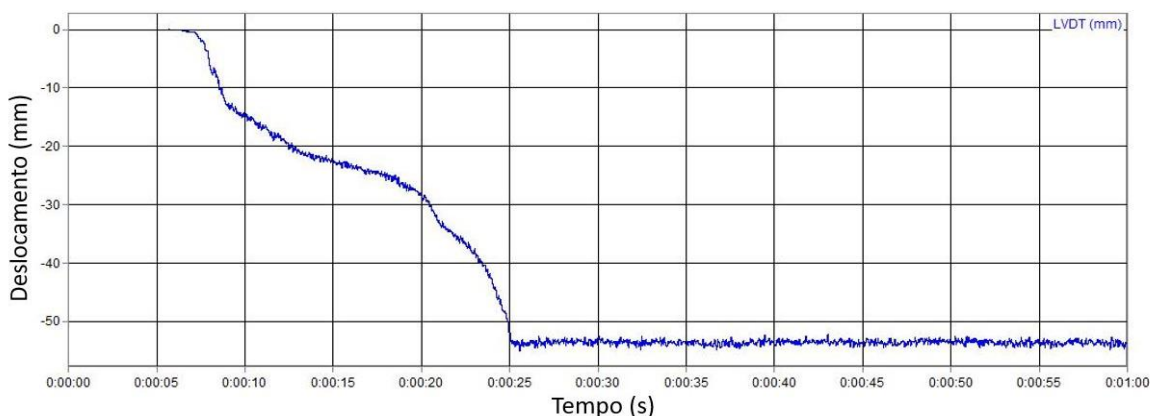
O *gap* de abertura representa a própria distância que o LVDT mede de um contato em relação ao outro e quando a haste do contato móvel não chega ao seu fim de curso, a manobra é considerada como incorreta. Este tipo de falha propicia a perda de efetividade da transmissão de corrente elétrica e também pode aumentar a resistência elétrica dos contatos, promovendo o aquecimento e deterioração da chave.

4.3.2 Análise de dados obtidos em bancada

Com a instalação dos equipamentos citados acima, inicia-se os ensaios experimentais com a fixação dos acelerômetros no motovibrador linear e na estrutura da chave em que ele foi fixado. Também se verificou um *gap* de abertura de aproximadamente 50 mm entre o contato móvel e o batente de fim de curso da chave seccionadora.

O ensaio ocorreu da seguinte maneira; inicialmente a chave seccionadora foi acionada para manobra de abertura total dos contatos, sendo que após indicou-se para que se fechasse, constatando que o contato móvel tinha falhado, não chegando até o fim do curso. Acionou-se o motovibrador linear na frequência de 43,5 Hz para corrigir a manobra. Com o LVDT foi possível visualizar o deslocamento que o contato móvel percorreu até chegar ao fim de curso. A Figura 51 exibe o gráfico de Deslocamento x Tempo obtido durante o uso de vibração forçada harmônica para correção de manobra.

Figura 51 - Resposta do LVDT para excitação harmônica forçada 43,5 Hz

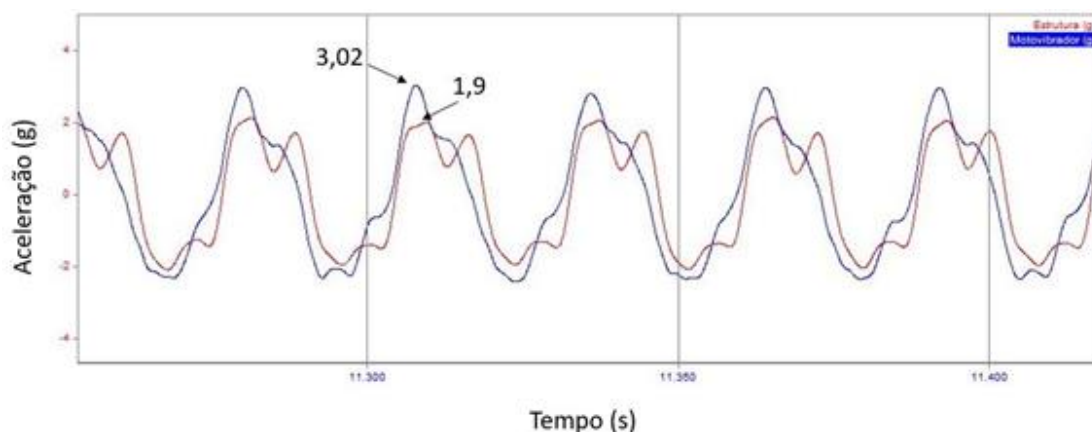


Fonte: Daronch, 2023

Através do gráfico da Figura 51 é possível analisar que ocorre um deslocamento de aproximadamente 50 mm, sendo o mesmo valor aproximado do *gap*. Podendo assim concluir que se corrigiu a falha do fechamento levando apenas 25 segundos, de forma ágil e eficaz onde é verificado o deslocamento total do contato móvel adentrando ao contato fixo.

Os dados obtidos pelos acelerômetros fixados na base da estrutura metálica e no motovibrador, foram medidos no mesmo momento do ensaio com LVDT. A Figura 52 apresenta o gráfico de Aceleração x Tempo, com os dados provenientes dos acelerômetros do motovibrador em azul e da estrutura em vermelho.

Figura 52 – Gráfico de vibração forçada na frequência de 43,5Hz. Motovibrador (azul); estrutura (vermelho)



Fonte: Daronch, 2023

Com os dados obtidos pelos acelerômetros se evidencia a variação da aceleração entre o motovibrador e a estrutura, sendo que o motovibrador apresenta picos maiores na grandeza de 3,02 gravidades enquanto a estrutura vibra a 1,9 gravidades. A diferença ocorre devido ao suporte de fixação não conseguir manter o motovibrador rígido à estrutura, e com isto, é possível verificar frequências de interesse para a utilização da vibração sem a necessidade de medição das partes energizadas da chave seccionadora de alta tensão. A Figura 53 traz a imagem da correção do fechamento após a utilização da vibração linear.

Figura 53 - Correção do fechamento utilizando a vibração linear



Fonte: Autor, 2023

4.4 Validação em subestação de alta tensão

Após os testes em bancada se mostrarem bastante promissores, passou-se para a próxima etapa, que consistiu em aplicar o motovibrador linear em uma chave seccionadora ativa dentro de uma subestação de alta tensão. Para isto, se verificou uma chave seccionadora de abertura lateral com um polo de estrutura metálica, para impor condições semelhantes aos testes de bancada.

A partir das condições trazidas no parágrafo acima, averiguou-se que na subestação de Santa Marta da cidade de Passo Fundo-RS, se tinha uma chave seccionadora apta para a realização dos ensaios. Seguindo a norma ABNT NBR IEC 60694, foi instalado motovibrador abaixo da coluna de isoladores como pode ser visualizado na Figura 54 abaixo.

Figura 54 - Instalação do motovibrador linear na chave seccionadora da subestação da Santa Marta



Fonte: Autor, 2023

Devido a parte superior dos isoladores serem energizadas não é possível a utilização do LVDT, sendo apenas utilizados acelerômetros para a obtenção de dados. Para a aquisição dos dados nos contatos se utilizou um acelerômetro que envia os dados de vibração via wireless, a Figura 55 apresenta o acelerômetro instalado no contato fixo da chave seccionadora.

