

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS

ADRIAN DETANICO

**PROJETO DE UM BRAÇO TELESCÓPICO PARA IMPLEMENTAÇÃO EM UMA
ESTRUTURA CANTILÉVER**

CAXIAS DO SUL

2023

ADRIAN DETANICO

**PROJETO DE UM BRAÇO TELESCÓPICO PARA IMPLEMENTAÇÃO EM UMA
ESTRUTURA CANTILÉVER**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Projeto Mecânico.

Orientador Prof. Dr. Marcos Alexandre Luciano

CAXIAS DO SUL

2023

ADRIAN DETANICO

**PROJETO DE UM BRAÇO TELESCÓPICO PARA IMPLEMENTAÇÃO EM UMA
ESTRUTURA CANTILÉVER**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Projeto Mecânico.

Aprovado em ____/____/____.

Banca Examinadora

Prof. Dr. Marcos Alexandre Luciano
Universidade de Caxias do Sul

Prof. Me. Vagner Grison
Universidade de Caxias do Sul

Prof. Me. Paulo Roberto Linzmaier
Universidade de Caxias do Sul

RESUMO

O propósito deste trabalho é apresentar o projeto de um braço telescópico destinado a ser acoplado a um cantiléver convencional, proporcionando uma facilidade na remoção de materiais como barras e tubos, especialmente em situações em que o único meio viável de utilização do cantiléver seja por meio de pontes rolantes. O projeto contempla os cálculos de dimensionamentos dos conjuntos engrenados, correntes de transmissão, bem como as forças atuantes e torques necessários para garantir sua operação. As verificações estruturais foram realizadas através de simulações pelo Método dos Elementos Finitos e também por meio de testes práticos, os quais foram conduzidos com a construção de um protótipo. A análise realizada através do MEF comprovou a resistência do dispositivo, onde em uma situação com um carregamento crítico de 1500 kg o braço telescópico apresentou um deslocamento 1,79 mm e uma tensão de 236 MPa, mostrando-se abaixo do limite de escoamento dos aços utilizados. A construção do protótipo permitiu avaliar o funcionamento do dispositivo de maneira prática, mostrando todas as dificuldades na fabricação do projeto, também servindo de comprovação, mostrando seu real funcionamento e eficácia, o que evidenciou a total condição de ser replicado para todo o restante da estrutura cantiléver.

Palavras-chave: Projeto; Cálculos; Método dos Elementos Finitos; Protótipo.

ABSTRACT

The purpose of this work is to present the design of a telescopic arm intended to be attached to a conventional cantilever, providing ease in the removal of materials such as bars and tubes, especially in situations where the only viable means of using the cantilever is through overhead cranes. The project includes calculations for sizing the geared assemblies, transmission chains, as well as the acting forces and torques necessary to ensure its operation. Structural validations were performed through Finite Element Method (FEM) simulations and also through practical tests conducted with the construction of a prototype. The analysis conducted through FEM confirmed the strength of the device, where, under a critical load of 1500 kg, the telescopic arm showed a displacement of 1.79 mm and a stress of 236 MPa, demonstrating to be below the yield limit of the steels used. The construction of the prototype allowed the evaluation of the device's functionality in a practical setting, revealing all the challenges in the project's fabrication. It also served as confirmation, demonstrating its actual operation and effectiveness, thereby establishing its feasibility for replication throughout the rest of the cantilever structure.

Keywords: Design; Calculations; Finite Element Method; Prototype.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Utilização de cantiléver convencionais	15
Figura 2 – Armazenagem de matéria prima na empresa Máquinas Sanmartin	16
Figura 3 – Construção de uma estrutura cantiléver aplicada em pontes	18
Figura 4 – Cantiléver para armazenagem de matéria prima	19
Figura 5 – Resistência dos materiais aplicada em projetos	20
Figura 6 – Diagrama Tensão – Deformação.....	21
Figura 7 – Corrente de rolos	26
Figura 8 - Análise linear e não linear dos materiais	29
Figura 9 - Formas de simplificação MEF	30
Figura 10 – Malha aplicada em uma análise por MEF	31
Figura 11 – Refinamento da malha no MEF	32
Figura 12 – Local de armazenagem de tubos e barras a empresa.....	35
Figura 13 – Racks de armazenamento	36
Figura 14 – Remoção do material pelo método de arraste	37
Figura 15 – Fluxograma de atividades	38
Figura 16 – Projeto do cantiléver convencional	44
Figura 17 – Modelagem final do braço telescópico	45
Figura 18 – Componentes de montagem do braço telescópico	46
Figura 19 – Movimentos e pontos de apoio do braço telescópico.....	49
Figura 20 – DCL com cargas distribuídas em 500 mm do braço telescópico	49
Figura 21 – DCL com cargas distribuídas em 250 mm do braço telescópico	50
Figura 22 – Torre de controle	54
Figura 23 – Distância entre centros das rodas dentadas	61
Figura 24 – Manivela.....	62
Figura 25 – Conjunto de ligação entre eixos	64
Figura 26 – Divisão da estrutura para análise por MEF	65
Figura 27 – Carregamentos e fixações	68
Figura 28 – Malha dos conjuntos	70
Figura 29 – Resultados MEF para o deslocamento e tensões do braço telescópico para uma aplicação de carga em todos 500 mm.....	71
Figura 30 – Pontos com os maiores valores de tensões para um carregamento em 500 mm...	72
Figura 31 – Resultados MEF de deslocamento e tensões do braço telescópico para uma aplicação de carga em apenas 250 mm.....	73

Figura 32 – Pontos com os maiores valores de tensões para um carregamento em apenas 250 mm.....	74
Figura 33 – Análise da pior condição de carregamento na estrutura completa simplificada ...	75
Figura 34 – Teste com polia de poliuretano	77
Figura 35 – Eixo com bucha de aço-carbono SAE 1020 com superfície lisa	78
Figura 36 – Eixo com bucha de aço-carbono SAE 1020 com superfície recartilhada	78
Figura 37 – Montagem do protótipo da torre de controle.....	79
Figura 38 – Montagem do protótipo do braço telescópico.....	80
Figura 39 – Testes no protótipo.....	81
Figura 40 – Solda do conjunto móvel.....	88
Figura 41 – Solda do conjunto central da torre de controle.....	88
Figura 42 – Fator de correção de dente K_1	89
Figura 43 - Fator de correção de múltiplas fileiras K_2	89
Figura 44 – Fator de serviço K_s	89
Figura 45 – Condições de contatos utilizados para análise MEF do braço telescópico	90
Figura 46 – Coeficientes de atrito de rolamento.....	91

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Elementos de liga na composição dos aços ARBL.....	23
Quadro 2 – Forças atuantes no deslocamento do braço telescópico.....	51
Quadro 3 – Coeficientes de atrito de rolamento.....	52
Quadro 4 – Torque resultante para uma aplicação de carga em 500 mm.....	53
Quadro 5 – Torque resultante para uma aplicação de carga em 250 mm.....	53
Quadro 6 – Dimensionamento das rodas dentadas.....	56
Quadro 7 – Potências nominais da corrente.....	57
Quadro 8 – Falhas de pré e pós extremo das correntes.....	58
Quadro 9 – Potencias admissíveis e corrigidas.....	59
Quadro 10 – fatores de segurança da utilização de corrente de rolos.....	59
Quadro 11 – Distâncias entre pares engrenados.....	61
Quadro 12 - Relação de forças para movimentação manual dos braços.....	63
Quadro 13 – Testes práticos de movimentação dos braços telescópicos.....	82

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedade dos materiais.....	67
Tabela 2 – Dados da malha.....	69

LISTA DE SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
NBR	Norma Brasileira
MEF	Método dos Elementos Finitos
ARBL	Aços de Alta Resistência e Baixa Liga
ASM	<i>American Society of Metals</i>
TCC	Trabalho de Conclusão do Curso
UCS	Universidade de Caxias do Sul
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
DCL	Diagrama de Corpo Livre
3D	Perspectiva Tridimensional
2D	Perspectiva Bidimensional
CNC	Comando Numérico Computadorizado
ANSI	<i>American National Standards Institute</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

S_y	Limite de escoamento do material (Mpa)
S_{ut}	Limite de máximo de resistência do material (Mpa)
σ'	Tensão equivalente de Von Mises (Mpa)
σ	Tensão normal (Mpa)
τ	Tensão de Cisalhamento (Mpa)
ϵ	Deformação Específica (-)
s	Coeficiente de segurança (-)
σ_x	Tensão normal no eixo x (Mpa)
σ_y	Tensão normal no eixo y (Mpa)
σ_z	Tensão normal no eixo z (Mpa)
τ_{xy}	Tensão de cisalhamento no plano xy (Mpa)
τ_{yz}	Tensão de cisalhamento no plano yz (Mpa)
τ_{zx}	Tensão de cisalhamento no plano zx (Mpa)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	14
1.1	JUSTIFICATIVA	16
1.2	OBJETIVO GERAL	17
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	17
2	REFERENCIAL TEÓRICO.....	18
2.1	ESTRUTURA CANTILEVER.....	18
2.2	RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS	19
2.2.1	Tensão equivalente de Von Mises.....	20
2.2.2	Relação entre tensão e deformação	21
2.3	AÇOS COM BAIXO CARBONO	22
2.4	ELEMENTOS FLEXÍVEIS	23
2.4.1	Transmissão por correntes.....	24
2.4.1.1	Roda dentada	24
2.4.1.2	Corrente de rolos	25
2.5	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	27
2.5.1	Tipos de análise por MEF	27
2.5.2	Geometria	29
2.5.3	Geração de malha	31
2.5.4	Propriedade dos materiais	32
2.5.5	Condições de contorno.....	32
3	METODOLOGIA	34
3.1	ESTUDO DO CASO	34
3.1.1	Estruturas de armazenagem	35
3.1.2	Processo de remoção de material.....	36
3.2	MÉTODOLOGIA DE TRABALHO.....	38
3.2.1	Determinar as condições de projeto	39
3.2.2	Escolha dos materiais	39
3.2.3	Dimensionamento analítico e desenvolvimento do projeto 3D	40
3.2.4	Simulação computacional.....	40
3.2.5	Produção de protótipo	41
3.2.6	Validação de funcionalidade	42

4	DESENVOLVIMENTO	43
4.1	DIMENSIONAMENTO DO BRAÇO TELESCÓPICO.....	43
4.1.1	Condições iniciais do projeto	43
4.1.2	Modelamento do braço telescópico.....	45
4.1.3	Distribuição de cargas e pontos de apoio do braço telescópico	48
4.1.4	Torque necessário para a movimentação do braço telescópico	51
4.1.5	Torre de controle e mecanismo de movimentação dos braços telescópicos.....	53
4.1.6	Dimensionamento das rodas dentadas e corrente de rolos	55
4.1.6.1	Rodas dentadas	55
4.1.6.2	Corrente de rolos	56
4.1.7	Manivela para movimentação.....	62
4.1.8	Eixos de conexão	63
4.2	ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS	64
4.2.1	Refinamento dos conjuntos	65
4.2.2	Condições de contorno e malha	66
4.2.3	Malha	69
4.2.4	Resultados numéricos	70
4.2.4.1	Análise do braço telescópico.....	70
4.2.4.2	Análise da estrutura completa simplificada	74
4.3	DESENVOLVIMENTO DO PROTÓTIPO	76
4.3.1	Buchas motrizes	76
4.3.2	Conjunto de engrenamento.....	79
4.3.3	Montagem final e teste do protótipo.....	80
5	CONCLUSÃO	83
	REFERÊNCIAS	85
	APÊNDICE A - CONJUNTOS SOLDADOS	88
	APÊNDICE B – FATORES DE CORREÇÃO PARA CORRENTES	89
	APÊNDICE C – CONDIÇÕES DE CONTATOS MEF	90
	APÊNDICE D – COEFICIENTES DE ATRITO DE ROLAMENTO	91

1 INTRODUÇÃO

Atualmente a competitividade nas indústrias que fornecem máquinas para fabricantes de bebidas, está diretamente vinculada a fatores essenciais, tais como qualidade, preços, engenharia, capacidade de produção e prazo de entrega. A integração eficaz dessas qualidades pode ser determinante para posicionar uma empresa à frente de seus concorrentes.

Embora as empresas busquem incorporar essas premissas em seus produtos, é desafiador atender de forma uniforme a todos esses requisitos. Especialmente ao considerar fatores como qualidade, preço e prazo de entrega.

Empresas de médio porte que competem com organizações globalmente reconhecidas precisam destacar-se através de um diferencial em sua produção. Frequentemente, isso está relacionado a capacidade de entrega, permitindo que produzam rapidamente e entreguem produtos em prazos mais curtos do que grandes multinacionais, mesmo que isso possa eventualmente afetar a qualidade final do produto.

A necessidade de prazos de entrega mais curtos impõe às empresas a obrigação de manter um sistema organizado e eficiente. Além disso, para garantir a entrega de máquinas de grande porte em períodos reduzidos é necessário manter um estoque substancial de materiais, demandando, por consequência um espaço de armazenamento adequado.

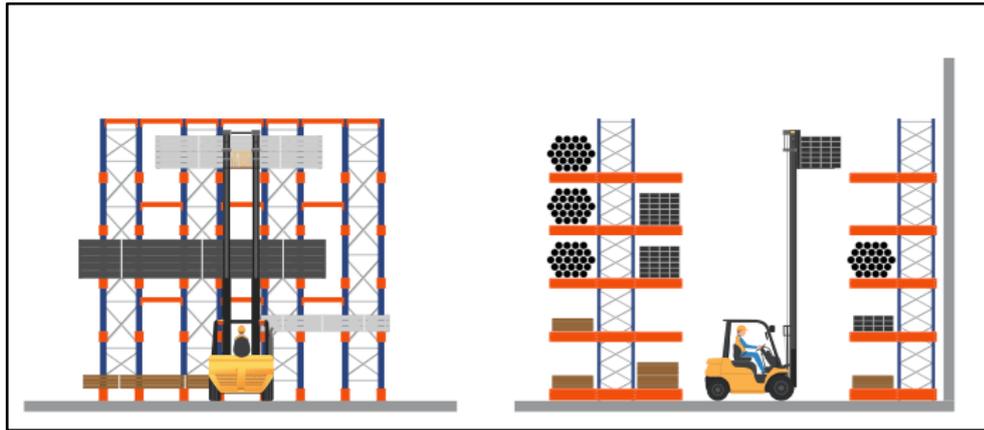
O amplo espaço requerido para armazenamento pode ser um empecilho para empresas com espaço mais enxuto. Sendo assim, elas são obrigadas a optar por métodos de armazenagem não convencionais, os quais não apenas complicam a manipulação de materiais, mas também podem resultar em operações propensas a riscos de segurança.

No mercado encontram-se alguns equipamentos específicos de armazenagem, o mais comum de ser encontrado é conhecido como cantiléver. Normalmente sua construção envolve uma estrutura metálica centralizada e fixa, geralmente configurada com seção transversal em forma de tubos ou vigas. Também fazem parte do conjunto os braços, que podem ser fixados por parafusos ou encaixes manuais, eles são acoplados à sustentação central e tipicamente apresentam uma seção transversal consideravelmente menor em comparação a estrutura central. Esses braços são responsáveis por comportar toda a matéria prima.

O uso de estantes cantiléver convencionais requer a alocação de corredores livres, para possibilitar o acesso a ambos lados da estrutura (Figura 1). Esses corredores devem ter uma largura que permita a passagem de uma empilhadeira giratória, possibilitando o manuseio

lateral das cargas na estrutura. Devido à disposição dos braços, que não permitem a remoção vertical do material, a estrutura torna-se inacessível para pontes rolantes executarem o manuseio adequado dos materiais. Portanto uma empilhadeira giratória surge como a opção mais segura e recomendada para realizar a operação.

Figura 1 – Utilização de cantiléver convencionais



Fonte: Longa sistemas de armazenagem (2023).

Para empresas com espaço de armazenamento limitado, cada metro aproveitado pode resultar em maior capacidade de armazenagem e uma organização mais eficiente. Diante disso, tanto a exigência de espaço reduzido quanto a dependência de uma empilhadeira, levantam questionamentos sobre as vantagens do uso de um sistema cantiléver em espaços enxutos de armazenagem.

Este trabalho busca oferecer uma solução para abordar o considerável desperdício de espaço associado à utilização de cantilevers convencionais disponíveis no mercado, ao mesmo tempo que busca eliminar a dependência exclusiva de empilhadeiras para operações. Nesse sentido, será elaborado o projeto de um braço telescópico destinado a ser integrado a uma estrutura cantiléver convencional, com o propósito de viabilizar a utilização de uma ponte rolante para a remoção vertical do material.

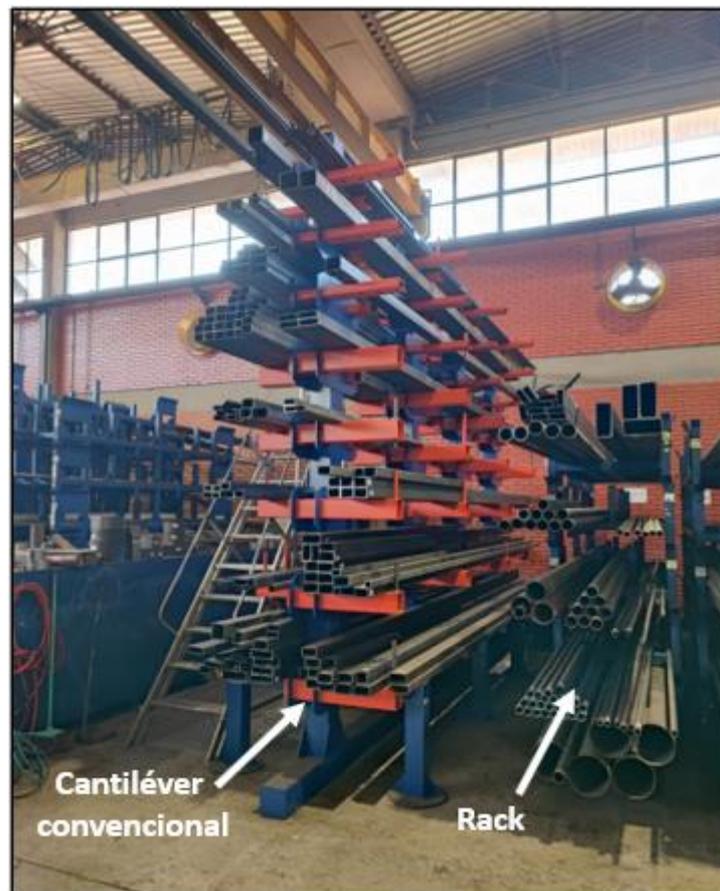
O braço telescópico será manipulado manualmente, por meio de manivelas e conjuntos de engrenagens. Com o auxílio da ponte rolante, o operador terá a capacidade de realizar integralmente as operações de carga e descarga de materiais, eliminando a necessidade de utilizar uma empilhadeira.

1.1 JUSTIFICATIVA

A empresa Máquinas Sanmartin LTDA se destaca por possuir um excelente prazo de entrega de seus produtos. Para isso ser possível, cerca de 700 itens são armazenados em uma área de aproximadamente 157,2 m², estes materiais podem variar desde apenas uma unidade ou até mesmo a amarrados contendo mais de 20 unidades.

Na empresa, a matéria prima fica encontrada localizada junto a produção, onde seu local de armazenamento não conta com uma área ampla e de fácil acesso (Figura 2), dessa maneira, devida a quantidade de itens e espaço disponível, torna-se necessário armazenar barras e tubos em dois tipos de estruturas. Devido à falta de espaço no local e a impossibilidade de acesso de empilhadeiras, ambos modelos são operáveis exclusivamente através de pontes rolantes.

Figura 2 – Armazenagem de matéria prima na empresa Máquinas Sanmartin



Fonte: O autor (2023)

O primeiro modelo de estrutura (Figura 2) é conhecido no ramo industrial como armazenamento do tipo “*rack* colmeia”, que leva esse nome por possuir diversos espaços

vazados em forma retangular. Sua construção força tanto a operação de remoção quando a adição do material a serem realizadas por uma técnica de arraste, que além de ser um procedimento difícil de ser executado, pode acabar causando acidentes de trabalho aos operadores que realizam a tarefa. A forma de armazenamento do material demanda uma extensão significativa em sua região frontal, sendo necessário um espaço mínimo de 6 metros. Essa medida é estabelecida conforme o comprimento padrão de barras e tubos utilizados pela empresa.

Outro sistema de armazenamento presente no local (Figura 2) é o cantiléver convencional, que viabiliza a manipulação lateral do material. No entanto, essa movimentação está condicionada ao uso de uma empilhadeira, que requer corredores suficientemente largos para manobras.

Integrar braços telescópicos à estrutura cantiléver, não só possibilita a realização de toda a operação por meio de pontes rolantes, eliminando a necessidade de corredores amplos em suas laterais, como também promove maior segurança para o operador, pois após extrair os braços da estrutura central, basta acoplar a cinta da ponte rolante no material. Depois desse procedimento, o operador pode afastar-se com segurança antes de prosseguir para a próxima etapa da extração.

1.2 OBJETIVO GERAL

Desenvolver um sistema de braços telescópicos para incorporação em um cantiléver convencional, visando simplificar a manipulação de materiais por meio da utilização de uma ponte rolante.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- a) Desenvolver os mecanismos e estrutura do sistema.
- b) Calcular forças e cargas atuantes no mecanismo.
- c) Simular computacionalmente os efeitos causados pela adição de carga ao braço telescópico.
- d) Validar o projeto por meio de um protótipo.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

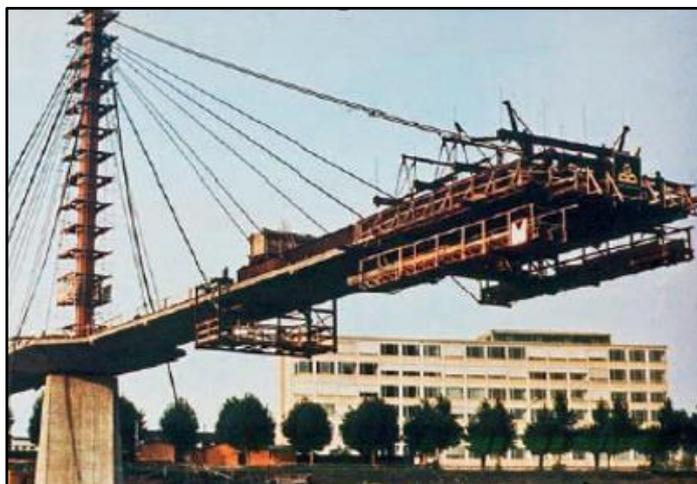
Neste capítulo são abordados os conceitos fundamentais para a elaboração do projeto de uma estrutura cantiléver automatizada com braços telescópicos. O desenvolvimento dessa revisão tem o objetivo de fundamentar pontos importantes como: definições de um cantiléver de armazenagem, materiais que compõem um o projeto estrutural, mecanismo, análises e validações de esforços (forças, tensões e deformações) através do método de elementos finitos.

2.1 ESTRUTURA CANTILEVER

Para Hibbeler (2015) uma estrutura cantiléver pode ser definida como um elemento estrutural posicionado em balanço em relação a uma viga fixada verticalmente. Suas aplicações podem ser encontradas geralmente atuando em projetos de construções de pontes metálicas ou em áreas de estoques, mais precisamente para armazenagem de matéria prima, como por exemplo: tubos e barras de grande comprimento. A utilização de cantilévers é relevante na área da engenharia de estruturas, pois são capazes de suportar cargas em balanço, sem a necessidade de apoio em uma das extremidades.

Segundo Svensson (2012), o modelo estrutural cantiléver permite construir pontes com vãos grandes o suficiente para a passagem de embarcações. Geralmente as pontes são construídas com dois cantilévers, um em cada extremidade, com a sua interligação feita por outra estrutura suspensa. Deste modo, nenhum pilar precisa ser anexado ao centro da estrutura. A Figura 3 apresenta o início da construção de um dos dois braços cantilévers de uma ponte.

Figura 3 – Construção de uma estrutura cantiléver aplicada em pontes



Fonte: Svensson, (2012).

Michael e Schmidt (2007) citam cantilévers como as estruturas ideais para a armazenagem de tubos e barras (Figura 4). Essa recomendação se deve aos fatores de versatilidade e segurança, pois segundo os autores, além de suportarem cargas bastante elevadas, possuem a opção de customização do posicionamento dos braços da estrutura.

