

**INSTITUTO FEDERAL**  
Santa Catarina

Ministério da Educação  
Secretaria de Educação Profissional e Tecnológica  
**INSTITUTO FEDERAL DE SANTA CATARINA**

INSTITUTO FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CAMPUS LAGES  
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

LUCAS SANGA MENDES

PROJETO DE UM DISPOSITIVO DE MONTAGEM PARA GARRAS FLORESTAIS

LAGES

2023

LUCAS SANGA MENDES

PROJETO DE UM DISPOSITIVO DE MONTAGEM E TESTE PARA GARRAS  
FLORESTAIS

Trabalho Conclusão do Curso de Graduação em  
Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Santa  
Catarina como requisito para a obtenção do título de  
Bacharel em Engenharia Mecânica  
Orientador: Prof. Me Anderson Luís Garcia Correia  
Coorientador: Prof. Me Natália Madalena Boelter

Lages

2023

LUCAS SANGA MENDES

PROJETO DE UM DISPOSITIVO DE MONTAGEM PARA GARRAS FLORESTAIS

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica e aprovado em sua forma final pelo Curso de graduação em Engenharia Mecânica

Lages, 14 de dezembro de 2023.

---

Prof<sup>a</sup> M.<sup>a</sup> Natália Madalena Boelter,  
Coordenadora do Curso  
Coorientadora

**Banca Examinadora:**

---

Prof. M.e Anderson Luís Garcia Correia,  
Orientador  
Instituto Federal de Santa Catarina

---

Prof. Dr. Rafael Gustavo Schreiber  
Avaliador  
Instituto Federal de Santa Catarina

---

Prof. Dr. Diego Augusto Gonzaga  
Avaliador  
Instituto Federal de Santa Catarina

## AGRADECIMENTOS

Com gratidão em meu coração, quero expressar meus agradecimentos a Deus por todas as oportunidades concedidas e por Sua constante proteção ao longo desta jornada. Em seguida, dedico meu profundo agradecimento aos pilares fundamentais da minha vida: meu Pai, minha Mãe e meu Irmão. Seu apoio inabalável e orientação foram a âncora nos momentos desafiadores, sendo a essência que moldou quem sou hoje. Desejo sinceramente retribuir o amor e cuidado que me ofereceram, sabendo que sem eles, nada seria possível.

Não posso deixar de expressar minha gratidão ao IFSC Câmpus Lages por ter proporcionado a oportunidade de me graduar. Reconheço e valorizo imensamente o papel dos professores, que me ensinaram e me acompanharam durante esse período, possibilitando que eu possa me tornar um bom profissional na área. Aos amigos e colegas que compartilharam comigo essa jornada desafiadora, deixo meu agradecimento sincero. Os momentos partilhados serão lembranças preciosas que guardarei com carinho.

Por fim, quero estender um agradecimento especial aos meus orientadores, o Prof. Me. Anderson Luís Garcia Correia e a Prof. Me. Natália Madalena Boelter. Com eles, explorei e aprendi em diversos ramos da engenharia, e sem sua orientação e apoio, meu desenvolvimento não teria sido possível. Suas contribuições foram cruciais para minha jornada acadêmica e crescimento pessoal.

## RESUMO

Nesse trabalho foi desenvolvido um projeto conceitual de um dispositivo que tem por objetivo auxiliar na montagem de garras florestais. O projeto foi desenvolvido com base na metodologia de desenvolvimento de projetos de Pahl et. al (2005) e gerou ao fim do processo um modelo conceitual funcional. Além da funcionalidade, conceitualmente o dispositivo também foi capaz de elevar a cabeça da garra em até um metro comparando seu ponto mais baixo com o solo, o que visa trazer maior conforto para os montadores. Os principais componentes do dispositivo foram dimensionados com base nas equações da estática e nos esforços internos que as forças externas causaram neles. Além do dimensionamento padrão, envolvendo determinação das principais medidas, também foram detalhados o estado plano de tensão dos elementos, as orientações dos planos de cisalhamento máximo e de tensões normais máximas e mínimas, e a intensidade das forças em cada uma dessas orientações, buscando demonstrar onde poderiam ser construídos reforços para fortalecer a estrutura. Por fim foi utilizada a teoria de falhas de Von Mises e os elementos demonstraram-se capazes de suportar as solicitações projetadas.

**Palavras-chave:** Projeto, Dispositivo, Metodologia de projetos, Estática, Teoria de falhas.

## **ABSTRACT**

In this work, a conceptual design of a device was developed to assist in the assembly of forestry grapples. The project was developed based on the project development methodology of Pahl et. al (2005) and generated a functional conceptual model at the end of the process. In addition to functionality, conceptually the device was also capable of raising the grapple's head by up to one meter comparing its lowest point with the ground, which aims to bring greater comfort to assemblers. The main components of the device were sized based on the static equations and the internal efforts that external forces caused in them. In addition to the standard sizing, involving determination of the main measurements, the plane tension state of the elements, the orientations of the maximum shear planes and maximum and minimum normal stresses, and the intensity of the forces in each of these orientations were also detailed, seeking to demonstrate where reinforcements could be built to strengthen the structure. Finally, Von Mises' failure theory was used and the elements were shown to be capable of withstanding the projected loads.

**Keywords:** Project, Device, Project methodology, Statics, Failure theory.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Estrutura de funções e criação de soluções intermediárias .....	19
Figura 2 - Fluxograma geral do método de Pahl et. al (2005).....	21
Figura 3 - Fluxograma de realização da lista de requisitos.....	22
Figura 4 - Fluxograma para o processo de concepção.....	24
Figura 5 - Exemplo de lista de seleção .....	26
Figura 6 - Exemplo de Matriz de Pugh.....	28
Figura 7 - Princípio da transmissibilidade .....	30
Figura 8 - Exemplo de resultantes .....	30
Figura 9 - Categorias de equilíbrio .....	31
Figura 10 - Exemplos de diagramas de corpo livre .....	32
Figura 11 - Outros exemplos de diagramas de corpo livre.....	33
Figura 12 - Vigas em compressão .....	36
Figura 13 - Tabela de fatores de segurança .....	37
Figura 14 - Estado plano de tensões .....	38
Figura 15 - Propriedades de materiais clássicos da engenharia.....	39
Figura 16 - Transmissão de força hidráulica .....	40
Figura 17 - Força de avanço do atuador em um mecanismo .....	41
Figura 18 - Pressão de trabalho recomendada .....	44
Figura 19 - Dimensões dos tubos da camisa.....	44
Figura 20 - Garra de toras .....	45
Figura 21 - Garra Combination.....	46
Figura 22 - Garra de carregamento .....	46
Figura 23 - Concentricidade mancal da cabeça e unhas .....	47
Figura 24 - Vista isométrica dos conjuntos .....	48
Figura 25 - Exemplo montagem atual .....	48
Figura 26 - Exemplo pino de giro.....	49
Figura 27 - Cabeça e unhas montadas .....	49
Figura 28 - Garra florestal Potenza.....	50
Figura 29 - Lista de requisitos do dispositivo de montagem .....	51
Figura 30 - Estrutura funcional do dispositivo .....	52
Figura 31 - Soluções possíveis para as subfunções .....	53
Figura 32 - Elevador de carros Bi colunar.....	54

Figura 33 - Elevador de carro uni colunar .....	54
Figura 34 - Elevador de cargas pantográfico .....	55
Figura 35 - Rodas industriais com travas .....	55
Figura 36 - Suporte e fuso mecânico .....	56
Figura 37 - Eletroímã.....	57
Figura 38 - Geometria propícia para extensão do dispositivo .....	58
Figura 39 - Fixação das unhas com pinças externas.....	59
Figura 40 - Fixação da unha através de tubo interno ao tubo das unhas .....	59
Figura 41 - Polia e atuador hidráulico para movimentação da unha .....	60
Figura 42 - Movimentação das unhas através de dispositivo auxiliar.....	61
Figura 43 - Esboço manual da V1 vista frontal .....	62
Figura 44 - Vista lateral da V1 .....	62
Figura 45 - Esboço Manual da V2.....	63
Figura 46 - Esboço manual da V3 .....	63
Figura 47 - Matriz de seleção .....	64
Figura 48 - Vista isométrica do dispositivo finalizado .....	65
Figura 49 - Vista Frontal do dispositivo .....	65
Figura 50 - Vista Lateral do dispositivo .....	66
Figura 51 - Braço fixador das unhas.....	66
Figura 52 - Içamento da unha .....	67
Figura 53 - Esforços no braço fixador da unha.....	67
Figura 54 - Pontos críticos Braço fixador da unha .....	69
Figura 55 - Estado plano de tensão braço de fixação das unhas.....	70
Figura 56 - Região do pino de articulação.....	72
Figura 57 - Diagrama de corpo livre braço lateral.....	72
Figura 58 - Vista seccionada com foco no pino de sustentação do braço lateral .....	73
Figura 59 - Esforços sobre o Pino.....	74
Figura 60 - Carregamento Pino.....	75
Figura 61 - Estado plano de tensões do pino do braço de movimentação da unha .....	76
Figura 62 - Tabela de cabos de aço .....	78
Figura 63 - Demonstração do mecanismo de posicionamento da cabeça da garra.....	80
Figura 64 - Diagrama de corpo livre do braço fixador da cabeça da garra.....	81
Figura 65 - Estado plano de tensões para o braço de fixação da cabeça da garra .....	82
Figura 66 - Pior cenário estático do cilindro de posicionamento da unha.....	86

Figura 67 - Forças no cilindro de posicionamento da unha.....	86
Figura 68 - Esforços na coluna principal do dispositivo .....	89
Figura 69 - Seção transversal da coluna principal .....	89
Figura 70 - Simplificação da seção transversal da coluna.....	90
Figura 71 - Resultado das iterações 1 .....	91
Figura 72 - Resultado das iterações 2 .....	91
Figura 73 - Estado plano de tensão coluna .....	91
Figura 75 - Situação crítica proposta .....	93
Figura 76 - Concentricidade mais próxima atingida.....	94
Figura 77 - Concentricidade afastada atingida .....	95
Figura 78 - Demonstração do objetivo de altura .....	95
Figura 79 - Tabela de dimensões para os componentes principais.....	96

## LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Exemplo de lista de requisitos.....	23
Quadro 2 - Determinação do comprimento livre de flambagem.....	43

## LISTA DE SÍMBOLOS

$F_x$  = Força contida no eixo X-X (N)

$F_y$  = Força contida no eixo Y-Y (N)

$F_z$  = Força contida no eixo Z-Z(N)

$M_x$  = Momento fletor contido no eixo X-X (N.m)

$M_y$  = Momento fletor contido no eixo Y-Y(N.m)

$M_z$  = Momento fletor contido no eixo Z-Z(N.m)

$\sigma$  = Tensão normal média em qualquer ponto da seção transversal (Pa)

$P$  = Força normal interna resultante (N).

$A$  = Área da seção transversal ( $m^2$ )

$M$  =Momento interno resultante calculado pelas equações de equilíbrio (N.m)

$y$  = Valor da coordenada do eixo perpendicular ao eixo de flexão (m)

$I$  = Momento de inércia da área da seção transversal calculada em torno do eixo neutro ( $m^4$ )

$P_{cr}$  = Carga Crítica (N)

$E$  = Módulo de elasticidade para o material (GPa)

$K$  = Fator de comprimento efetivo (-)

$L$  = Comprimento da coluna (m)

$\sigma_{cr}$  = Tensão Crítica de flambagem (MPa)

$P_r$  = Pressão hidrostática ( $\frac{N}{m^2}$ )

$F1$  = Força na face um do elemento hidráulico analisado (N)

$A1$  = Área da face um do elemento hidráulico analisado ( $m^2$ )

$F2$  = Força na face dois do elemento hidráulico analisado (N)

$A2$  = Área da face dois do elemento hidráulico analisado ( $m^2$ )

$Q$  = Vazão relacionada a fluidos ( $\frac{m^3}{s}$ )

$V$  = Velocidade de escoamento ( $\frac{m}{s}$ )

$A_p$  = = Área do pistão (Êmbolo) ( $cm^2$ )

$\eta$  = Rendimento do atuador (90%)

$D_p$  = Diâmetro do pistão (cm)

$P1$  = Pressão na face um do elemento hidráulico analisado (Pa)

$K1$  = Carga de flambagem para hastes (N)

$J =$  Momento de inércia axial para seção circular ( $\text{cm}^4$ )

$\lambda =$  Comprimento livre de flambagem (cm)

$F_a =$  Força de Avanço (N)

$S =$  Fator de segurança para o atuador linear (-)

$d_h =$  Diâmetro da Haste (cm)

$F_{ap} =$  Força de avanço de projeto (N)

$F_a =$  Força de avanço efetiva (N)

$r =$  Relação de superfície (-)

$\sigma_{adm} =$  Tensão admissível no projeto de atuadores (Pa)

$\sigma_e =$  Tensão de escoamento para o material (Pa)

$e_{pd} =$  Espessura de parede (cm)

$e_{fd} =$  Espessura do fundo da camisa (cm)

$D =$  Diâmetro do Rebaixo para acoplamento e solda da camisa com o fundo do atuador (mm)

$D_e =$  Diâmetro externo da camisa (mm)

$f =$  Força (N)

$\eta_{dúctil} =$  Fator de segurança estático para materiais dúcteis (-)

$\theta_p =$  Inclinação do plano de maior e menor tensão normal em relação ao estado plano de tensões ( $^\circ$ )

$\tau_{xy} =$  Tensão de cisalhamento no plano xy (MPa)

$\sigma_x =$  Tensão normal no eixo X (MPa)

$\sigma_y =$  Tensão normal no eixo Y (MPa)

$\sigma_{1,2} =$  Tensão normal máxima e mínima (MPa)

$\theta_s =$  Inclinação do plano de cisalhamento máximo em relação ao estado plano de tensões ( $^\circ$ )

$\tau_{Máx\ do\ plano} =$  Tensão de cisalhamento máxima no plano (MPa)

$\sigma_{med} =$  Tensão normal média (MPa)

$q =$  Momento de primeira ordem ( $\text{m}^3$ )

$y' =$  Distância do centroide da área seccionada até o centroide da área da seção transversal completa (m)

$A' =$  Área da seção transversal da área seccionada dentro da seção transversal completa ( $\text{m}^2$ )

$\tau =$  Tensão de cisalhamento no ponto (Pa)

$V'$  = Força cortante no ponto (N)

$t$  = Largura da área da seção transversal no ponto P (m)

$F$  = Força calculada pela segunda lei de newton (N)

$m$  = Massa (kg)

$a$  = Aceleração ( $\frac{m}{s^2}$ )

$d$  = Diâmetro (m)

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>15</b>
1.1	JUSTIFICATIVA .....	16
1.2	OBJETIVO GERAL .....	17
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	17
<b>2</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>18</b>
<b>3</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>20</b>
3.1	METODOLOGIA DE DESENVOLVIMENTO DE PROJETOS .....	20
3.1.1	<b>Planejamento e esclarecimento da tarefa.....</b>	<b>22</b>
3.1.2	<b>Concepção.....</b>	<b>24</b>
3.1.3	<b>Anteprojeto.....</b>	<b>28</b>
3.1.4	<b>Detalhamento .....</b>	<b>29</b>
3.2	ESTÁTICA .....	29
3.2.1	<b>Diagrama de corpo livre.....</b>	<b>31</b>
3.3	Resistência dos materiais .....	33
3.3.1	<b>Tensão normal.....</b>	<b>34</b>
3.3.2	<b>Tensão de cisalhamento.....</b>	<b>34</b>
3.3.3	<b>Tensão de flexão .....</b>	<b>34</b>
3.3.4	<b>Fluxo de cisalhamento .....</b>	<b>35</b>
3.3.5	<b>Flambagem de colunas .....</b>	<b>35</b>
3.3.5.1	<i>Fatores de segurança .....</i>	<i>37</i>
3.3.6	<b>Transformação de tensão .....</b>	<b>37</b>
3.3.7	<b>Teorias de falha.....</b>	<b>39</b>
3.4	AUTOMAÇÃO HIDRÁULICA .....	40
3.4.1	<b>Vazão.....</b>	<b>41</b>
3.4.2	<b>Dimensionamento de atuadores lineares .....</b>	<b>41</b>
3.5	GARRAS FLORESTAIS .....	45

<b>4</b>	<b>DESENVOLVIMENTO.....</b>	<b>51</b>
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>65</b>
<b>6</b>	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>97</b>
<b>7</b>	<b>RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>98</b>

## 1 INTRODUÇÃO

O projeto que foi trabalhado nesse texto tem relação com a agricultura, mais especificamente na área da silvicultura. Segundo Barros (2021), a palavra silvicultura vem do latim e quer dizer floresta (silva) e cultivo de árvores (cultura), sendo a ciência que estuda maneiras naturais e artificiais de restaurar o povoamento das florestas, sem renunciar ao atendimento das demandas do mercado. No Brasil, tal setor tem grande relevância, como aponta o site da CNA Brasil (2021), dizendo que no ano de publicação do texto, considerando de janeiro a outubro, o setor foi responsável por 11% de todas as exportações registradas, rendendo ao Brasil uma receita cambial de 11,3 bilhões de dólares.

De acordo com a secretaria de planejamento, governança e gestão (2023), o setor silvicultor é responsável pela produção de itens como madeira, carvão vegetal, resinas etc. Delimitando especificamente os tipos de maquinário para esse setor, mais especificamente focados na madeira, a Aiko (2023) aponta que, para propiciar a manipulação e o corte desse item, normalmente são utilizados: Harvesters, Feller Bunchers, Grapple-Skidders (Trator com pneus que possuem uma garra florestal adaptada a sua estrutura), Forwarders, Shovel-logger (Escavadeira que possui uma garra florestal adaptada a sua estrutura).

Dentro do setor de fabricação dessas máquinas, foi utilizada a experiência do autor como colaborador em uma empresa especializada na fabricação de garras florestais que são adaptadas às máquinas citadas anteriormente, aliada a observação da realidade produtiva de empresas concorrentes para verificar a possibilidade de melhorias na fabricação desse item. A ideia foi propor uma melhoria através de um projeto de um dispositivo de montagem que cumpra as funções levantadas nos objetivos gerais desse trabalho, buscando avançar um passo na automação do processo de montagem desse implemento.

Como destaca Back et. al. (2008), atualmente a competitividade de produtos depende de fatores como escopo, custo, tempo de lançamento e qualidade do produto. Levando em conta o fator custo dos itens citados anteriormente, faz-se necessário um projeto que substitua o modelo manual empregado atualmente em algumas empresas observadas pelo autor, já que este, causa fadiga nos montadores, abaixando eventualmente a produtividade devido também a baixa ergonomia do processo, além de poder gerar custos futuros relacionados a processos trabalhistas. Além do tempo reduzido que um processo mais automatizado normalmente gera (diminuindo o custo de produção do mesmo), vale destacar o que Iida (2005) comenta sobre ergonomia, justificando a importância de se buscá-la nos processos produtivos, que seriam os resultados do estudo dessa área em diversos fatores que influenciam no desempenho geral do

sistema produtivo, procurando reduzir a fadiga, estresse, erros e acidentes decorrentes do processo produtivo, gerando como consequência, uma eficiência maior no processo de modo sustentável.

A relevância maior em pesquisar princípios técnicos e metodológicos relacionados a projetos, de modo que culminem em um projeto conceitual viável de um dispositivo de montagem, é de reduzir custos e aumentar a segurança do processo além de documentar um desenvolvimento de projetos para içamento e posicionamento de componentes, que pode auxiliar futuros desenvolvimentos para outras atividades, enriquecendo a bibliografia nesse sentido.

## 1.1 JUSTIFICATIVA

Desde o grande avanço tecnológico obtido principalmente a partir da primeira revolução industrial (século XVIII), onde as primeiras automações começaram a surgir com o desenvolvimento de máquinas que otimizassem o trabalho através de mecanismos dedicados (como o tear mecânico), pode-se notar uma tendência natural à substituição gradativa de manufatura por automação (em algum nível) em todos os processos produtivos. Esse movimento como um todo se mostrou mais recompensador para os meios de produção e para sociedade como um todo.

Tendo isso em vista, é importante ressaltar que mesmo depois desses primeiros avanços somados aos avanços mais recentes (energia elétrica, computadores, robótica, inteligência artificial etc.) que acabaram demonstrando uma série de soluções antes desconhecidas, ainda existem empresas que tem seu método de produção artesanal (com pouco ou nenhum uso de tecnologia). Isso normalmente as fazem ficar em desvantagem se comparadas às empresas concorrentes que usam dessas tecnologias em seus processos.

O caso da experiência observada pelo autor na fabricação desse tipo de implemento se enquadra nesse cenário, mais especificamente na montagem. Atualmente, em algumas empresas, as garras florestais produzidas são montadas de modo manual, com o auxílio apenas de talhas para içar os componentes e de instrumentos de impacto para fixar os pinos de modo a unir cabeça e unhas para que então a montagem dos demais componentes prossiga com as unhas apoiadas diretamente no solo.

Esse tipo de montagem acarreta diversas consequências, que seriam, o alto tempo de produção do implemento, a baixa ergonomia, alto desgaste físico dos montadores

(especialmente em modelos de menor amplitude) e a deterioração da pintura ao atritar-se com o solo. Sendo assim, este trabalho se propõe a criar através de uma metodologia de desenvolvimento de produto, um dispositivo capaz de içar e posicionar os componentes da garra até uma altura de montagem confortável, buscando a otimização da atividade e os benefícios aos montadores que esse primeiro passo em direção a automação do processo trará.

## 1.2 OBJETIVO GERAL

Desenvolver um projeto conceitual de um dispositivo que auxilie na montagem e permita o teste de garras florestais.

## 1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Aplicar a metodologia de desenvolvimento de projetos de Pahl et al. (2005) para conceber um modelo conceitual de modo sistemático.
- Dimensionar estaticamente os principais componentes do dispositivo buscando segurança no projeto.
- Modelar componentes em um software CAD.
- Simular os fins de cursos projetados da estrutura em um software CAD para verificar a funcionalidade esperada (concentricidade entre os mancais da cabeça e os olhais da unha).
- Simular os fins de cursos projetados dos atuadores da estrutura em um software CAD para verificar se a cabeça da garra chega à altura de 1 metro do solo em seu ponto mais baixo (proporcionando conforto na montagem).

## 2 METODOLOGIA

A finalidade desta pesquisa foi desenvolver um projeto conceitual de um dispositivo para montagem e teste de garras florestais.

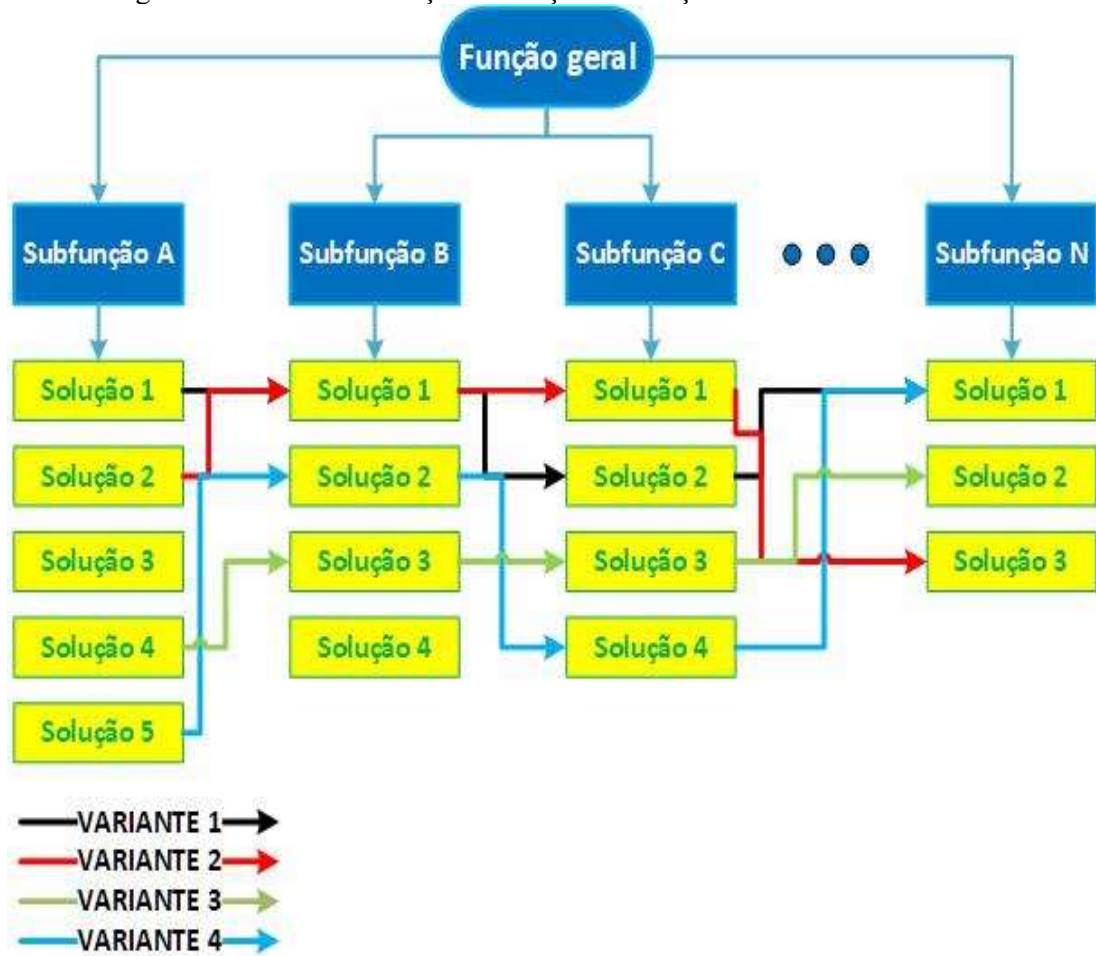
O intuito da descrição da metodologia neste tópico foi deixar claro ao leitor como foi o processo do desenvolvimento do projeto, especificando as etapas e os resultados esperados após cada etapa.

Como a atividade de projetar envolve muitas informações e sua correta gestão para atingir um objetivo, visando proceder de modo otimizado e com um método sistemático consolidado, foi utilizado o método de Pahl et al. (2005). Essa metodologia permite, através de suas fases, a alimentação de dados específicos dentre todos os dados existentes no projeto, que propiciam o isolamento da análise e a abstração num cenário onde a poluição de informações não prejudique a formação do que será a variante escolhida ao fim do processo, além de estabelecer etapas lógicas para trabalho que direcionam o projetista mais rapidamente a soluções. Outro fator que justifica a utilização da metodologia citada é o grande número de menções do método e das ideias divulgadas pelos autores em outras abordagens de desenvolvimento documentadas, tornando-o uma bibliografia consolidada nesse aspecto.