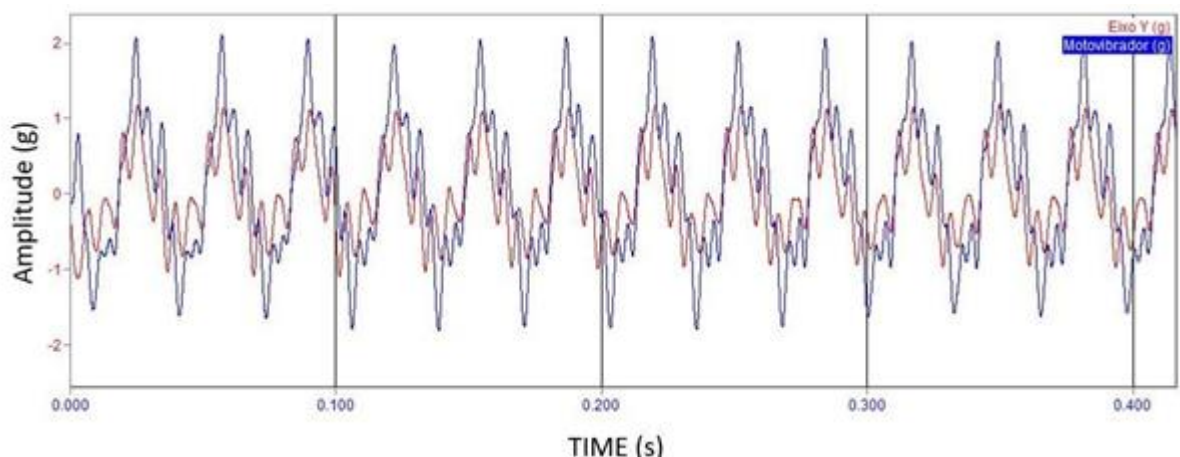
Figura 55 - Acelerômetro instalado no contato fixo da chave seccionadora



Fonte: Autor, 2023

Neste ensaio, foi verificado o comportamento do seccionador quando exposto a vibração de 32,6 Hz, sendo uma frequência natural da estrutura. Nota-se que a esbeltez da estrutura é inferior quando comparada com a estrutura da chave presente na bancada, e por isto a sua frequência natural tende também a ser menor. A Figura 56 apresenta o gráfico de Aceleração x Tempo, com os dados oriundos dos acelerômetros do motovibrador em azul e da estrutura em vermelho.

Figura 56 - Gráfico de vibração forçada na frequência de 36,2Hz. Motovibrador (azul); estrutura (vermelho)



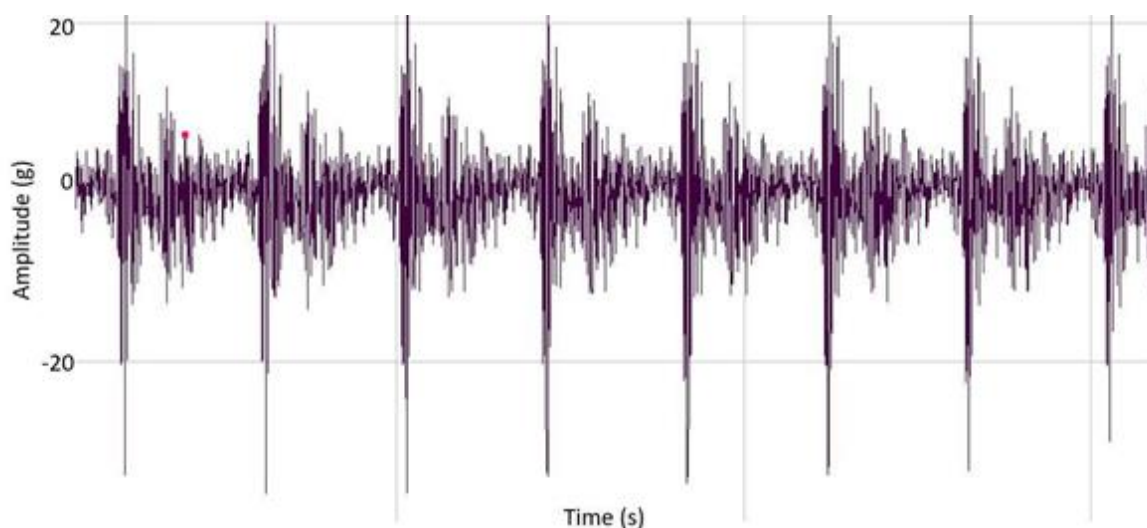
Fonte: Autor, 2023

Com os dados obtidos pelos acelerômetros se evidencia a variação da aceleração entre o motovibrador e a estrutura, sendo que o motovibrador apresenta picos maiores na grandeza

de 2 gravidades enquanto a estrutura vibra em aproximadamente 1,2 gravidades. Nota-se que o gráfico acima se assemelha com o gráfico obtido em bancada, permitindo observar o mesmo efeito permitindo verificar frequências de interesse para a utilização da vibração sem a necessidade de medição das partes energizadas da chave seccionadora de alta tensão.

Na sequência, foi verificado o comportamento do contato fixo, que para este ensaio, não apresentou um comportamento senoidal. Este fenômeno ocorreu devido a leves impactos da lâmina do contato móvel contra o contato fixo, o que causa picos de aceleração. Este comportamento pode ser verificado na Figura 57, sendo que a amplitude máxima registrada pelo acelerômetro foi de -35,6 g.

Figura 57 - Gráfico de aceleração dinâmica do contato fixo em 32,6 Hz



Fonte: Autor, 2023

A partir da análise de impactos entre o contato móvel e o contato fixo, é possível afirmar que há alívio de atrito entre os contatos, devido à quando há o impacto os dois estão afastados, possibilitando que o contato móvel fique livre para se movimentar até o fim de curso. Com esta resolução se garante o funcionamento do motovibrador linear, sendo que visualmente ficou nítido a movimentação do contato móvel em relação ao fixo, validando os dados gerados pelo acelerômetro.

Portanto, os testes realizados em campo condizem com os realizados em laboratório, sendo apenas necessário se conhecer a frequência natural da estrutura em que o motovibrador linear será aplicada. Também é importante relatar que o alívio de atrito é o que possibilita a correção da manobra, sendo que a força de vibração causada pelo motovibrador linear é a responsável por superar o atrito presente entre os contatos.

5. CONCLUSÃO

Com o desenvolvimento da pesquisa para a execução do projeto e concepção do motovibrador linear para aplicação em manobras de chaves seccionadoras de alta tensão, procedeu de forma notável, com a caracterização do desenvolvimento de invenção do produto produzido para aplicação no setor elétrico. Com isto, se proporcionou a patente BR 10 2023 003723 2 – Mecanismo de Vibração Linear; atendendo as expectativas do desenvolvimento de um novo produto.

O desenvolvimento do planejamento e concepção do motovibrador utilizou do método ergonômico de NIOSH para levantamentos de cargas. A aplicação do método é um fator extremamente importante dentro da pesquisa, devido que o mesmo indicará o máximo valor mássico, que o produto poderá ter. O cálculo foi atendido utilizando a equação de NIOSH, sendo que as variáveis de medição foram levantadas em um setor similar ao que o produto será implementado.

Com a proposta de validar a parte teórica, a execução de cálculos para a validação conceitual do projeto avançou, aplicando equações preponderantes para o desenvolvimento do projeto. Cálculos relativos à potência do motor, força centrípeta, fator de segurança e o dimensionamento das engrenagens helicoidal foram efetuados, a fim de conhecer matematicamente os limites de cada componente, sendo de significativa importância para a escolha dos componentes finais para o produto.

Com o desenvolvimento dos objetivos específicos anteriores, se possibilitou desenvolver os desenhos técnicos do modelo do motovibrador linear, bem como a concepção em CAD tridimensional do produto, para posterior execução projetual. O desenvolvimento procedeu por software computacional que auxiliará na percepção do produto, bem como, no processo de fabricação do mesmo, com presença dos dimensionamentos métricos, tolerâncias, vistas e perspectivas, cotas, etc.

A fabricação e montagem estrutural do projeto, foram executadas levando em consideração o projeto tridimensional desenvolvido na pesquisa. Inicialmente os componentes modelados foram fabricados levando em consideração seus desenhos técnicos, atendendo as características e o dimensionamento. Posteriormente, com todos os trinta componentes fabricados e adquiridos se procedeu para a montagem, sendo explicada e demonstrada passo a passo, a fim de permitir entender a posição de cada componente e a sua aplicabilidade dentro do motovibrador linear.