Figura 4 – Cantiléver para armazenagem de matéria prima



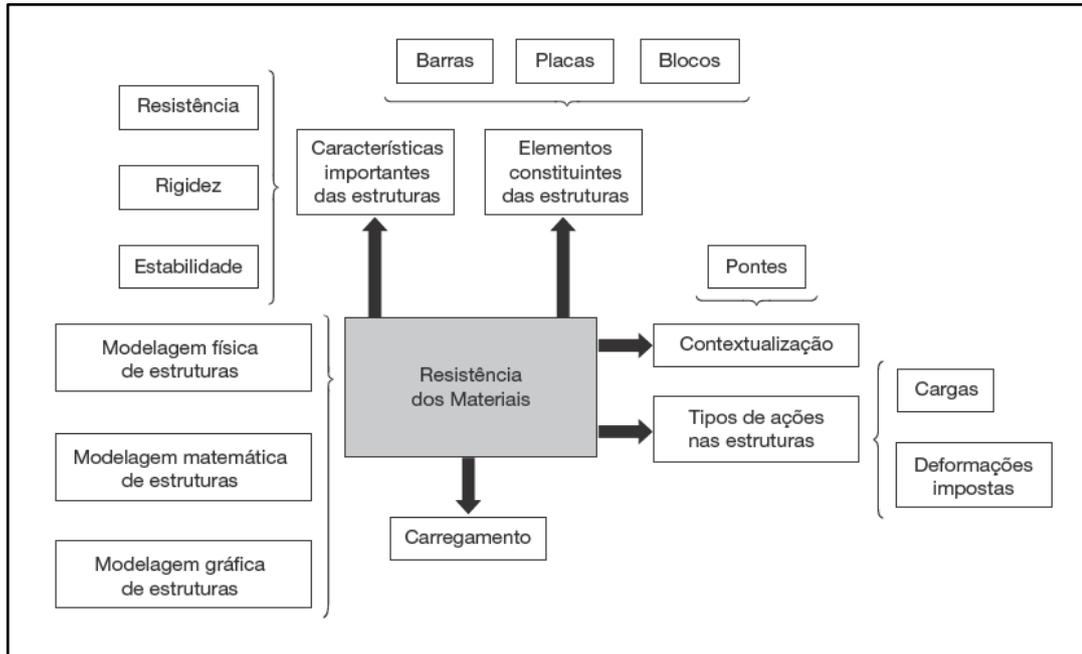
Fonte: Freepik, (2023).

De acordo com Hibbeler (2015), essas estruturas estão sujeitas as diversas tensões como: flexão, cisalhamento e possivelmente torção, desta maneira para garantir a eficiência do conjunto se faz necessário um criterioso roteiro de cálculos.

2.2 RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS

Para Pinheiro (2021), resistência dos materiais é a área da engenharia mecânica que estuda as propriedades mecânicas dos elementos sólidos e tem como objetivo analisar as tensões e deformações que ocorrerem no material. Ela está atrelada a fatores primordiais que determinam as características de utilização de projetos mecânicos. Como observa-se na Figura 5, a resistência dos materiais consegue interligar fatores de carregamentos e cargas ao tipo de elementos constituintes na estrutura, estes que podem possuir variação em suas características, como: resistência, rigidez e estabilidade.

Figura 5 – Resistência dos materiais aplicada em projetos



Fonte: Pinheiro (2014)

2.2.1 Tensão equivalente de Von Mises

De acordo com Norton (2013) a tensão equivalente de Von Mises é útil para determinar a falha de componentes sujeitos a cargas distintas. Desta maneira, é possível interligar tensões de tração, compressão e cisalhamento em uma única tensão combinada. A equação da tensão equivalente de Von Mises para um caso tridimensional, pode ser encontrada na Equação 1, onde σ representa as tensões normais e τ as tensões de cisalhamento.

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \quad (1)$$

Onde:

σ' – tensão equivalente de Von Mises (MPa)

σ_x – tensão normal no eixo x (MPa)

σ_y – tensão normal no eixo y (MPa)

σ_z – tensão normal no eixo z (MPa)

τ_{xy} – tensão de cisalhamento no plano xy (MPa)

τ_{yz} – tensão de cisalhamento no plano yz (MPa)

τ_{zx} – tensão de cisalhamento no plano zx (MPa)

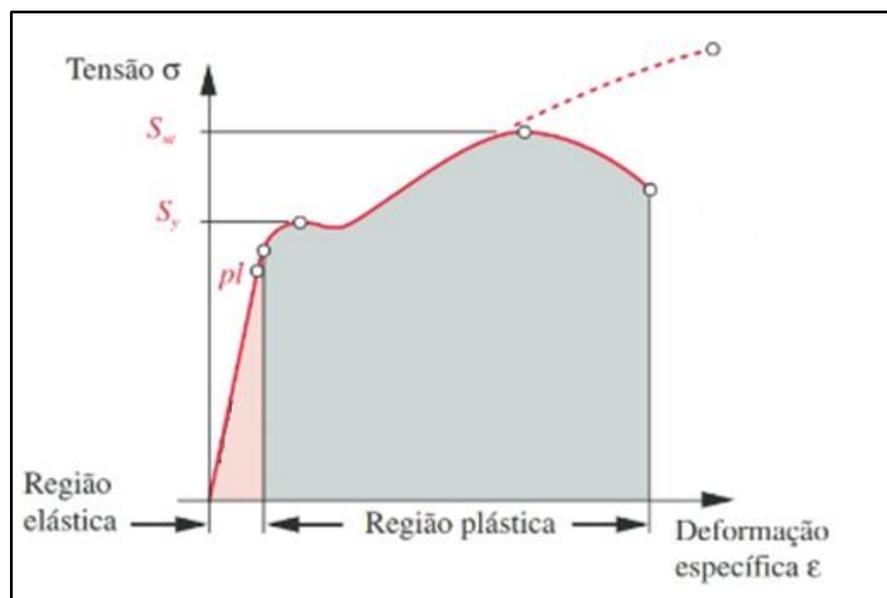
De acordo com Juvinal (2016), esta teoria se refere a uma energia de deformação que ocorre no interior do material, ela é armazenada até seu ponto máximo de absorção. Quando este limite é superado o material começa a deformar plasticamente, ou seja, sua deformação não é mais reversível.

Desta maneira, de acordo com Shigley, Mischke e Budynas (2005), para o estado geral de tensões, o escoamento ocorre quando a tensão equivalente de Von Mises, tiver valor equivalente ou superior ao limite de escoamento do material.

2.2.2 Relação entre tensão e deformação

Para Hibbeler (2015), a resistência mecânica de um material está diretamente interligada com a capacidade que ele possui em resistir a aplicação de uma certa carga sem apresentar deformações ou até mesmo chegar a sua ruptura. Para observar tal comportamento, testes de laboratório são realizados, o mais comum deles é o teste de tração, onde é possível obter um gráfico tensão x deformação como observa-se na Figura 6.

Figura 6 – Diagrama Tensão – Deformação



Fonte: Norton, (2013).

Norton (2013) explica que o escoamento começa em um ponto onde o material começa a ceder a uma certa tensão aplicada, fazendo com que sua taxa de deformação aumente (Figura 4). O ponto em que esse fenômeno ocorre é indicado como a tensão limite de escoamento (S_y), que é a tensão máxima que o material pode receber sem apresentar deformação permanente. O ápice do gráfico no eixo das tensões encontra-se o limite de resistência (S_{ut}), o qual representa a máxima tensão que o material suporta antes da ruptura.

De acordo com Budynas e Nisbett (2016) o ponto pl , na Figura 6, representa o limite de proporcionalidade. Ele indica o início de uma curva, onde a partir dele o gráfico deixa de apresentar uma linha reta. Antes de atingi-lo, nenhuma tensão encontrada no material será de forma permanente. No trecho linear, a tensão-deformação uniaxial é dada pela lei de Hooke (Equação 2).

$$\sigma = E\epsilon \quad (2)$$

Onde:

σ – Tensão (MPa)

E – Módulo de Young (MPa)

ϵ – Deformação específica (mm/mm)

2.3 AÇOS COM BAIXO CARBONO

De acordo com Chiaverini (2015), os aços de alta resistência e baixa liga (ARBL), são muito utilizados em componentes com alta responsabilidade mecânica, pois quando constituídos de diversos elementos de liga como por exemplo: nióbio, vanádio e o titânio, interligados com um bom processo de laminação, o resultado eminente acaba sendo aços com um bom limite de resistência mecânica.

Para Torrico (2006) e Gladman (1977), são englobados na designação ARBL aços com elementos de ligas somados que não ultrapassem o limite de 8% e tendo seu teor de carbono abaixo de 0,3%. Normalmente essas características fazem com que esses aços possuam sua resistência mecânica entre 300 e 700 MPa.

Para Silva e Mei (2021), a busca pela alta resistência mecânica dos materiais ARBL acabou interferindo em propriedades importantes como soldabilidade e tenacidade. Para

resolver essas situações, foi necessário reduzir cada vez mais os níveis de concentração de carbono, o que acabou resultando em uma perda de resistência mecânica, para amenizar essa queda, foram aumentados consideravelmente a utilização de manganês.

Conforme a *American Society for Metals*, (ASM – Sociedade Americana de Metais) (1990), os aços ARBL possuem características a quais o permitem ser soldados por quaisquer processos de soldagens já utilizados em materiais que possuam baixo índice de carbono em sua microestrutura.

Torrico (2006), Gladman (1977) e Chiaverini (2015) argumentam que as propriedades dos aços ARBL estão diretamente relacionadas a quantidade em que cada elemento de liga representa na composição desses materiais. O Quadro 1 apresenta esses principais elementos citados pelos autores.

Quadro 1 - Elementos de liga na composição dos aços ARBL

Elemento	Composição (%)	Propriedades Relacionadas
Carbono	< 0,3	Maior tenacidade, menor ocorrência de trincas, melhor soldabilidade
Manganês	1,2 \cong 2	Elevação da resistência mecânica, redução da tenacidade
Cromo, cobre, vanádio, molibdênio, níquel, titânio, zircônio	\cong 0,1 cada elemento	Aumento da resistência mecânica, controle do tamanho e refino do grão, facilidade na realização de tratamentos térmicos

Fonte: Adaptado de Torrico(2006), Gladman (1977) e Chiaverini (2015)

2.4 ELEMENTOS FLEXÍVEIS

De acordo com Collins (2019), a transmissão de potência ou de movimento de um eixo rotativo para outro eixo rotativo pode ser realizado de maneiras que vão além de um conjunto

de engrenagens, ela pode ser encontrada em elementos como, correntes, correias, eixos e até mesmo em cabos de aço.

Para Budynas e Nisbett (2016), correias, cabos e correntes, são elementos de máquinas flexíveis utilizados em transporte e na transmissão de potência em situações que necessitam de grandes distâncias, assim substituindo um conjunto de pares de engrenagens.

2.4.1 Transmissão por correntes

Para Almeida, Lima e Barbieri (2022), as correntes apresentam características semelhantes as correias, porém sem apresentar materiais elásticos, e desta forma acabam apresentando uma maior capacidade de transmissão de potência para uma mesma faixa de tamanho (distância entre pares das rodas dentadas).

Para Collins (2019), as transmissões por correntes podem vencer grandes distâncias entre centros, e como nas engrenagens, pode promover uma transmissão positiva de velocidade, torque e potência e também pode-se esperar uma vida longa de serviço do equipamento, quando bem lubrificado.

De acordo com Budynas, Nisbett (2016) e Almeida, Lima e Barbieri (2022), para o desenvolvimento adequado de uma transmissão de correntes devem ser calculados fatores como: razão de engrenamento, geometria da roda dentada, modelo de corrente, comprimento de corrente, distância entre eixos das rodas dentadas, fatores de potência e fim a vida útil do equipamento.

2.4.1.1 Roda dentada

Segundo Almeida, Lima e Barbieri (2022), assim como nos pares engrenados, a relação de rodas dentadas em um conjunto interligado por correntes, possuem a mesma relação de transmissão (Equação 3), porém com a condição de que em um único estágio por correntes não ultrapasse a relação 1:7.

$$i = \frac{dp1}{dp2} = \frac{z1}{z2} = \frac{n2}{n1} \quad (3)$$

Onde:

i – Relação de transmissão

dp_1 – Diâmetro do pinhão 1

dp_2 – Diâmetro do pinhão 2

z_1 – Número de dentes da roda dentada 1

z_2 – Número de dentes da roda dentada 2

n_1 – Rotação do pinhão 1

n_2 – Rotação do pinhão 2

Para Budynas, Nisbett (2016), a dimensão do diâmetro primitivo da roda dentada está diretamente relacionada ao passo da corrente a ser utilizada juntamente com número de dentes da roda dentada. A relação pode ser encontrada na Equação 4.

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} \quad (4)$$

Onde:

D – Diâmetro primitivo

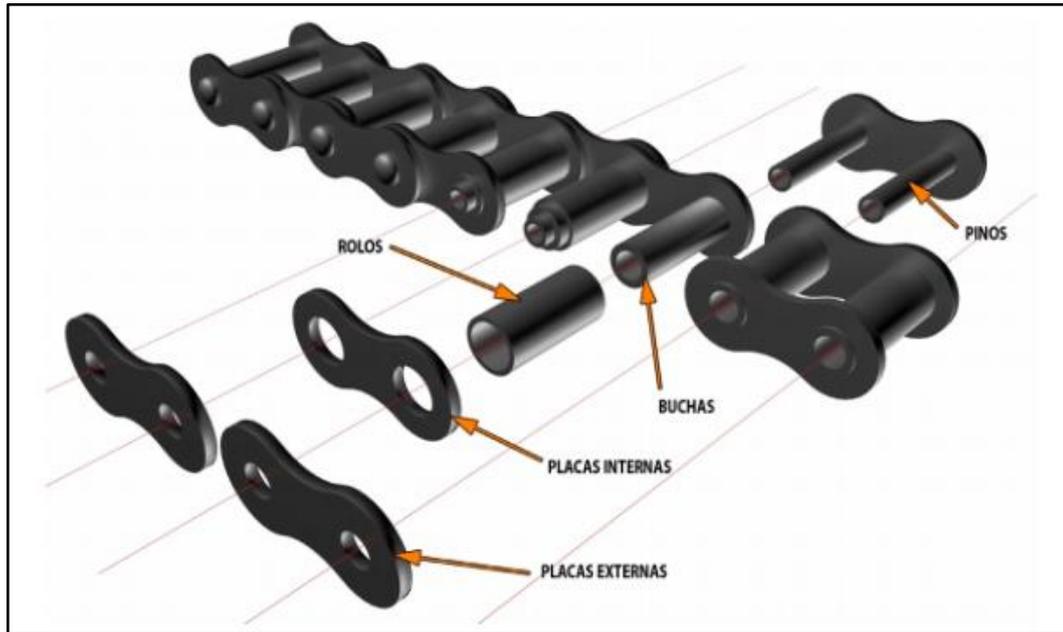
p – Passo da corrente

N – Número de dentes

2.4.1.2 Corrente de rolos

De acordo com Almeida, Lima e Barbieri (2022), as correntes de rolos são padronizadas pela norma americana ANSI B.29.1 (American National Standard Institute), possuindo diversos tamanhos de correntes em função das potências a serem transmitidas. Sendo compostas por pinos, buchas, rolos e placas, elementos que podem ser identificados na Figura 7.

Figura 7 – Corrente de rolos



Fonte: Almeida, Lima e Barbieri (2022)

Para dimensiona-las Budynas, Nisbett (2016) citam pontos importantes de projeto como: comprimento de corrente, distância entre centros das rodas dentadas, fator de segurança relacionado a potência a ser transmitida (Equação 5) e por fim a vida útil das correntes (Equação 6).

$$nd = \frac{Ha \text{ (mín)}}{Hd} \quad (5)$$

Onde:

nd – Fator de segurança

$Ha \text{ (mín)}$ – Potência admissível

Hd – Potência corrigida

$$h = 15000 \cdot \frac{L/p}{100} \cdot \left[\frac{1000 \cdot K_r \cdot K_2}{H_d} \cdot \left(\frac{N_1}{n_1} \right)^{1,5} \cdot p^{0,8} \right]^{2,5} \quad (6)$$

Onde:

h – Vida útil de uma corrente

L – Comprimento da corrente

p – Passo da corrente (polegadas)

K_r – Fator de correção relacionado ao número da corrente pela tabela ANSI.

K_2 – Fator de múltiplas fileiras.

H_d – Potência corrigida.

N_1 – Número de dentes.

n_1 – Velocidade Angular (rpm)

2.5 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Para Rades (2006) a análise pelo método de elementos finitos (MEF) é uma técnica que envolve conhecimentos mecânicos aplicados a uma estrutura, alinhados com análises numéricas e computacionais. Desta forma, através do método é possível resolver com mais facilidade problemas que possuem alta complexibilidade quando resolvidos de forma analítica.

Afirmando a ideia, Ribeiro (2004) comenta que muitos problemas na engenharia não podem ser resolvidos através de soluções analíticas, devido a muitas vezes esses problemas estarem relacionados a fatores como: geometrias complexas, variações de cargas e condições de contorno. Tais situações quando resolvidas pelo MEF permitem a obtenção de resultados aproximados.

Compartilhando do mesmo pensamento, Alves Filho (2008), confirma que o método de elementos finitos, diferentemente de outros métodos de análises que buscam por resultados com extrema precisão, não necessita de informações tão privilegiadas para obtenção dos resultados. A técnica de análise por elementos finitos, possui a vantagem de conseguir simular qualquer elemento que possua algum tipo de deformação, não ficando refém da complexibilidade da estrutura.

2.5.1 Tipos de análise por MEF

Para Azevedo (2003), para começar uma análise de uma estrutura utilizando o MEF é necessário primeiramente fazer uma avaliação de alguns aspectos que podem influenciar nos resultados finais, como por exemplo: geometria, materiais, cargas atuantes e ações recorrentes. Porém antes de qualquer desenvolvimento é de suma importância definir qual o será o tipo de

análise feita sobre a estrutura, se ela será estática ou dinâmica, linear ou não linear e seu tipo de estrutura.

Segundo Azevedo (2003), para a análise de uma estrutura ser considerada estática, as ações aplicadas sobre a estrutura devem ocorrer de maneira suficientemente lenta e também sem variação ao longo do tempo, desta maneira as forças de inercias são consideradas como desprezíveis.

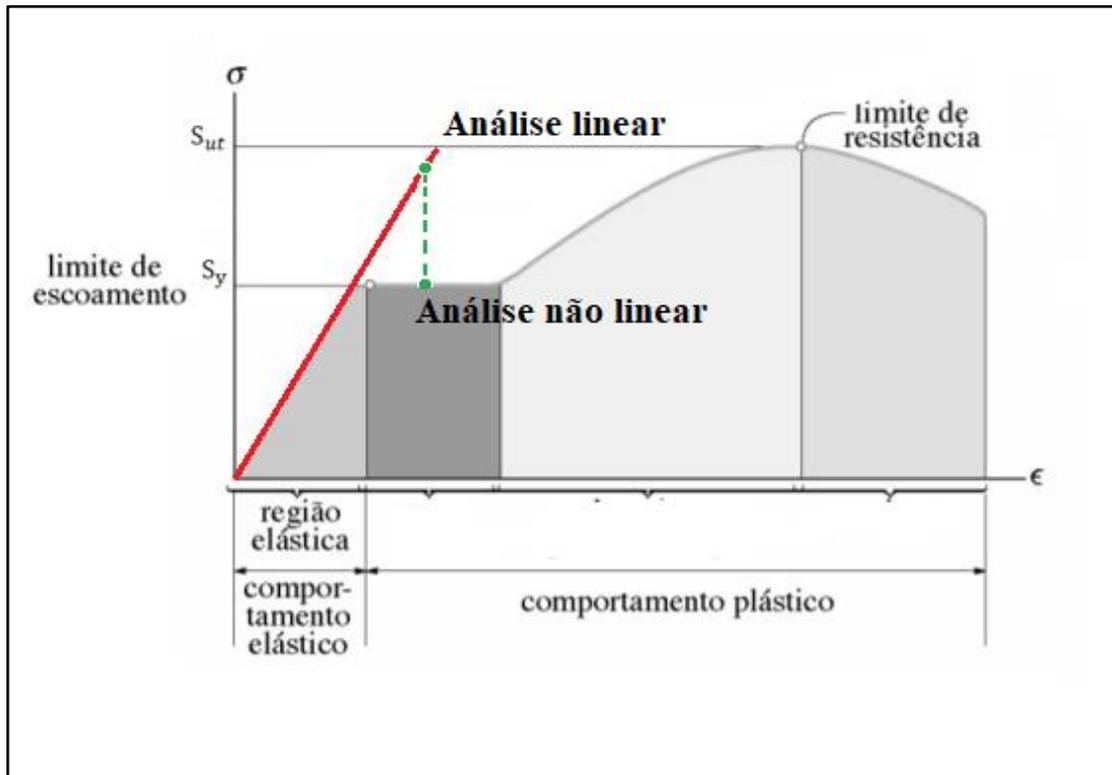
Por outro lado, de acordo com Andrade (2011), estruturas que recebem aplicações de cargas que variam ao longo do tempo devem ser analisadas através do método dinâmico, desta maneira a força de inércia estará atuando junto com as acelerações de cada componente, portanto é de suma importância serem incluídas nos cálculos.

Para Azevedo (2003), uma análise linear pode ser aplicada quando os deslocamentos provocados por ações exteriores são considerados muito pequenos quando relacionados com as medidas iniciais da estrutura. Isso representa que todas as aplicações estão seguindo uma linearidade dentro da região elástica dos materiais. Desta maneira pode-se considerar que não existe influência da alteração da geometria da estrutura na distribuição de esforços e tensões e que todos os cálculos remetem a estrutura em seu formato inicial.

Complementando, Silva (2016), comenta que a não linearidade é causado por alterações na geometria da estrutura durante o processo de aplicação de carga. Essas mudanças podem acarretar na diminuição da rigidez estrutural do material, fazendo com que até mesmo carregamentos abaixo de sua capacidade máxima de resistência acabem deformando o material além do esperado.

Com a mesma percepção, Lacerda (2014), afirma que quando um material sofre grandes esforços, ele sai de seu regime elástico para um comportamento plástico, onde nessa situação o material é impossibilitado de retornar a sua condição inicial e desta forma as equações lineares acabam deixando de ser válidas. Como observa-se na Figura 8, quando o material passa a deformar permanentemente, saindo da região elástica, as equações para o modelo linear acabam se afastando da situação real de simulação.

Figura 8 - Análise linear e não linear dos materiais



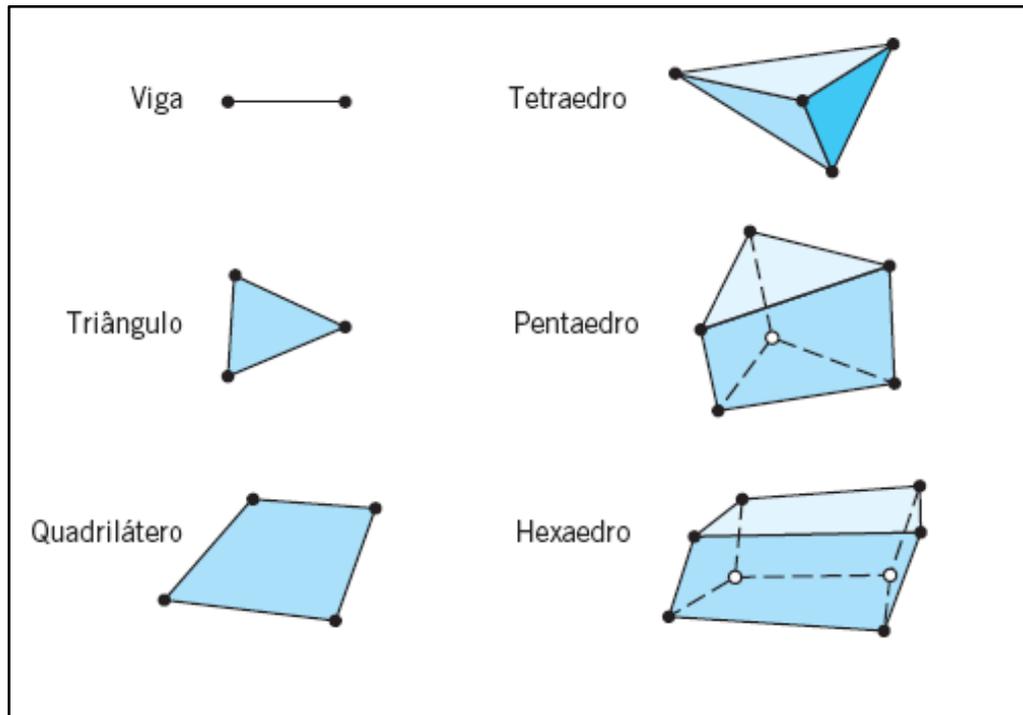
Fonte: Adaptado Hibbeler (2004)

2.5.2 Geometria

Para Alves Filho (2009), a etapa de simplificação de uma estrutura é a parte mais importante da análise, pois é através dela que é possível saber o grau de precisão a qual se está trabalhando. Também é preciso analisar o quão necessário é a precisão dos resultados buscados, pois quanto maior o refino da simulação, maior capacidade de processamento é requerido.

Juvinall (2016) afirma que elementos com formato simples feitos de um único material, tonam uma análise complexa em uma tarefa simplificada e possível. Conhecendo as relações físicas e mútuas desses elementos é possível obter uma avaliação aproximada, porém relativamente precisa. Algumas formas básicas para simplificações podem ser observadas na Figura 9.

Figura 9 - Formas de simplificação MEF



Fonte: Juvinall, (2016)

De acordo com Azevedo (2003), as formas geométricas de simplificações podem ser utilizadas nas seguintes classificações geométricas:

- a) Unidimensional: São utilizadas em casos onde o comprimento longitudinal da peça é muito maior que a sua seção transversal. Geralmente são aplicadas em estruturas como vigas, barras, treliças, molas entre outras.
- b) Bidimensionais: Utilizadas em situações onde a espessura do material é relativamente menor que as outras dimensões da estrutura. Podem ser aplicadas em geometrias de placas, paredes, cascas etc. Sua malha normalmente é construída por triângulos e quadriláteros.
- c) Tridimensionais: São utilizadas quando a estrutura não se enquadra com as características encontradas na unidimensionais e bidimensionais. Podem ser encontradas em situações onde existem soldas, chanfros e saliências. Dessa maneira são utilizados padrões como por exemplo: hexaedros, tetraedros, entre outras geometrias consideradas “sólidas”.