Inicialmente, foi realizada a etapa de planejamento e esclarecimento da tarefa, através de uma lista de requisitos, que demonstrou as necessidades e desejos vinculados a esse projeto. Após esta etapa, foi iniciada a fase de concepção, delimitando inicialmente quais são os problemas essenciais do projeto e elaborando uma estrutura de funções.

Partindo da estrutura de funções criadas, houve uma abstração sobre possíveis soluções para cada subfunção, gerando uma lista como a figura 1, onde são elencadas soluções possíveis para as subfunções, que combinadas, foram a base para gerar variantes de solução para o projeto do dispositivo (que atendam a função geral).

Figura 1 - Estrutura de funções e criação de soluções intermediárias



Fonte: O autor (2023)

Após estabelecidas as variantes de soluções possíveis, foi utilizada a matriz de Pugh para selecionar a melhor variante, com base em critérios de projeto.

Após selecionada a variante mais promissora, foram esboçadas suas soluções através de uma ferramenta CAD, para então realizar o dimensionamento estrutural do dispositivo e de seus atuadores.

O valor arbitrado pelo autor desse desenvolvimento com base em Norton, para o coeficiente de segurança foi de exatamente 5 unidades.

Finalmente, após realizar o dimensionamento, foram testadas as condições dos objetivos específicos do conceito no software, para que fosse possível prosseguir com o tópico resultados desse desenvolvimento, finalizando o conceito e os objetivos dessa monografia.

### 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Esta revisão contará com uma breve demonstração dos conhecimentos fundamentais para realizar o projeto conceitual a qual esse trabalho se presta. Sua composição conterá a demonstração da metodologia de projetos utilizada, que será usada como ferramenta para conciliar os conhecimentos técnicos a um modelo sistemático de desenvolvimento. Os tópicos de cunho técnico que serão abordados são: materiais, hidráulica e estática.

#### 3.1 METODOLOGIA DE DESENVOLVIMENTO DE PROJETOS

Pahl et. al. (2005) mencionam a importância do uso de uma metodologia flexível, planejável, otimizável e verificável para gerar na interação com o projetista, boas soluções e em um tempo satisfatório, de modo que sejam atrativas ao mercado consumidor, atendendo suas necessidades básicas em relação ao produto. A principal justificativa para se usar um método no desenvolvimento de um projeto, vem da ideia de (PAZMINO,2015, p. 11) “o método tende também a ampliar tanto o problema de design como a busca de soluções adequadas, já que estimula e permite pensar além da primeira solução que vem na mente do designer”.

É importante destacar o parecer de Carvalho (2008), onde o autor menciona que o método de Pahl & Beitz é considerado um clássico sobre o assunto e que provavelmente é a metodologia mais amplamente difundida no mundo, além de também destacar o escrito por Cunha (2008), onde o autor descreve que diversos autores buscaram descrever passo a passo uma configuração definitiva de projetos baseada na observação de projetistas, e que pela forma como abordaram suas metodologias, acabaram sendo mais identificados a algumas áreas do que a outras, explicitando o caráter geralmente disciplinar da concepção dos métodos de desenvolvimento de projeto, sendo no caso da engenharia mecânica os trabalhos Ulmann (apud Cunha (2008)) e de Pahl e Beitz (apud Cunha (2008)) as principais referências.

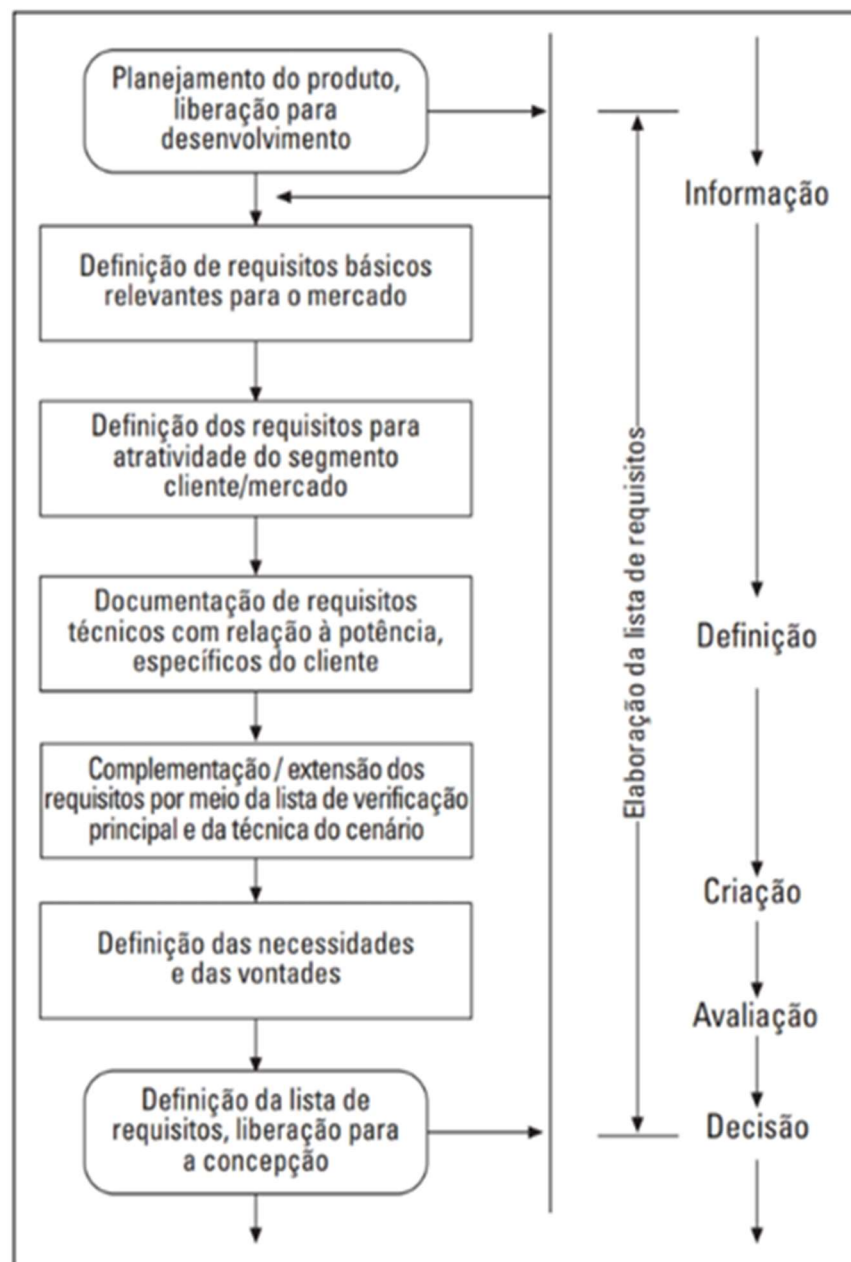
Sendo assim, como foi utilizado o método de Pahl e Beitz, na figura 2 é demonstrado passo a passo através de um fluxograma indicado pelo autor de como deve ser o processo de desenvolvimento de projetos segundo a metodologia, detalhando as etapas de trabalho e de decisão, em que ordem devem ser feitas e como devem ser retroalimentadas no caso de não atingirem um resultado satisfatório.



### 3.1.1 Planejamento e esclarecimento da tarefa

Conforme explica Pahl et. al (2005), essa fase é a fase basilar e inicial de qualquer desenvolvimento de projetos e deve ser realizada de modo detalhado, visando coletar informações sobre os requisitos e as condicionantes existentes, bem como suas relevâncias. O resultado dessa fase é definição informativa demonstrada em uma lista de requisitos. A figura 3 demonstra um fluxograma, onde são demonstrados os passos para desenvolver essa etapa.

Figura 3 - Fluxograma de realização da lista de requisitos



Fonte: Pahl et.al. (2005)

Dietz e Mistree (2009) reiteram que o processo de design começa com o planejamento e esclarecimento da tarefa até que chegue na lista de requisitos, e utiliza essa primeira etapa atribuindo na sua lista a letra “D” ao que é demanda obrigatória do projeto e a letra “W” no que é desejo em relação ao mesmo, modelo de lista que será utilizado nesse trabalho (exemplo no quadro 1):

Quadro 1 - Exemplo de lista de requisitos

<b>D/W</b>	<b>REQUISITO</b>
-	<b>GEOMETRIA</b>
<b>W</b>	<b>ALTERAR O MÍNIMO POSSÍVEL AS DIMENSÕES DA MOLA</b>
<b>D</b>	<b>A MOLA DEVE CABER NA ESTRUTURA EXISTENTE</b>
-	<b>CINEMÁTICA</b>
<b>D</b>	<b>ALCANCE DINÂMICO DE UMA POLEGADA</b>
-	<b>FORÇAS FÍSICAS</b>
<b>D</b>	<b>AUMENTAR A FORÇA EM 10 LIBRAS NA FAIXA MÁXIMA</b>
-	<b>MATERIAL</b>
<b>D</b>	<b>FIO MUSICAL ASTM A228</b>
<b>D</b>	<b>AUMENTAR A RIGIDEZ</b>
-	<b>PRODUÇÃO</b>
<b>D</b>	<b>NÃO CRIAR UMA MOLA COMPLETAMENTE NOVA</b>
<b>W</b>	<b>CUSTO BAIXO E FÁCIL IMPLEMENTAÇÃO</b>
<b>D</b>	<b>MANUTENÇÕES VIÁVEIS EM UMA OFICINA MECÂNICA BEM EQUIPADA</b>
-	<b>CONTROLE DE QUALIDADE</b>
<b>D</b>	<b>APLICAÇÃO DE FORÇA CONSISTENTE</b>
-	<b>CUSTOS</b>
<b>W</b>	<b>MINIMIZAR O CUSTO DE MODIFICAÇÃO</b>
<b>W</b>	<b>MINIMIZAR O CUSTO DO MATERIAL</b>

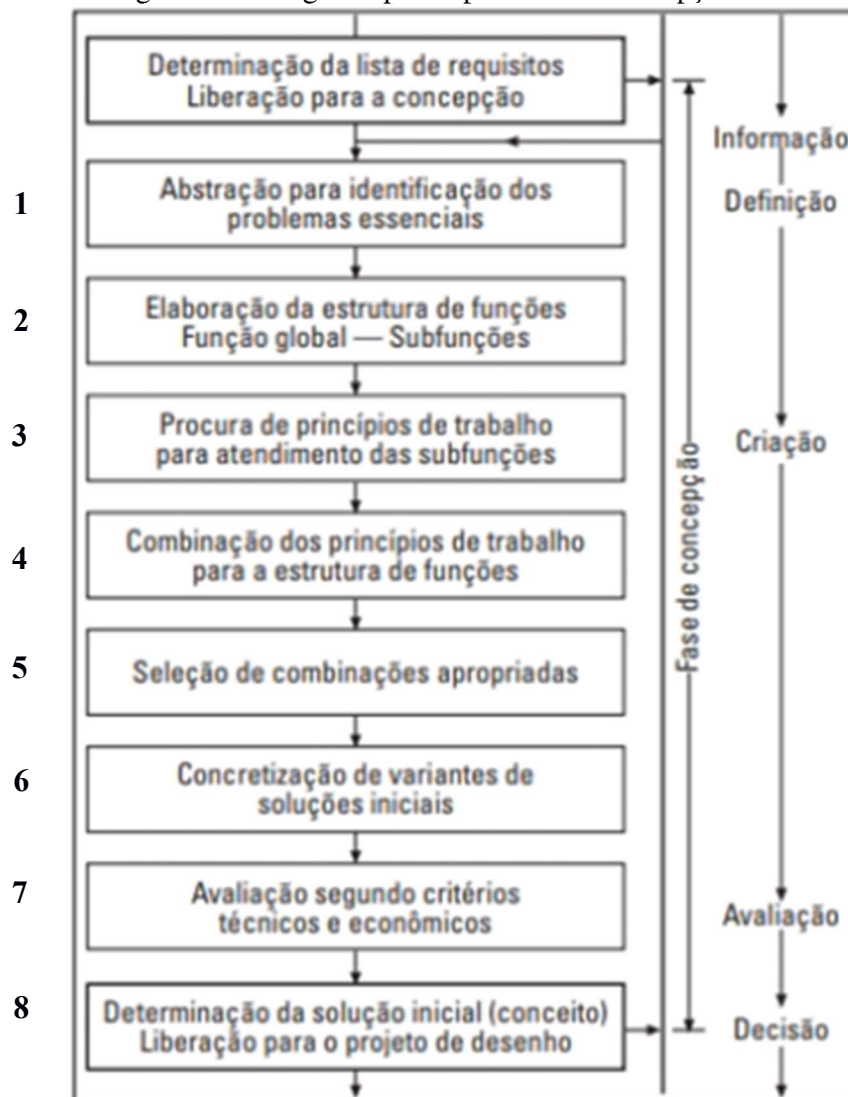
Fonte: Adaptado Dietz e Mistree (2009)

### 3.1.2 Concepção

Pahl et. al (2005) define essa fase como a fase posterior ao esclarecimento da tarefa e como a definição preliminar de uma solução, encontrada por meio da abstração dos principais problemas a serem sanados, formação da estrutura de funções, pesquisa de princípios funcionais adequados e a combinação deles em uma estrutura de trabalho. Segundo Amaral et. al (2006) a fase conceitual do projeto envolve por parte do projetista atividades relacionadas a busca, criação, representação e seleção de soluções.

Na figura 4, segue um fluxograma demonstrando a sequência de passos a se seguir para prosseguir com a concepção do projeto de acordo com Pahl et. al (2005):

Figura 4 - Fluxograma para o processo de concepção



Fonte: Pahl et. al. (2005)

Ainda segundo o Pahl et al (2005), será apresentado um breve resumo de como deve ser executada cada etapa descrita no fluxograma :

1. Abstração para identificação dos problemas essenciais - nessa fase existem três subdivisões contidas na explicação e o objetivo é abstrair a respeito do problema.
  - a. Objetivo – A abstração tem como foco estimular o projetista a não poupar esforço criativo utilizando somente ideias fixas ou convencionais em seus projetos, estudando assim caminhos inovadores de solução que podem se tornar soluções otimizadas.
  - b. Ampliação sistemática da formulação de problemas - O principal objetivo dessa fase é refletir se não seria conveniente ampliar ou corrigir a tarefa original, buscando encontrar soluções promissoras. A ideia é abstrair aumentando ou diminuindo o nível de detalhes das tarefas para encontrar os reais problemas sobre os quais se devem focar os esforços.
  - c. Identificação dos problemas a partir da lista de requisitos – Essa fase tem como objetivo identificar quais são os principais problemas da lista de requisitos e quais condicionantes interferem mais nesses problemas, visando mensurar numa revisão onde deve estar o foco do projetista, extraindo soluções prévias que podem estar associadas as tarefas.
2. Elaboração da estrutura de funções – A partir do(s) problema(s) bem definidos, nessa fase ocorrerá o detalhamento do problema em uma função global (representação geral objetivada entre entrada e saída de um sistema a partir dos requisitos) e a divisão dessa função em subfunções, que representam um detalhamento da função global em atividades de menor complexidade (a interligação das subfunções é a estrutura das funções e representa a função global).
3. Busca de princípios de funcionamento – Nessa fase deve-se refletir sobre todos os princípios de solução para a subfunções que o projetista puder, elaborando um esboço de cada princípio para facilitar a proposta deles.
4. Combinação dos princípios de funcionamento – Nessa fase realiza-se a ligação de uma determinada solução de uma subfunção com a solução de uma outra subfunção vizinha (desde que sejam compatíveis), continuando a ligação até o fim das subfunções, gerando assim uma possível estrutura de funcionamento como solução global do projeto.

5. Seleção das estruturas de funcionamento adequadas – Seleção das propostas de solução global mais interessantes para que se prossiga o desenvolvimento. Nessa etapa o autor recomenda o uso de uma lista de seleção, exemplo na figura 5, onde as variantes de solução são comparadas entre si para seleção da ou das melhores opções.

Figura 5 - Exemplo de lista de seleção

TH Darmstadt MuK		Lista de seleção para sensor de um medidor do conteúdo de um reservatório							Folha:   página:	
Assinalar variante da solução (Lv):	Julgar variantes da solução segundo critérios de avaliação:							DECIDIR		
	(+) Sim (-) Não (?) Faltam informações (!) Verificar lista de requisitos							Marcar variantes da solução: (+) Continuar o desenvolvimento (-) Eliminar solução (?) Obter informações (reavaliar a solução) (!) Verificar lista de requisitos quanto a alterações		
	Observadas as compatibilidades							Decisão		
	Satisfeitas as exigências da lista de requisitos									
	Em princípio realizável									
	Dispêndio aceitável									
	Observadas medidas de segurança direta									
	Preferida pela própria empresa									
	Observações (sugestões, justificações)									
	Lv	A	B	C	D	E	F		G	
1	1	+	+	+	2				Número de pontos de medida	?
2	2	+	-						Armazenamento da massa	-
3	3	-						Radioatividade	-	
4	4	+	+	+	+	(+)		(Continuar desenvolvimento das atuais soluções)	+	
5	5	+	+	+	+				+	
6	6	-						Líquido não condutor	-	
7	7	+	+	+	+				+	
8	8	+	+	+	+			Veja variante da solução 7	+	
9	9									

Fonte: Pahl et. al (2005)

6. Materialização das variantes básicas de solução – Nesta fase são levados em conta apenas as propostas de solução global mais promissoras, buscando através de cálculos aproximados e estimativas tantas quantas forem possível, materializar tais soluções para que se possam obter parâmetros de análise futuras (é importante levantar o máximo de informações possíveis nessa etapa para uma melhor análise, tais como custos, dimensões, materiais etc), já que os parâmetros mínimos já são atendidos na lista de requisitos, então essa fase busca levantar informações externas a lista de requisitos que possam impactar também na decisão futuramente.
7. Avaliação das variantes básicas de solução – Essa etapa tem como objetivo avaliar definitivamente a partir das estimativas da etapa anterior qual das variantes será utilizada para prosseguir com a finalização do projeto. O autor recomenda que se monte uma lista de critérios pelos quais haverá a avaliação, levando em conta também questões de segurança e de sustentabilidade ambiental caso não forem incluídas na lista de requisitos, estabelecendo de 8 a 15 critérios para avaliação. Uma das formas de avaliação é atribuir valores a esses critérios (faixa de valores sendo o mais alto o maior nível de atendimento e o mais baixo o menor), desprezando os critérios menos importantes pela análise relativa dos gestores do projeto (para evitar ponderações que seriam provavelmente incertas na fase de concepção). O autor recomenda também separar critérios técnicos em uma lista e critérios econômicos em outra, ponderando a melhor variante com as análises numéricas já realizadas.

Back et. al (2008) define que pode ser realizada uma forma de triagem dentre as opções levantadas na etapa de concepção utilizando a matriz de Pugh, onde basicamente, pode-se adotar como referência uma das concepções levantadas, um modelo anterior, ou parâmetros limites para diferenciar soluções viáveis de soluções inviáveis. Na figura 6 é demonstrado um exemplo de matriz de Pugh;

Figura 6 - Exemplo de Matriz de Pugh

Nº	Critérios generalizados adotados	Concepções alternativas geradas					
		Sol. REF.	Sol. AB	Sol. BD	Sol. XY	Sol. JK	Sol. LM
1	Desempenho de função	0	+	+	-	-	0
2	Viabilidade econômica	0	0	-	+	-	0
3	Fácil uso	0	+	0	+	-	0
4	Alta confiabilidade	0	-	-	0	0	+
5	Fácil manutenção	0	-	-	0	0	+
6	Boa aparência	0	+	0	+	0	+
7	Segurança	0	0	0	+	-	+
8	Fácil transporte	0	0	-	+	+	0
9	Fácil armazenagem	0	+	+	0	-	0
10	Reciclagem econômica	0	0	-	+	0	+
Soma de (+)		0(0)	4(+)	2(+)	6(+)	1(+)	5(+)
Soma de (-)		0(-)	2(-)	5(-)	1(-)	5(-)	0(-)
Soma de (0)		10(0)	4(0)	3(0)	3(0)	4(0)	5(0)
Resultado final (+) + (-)		0(+)	2(+)	3(-)	5(+)	4(-)	5(+)

Fonte: Back et.al (2008)

### 3.1.3 Anteprojeto

Como explicam Matthiesen *et. al.* (2019), na fase do conceito, existem apenas ideias e estimativas do produto, enquanto um produto parametrizado e completamente definido ainda não está disponível. Já na fase de incorporação ou anteprojeto os parâmetros do produto já estão definidos em modelos CAD ou em desenhos técnicos.

A fase de anteprojeto é basicamente a fase de aprofundamento dos conceitos obtidos na fase anterior, estabelecendo modelos do mesmo para que se possa chegar mais próximo a implementação real do projeto.

Pahl et al (2005), define essa fase como a fase em que o projetista utiliza do(s) principal(is) princípios de solução obtidos na fase de concepção e determina de fato a estrutura de construção (layout geral do produto), levando em conta os elementos técnicos e econômicos pertinentes ao esboço definitivo do conceito. Ainda segundo o autor, muitas vezes é necessário produzir vários layouts preliminares a fim de obter mais informações sobre as vantagens e desvantagens das variantes mais promissoras, sendo essa fase basicamente, um enriquecimento de informações oriundas do detalhamento mais palpável do conceito, levando a informação de projeto a um nível mais elevado e fazendo possíveis reflexões a respeito de soluções intermediárias de outras variantes que possam ser incorporadas à variante selecionada, otimizando ainda mais o resultado do projeto.

### 3.1.4 Detalhamento

Nesta fase há a documentação e finalização do método em um projeto finalizado e apto a ser produzido tal como foi planejado. Segundo Pahl et. al (2005), essa fase é composta pela atribuição definitiva de forma a solução técnica esboçada, relacionada a aspecto dimensional, acabamento superficial, material, processos de produção recomendados, tolerâncias etc.

Como apontado por Pahl et. al (2005, p. 92) “o resultado do detalhamento é a definição da tecnologia de produção da solução”, onde o autor complementa dizendo que os mínimos detalhes das operações de fabricação têm que ser documentados, pois a segurança do projeto e o custo são altamente influenciados pelo rigor nessa etapa.

## 3.2 ESTÁTICA

Meriam et.al (2022) menciona o objetivo do estudo da estática, dizendo que este é descrever quantitativamente as forças que agem sobre uma estrutura em equilíbrio. Beer et. al (2013) afirma que tal equilíbrio ocorre quando o somatório das forças externas é igual a zero e, utilizando coordenadas retangulares (eixos “x”, ”y” e “z”), se resume as equações numeradas de 1 a 6 a seguir:

$$\sum F_x = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0 \quad (2)$$

$$\sum F_z = 0 \quad (3)$$

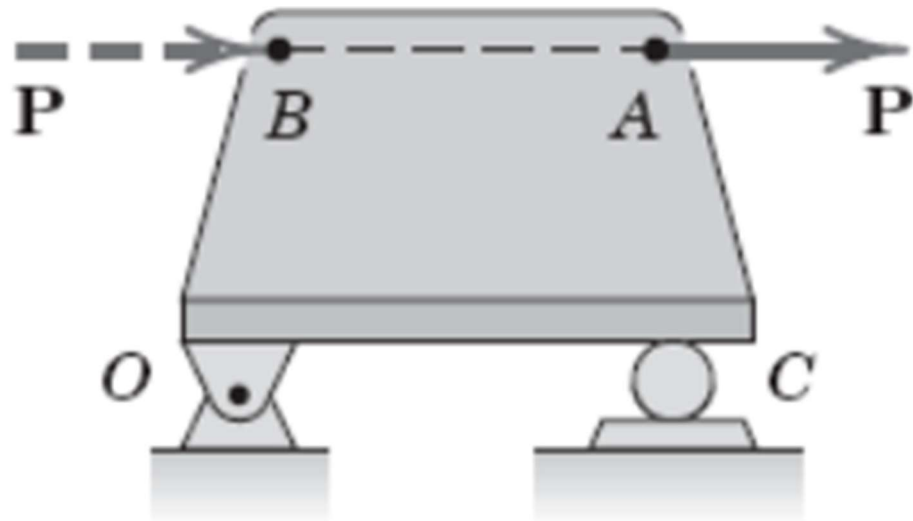
$$\sum M_x = 0 \quad (4)$$

$$\sum M_y = 0 \quad (5)$$

$$\sum M_z = 0 \quad (6)$$

Meriam et.al (2022) explica que ao tratar do estudo de mecânica de um corpo rígido, é necessário ignorar as deformações internas e preocupar-se apenas com os efeitos externos das forças atuantes no sistema, chegando à conclusão que pelo princípio da transmissibilidade, uma força pode ser aplicada em qualquer ponto em sua linha de ação na estrutura analisada, que não alterará, externamente, a reação dos apoios, como mostrado na figura 7, onde independente do ponto de aplicação da força (“A” ou “B”) as reações físicas em “O” e “C” serão as mesmas.

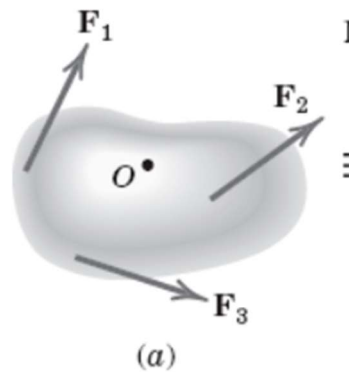
Figura 7 - Princípio da transmissibilidade



Fonte: Meriam et.al (2022)

Meriam et. al (2022, p.38) demonstra também, a ideia de resultantes, sendo “a combinação mais simples de forças, que pode substituir dado sistema de forças, sem alterar o efeito externo sobre o corpo rígido no qual as forças atuam”. A figura 8 demonstra um exemplo em um corpo sujeito a carregamentos:

Figura 8 - Exemplo de resultantes

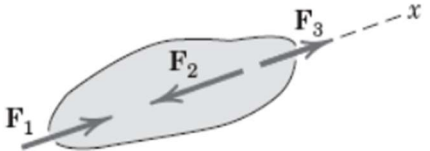
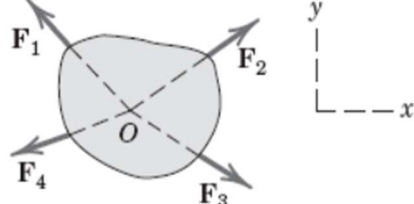
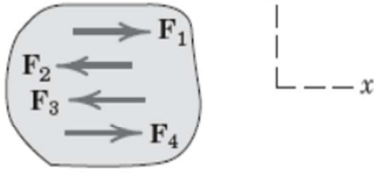
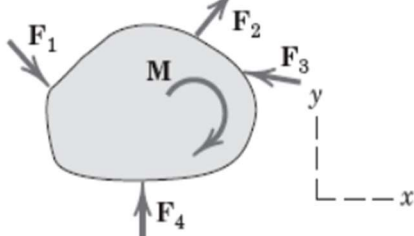


Fonte: Meriam et.al (2022)

Nesse caso a Força resultante seria igual a soma de “F1”, “F2” e “F3”.