Com o produto montado e pronto para uso, se passou para a fase de testes, sendo separados em dois momentos, o primeiro foi executado em laboratório com a utilização de equipamento de medição em uma chave seccionadora desenergizada, sendo encontrados dados pertinentes a impactos pelos acelerômetros e o deslocamento de correção da manobra pelo LVDT, assim comprovando o funcionamento da utilização do motovibrador linear para as correções. No segundo momento foram realizados testes em uma chave seccionadora presente em subestação com a rede energizada, sendo obtido dados com acelerômetros semelhantes aos presentes em laboratório comprovando também a correção de manobra em campo.

Desta maneira, é trazida toda a pesquisa elaborada para o desenvolvimento do produto e os ensaios de validação da sua operação. Os desenhos técnicos dos trinta componentes que compõem o motovibrador linear, não são apresentados devido ao pedido de patente. Portanto com a criação do produto se deu a entrada ao pedido de patente junto ao INPI, discorrendo como uma inovação e assim protocolada com o número de patente BR 10 2023 003723 2, sendo o último procedimento para a finalização da pesquisa.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABNT NBR 6935. **Seccionador - chaves de terra e aterramento rápido**. 1985.
- ABNT NBR 60694. **Especificações comuns para normas de equipamentos de manobras de alta tensão e mecanismos de comando**. 2006.
- ABNT NBR IEC/TR 60943. **Guidance concerning the permissible temperature rise for parts of electrical equipment, in particular for terminals**. 2009.
- ABNT NBR 7571. **Seccionadores: Características Técnicas e Dimensionais**. 2011.
- ALVES, D. et al. **Gestão do Conhecimento na análise de falhas: mapeamento de falhas através de sistema de informação**. Revista Produção, v. 16, n. 1, p. 171-188, 2006
- ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos: a base da tecnologia CAE - Análise Dinâmica**. Érica. São Paulo, 2008.
- BORAH, Sharmila. **3D printer filament length monitor**. International Journal of Science, Technology and Society, v. 2, n. 5, p. 129-132, 2014.
- CHECHETTO, S. T. **Método NIOSH na identificação do risco para o seguimento lombar para trabalhadores do setor de empacotamento de beneficiamento de arroz**. Universidade do Extremo Sul Catarinense, Criciúma, 2011.
- DARONCH J. W. **Desenvolvimento de um procedimento para posicionamento e fixação de sistema de vibração unidirecional em chaves seccionadoras de alta tensão**. Dissertação (Mestrado em Projeto e Processos de Fabricação) – Universidade de Passo Fundo, Passo Fundo, 2023.
- FERRANTE, Maurizio. **Seleção dos materiais de construção mecânica: estratégias e metodologia básica**. In: Simpósio sobre materiais, Rio de Janeiro, 2000.
- FRIEDRICH, S. G. **Manual de instruções de montagem de Motovibradores**. 2012.
- FRONTIN, S. O. et. al. **Equipamentos de Alta Tensão – Prospecção e Hierarquização de Inovações Tecnológicas**. Universidade de Brasília, 1ª ed. Brasília, 2013.

GENEROSO, D.J. **Elementos de Máquina**. 2009. Disponível em: < https://wiki.ifsc.edu.br/mediawiki/images/9/9c/Apostila_elementos_de_maquinas.pdf>. Acesso em 07 de junho 2021.

GIL, J. **Análise do comportamento dinâmico de motovibradores em sistemas com vários graus de liberdade**, 2006.

HAMOD, Haruna. **Suitability of Recycled HDPE for 3D printing filament**. 2014. Degree Thesis – Degree Program: Plastics Technology, Arcada University of Applied Science, Finlândia, 2014.

HAUSMAN, K. K; HORNE, R. **3D printing for dummies**. John Wiley & Sons, 2017

HIBBELER, R. C. **Estática: mecânica para engenharia**. 12. Ed. São Paulo, 2011.

HORVATH, Joan; CAMERON, Rich. **3D printing with mattercontrol**. Apress, 2015.

HUNT, E. J.; ZHANG, C.; ANZALONE, N.; PEARCE, J. M. **Polymer recycling codes for distributed manufacturing with 3-D printers**. Resources, Conservation and Recycling, v. 97, p. 24-30, 2015.

IIDA, I. **Ergonomia: projeto e produção**. 2º ed. São Paulo Blücher, 2005.

INMAN, D. J. **Vibrações Mecânicas**. 4. Ed. Rio de Janeiro: Elsevier, 2018.

KREIGER, M. A.; MULDER, M. L.; GLOVER, A. G.; PEARCE, Joshua M. **Life cycle analysis of distributed recycling of post-consumer high density polyethylene for 3-D printing filament**. Journal of Cleaner Production, v. 70, p. 90-96, 2014.

KUHN, P. D. **Análise ergonômica de um posto de trabalho com aplicação da equação de NIOSH**. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2019.

LEAKE, J. M. **Manual de desenho técnico para engenharia: desenho, modelagem e visualização**. Rio de Janeiro, 2013.

MACCAMHAOIL, M. **Static and Dynamic Balancing of Rigid Rotors**. [s.i.]: Brüel & Kjaer, 2016. 20 p. Disponível em: <<https://www.bksv.com/media/doc/bo0276.pdf>>. Acesso em: 25 maio, 2021.

MACEDO, Emméry. **Ruído das Linhas de Transmissão de Energia Elétrica**. Angola Power Services. 2011.

MATOS, C.H.; PROENÇA, R.P.C. **Condições de trabalho e estado nutricional de operadores do setor de alimentação coletiva: um estudo de caso**. Revista Nutrição, v. 16, p. 493-502, 2003.

MVL, Vibradores Industriais. **Manual de Serviços para Motovibrador**. Disponível em: <http://www.mvlmaquinas.com.br.com.br/produtos/motovibradores/motovibrador-ip55>. Acesso em: 01 novembro de 2022.

MORES, M. A. L. **Avaliação da Vibração Aplicada em Seccionador Vertical Reverso Utilizando o Método dos Elementos Finitos**. Dissertação (Mestrado em projeto e fabricação mecânica) – Universidade de Passo Fundo (UPF), Passo Fundo, 2018.

NAGARJUNA, F. **Desenvolvimento conceitual dum equipamento de medição de vibração**. 2017.

NALON, J. A. **Introdução ao processamento digital de sinais**. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

NATIONAL INSTITUTE FOR OCCUPACIONAL SAFETY AND HEALTH – NIOSH. **Work Practices Guide for Manual Lifting**. USA, 1981.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquina: Uma abordagem integrada**. 2ª ed., Porto Alegre: Bookman, 2006.

PARENTE, Ricardo Alves. **Elementos estruturais de plástico reciclado**. Dissertação de Mestrado. Universidade de São Paulo, São Carlos, 2006.

PEREIRA, M. **Metodologia de projeto para sistemas mecanismos de precisão reconfiguráveis**. Tese de Doutorado (Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004.

QUERINO, T. F. **Metodologia para Gestão de Ativos para Chave Seccionadora 15 kV**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2015.

RIBEIRO, I. A. V.; TERESO, M. J. A.; ABRAHÃO, R. F. **Análise Ergonomia do Trabalho Em Unidades De Beneficiamento De Tomates De Mesa: Movimentação Manual De Cargas**. Ciência Rural. Santa Maria, 2009. Vol. 39.

RITTWEGGER J. **Vibration as an exercise modality: how it may work, and what its potential might be**. European Journal of Applied Physiology, Vol. 108, 2010.

ROCHA, L. F. **Desenvolvimento de um sistema para manobras de seccionadores de alta tensão visando o seu processo de automação**. Dissertação (Mestrado em projeto e fabricação mecânica) – Universidade de Passo Fundo (UPF), Passo Fundo, 2014.