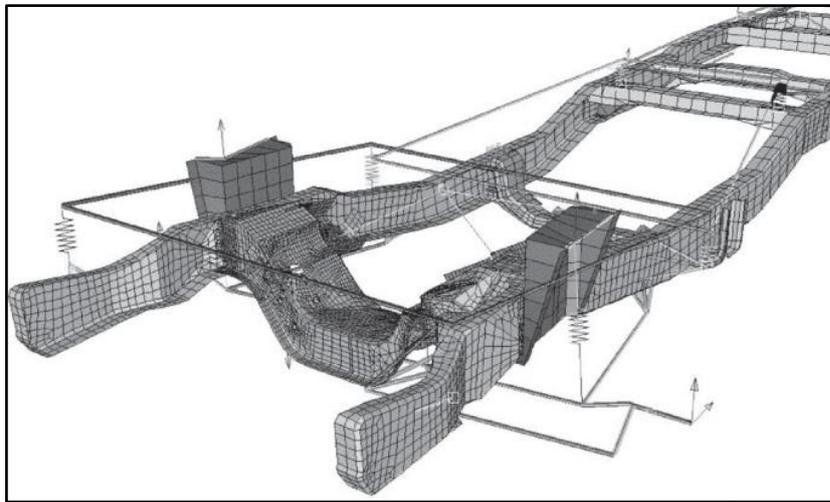
Para Bathe (1996), a qualidade de análise através do MEF, está diretamente relacionada a qual nível de discretização da estrutura pode-se chegar, isto é, qual o tamanho e quantidade que esses pequenos elementos da estrutura podem ser divididos, esse processo também

conhecido como geração de malha, ele define o quão preciso será o modelo matemático criado para resolver as simulações.

2.5.3 Geração de malha

Para Lotti *et al* (2006), cada elemento finito possui pontos localizados em suas extremidades, conhecidos como nós, eles fazem a conexão de diversos modelos de elementos. O grande conjunto formado por elementos finitos e nós é chamado de malha (Figura 10).

Figura 10 – Malha aplicada em uma análise por MEF

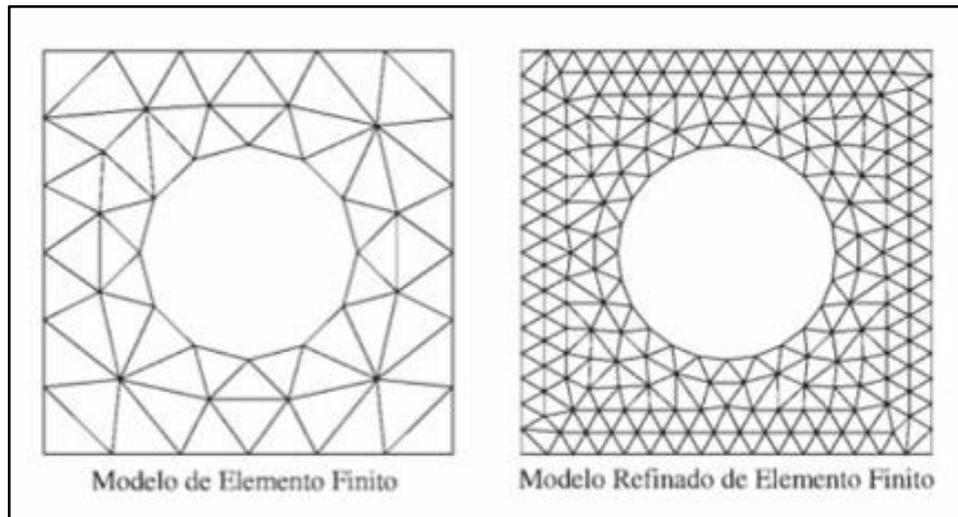


Fonte: Alves Filho (2009)

De acordo com Narasaiah (2008), o ajuste da malha é uma das tarefas mais difíceis do processo de análise por MEF. Ele afirma que apesar de *softwares* mais modernos já realizem a operação de geração de malha automaticamente, alguns modelos podem apresentar distorções em sua composição, o que pode acarretar em uma análise com um certo grau de incerteza.

Para Fish e Belytschko (2009), o nível de precisão dos resultados obtidos através da análise pelo MEF está diretamente relacionado ao grau de exatidão encontrado na geração da malha do sistema. Eles argumentam que quando utilizados do mesmo elemento geométrico, quantos mais nós um sistema possuir, mais claros e eficientes serão os resultados, mesmo que para isso seja necessário a geração de várias etapas de refinamento da malha gerada, conforme pode-se observar na Figura 11.

Figura 11 – Refinamento da malha no MEF



Fonte: Fish e Belytschko (2009)

2.5.4 Propriedade dos materiais

Para Pinto Filho (2004) a definição dos materiais utilizados é de suma importância para uma análise completa e realista. Valores como: módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson, densidade entre outros, são primordiais para definir as características do material que será utilizado. Para casos mais severos, pode-se fazer necessário a utilização de coeficientes de atrito, térmico e de condutividade elétrica. A grande maioria de análises que utilizam o MEF, consideram os materiais como isentrópicos e homogêneos.

De acordo com Francisco (2015), os aços ARBL são muito utilizados em estruturas mecânicas, por possuírem comportamentos nos quais já são conhecidos e comprovados com testes práticos. Características como a sua alta resistência mecânica, boa tenacidade à baixas temperaturas e boa conformabilidade, permitem um fácil controle de suas deformações quando submetidas as cargas aplicadas.

2.5.5 Condições de contorno

Segundo Norton (2013), com a aplicação de cargas em alguns pontos da estrutura, mais precisamente em cima dos nós encontrados na malha, é possível obter valores aproximados de tensões e deformações em qualquer parte da estrutura. Quanto maior for o número de nós, mais precisos serão os valores encontrados.

Para Cook (1994), as condições de contorno bem especificadas são de extrema importância para a análise através do MEF, pois sem uma definição clara, algumas cargas podem acabar tendo seus valores associados a locais onde na realidade não deveriam estar atuando, fazendo com que as análises computacionais tenham seus resultados distorcidos em relação ao projeto real.

3 METODOLOGIA

Neste capítulo é abordado a atual situação encontrada no setor de armazenagem de barras e tubos na empresa Máquinas Sanmartin. Com o intuito de apresentar os tipos de estruturas de armazenagem disponíveis na empresa e também algumas das dificuldades que são enfrentadas no manuseio dos materiais dispostos nessas estruturas.

Por último, são apresentadas as etapas que estarão presentes na construção do projeto do mecanismo que será instalado na estrutura cantiléver já existente na fábrica.

3.1 ESTUDO DO CASO

Atualmente toda a matéria prima relacionada a barra e tubos nas empresas Máquinas Sanmartin encontra-se localizada no setor de corte e dobra. Devido à diversidade de equipamentos comercializados pela empresa, que podem variar em termos de tamanho, geometria, acabamento e tipo de material, o estoque de materiais acaba possuindo uma significativa quantidade de itens distintos, que também podem variar desde uma unidade até múltiplos fardos.

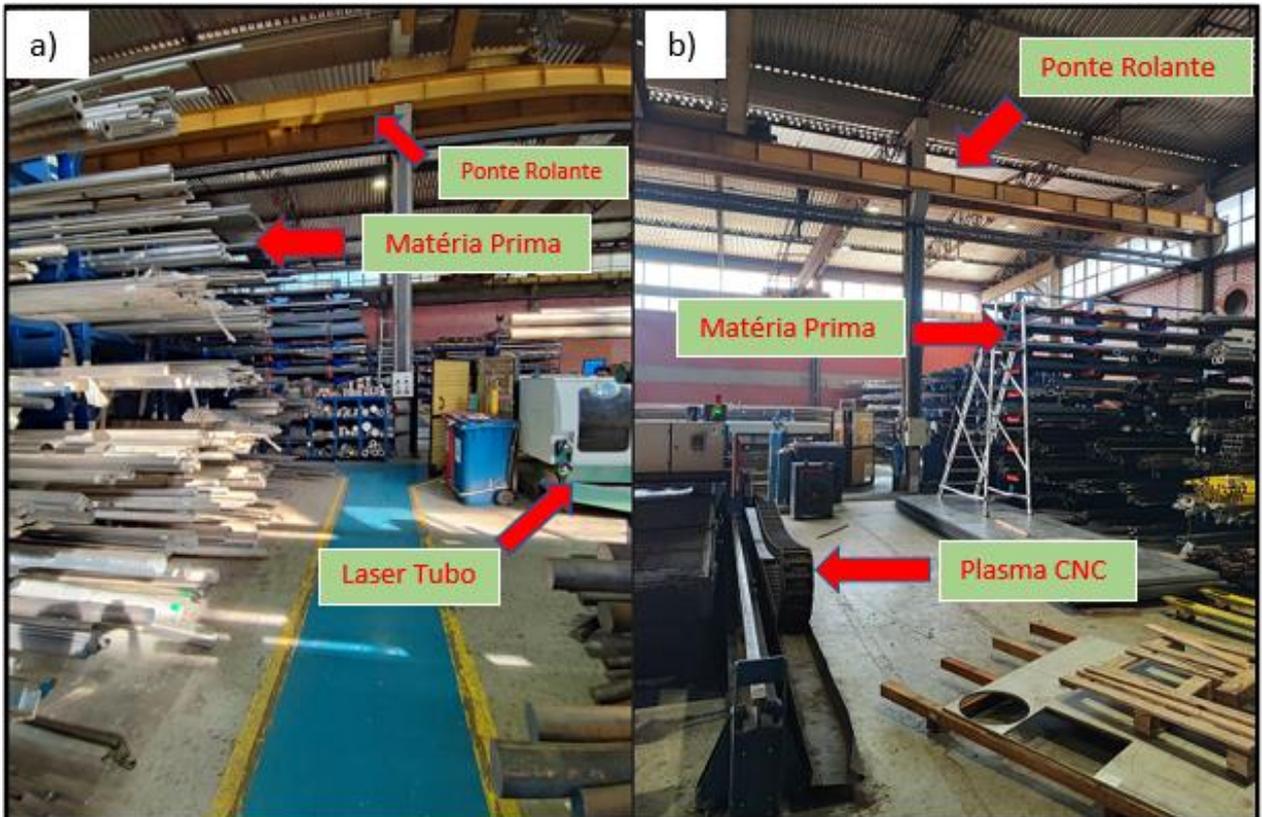
É de suma importância para a empresa que esses materiais fiquem bem divididos, tendo cada material separado em um compartimento identificado, afim de evitar possíveis enganos no momento de armazenagem, já que alguns deles são difíceis de serem diferenciados apenas pela visualização; como por exemplo os aços carbono SAE 1020, 1045 e alguns aços liga.

A posição de armazenagem das matérias primas na empresa apresenta algumas dificuldades, como observa-se na Figura 12 – a), o local onde encontra-se a matéria prima acaba sendo obstruído pela presença de uma máquina de corte CNC laser tubo, que é um equipamento de alto valor monetário e que está localizado logo a frente do conjunto de *racks* de armazenagem. Já no outro lado do pavilhão, como nota-se na Figura 12 – b), encontra-se uma máquina CNC de corte a plasma, a qual está posicionada de maneira a impossibilitar a remoção dos materiais que se localizam na parte inferior dos *racks* e do cantiléver de armazenagem.

Devido ao posicionamento e condições de armazenagem, toda a movimentação é feita através de um conjunto de pontes rolantes, que estão alocadas em dois pavilhões distintos, sem possuir comunicação entre si (Figura 12 – a e b). Com a combinação da utilização de pontes rolantes e da arquitetura das estruturas de armazenamento, a remoção do material acaba sendo

realizada exclusivamente pela parte frontal da estrutura (desconsiderando a pequena parte da matéria prima que se encontra no topo da estrutura, as quais não possuem fechamento superior), sendo assim, as máquinas de corte já instaladas acabam se tornando um grande empecilho para a remoção do material.

Figura 12 – Local de armazenagem de tubos e barras a empresa

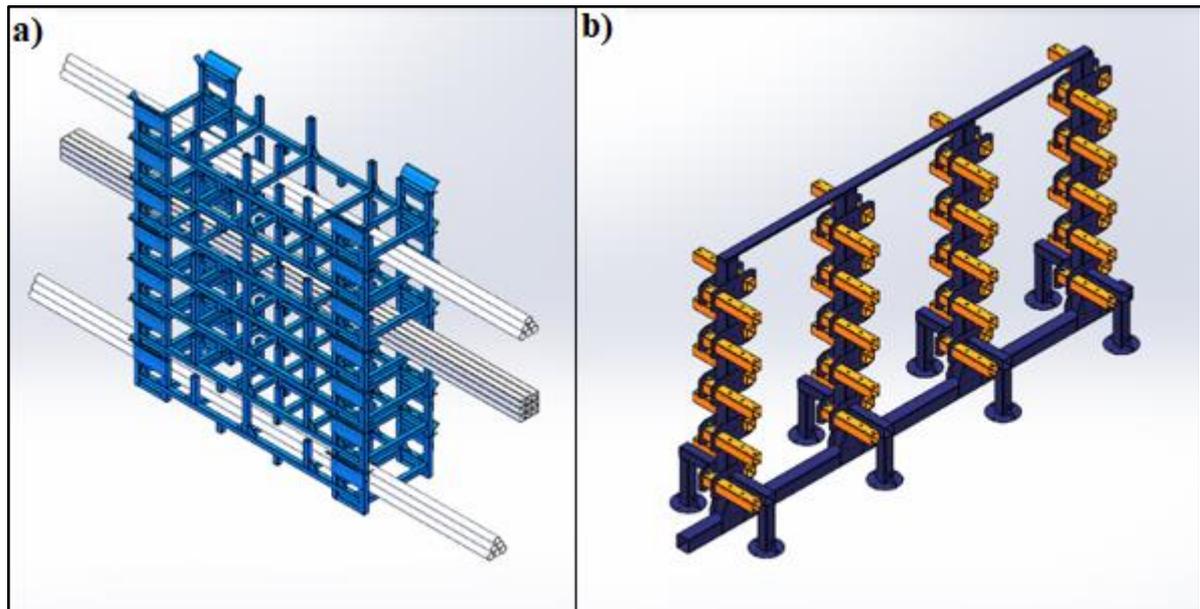


Fonte: O autor (2023)

3.1.1 Estruturas de armazenagem

Atualmente os tubos e barras são armazenados em dois sistemas de armazenagem. O primeiro modelo que normalmente é chamado de *rack*, (Figura 13- a) (termo muito utilizado no setor industrial para estruturas de armazenagem) quando empilhados podem apresentar uma aparência semelhante a uma espécie de colmeia (devido ao grande número de compartimentos vazados). Já o segundo modelo, leva nome de cantiléver (Figura 13 - b), o qual consiste em uma estrutura repleta de braços, que possuem a função de armazenar a matéria prima, sua modelagem pode remeter a aparência de uma espécie de pinheiro.

Figura 13 – Racks de armazenamento



Fonte: O autor (2023)

Ambas estruturas são equipadas com compartimentos internos para a separação da matéria prima, podendo conter duas ou três divisórias. São fabricadas em aço SAE 1020 e possuem acabamento superficial revestido com pintura.

Fica evidenciado que as construções dessas estruturas não permitem a remoção do material através do içamento com uma ponte rolante. Deste modo, a única maneira de realizar a operação de retirada dos materiais é através da técnica de arraste.

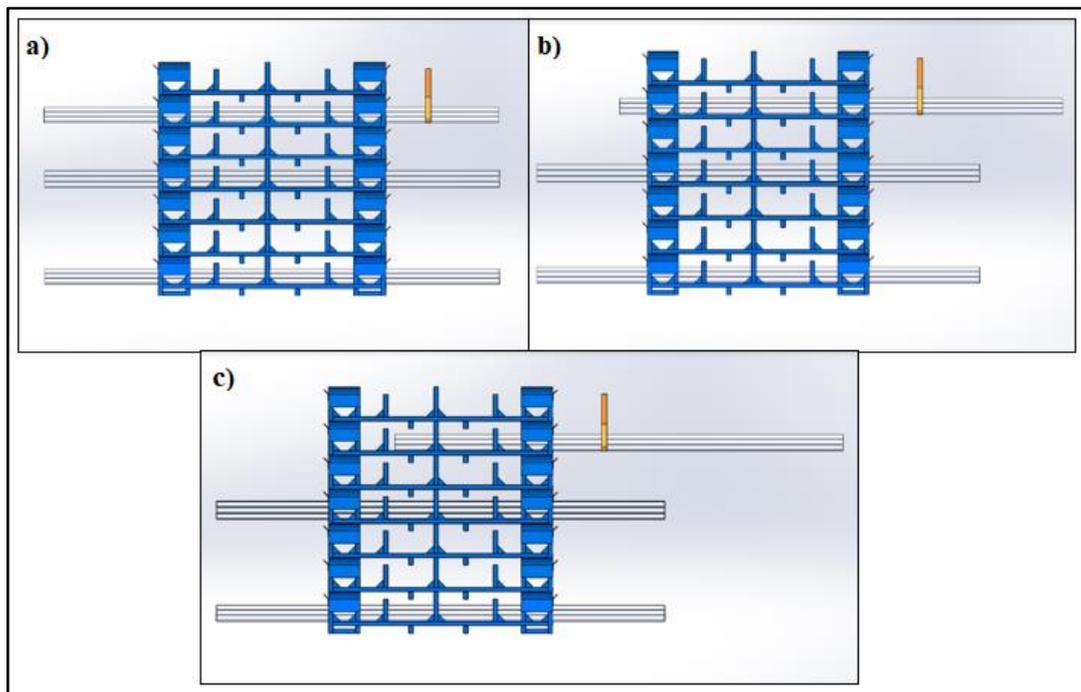
O outro empecilho no manuseio das cargas está relacionado ao espaço ocupado pelas máquinas de corte posicionadas na frente das estruturas de armazenamento, que obrigam que a retirada do material localizado na parte inferior das estruturas seja feita através da curvatura de uma das suas extremidades, o que pode acabar resultando em deformações dos materiais. Esse processo pode gerar problemas futuros, como por exemplo a perda de concentricidade, que pode acarretar em problemas em um futuro processo de usinagem.

3.1.2 Processo de remoção de material

Com a utilização de *racks*, cantiléver e contando apenas com uma ponte rolante de operação, a única maneira de retirar os materiais da estrutura é por meio de um método conhecido como arraste, que consiste nos seguintes procedimentos:

- a) Primeiro passo: consiste em laçar o conjunto de materiais no qual deseja fazer a remoção, posicionando a cinta da ponte rolante o mais próximo possível do rack (Figura 14 – a)). Após isso, é necessário avançar a ponte rolante até um ponto onde o conjunto amarrado já esteja realizando um balanço favorável para fora do equipamento.
- b) Segundo passo: tubos com comprimento de 6 ou mais metros normalmente requerem mais de um posicionamento da cinta, pois quando são avançados pelo primeiro passo, a inclinação de parte do tubo acaba se chocando com a superfície superior do rack, fazendo com que seja necessário um novo posicionamento da cinta. (Figura 14 – b))
- c) Terceiro passo: o processo é finalizado quando a cinta é posicionada no centro do amarrado, fazendo com que ele possa ser retirado por completo sem mais obstruções. (Figura 14 – c))

Figura 14 – Remoção do material pelo método de arraste



Fonte: O autor (2023)

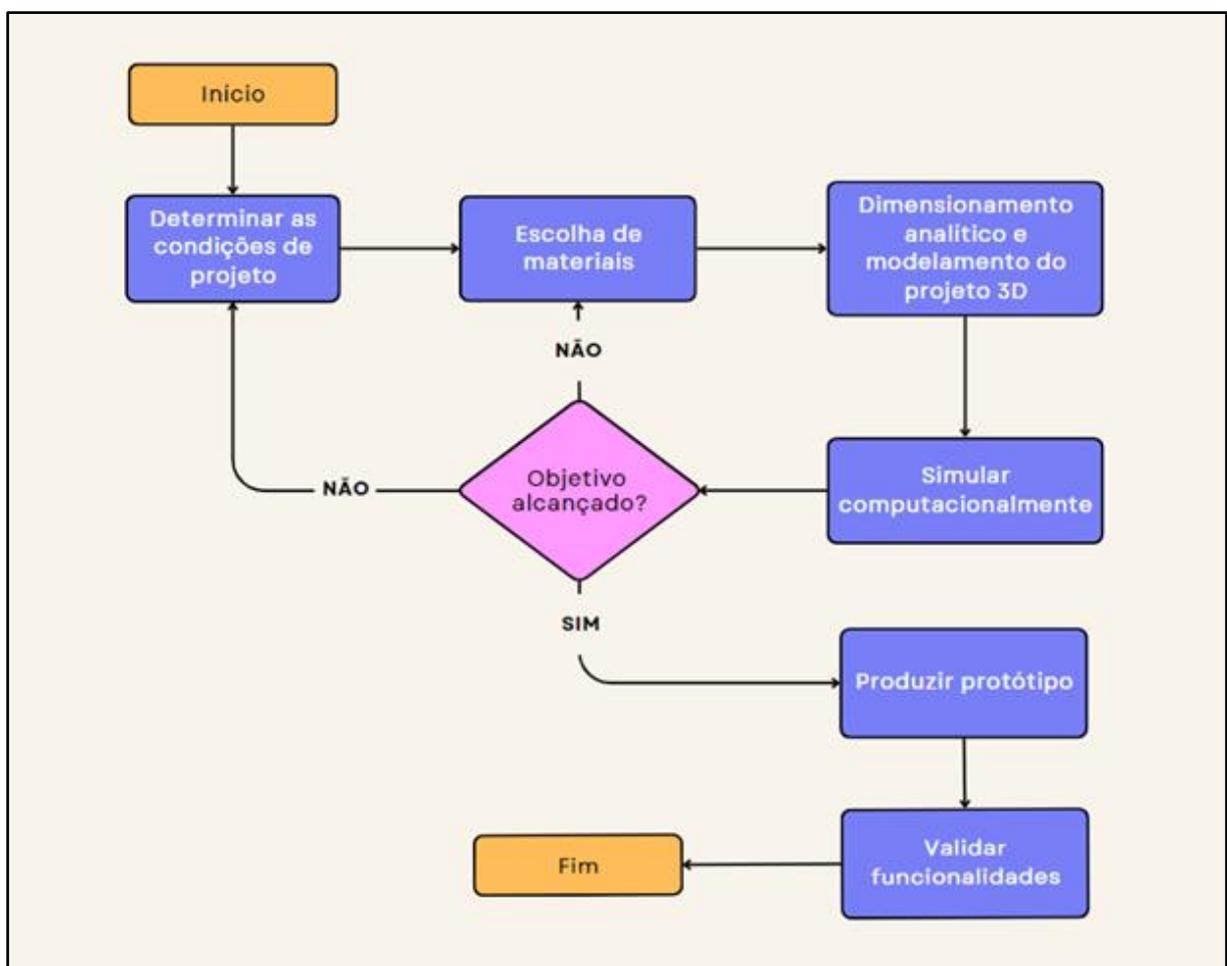
O processo de remoção do material é considerado um processo de risco dentro da empresa, pois exige habilidade do operador para conseguir intercalar adequadamente os posicionamentos da cinta juntamente com o avanço da ponte rolante. A situação torna-se ainda

mais perigosa quando considerado que alguns materiais possuem um peso elevado e podem estar armazenados a uma altura superior a 2 metros, o que aumenta o risco operacional de forma significativa.

3.2 MÉTODOLOGIA DE TRABALHO

O fluxograma representado na Figura 15, ilustra a sequência cronológica das etapas de aplicação que tornaram possível a realização deste projeto.

Figura 15 – Fluxograma de atividades



Fonte: O autor (2023)

3.2.1 Determinar as condições de projeto

A primeira etapa do projeto consiste em determinar as condições de operação do mecanismo. Alguns dos aspectos importantes a serem analisados para o desenvolvimento inicial da estrutura são:

- a) Local de instalação do mecanismo: verificar a necessidade da construção de uma nova estrutura cantiléver para comportar o mecanismo do braço telescópico. Analisar o processo de adequação da estrutura cantiléver já existente, procurando gerar o menor retrabalho possível na estrutura.
- b) Capacidade de carga: determinar a capacidade de carga contida em cada braço, atrelando a escolha a atender a aspectos como: não sobrecarregar a estrutura em situações de flexões e tensões, tornar o mecanismo operável por um sistema de manivela, ou seja, sem gerar excesso de esforço por parte do operador e permitir instalar um sistema de transmissão compacto.
- c) Mecanismos: definir o melhor mecanismo que consiga realizar o avanço dos braços, fazendo que o operador precise realizar o menor esforço possível, utilizar materiais cujo preço viabilize a produção em grande escala dos braços telescópicos.

3.2.2 Escolha dos materiais

Para a realização deste projeto, serão utilizados materiais já existentes na empresa. Além de possuir uma grande quantidade e variedade, estes materiais possuem certificações que atestam suas propriedades, garantindo sua qualidade e conformidade.

A escolha dos materiais é um processo muito importante do projeto, pois além de determinar fatores de segurança, eles acabam estando diretamente relacionados ao custo final do projeto. Um projeto superdimensionado pode acabar acarretando em um custo elevado e deste modo, se tornando um empecilho para a execução das demais etapas de desenvolvimento do projeto.

Adaptações poderão ser realizadas no desenvolvimento do projeto, como por exemplo na utilização das rodas dentadas, onde ao invés de serem fabricadas através do processo convencional de usinagem e com materiais de alta resistência, podem ser substituídas por um conjunto de chapas cortadas no laser e posteriormente soldadas.