Meriam et. al (2022) continua demonstrando algumas categorias onde a força resultante em um sistema é 0 (condição da estática) na figura 9:

Figura 9 - Categorias de equilíbrio

CATEGORIAS DE EQUILÍBRIO EM DUAS DIMENSÕES		
Sistema de Forças	Diagrama de Corpo Livre	Equações Independentes
1. Colineares		$\Sigma F_x = 0$
2. Concorrentes em um ponto		$\Sigma F_x = 0$ $\Sigma F_y = 0$
3. Paralelas		$\Sigma F_x = 0$ $\Sigma M_z = 0$
4. Geral		$\Sigma F_x = 0$ $\Sigma M_z = 0$ $\Sigma F_y = 0$

Fonte: Meriam et. al (2022)

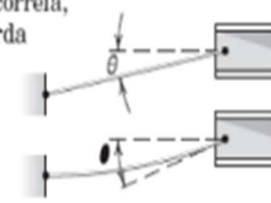
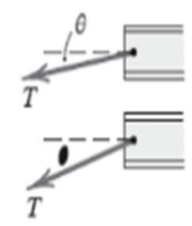

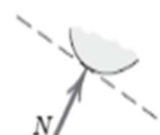

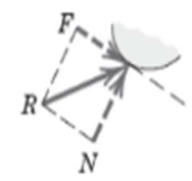
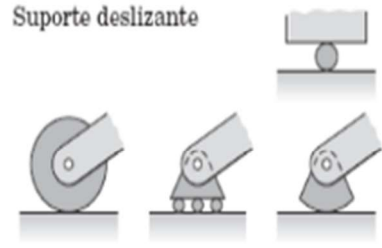
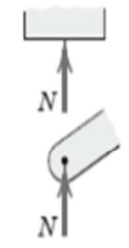
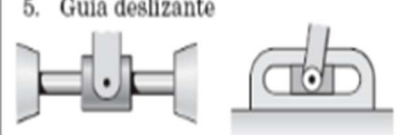
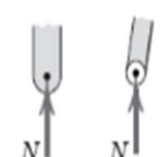
### 3.2.1 Diagrama de corpo livre

Meriam et.al. (2022) Afirma que antes de aplicar o equilíbrio de forças utilizado anteriormente, deve-se construir corretamente um diagrama de corpo livre que represente corretamente as forças aplicadas a estrutura e as consequentes reações nos apoios. Meriam et. al. (2022) demonstra a segunda lei de Newton (Eq. 7) como importante para representação das forças:

$$F = m * a \quad (7)$$


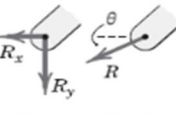

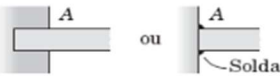
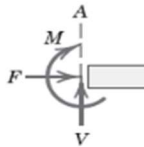
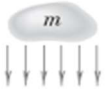
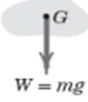
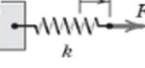

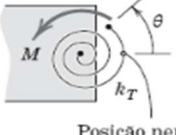

As figuras 10 e 11 demonstram situações cotidianas na engenharia e como devem ser representados os diagramas de corpo livre de acordo com essas situações:

Figura 10 - Exemplos de diagramas de corpo livre

MODELOS PARA A AÇÃO DE FORÇAS NA ANÁLISE BIDIMENSIONAL		
Tipo de Contato e Origem da Força	Ação sobre o Corpo a Ser L	
<p>1. Cabo flexível, correia, corrente ou corda</p> <p>Peso do cabo desprezível</p> <p>Peso do cabo não desprezível</p> 		<p>A força exercida por um cabo flexível é sempre uma tração apontando para fora do corpo e na direção do cabo.</p>
<p>2. Superfícies lisas</p> 		<p>A força de contato é compressiva e é normal à superfície.</p>
<p>3. Superfícies rugosas</p> 		<p>Superfícies rugosas são capazes de suportar uma componente tangencial <math>F</math> (força de atrito), assim como uma componente normal <math>N</math> da força de contato resultante <math>R</math>.</p>
<p>4. Suporte deslizante</p> 		<p>Os suportes deslizantes de rolete, de esfera ou de setor de rolete transmitem uma força de compressão normal à superfície de apoio.</p>
<p>5. Guia deslizante</p> 		<p>Colar ou cursor livres para se mover ao longo de guias lisas; somente podem suportar forças normais à guia.</p>

Fonte: Meriam et. al (2022)

Figura 11 - Outros exemplos de diagramas de corpo livre

<p>6. Conexão com pino</p> 	<p>Pino livre para girar</p>  <p>Pino sem liberdade para girar</p> 	<p>Uma conexão com pino, livremente articulada, é capaz de suportar uma força em qualquer direção no plano normal ao eixo do pino. Podemos representá-la através de duas componentes <math>R_x</math> ou <math>R_y</math>, ou uma intensidade <math>R</math> e direção <math>\theta</math>. Uma conexão com pino que não está livre para girar também suporta um binário <math>M</math>.</p>
<p>7. Engaste ou suporte fixo</p> 		<p>Um engaste ou suporte fixo é capaz de suportar uma força axial <math>F</math>, uma força transversal <math>V</math> (força cortante) e um binário <math>M</math> (momento fletor) para evitar a rotação.</p>
<p>8. Atração gravitacional</p> 		<p>A resultante da atração gravitacional em todos os elementos de um corpo de massa <math>m</math> é o peso <math>W = mg</math>, que age em direção ao centro da Terra, através do centro de massa do corpo <math>G</math>.</p>
<p>9. Ação de mola</p> <p>Posição neutra</p>  <p>Linear <math>F = kx</math></p> <p>Não linear</p> <p>Endurecimento</p> <p>Amoelcimento</p>		<p>A força da mola será de tração se a mola estiver distendida e de compressão se estiver comprimida. Para uma mola elástica linear, a rigidez <math>k</math> representa a força necessária para deformar a mola de uma unidade de distância.</p>
<p>10. Ação de mola de torção</p>  <p>Posição neutra</p>		<p>Para uma mola linear de torção, o binário aplicado <math>M</math> é proporcional à deflexão angular <math>\theta</math> medida desde a sua posição neutra. A rigidez <math>k_T</math> representa o binário necessário para deformar a mola de um radiano.</p>

Fonte: Meriam et. al (2022)

### 3.3 RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS

Essa seção da revisão foi destinada a comentar brevemente sobre conceitos acerca de física mecânica que fundamentarão as análises estáticas de carga para o dimensionamento do dispositivo (é necessário consultar lista de símbolos para compreender melhor as equações).

Hibbeler (2010) define resistência dos materiais como um ramo da mecânica que estuda a relação entre as cargas aplicadas à um corpo deformável e as forças internas desenvolvidas no material em decorrência delas. Beer et. al. (2013) afirmam que o principal objetivo do estudo da mecânica dos materiais é proporcionar ao engenheiro, meios para analisar estruturas sujeitas a cargas, que são analisadas inicialmente através da definição de tensões e deformações

Abaixo serão definidos os principais tipos de tensão e suas características, de acordo com a bibliografia, bem como flambagem, Fatores de segurança, estado plano de tensão e a teoria de falha de Von Mises.

### 3.3.1 Tensão normal

Hibbeler (2010) destaca que a tensão normal é a razão entre a força interna que atua perpendicularmente à área da seção transversal de um elemento e essa referida área, podendo ser de tração ou compressão dependendo do sentido da força. Beer et. al (2013) reiteram, dizendo que esta tensão se trata da força perpendicular a seção transversal do elemento dividido pela área dessa seção. Conforme Hibbeler (2010), considerando a tensão constante na área de atuação, a tensão normal é formulada pela Eq. 8:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (8)$$

### 3.3.2 Tensão de cisalhamento

Hibbeler (2010) enuncia que a tensão de cisalhamento é resultado da força interna que atua paralelamente a área da seção transversal do elemento, dividida pela referida área. Gere e Goodno (2013) reiteram dizendo que a tensão de cisalhamento é uma tensão que surge quando duas forças iguais e opostas são aplicadas paralelamente a seção transversal do elemento. Conforme Hibbeler (2010), considerando a tensão constante na área de atuação, a tensão de cisalhamento é formulada pela Eq. 9:

$$\tau_{méd} = \frac{V}{A} \quad (9)$$

### 3.3.3 Tensão de flexão

Beer et. al (2013) afirma que a flexão pura ocorre quando dois momentos fletores iguais e opostos em sentido atuam no mesmo plano longitudinal do corpo analisado. O autor continua dizendo que a tensão normal à seção transversal do elemento provocada pela flexão pura é chamada geralmente de tensão de flexão. Hibbeler (2010) reitera, afirmando que a tensão de flexão é calculada com objetivo de apresentar a tensão normal à seção transversal do elemento com um momento fletor contido em uma seção simétrica em relação ao eixo de análise, formulando a tensão de flexão em qualquer ponto da seção conforme a Eq. 10:

$$\sigma = \frac{-My}{I} \quad (10)$$

### 3.3.4 Fluxo de cisalhamento

Hibbeler (2010) afirma que o fluxo de cisalhamento é a distribuição do cisalhamento na seção transversal do elemento analisado (que varia de acordo com a distância da linha neutra), podendo ser calculado através do momento de primeira ordem, que é calculado pela Eq. 11:

$$q = y' * A' \quad (11)$$

Onde “q” representa o fluxo de cisalhamento, “y’” representa distância do centroide da área seccionada até o centroide da área da seção transversal completa e “A’” representa a área da área seccionada (unidades detalhadas na lista de símbolos).

Hibbeler (2010) afirma que o fluxo de cisalhamento ( $\tau$ ) na seção transversal, portanto, é definido pela Eq. 12:

$$\tau = \frac{V'q}{It} \quad (12)$$

Onde “V’” é a força cortante na seção transversal, “I” é o momento de inércia da seção transversal e “t” é a largura da seção no ponto selecionado para cálculo.

### 3.3.5 Flambagem de colunas

Hibbeler (2010, p.477) explica: “Mais especificamente, elementos estruturais compridos e esbeltos sujeitos a uma força de compressão axial são denominadas colunas, e a deflexão lateral que ocorre é denominada flambagem”. Ainda segundo o autor, “a carga axial máxima que uma coluna pode suportar quando está na iminência de sofrer flambagem é denominada carga crítica, “Pcr””, mencionando posteriormente também que qualquer carga adicional causará deflexão lateral na coluna (flambagem).

Beer et.al. (2013) corrobora com a afirmação anterior, dizendo que se a carga sobre a coluna não exceda o valor crítico (Pcr), então o sistema absorverá as perturbações e voltará a

sua condição de equilíbrio inicial, porém, caso a carga exceda o  $P_{cr}$ , o sistema se afastará de sua posição de equilíbrio original até que busque outra posição de equilíbrio, pressupondo instabilidade (flambagem). A figura 12 demonstra uma condição de equilíbrio e uma condição de flambagem para exemplificar o fenômeno.

Figura 12 - Vigas em compressão



Fonte: Hibbeler (2010)

Segundo Hibbeler (2010), para calcularmos a tensão e a carga máxima que uma viga pode suportar em flexão sem flambar, utilizamos respectivamente as Eq. 13 e Eq. 14:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(KL/r)^2} \quad (13)$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \quad (14)$$

“ $\sigma_{cr}$ ” é a tensão crítica de flambagem, “E” é o módulo de elasticidade do material, “K” é o fator de comprimento efetivo (que segundo Hibbeler (2010), é um valor tabelado contido em muitos códigos e manuais de projeto para cada material), “L” é o comprimento da coluna e “r” é relação de superfície (unidades detalhadas na lista de símbolos).

Por fim, Hibbeler (2010) define o termo “r” (relação de superfície) da equação 13 podendo ser calculado através da Eq. 15:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (15)$$

Lembrando que nesse caso, o momento de inércia “I” é o menor momento de inércia da área da seção transversal da coluna.

### 3.3.5.1 Fatores de segurança

De acordo com Norton (2013), é possível determinar o fator de segurança genérico de um projeto através das informações contidas na figura 13, que tratam genericamente do nível de informação disponível no projeto e das condições as quais ele estará sujeito.

Figura 13 - Tabela de fatores de segurança

Tabela 1-3 Fatores utilizados para determinar um coeficiente de segurança para materiais dúcteis		
Informações	Qualidade das informações	Fator
		<b>F1</b>
Dados das propriedades dos materiais disponíveis a partir de testes	O material realmente utilizado foi testado	1,3
	Dados representativos de testes do material estão disponíveis	2
	Dados razoavelmente representativos de testes do material estão disponíveis	3
	Dados insuficientemente representativos de testes do material estão disponíveis	5+
		<b>F2</b>
Condições ambientais nos quais será utilizado	São idênticas às condições dos testes de materiais	1,3
	Essencialmente igual ao ambiente de um laboratório comum	2
	Ambiente moderadamente desafiador	3
	Ambiente extremamente desafiador	5+
		<b>F3</b>
Modelos analíticos para forças e tensões	Os modelos foram testados em experimentos	1,3
	Os modelos representam precisamente o sistema	2
	Os modelos representam aproximadamente o sistema	3
	Os modelos são aproximações grosseiras	5+

Fonte: Norton (2013)

Para escolha, Norton (2013) recomenda a seleção do coeficiente geral com o valor máximo obtido entre F1, F2 e F3, conforme a Eq. 16:

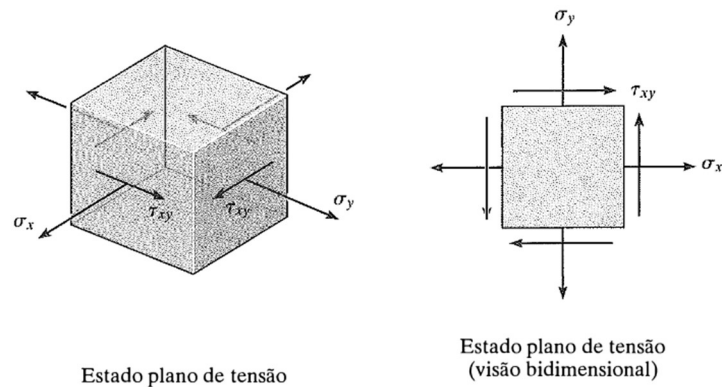
$$\eta_{dúctil} = \text{MAX}(F1, F2, F3) \quad (16)$$

$\eta_{dúctil}$  é chamado pelo autor de fator de segurança para materiais dúcteis.

### 3.3.6 Transformação de tensão

Hibbeler (2010) menciona que é comum na engenharia a simplificação de cargas sobre um corpo de modo que a tensão produzida em um elemento analisado possa ser resumida a um único plano, como na figura 14:

Figura 14 - Estado plano de tensões



Fonte: Hibbeler (2010)

O autor continua explicando que a inclinação desse plano no elemento infinitesimal analisado gera combinações de tensões normais e cisalhantes de acordo com o ângulo escolhido para tal, e que é comum na prática da engenharia determinar a orientação em dois cenários importantes, o primeiro onde as tensões normais sejam uma máxima e a outra mínima e o segundo cenário, onde a inclinação desse plano de análise demonstre o cisalhamento máximo do elemento (causa de falhas em materiais dúcteis de acordo com a prática experimental).

Hibbeler (2010) menciona o ângulo em relação ao estado plano de tensões (como o mostrado na Figura 11) onde ocorrem as tensões normais máxima e mínima (onde não há tensão cisalhante) formulados na Eq. 17 (lembrado que há duas respostas para “ $\theta_p$ ”, que é a inclinação do plano de maior e menor tensões normais, separadas entre si por  $90^\circ$ ):

$$\operatorname{tg} 2\theta_p = \frac{\tau_{xy}}{(\sigma_x - \sigma_y)/2} \quad (17)$$

O autor continua dizendo que para calcular as tensões máxima e mínima deve-se realizar o cálculo da Eq. 18 ( $\sigma_1 > \sigma_2$ ):

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (18)$$

Para encontrar o ângulo do plano onde a tensão de cisalhamento será máxima o autor menciona que pode ser determinado orientando um elemento a  $45^\circ$  em relação ao ângulo dos planos obtidos da tensão principal (Fórmula 17), ou através da Eq. 19:

$$\operatorname{tg} 2\theta_s = \frac{-(\sigma_x - \sigma_y)/2}{\tau_{xy}} \quad (19)$$

O autor continua mencionando como encontrar a tensão de cisalhamento máxima (Eq. 20) no plano e a tensão média (Eq. 21):

$$\tau_{M\acute{a}x \text{ do plano}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (20)$$

$$\sigma_{med} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \quad (21)$$

### 3.3.7 Teorias de falha

Hibbeler (2010) demonstra o critério de falha no plano de Von Mises conforme a Eq. 22:

$$\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 \leq \sigma_e^2 \quad (22)$$

Como finalização do tópic de resistência dos materiais, na figura 15 são demonstradas propriedades de materiais comuns na engenharia de acordo com Callister (2019):

Figura 15 - Propriedades de materiais clássicos da engenharia  
Tabela B.2 Valores do Módulo de Elasticidade à Temperatura Ambiente para Vários Materiais de Engenharia

Material	Módulo de Elasticidade	
	GPa	10 <sup>6</sup> psi
<b>METAIS E LIGAS METÁLICAS</b> <b>Aços-Carbono Comuns e Aços de Baixa Liga</b>		
Aço A36	207	30
Aço 1020	207	30
Aço 1040	207	30
Aço 4140	207	30
Aço 4340	207	30

Fonte: Callister (2019)

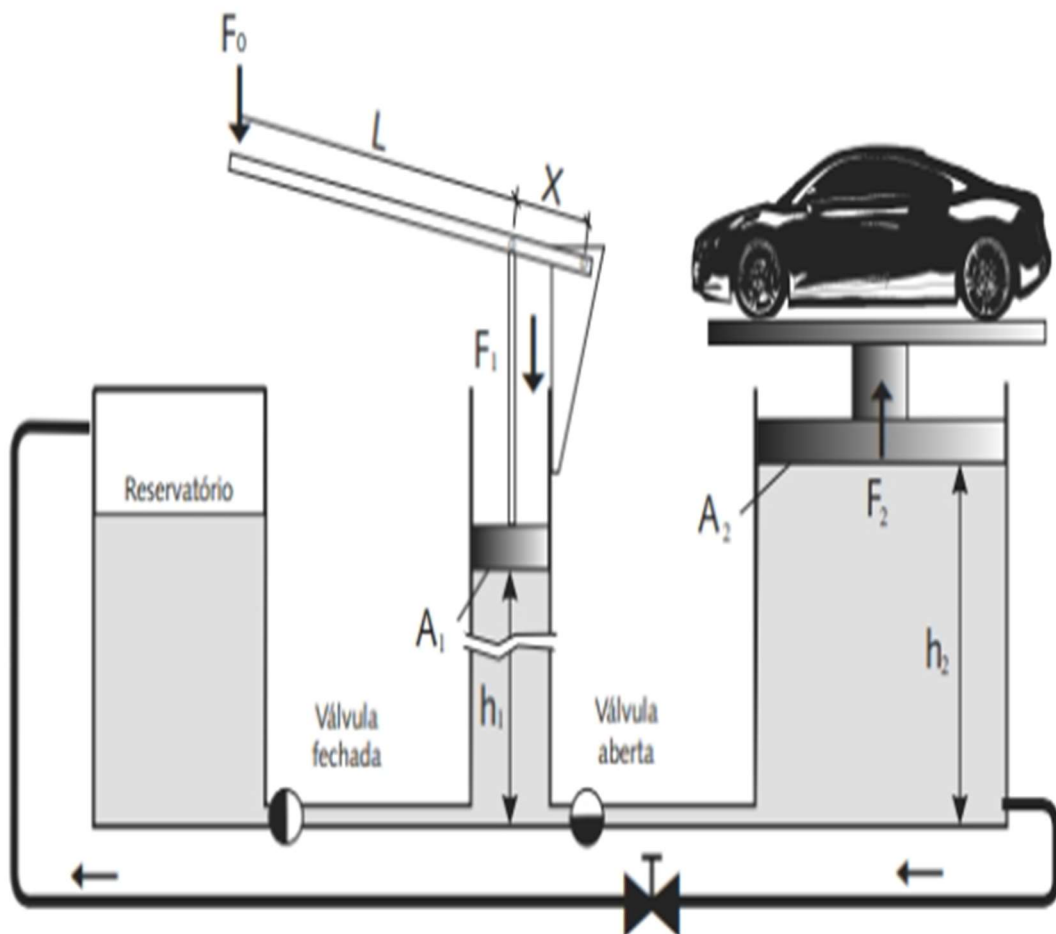
### 3.4 AUTOMAÇÃO HIDRÁULICA

Segundo Fialho (2019, p.26), “A hidráulica é responsável pelo conhecimento das leis que regem o transporte, a conversão de energia, a regulação e controle de fluido, agindo sobre suas variáveis (pressão, temperatura, viscosidade etc.)”, similar ao que descreve Palmieri (1997), que descreve a hidráulica como “a ciência que estuda os fluidos em escoamento sob pressão”.

Fialho (2019), descreve a transmissão de pressão hidráulica de modo básico através da Eq. 23, demonstrando na figura 16 a relação de transmissão de forças hidráulicas entre as extremidades do sistema:

$$Pr = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (23)$$

Figura 16 - Transmissão de força hidráulica



Fonte: Fialho (2019)

### 3.4.1 Vazão

Palmieri (1997) define vazão como o volume de fluido deslocado em um determinado espaço por unidade de tempo, podendo ser calculado com a Eq. 24 ou Eq. 25:

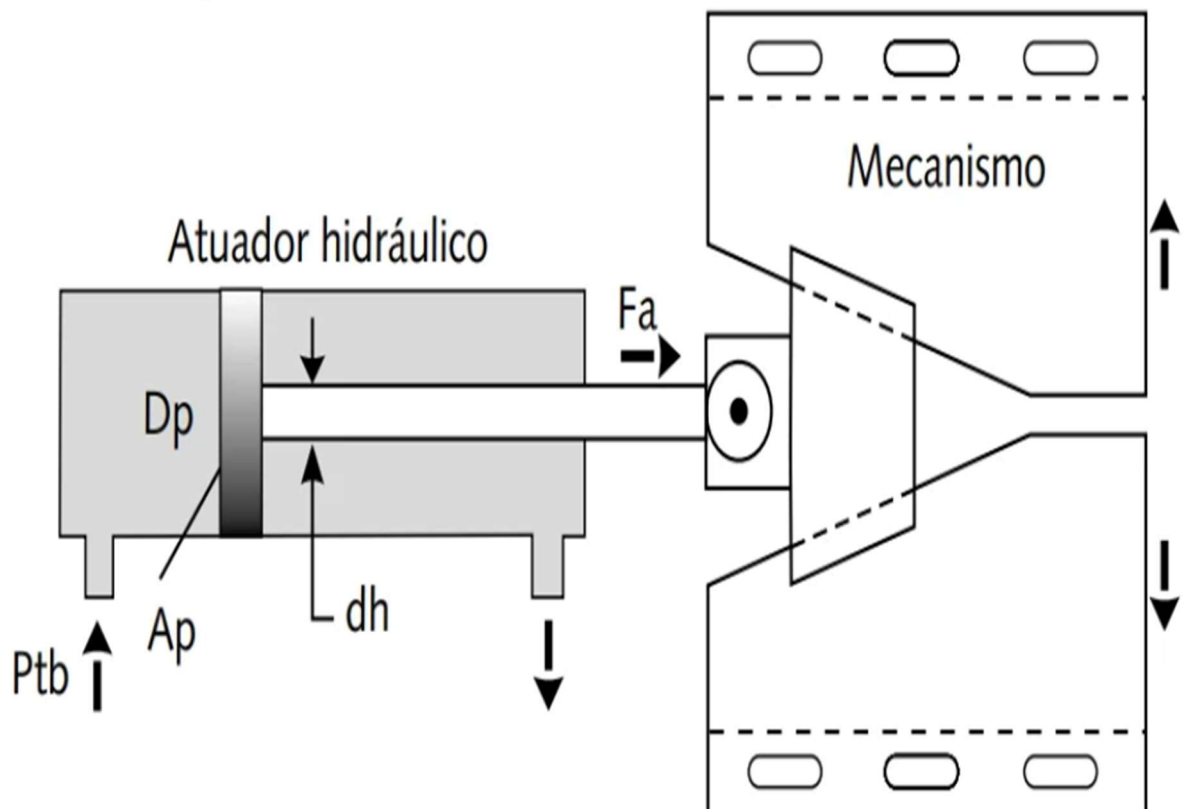
$$Q = \frac{V}{t} \quad (24)$$

$$Q = V.A \quad (25)$$

### 3.4.2 Dimensionamento de atuadores lineares

Fialho (2019, p.41) afirma sobre dimensionamento “Os atuadores hidráulicos lineares são dimensionados a partir do conhecimento ou da estimativa da força de avanço necessária para produzir o trabalho desejado”. Na figura 17 é demonstrado um exemplo de atuador de simples ação e como se representa a força de avanço mencionada pelo autor para calcular o atuador ideal para o sistema:

Figura 17 - Força de avanço do atuador em um mecanismo



Fonte: Fialho (2019)

Fialho (2019), determina o cálculo de alguns elementos da figura 17 através da Eq.26:

$$Ap = \frac{\pi}{4\eta}(D_p)^2 \quad (26)$$

Já Palmieri (1997), define a área do pistão através da Eq. 27:

$$Ap = \frac{F_1}{p_1} \quad (27)$$

Como a Eq. 26, de Fialho (2019) apresenta uma consideração de eficiência real, considerando perdas de energia inerentes ao processo, será utilizada sua forma para dimensionar o atuador.