ROCHA, L. F., Inventor; CEEE, Cessionário; FUPF, Cessionário. **Dispositivo de Automação de Seccionador de Alta Tensão**. Brasil BR 10 2013 020198 7. 08 de agosto de 2013.

RAO, S. **Vibrações Mecânicas**. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2008.

RECH, M. **Análise Numérica de Chaves Seccionadores de alta tensão quando submetidas à vibração mecânica para auxílio em manobras de fechamento**, Passo Fundo, 2016.

ROSSO. A. L. B.; OKUMURA, S. **Estudo Comparativo Entre O Peso Suportado Pelos Trabalhadores No Transporte Manual De Sacas De Cimento E O Limite Recomendado Pelo Método NIOSH**. Trabalho De Conclusão De Curso, Graduação Em Engenharia De Segurança Do Trabalho. Universidade Do Extremo Sul Catarinense, Criciúma, 2007.

SANTOS, Alexandre Maneira dos. **Estudo de compósitos híbridos polipropileno/fibras de vidro e coco para aplicações em engenharia**. 2006. Dissertação de Mestrado. Curitiba, 2006

SANTOS, Marco Aurélio da Silva. **Eletricidade: Acionamento de Motores Elétricos**; Brasil Escola. Disponível em: <https://brasilecola.uol.com.br/fisica/eletricidade-acionamento-motores-eletricos.htm>. Acesso em 18 de outubro de 2006.

SAVI, M. A. **Vibrações Mecânicas**. 1.ed. - Rio de Janeiro: LTC 2017.

SETTI, A. **Estudo Experimental da Aplicação de Vibração Mecânica no Processo de Manobra de Chaves Seccionadoras**. Dissertação (Mestrado em projeto e fabricação mecânica) – Universidade de Passo Fundo, 2018.

SILVA, L. G. W.; PEREIRA, R. A.; MANTOVANI, J. R. S. **Alocação Otimizada de Dispositivos de Controle e Proteção em Redes de Distribuição**. Controle & Automação Sociedade Brasileira de Automática, Vol. 21, N°3, 2010.

SOUZA, A. F. **Sistema para monitoração da operação de chave seccionadora de alta tensão baseado na análise das correntes do motor de acionamento**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

SOUZA, T. A. **Utilizando da Metodologia Ashby no Projeto UFPBAJA para a Seleção de Materiais**. Dissertação de Graduação, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, Paraíba, 2020.

THOMAZINI, D. **Sensores industriais: fundamentos e aplicações**. -9. ed. São Paulo: Érica, 2020.

THOMSON, W. T. **Teoria da Vibração com aplicações**. Rio de Janeiro: Interciência LTDA, 1978.

WEG. **Motores Elétricos – Guia de Especificação**. 2017. Disponível em: <<https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h32/hc5/WEG-motores-eletricos-guia-de-especificacao-50032749-brochure-portuguese-web.pdf>>. Acesso em: 31 de maio de 2021.

ANEXO I – PATENTE MOTOVIBRADOR LINEAR (BR 10 2023 003723 2)
MECANISMO DE VIBRAÇÃO LINEAR



Pedido nacional de Invenção, Modelo de Utilidade, Certificado de Adição de Invenção e entrada na fase nacional do PCT

Número do Processo: BR 10 2023 003723 2

Dados do Depositante (71)

Depositante 1 de 1

Nome ou Razão Social: FUNDAÇÃO UNIVERSIDADE DE PASSO FUNDO

Tipo de Pessoa: Pessoa Jurídica

CPF/CNPJ: 92034321000125

Nacionalidade: Brasileira

Qualificação Jurídica: Instituição de Ensino e Pesquisa

Endereço: ROD BR 285, KM 292,7 - CAMPUS I, PREDIO J-1 - S/N BAIRRO:
SÃO JOSE

Cidade: Passo Fundo

Estado: RS

CEP: 99.052900

País: Brasil

Telefone: 5433168283

Fax:

Email: upftec@upf.br

**PETICIONAMENTO
ELETRÔNICO**

Esta solicitação foi enviada pelo sistema Petição Eletrônica em 28/02/2023 às 13:52, Petição 870230016989

Dados do Pedido

Natureza Patente: 10 - Patente de Invenção (PI)**Título da Invenção ou Modelo de Utilidade (54):** MECANISMO DE VIBRAÇÃO LINEAR**Resumo:** A invenção refere-se a um mecanismo de vibração linear por desbalanceamento rotativo que compreende um mecanismo de acionamento rotativo de massas excêntricas (15) montadas em um eixo motor (13) e um eixo movido (14), sendo que os eixos giram em direções opostas de rotação, de forma coordenada. As massas excêntricas (15) estão defasadas em 180° uma em relação a outra, de maneira que ao serem girados os eixos (13 e 14), a força resultante tenha uma única direção, garantindo um movimento vibratório unidirecional. As massas excêntricas (15) são fixadas nos eixos (13 e 14) através de elementos de fixação (16), que são perpendiculares aos referidos eixos (14 e 13). Tais elementos de fixação (16) são responsáveis por variar a distância das massas excêntricas (15) em relação aos eixos (13, 14) e assim é possível variar a força que o sistema é capaz de produzir. Preferencialmente, os elementos de fixação (16) são parafusos.**Figura a publicar:** 2**Dados do Procurador**

Procurador:**Nome ou Razão Social:** Milton Lucidio Leao Barcellos**Numero OAB:** 43707RS**Numero API:** 838**CPF/CNPJ:** 68966814034**Endereço:** Av. Plínio Brasil Milano, 757, 13º andar, Bairro Higienópolis**Cidade:** Porto Alegre**Estado:** RS**CEP:** 90520-002**Telefone:** (51) 3226 0624**Fax:** (51) 3224 7896**Email:** milton@leao.adv.br**Escritório:****Nome ou Razão Social:** LEÃO PROPRIEDADE INTELECTUAL**CPF/CNPJ:** 88062427000165**PETICIONAMENTO
ELETRÔNICO**

Esta solicitação foi enviada pelo sistema Peticionamento Eletrônico em 28/02/2023 às 13:52, Petição 870230016989

Dados do Inventor (72)

Inventor 1 de 5**Nome:** ADEMILSON SETTI**CPF:** 00708635040**Nacionalidade:** Brasileira**Qualificação Física:** Professor do ensino superior**Endereço:** Rua Bento Gonçalves, 795.**Cidade:** Marau**Estado:** RS**CEP:** 99150-000**País:** BRASIL**Telefone:****Fax:****Email:****Inventor 2 de 5****Nome:** JULIANO WAGNER DARONCH**CPF:** 01788480007**Nacionalidade:** Brasileira**Qualificação Física:** Outras ocupações não especificadas anteriormente**Endereço:** Rua Miguel Vargas, 620**Cidade:** Passo Fundo**Estado:** RS**CEP:** 99025-380**País:** BRASIL**Telefone:****Fax:****Email:****Inventor 3 de 5**

**PETICIONAMENTO
ELETRÔNICO**

Esta solicitação foi enviada pelo sistema Petição Eletrônica em 28/02/2023 às 13:52, Petição 870230016989

Nome: CHARLES LEONARDO ISRAEL

CPF: 73959189915

Nacionalidade: Brasileira

Qualificação Física: Professor do ensino superior

Endereço: Vila Rodrigues, 303

Cidade: Passo Fundo

Estado: RS

CEP: 99070-120

País: BRASIL

Telefone:

Fax:

Email:

Inventor 4 de 5

Nome: LEONARDO DE CASTILHOS OLIVEIRA

CPF: 03420970080

Nacionalidade: Brasileira

Qualificação Física: Professor do ensino superior

Endereço: Rua Gutemberg, 299

Cidade: Passo Fundo

Estado: RS

CEP: 99020-310

País: BRASIL

Telefone:

Fax:

Email:

Inventor 5 de 5

Nome: LUCIANO FAVRETTO DA ROCHA

CPF: 89871715072

Nacionalidade: Brasileira

Qualificação Profissional: Outras ocupações não especificadas anteriormente

Endereço: Rua Juvêncio José Parisi, 58 apto 801

Cidade: Passo Fundo

Estado: RS

CEP: 99072-030

País: BRASIL

Telefone:

Fax:

Email:

Documentos anexados

Tipo Anexo	Nome
Reivindicação	1 Reivindicações.pdf
Relatório Descritivo	2 Relatório descritivo.pdf
Resumo	3 Resumo.pdf
Desenho	4 Desenhos.pdf
Procuração	5 Procuração.pdf
Comprovante de pagamento de GRU 200	6 Guia Ref. dispositivo de Vib. Linear.pdf

Acesso ao Patrimônio Genético

- Declaração Negativa de Acesso - Declaro que o objeto do presente pedido de patente de invenção não foi obtido em decorrência de acesso à amostra de componente do Patrimônio Genético Brasileiro, o acesso foi realizado antes de 30 de junho de 2000, ou não se aplica.