3.2.3 Dimensionamento analítico e desenvolvimento do projeto 3D

Após determinar cargas, medidas e materiais, o objetivo passa a ser o desenvolvimento do projeto do mecanismo que será acoplado ao cantiléver. É possível analisar as forças resultantes por meio do dimensionamento da estrutura e da aplicação da carga desejada. Posteriormente através de cálculos analíticos, será possível determinar o dimensionamento do mecanismo com engrenagens e correntes.

A primeira etapa de cálculos dos braços telescópicos que estão atreladas a desenvolvimentos analíticos, principalmente das forças atuantes, os valores serão encontrados através de formulários relacionados a diagramas de corpos livres. Para auxiliar no desenvolvimento dos cálculos será utilizado o *software* FTOOL, o qual permite a obtenção de valores através de uma modelagem 2D simples do mecanismo.

Depois de realizado os primeiros cálculos de forças atuantes no mecanismo, o objetivo volta-se em realizar os cálculos da transmissão que dará movimento aos braços telescópicos. Através desses cálculos será possível determinar aspectos importantes como: diâmetros das rodas dentadas, comprimento total de corrente, razão de engrenamento para escolha de uma manivela adequada e pôr fim, a união destes itens determinará as dimensões da torre de controle, que será o local de acoplamento de todos os conjuntos do mecanismo.

Posteriormente aos cálculos e desenvolvimentos analíticos, a estrutura será desenvolvida em um programa de modelagem 3D, que além de proporcionar uma melhor visualização do projeto e permitir a exportação da estrutura para outros programas de simulações, servirá para gerar as ordens de fabricação do protótipo. Para este projeto o *software* de modelagem 3D utilizado será o *SolidWorks CAD 3D*.

3.2.4 Simulação computacional

O desenvolvimento do mecanismo realizado por um programa de modelagem 3D, possibilita a migração da estrutura para um programa de análise por elementos finitos, que neste trabalho será utilizado o *software SolidWorks Simulation*.

Utilizando a simulação por elementos finitos é possível determinar os estados críticos da estrutura como: tensões do corpo central do cantiléver e deslocamentos máximos de flexões que braço sofrerá quando solicitado a cargas extremas de utilização.

Para a obtenção desses resultados é necessário desenvolver a estrutura dentro do programa MEF, as principais etapas são:

Condições de contorno: Examinar os fenômenos físicos presentes na estrutura, incluindo tipos de carregamentos, forças atuantes e pontos de ancoragem da estrutura.

Contatos: Identificar os tipos de contatos existentes, como uniões parafusadas, apoios com atrito ou componentes soldados.

Geração de malha: Estabelecer elementos com geometria e tamanho adequados para cada um dos componentes que serão avaliados.

Com os resultados obtidos através do MEF, será possível identificar falhas estruturais no projeto, as quais deverão ser estudadas e corrigidas. Essas falhas poderão estar atribuídas a erros nos materiais escolhidos ou em algum dimensionamento mal realizado, tornando necessário retroceder processos e realizar novas escolhas.

O processo deve ser repetido até que a estrutura não apresente pontos críticos, isto é, que tanto as tensões quanto os deslocamentos não estejam ultrapassando os limites aceitáveis dos materiais.

3.2.5 Produção de protótipo

A construção de um protótipo pode ajudar em diversos fatores como: identificar problemas na fabricação, testar as funcionalidades e promover a obtenção de *feedback* por parte dos operadores.

Seu objetivo inicial é analisar a funcionalidade do mecanismo, buscando encontrar melhorias ao projeto antes de sua produção em larga escala. Por se tratar de um protótipo, o equipamento será desenvolvido utilizando os recursos mais econômicos possíveis, sendo assim, evitando ao máximo a utilização de componentes que possam passar por setores como o de usinagem e tratamento térmicos. Estes setores apresentam uma grande demanda dentro da empresa, o que pode acarretar uma alta demora na fabricação e a um elevado no custo do protótipo.

O protótipo será anexado ao cantiléver já existente, iniciando pela produção de apenas um patamar de braços, deste modo, evitando a necessidade da realização de grandes alterações na estrutura já existente, o que trará agilidade os processos de testes.

3.2.6 Validação de funcionalidade

Após a construção dos protótipos será possível analisar alguns comportamentos da estrutura aos quais podem ser desconhecidos nos processos de desenvolvimento 3D e pela análise computacional.

Esses comportamentos normalmente estão atribuídos aos processos de montagens, onde algum mecanismo ou peças que necessitam de tolerâncias justas possam sofrer alterações em seus processos produtivos, causando falhas que não estão previstas em projeto.

Após passar por todas as etapas já descritas nos tópicos anteriores, a estrutura passará por uma análise final, a qual será de suma importância avaliar questões de custos para produção, assim como sua aprovação por parte de funcionários que estarão diretamente relacionados a operação do cantiléver.

4 DESENVOLVIMENTO

Neste capítulo são explorados os procedimentos descritos na metodologia. Inicialmente foram obtidas as condições de operações dos *racks* e cantiléver de armazenagem já existentes com suas respectivas: capacidades de carga, dimensões da estrutura cantiléver que receberá o braço telescópico e o espaço disponível para a implementação do mecanismo e sua torre de controle. A partir dessas informações, tornou-se possível o desenvolvimento teórico do mecanismo, bem como suas propriedades mecânicas e seus respectivos materiais. Após o dimensionamento, análises estruturais foram desenvolvidas, garantindo a plena segurança do novo equipamento. Para finalizar, o dispositivo teve suas funcionabilidades validadas por meio de um protótipo.

4.1 DIMENSIONAMENTO DO BRAÇO TELESCÓPICO

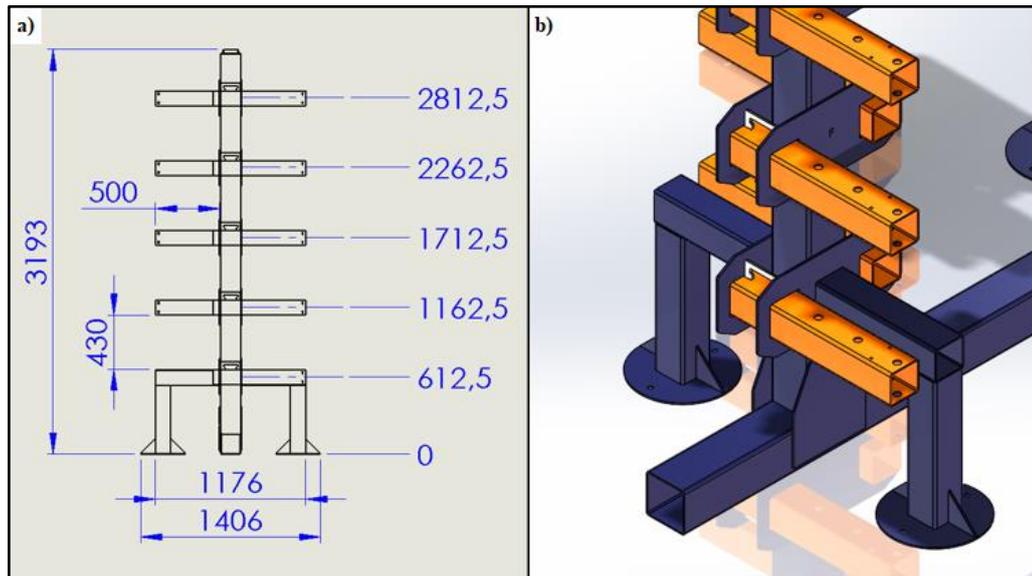
Para dar início ao desenvolvimento do projeto, foi essencial a determinação de algumas condições, tais como: o local de aplicação, seleção de materiais a serem utilizados na construção do mecanismo e a análise das forças que atuam sobre esses materiais. Esses foram os passos iniciais que desempenharam um papel fundamental na definição das bases do projeto.

4.1.1 Condições iniciais do projeto

No projeto inicial do modelo de cantiléver convencional, foram estabelecidas algumas condições importantes, as quais orientaram o processo de desenvolvimento da estrutura. Entre elas, destacam-se as seguintes:

- a) Largura de armazenagem: a largura disponível para armazenamento (comprimento do braço) foi definida em 500 mm, conforme observa-se na Figura 16 – a.
- b) Altura total: a estrutura do cantiléver foi projetada com uma altura máxima de 3200 mm, conforme indicado na Figura 16 – a.
- c) Capacidade de carga: cada patamar de armazenagem foi dimensionado para suportar uma carga máxima de 1500 kg.
- d) Divisórias: foram implementados cinco patamares em cada lado da estrutura (Figura 16 – b), os “braços” possuem a opção de serem removidos, caso seja necessário a criação de um vão maior. Essa abordagem facilita a modificação da estrutura sem a necessidade de realizar recortes no modelo original.

Figura 16 – Projeto do cantiléver convencional



Fonte: O autor (2023).

A estrutura cantiléver foi projetada com: tubos estruturais de aço carbono com perfil quadrado de 120 mm e parede de 4,75 mm, chapas em aço carbono LNE 280 com 8 mm de espessura, sistema de “patolamento” com o intuito de evitar tombamentos. A condição dos braços da estrutura terem o comprimento de 650 mm (considerando comprimento total, não apenas o disponível para armazenagem) e também passíveis de remoção, tornou-se possível acoplar o sistema do braço telescópico no cantiléver já existente. Para implementar o novo mecanismo foi necessário remover cada um dos braços para a ação do retrabalho de furação, desta forma, evitando realizar recortes nas partes soldadas da estrutura.

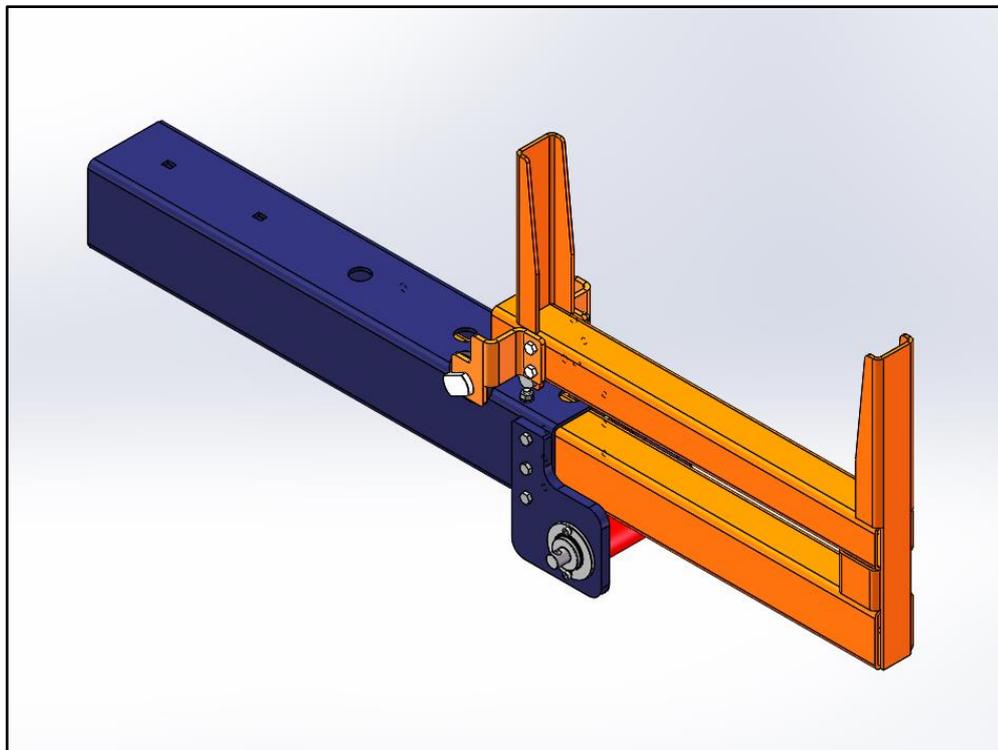
Para o novo conceito de cantiléver as condições continuaram as mesmas, ou seja, possuir altura, largura de armazenagem, capacidade de carga e número de divisórias igualmente ao projeto antecessor. A única modificação, está ligada a remoção dos braços, onde não se fez mais necessário tal funcionabilidade, uma vez que, devido ao longo tempo de operação da estrutura já existente, em nenhum momento foi necessário a remoção dos braços para ampliação do espaço de armazenagem, mostrando apenas que essa condição não possuía uma relevância significativa de projeto.

Devido ao mecanismo contar com processos de operações manuais, um novo parâmetro de projeto foi implementado. Ele consiste na força necessária que o operador deve aplicar na alavanca para realização do movimento. Considerando uma questão de ergonomia chegou-se a conclusão de que a força para realizar o movimento deve ser inferior a 50 N.

4.1.2 Modelamento do braço telescópico

Após ter as condições de projetos redefinidas, tornou-se possível o desenvolvimento estrutural do mecanismo. Tendo como limite as medidas internas do tubo utilizado na estrutura cantiléver, o braço telescópico (Figura 17) precisou ser desenvolvido de maneira compacta, e dessa forma, pinos, tubos e chapas precisaram ter sua robustez localizadas em suas propriedades mecânicas.

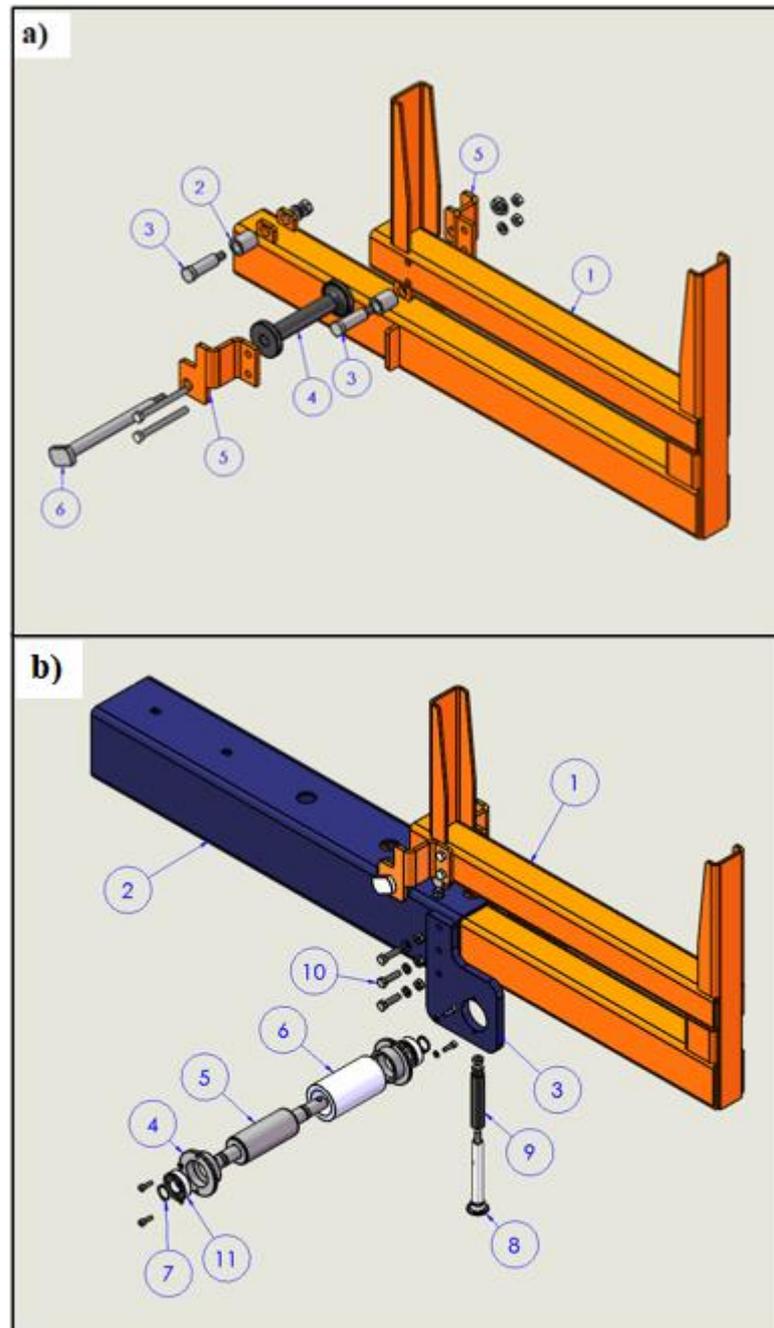
Figura 17 – Modelagem final do braço telescópico



Fonte: O autor (2023).

A montagem do braço telescópico foi realizada em duas etapas, a primeira (Figura 18 – a) consiste nos componentes interligados ao conjunto, que exercem a função de apoio para a matéria prima armazenada, já a segunda montagem (Figura 18 – b) mostra os componentes que são acoplados diretamente ao tubo já existente no cantiléver.

Figura 18 – Componentes de montagem do braço telescópico



Fonte: O autor (2023)

Os componentes fixados diretamente ao braço telescópico (Figura 18 – a) são compostos pelas seguintes peças:

Item 1: Formado por um conjunto soldado (Figura 39, Apêndice A) de tubos de aço carbono SAE 1020, sendo o tubo inferior com perfil retangular de 80 mm por 60 mm e parede de 4,75 mm, já os demais tubos possuem perfil quadrado de 60 mm com espessura de 3,75 mm. A parte superior do conjunto conta com duas chapas de aço carbono LNE 280 com espessura

de 6,35 mm, que possuem o objetivo de limitar o armazenamento da matéria prima, também é soldado no conjunto duas chapas com espessura de 6,35 mm, elas possuem a função de limitar o avanço do braço, evitando sua queda da estrutura, são construídas em aço carbono LNE 280.

Item 2: Bucha de contato construída em aço SAE 1020 com dimensões de diâmetro externo de 25 mm e interno de 16 mm. As buchas de contato têm como objetivo apoiar o braço telescópico a estrutura fixa, atuando no bloqueio do movimento de giro do braço no momento da adição de cargas ao conjunto soldado.

Item 3: Pinos de acoplamento, desenvolvidos em aço carbono SAE 1045 de diâmetro de 16 mm passam por aplicação de tratamento térmico de têmpera e revenimento, possuem a função de suportar as buchas que fazem o contato da parte móvel do braço com a estrutura fixa do cantiléver.

Item 4: Polia guia construída em nylon poliamida PA 6, possui a função de guiar a movimentação do braço telescópico.

Item 5: Chapas de suporte produzidas em aço carbono LNE 280 com espessura de 6,35 mm, servem para acoplar a polia guia.

Item 6: O pino de fixação tem a função de suportar a polia guia, devido a não receber esforços severos, sua construção é feita em aço carbono SAE 1020 com diâmetro de 16 mm.

Os componentes responsáveis por interligar o braço telescópico ao braço do cantiléver podem ser encontrados na Figura 18 – b, as peças que compõem a montagem são:

Item 1: Braço telescópico.

Item 2: Braço fixo do cantiléver, para o novo projeto, passa a ser soldado nas abas da coluna central.

Item 3: Chapas de sustentação das buchas projetada com aço carbono LNE 280 de espessura de 12,7 mm, a chapa tem a função de suportar o eixo motriz e seus acoplamentos, é unida ao braço fixo do cantiléver através de 3 parafusos M8 apertados com arruelas de pressão e porcas.

Item 4: As buchas de fixação foram desenvolvidas em aço carbono SAE 1045, possuem a função de acoplar o eixo motriz, também recebe acabamento preciso em seu diâmetro interno, permitindo o acoplamento de um rolamento.

Item 5: O eixo motriz é responsável por receber o torque de um conjunto engrenado, e transmitir para a bucha motriz, foi projetado em aço carbono SAE 1045 (temperado e revenido) com diâmetro de 42 mm, possui recortes e furações para acoplamento de anéis elásticos, rolamentos e pinos de travamento.

Item 6: A bucha motriz tem seu corpo construído em aço carbono SAE 1020, após passar pelo processo de desbaste é realizado uma usinagem de recartilha, afim de evitar o escorregamento entre bucha e braço. A bucha é acoplada com um encaixe justo, onde este processo só pode ser realizado através de uma prensa hidráulica. Seu principal objetivo é transmitir o torque do eixo motriz para o braço telescópico.

Item 7: Anéis elásticos utilizados para travar o eixo motriz simetricamente entre as chapas e buchas de fixação, são produzidos em aço mola D40 e podem ser encontrados comercialmente.

Item 8: Os pinos guias possuem a função de acoplar a bucha guia e servir como trava para o avanço do braço telescópico, foi projetado em aço carbono SAE 1045 com diâmetro de 18 mm, apesar da baixa velocidade de avanço dos braços o pino recebeu tratamento térmico de têmpera e revenimento, afim de evitar uma possível quebra pelo choque.

Item 9: Com a função de guiar, a bucha guia também possui a função de frear o avanço do braço telescópico, devido a isso foi produzida em aço carbono SAE 1045.

Item 10: Parafusos de fixação M8 classe 8.8.

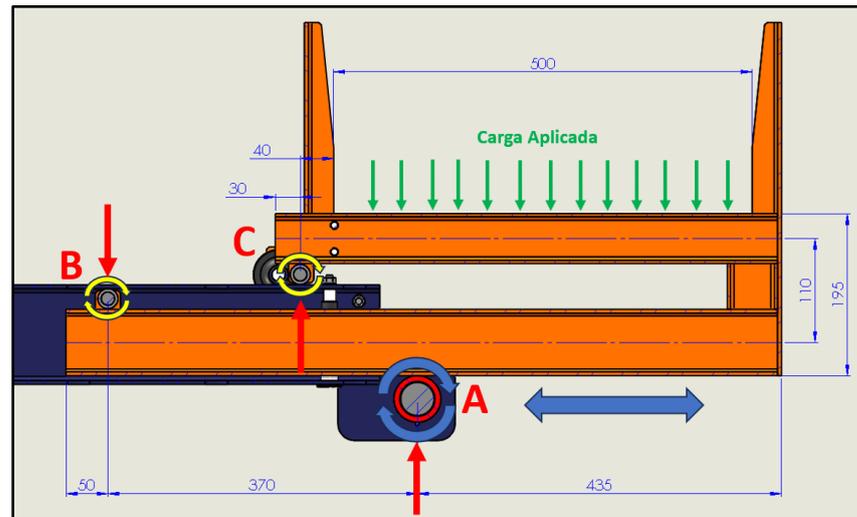
Item 11: Rolamento rígido de esferas 6004 SKF.

4.1.3 Distribuição de cargas e pontos de apoio do braço telescópico

A carga a ser aplicada em cada compartimento da estrutura segue as condições iniciais do projeto, onde foi decidido que a capacidade a ser suportada por cada compartimento deveria ser de 1500 kg, combinados com a massa de cada um dos quatro conjuntos de braços telescópicos, que possuem uma massa individual de aproximadamente 15 kg, totalizando o somatório de forças atuante em 15303,6 N. Dessa forma, cada um dos braços deverá suportar a condição extrema de 390 kg ou 3825,9 N.

A Figura 19 apresenta as posições onde as buchas de movimentação realizam o contato entre o braço telescópico e tubo fixado na estrutura central (pontos A, B e C), bem como posicionamento da carga aplicada e a direção de movimentação do conjunto.

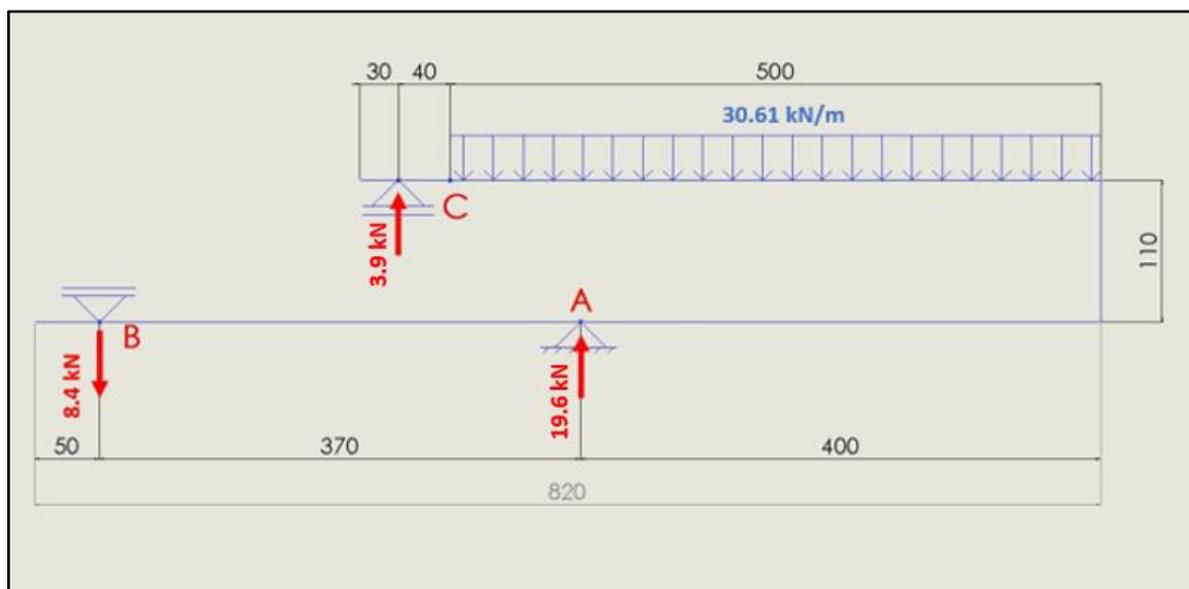
Figura 19 – Movimentos e pontos de apoio do braço telescópico



Fonte: O autor (2023)

Em uma operação controlada (Figura 20), sugere-se que a carga seja distribuída uniformemente sob o conjunto do braço, aplicando a força de 15303,6 N por toda a superfície com 500 mm dos conjuntos de braços telescópicos (condição de carregamento 1), resultando em uma carga distribuída de 30,61 kN/m. Nesta condição, cada braço individualmente receberia uma força distribuída de 7,65 kN/m.