É importante ressaltar que uma parte essencial do dimensionamento de um atuador linear é verificar se não haverá flambagem em sua haste. Como esse tema já foi tratado no tópico de resistência dos materiais, será introduzida de forma breve a formulação que Fialho (2019) utiliza para projetar um atuador considerando esse contexto (Eqs. 28 à 31)

$$K_1 = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{L^2} \quad (28)$$

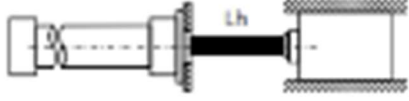
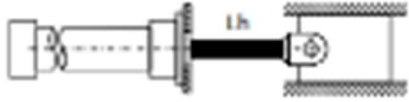

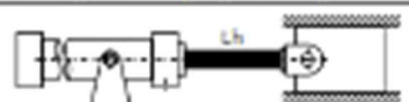
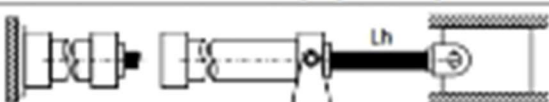



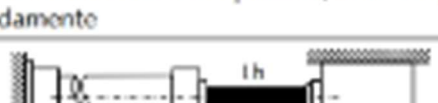
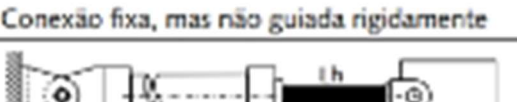
$$F_a = \frac{Fap}{\eta} \quad (29)$$

$$Dh = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot S \cdot K^2 \cdot Fap}{\pi^3 \cdot E}} \quad (30)$$

$$r = \frac{Dp^2}{Dp^2 - dh^2} \quad (31)$$

Fialho (2019) ainda menciona que “Fap” é a força de projeto, ou seja, a força calculada que será exigida do cilindro em sua atividade, já considerando a eficiência real do atuador. Ainda segundo o autor, para encontrar o fator  $\lambda$ , deve-se verificar as condições de suas extremidades de acordo com o quadro 2:

Quadro 2 - Determinação do comprimento livre de flambagem

	Representação da condição funcional da haste	Comprimento livre de flambagem $\lambda$
Cargas de Euler	 <p>Caso 1 – Conexão rígida e carga guiada rigidamente</p>	$\lambda = \frac{Lh}{2}$
	 <p>Caso 2 – Conexão articulada e carga guiada rigidamente</p>	$\lambda = 0,707 \cdot Lh$
	 <p>Caso 3 – Conexão rígida e carga guiada rigidamente</p>	$\lambda = Lh$
	 <p>Caso 4 – Conexão articulada e carga guiada rigidamente</p>	
	 <p>Caso 5 – Conexão articulada e guiada rigidamente</p>	$\lambda = 1,5 \cdot Lh$
	 <p>Caso 6 – Conexão suportada, mas não guiada rigidamente</p>	$\lambda = 2 \cdot Lh$
	 <p>Caso 7 – Carga farticulada e guiada rigidamente</p>	
	 <p>Caso 8 – Conexão articulada e suportada, mas não guiada rigidamente</p>	$\lambda = 3 \cdot Lh$
	 <p>Caso 9 – Conexão fixa, mas não guiada rigidamente</p>	$\lambda = 4 \cdot Lh$
	 <p>Caso 10 – Conexão articulada, mas não guiada rigidamente</p>	

Fonte: Fialho (2019)

Fialho (2019) sugere a seguinte tabela para escolha de cilindros comerciais, Figura 18:

Figura 18 - Pressão de trabalho recomendada

Rel. sup. r	dh (mm)	Dp (mm)	Ap (cm <sup>2</sup> )	Pressão de trabalho recomendada - Ptb (bar)								
				10	25	50	75	100	125	150	175	210
1,25	18	40	12,6	1131,0	2827,4	5654,87	8482,90	11.309,79	14.922,57	16.364,60	19.792,03	23.750,44
1,64	25											
1,24	22	50	19,6	1767,1	4417,9	8835,73	13.253,59	17.671,46	23.316,51	26.507,19	30.925,05	37.110,06
2,08	86											
1,25	28	63	31,2	2805,5	7013,8	14.027,60	21.041,41	28.055,21	37.017,29	42.082,81	49.096,61	58.915,94
2,04	45											
1,25	36	80	50,3	4523,9	11.309,7	22.613,47	33.929,20	45.298,99	59.630,26	67.858,40	79.168,13	95.001,76
1,96	56											
1,25	45	100	78,5	7068,6	17.671,5	35.342,92	53.014,38	70.685,83	93.266,03	106.028,75	123.700,21	148.440,25
1,96	70											
1,25	56	125	122,7	11.044,7	27.611,7	55.223,31	82.834,96	110.446,62	145.728,17	165.669,93	193.281,58	231.937,90
2,08	90											
1,28	70	150	176,7	15.904,3	39.760,8	79.521,56	119.282,35	159.043,13	209.848,57	238.564,69	278.325,47	333.990,57
1,80	100											
1,33	90	180	254,5	22.902,2	57.255,5	114.511,05	171.766,58	229.022,10	302.181,94	343.533,16	400.788,68	480.946,42
1,99	125											
1,25	90	200	314,2	28.274,3	70.685,8	141.371,67	212.057,50	282.743,34	373.064,13	424.115,01	494.800,84	593.761,01
1,04	40											

Fonte: Fialho (2019)

Ainda segundo o autor, podemos encontrar essa tabela para escolha das dimensões do tubo da camisa do cilindro baseado no DP obtido na Figura 19:

Figura 19 - Dimensões dos tubos da camisa

Polegada	Diâmetro nominal		Espessura Parede epd (mm)	Peso Kg/m	Mat. Aço ST 52	
	Externo De (mm)	Interno Dp (mm)			Tipo	Schedule n
2"	60,32	52,50	3,91	5,43	STD	40
		49,24	5,54	7,47	XS	80
		42,84	8,74	11,10	-	160
		38,18	11,07	13,41	XXS	-
2.1/2"	73,03	62,71	5,16	8,62	STD	40
		59,01	7,01	11,40	XS	80
		53,99	9,52	14,90	-	160
		44,99	14,02	20,37	XXS	-
3"	88,90	77,92	5,49	11,28	STD	40
		73,66	7,62	15,25	XS	80
		66,64	11,13	21,31	-	160
		58,42	15,24	27,65	XXS	-
3.1/2"	101,60	90,12	5,74	13,53	STD	40
		85,44	8,08	18,60	XS	80
		102,26	6,02	16,06	STD	40
4"	114,30	97,18	8,56	22,29	XS	80
		92,04	11,13	28,27	-	120
		87,32	13,46	33,49	-	160
		80,06	17,12	40,98	XXS	-
5"	141,30	128,30	6,55	21,75	STD	40
		122,26	9,52	30,92	XS	80
		115,90	12,70	40,25	-	120
		109,54	15,88	49,01	-	160
		103,20	19,05	57,36	XXS	-

Fonte: Fialho (2019)

Fialho (2019) continua dizendo que na expressão para espessura mínima da camisa em um projeto de atuadores, é necessário levar em conta o seguinte critério (Eq. 32)

$$P_{tb} < \sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{S} \quad (32)$$

Sendo assim, ainda segundo o autor, para a camisa e para o fundo dela (olhal de fixação), é necessário utilizar as Eq's. 33 à 35:

$$e_{pd} = \frac{P_{tb} \cdot \sqrt{\frac{r \cdot d \cdot h^2}{(r-1)}}}{2 \cdot \sigma_{adm}} \quad (33)$$

$$D = D_e - 4 \quad (34)$$

$$e_{fd} = 0,45 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{P_{tb}}{\sigma_{adm}}} \quad (35)$$

### 3.5 GARRAS FLORESTAIS

Segundo Wang, Ledoux e Wang (2005), garras florestais são mecanismos para manipulação de madeira, podendo ser instalados em guindastes, Skidders, Fowarders e outras máquinas destinadas a operações de carga e descarga.

Há diversos modelos de garras florestais, como podem ser vistos na homepage da Rotobec (2023), na aba acessórios e posteriormente na aba florestal. Na Figura 20 é demonstrado o modelo “Garra de toras” para comparação de alguns modelos de garras florestais:

Figura 20 - Garra de toras



Fonte: Rotobec (2023)

É importante salientar que em função, as garras não têm grandes diferenças, só designs pouco diferenciados para atender diversos tipos de operações florestais. A figura 21 mostra o modelo Combination:

Figura 21 - Garra Combination



Fonte: Rotobec (2023)

A figura 22 demonstra o modelo que teve foco nesse trabalho, sendo o modelo para carregamento:

Figura 22 - Garra de carregamento

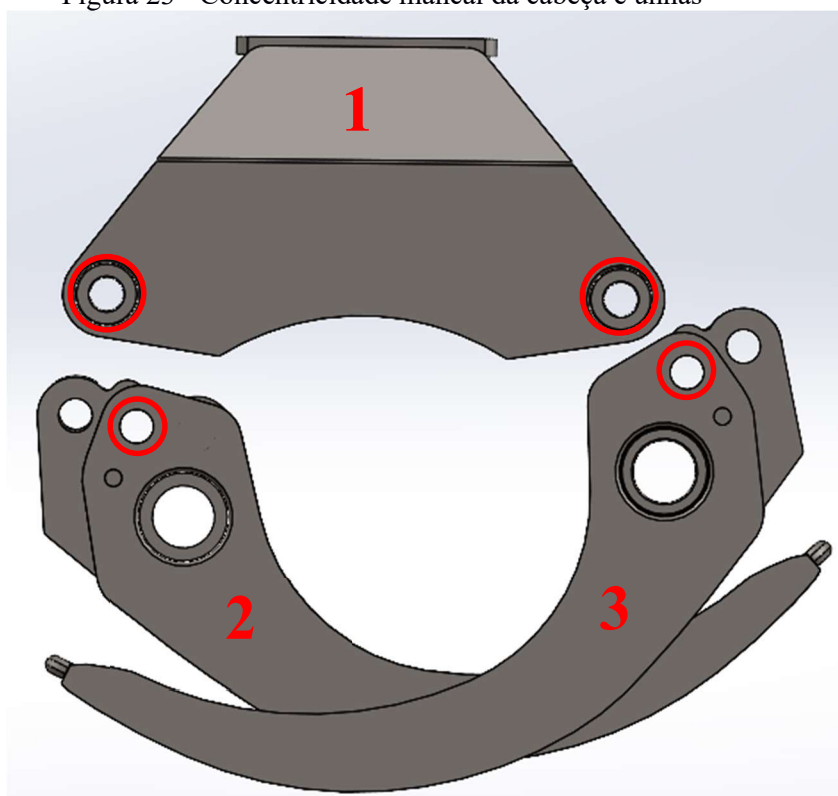


Fonte: Rotobec (2023)

Tendo estabelecido o modelo de garras sobre o qual o trabalho será desenvolvido, é importante também demonstrar as partes do conjunto e seus nomes para facilitar o entendimento correto por parte do leitor dos objetivos pretendidos com o dispositivo de montagem. Na figura 23, é possível verificar os números 1,2 e 3 que tratam dos principais componentes estruturais de uma garra florestal, sendo o conjunto 1 a cabeça da garra, o 2 a unha interna e o 3 a unha externa.

Para executar a montagem, deve-se posicionar de modo concêntrico o os mancais circulados no conjunto 1 com os olhais circulados nos conjuntos 2 e 3 dos dois lados do implemento (a figura 24 mostra uma visão isométrica do conjunto para melhor compreensão).

Figura 23 - Concentricidade mancal da cabeça e unhas



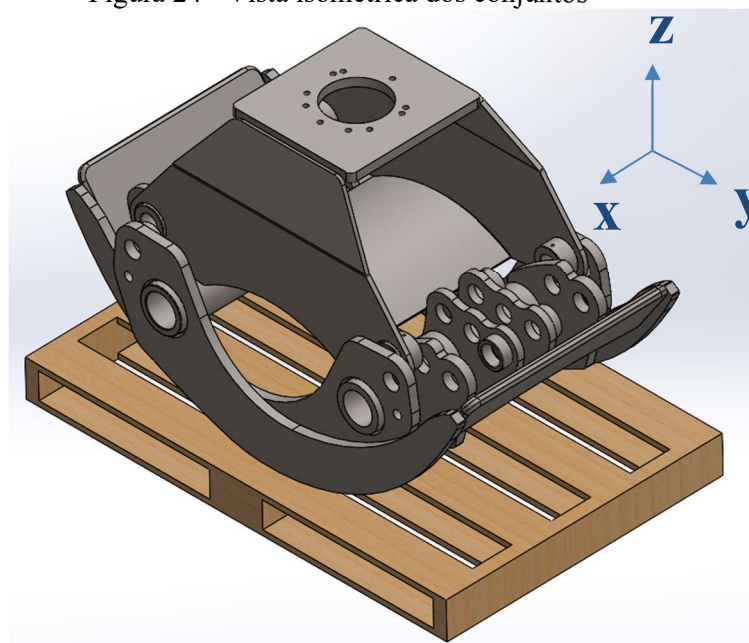
Fonte: O autor (2023)

É importante destacar que as figuras de autoria do autor na revisão foram realizadas pois se tratam de ilustrações de situações específicas de montagem não encontradas realizando uma revisão formal, por isso, foi utilizado um software CAD e foram demonstrados os conceitos dessa forma.

Para contextualizar de modo genérico, a montagem observada pelo autor ocorre normalmente através de talhas, onde os montadores encontram os conjuntos da garra como mostra a figura 24, fixam a cabeça da garra à talha e movimentam a mesma com comandos nos

3 eixos do espaço dimensional (“x”, “y” e “z”, destacados na Figura 24) , até que haja a concentricidade citada, inserindo o pino de giro através de uma marreta após atingi-la em uma das unhas, movimentando novamente o conjunto, agora com a cabeça da garra e uma unha montada até atingir a concentricidade na outra unha (situação da Figura 25), fixando os 3 componentes definitivamente.

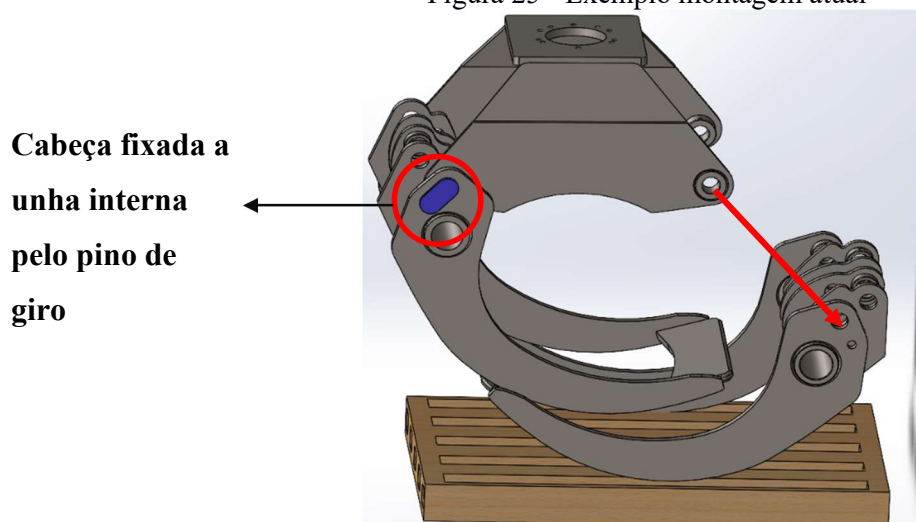
Figura 24 - Vista isométrica dos conjuntos



Fonte: O autor (2023)

A figura 25 demonstra a situação intermediária da montagem manual, onde o conjunto cabeça e unha deve ser levado até a outra unha para que seja possível realizar a montagem principal:

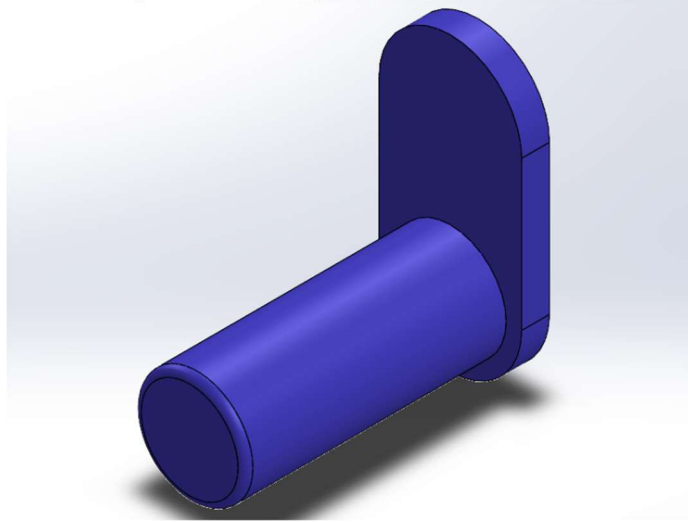
Figura 25 - Exemplo montagem atual



Fonte: O autor (2023)

A Figura 26, demonstra o pino de giro citado anteriormente, que é usado para unir os componentes após estes atingirem a concentricidade.

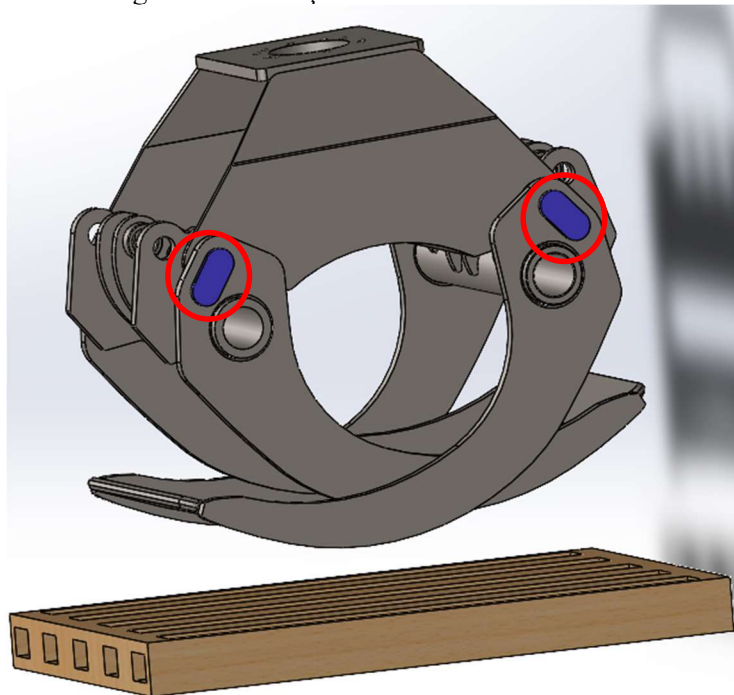
Figura 26 - Exemplo pino de giro



Fonte: O autor (2023)

A figura 27 demonstra a situação do conjunto principal montado (montagem que deve ser permitida pelo dispositivo), já com os pinos de giro posicionados:

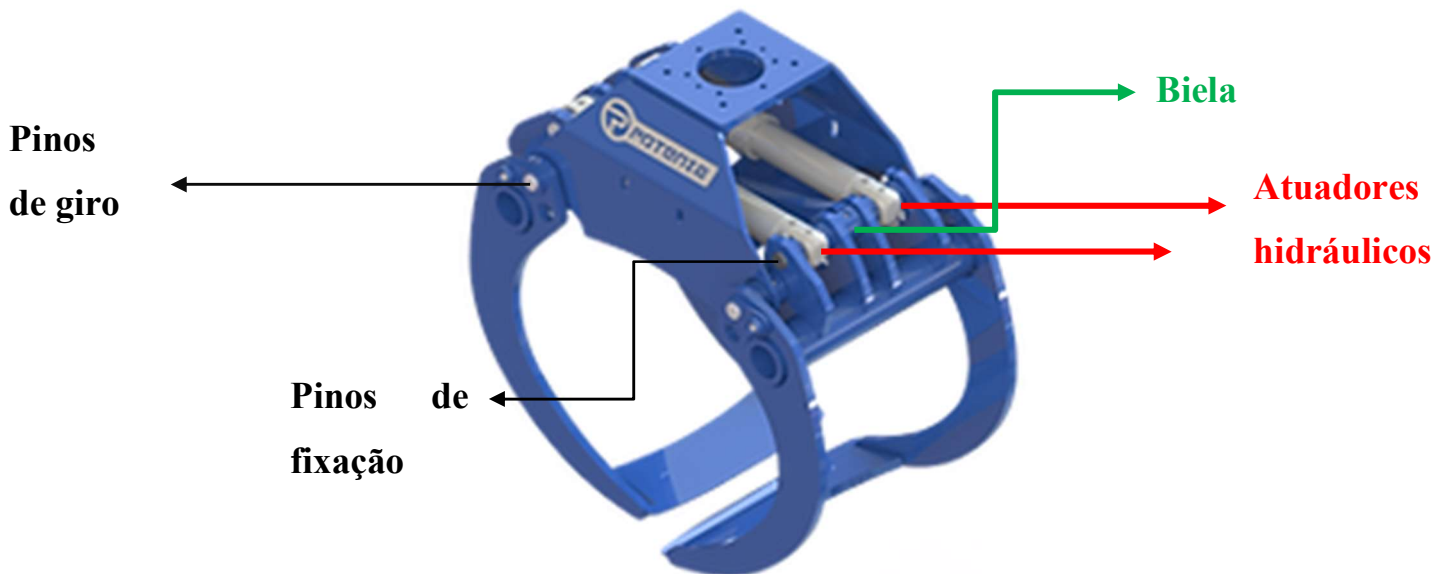
Figura 27 - Cabeça e unhas montadas



Fonte: O autor (2023)

A Figura 28 demonstra a montagem secundária da garra, onde são inseridos os atuadores hidráulicos, biela e pinos de fixação desses itens. Como essa montagem não influencia na montagem anterior e não interfere em nada na funcionalidade esperada do dispositivo, a mesma não será mais bem aprofundada.

Figura 28 - Garra florestal Potenza



Fonte: Homepage Potenza (2023)

Para finalizar a revisão sobre garras florestais, serão destacadas as massas de cada componente para o modelo que será utilizado como padrão no desenvolvimento. A cabeça da garra tem massa aproximada de 208 Kg, a unha interna tem massa aproximada de 281 Kg e a unha externa tem massa aproximada de 284 Kg. O peso do conjunto foi aproximado para 900 Kg possibilitando inclusive modelos com um pouco mais de massa a serem atendidos pelo dispositivo.

## 4 DESENVOLVIMENTO

Seguindo o método de desenvolvimento de projetos comentado na metodologia, a primeira etapa para realização do projeto foi a elaboração da lista de requisitos, tal como é detalhada na fase de planejamento e esclarecimento da tarefa, na revisão bibliográfica. Sendo assim, para o projeto do dispositivo, a lista de requisitos foi estabelecida de acordo com a Figura 29 (combinando requisitos de projeto obrigatórios (O) e funções desejáveis (D)):

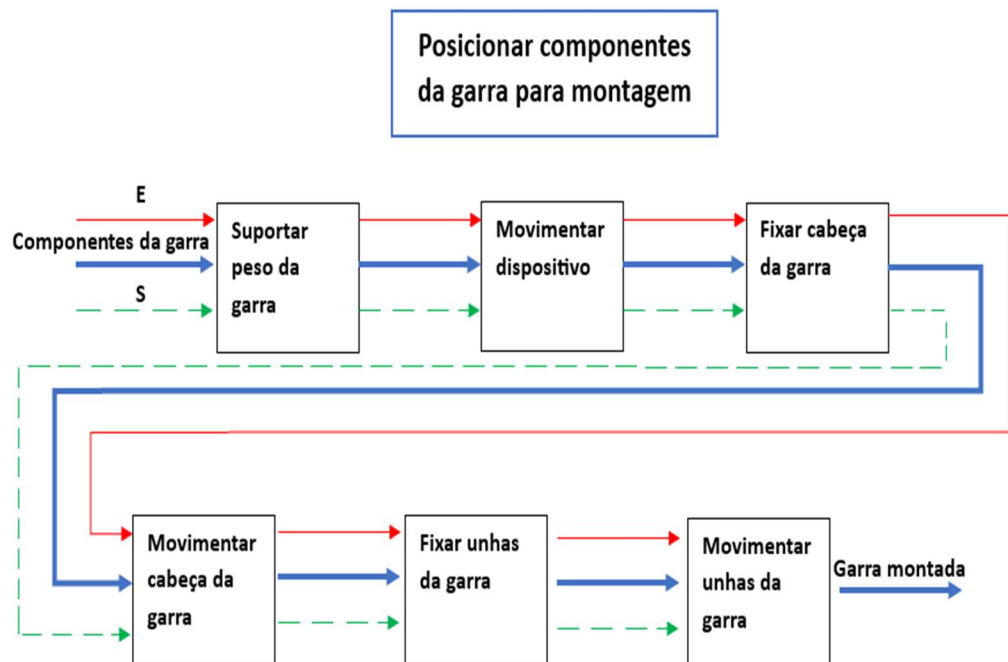
Figura 29 - Lista de requisitos do dispositivo de montagem

O / D	OBJETIVO
<b>FUNCIONALIDADE</b>	
O	ALINHAMENTO ENTRE OS MANCAIS DA CABEÇA E AS FURAÇÕES DO PINO DE GIRO DA UNHA
O	ELEVAÇÃO DA CABEÇA DA GARRA ATÉ A ALTURA DE 1 METRO
D	MOBILIDADE DO DISPOSITIVO
D	PERMITIR ABERTURA E FECHAMENTO DAS UNHAS APÓS MONTADO (TESTE HIDRÁULICO)
<b>SEGURANÇA</b>	
O	FIXAÇÃO CONFIÁVEL DAS PARTES DA GARRA SUSPENSAS PARA EVITAR ACIDENTES, NÃO SENDO ESSA EXECUTADA NAS FURAÇÕES SUPERIORES DA CABEÇA DA GARRA (FURAÇÕES PARA FIXAÇÃO DO ROTATOR QUE ESTARÁ MONTADO A GARRA)
O	COEFICIENTE DE SEGURANÇA IGUAL A 5 UNIDADES (PIOR CENÁRIO TABELA DE NORTON) NO DIMENSIONAMENTO ESTRUTURAL ESTÁTICO COM CARGA DE 900 KG (PESO DA GARRA MONTADA)
<b>MANUTENÇÃO</b>	
D	FACILIDADE DE MANUTENÇÃO DOS ATUADORES ESCOLHIDOS

Fonte: O autor (2023)

Tendo por base as necessidades do produto bem delimitadas, como prevê o método, é necessário estabelecer uma estrutura funcional para dividir o problema geral em partes menores com objetivo de abstração. Sendo assim, partindo da lista de requisitos, o problema foi especificado conforme mostra a Figura 30, que é a estrutura funcional do produto pretendido:

Figura 30 - Estrutura funcional do dispositivo



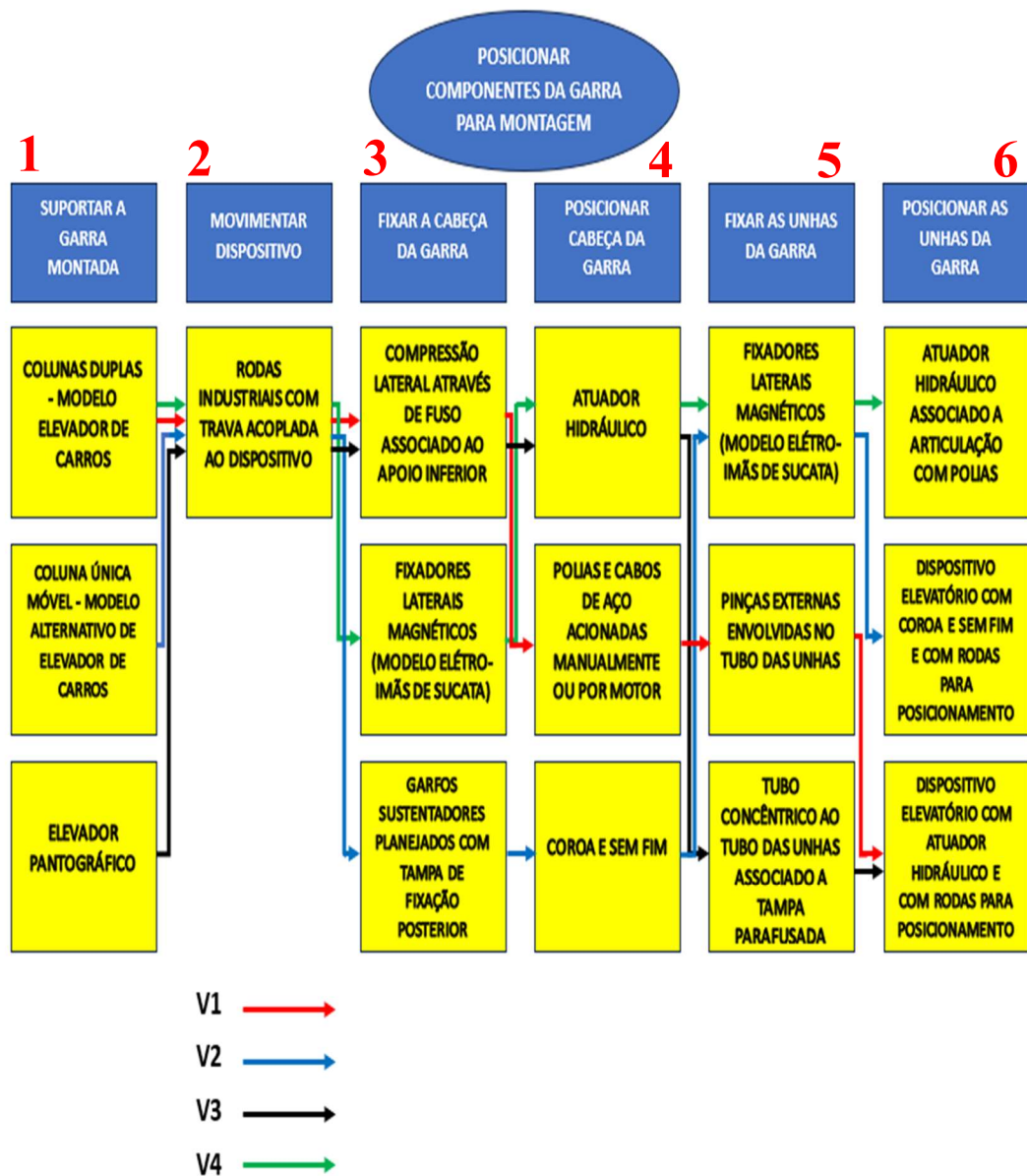
Fonte: O autor (2023)

É importante salientar que esse desenvolvimento busca realizar um projeto conceitual estrutural, não abordando, portanto, energias envolvidas e acionamentos que poderiam resultar em uma estrutura funcional mais detalhada.