Declaração de veracidade

- Declaro, sob as penas da lei, que todas as informações acima prestadas são completas e verdadeiras.

**PETICIONAMENTO
ELETRÔNICO**

Esta solicitação foi enviada pelo sistema Petição Eletrônica em 28/02/2023 às 13:52, Petição 870230016989

REIVINDICAÇÕES

- 1 – “MECANISMO DE VIBRAÇÃO LINEAR”** que compreende um motor (12), em cujo eixo está montada uma engrenagem externa (11) que se conecta em uma segunda engrenagem externa (11A) montada no eixo motor (13) que é dotado de uma engrenagem interna (10) que está engrenada em uma segunda engrenagem interna (10A) e transmite rotação ao eixo movido (14), **caracterizado por** serem as massas excêntricas (15) defasadas em 180° e fixadas aos eixos (13 e 14) através de elementos de fixação (16) posicionados perpendicularmente aos eixos (13 e 14).
- 2 - “MECANISMO DE VIBRAÇÃO LINEAR”**, de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado por** os corpos dos elementos de fixação (16) trespassarem os eixos (13 e 14) e as roscas dos elementos de fixação (16) serem conectadas nas roscas fêmeas das massas excêntricas (15), sendo que os elementos de fixação (16) ao serem rotacionados obtém-se o ajuste da posição das massas excêntricas (15) em relação ao centro dos eixos movido (14) e motor (13), fazendo variar a amplitude do movimento vibratório unidirecional.
- 3 – “MECANISMO DE VIBRAÇÃO LINEAR”**, de acordo com qualquer uma das reivindicações 1 ou 2, **caracterizado por** serem os elementos de fixação (16) parafusos.
- 4 – “MECANISMO DE VIBRAÇÃO LINEAR”**, de acordo com qualquer uma das reivindicações 2 ou 3, **caracterizado por** serem os eixos motor (13) e movido (14) mancalizados na mesa inferior (1) e na mesa superior (2) que são afastadas por espaçadores frontais (6) e espaçadores traseiros (7).
- 5 – “MECANISMO DE VIBRAÇÃO LINEAR”**, de acordo com a reivindicação 4, **caracterizado por** os eixos motor (13) e movido (14) possuírem rebalços para acomodação das cabeças dos elementos de fixação (16).
- 6 – “MECANISMO DE VIBRAÇÃO LINEAR”**, de acordo com a reivindicação 1, **caracterizado por** ser montada nas mesas (1 e 2) uma carenagem de proteção (4) com porta frontal (5) e tampa (3).
- 7 – “MECANISMO DE VIBRAÇÃO LINEAR”**, de acordo com reivindicação 1,

2/2

caracterizado por possuir um olhal (9) fixado na mesa superior (2) para içamento do mecanismo de vibração linear.

8 – “MECANISMO DE VIBRAÇÃO LINEAR”, de acordo com reivindicação 1, **caracterizado por** ser montada nas mesas (1 e 2) contraventamentos (8).

MECANISMO DE VIBRAÇÃO LINEAR

Setor técnico

[001] A invenção refere-se a um mecanismo de vibração linear por desbalanceamento rotativo que compreende um mecanismo de acionamento rotativo, com um eixo motor e um eixo movido, possuindo direções opostas de rotação, de forma coordenada. Elementos de fixação são responsáveis pelo ajuste da distância das massas excêntricas em relação ao centro de gravidade dos eixos girantes, permitindo a variação da força centrífuga.

Estado da técnica

[002] Atualmente, a grande maioria dos equipamentos de vibração alocados no mercado têm por característica de excitar em todas as direções. O moto vibrador linear é um dispositivo de geração de vibração em uma única direção, que se utiliza de eletricidade para o seu funcionamento. Contudo ele transforma esta energia elétrica em mecânica, que dá origem ao sistema rotativo do mecanismo, que possibilita os eixos rotacionar em direções opostas, causando um vetor de força em uma única direção e anulando as demais.

[003] Devido a característica da vibração linear, também é passível o desenvolvimento de um sistema ágil de variação de força unidirecional do mecanismo, sem a necessidade de adicionar mais massas rotativas. Esta melhora ocorre com a adição de um elemento de fixação perpendicular ao eixo de rotação que viabiliza a variação de forças pelo aumento ou diminuição do centro de gravidade entre o eixo e a massa excêntrica.

[004] A patente US 5,177,386 A - "GERADOR DE VIBRAÇÃO AJUSTÁVEL DURANTE A OPERAÇÃO" apresenta um mecanismo com um eixo e duas engrenagens de ajuste de fase, caracterizando um sistema de três eixos divergente da invenção. Outra diferença é a disposição das massas excêntricas que não possuem um sistema de variação de forças pelo centro de gravidade por meio de um elemento de fixação perpendicular de ajuste da posição das massas no eixo de rotação.

[005] AO documento de patente US 3,837,231 A - "VIBRADOR PARA

GERAÇÃO DE VIBRAÇÕES DIRECIONAIS” relata a utilização de seu sistema de transmissão por polias e correias, com a necessidade da instalação de esticador de correia. Com isto, a força de rotação do motor elétrico é transmitida para o eixo movido de forma distinta da invenção que utiliza o sistema de engrenagens para a transmissão de rotação. Outra diferença é a disposição da distância longitudinal através de um elemento de fixação perpendicular para ajustar a posição das massas ao eixo de rotação.

[006] Outro sistema utilizado para a geração de vibração é encontrado na patente DE 102015104041 A1 - “UNIDADE GERADORA DE VIBRAÇÃO E MÁQUINA DE PENEIRAMENTO ACIONADA” que apresenta um mecanismo com a presença de três eixos, com o sistema de vibração com massas excêntricas posicionadas em dois eixos de forma a não apresentar alinhamento paralelo entre as mesmas. A diferença de posição das massas promove uma dissipação de linearidade de vibração por mais de uma direção, diferente da invenção que possui um mecanismo com dois eixos e um alinhamento total das suas massas excêntricas gerando forças de vibração em uma única direção.

[007] O documento de patente US 2008/218013 AA - “EXCITADOR DE VIBRAÇÃO” apresenta um mecanismo com suas massas excêntricas conectadas diretamente aos seus eixos rotativos, diferente da invenção que possui um sistema de união para a troca ágil das massas, uma vez que é necessário desmontar parte da estrutura para realizar a troca das mesmas em caso de necessidade de aumento ou redução da força centrífuga. Outra diferença apresentada pela invenção é a possibilidade da variação da força centrífuga através da variação longitudinal e perpendicular do posicionamento das massas excêntricas, em relação ao eixo rotativo, por meio de elementos de fixação.

[008] Outra tecnologia para gerar vibração é descrita na patente US 2009/241704 AA - “GERADOR DE VIBRAÇÃO” que apresenta um sistema com no mínimo quatro eixos de rotação, limitado ao mínimo de dois grupos de massas excêntricas. Outra diferença da invenção é o engrenamento com engrenagens

de diferentes números de dentes, fazendo que nem todos os eixos rotacionam em uma mesma velocidade, aplicando assim resultantes de forças em uma mesma direção, porém com frequências diferentes, onde a soma destas frequências causa uma distorção da senoide produzida pela invenção.