Figura 20 – DCL com cargas distribuídas em 500 mm do braço telescópico



Fonte: O Autor (adaptado Ftool) (2023).

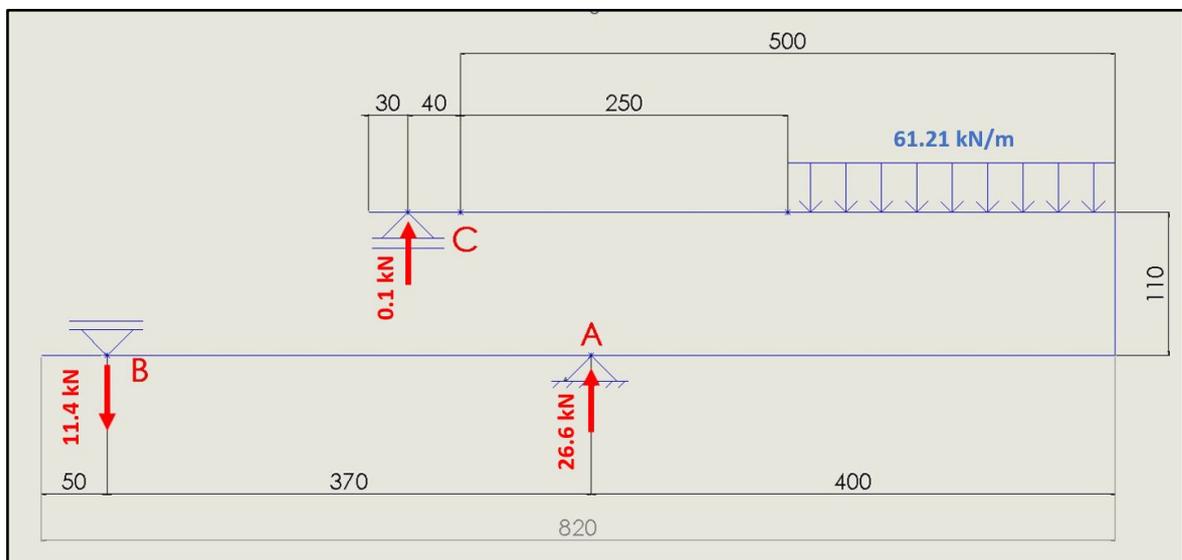
Pode-se observar na Figura 20 os pontos onde as forças resultantes estão atuando, são eles:

- a) Bucha A: Força total resultante na bucha motriz é de 19,6 kN.
- b) Bucha B: Força total na bucha de contato é de 8,4 kN.
- c) Bucha C: Força total na bucha de apoio é de 3,9 kN.

Para contornar possíveis erros de posicionamento da matéria prima, foi considerado um novo dimensionamento para as cargas aplicadas, onde sua distribuição não considera toda a área útil do braço telescópico. Esta nova condição representa a pior hipótese de posicionamento, onde apenas os 250 mm finais (lado com maior distância do centro da estrutura) do braço estariam recebendo a carga máxima projetada (condição de carregamento 2). Foram considerados 250 mm pois dificilmente algum material que é utilizado na empresa possua tamanho e peso relacionados a uma área tão pequena (superfície ou diâmetro menor 250 mm).

Desta forma, a nova distribuição de carga (Figura 21) representa os 15303,6 N distribuídos por metade da área útil do braço telescópico, ou seja, os 250 mm. Nessas condições a carga total no compartimento passa a ter um valor de 61,21 kN/m e de 15,3 kN/m cada braço.

Figura 21 – DCL com cargas distribuídas em 250 mm do braço telescópico



Fonte: O autor (adaptado Ftool) (2023).

Observa-se na Figura 21 os pontos onde as forças resultantes estão atuando, são eles:

- a) Bucha A: Força total resultante na bucha motriz é de 26,6 kN.
- b) Bucha B: Força total na bucha de contato é de 11,4 kN.
- c) Bucha C: Força total na bucha de apoio é de 0,1 kN.

A combinação de todas as forças atuantes na condição ideal e também da maneira equivocada de carregamento são encontradas na Quadro 2.

Quadro 2 – Forças atuantes no deslocamento do braço telescópico

Polia	Força Atuante (condição de carregamento 1) (kN)	Força Atuante (condição de carregamento 2) (kN)
A	19,6	26,6
B	8,4	11,4
C	3,9	0,1

Fonte: O autor (2023).

4.1.4 Torque necessário para a movimentação do braço telescópico

Após encontrar as forças atuantes nas polias, tornou-se possível calcular o torque necessário para realizar a movimentação dos braços telescópicos. Essa movimentação ocorre pelo torque transmitido do conjunto engrenado diretamente para a bucha do eixo motriz, esta que transfere o torque para o conjunto de tubos soldados do braço através de atrito.

Por tratar-se de uma condição onde o contato entre as peças (bucha do eixo motriz e a face do tubo do conjunto do braço) ocorre sem a realização de uma ação de escorregamento, considera-se que o avanço e recuo do braço telescópico é realizado através de um atrito de rolamento.

O atrito de rolamento é parte fundamental para os cálculos do mecanismo, pois tem a função de transmitir o torque recebido do conjunto engrenado, para o conjunto do braço telescópico. Neste projeto, o torque máximo é encontrado através da relação entre: raio da bucha motriz, carga aplicada e ao atrito entre a bucha e o braço, o valor do coeficiente de atrito de rolamento pode variar de acordo com o material utilizado.

Devido à dificuldade em encontrar valores exatos para determinados tipos de materiais, tornou-se necessário recorrer a catálogos de fabricantes de equipamentos que utilizam o atrito de rolamento para discriminação de seus produtos (Figura 46, Apêndice D), desta maneira foi

possível encontrar os valores aproximados para cada um dos materiais utilizados na construção das buchas de movimentação dos braços. Estes valores podem ser encontrados no Quadro 3.

Quadro 3 – Coeficientes de atrito de rolamento

Material de rodagem	Material do piso	Coeficiente de atrito de rolamento
Aço	Aço	0,019
Poliuretano	Aço	0,030 – 0,057

Fonte: Adaptado Hamilton (2013).

A variação encontrada nos resultados do contato entre o aço e o poliuretano (Quadro 3) está diretamente relacionada a dureza a qual o material está submetido.

Depois de definido os coeficientes de atrito de rolamento, tornou-se possível realizar os cálculos para a determinação do torque necessário para a movimentação dos conjuntos de braços telescópicos. Os valores de torques foram obtidos através da Equação 7.

$$T = F_{total} \cdot r \cdot \mu \quad (7)$$

Onde:

T : Torque (Nm)

F_{total} : Somatório das forças aplicadas (N) (Quadro 2).

r : Raio de giro das buchas de movimentação (m).

μ : Coeficiente de atrito de rolamento (-).

Os valores de torques obtidos para a movimentação dos conjuntos dos braços foram divididos em duas etapas. A primeira (Quadro 4) contempla a utilização correta da estrutura, ou seja, com o carregamento distribuído de maneira uniforme pelo braço telescópico. A segunda (Quadro 5), apresenta os valores para um carregamento inadequado, onde a carga é totalmente alocada na extremidade em balanço dos braços.

Quadro 4 – Torque resultante para uma aplicação de carga em 500 mm

Polias	Raio (mm)	Coef. Atrito de Rolamento (-)	Força Aplicada (kN)	Torque (Nm)
Polia Eixo Motriz (A)	28	0,019	19,6	10,42
Polia Tubo inferior (B)	12,5	0,019	8,4	2,00
Polia Tubo Superior (C)	12,5	0,019	3,9	0,93

Fonte: O Autor (2023).

Quadro 5 – Torque resultante para uma aplicação de carga em 250 mm

Polias	Raio (mm)	Coef. Atrito (-)	Força Aplicada (kN)	Torque (Nm)
Polia Eixo Motriz (A)	28	0,019	26,6	14,15
Polia Tubo inferior (B)	12,5	0,019	11,4	2,71
Polia Tubo Superior (C)	12,5	0,019	0,1	0,023

Fonte: O autor (2023).

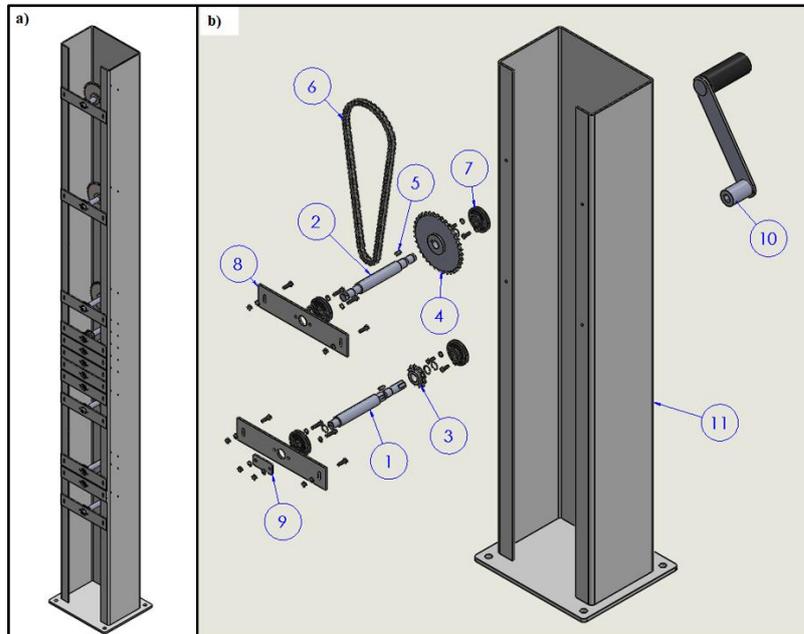
Os cálculos mostram que o torque necessário para mover o braço telescópico na condição ideal e indevida de armazenagem é de 13,35 Nm e 16,88 Nm respectivamente.

4.1.5 Torre de controle e mecanismo de movimentação dos braços telescópicos

Para acoplar o conjunto de rodas dentadas e correntes foi desenvolvida uma torre de controle (Figura 22 – a). Seu dimensionamento foi realizado para a comportar os cinco

conjuntos engrenados do mecanismo de movimentação dos braços telescópicos e seus componentes de fixação.

Figura 22 – Torre de controle



Fonte: O autor (2023).

A Figura 22 – b apresenta uma vista explodida parcial da torre de controle contendo os componentes do mecanismo responsáveis pela movimentação dos braços telescópicos, eles são os responsáveis por transmitir o torque da manivela para o eixo motriz. Entre eles destacam-se os componentes:

Itens 1 e 2: Eixos de transmissão maciços com diâmetro de 40 mm e fabricados em barra de aço-carbono SAE 1045, são responsáveis pelo acoplamento das rodas dentadas, possuem recorte para chaveta e acabamento usinado com tolerâncias geométricas específicas para o acoplamento das rodas. Também são encontrados nos eixos rasgos para a inserção de anéis elásticos que funcionam como travamento da movimentação do eixo no sentido horizontal.

Itens 3 e 4: Rodas dentadas, fabricadas em aço carbono SAE 1045, passam por tratamento térmico de têmpera e revenimento após o processo de usinagem, possuem a função de transmitir o torque da alavanca para o eixo motriz dos braços telescópicos.

Item 5: Chavetas comerciais para travamentos das rodas dentadas com perfil de 6 x 12 x 20 mm.

Item 6: Corrente de transmissão de rolos com fileira única com passo de 12,7 mm, item padronizado dentro das normas ANSI 40.

Item 7: As luvas de acoplamento possuem a função de travar o movimento dos eixos na posição vertical, permitindo apenas o movimento rotativo, para evitar lubrificação periódica e um melhor assentamento, foram produzidas usando barras de nylon poliamida PA 6, também conhecido no ramo industrial como nylon tecast.

Itens 8 e 9: As chapas de fechamento produzidas em aço carbono SAE 1020 são fabricadas através de chapas com espessura de 4,75 mm, possuem a função de fixar as luvas de acoplamento ao conjunto central.

Item 10: Alavanca de movimentação do mecanismo, desenvolvida em aço carbono SAE 1020, possui seu raio de giro de 300 mm.

Item 11: Conjunto central soldado (Figura 41, Apêndice A) fabricado com chapa em aço carbono LNE 280 de espessura de 6,35 mm e reforçado estruturalmente através de dobras, consegue acoplar todos componentes necessários para o funcionamento do mecanismo. Na sua parte inferior, uma chapa base foi desenvolvida em aço carbono SAE 1020 de espessura 9,5 mm, furações foram adicionadas para fixar a estrutura ao chão através de parabolts (chumbadores).

4.1.6 Dimensionamento das rodas dentadas e corrente de rolos

Após determinar o torque necessário para a movimentação dos braços telescópicos e a definição do modelo de corrente a ser utilizado (escolhido inicialmente a corrente de rolo com fileira única de passo 12,7 mm por sua disponibilidade dentro da empresa), tornou-se possível o dimensionamento das rodas dentadas, assim como, os cálculos do fator de segurança em operação devido a potência requerida na operação (falha nos elos e rolos), vida útil da corrente e distânciamentos corrigidos entre centros do conjunto engrenado.

4.1.6.1 Rodas dentadas

As dimensões das rodas dentadas foram obtidas através da Equação 4, a qual possibilita a obtenção do diâmetro primitivo através da relação entre o passo da corrente e o número de dentes da roda escolhida. A escolha pelo número de dentes ficou atrelado a encontrar uma relação entre uma boa razão de engrenamento e diâmetros primitivos pequenos o suficiente para serem acoplados no mecanismo (que conta com um vão para acoplamento de 165 mm). A rotação de cada roda dentada foi atribuída pela relação entre velocidade de avanço do braço (50

mm/s) e o raio (26 mm) da bucha do eixo motriz. Sendo assim, os valores encontrados podem ser observados no Quadro 6.

Quadro 6 – Dimensionamento das rodas dentadas

Roda dentada	Número de dentes (-)	Rotações (rpm)	Diâmetro primitivo (mm)
Pinhão	12	51,2	49,07
Coroa	36	17,1	145,72

Fonte: O autor (2023).

A razão de engrenamento é encontrada pela divisão do número de dentes da coroa pelo número de dentes do pinhão (Equação 3). Neste caso o valor obtido para o conjunto é de 3.

4.1.6.2 Corrente de rolos

Depois de escolher um modelo de corrente padronizado é necessário verificar seu comportamento quando submetida a esforços, afim de garantir a segurança na transmissão da potência por correntes, são executados cálculos que avaliam os fatores de segurança, que são interligados a quantidade de potência a ser transmitido por cada corrente, conforme indicado na Equação 5. Este fator está ligado a potência nominal (Equação 8), que é a potência efetiva que deverá ser aplicada para movimentação do eixo motriz, juntamente com as potências de pré (H1) e pós (H2) extremos (representam as falhas dos elos e rolos respectivamente) (BUDYNAS; RICHARD e NISBETT, J K, 2016). Para corrente de rolos, alguns fatores de correção devem ser considerados. Os valores das potências, nominal, pré e pós extremos, podem ser obtidos pelas associações das Equações 8,9 e 10 respectivamente.

$$H_{nom} = T n_1 \left(\frac{\pi}{30} \right) \quad (8)$$

Onde:

H_{nom} : Potência nominal (W)

T : Torque (Nm)

n_1 : Velocidade angular (rpm)

$$H_1 = 0,0004 N_1^{1,08} n_1^{0,9} p^{(3-0,07p)} \quad (9)$$

$$H_2 = \frac{1000K_r N_1^{1,5} p^{0,8}}{n_1^{1,5}} \quad (10)$$

Onde:

H_1 = Potência de pré extremo (HP)

H_2 = Potência de pós extremo (HP)

n_1 = Rotações (rpm)

N_1 = Número de dentes (-)

p = Passo da corrente (polegadas)

K_r = Fator de correção para correntes

Para obter os valores das potências nominais para as duas condições de carregamentos através da Equação 8, foram utilizados valores calculados anteriormente, os quais podem ser encontrados nos Quadros 4, 5 e 6. Deste modo, os resultados encontrados para as potências nominais são apresentadas no Quadro 7.

Quadro 7 – Potências nominais da corrente

Potência	Distribuição de carga em 500 mm (HP)	Distribuição de carga em 250 mm (HP)
Potência Nominal (H_{nom})	0,032	0,040

Fonte: O autor (2023).

Para os valores de potências de pré e pós extremos, foram utilizados os resultados encontrados no Quadro 6. A corrente utilizada no dispositivo trata-se de uma corrente de

transmissão de rolos de fileira única com passo 12,7 mm, conforme indicado no item 6 da Figura 22 – b. É aplicado o valor de 17 para o fator de correção, o qual é utilizado para correntes padrão ANSI número 40 até 240, exceto 41 (BUDYNAS; RICHARD e NISBETT, J K, 2016). O Quadro 8 apresenta os valores para as suas devidas falhas:

Quadro 8 – Falhas de pré e pós extremo das correntes

Pré e Pós Extremos (pinhão – coroa)	Potência (HP)
H_1 Coroa	0,848
H_1 Pinhão	0,259
H_2 Coroa	29950
H_2 Pinhão	1109

Fonte: O autor (2023).

Buscando encontrar o fator de segurança aplicado na utilização da corrente escolhida (Equação 5), primeiramente, necessita-se obter os valores da potência admissível (Equação 11) e da potência corrigida (Equação 12). Estas que apresentam mudanças em seus valores devidos a fatores de correções.

$$H_a = \text{mínimo} \begin{cases} K_1 \cdot K_2 \cdot H_1 \\ K_1 \cdot K_2 \cdot H_2 \end{cases} \quad (11)$$

Onde:

H_a = Potência admissível

K_1 = Valores 0,69 para H_1 e 0,59 para H_2 , ambos pinhões de 12 dentes. Valores 2,25 para H_1 e 3,08 para H_2 , desta vez para coroa de 36 dentes. (Resultados obtidos da Figura - 42 encontrada no Apêndice B)

K_2 = 1, para correntes de apenas uma fileira (Valor encontrado na Figura - 43 do Apêndice B).

H_1 = Potência de pré extremo (Quadro 8) (HP)

H_2 = Potência de pós extremo (Quadro 8) (HP)

$$H_d = H_{nom} \cdot K_s \quad (12)$$

Onde:

H_d = Potência corrigida

H_{nom} = Potência nominal (Quadro 7) (HP)

$K_s = 1$, fator de serviço utilizado para característica de uma aplicação normal e uniforme de torque (Figura – 44 encontrada no Apêndice B)

Utilizando essas combinações de equações é possível encontrar os valores dos fatores de segurança (Equação 5) da utilização da corrente de rolos escolhida. O Quadro 9 apresenta os valores das potências admissíveis e potência corrigidas, já o Quadro 10 apresenta os valores do fator de segurança.

Quadro 9 – Potencias admissíveis e corrigidas

Potências	Distribuição de carga uniforme (HP)	Distribuição de carga não uniforme (HP)
H_a	0,179	0,179
H_d	0,032	0,040

Fonte: O autor (2023).

Quadro 10 – fatores de segurança da utilização de corrente de rolos

Fator de Segurança	Distribuição de carga uniforme (-)	Distribuição de carga não uniforme (-)
n_d	5,59	4,48

Fonte: O autor (2023).

Devido ao passo da corrente e quantidade de elos, a distância entre centros (Figura 23 – a)) dos pares engrenados precisou ser ajustada, para realizar esse ajuste na prática, as buchas de acoplamento foram projetadas com furos oblongos (Figura 23 – b), para caso houvesse a necessidade de realizar algum pequeno ajuste de medida ao posicionar a corrente. O valor correto para o distanciamento entre centros dos eixos é encontrado através da relação entre as equações 12,13 e 14, sendo elas:

$$C = \frac{p}{4} \left[-A + \sqrt{A^2 - 8 \left(\frac{N_2 - N_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (12)$$

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C/p} \quad (13)$$

$$A = \frac{N_2 + N_1}{2} - \frac{L}{p} \quad (14)$$

Onde:

C = Distância entre centros (mm)

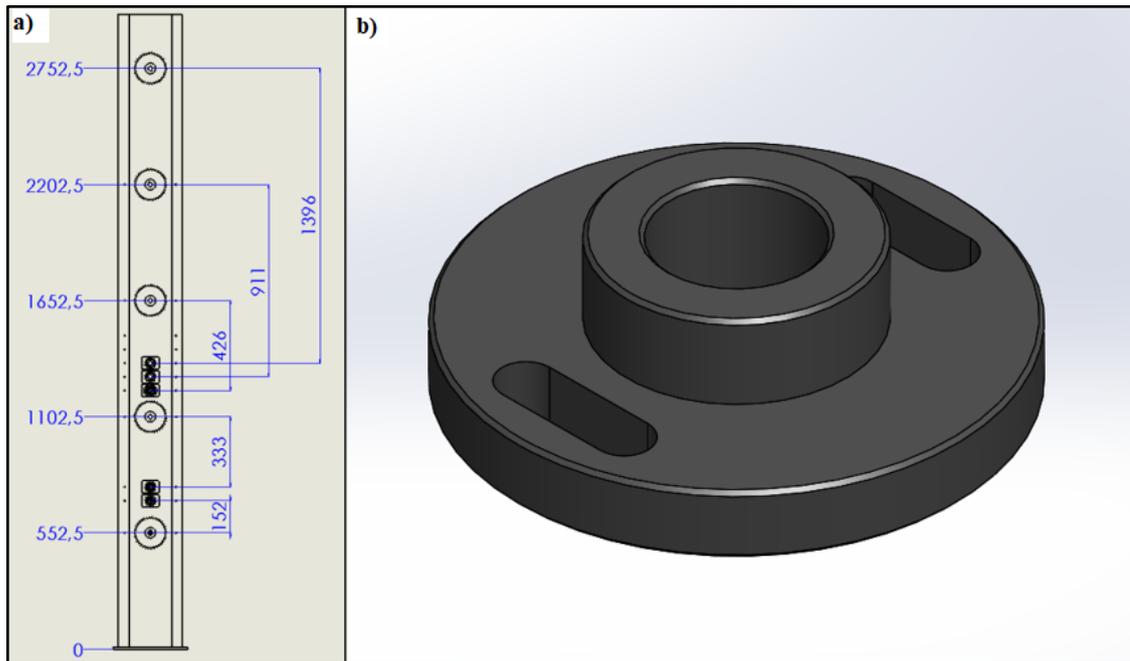
N_1 = Número de dentes do pinhão (-)

N_2 = Número de dentes da coroa (-)

p = Passo da corrente (polegadas)

L = Comprimento da corrente (mm)

Figura 23 – Distância entre centros das rodas dentadas



Fonte: O autor (2023)

O valor corrigido das distâncias entre centros é indicado no Quadro 11.

Quadro 11 – Distâncias entre pares engrenados

	C corrigido (mm)	L (mm)
C1	150,96	624,28
C2	333,02	977,87
C3	429,06	1162,32
C4	913,11	2129,38
C5	1396,16	3098,49

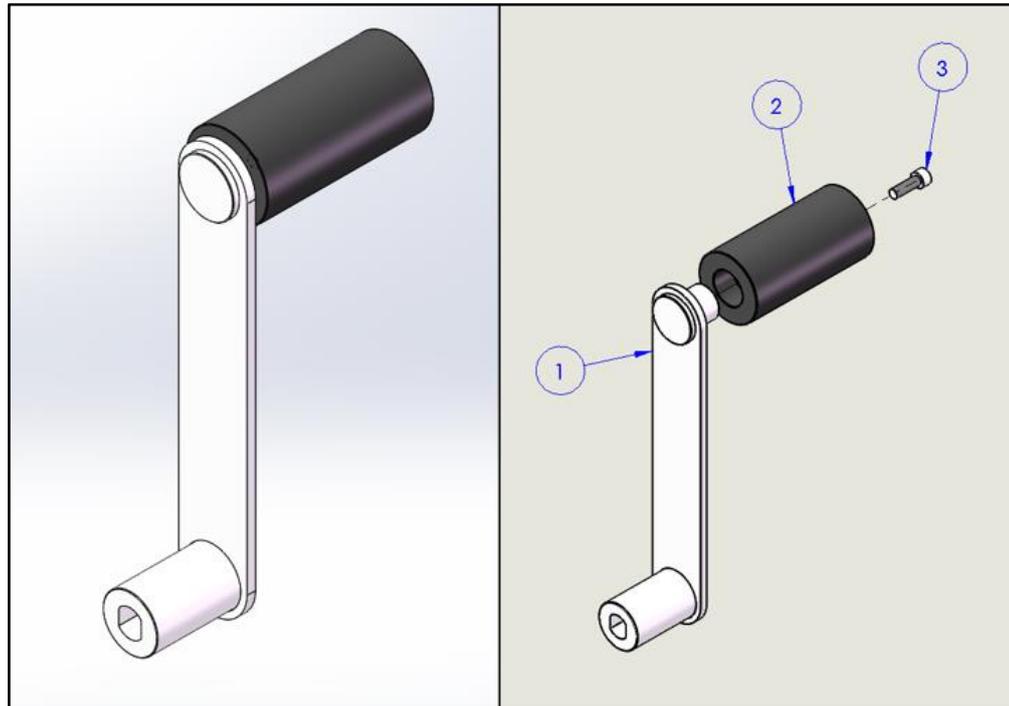
Fonte: O autor (2023)

Devido ao fato de o mecanismo trabalhar com esforços muito baixos, tanto na relação de torque aplicado, quando no número de rotações de serviço, calcula-se através da Equação 6 um número de horas como vida infinita, devido aos resultados apresentarem valores expressivamente altos.