As setas vermelha, azul e verde representam respectivamente transformação de energia, material envolvido na etapa e sinal de acionamento. Como se trata somente do projeto de montagem da garra, somente o material é transformado, sinais e energia não são detalhados.

Prosseguindo com o desenvolvimento, foram pensadas soluções para cada função detalhada na Figura 30 (essas que serão explicadas melhor adiante, no texto), tendo por resultado a seguinte disposição de soluções possíveis (Figura 31), finalizando a fase de concepção do método:

Figura 31 - Soluções possíveis para as subfunções



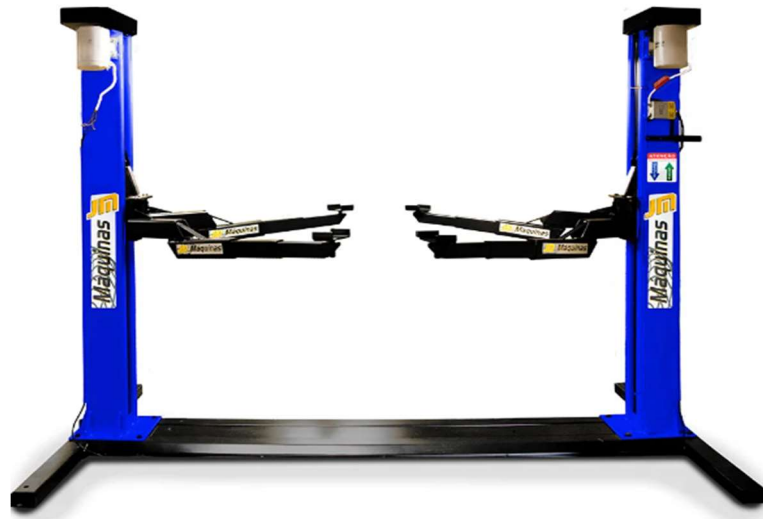
Fonte: O autor (2023)

Para compreender melhor a abstração realizada acima, serão explicadas cada uma das soluções pensadas abaixo:

### 1. Suportar a garra montada

Para suportar o peso da garra, foram pensadas estruturas de referência conhecidas em atividades similares a montagem de garras. Na primeira subfunção, a primeira ideia é oriunda dos elevadores de carros contidos em oficinas, similares ao mostrado na Figura 32:

Figura 32 - Elevador de carros Bi colunar



Fonte: Loja do mecânico (2023)

A segunda ideia também deriva de elevadores de carro, porém do modelo móvel com apenas uma coluna, similar ao mostrado na Figura 33:

Figura 33 - Elevador de carro uni colunar



Fonte: ATD Tools (2023)

O terceiro conceito de dispositivo pensado deriva do conceito de elevadores de carga pantográficos, como o demonstrado na Figura 34:

Figura 34 - Elevador de cargas pantográfico



Fonte: JLG (2023)

## 2. Movimentar o dispositivo

Para movimentar o dispositivo, foi pensado em apenas uma solução que pudesse permitir a estrutura do dispositivo locomoção em caso de necessidade de troca de ambiente de montagem, sendo essa solução, rodas industriais com travas como a mostrada na Figura 35:

Figura 35 - Rodas industriais com travas



Fonte: Royal máquinas e ferramentas (2023)

### 3. Fixar a cabeça da garra

Partindo para as ideias de fixação da cabeça, a primeira seria algo em torno do conceito de fusos e mancais roscados, como o demonstrado na Figura 36:

Figura 36 - Suporte e fuso mecânico



Fonte: Hackday (2023)

No caso da Figura 36, a ideia é fixar mancais roscados e inserir na ponta do fuso um acoplamento de formato circular que possibilite a compressão lateral da garra quando revolucionado, visando fixação. É importante ressaltar que além da compressão lateral, para melhorar a fixação, é necessário que a cabeça da garra seja apoiada na parte inferior por algum componente construtivo das possibilidades de dispositivos acima.

A segunda ideia de fixação da cabeça é oriunda de uma solução implementada em ferros velhos para a manipulação de carga, imãs eletromagnéticos, tal como o mostrado na Figura 37:

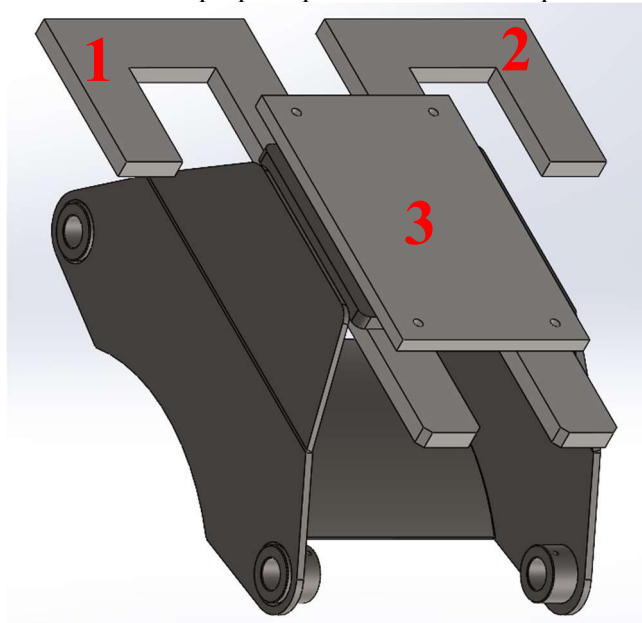
Figura 37 - Eletroímã



Fonte: Passo a Passo (2023)

A terceira ideia de fixação, seriam extensões adaptadas do dispositivo escolhido. A Figura 38 demonstra uma opção para o modelo bi colunar tratado na Figura 32 (para outros modelos a forma das extensões variaria um pouco, porém a ideia central é a mesma), onde os “braços do dispositivo”, itens 1 e 2 da Figura 38, seriam extensões do modelo estrutural de dispositivo escolhido com furações coincidentes com as furações de uma tampa externa (item 3), possibilitando que a garra seja transportada ao ambiente de montagem em uma posição específica no pallet até que a cabeça da garra fique entre essas furações, possibilitando a inserção dessa tampa externa e a fixação com parafusos, arruelas e porcas.

Figura 38 - Geometria propícia para extensão do dispositivo



Fonte: O autor (2023)

#### 4. Posicionar a cabeça da garra

As ideias de movimentação da cabeça consistem basicamente em movimentar apenas verticalmente a estrutura escolhida na primeira função (já tendo escolhido também o modelo de fixação), visando apenas alteração de altura do componente.

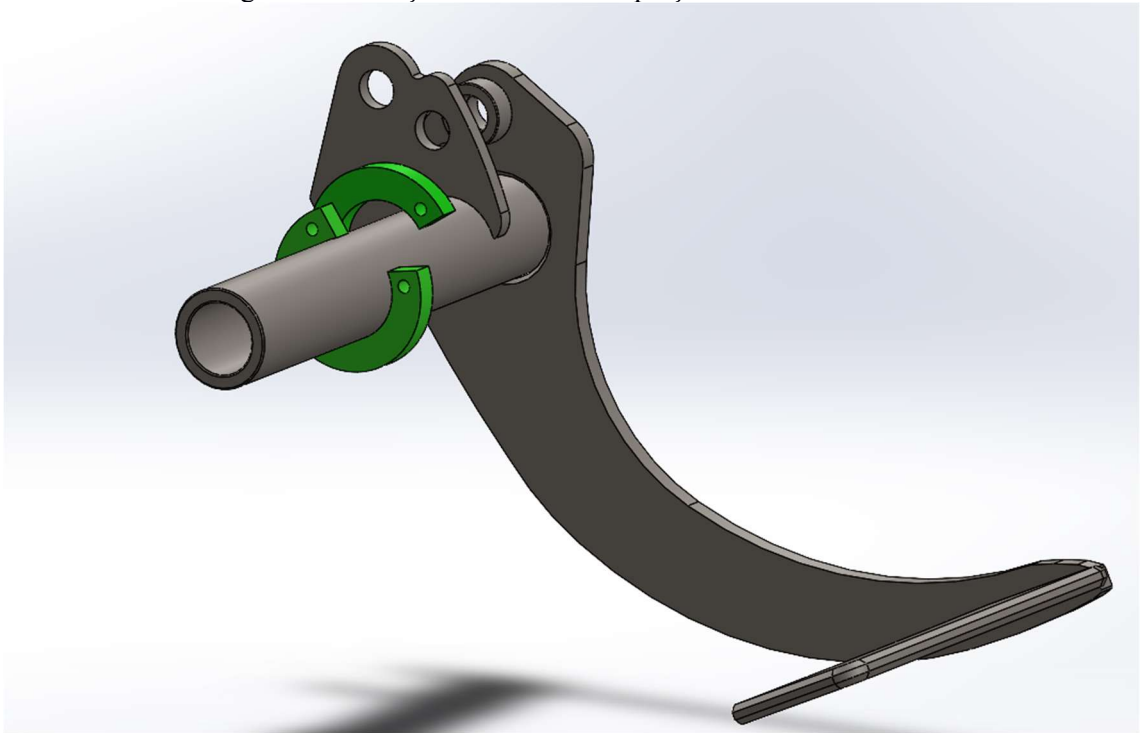
As formas pensadas foram através de um atuador hidráulico ou de polias ligadas a cabos de aço acionados por motor ou por manivela (manualmente), ou ainda, através de coroa e sem fim (sistema mecânico utilizado em elevadores mecânicos de carro como o exemplo da Figura 32).

#### 5. Fixar as unhas

O primeiro conceito de fixação é similar a ideia apresentada na fixação da cabeça, exemplificada na Figura 37 (ímãs eletromagnéticos).

O segundo conceito de fixação das unhas é relacionado a pinças externas ao tubo da mesma (essas pinças seriam fixadas na estrutura do dispositivo), de acordo com a Figura 39:

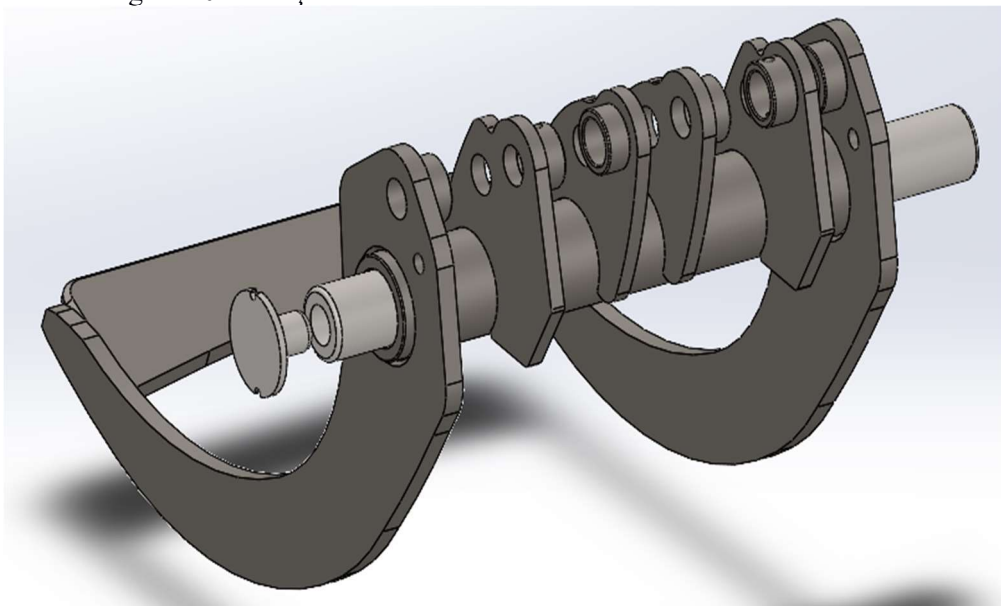
Figura 39 - Fixação das unhas com pinças externas



Fonte: O autor (2023)

O terceiro conceito de fixação das unhas é um tubo anexado a estrutura do dispositivo que deve ser limitado com uma tampa após o encaixe com a unha, como mostra a Figura 40:

Figura 40 - Fixação da unha através de tubo interno ao tubo das unhas



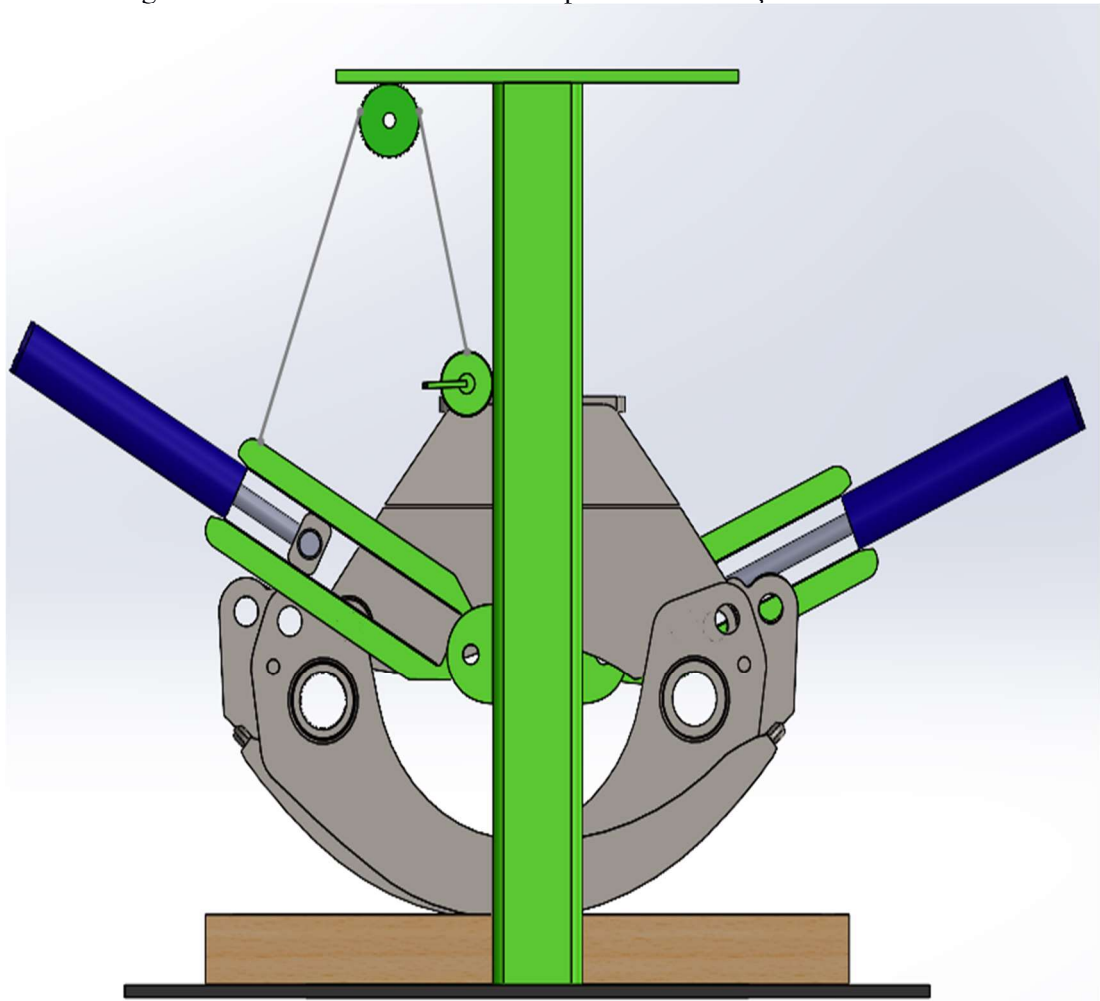
Fonte: O autor (2023)

## 6. Posicionar as unhas da garra

As ideias para movimentação das unhas da garra têm por objetivo proporcionar movimentação vertical e horizontal associada, já que a cabeça será o referencial e se moverá apenas verticalmente, buscando a concentricidade dos mancais das unhas com o mancal da cabeça.

A primeira ideia é compatível com os modelos colunares de dispositivo (soluções 1 e 2 da subfunção 1), onde para executar tanto movimentações verticais quanto horizontais são propostos dois braços auxiliares à coluna, que serão articulados angularmente por polias e cabos de aço e serão movimentados no sentido do comprimento do braço por um atuador hidráulico (possibilitando em conjunto movimentação vertical e horizontal). Como mostra a Figura 41:

Figura 41 - Polia e atuador hidráulico para movimentação da unha

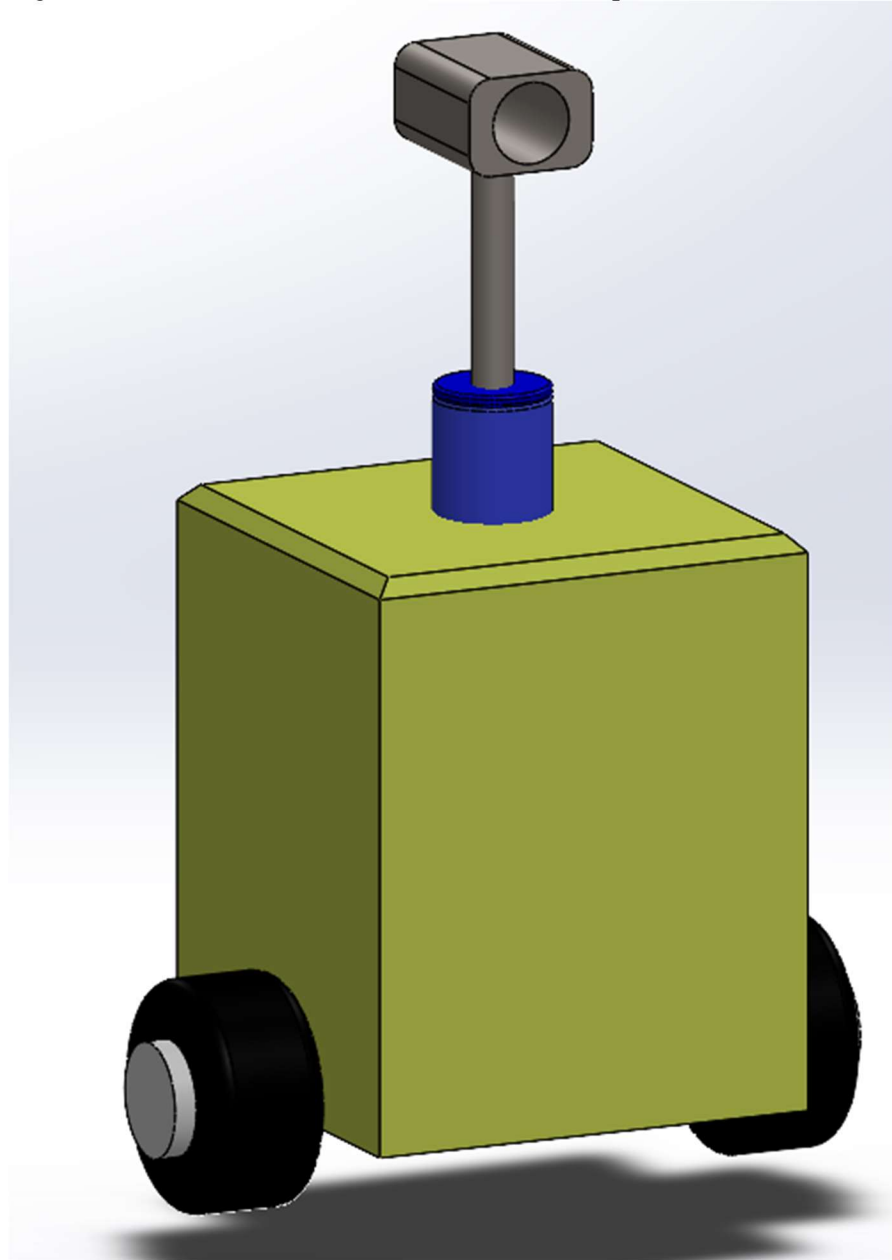


Fonte: O autor (2023)

A segunda e terceira ideias estão ligadas a um dispositivo externo ao dispositivo principal, que têm o movimento vertical executado ou por uma coroa e sem fim ou por um

atuador hidráulico (após decidido a fixação da unha na função anterior), tendo o movimento horizontal executado por rodas (empurrados ou puxados manualmente pelos montadores após a fixação das unhas no dispositivo). A Figura 42 exemplifica o conceito abstrato do dispositivo:

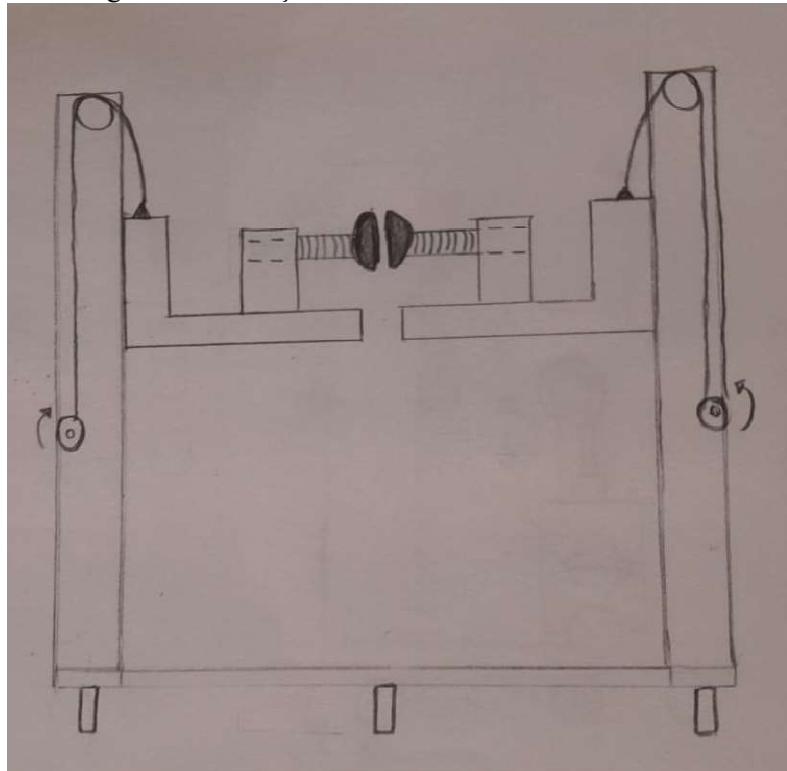
Figura 42 - Movimentação das unhas através de dispositivo auxiliar



Fonte: O autor (2023)

A partir da explicação realizada das ideias encontradas durante o desenvolvimento do trabalho, nas Figuras 43 e 44 foi demonstrado um esboço manual do que seria o conceito da V1 (combinando todas as soluções para as subfunções detalhadas na Figura 31):