Novidades e objetivo da invenção

[009] A presente invenção tem como objetivo um mecanismo de vibração linear, que além de garantir que a força seja exercida somente em uma direção, garante também que o usuário possa variar a grandeza dessa força através do ajuste da distância das massas desbalanceadas até o eixo que as move.

[010] Tal efeito é alcançado a partir da forma como as massas excêntricas são montadas aos eixos motor e movido, a partir de um elemento de fixação perpendicular aos referidos eixos, que através do sistema de rosca permite variar o deslocamento das massas em relação aos eixos e dessa forma variar a quantidade de força que o sistema é capaz de gerar.

[011] Essa característica torna o produto mais versátil, pois pode ser usado em uma gama maior de aplicações, sendo algo que requira ajustes nos níveis de forças vibratórias geradas.

Vantagens e efeitos técnicos da invenção

[012] O mecanismo de vibração linear, objeto da invenção, resulta nas seguintes vantagens e alcança os seguintes efeitos técnicos sobre os mecanismos de vibração do estado da técnica:

- permite a vibração controlada em uma direção somente, garantindo que o movimento não seja aleatório;
- a forma como as massas excêntricas são montadas ao eixo motor e movido permite que a distância delas seja alterada em relação ao centro do eixo, o que permite variar a força que a máquina produz no movimento de vibração;
- preferencialmente são empregados parafusos para aproximar ou afastar as massas excêntricas em relação aos centros dos eixos girantes.

Relação dos desenhos anexos

[013] A fim de que a presente invenção seja plenamente compreendida e levada

à prática por qualquer técnico desse setor tecnológico, a mesma passa a ser descrita de forma clara, precisa e suficiente, com base os desenhos anexos, abaixo listados, que ilustram formas preferenciais de realização do mecanismo de vibração linear:

Figura 1 – vista em perspectiva do mecanismo de vibração parcialmente explodido;

Figura 2 – vista em perspectiva do mecanismo de vibração sem a carenagem;

Figura 3 – vista em corte transversal do mecanismo, segundo um plano horizontal;

Figura 4 – vista que detalha as massas excêntricas na posição de afastamento mínimo;

Figura 5 – vista que detalha as massas excêntricas na posição de afastamento máximo;

Figura 6 – vista em corte frontal do mecanismo, segundo um plano vertical que passa pelos eixos das massas.

Descrição detalhada da invenção

[014] As figuras 1 e 2 apresentam o mecanismo de vibração linear com a carenagem removida, de maneira a facilitar o entendimento da construção da máquina.

[015] Ainda com referência as Figuras 1, o primeiro subconjunto se trata da parte estrutural, composta pelos itens: mesa inferior (1), mesa superior (2), contraventamentos (8), espaçadores frontais (6), espaçadores traseiros (7), porta frontal (5), tampa da carenagem de proteção (3), carenagem de proteção (4). Todas essas peças fazem parte da carenagem e são interligadas através de elementos de fixação. Os espaçadores frontais (6) e traseiros (7) são posicionados entre a mesa superior (2) e a mesa inferior (1). Para garantir a rigidez estrutural, são usados contraventamentos (8) que interligam a mesa superior (2) com a mesa inferior (1). É mostrado também o olhal (9), que é usado para a movimentação do mecanismo de vibração linear, através do içamento do mesmo.

[016] As figuras 2 e 3 ilustram o segundo subconjunto que é o sistema mecânico composto pelos componentes de movimentação, a saber, engrenagens internas (10 e 10^a), engrenagens externas (11 e 11 A), motor (12), eixo motor (13), eixo movido (14). O motor (12) é fixo à estrutura do mecanismo de vibração e possui no seu topo uma engrenagem externa (11), que se conecta através de uma segunda engrenagem externa (11^a) montada no eixo motor (13). O eixo motor (13) atravessa a estrutura do mecanismo de vibração linear, sendo mancalizado por rolamentos. Próximo da outra extremidade do eixo motor (13) encontra-se uma das engrenagens internas (10), que está engrenada em uma segunda engrenagem interna (10^a) e transmite rotação ao eixo movido (14).

[017] A figura 3 ilustra o posicionamento das massas excêntricas (15) em relação aos eixos movido (14) e motor (13), demonstrando que as massas estão defasadas em 180° um em relação a outra, de maneira que, quando os eixos sejam movimentados, a força resultante tenha uma única direção, garantindo um movimento vibratório unidirecional. As massas excêntricas (15) são fixadas nos eixos (13 e 14) através de elementos de fixação (16), que são perpendiculares aos referidos eixos (14 e 13). Tais elementos de fixação (16) são responsáveis por variar a distância das massas excêntricas (15) em relação aos eixos (13, 14) e assim é possível variar a força que o sistema é capaz de produzir. Preferencialmente, os elementos de fixação (16) são parafusos que ao serem girados promovem a aproximação ou o afastamento das massas excêntricas (15) em relação aos centros dos eixos (13 e 14).

[018] As figuras 4 e 5 ilustram a variação da distância das massas excêntricas (15) em relação ao centro dos eixos (13, 14), por ação dos elementos de fixação (16). A rosca dos elementos de fixação (16) atua na rosca das massas excêntricas (15), sendo que ao serem rotacionados agem como transportadores helicoidais, afastando ou aproximando as massas (15) dos eixos motor (13) e movido (14). Para isso, os eixos (13 e 14) possuem orifícios com maior diâmetro que o do corpo dos elementos de fixação (16), não ocorrendo interação entre esses componentes.

6/6

[019] A figura 6 ilustra o posicionamento das massas excêntricas (15), bem como seu método de fixação nos eixos motor e movido (13 e 14). Pode-se observar ainda as mesas (1 e 2) com a montagem dos mancais (17) de apoio das extremidades dos eixos (13 e 14). Tanto as engrenagens externas (11 e 11A), como as internas (10 e 10A), são presas aos eixos motor (13) e movido (14) através de elementos de fixação passantes com porcas. Além disso, percebe-se ainda que os eixos (13 e 14) possuem rebaixos para sediar as cabeças dos elementos de fixação (16). O interior das massas excêntricas (15) é dotado de rosca, o que garante o acoplamento do elemento de fixação (16). O conjunto roscas/elementos de fixação, perpendicular aos eixos (13 e 14), é responsável pelo ajuste da distância das massas excêntricas (15) em relação ao centro dos eixos (13 e 14).

1/1

RESUMO**MECANISMO DE VIBRAÇÃO LINEAR**

A invenção refere-se a um mecanismo de vibração linear por desbalanceamento rotativo que compreende um mecanismo de acionamento rotativo de massas excêntricas (15) montadas em um eixo motor (13) e um eixo movido (14), sendo que os eixos giram em direções opostas de rotação, de forma coordenada. As massas excêntricas (15) estão defasadas em 180° uma em relação a outra, de maneira que ao serem girados os eixos (13 e 14), a força resultante tenha uma única direção, garantindo um movimento vibratório unidirecional. As massas excêntricas (15) são fixadas nos eixos (13 e 14) através de elementos de fixação (16), que são perpendiculares aos referidos eixos (14 e 13). Tais elementos de fixação (16) são responsáveis por variar a distância das massas excêntricas (15) em relação aos eixos (13, 14) e assim é possível variar a força que o sistema é capaz de produzir. Preferencialmente, os elementos de fixação (16) são parafusos.