4.1.7 Manivela para movimentação

Para movimentar o mecanismo manualmente foi desenvolvido uma manivela (Figura 24), sua função é reduzir o esforço do operador no ator de avanço ou recuo do braço telescópico. Para isso o equipamento foi construído com um raio de giro de aproximadamente 300 mm.

Figura 24 – Manivela



Fonte: O autor (2023).

As peças que compõem a manivela são:

Item 1: Conjunto composto por uma haste de aço carbono SAE 1020 com espessura de 6,35 mm e buchas de conexão também construídas em aço carbono SAE 1020. A bucha que faz a ligação entre a manivela e o eixo do conjunto engrenado possui um rasgo não padronizado, afim de evitar a possibilidade do acoplamento de uma parafusadeira ou uma chave de impacto no local. Todos os componentes são interligados através do processo de soldagem.

Item 2: Bucha do pegador construída em nylon poliamida PA 6 e desenvolvida para girar em torno da bucha de conexão da haste e realizar o giro da alavanca completa.

Item 3: Parafuso M6 cabeça cilíndrica com sextavado interno com a função de bloquear parcialmente a movimentação da bucha do pegador.

Após realizado o modelamento da manivela e determinando o raio de giro da haste, tornou-se possível calcular o esforço necessário a ser realizado pelo operador para conseguir movimentar os conjuntos de braços telescópicos. Considerando que o pinhão possui razão de engrenamento de 3, o operador precisara efetuar um esforço 3 vezes menor que o necessário para movimentação do eixo motriz. Os resultados podem ser encontrados no Quadro 12.

Quadro 12 - Relação de forças para movimentação manual dos braços

	Distribuição de carga (Modo 1)	Distribuição de carga (Modo 2)
Torque Pinhão (Nm)	4,5	5,6
Raio de giro (mm)	300	300
Força (N)	15	18,67
Carga (kgf)	1,53	1,9

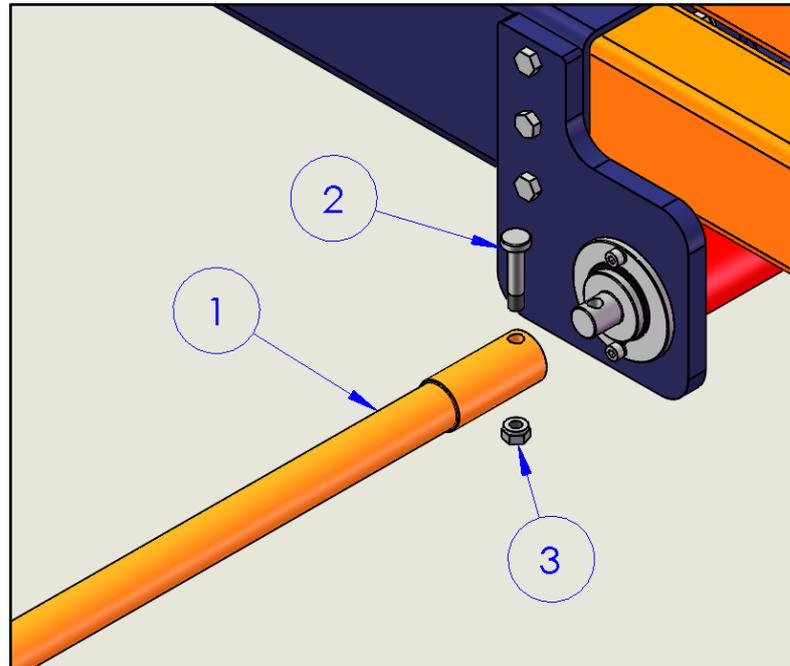
Fonte: O autor (2023).

Os cálculos indicam que em ambas situações de carregamento, seja ele no Modo 1, onde a carga é distribuída ao longo dos 500 mm ou no modo 2, onde ela é concentrada em apenas 250 mm do braço telescópico, o operador não precisará aplicar uma carga superior a 2 kgf para a movimentar os braços telescópicos.

4.1.8 Eixos de conexão

A interligação do eixo do conjunto de engrenagens com o eixo motriz do braço telescópico é feita através de um conjunto de tubos soldados a uma bucha com furação para o posicionamento de um pino travante. O mesmo conjunto é utilizado para realizar a ligação entre os braços telescópicos. A Figura 25 apresenta a montagem soldada do conjunto.

Figura 25 – Conjunto de ligação entre eixos



Fonte: O autor (2023)

As peças utilizadas para fazer o acoplamento são:

Item 1: Conjunto de um tubo de aço carbono SAE 1020 com diâmetro externo de 26,9 mm e espessura de 2,65 mm soldado a uma luva de acoplamento do mesmo material, porém com diâmetro externo de 30 mm e diâmetro interno usinado com 18,5 mm,

Item 2: Pino usinado em aço carbono SAE1045 com diâmetro do corpo de 8,5 mm, tem a função de realizar o travamento entre o conjunto soldado e o eixo motriz do braço telescópico, possuiu filetes de rosca M8 em sua extremidade.

Item 3: Porca auto-travante M8.

4.2 ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS

Depois de realizado o modelamento 3D de todos os componentes do dispositivo, as montagens foram exportadas para uma extensão de elementos finitos que pode ser encontrado dentro do próprio programa *SolidWorks*, o qual é denominado *Simulation*.

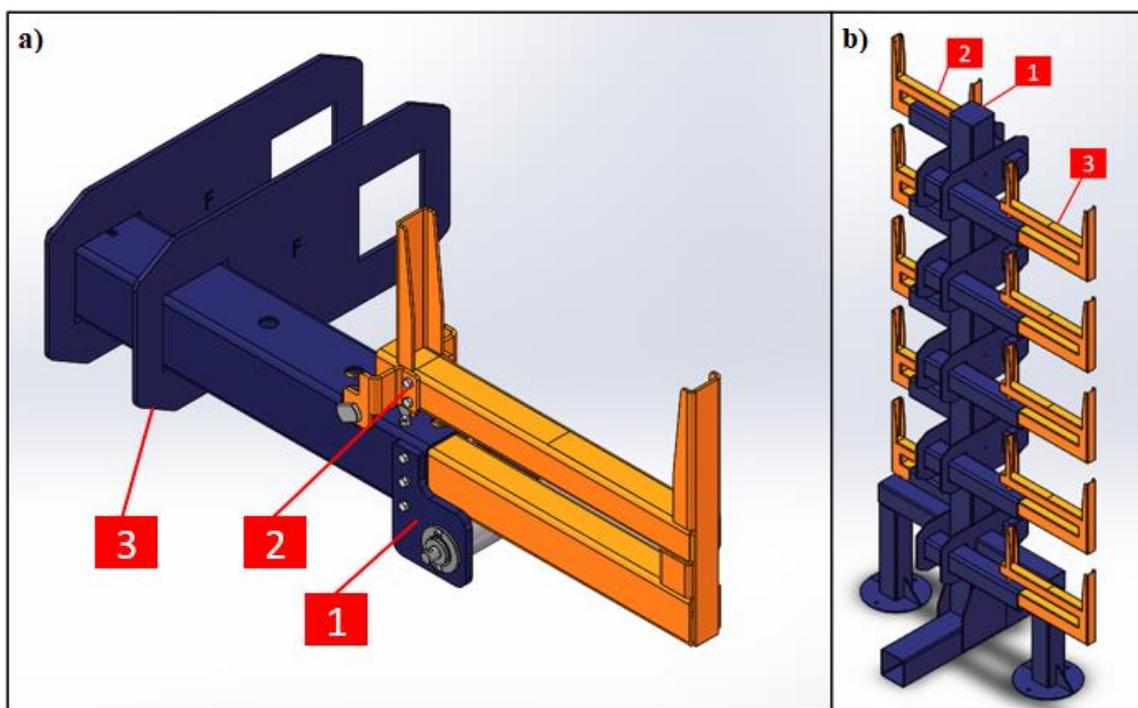
Dentro da extensão *Simulation* as montagens precisaram passar algumas etapas como: refinamento da estrutura, criação de contatos entre peças, geração da malha e pôr fim a aplicação de suportes e cargas.

4.2.1 Refinamento dos conjuntos

Devido aos conjuntos possuírem uma quantidade significativa de peças, para uma melhor análise da estrutura optou-se por dividir a montagem em algumas etapas. A divisão da análise em etapas também proporciona uma maior facilidade do estudo em regiões onde estão alocadas peças que contam com recursos de modelagem como: raios e chanfros. Normalmente estes recursos estão ligados a dimensões pequenas (0,3 mm e 1 mm) e para uma análise de elementos finitos, esses valores resultam em uma necessidade de um refino muito grande de malha, isto é, uma malha com uma grande quantidade de elementos e nós. O refinamento excessivo da malha do conjunto pode tornar o processo de obtenção de resultados demorado, esse fato ocorre devido à necessidade de grande poder de processamento computacional para realizar os cálculos para cada elemento gerado.

Desta forma, para uma melhor análise e menor solicitação de poder de processamento, o conjunto foi dividido em duas etapas (Figura 26).

Figura 26 – Divisão da estrutura para análise por MEF



Fonte: O autor (2023).

Figura 26 – a): Braço telescópico acoplado ao tubo e chapas de posicionamento (Item 3) já existente na estrutura cantiléver convencional, os parafusos físicos (Item 1 e 2) foram removidos da estrutura, em seu lugar foram alocados parafusos virtuais do *software* de MEF, com o objetivo de diminuir a complexidade da análise.

Figura 26 – b): Estrutura contemplando de forma simplificada uma única coluna (item 1) do conjunto contendo a pior condição de carregamento possível. Esta disposição é feita sob as seguintes circunstâncias: braços estendidos em apenas um dos lados da estrutura (item 3) com a carga sendo distribuída de maneira não uniforme no braço, onde ela é aplicada em sua totalidade nos últimos 250 mm de braço telescópico. Do outro lado, os braços estão recolhidos (Item 2) e não contam com nenhum tipo de carregamento. Esta análise visa encontrar as tensões e deformações na estrutura central do cantiléver convencional.

4.2.2 Condições de contorno e malha

Após definido as divisões da estrutura para o cálculo numérico, foi realizado a importação da estrutura para a extensão de análise de elementos finitos *Simulation*, que pode ser encontrado dentro do programa de modelagem *SolidWorks*.

O conjunto em análise é composto em sua maioria por quatro tipos de materiais: aços carbono SAE 1020 e 1045, LNE 280 e também consta no dispositivo peças utilizadas como guias, essas por sua vez são construídas em nylon poliamida PA 6, que normalmente são conhecidos como *nylon tecast*.

Os materiais utilizados para a simulação foram extraídos do *software Simulation*. Os valores das propriedades mecânicas dos aços e das poliamidas fundidas, fornecidos pelo programa apresentam valores muito semelhantes aos encontrados tanto em bibliotecas especializadas (*matweb*), como também em certificados de materiais fornecidos por usinas. Os valores com as propriedades dos materiais podem ser encontrados na Tabela 1.

Tabela 1 – Propriedade dos materiais

Propriedades	LNE 280	Aço 1020	Aço 1045	PA 6
Limite de escoamento (MPa)	330	350	530	103
Limite de Resistência à Tração (MPa)	450	420	625	90
Módulo de Elasticidade (GPa)	200	200	205	2,62
Coefficiente de Poisson (-)	0,3	0,3	0,3	0,34

Fonte: Adaptado (*Matweb, SolidWork*).

O próximo passo é a definição dos pontos de contato entre as peças do conjunto, entre as opções fornecidas pelo software *simulation*, as utilizadas para o projeto estudado foram:

Unido: Utilizado para indicar que duas peças não possuem movimentações entre si, é um contato geralmente indicado para pontos onde duas peças foram unidas através do processo de soldagem.

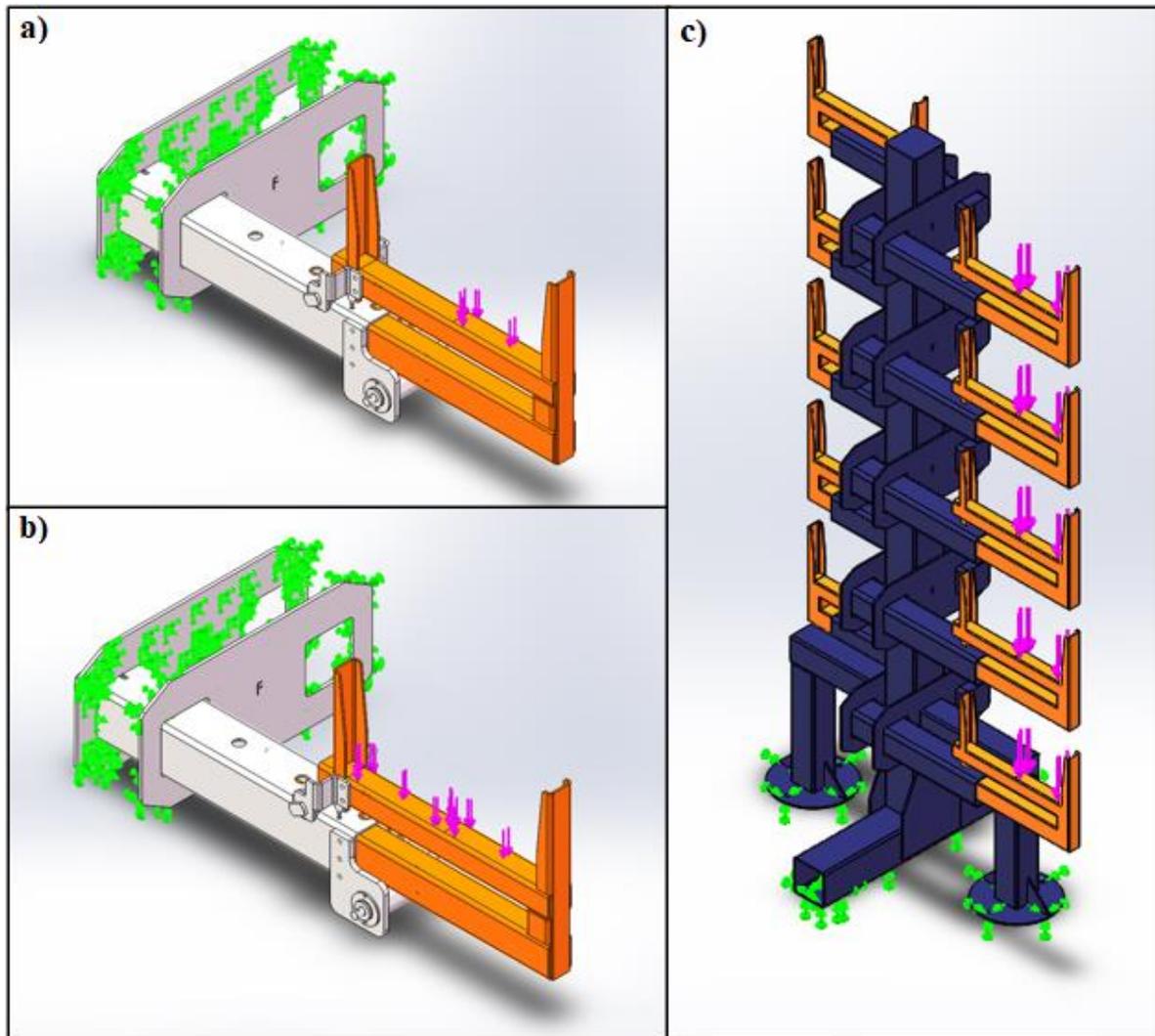
Ajuste por contração: Utilizado para dois corpos em contato, com permissão de movimentação, porém com uma força de atrito atuante.

Contato de parafuso: Os parafusos da montagem originais são substituídos por parafusos virtuais, evitando interferências de montagem (entre porcas e parafusos) e tornando possível aplicar torques ou forças de pré cargas para os conjuntos de parafusos e porcas.

Os pontos de contatos onde foram utilizados cada uma das definições citadas a cima podem ser encontrados no Apêndice C.

A última etapa de preparação da estrutura antes da criação da malha, trata-se da aplicação de suportes e forças. Para este projeto foram determinadas fixações e forças distintas para cada uma das três divisões da estrutura, conforme observa-se na Figura 27.

Figura 27 – Carregamentos e fixações



Fonte: O autor (2023).

As definições de cargas e fechamentos encontrados na Figura 24 são:

Figura 27 – a e b: Representam a abertura completa do conjunto, contendo o carregamento máximo permitido pelo dispositivo. Para a realização da simulação, o braço telescópico é inserido no tubo pré existente na estrutura cantiléver, este que por sua vez está posicionado e travado nas chapas que formam uma espécie de berço, estas chapas fazem parte do conjunto fixo do cantiléver, ou seja, estão unidas a estrutura central através de solda. O que difere as duas situações é o posicionamento do carregamento, onde na Figura 27 – b, a distribuição é feita de maneira ideal, através de todas a superfície do conjunto, já na Figura 26 – a, o carregamento é realizado de maneira inadequada, onde a carga é distribuída apenas na parte mais extrema da superfície do conjunto. Em ambas as situações, a carga aplicada na superfície do braço foi de 3825,9 N. As chapas que suportam o eixo motriz tiveram seus

parafusos fixos removidos, em seu lugar foram adicionados seis parafusos virtuais M8 Classe 8.8, travados com porcas e arruelas e sujeitos a uma aplicação de 25 N.m de torque em cada unidade.

Figura 27 – c: Apresenta a pior condição de carregamento possível para a estrutura, essa análise consiste em fixar toda a estrutura central e seu sistema de patolamento no piso (estrutura fixa ao piso através de chumbadores (parabolts)), e após isso aplicado uma carga de 3825,9 N nas extremidades de todos braços telescópicos, sendo que eles estão em condição de avanço em apenas um dos lados da estrutura.

4.2.3 Malha

A geração de malha automática introduzida pela extensão *Simulation* apresenta tamanhos de elementos consideravelmente grandes, devido ao fato de exigir um poder de processamento menor. Porém para uma obtenção de resultados mais satisfatórios, as malhas tiveram seus tamanhos de elementos reduzidos até o tamanho malha se tornar um fator irrelevante nos resultados obtidos. Os valores obtidos para cada uma das condições previamente apresentadas são encontrados na Tabela 2.

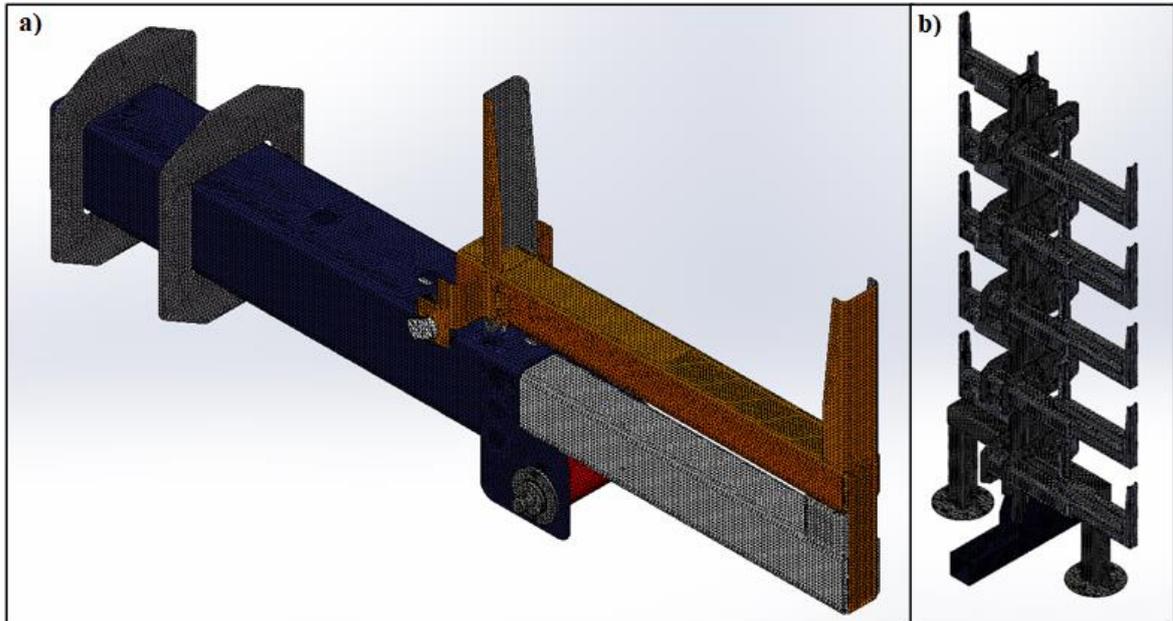
Tabela 2 – Dados da malha

Modelo	Nº de elementos	Nº de nós	Tamanho do elemento (mm)
Braço Telescópico	875804	1463962	4
Estrutura Completa	370506	732406	15

Fonte: O autor (2023).

A Figura 28 apresenta os modelos com suas respectivas malhas conforme apresentados anteriormente na Tabela 2.

Figura 28 – Malha dos conjuntos



Fonte: O autor (2023).

Onde:

Figura 28 – a: Representa a malha gerada no braço telescópico.

Figura 28 – b: Representa a malha da estrutura completa.

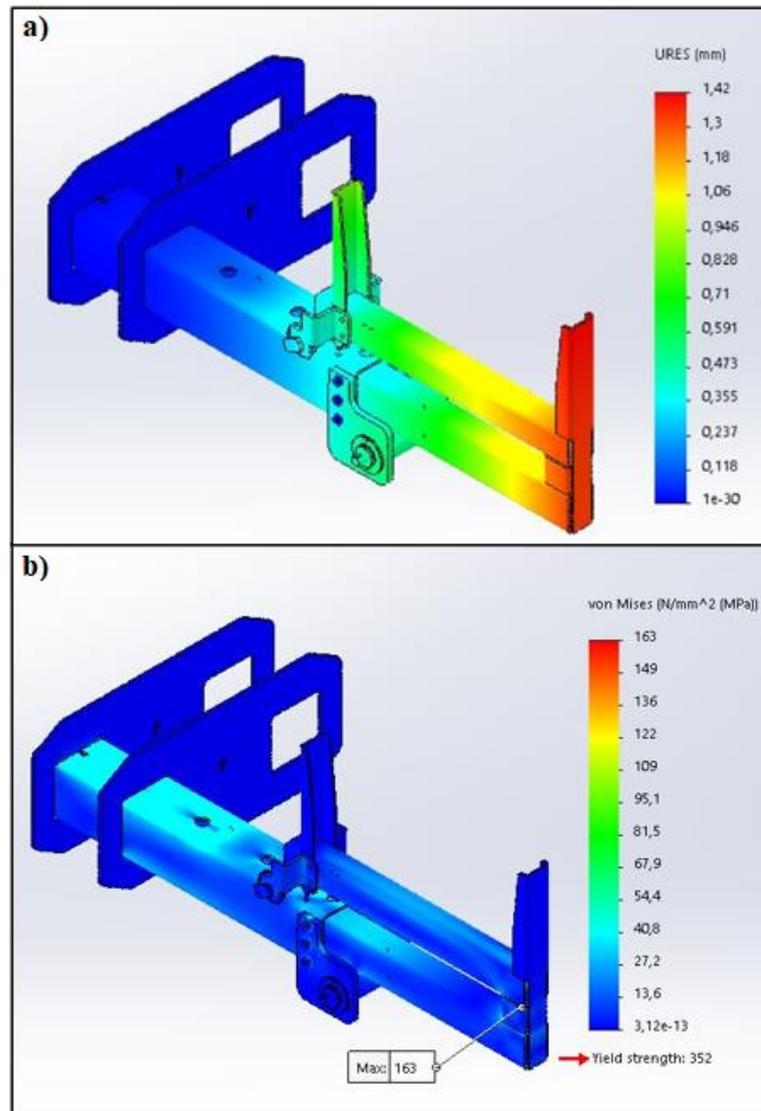
4.2.4 Resultados numéricos

Após a preparação dos componentes realizou-se o processamento dos conjuntos. Os resultados obtidos através dessa operação permitiram desenvolver a análise de tensões e deslocamentos em pontos de real interesse.

4.2.4.1 Análise do braço telescópico

Os resultados das análises de tensões e deslocamentos dos braços telescópicos é dividida em duas etapas, a primeira delas conta com a aplicação das cargas feito da maneira correta, isto é, toda a carga de 3825,9 N é distribuída uniformemente ao longo de toda a superfície de 500 mm do braço telescópico (Figura 27 – c), os valores de deslocamentos e tensões para a primeira condição de carregamento são apresentados na Figura 29.