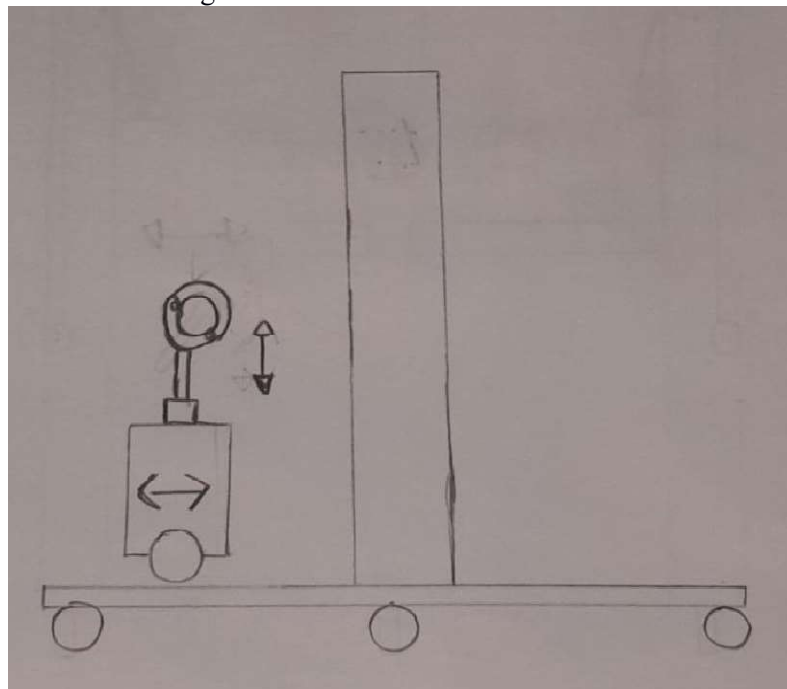
Figura 43 - Esboço manual da V1 vista frontal



Fonte: O autor (2023)

A Figura 44 demonstra o esboço do conceito de movimentação das unhas associado ao conceito de movimentação da cabeça da Figura 43, referentes a V1 da Figura 31:

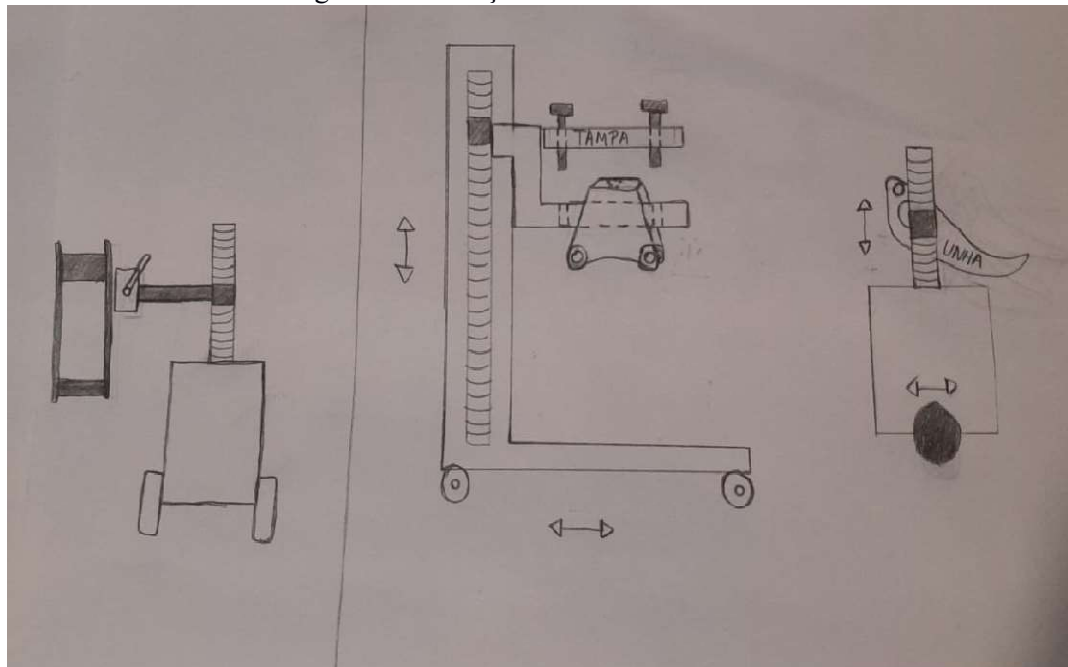
Figura 44 - Vista lateral da V1



Fonte: O autor (2023)

A Figura 45 demonstra a combinação das soluções que geram V2 (essa pode ser verificada na Figura 31), desde o posicionamento da garra através de fuso mecânico, até o posicionamento e fixação das unhas tanto frontalmente quanto lateralmente para melhor compreensão do conceito:

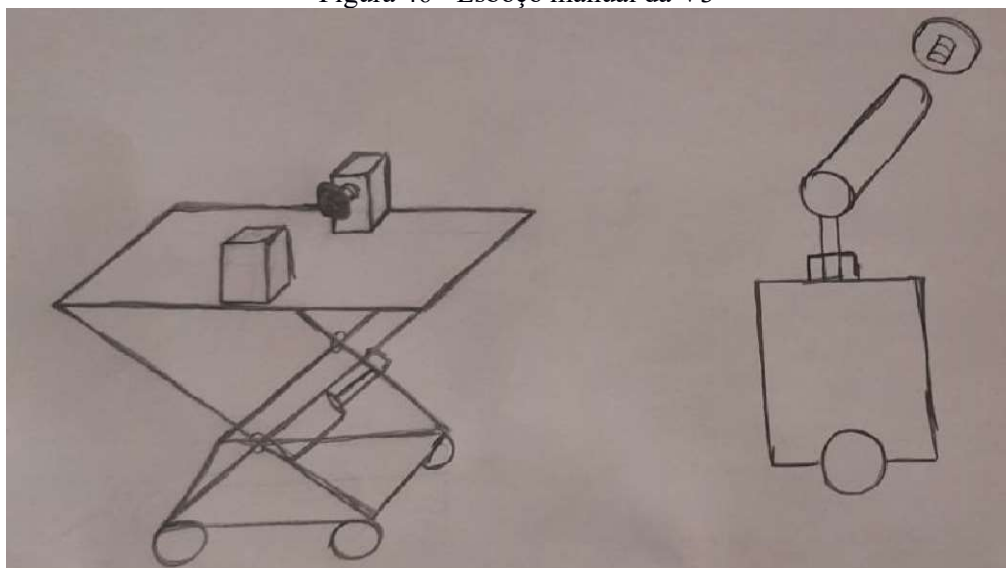
Figura 45 - Esboço Manual da V2



Fonte: O autor (2023)

Por fim, a Figura 46 demonstra um esboço manual da V3, lembrando que o conceito de fixação da cabeça e das unhas foram explicados através de imagens e desenhos através de software CAD (Figuras 36 e 40 respectivamente) anteriormente:

Figura 46 - Esboço manual da V3



Fonte: O autor (2023)

A variante V4 será demonstrada posteriormente com maiores detalhes.

Prosseguindo, foi realizada a seleção da variante mais promissora (dentre as variantes da figura 31) através de uma matriz de Pugh, como mostra a Figura 47:

Figura 47 - Matriz de seleção

Nº	CRITÉRIOS ADOTADOS	CONCEPÇÕES GERADAS			
		V1	V2	V3	V4
1	Facilidade operacional para posicionamento	0	0	0	+
2	Viabilidade de teste pós montagem	0	-	-	0
3	Segurança da fixação das unhas da garra	0	+	+	+
4	Segurança da fixação da cabeça da garra	0	0	0	+
5	Facilidade de manutenção dos atuadores	0	-	0	0
SOMA DE (+)		0(+)	1(+)	1(+)	3(+)
SOMA DE (-)		0(-)	2(-)	1(-)	0(-)
SOMA DE (0)		5(0)	2(0)	3(0)	2(0)
RESULTADO FINAL		0	-1	0	3

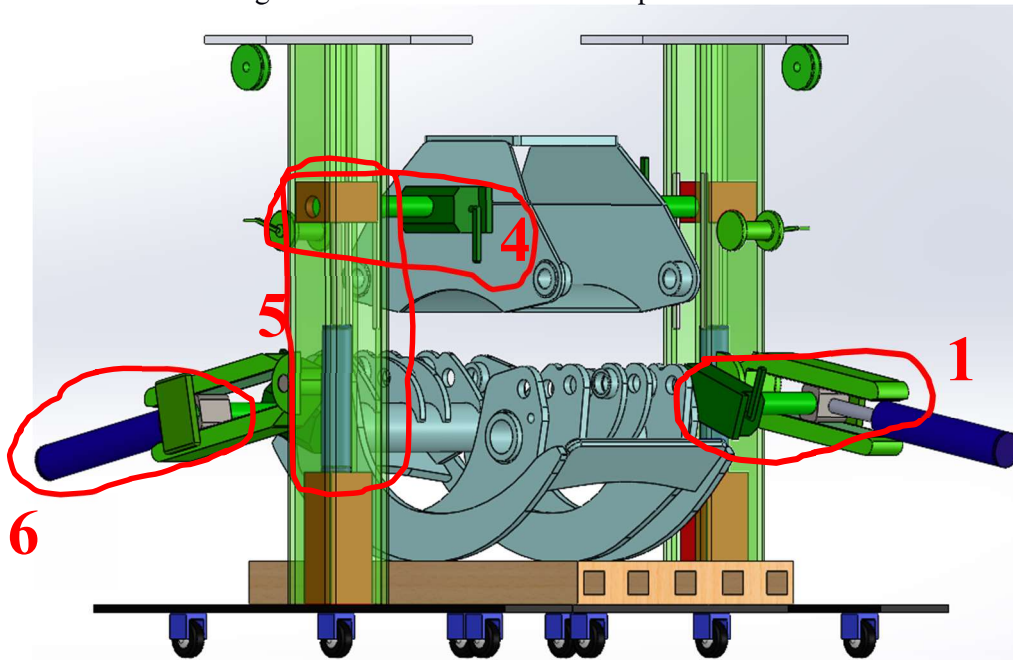
Fonte: O autor (2023)

Com base nos critérios adotados, ao fim do processo de escolha percebeu-se que a variável 4 é a mais promissora dentre as opções pensadas.

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Como a V4 foi a escolhida, através da Figura 48 é possível verificar o layout definitivo do dispositivo. Há também na Figura 48, a demonstração destacada através de balões numerados dos conjuntos principais que serão dimensionados ao longo do texto.

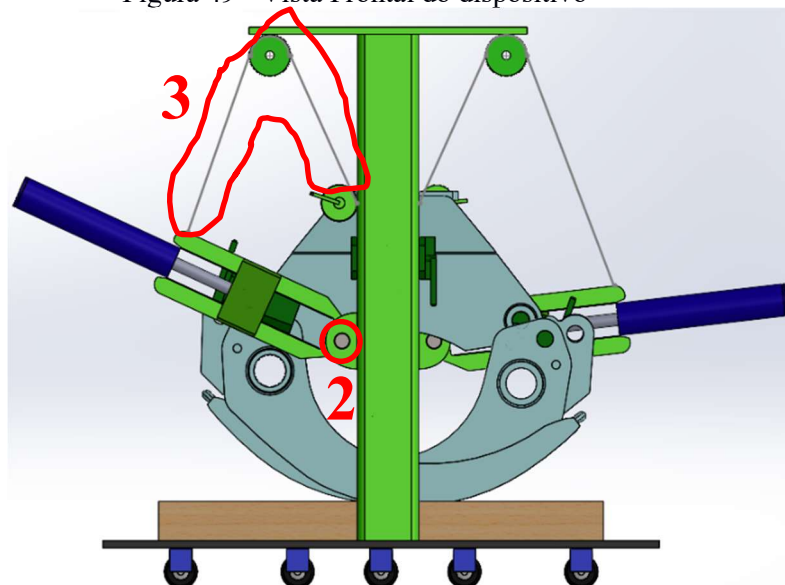
Figura 48 - Vista isométrica do dispositivo finalizado



Fonte: O autor (2023)

A Figura 49 demonstra a vista frontal do dispositivo e contém balões que indicam subconjuntos mais bem visualizados nessa vista.

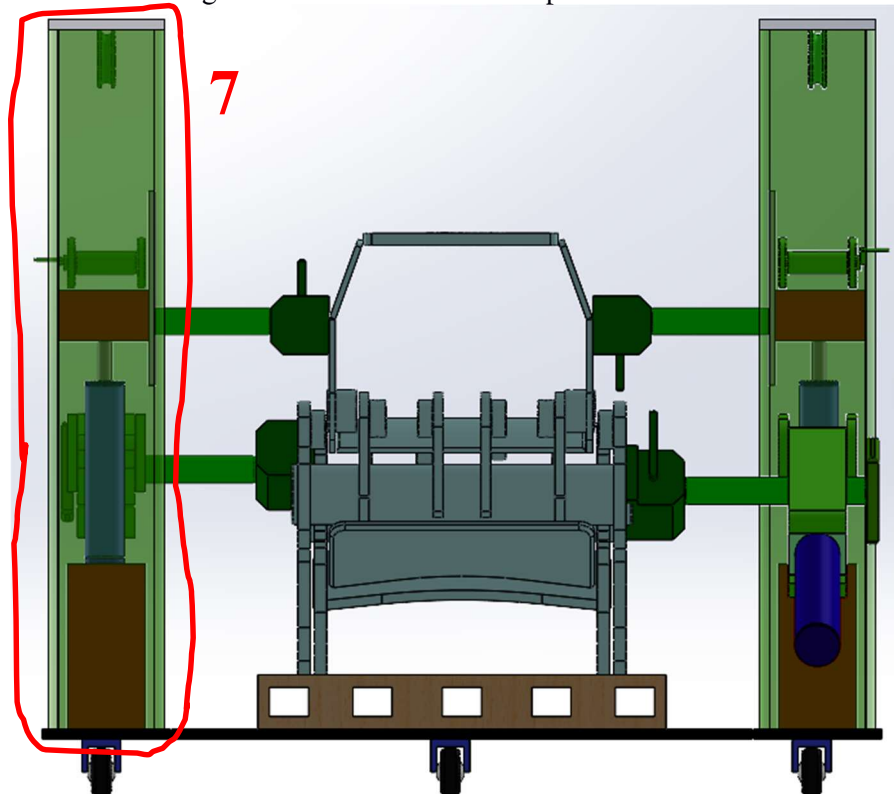
Figura 49 - Vista Frontal do dispositivo



Fonte: O autor (2023)

A Figura 50 mostra a vista frontal do dispositivo e o balão numerado que envolve uma das colunas para compreensão do componente.

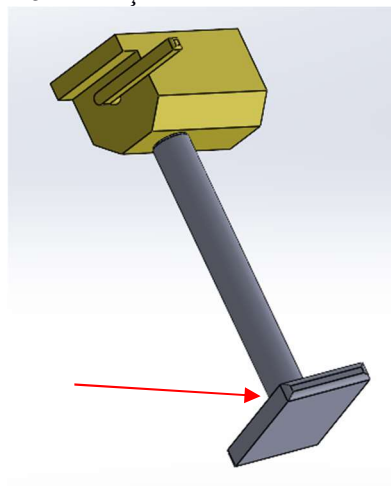
Figura 50 - Vista Lateral do dispositivo



1. Dimensionamento do elemento fixador da unha:

O elemento fixador da unha escolhido (balão numerado “1” na Figura 48) utiliza a ideia de fixação por força eletromagnética, desse modo sua estrutura seria a demonstrada na Figura 51:

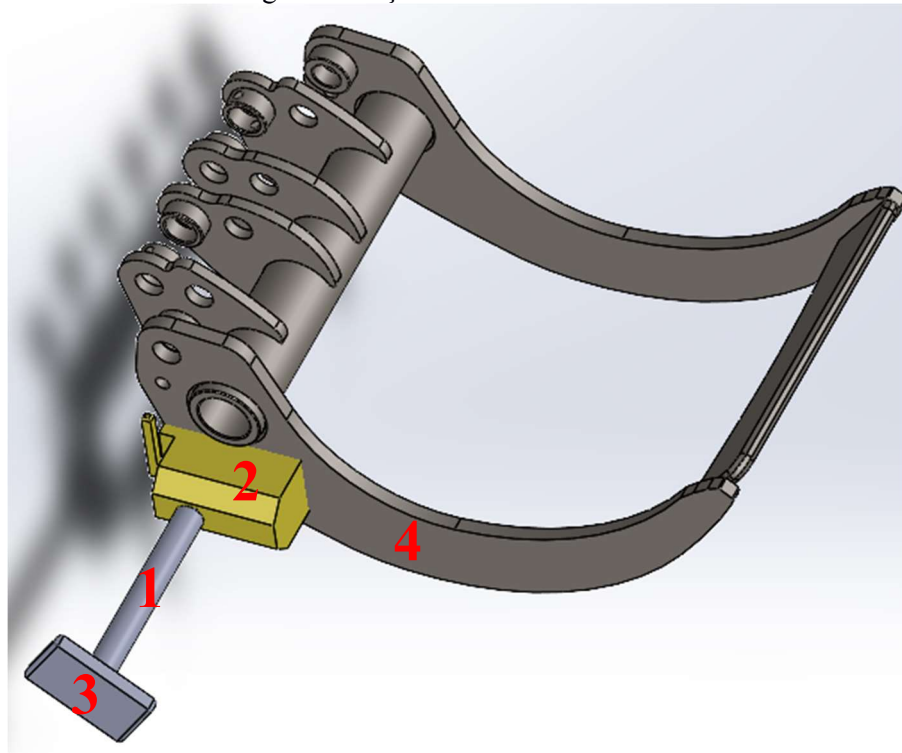
Figura 51 - Braço fixador das unhas



Fonte: O autor (2023)

A Figura 52 mostra o subconjunto isolado em sua interação com a unha:

Figura 52 - Içamento da unha

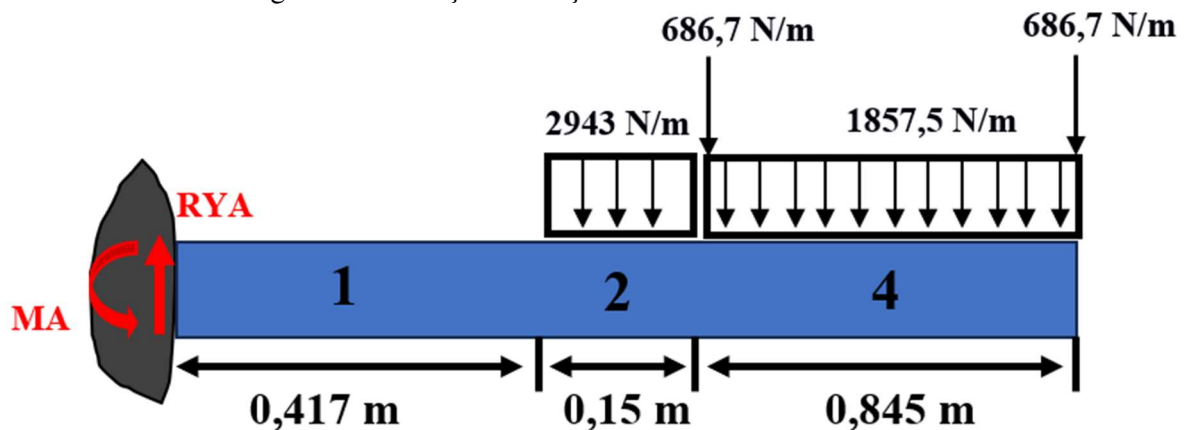


Fonte: O Autor (2023)

A fixação se daria de forma similar a Figura 52, onde o fixador eletromagnético (nº2, Figura 52) seria soldado a barra (nº1, Figura 52) que seria soldado ao batente (nº 3 na Figura 52), de modo que este batente transferirá os esforços a estrutura.

O modelamento de esforços dessa situação, buscando dimensionar o item 1 (item mais crítico e solicitado na fixação, no ponto destacado pela seta na figura 51, que seria a junção do item 1 com o item 3) ocorreu conforme a figura 53 (situação análoga a viga engastada, onde 1,2 e 4 são os itens demonstrados na figura 52, anteriormente):

Figura 53 - Esforços no braço fixador da unha



Fonte: O Autor (2023)

O item 1 tem extensão de 0,417m (barra de fixação), o item 2 tem extensão de 0,15 m (fixador magnético), e o item 4 tem extensão de 0,845m (unha da garra que foi considerada no modelamento como extensão da viga).

O fixador (2) tem massa de 45 kg (441,45N) e comprimento de 0,15m na direção do braço, por isso, foi considerado como um carregamento distribuído uniformemente de 2943 N/m (441,45N / 0,15m).

A unha, que pesa aproximadamente 300 kg, foi idealizada com duas cargas de 70kg em cada extremidade (686,7N) e o restante da massa (160 kg) distribuída uniformemente ao longo de sua extensão. A consideração anterior foi feita pois as duas chapas laterais da unha representam quase metade da massa total da mesma, e considerar esse peso de modo pontual foi analisado como mais realista para o modelo.

Realizando as equações de equilíbrio, de acordo com a Eq's 2 e 4 as reações no ponto "A" (apoio do engaste) serão:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{YA} - 441,45 - 2 * 686,7 - 1569,59 = 0$$

$$R_{YA} = 3384,44 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-M_A + 441,45 * (0,075 + 0,417) + 686,7 * (0,15 + 0,417) + 1569,59 * (0,423 + 0,15 + 0,417) + 686,7 * (0,845 + 0,15 + 0,417) = 0$$

$$M_A = 3130,8 \text{ Nm}$$

Considerando essas reações e a tensão de escoamento do aço 1040 (450 Mpa) associado ao fator de segurança (5 unidades), temos a tensão admissível conforme a Eq. 32:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{FS}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{450}{5}$$

$$\sigma_{adm} = 90 \text{ MPa}$$

Como o comprimento do corpo é muito mais relevante que sua área de seção transversal, o esforço de flexão será o maior atuante em sua extensão e, portanto, considerando a tensão admissível, o diâmetro mínimo para a barra fixadora será, de acordo com a Eq. 10:

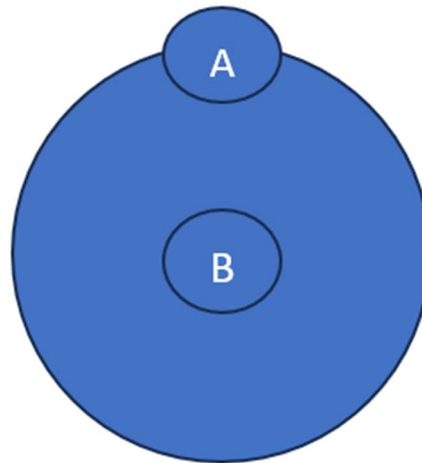
$$\sigma_{adm} = \frac{M*y}{I}$$

$$90 \times 10^6 = \frac{3130,8 \frac{\text{N}}{\text{m}}}{\frac{\pi d^4}{64}}$$

$$d = 0,07076 \text{ m} = 70,76 \text{ mm} \cong 71 \text{ mm}$$

Considerando preliminarmente o diâmetro mínimo de 71 mm, é importante analisar os pontos na seção transversal onde a tensão de flexão e tensão de cisalhamento serão críticas, isso ocorre nos pontos A e B respectivamente na figura 54 (seção transversal da barra redonda calculada):

Figura 54 - Pontos críticos Braço fixador da unha



Fonte: O autor (2023)

O ponto A será o ponto de maior tração devido ao momento fletor (no caso a tensão admissível de 90 MPa) e o ponto B será o ponto de maior tensão de cisalhamento por estar no centro da seção.

Desse modo o momento de primeira ordem de acordo com a Eq. 11, é:

$$q = \frac{\pi r^2}{2} * y'$$

$$q = \frac{\pi * 0,0355^2 * 0,01507}{2}$$

$$q = 2,9833 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

E, portanto, a tensão de cisalhamento no ponto B (maior da seção), de acordo com a Eq.12 é (considerando o esforço cortante como a reação RYA):

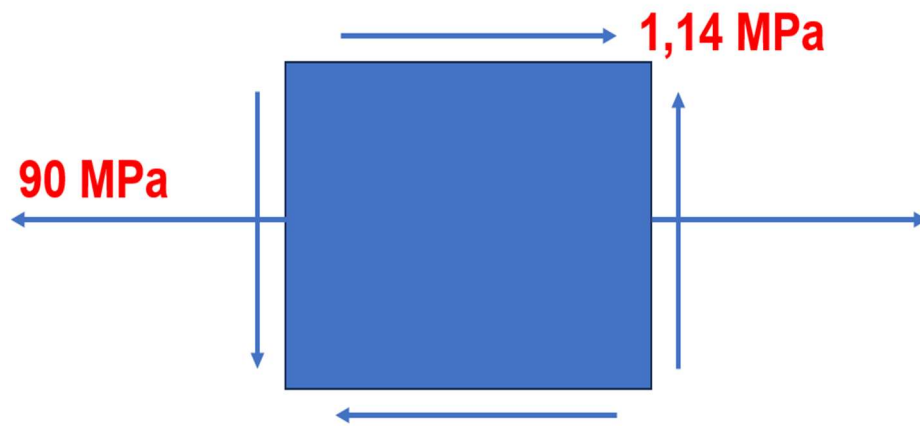
$$\tau = \frac{V'q}{It}$$

$$\tau = \frac{3384,44 * 2,9833 * 10^{-5}}{1,2474 * 10^{-6} * 0,071}$$

$$\tau = 1,1398 \text{ MPa}$$

Para verificar se o fator de segurança aplicado anteriormente está suficiente, foi usado o critério de falha de Von Mises, considerando um ponto idealizado que une os cenários de maior tensão de flexão e de maior cisalhamento (como se o ponto A e B estivessem na mesma posição), pois não haverá ao longo da seção transversal uma carga combinada maior. Desse modo o estado plano de tensão é representado na Figura 55:

Figura 55 - Estado plano de tensão braço de fixação das unhas



Fonte: O autor (2023)

A inclinação do plano crítico em relação as tensões normais de acordo com a Eq. 17 é:

$$\operatorname{tg} 2\theta_p = \frac{\tau_{xy}}{(\sigma_x - \sigma_y)/2}$$

$$\operatorname{tg} 2\theta_p = \frac{1,14}{(90-0)/2}$$

$$\operatorname{tg} 2\theta_p = 0,0253$$

$$2\theta_p = 1,4511^\circ$$

$$\theta_p \cong 0,73^\circ$$

As tensões máximas e mínimas nessa inclinação, de acordo com a Eq. 18 são:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{90+0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{90-0}{2}\right)^2 + 1,14^2}$$

$$\sigma_1 = 90,01 \text{ MPa} \approx 90 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = 0,01 \text{ MPa} \approx 0 \text{ MPa}$$

A inclinação do plano de maior cisalhamento possível, de acordo com a Eq. 19 é:

$$\operatorname{tg} 2\theta_s = \frac{-(\sigma_x - \sigma_y)/2}{\tau_{xy}}$$

$$\operatorname{tg} 2\theta_s = \frac{-(90-0)/2}{1,14}$$

$$\operatorname{tg} 2\theta_s = -39,47$$

$$2\theta_s = -88,55$$

$$\theta_s = -44,28^\circ$$

Onde a intensidade da força de cisalhamento, de acordo com a Eq. 20 é:

$$\tau_{M\acute{a}x \text{ do plano}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\tau_{M\acute{a}x \text{ do plano}} = \sqrt{\left(\frac{90-0}{2}\right)^2 + 1,14^2}$$

$$\tau_{M\acute{a}x \text{ do plano}} = 45,01 \text{ MPa} \approx 45 \text{ MPa}$$

E a tensão média, de acordo com a Eq. 21 é:

$$\sigma_{med} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}$$

$$\sigma_{med} = \frac{90+0}{2}$$

$$\sigma_{med} = 45 \text{ MPa}$$

Comparando as tensões normais principais com o critério de Mises para estado plano, de acordo com a Eq. 22:

$$\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 \leq \sigma_e^2$$

$$90^2 - 90 * 0 + 0^2 \leq 450^2$$

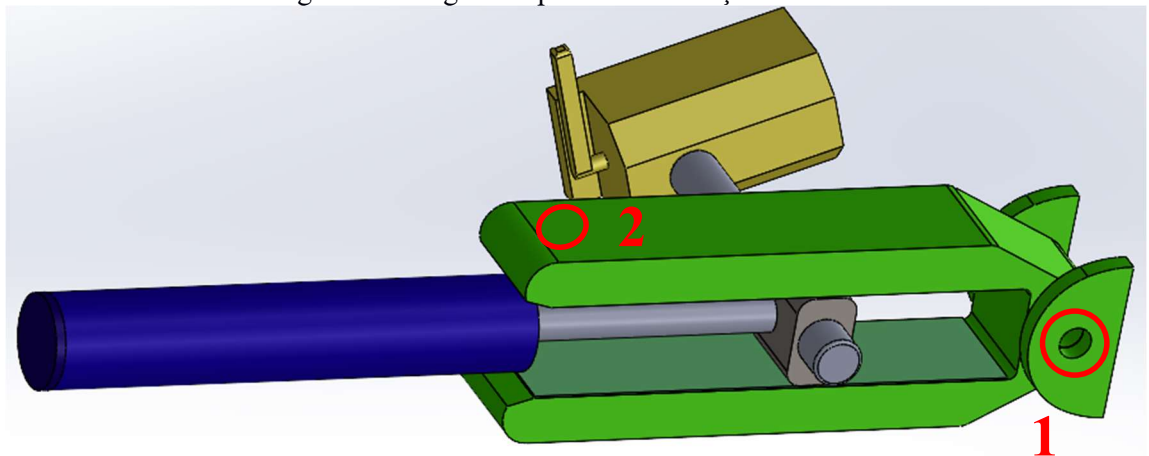
$$8100 \leq 202500$$

Então o braço suportará adequadamente as solicitações com o diâmetro de 71 mm.