1/5

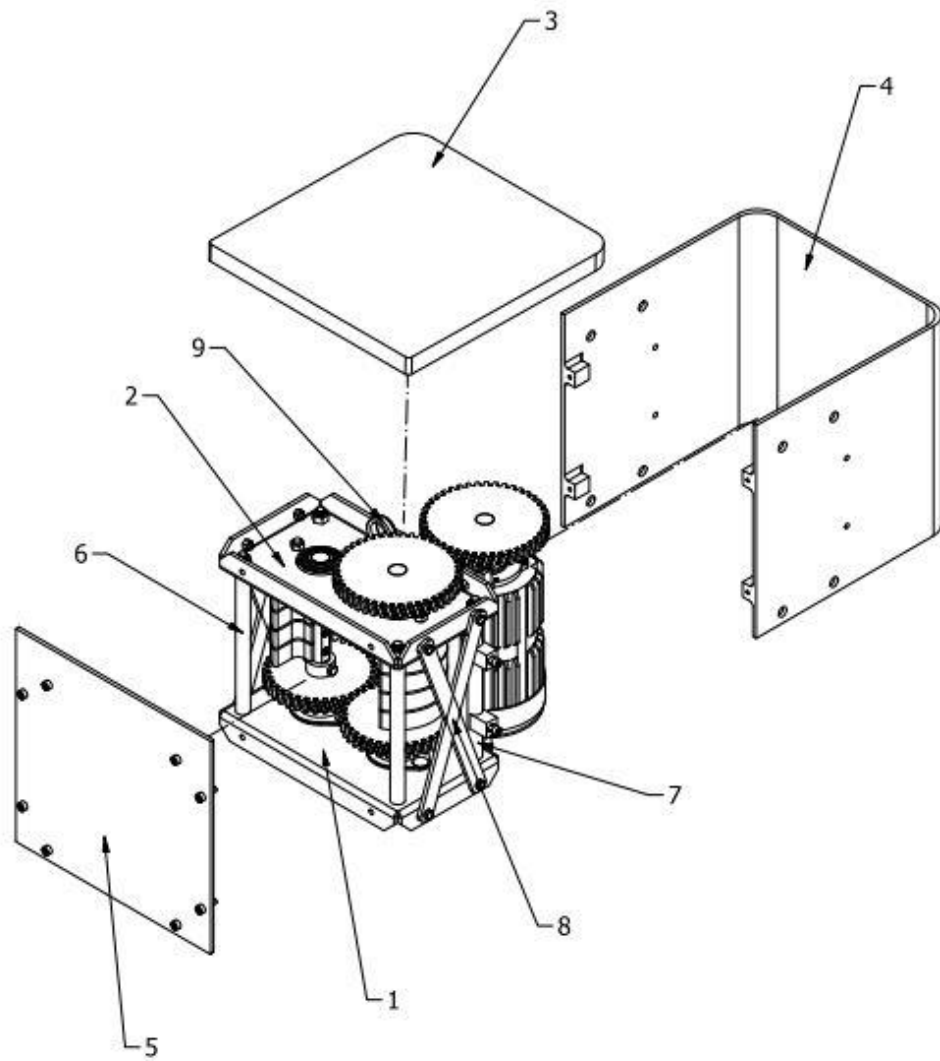


FIG. 1

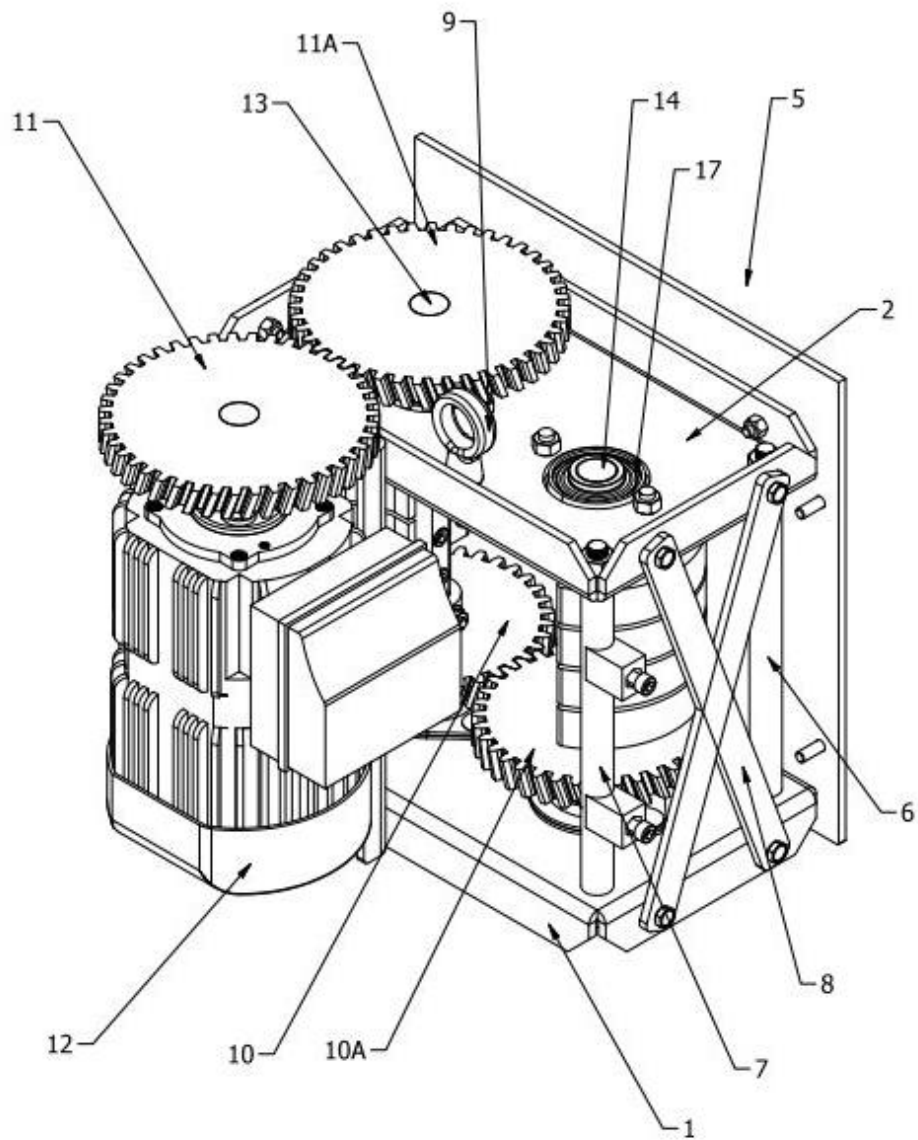


FIG. 2

3/5

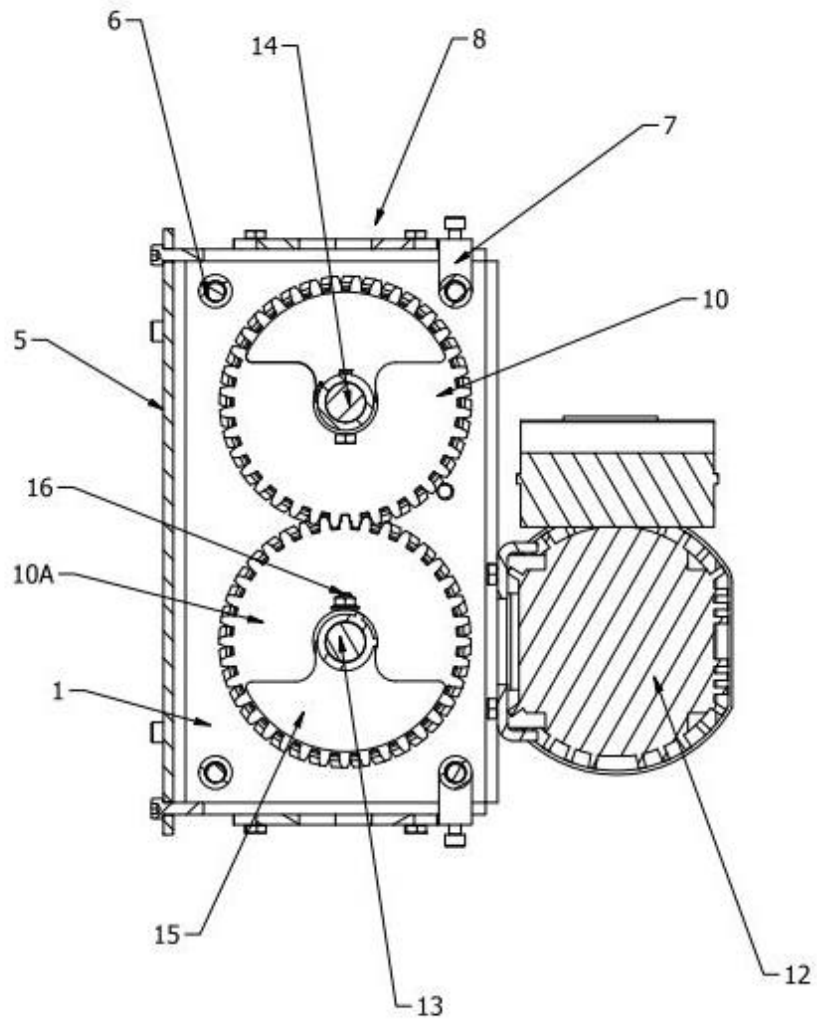


FIG. 3

4/5

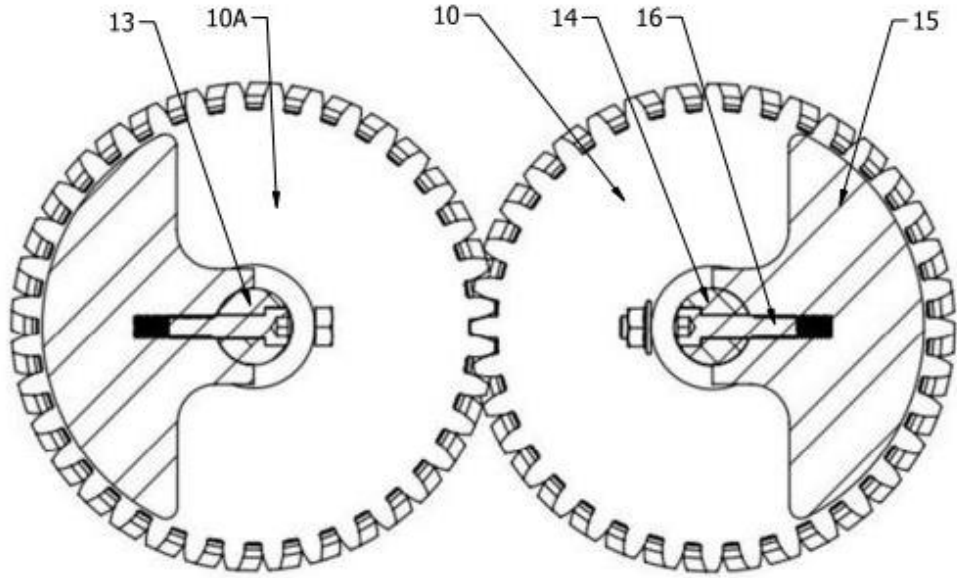


FIG. 4