Figura 29 – Resultados MEF para o deslocamento e tensões do braço telescópico para uma aplicação de carga em todos 500 mm



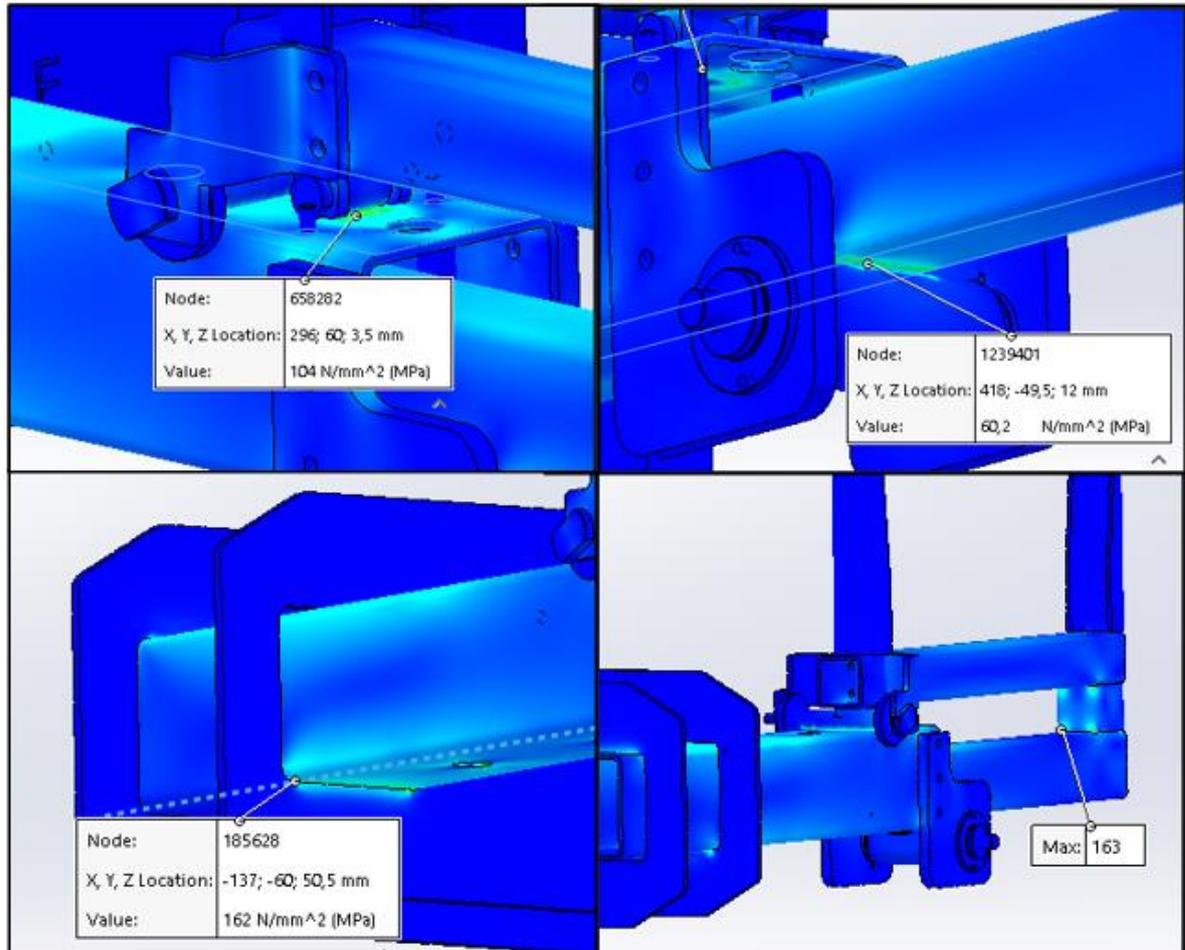
Fonte: O autor (2023).

Após a aplicação da carga, observa-se através da Figura 29 – a, que o maior valor de deslocamento é de 1,42 mm e encontra-se localizado na extremidade máxima (em relação ao afastamento da estrutura fixa) do braço telescópico.

O cálculo de tensões (Figura 29 – b) apresentou que os maiores pontos de tensões foram encontrados no contato entre o braço fixo e a chapa de acoplamento do cantiléver e também nas regiões do conjunto soldado do braço telescópico e seu valor máximo apresentado foi de 163 MPa, e que quando comparado a tensão de escoamento (350 MPa, Tabela 1) do aço SAE 1020 (material utilizado para a fabricação do conjunto) é possível observar uma relação de fator de segurança contra o escoamento do material de aproximadamente 2,15.

Outros pontos também foram observados, especialmente onde as tensões apresentaram uma maior distorção em relação ao demais componentes da estrutura. Os maiores valores encontrados estão localizados nas regiões de movimentação do braço telescópico, ou seja, nas buchas e eixo motriz. Os pontos máximos de tensões da estrutura juntamente com valores encontrados nos conjuntos e movimentação podem ser observados na Figura 30.

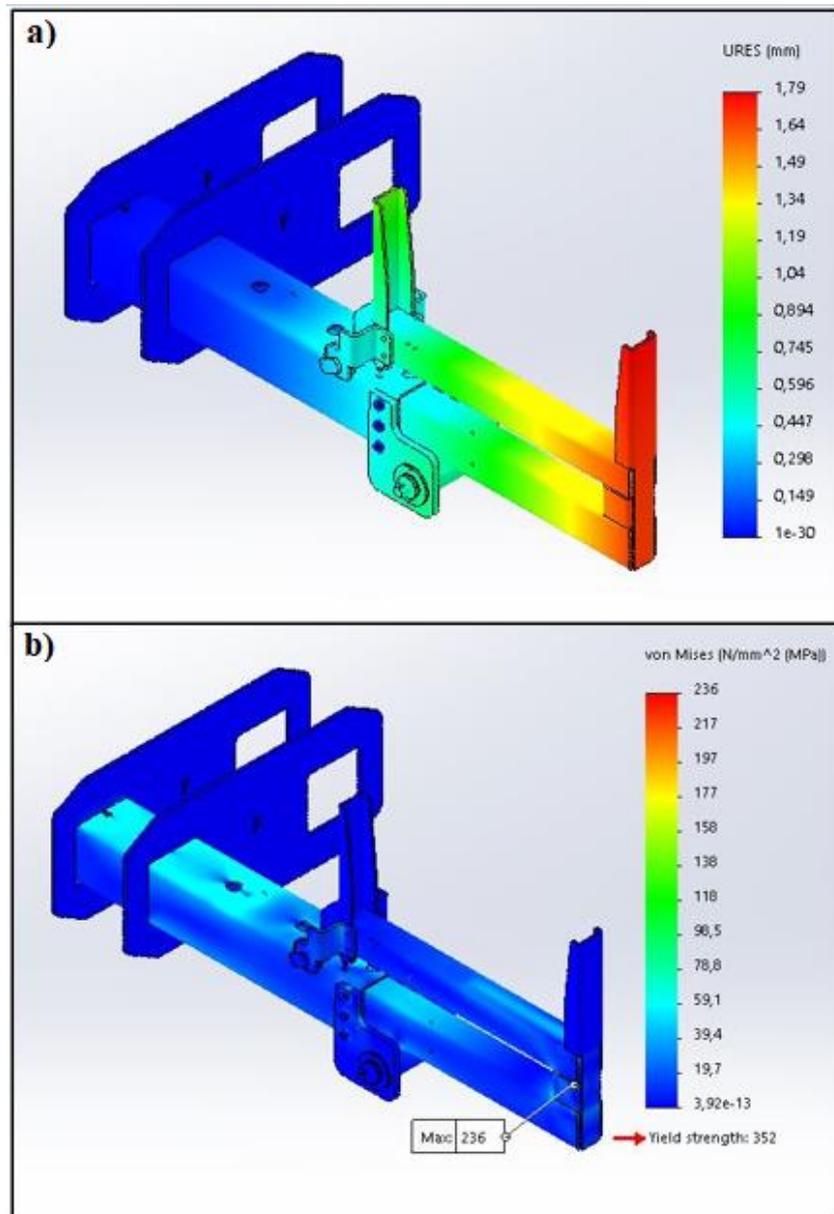
Figura 30 – Pontos com os maiores valores de tensões para um carregamento em 500 mm



Fonte: O autor (2023)

A segunda análise considera uma condição mais crítica, onde toda a carga é acumulada nos últimos 250 mm de superfície do braço telescópico (Figura 27 –b). Os valores de tensões e deslocamentos máximos são apresentados na Figura 31 (a e b respectivamente).

Figura 31 – Resultados MEF de deslocamento e tensões do braço telescópico para uma aplicação de carga em apenas 250 mm



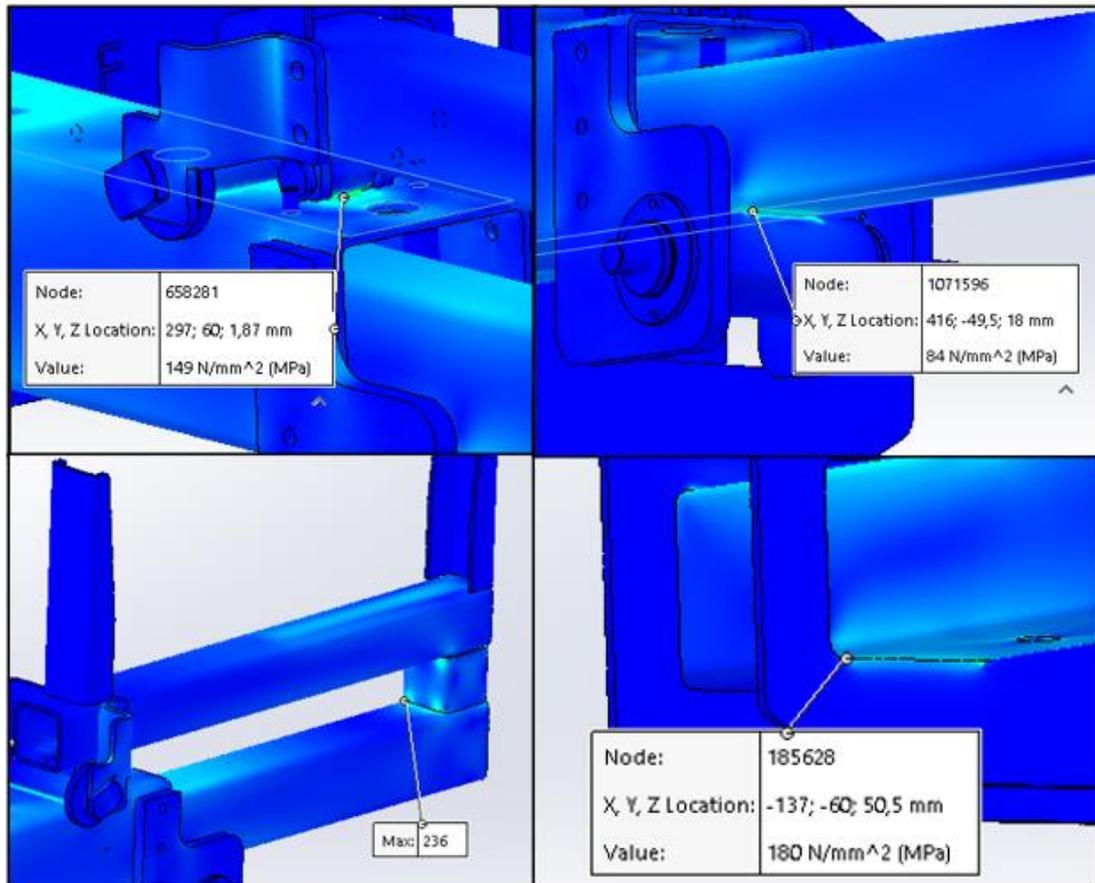
Fonte: O autor (2023).

Conforme observado na Figura 31 – a, a análise da pior condição de carregamento apresentou um deslocamento máximo de 1,79 mm, enquanto a tensão máxima de Von Mises (Figura 31 – b) encontrada na estrutura foi de 236 MPa, o que representa um fator de segurança de contra o escoamento do material de 1,48 (considerando tensão de escoamento de 350 MPa dos tubos).

A diferença de valores na mudança da posição do carregamento implicou em uma diferença de deslocamento total de estrutura de 20,67%, enquanto a tensão total representou uma diferença de 30,93%.

A Figura 32 apresenta a tensão encontrada nos mesmos pontos mostrados na Figura 30, porém agora com a aplicação de carga realizada nos 250 mm finais do braço.

Figura 32 – Pontos com os maiores valores de tensões para um carregamento em apenas 250 mm



Fonte: O autor (2023).

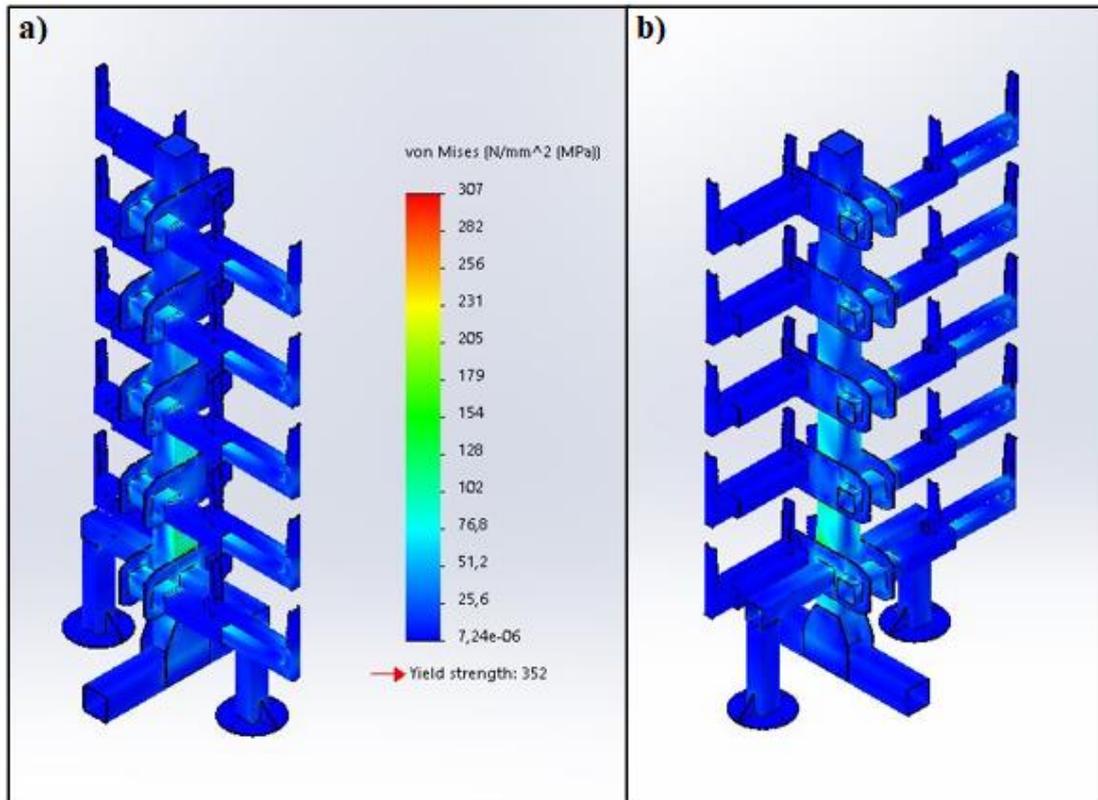
4.2.4.2 Análise da estrutura completa simplificada

O último cálculo a ser realizado, trata-se da estrutura completa. Esta análise leva em conta a pior condição de carregamento que pode haver em um braço, só que multiplicada para todos os componentes alocados em um dos lados da estrutura. Apesar de ser uma condição com baixa probabilidade de ocorrência, o intuito do estudo é descobrir se uma condição extrema de utilização pode acabar acarretando em algum dano permanente a estrutura. Também é possível através do estudo encontrar possíveis pontos onde reforços podem ser aplicados.

Para tornar a situação ainda mais crítica, além de considerar para esse modelo a pior condição, onde em um dos lados da estrutura todos os braços telescópicos estão recebendo a carga máxima de armazenamento (nos últimos 250 mm de cada conjunto), foi removido o

carregamento de todos os outros braços encontrados no outro lado da estrutura. A Figura 33 apresenta os resultados de tensões e deslocamentos dessa condição.

Figura 33 – Análise da pior condição de carregamento na estrutura completa simplificada



Fonte: O autor (2023)

As tensões máximas (307 MPa, Figura 33 – a) encontradas no tubo da coluna central não foram o suficiente para causar o escoamento do material, isto se deve ao fato do cantiléver além de ser produzido com tubos estruturais, fabricados em aço carbono SAE 1020 com espessura de 4,75 mm (tensão de escoamento de 350 MPa) também conta com um sistema de patolamento, que é produzido com o mesmo material da coluna principal. Esse sistema além de proporcionar o equilíbrio da estrutura, atua diretamente nas dissipações das tensões da coluna principal. Conforme observa-se na Figura 33 – b, as maiores tensões são encontradas na lateral da coluna central na região oposta ao carregamento, representando o maior ponto de tracionamento da estrutura. É de suma importância ressaltar que para este estudo a estrutura deve estar completamente fixa ao piso.

4.3 DESENVOLVIMENTO DO PROTÓTIPO

Antes de iniciar a produção de todos os conjuntos de braços telescópicos destinados à integração na estrutura cantiléver já desenvolvida, foi elaborado um protótipo contendo apenas uma fileira de braços. Essa etapa foi de suma importância para validar o projeto em todas as suas etapas de fabricação, que começam no acompanhamento das produções das peças nos mais diversos processos industriais e terminam com a avaliação prática do dispositivo.

A construção do protótipo esteve focada em observar componentes que podem ter suas funcionalidades afetados por alguns fatores desconhecidos em um projeto preliminar, como por exemplo no processo de fabricação ou no momento da montagem final. Neste protótipo, os principais pontos de análise ficaram destinados aos componentes relacionados a movimentação dos braços telescópicos, ou seja, os conjuntos de engrenagens e a relação de atrito entre o braço telescópico e o conjunto de eixos e bucha motrizes acoplados ao braço fixo.

4.3.1 Buchas motrizes

O primeiro desenvolvimento do projeto contemplava que as buchas de movimentação seriam fabricadas em poliuretano de dureza 90 SHORE A, isto ocorre devido ao material possuir um maior atrito quando em contato com o aço, quando comparado com a utilização de duas peças fabricadas em aço.

Para não precisar recorrer a uma análise com uma deformação não linear no *software* de análise por elementos finitos, o que poderia levar algum tempo, foi desenvolvido um teste prático (Figura 34), onde foi realizado o embuchamento de uma peça de poliuretano com dureza de 90 SHORE A (a qual já possuía condição de utilização semelhante em um produto vendido pela empresa), em uma barra de aço SAE 1020. Este conjunto (Figura 34 – a) foi levado até uma prensa com o objetivo de simular o carregamento que ocorreria caso fosse utilizado esse tipo de material no projeto final do braço telescópico.

Figura 34 – Teste com polia de poliuretano

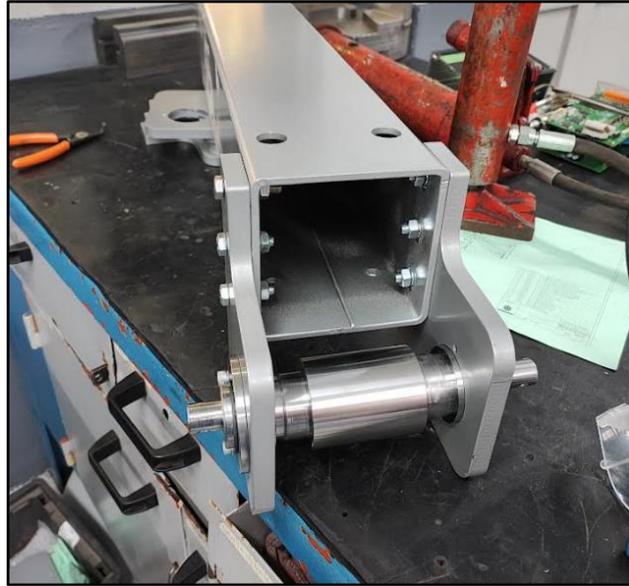


Fonte: O autor (2023).

Na realização do teste, após a aplicação de uma carga de aproximadamente 2500 N (Figura 34 – b) foi detectado uma grande deformação da bucha de poliuretano (Figura 34 – c e d), fazendo com que o fator de atrito de rolamento fosse descartado, pelo motivo dos valores encontrados em tabelas não tratarem de um atrito com condições de deformações excessivas.

Para solucionar o problema, a bucha de poliuretano foi substituída por uma bucha lisa de aço carbono (Figura 35), o que resultou na solução do problema relacionado a deformação excessiva, desta forma avançou-se os processos de testes para a movimentação do braço telescópico. Na sequência de testes, mais precisamente na realização do procedimento de avanço do braço, sem possuir nenhum carregamento, o contato entre a nova bucha de aço carbono SAE 1020 e o braço telescópico acabou gerando um escorregamento, desta forma restringindo a funcionalidade do dispositivo. O fato ocorrido também pode estar relacionado ao processo de pintura realizado no conjunto do braço telescópico.

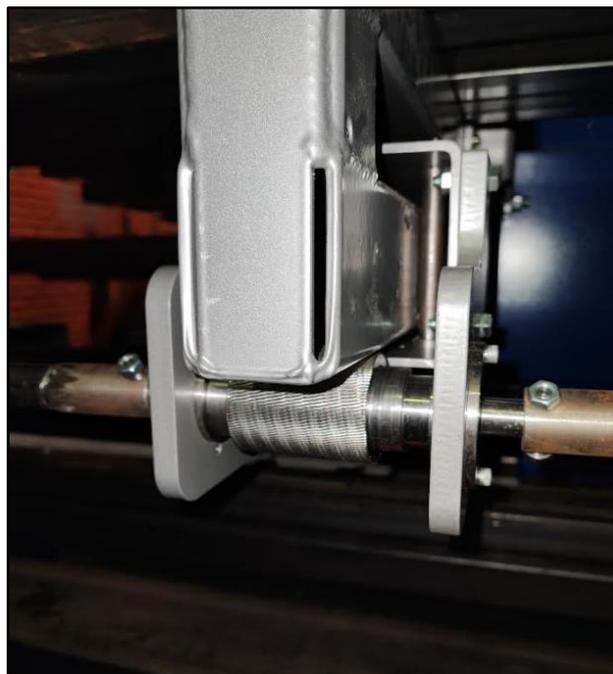
Figura 35 – Eixo com bucha de aço-carbono SAE 1020 com superfície lisa



Fonte: O autor (2023).

Para resolver essa situação foi necessária uma modificação na bucha, essa modificação consistiu em realizar a remoção da peça para a aplicação de um trabalho de recartilha, a qual é realizado em um torno mecânico. Após concluído o retrabalho, o impasse entre o contato do aço pintado e um aço liso foi resolvido (Figura 36). A utilização desse processo permitiu realizar o avanço dos braços telescópico com ou sem carregamentos.

Figura 36 – Eixo com bucha de aço-carbono SAE 1020 com superfície recartilhada



Fonte: O autor (2023).

4.3.2 Conjunto de engrenamento

Devido as condições burocráticas encontradas dentro da empresa, diretamente relacionadas a compra de itens de empresas terceiras, para agilizar o processo de construção do protótipo foi decidido utilizar um par de engrenagens produzidos internamente na empresa. Por não contar com as ferramentas de usinagens específicas para a produção de engrenagens, optou-se por produzir o componente de uma maneira não convencional.

A produção das engrenagens foi realizada utilizando processos de corte a laser, soldagem e usinagem em tornos convencionais. O processo de fabricação dos itens se inicia com o recorte de uma chapa plana contendo os dentes da engrenagem, após isso, é acoplado o cubo da engrenagem e fixado através de solda. Para finalizar, o processo de usinagem realiza um desbaste, o que resulta na aplicação de tolerâncias geométricas apenas para o acoplamento de eixos no conjunto das rodas dentadas, não interferindo nos dentes já finalizados no corte a laser.

Após desenvolvidas as engrenagens, tornou-se possível a montagem da torre de controle, a qual pode ser observada na Figura 37.

Figura 37 – Montagem do protótipo da torre de controle



Fonte: O autor (2023).

4.3.3 Montagem final e teste do protótipo

Depois de finalizar a torre de controle (Figura 37) e realizar a montagem dos braços telescópicos (Figura 38), os conjuntos foram levados até o local onde encontra-se o cantiléver convencional para a suas devidas instalações.