## 2. Dimensionamento do pino de sustentação do braço lateral:

Após obter os esforços e dimensões do braço de fixação da garra, é necessário dimensionar o pino de sustentação do braço lateral que comportará o cilindro de movimentação horizontal da unha e realizará o movimento vertical através da articulação sobre esse pino. Na Figura 56 é demonstrado qual será o componente dimensionado e sua estrutura circundante, sendo o círculo marcado com o número “1” o local de alojamento do pino e o círculo marcado com o número “2” o local de fixação do cabo de aço (esse que foi dimensionado posteriormente no texto).

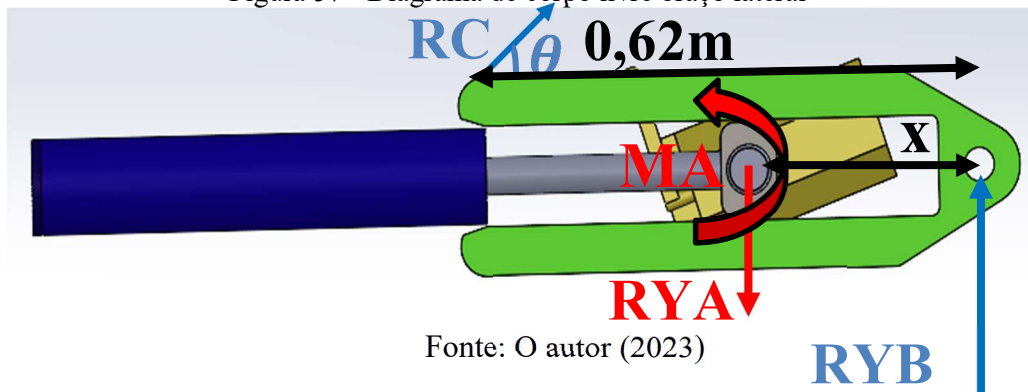
Figura 56 - Região do pino de articulação



Fonte: O autor (2023)

Para começar o dimensionamento é importante realizar o diagrama de corpo livre dos esforços, este que está demonstrado na Figura 57, possuindo RC como a reação esperada no cabo de aço e RYA como a reação esperada no pino (varia de acordo com a posição do atuador que está conectado à barra dimensionada no tópico 1 dos resultados e discussões):

Figura 57 - Diagrama de corpo livre braço lateral

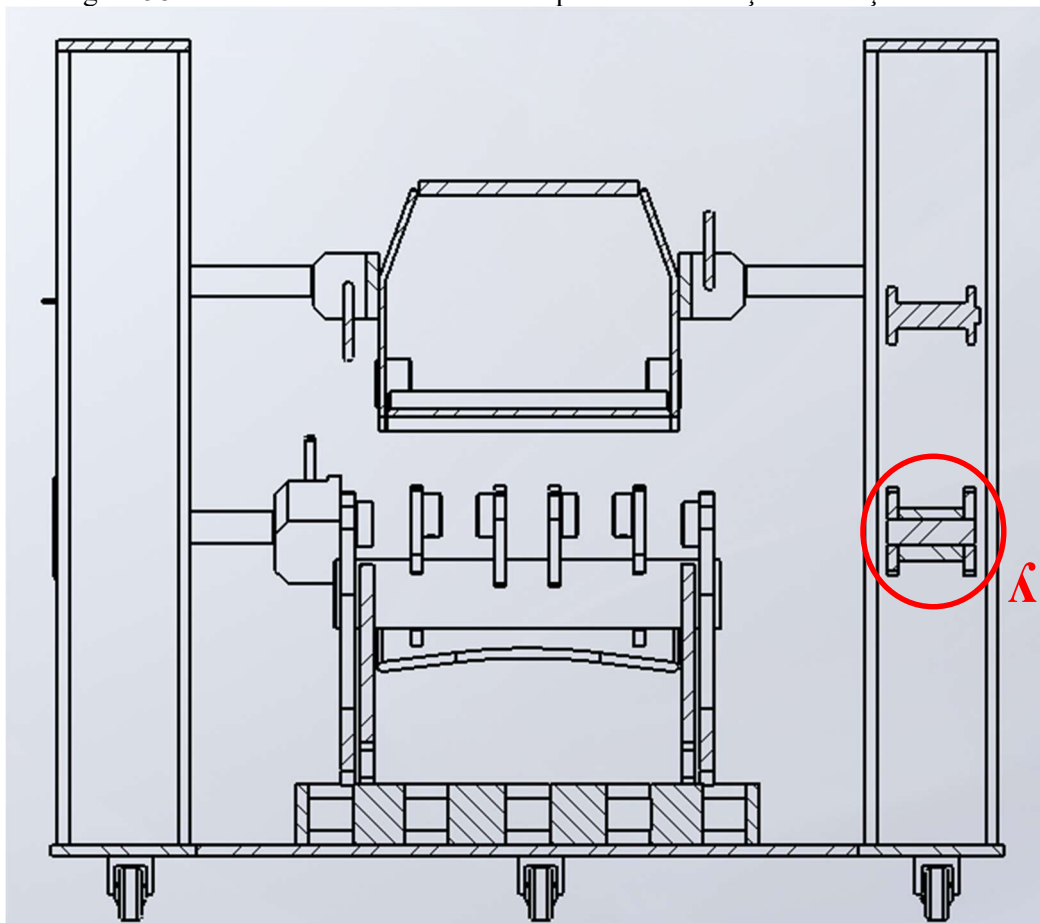


Fonte: O autor (2023)

É importante considerar que os esforços “RYA” e “MA” já foram calculados anteriormente e que o momento “MA” está no sentido de profundidade do plano apresentado na Figura 57 (Flexão para “dentro” da imagem). Outras considerações importantes são que RC é a reação do cabo de aço que sustentará a carga à 45° e que RYB é a reação vertical executada pelo pino que foi dimensionado posteriormente no texto e que, “x” (Figura 57) é a distância do centro da barra sustentadora calculada anteriormente até o centro do pino em B. Por fim o ponto de ação da força do cabo de aço estará a 0,62m (também indicado na Figura 57) do centro do ponto de apoio B e, nesse ponto (onde ficará o Pino), não haverá restrições a momento fletor que a carga RYA causará em seu curso (permitindo a articulação do conjunto em torno desse pino).

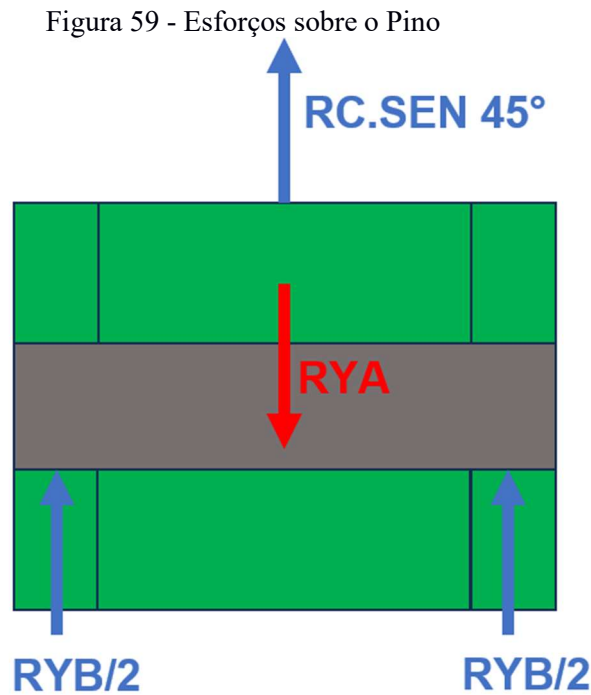
Sendo assim, analisando o pino (ponto de apoio B) em outro plano mais conveniente abordado pela Figura 58:

Figura 58 - Vista seccionada com foco no pino de sustentação do braço lateral



Fonte: O autor (2023)

A Figura 58 foi obtida seccionando o diâmetro destinado ao alojamento do pino de fixação (na posição do círculo 1 da Figura 56). Na Figura 58, é possível verificar a região de interesse seccionada, através do círculo “A”. Na Figura 59 há um modelamento das reações atuantes no pino (“RYB”) e no cabo de aço (“RC”), reações ocasionadas pela força “RYA”, calculada anteriormente:



Fonte: O autor (2023)

A reação RYA vem do braço da Figura 51 e varia horizontalmente com “x”, conforme a Figura 57 (já que está ligado a um atuador linear).

Para o Pino a reação a ser suportada é reação RYB (situação de cisalhamento puro) que depende do somatório de forças considerando a posição do atuador (Figura 57).

Aplicando as equações de equilíbrio na situação da Figura 59, de acordo com a Eq. 2 e Eq.4 (Momentos em torno do ponto “B”, ponto de alojamento do pino calculado):

$$\sum F_y = 0$$

$$RYB + RC * \text{sen } 45^\circ - RYA = 0$$

$$RYB + RC * \text{sen } 45^\circ - 3384,44 = 0$$

$$RYB = 3384,44 - RC * \text{sen } 45^\circ$$

$$\sum M_B = 0$$

$$RYA * x - RC * \text{sen } 45^\circ * 0,62 = 0$$

$$3384,44 * x - RC * \text{sen } 45^\circ * 0,62 = 0$$

$$RC = \frac{3384,44 * x}{0,4384}$$

Em termos de curso do atuador, “x” variará de 96mm até 620mm. Sendo assim RC máximo acontece quando x for máximo (620mm), ou seja, quando o atuador estiver mais recuado. Esse ponto será utilizado para calcular a resistência do cabo de aço posteriormente, pois será o valor máximo de força naquele ponto. RC mínimo será quando “x” for mínimo (96mm, quando o atuador estiver esticado ao máximo) e assim, conforme a equação de somatório realizado em y, quanto menor for RC maior será RYB, então, esse será o ponto utilizado para calcular o Pino em B:

$$RC_{MÁX} = \frac{3384,44 * 0,62}{0,4384}$$

$$RC_{MÁX} = 4786,39 \text{ N}$$

$$RC_{MÍN} = \frac{3384,44 * 0,096}{0,4384}$$

$$RC_{MÍN} = 741,12 \text{ N}$$

Com RC mínimo, RB máximo através da Eq.2 é:

$$RYB = 3384,44 - RC * \text{sen } 45^\circ$$

$$RYB = 3384,44 - 741,12 * \text{sen } 45^\circ$$

$$RYB = 2860,39 \text{ N}$$

$$\frac{RYB}{2} = 1430,20 \text{ N}$$

O pino ficará carregado conforme demonstra a Figura 60:

Figura 60 - Carregamento Pino



Fonte: O autor (2023)

Partindo desses esforços, pode-se pré-dimensionar o pino (seção circular) com base no cisalhamento na seção transversal. Pelo cisalhamento no ponto A da Figura 60, considerando a mesma tensão admissível de 90 MPa e o fator de segurança 5 para aço 1040, de acordo com a Eq. 12:

$$\tau = \frac{V'q}{It}$$

$$90 \times 10^6 = \frac{1430,20 \cdot \frac{\pi d^2}{8} \cdot \frac{2d}{3\pi}}{\frac{\pi d^4}{64} \cdot d}$$

$$d = \sqrt{\frac{1430,20 \cdot 16}{3 \cdot \pi \cdot 90 \cdot 10^6}}$$

$$d = 0,00519 \text{ m} = 5,19 \text{ mm}$$

Considerando o diâmetro inteiro mais próximo superior para o pino, foi considerado sua dimensão final como 6 mm. De acordo com a Eq. 12 é demonstrado o cálculo da tensão de cisalhamento no ponto mais central da seção transversal (ponto A da Figura 60) considerando esse diâmetro (6mm):

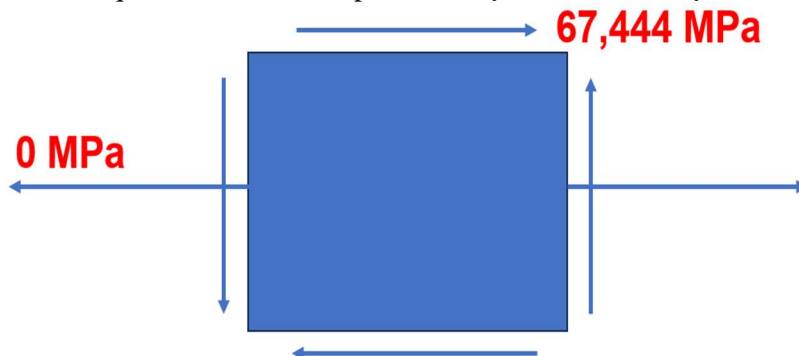
$$\tau = \frac{V'q}{It}$$

$$\tau = \frac{1430,20 \cdot \pi \cdot 0,006^2 \cdot 2 \cdot 0,006 \cdot 64}{\pi \cdot 0,006^5 \cdot 8 \cdot 3 \cdot \pi}$$

$$\tau = 67,444 \text{ MPa}$$

Nesse ponto, o estado plano de tensão é demonstrado na Figura 61. Esse estado tem por objetivo demonstrar o carregamento em um ponto infinitesimal (nesse caso o ponto A da Figura 60), gerando as condições para determinação das tensões máximas e mínimas, que serão importantes por sua vez, para a validação dimensional através da teoria de falha de Von Mises:

Figura 61 - Estado plano de tensões do pino do braço de movimentação da unha



Fonte: O autor (2023)

Desse modo, a inclinação do plano crítico em relação as tensões normais, de acordo com a Eq. 17 (Analisando o ponto, essa será a inclinação do plano de maior tensão normal dentro do elemento):

$$tg 2\theta_p = \frac{\tau_{xy}}{(\sigma_x - \sigma_y)/2}$$

$$tg 2\theta_p = \frac{67,444}{(0-0)/2}$$

$$tg 2\theta_p = \infty$$

$$2\theta_p = 90^\circ$$

$$\theta_p \cong 45^\circ$$

As tensões máximas e mínimas nessa inclinação são, de acordo com a Eq. 18

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{0+0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{0-0}{2}\right)^2 + 67,444^2}$$

$$\sigma_1 = 67,444 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -67,444 \text{ MPa}$$

A inclinação do plano de maior cisalhamento possível, de acordo com a Eq. 19 é (essa inclinação também se remete a inclinação do plano no ponto infinitesimal “A” da figura 60, onde haverá a maior tensão de cisalhamento):

$$tg 2\theta_s = \frac{-(\sigma_x - \sigma_y)/2}{\tau_{xy}}$$

$$tg 2\theta_s = \frac{-(0-0)/2}{67,444}$$

$$tg 2\theta_s = 0$$

$$2\theta_s = 0^\circ$$

$$\theta_s = 0^\circ$$

Onde a intensidade da força de cisalhamento, de acordo com a Eq. 20 é:

$$\tau_{M\acute{a}x \text{ do plano}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\tau_{M\acute{a}x \text{ do plano}} = \sqrt{\left(\frac{0-0}{2}\right)^2 + 67,444^2}$$

$$\tau_{M\acute{a}x \text{ do plano}} = 67,444 \text{ MPa}$$

E a tensão média, de acordo com a Eq. 21 é:

$$\sigma_{med} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}$$

$$\sigma_{med} = \frac{0+0}{2}$$

$$\sigma_{med} = 0 \text{ MPa}$$

Comparando as tensões normais principais com o critério de Mises para estado plano, de acordo com a Eq. 22:

$$\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 \leq \sigma_e^2$$

$$67,444^2 - (67,444 * (-67,444)) + (-67,444)^2 \leq 450^2$$

$$13646,08 \leq 202500$$

Então o pino suportará adequadamente as solicitações com o diâmetro de 6mm.

### 3. Dimensionamento do cabo de aço da polia

Como mencionado anteriormente, RC (reação do cabo) ligado a polia, é máxima quando o atuador estiver totalmente recuado (4786,49 N), então, para o dimensionamento será necessário utilizar a tensão de trabalho do cabo de aço retirada da Figura 62, que demonstra informações sobre diversos tamanhos de cabo de aço:

Figura 62 - Tabela de cabos de aço

Rope Diameter		Minimum Breaking Strength		Working Load Limit		Weight	
(in)	(mm)	(lb <sub>f</sub> )	(kN)	(lb <sub>f</sub> )	(kN)	(lb <sub>m</sub> /ft)	(kg/m)
1/4	6.4	5480	24.4	1100	4.89	0.11	0.16
5/16	8.0	8520	37.9	1700	7.56	0.16	0.24
3/8	9.5	12200	54.3	2440	10.90	0.24	0.36
7/16	11.5	16540	73.6	3310	14.70	0.32	0.48
1/2	13.0	21400	95.2	4280	19.00	0.42	0.63
9/16	14.5	27000	120.0	5400	24.00	0.53	0.79
5/8	16.0	33400	149.0	6680	29.70	0.66	0.98
3/4	19.0	47600	212.0	9520	42.30	0.95	1.41
7/8	22.0	64400	286.0	12900	57.40	1.29	1.92
1	26.0	83600	372.0	16700	74.30	1.68	2.50
1 1/8	29.0	105200	468.0	21000	93.40	2.13	3.17
1 1/4	32.0	129200	575.0	25800	115.00	2.63	3.91
1 3/8	35.0	155400	691.0	31100	138.00	3.18	4.73
1 1/2	38.0	184000	818.0	36800	164.00	3.78	5.63
1 5/8	42.0	214000	952.0	42800	190.00	4.44	6.61
1 3/4	45.0	248000	1100.0	49600	221.00	5.15	7.66
1 7/8	48.0	282000	1250.0	56400	251.00	5.91	8.80
2	52.0	320000	1420.0	64000	285.00	6.72	10.00

Fonte: US rigging (2023)

Realizando o Cálculo de tensão para a carga limite de carregamento (*working load limit*) para os cabos (de acordo com seu diâmetro e área), percebe-se que a tensão desenvolvida fica em torno de 150MPa. Sendo esse o valor de tensão de carregamento limite, com o fator de segurança igual a 5, a tensão admissível, de acordo com a Eq.32 é:

$$\begin{aligned}\sigma_{adm} &= \frac{\sigma_e}{FS} \\ \sigma_{adm} &= \frac{150}{5} \\ \sigma_{adm} &= 30 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Desse modo, aplicando a força máxima que o cabo realizará, é necessário um diâmetro mínimo, de acordo com a Eq. 8 de:

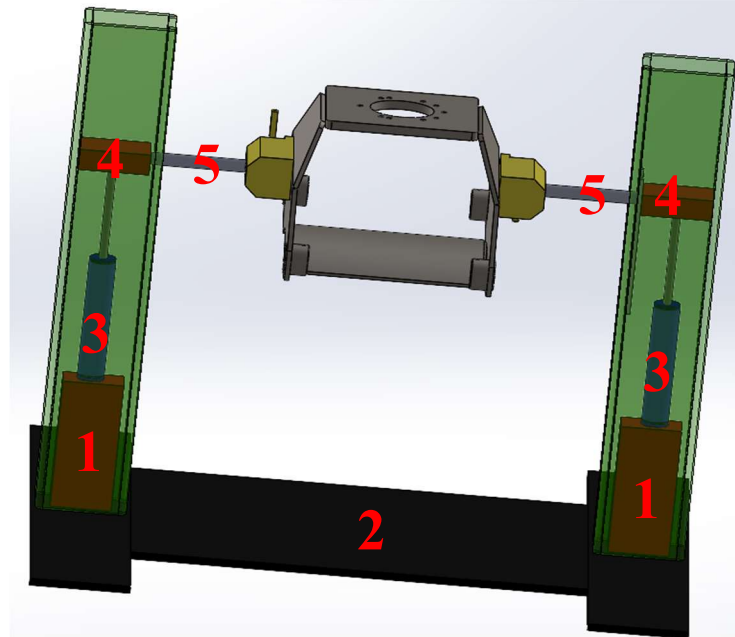
$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{F}{A} \\ 30 \times 10^6 &= \frac{4786,49}{A} \\ A &= 1,595 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \\ d &= \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} \\ d &= 0,01425 \text{ m} = 14,25 \text{ mm}\end{aligned}$$

Nesse caso, recorrendo a Figura 62, é recomendado o uso do cabo com diâmetro de 9/16” ou 14,5 mm, que suportará adequadamente os esforços máximos cujo cabo estará sujeito.

#### 4. Dimensionamento da barra de içamento da cabeça da garra

Para começar o dimensionamento da barra de içamento que deverá primeiramente elevar a cabeça da garra e posteriormente suportar o conjunto montado (900kg), é importante demonstrar isoladamente o subconjunto O subconjunto de posicionamento da cabeça da garra está demonstrado na Figura 63:

Figura 63 - Demonstração do mecanismo de posicionamento da cabeça da garra



Fonte: O autor (2023)

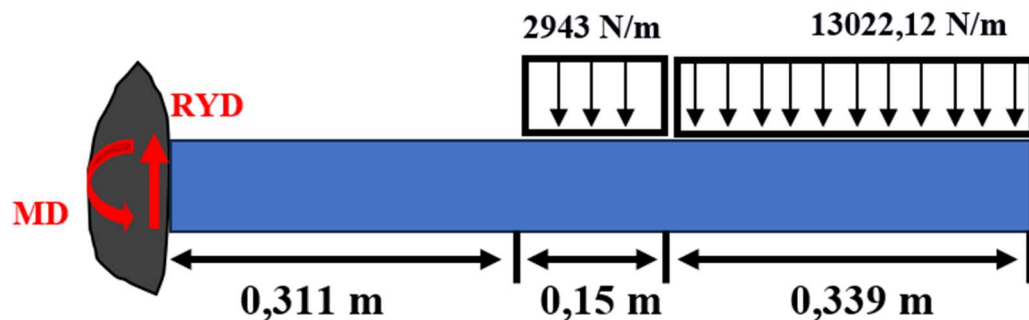
As bases abaixo do atuador (item 1, Figura 63) serão soldadas na chapa de apoio (item 2, Figura 63) bem como a camisa dos atuadores hidráulicos (item 3, Figura 63) serão soldadas nas bases (item 1). O olhal (item 4, Figura 63) será soldado a haste dos atuadores e a barra (item 5, Figura 63) que será dimensionada a seguir (que fixará diretamente a cabeça da garra com o eletroímã) será rosqueada no olhal em quase todo o seu comprimento (cerca de 200 mm de apoio roscaado). Por fim o eletroímã será soldado a barra.

As considerações de dimensionamento realizadas foram:

- A cabeça da garra está equidistante de ambas as colunas, podendo variar somente no sentido de profundidade da figura 63 em relação a sua posição inicial (apesar de haver possibilidade de micro ajustes devido a possibilidade de variação do comprimento roscaado em ambos os lados, permitindo recuo ou avanço do braço em alguns milímetros de ambos os lados).
- Como a distribuição horizontal em relação a figura 63 é igual entre as duas colunas, então cada braço deverá suportar metade do peso do conjunto, ou seja, 450 kg.

Desse modo, o diagrama de corpo livre da barra (item mais crítico devido ao grande braço de alavanca em relação a seus apoios) foi definido como mostra a Figura 64:

Figura 64 - Diagrama de corpo livre do braço fixador da cabeça da garra



Fonte: O Autor (2023)

A Figura 64 tem como consideração na viga idealizada, o comprimento da barra (0,311m), o comprimento do fixador eletromagnético (0,15m) anexado a barra e metade da largura da cabeça da garra (0,339m), que será a responsabilidade de carregamento de cada barra.