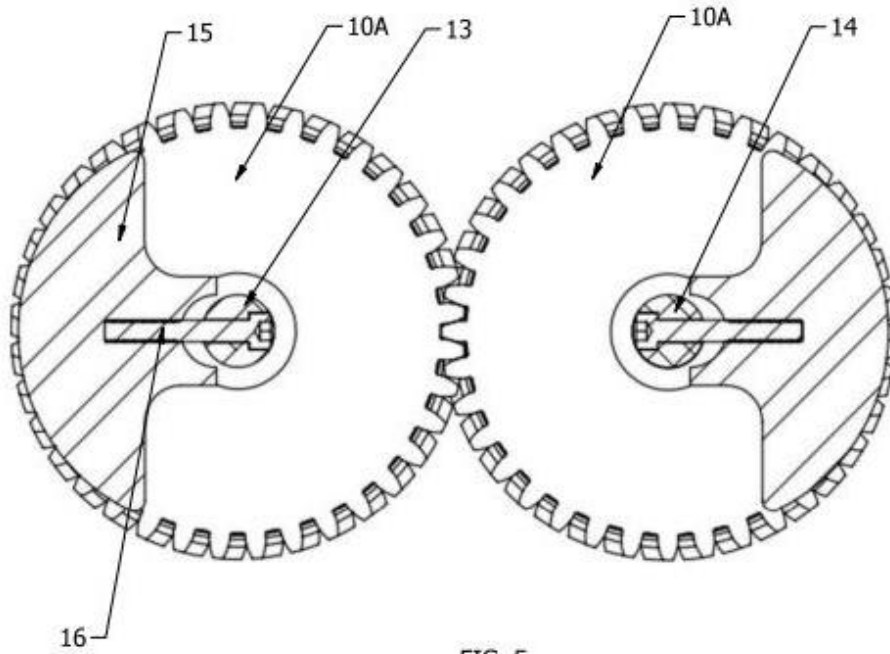


FIG. 5

5/5

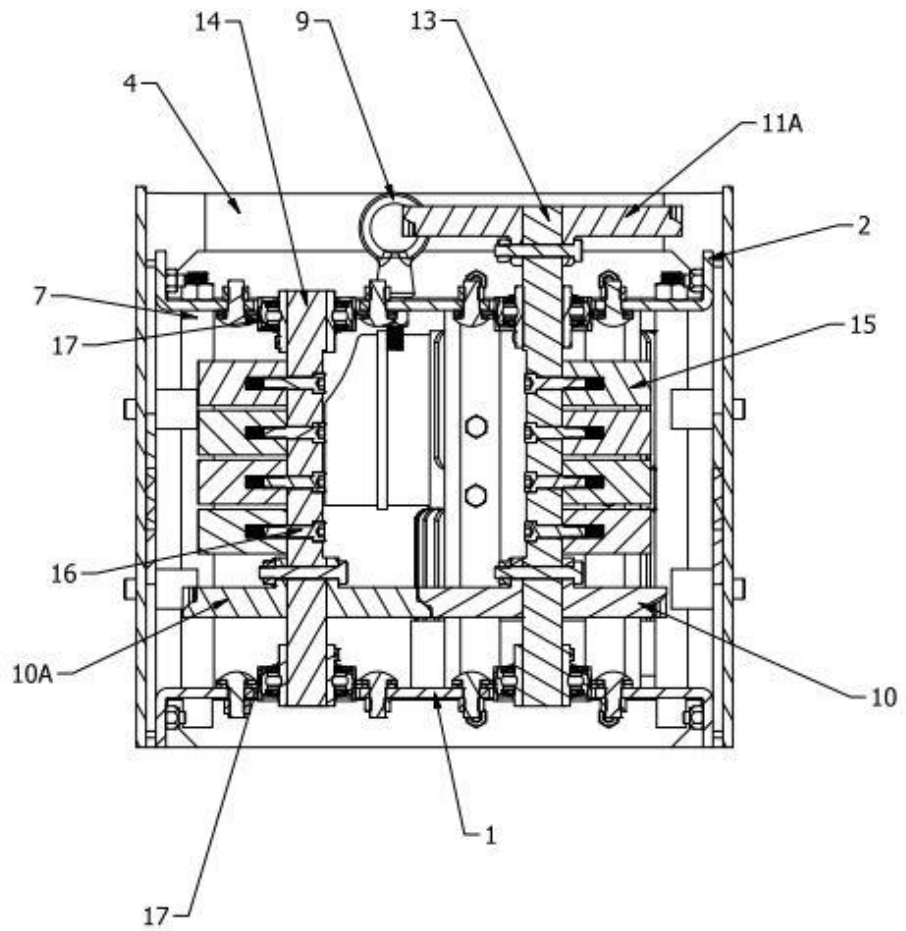


FIG. 6



UPF
UNIVERSIDADE
DE PASSO FUNDO

UPF Campus I - BR 285, São José
Passo Fundo - RS - CEP: 99052-900
(54) 3316 7000 - www.upf.br