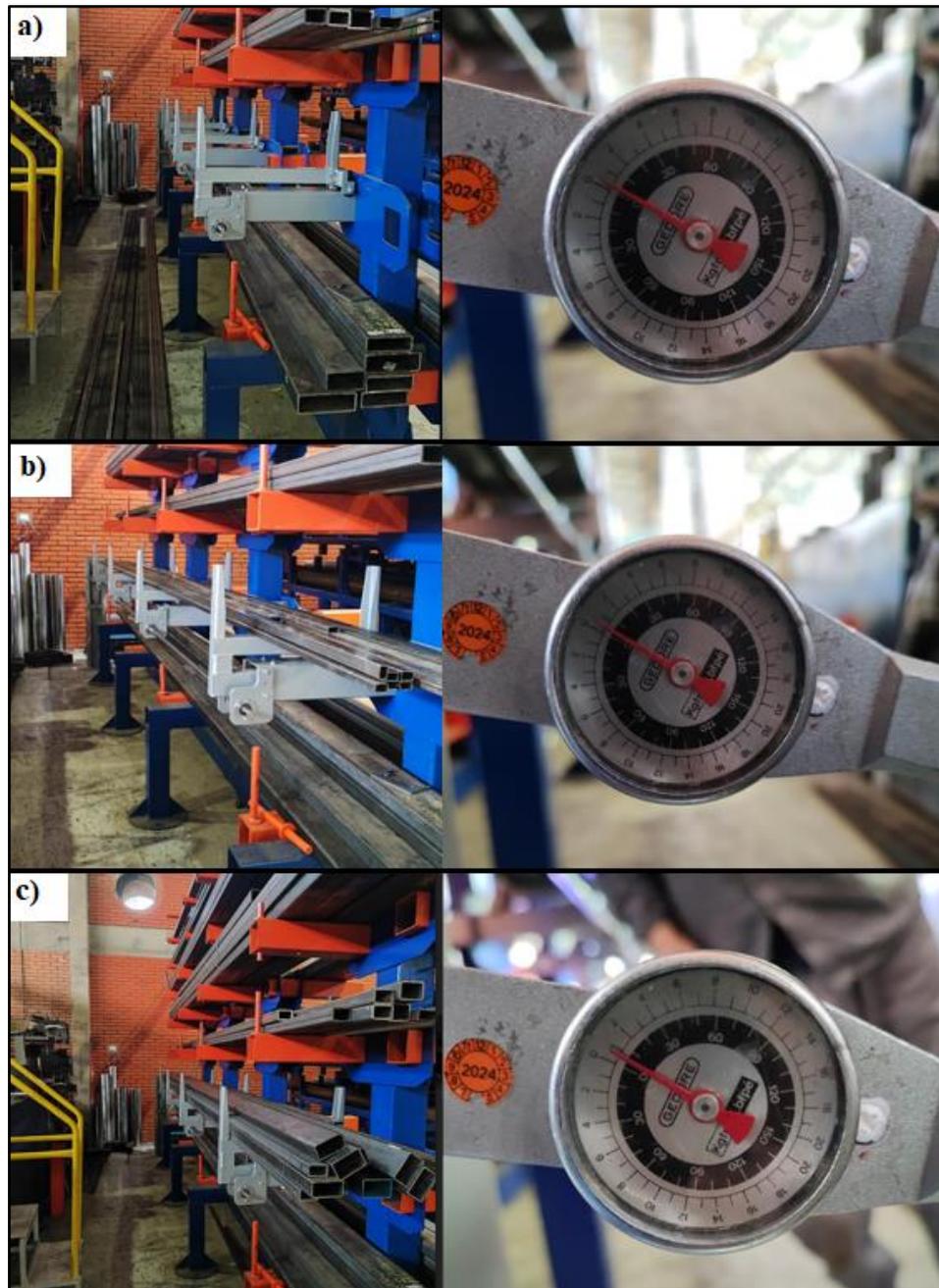
Figura 38 – Montagem do protótipo do braço telescópico



Fonte: O autor (2023).

Após concluída todas as etapas de montagens e instalações, foram realizados os testes do mecanismo completo (Figura 39). Devido à dificuldade em agrupar um conjunto de matéria prima que totalizasse a carga máxima do conjunto, os testes foram realizados com carregamentos abaixo do limite máximo permitido. O teste realizado na estrutura final consistiu em substituir a manivela por um torquímetro com relógio, para assim conseguir observar qual o torque necessário para movimentar a estrutura de acordo com seu respectivo carregamento.

Figura 39 – Testes no protótipo



Fonte: O autor (2023)

Apesar do torquímetro disponível possuir uma escala de medição com níveis de torque muito maiores que os necessários para a movimentação da estrutura, foi possível analisar os valores aproximados de torques utilizados para a movimentação do conjunto de quatro braços telescópicos com três diferentes tipos de carregamentos. Os valores podem ser encontrados no Quadro 13.

Quadro 13 – Testes práticos de movimentação dos braços telescópicos

Carregamento (Figura)	Carga aplicada (kg)	Torque medido (Nm)	Torque calculado (Nm)
a	0	3	0,156
b	200	4	0,75
c	500	8	1,58

Fonte: O autor (2023)

Os valores encontrados acabaram não apresentando uma linearidade conforme a carga utilizada era aumentada, isso pode estar relacionado a problemas de montagem tanto no novo dispositivo como na estrutura cantiléver já existente. Fatores relacionados a estrutura cantiléver como: grande quantidade de soldas, o desnível encontrado no piso da fábrica e os possíveis erros de posicionamentos das chapas suportes, acabam acarretando na falta de concentricidade dos eixos que interligam os braços. Já nos componentes do dispositivo, foram identificados dois principais fatores que podem ser os responsáveis pela discrepância nos resultados. O primeiro deles é o atrito de rolamento na bucha, cujo valor foi alterado após o processo de recartilha, a impossibilidade de medir esse novo valor, pode ter contribuído para a distorção nos resultados. A outra diferença pode estar no desenvolvimento das rodas dentadas, onde os dentes, por não serem usinados, podem estar acarretando em uma condição de atrito excessivo.

Esses travamentos acabam por dificultar a captação de valores de torques, pois muitas vezes depois de vencer o torque de travamento, a alavanca acaba tendo seu caminho livre, o que resulta num decréscimo do valor de força a ser aplicado para a movimentação da estrutura.

Apesar das diferenças de resultados encontrados entre o calculado e o testado na prática, observa-se que para uma condição de carregamento de 500 kg. O torque necessário para movimentação do dispositivo é de aproximadamente 8 Nm, o que resulta em uma carga de aplicação de 2,71 kgf, valor que ainda é consideravelmente baixo dentro dos parâmetros sugeridos no projeto.

5 CONCLUSÃO

O objetivo deste projeto consistiu no desenvolvimento de um dispositivo voltado para solucionar um problema relacionado ao armazenamento de tubos e barras nas instalações da empresa Máquinas Sanmartin. A proposta visava criar um equipamento de operação manual, de manuseio simples e capaz de ser integrado a uma estrutura já existente na empresa.

Por se tratar de um dispositivo mecânico com acionamento manual, todo processo de desenvolvimento do projeto foi direcionado para a escolha de componentes que não apenas eliminassem a necessidade da realização de esforços excessivos por parte do operador durante a utilização da estrutura, mas também assegurassem uma baixa probabilidade de potenciais falhas. Deste modo, foram realizados cálculos abrangentes para todo o conjunto de engrenamento, incluindo o dimensionamento das rodas dentadas, análise de possíveis falhas na corrente, posicionamento correto entre eixos motrizes e a determinação das forças e torques necessários para a movimentação do conjunto.

Após a conclusão das etapas de cálculos, o projeto foi submetido à validação computacional por meio de uma análise de elementos finitos. Esta análise indicou que, mesmo operando sob condições de carregamentos severos e inadequados, a estrutura não apresentaria um colapso. A simulação revelou que, mesmo em uma condição de carregamento equivocada, onde a capacidade máxima permitida de 1500 kg é aplicada apenas na extremidade do braço telescópico, a maior tensão registrada seria de 236 MPa. Esse resultado em comparação ao valor da tensão de escoamento do aço carbono SAE 1020 (350 MPa), representa um fator de segurança contra o escoamento do material de 1,48, evidenciando a robustez e confiabilidade do projeto.

A validação de todos os cálculos e simulações foram realizadas através da construção de um protótipo, que contava com um patamar da estrutura equipado com quatro braços telescópicos. Durante o processo de montagem e fabricação, o protótipo passou por algumas modificações, especialmente nas buchas responsáveis pela transmissão de torque da torre de controle para o braço telescópico. Inicialmente, o projeto empregava uma bucha de poliuretano com alta dureza, porém acabou sendo finalizado com uma bucha recartilhada de aço carbono, isso devido a deformações ou escorregamento entre peças. Outros desafios foram encontrados especialmente em posicionamento de parafusos, anéis elásticos e até mesmo variações de peças geométricas de algumas peças produzidas.

Após a instalação, o protótipo foi submetido a testes de funcionabilidade, com ênfase na avaliação da força necessária para realizar o avanço dos braços telescópicos. Devido a indisponibilidade de uma carga que atingisse a capacidade máxima permitida no dispositivo, foram utilizados carregamentos com valores menores. Os resultados de torques obtidos nas medições feitas, com diferentes carregamentos, não apresentaram uma linearidade e desta forma, também apresentaram valores diferentes dos encontrados nos cálculos realizados.

A diferença entre valores calculados e obtidos através de testes práticos realizados estão ligados a montagem do equipamento, onde as possíveis falhas ocorridas estão ligadas à falta de concentricidade entre os eixos e o excesso de atrito das rodas dentadas não usinadas, onde acabaram gerando travamentos, estes que resultam em uma dificuldade no recolhimento de valores precisos do teste prático.

Apesar da disparidade entre os resultados calculados e os observados nos testes práticos, os valores de torque necessários para operar o equipamento permaneceram excepcionalmente baixos, mesmo para manipulação manual. Assim, o projeto demonstrou ser altamente eficaz, solucionando efetivamente o problema identificado dentro da empresa.

Para a fabricação dos demais braços telescópicos, afim de evitar os problemas citados anteriormente, o projeto deve passar por uma reforma em suas peças de fixação, analisando a possibilidade de reposicionar furações.

REFERÊNCIAS

ABNT. NBR 15524-2:2007. Sistema de armazenagem - Parte 2: Diretrizes para o uso de estruturas tipo porta-paletes seletivos. Rio de Janeiro: ABNT, 2007.

ALMEIDA, Julio César de; LIMA, Key Fonseca de; BARBIERI, Renato. **Elementos de máquinas: projeto de sistemas mecânicos**. [Digite o Local da Editora]: Editora Blucher, 2022. *E-book*. ISBN 9786555064933. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9786555064933/>. Acesso em: 10 set. 2023.

ALVES FILHO, A. Elementos finitos: A Base da Tecnologia CAE - Análise Dinâmica. 2a. ed. São Paulo: Érica, 2008.

ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos - A Base da Tecnologia CAE**. [Digite o Local da Editora]: Editora Saraiva, 2009. *E-book*. ISBN 9788536519708. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788536519708/>. Acesso em: 14 mai. 2023.

ANDRADE, E. J. S. D. Modelação e análise estática e dinâmica em componentes estruturais de um automóvel de competição. Portugal. 2011. 111 p. Dissertação de mestrado - Universidade do Minho, Escola de engenharia.

ASM INTERNATIONAL. Metals Handbook: properties and selection: irons, steels, and high-performance alloys. 10. th. Ohio: The Materials Information Company, 1990. 2521 p.

AZEVEDO, Á. F. M.. Método dos Elementos Finitos: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto - Portugal, 2003.

BATHE, J. K.. **Finite Element Procedures**. 1a. ed. Nova Jérсия: Prentice Hall, 1996.

BUDYNAS, Richard; NISBETT, J K. **Elementos de máquinas de Shigley**. [Digite o Local da Editora]: Grupo A, 2016. *E-book*. ISBN 9788580555554. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788580555554/>. Acesso em: 10 set. 2023.

CHIAVERINI, Vicente. Aços e Ferros Fundidos. 6 ed. São Paulo, Brasil: Associação Brasileira de Metais, 7ª ed, 2015.

COLLINS, Jack A. **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas, 2ª edição**. [Digite o Local da Editora]: Grupo GEN, 2019. *E-book*. ISBN 9788521636243. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788521636243/>. Acesso em: 10 set. 2023.

COOK, Robert D. Finite element modeling for stress analysis. 1st. ed. USA: John Wiley & Sons, Inc., 1994.

FIGURA 3 - Sistemas de estantes cantilever para armazenamento tubo de plástico em pvc estantes industriais para armazém perfil de pvc, 2023. Disponível em: https://br.freepik.com/fotos-premium/sistemas-de-estantes-cantilever-para-armazenamento-tubo-de-plastico-em-pvc-estantes-industriais-para-armazem-perfil-de-pvc_23585180.htm. Acesso em: 21 maio 2023.

FISH, Jacob; BELYTSCHKO, Ted. **Um Primeiro Curso em Elementos Finitos**. [Digite o Local da Editora]: Grupo GEN, 2009. *E-book*. ISBN 978-85-216-1941-3. Disponível em:

<https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/978-85-216-1941-3/>. Acesso em: 14 mai. 2023.

FRANCISCO, J.C.S. Resistência à propagação dúctil de trincas em aço API 5L X70 com teor de nióbio modificado. 2015. 219p. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2015.

GLADMAN, T. Process of Conformation ‘Microalloying’75’. ed. J. Crane, New York, Union Carbide, 1997.

HIBBELER, R. C. Mechanics of materials (10th ed.). Hoboken, NJ: Pearson, 2015.

HIBBELER, R. C. Resistência dos materiais. 5. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2004. 670 p. ISBN 8587918672.

HOMPEL, Michael ten; SCHMIDT, Thorsten. Warehouse Management: Automation and Organisation of Warehouse and Order Picking Systems. Fraunhofer-Institut für Materialfluß und Logistik (IML), Joseph-von-Fraunhofer-Str. 2-4, 44227 Dortmund, Germany, 2007.

<https://www.longa.com.br/estruturas/estruturas-cantilever/>

<https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=10b74ebc27344380ab16b1b69f1cffbb>. Acesso em: 12 nov. 2023.

<https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=8d78f3cfcb6f49d595896ce6ce6a2ef1>. Acesso em: 12 nov. 2023.

<https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=cbe4fd0a73cf4690853935f52d910784&ckck=1>. Acesso em: 12 nov. 2023.

JUVINALL, Robert C.; MARSHEK, Kurt M. Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas, 5ª edição. [Digite o Local da Editora]: Grupo GEN, 2016. E-book. ISBN 9788521630715. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788521630715/>. Acesso em: 13 mai. 2023.

LACERDA, E. G. M. Análise não linear de treliças pelo método dos elementos finitos posicional. Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-graduação em Engenharia Civil, da Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2014.

LOTTI, R. S., Machado, A. W., Mazzeiro, E. T., & Landre Júnior, J. (2006). Aplicabilidade científica do método dos elementos finitos. Revista Dental Press de Ortodontia e Ortopedia Facial, 11(2), 77-92.

MARTINS, P. G., & ALT, P. R. C. Administração de Materiais e Recursos Patrimoniais (3ª ed.). Saraiva Uni, 2012.

NARASIAH, G. Lakshmi. Finite element analysis. 1st ed. Índia: BS Publications, 2008.

NORTON, Robert L. Projeto de máquinas: uma abordagem integrada. Tradução: Jéssica Fraga e Renato Machnievsz. 4ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

OHNO, Taiichi. Toyota production system: beyond large-scale production. Portland: Productivity Press, 1988.

PINHEIRO, Antônio Carlos da Fonseca B.; CRIVELARO, Marcos. **Resistência dos Materiais**. [Digite o Local da Editora]: Grupo GEN, 2021. *E-book*. ISBN 9788521637783. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788521637783/>. Acesso em: 16 mai. 2023.

PINTO FILHO, R. R. **Concepção, projeto e otimização de uma estrutura para aplicação em veículo de uso misto**. 175 f. Dissertação (Mestrado em Engenharias) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2004. Disponível em: <<https://repositorio.ufu.br/handle/123456789/14806>>. Acesso em: 16 mai. 2023.

RADEȘ, Mircea. Finite element analysis. 1st ed. Romênia: Bucureste: Printech, 2006.

RIBEIRO, J. C. L., Simulação via método de elementos finitos da distribuição tridimensional de temperatura em estrutura em situação de incêndio, Belo Horizonte, 2004, Dissertação apresentada como requisito parcial para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia de Estruturas pela Universidade Federal de Minas Gerais.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G.. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7a. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

SILVA, André Luiz V. da Costa E.; MEI, Paulo R. **Aços e ligas especiais**. [Digite o Local da Editora]: Editora Blucher, 2021. *E-book*. ISBN 9786555061611. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9786555061611/>. Acesso em: 18 mai. 2023.

SILVA, J. L.; LEMES, Í. J. M.; SILVEIRA, R. A. M.; SILVA, A. R. D.. Influência da teoria de viga na análise geometricamente não linear de estruturas reticuladas. **CILAMCE 2016**, ABMEC, Brasília, DF, Brasil, v. 1, nov. 2016. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/310502930_INFLUENCIA_DA_TEORIA_DE_VIGA_NA_ANALISE_GEOMETRICAMENTE_NAO_LINEAR_DE ESTRUTURAS_RETICULADAS>. Acesso em: 16 mai. 2023.

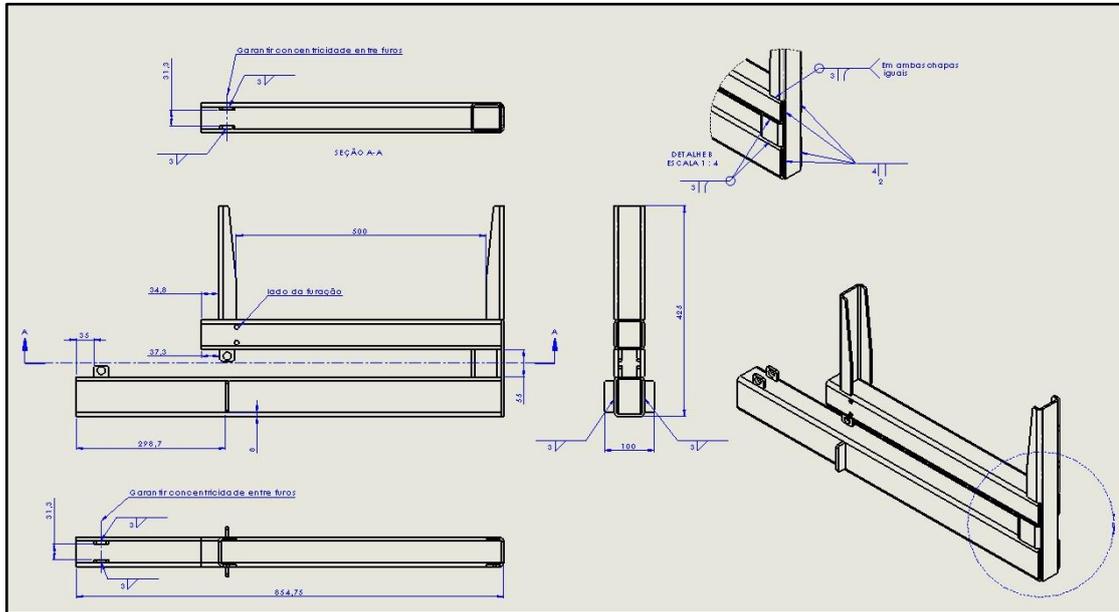
SOUZA, F., Aquino, T., Lins, R., Mendes, Y., Maciel, T. Análise estrutural pelo método de elementos finitos. *Revista Campo do Saber*, 4(3), 2018.

SVENSSON, Holger. CABLE-STAYED BRIDGES: 40 Years of Experience Worldwide. Berlin: Wilhelm Ernst & Sohn, Verlag für Architektur und technische Wissenschaften GmbH & Co. KG, 2012.

TORRICO, Ivan Felix Aguirre. Tenacidade à Fratura em condições elasto-plásticas com corpos de prova não normalizados para aços API 5L: Análise Numérica e experimental. 2006. 188 f. Tese de Doutorado. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas. 2006.

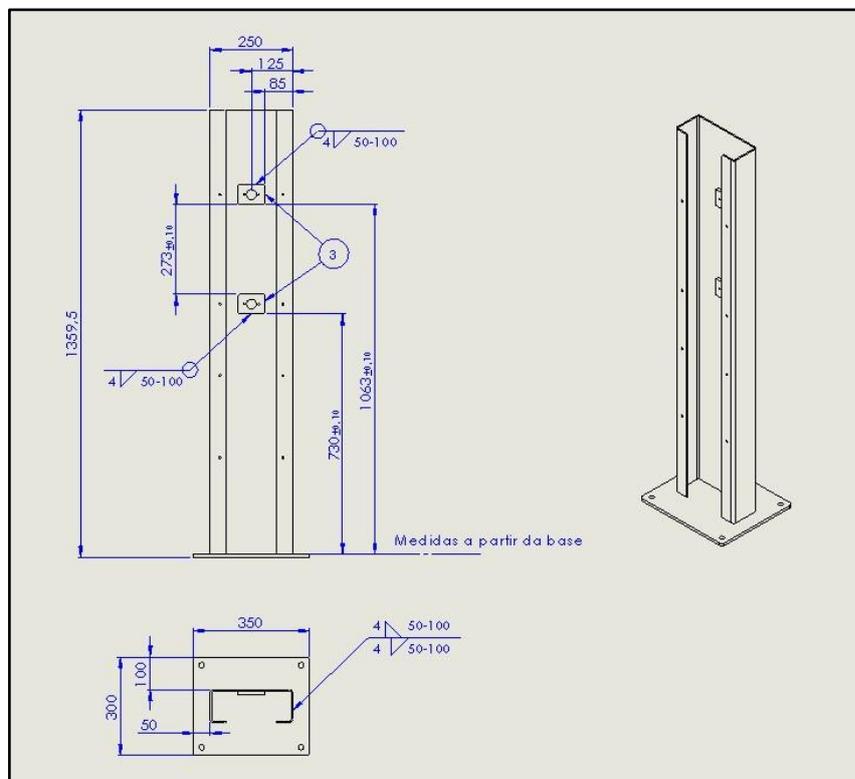
APÊNDICE A - CONJUNTOS SOLDADOS

Figura 40 – Solda do conjunto móvel



Fonte: Máquinas Sanmartin (2023).

Figura 41 – Solda do conjunto central da torre de controle



Fonte: Máquinas Sanmartin (2023).

APÊNDICE B – FATORES DE CORREÇÃO PARA CORRENTES

Figura 42 – Fator de correção de dente K_1

Tabela 17-22 Fatores de correção de dente, K_1 .

Número de dentes na roda dentada motora	K_1 em cavalos pré-extremo	K_1 em cavalos pós-extremo
11	0,62	0,52
12	0,69	0,59
13	0,75	0,67
14	0,81	0,75
15	0,87	0,83
16	0,94	0,91
17	1,00	1,00
18	1,06	1,09
19	1,13	1,18
20	1,19	1,28
N	$(N_f/17)^{1,08}$	$(N_f/17)^{1,5}$

Fonte: BUDYNAS, Richard; NISBETT, J K (2016).

Figura 43 - Fator de correção de múltiplas fileiras K_2

Tabela 17-23 Fatores de fileiras múltiplas, K_2 .

Número de fileiras	K_2
1	1,0
2	1,7
3	2,5
4	3,3
5	3,9
6	4,6
8	6,0

Fonte: BUDYNAS, Richard; NISBETT, J K (2016).

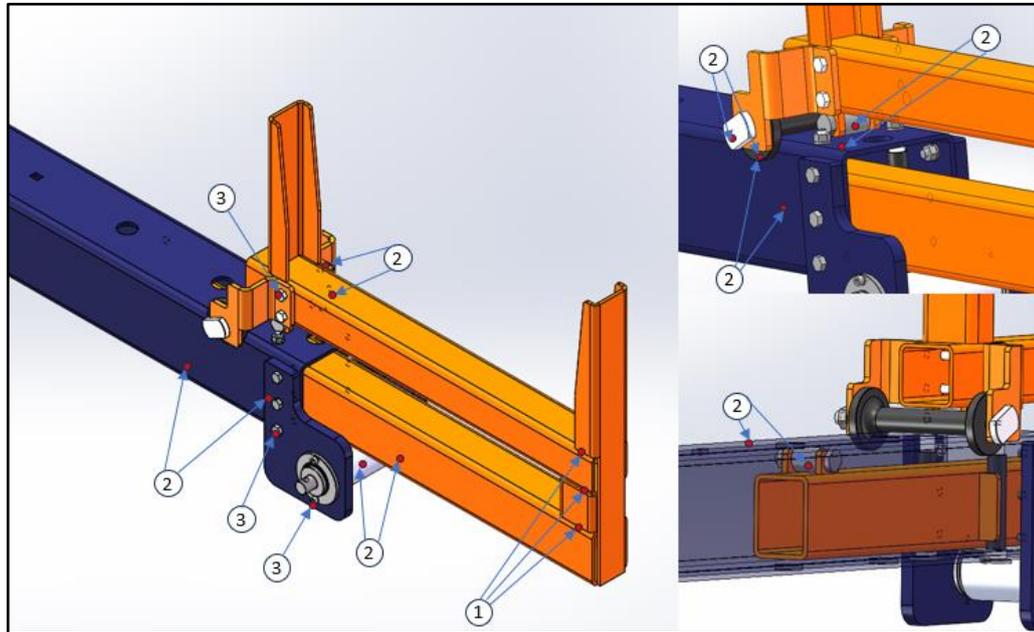
Figura 44 – Fator de serviço K_s

Maquinaria acionada	Fonte de potência	
	Característica normal de torque	Torque alto ou não uniforme
Uniforme	1,0 a 1,2	1,1 a 1,3
Choque leve	1,1 a 1,3	1,2 a 1,4
Choque médio	1,2 a 1,4	1,4 a 1,6
Choque intenso	1,3 a 1,5	1,5 a 1,8

Fonte: Fonte: BUDYNAS, Richard; NISBETT, J K (2016).

APÊNDICE C – CONDIÇÕES DE CONTATOS MEF

Figura 45 – Condições de contatos utilizados para análise MEF do braço telescópico



Fonte: O autor (2023).

Onde:

Item 1: Condição de contatos unida, utilizada em todos os componentes soldados.

Item 2: Utilizado ajuste por contração, utilizados nos componentes em que a estejam em contato com outro componente com a presença de atrito.

Item 3: União parafusada, utilizado para todos os parafusos do conjunto.

APÊNDICE D – COEFICIENTES DE ATRITO DE ROLAMENTO

Figura 46 – Coeficientes de atrito de rolamento

Tread Material	Floor Material	Coefficient of Rolling Friction (inches @ 3mph)
Forged Steel	Steel	0.019
Cast Iron	Steel	0.021
Hard Rubber	Steel	0.303
Polyurethane	Steel	0.030 - 0.057*
Cast Nylon	Steel	0.027
Phenolic	Steel	0.026

Fonte: Adaptado Hamilton (2013).