De acordo com a Eq. 2:

$$\sum F_y = 0$$

$$RYD - 441,45 - 4414,5 = 0$$

$$RYD = 4855,95 \text{ N}$$

A barra deve suportar tanto ao momento fletor quanto a força vertical (“RYD”), porém, ao transmitir essas forças, a força vertical é absorvida integralmente pelo cilindro e a força de flexão, que será calculada posteriormente, é absorvida integralmente pela coluna do dispositivo, de acordo com a demonstração do mecanismo na Figura 63. De acordo com a Eq. 4:

$$\sum M_D = 0$$

$$M_D - (2943 * 0,15) * (0,311 + 0,075) - (13022,12 * 0,339) * (0,311 + 0,15 + 0,1695) = 0$$

$$M_D - 441,45 * (0,311 + 0,075) - 4414,5 * (0,311 + 0,15 + 0,1695) = 0$$

$$M_D = 2953,74 \text{ Nm}$$

Considerando o mesmo material e, portanto, a mesma tensão admissível (90Mpa), o diâmetro mínimo com base na flexão, de acordo com a Eq. 10 (considerando também o ponto mais afastado do centroide da barra, ponto A da figura 54)

$$\sigma_{adm} = \frac{M*y}{I}$$

$$90 \times 10^6 = \frac{2953,74 * \frac{d}{2}}{\frac{\pi * d^4}{64}}$$

$$d = 0,0694 \text{ m} \approx 70 \text{ mm}$$

A tensão de cisalhamento no centro da seção transversal e, portanto, máxima dessa barra, de acordo com a Eq. 11 e Eq. 12 é:

$$q = \frac{\pi d^2}{8} * y'$$

$$q = \frac{\pi * 0,07^2}{8} * \frac{2 * 0,07}{3 * \pi}$$

$$q = 2,86 * 10^{-5} m^3$$

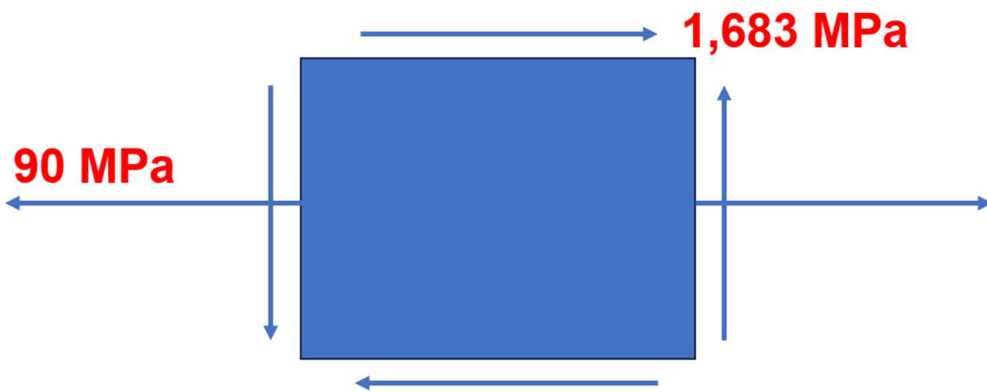
$$\tau = \frac{V'q}{It}$$

$$\tau = \frac{4855,95 * 2,86 * 10^{-5}}{1,179 * 10^{-6} * 0,07}$$

$$\tau = 1,683 MPa$$

Considerando do mesmo modo que a barra de fixação das unhas, onde foi atribuído um ponto imaginário em que a flexão e o cisalhamento fossem máximos para garantir o maior estado plano de tensões possível com segurança, na figura 65 encontra-se a mesma ideia aplicada no estado de plano de tensões:

Figura 65 - Estado plano de tensões para o braço de fixação da cabeça da garra



Fonte: O autor (2023)

Desse modo, a inclinação do plano crítico em relação as tensões normais, de acordo com a Eq. 17 é:

$$tg 2\theta_p = \frac{\tau_{xy}}{(\sigma_x - \sigma_y)/2}$$

$$tg 2\theta_p = \frac{1,683}{(90-0)/2}$$

$$tg 2\theta_p = 0,0374$$

$$2\theta_p = 2,14^\circ$$

$$\theta_p \cong 1,07^\circ$$

As tensões máximas e mínimas nessa inclinação, de acordo com a Eq. 18, são:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{90+0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{90-0}{2}\right)^2 + 1,683^2}$$

$$\sigma_1 = 90,03 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -0,03 \text{ MPa}$$

A inclinação do plano de maior cisalhamento possível, de acordo com a Eq. 19 é:

$$\operatorname{tg} 2\theta_s = \frac{-(\sigma_x - \sigma_y)/2}{\tau_{xy}}$$

$$\operatorname{tg} 2\theta_s = \frac{-(90-0)/2}{1,683}$$

$$\operatorname{tg} 2\theta_s = -26,74$$

$$2\theta_s = -87,86^\circ$$

$$\theta_s = -43,93^\circ$$

Onde a intensidade da força de cisalhamento, de acordo com a Eq. 20, é:

$$\tau_{\text{Máx do plano}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\tau_{\text{Máx do plano}} = \sqrt{\left(\frac{90-0}{2}\right)^2 + 1,683^2}$$

$$\tau_{\text{Máx do plano}} = 45,03 \text{ MPa}$$

E a tensão média nesse plano, de acordo com a Eq. 21, é:

$$\sigma_{\text{med}} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}$$

$$\sigma_{\text{med}} = \frac{90+0}{2}$$

$$\sigma_{\text{med}} = 45 \text{ MPa}$$

Comparando as tensões normais principais ( $\sigma_1$  e  $\sigma_2$ ) com o critério de Mises para estado plano, de acordo com a Eq. 22, comprova-se que o dimensional realizado suportará as solicitações estáticas:

$$\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 \leq \sigma_e^2$$

$$90,03^2 - (90,03 * (-0,03)) + (-0,03)^2 \leq 450^2$$

$$8108,10 \leq 202500$$

### 5. Dimensionamento do cilindro de elevação da cabeça da garra

Para dimensionar os cilindros principais de elevação da cabeça, que após a montagem da garra deverão suportar o peso da garra florestal completa, foram assumidos os seguintes pontos: o conjunto da garra florestal montada tem 900 kg e será distribuído de forma igual entre os dois cilindros (a fixação será simétrica de ambos os lados), portanto, cada cilindro suportaria 450 kg. Outra consideração, é que somente o esforço de compressão será atuante sobre o cilindro (“RYD” que será transmitido pelo braço, demais esforços serão direcionados a estrutura das colunas do dispositivo).

Sendo assim, foi verificado através do software CAD que seria necessário um comprimento de movimentação da haste de 385 mm para atender a altura de um metro do solo da cabeça da garra após o içamento (altura considerada do ponto mais baixo da cabeça da garra até o solo).

A situação de fixação do cilindro na estrutura será a estabelecida no caso 9 do Quadro 2, portanto o comprimento livre de flambagem

$$\lambda = 4 \cdot Lh$$

$$\lambda = 385 \cdot 4$$

$$\lambda = 1540 \text{ mm}$$

A compressão que deve ser suportada unicamente pelo cilindro é o esforço “RYD” (4855,95 N) .

A força é a força de avanço de projeto (Fap) mencionada por Fialho (2019), então com o rendimento dos cilindros igual a 90% como recomenda o mesmo, a força de avanço necessária será (conforme a Eq. 29):

$$F_a = \frac{F_{ap}}{\eta}$$

$$F_a = \frac{4855,95}{0,9}$$

$$F_a = 5395,5 \text{ N}$$

O fator de segurança utilizado, será extraído da figura 13, considerando o pior caso em que o ambiente de montagem será considerado como extremamente desafiador para proporcionar maior segurança dimensional, ou seja, 5 unidades.

O material utilizado será o aço 1040, que possui módulo de elasticidade de  $2,07 \times 10^{11} Pa$  (Figura 15).

A partir de todas essas informações, é possível determinar o diâmetro da haste a ser utilizado de acordo com a Eq. 30:

$$Dh = \sqrt[4]{\frac{64.S.A^2.Fa}{\pi^3.E}}$$

$$Dh = \sqrt[4]{\frac{64.5.(154cm)^2.5395,5N}{\pi^3.2,07 \times 10^7 N/cm^2}}$$

$$Dh = 2,83cm = 28,3 \text{ mm}$$

Sendo assim, de acordo com a Figura 18, o cilindro com DH superior mais próximo é o de 36 mm, possuindo DP 80mm de mm e pressão de trabalho recomendada de 25 bar (já que deve carregar 5395,5 N, conseguindo com essa pressão levantar 11309,7 N).

Com esse valor de DP, é necessário consultar a Figura 19, encontrando para DP igual ou superior mais próximo o tubo Schedule N° 80, com Diâmetro interno de 85,44 e diâmetro externo de 101,6mm. O material utilizado na camisa será a liga ST 52 dita por Fialho (2019) como a mais comum em atuadores hidráulicos.

Para verificar o fator de segurança referente a interação entre a camisa e a pressão de trabalho recomendada para a carga, foi utilizada a fórmula 30 (revisão bibliográfica), onde a tensão de escoamento da liga ST 52 é 345 MPa.

Como o fator de segurança utilizado em todo o projeto será de 5 unidades, a tensão admissível é, de acordo com a Eq.32:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{S}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{345}{5}$$

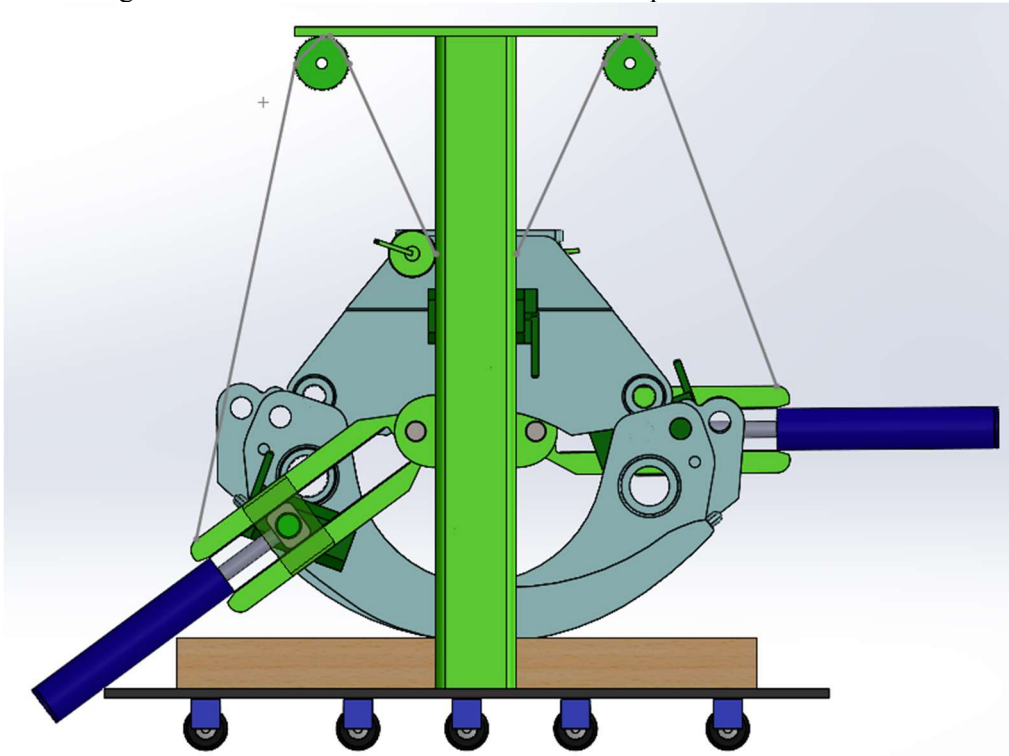
$$\sigma_{adm} = 69 \text{ MPa}$$

Sendo assim, como PTB recomendada no cálculo da haste para essa carga é de 25 bar ou 2,5Mpa, podemos afirmar que a camisa suportará adequadamente a pressão interna do cilindro, já que a tensão admissível ainda poderia chegar até 69 Mpa.

## 6. Dimensionamento do cilindro de posicionamento das unhas

Para dimensionar o cilindro de posicionamento, será considerado o pior cenário estático, desprezando o atrito. O pior cenário estático se dá quando o braço articulador está em seu fim de curso inferior, pois o atuador terá que vencer, com a componente vertical da força de avanço, a força peso da unha da garra. Na Figura 66 está demonstrado tal cenário:

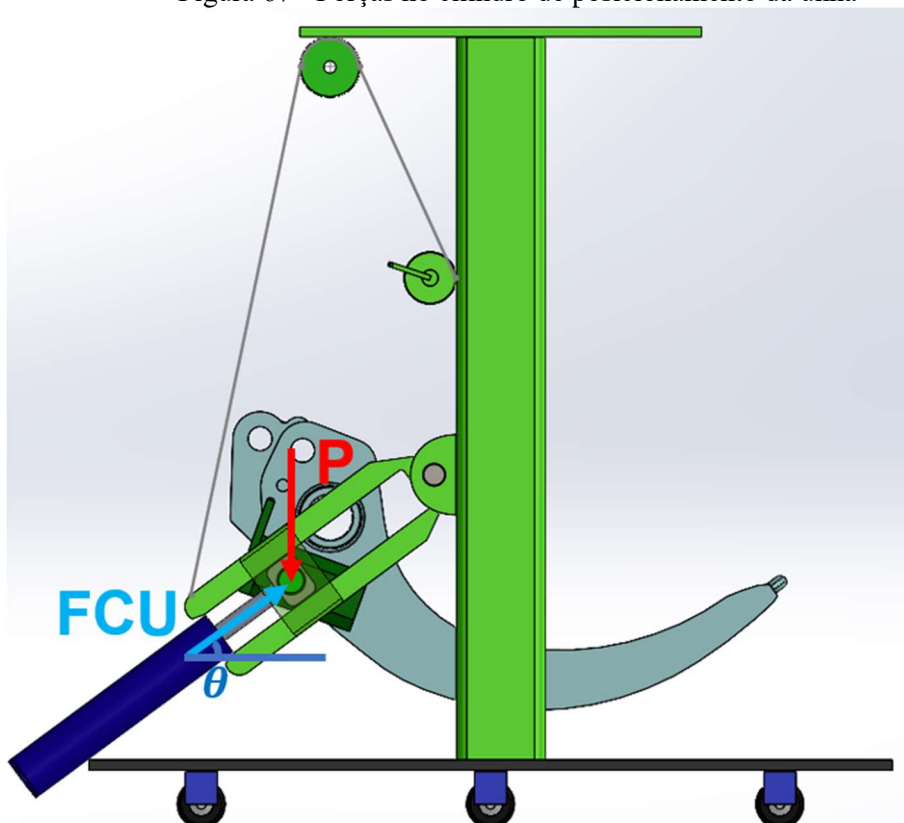
Figura 66 - Pior cenário estático do cilindro de posicionamento da unha



Fonte: O autor (2023)

As forças atuantes no cilindro, nesse cenário são demonstradas na Figura 67:

Figura 67 - Forças no cilindro de posicionamento da unha



Fonte: O autor (2023)

Desse modo, a componente vertical de FCU deve ser igual a P, já que para criar a dinâmica posterior de avanço do cilindro, a haste deve suportar tal força. Equacionando a situação para uma situação de equilíbrio (forças em “Y” estão sendo consideradas no sentido vertical, considerando a Eq. 2):

$$\sum F_y = 0$$

$$FCU * \text{sen}(\theta) - P = 0$$

Realizando a medição através do software CAD, o ângulo formado entre a horizontal e a haste nessa posição crítica ( $\theta$ ) é de 36,5°.

A força peso será a força calculada “RYA”, que possui o peso da unha somado ao do fixador magnético, portanto:

$$FCU * \text{sen}(36,5^\circ) - 3384,44 = 0$$

$$FCU = 5689,83 \text{ N}$$

Sendo assim, foi verificado através do software CAD que seria necessário um comprimento de deslocamento total da haste de 500 milímetros para atender as demandas de posicionamento do atuador.

A situação de fixação do cilindro na estrutura será a estabelecida no caso 9 do Quadro 1, portanto o comprimento livre de flambagem é:

$$\Lambda = 4. Lh$$

$$\Lambda = 500 * 4$$

$$\Lambda = 2000 \text{ mm}$$

“FCU”, nesse caso é a força de avanço de projeto ( $F_{ap}$ ) mencionada por Fialho (2019), então com o rendimento dos cilindros igual a 90% como recomenda o mesmo, a força de avanço necessária é (conforme a Eq.29):

$$F_a = \frac{F_{ap}}{\eta}$$

$$F_a = \frac{5689,83}{0,9}$$

$$F_a = 6322,03 \text{ N}$$

O material utilizado será o aço 1040, que possui módulo de elasticidade de  $2,07 \times 10^{11} \text{ Pa}$  (Figura 15).

A partir de todas essas informações, é possível determinar o diâmetro da haste a ser utilizado de acordo com a Eq.30:

$$Dh = \sqrt[4]{\frac{64.S.\Lambda^2.F_a}{\pi^3.E}}$$

$$Dh = \sqrt[4]{\frac{64.5.(200\text{cm})^2.6322,03\text{N}}{\pi^3.2,07 \times 10^7\text{N/cm}^2}}$$

$$Dh = 3,351\text{ cm} = 33,51\text{ mm}$$

Sendo assim, de acordo com a Figura 18, o cilindro com DH superior mais próximo é o de 36 mm, possuindo DP 80mm de mm e pressão de trabalho recomendada de 25 bar (já que deve carregar 6322,03 N, conseguindo com essa pressão levantar 11309,7 N).

Com esse valor de DP (diâmetro do pistão), é necessário consultar a Figura 19, encontrando para DP igual ou superior mais próximo, o tubo Schedule N° 80, com Diâmetro interno de 85,44 (desse modo, o êmbolo da haste deverá ter uma medida próxima a essa, dependendo do sistema de vedações do fornecedor de atuadores) e diâmetro externo de 101,6mm. O material utilizado na camisa será a liga ST 52 dita por Fialho (2019) como a mais comum em atuadores hidráulicos.

Para verificar o fator de segurança referente a interação entre a camisa e a pressão de trabalho recomendada para a carga, foi utilizada a Eq.32 onde a tensão de escoamento da liga ST 52 é 345 MPa.

Como o fator de segurança utilizado em todo o projeto será de 5 unidades, a tensão admissível, de acordo com a Eq. 32 é:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{S}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{345}{5}$$

$$\sigma_{adm} = 69\text{ MPa}$$

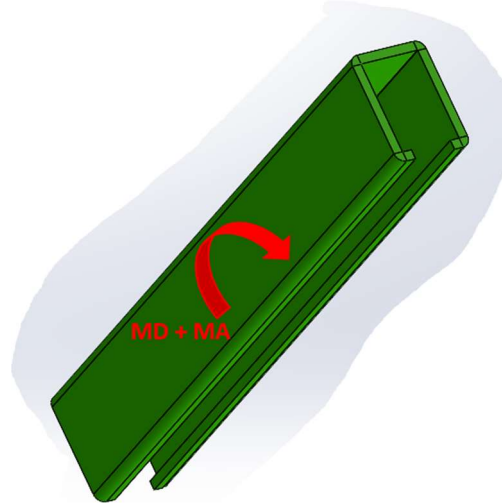
Sendo assim, como PTB recomendada no cálculo da haste para essa carga é de 25 bar ou 2,5Mpa, podemos afirmar que a camisa suportará adequadamente a pressão interna do cilindro, já que a tensão admissível ainda poderia chegar até 69 Mpa.

## 7. Dimensionamento das colunas

A coluna que será dimensionada posteriormente no texto é o item 7 destacado na Figura 50. Essas colunas devem suportar a flexão dos braços sustentadores da cabeça da garra dimensionados anteriormente e a flexão do braço fixador da unha, pela configuração do mecanismo demonstrado na mesma Figura 63, onde os olhais dos cilindros que contém o braço de fixação são justos as chapas da coluna, que conta com PTFE como um polímero para atrito, e por isso transferirão o momento fletor “MD” para a coluna.

O diagrama de corpo livre da coluna é demonstrado na Figura 68:

Figura 68 - Esforços na coluna principal do dispositivo



Fonte: O autor (2023)

O momento fletor que a coluna estará sujeita não depende da altura do atuador, sendo sempre a soma dos momentos  $M_D$  e  $M_A$  (esse que será transmitido pelo pino calculado por cisalhamento, dimensionamento do subconjunto 2):

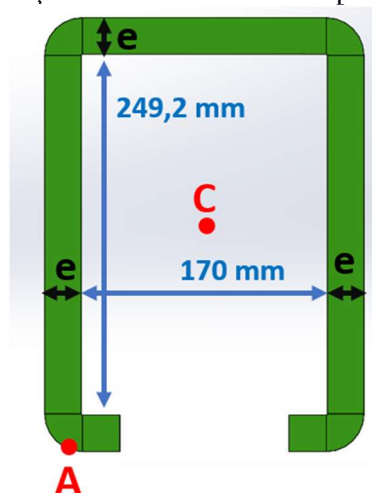
$$M_D = 2953,74 \text{ Nm}$$

$$M_A = 3130,8 \text{ Nm}$$

$$M_A + M_D = 6084,54 \text{ Nm}$$

Agora basta definir a seção transversal da chapa e calcular qual a espessura de chapa necessária para absorver o momento fletor sem superar 90 MPa de tensão máxima para o material (aço 1040). A Figura 69 mostra a seção transversal da coluna que está dimensionada posteriormente no texto:

Figura 69 - Seção transversal da coluna principal

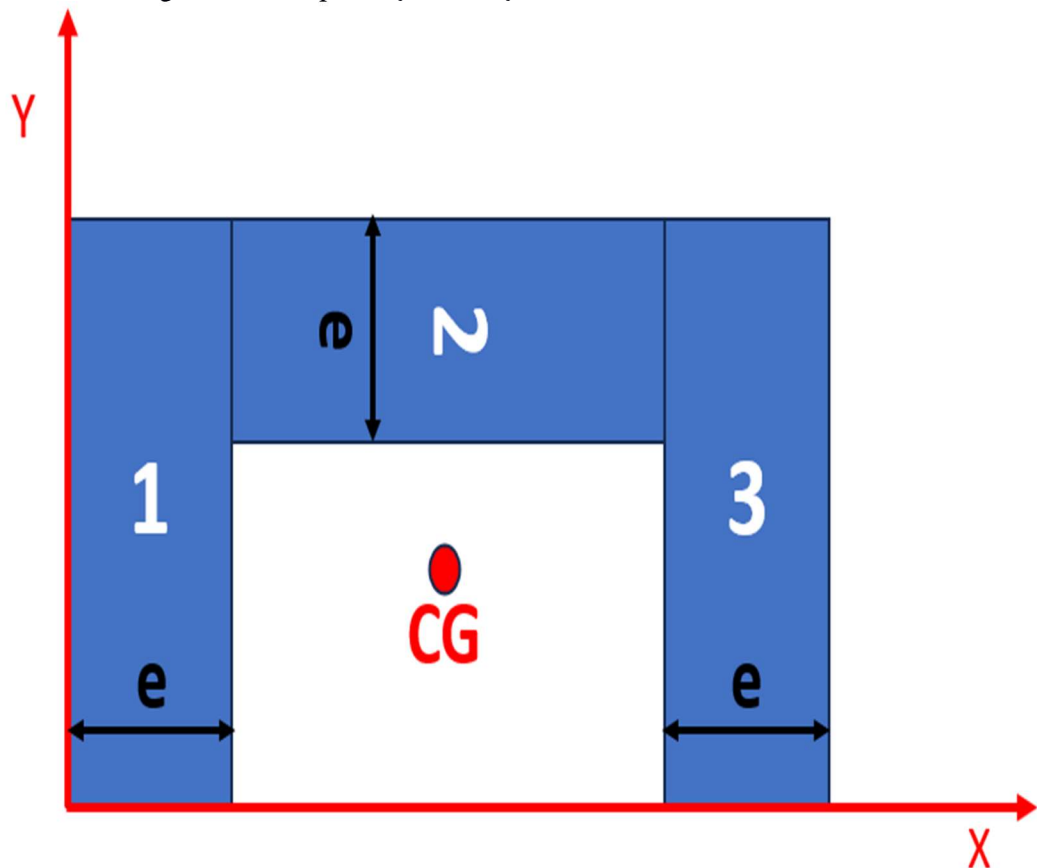


Fonte: O autor (2023)

Desse modo, o ponto de interesse será o ponto A (maior flexão em relação ao centro da seção, no ponto C, devido à distância). A espessura é desconhecida e o modelamento matemático para encontrar o valor com base na tensão admissível geraria uma função de grau 4, o que foi evitado para facilitar o desenvolvimento. Sendo assim, foram atribuídos valores para tal espessura utilizando planilhas (método iterativo) até que a tensão admissível ficasse próxima de 90 MPa (Aço 1040 com 5 unidades de fator de segurança). A Eq. 12 utilizada e o modelo simplificado do formato da seção transversal Figura 70) demonstra:

$$\sigma_{adm} = \frac{M*y}{I}$$

Figura 70 - Simplificação da seção transversal da coluna



Fonte: O autor (2023)

Dados os momentos fletores combinados na coluna e o ponto com maior distância da linha neutra, as iterações de posição do CG, momento de inércia e conseqüentemente tensão de flexão, geraram os seguintes resultados de tensão, mostrados nas Figura 71 e Figura 72:

Figura 71 - Resultado das iterações 1

<b>ESPESSURA</b>				
3				
<b>X BARRA 1</b>	<b>X BARRA 2</b>	<b>X BARRA 3</b>	<b>SUM ÁREAS</b>	<b>X BARRA (mm)</b>
1134,9	44880	132026,7	2023,2	88
<b>Y BARRA 1</b>	<b>Y BARRA 2</b>	<b>Y BARRA 3</b>	<b>SUM ÁREAS</b>	<b>Y BARRA (mm)</b>
95407,26	127857	95407,3	2023,2	157,5086595
<b>PONTO DE MAIOR FLEXÃO NA ESTRUTURA (m)</b>				<b>M (Nm)</b>
0,15750866				6084,54
<b>TENSÃO</b>		<b>ESPESSURA (mm)</b>		
208150825		1		
103588410,3		2		
68735230,43		3		

Fonte: O autor (2023)

Figura 72 - Resultado das iterações 2

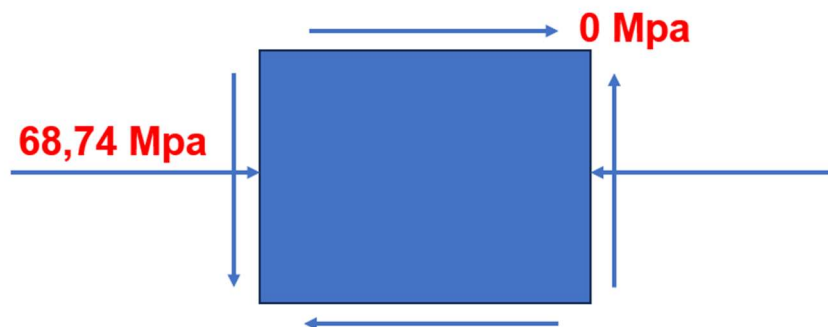
<b>ESPESSURA (m)</b>	
0,003	
<b>X BARRA (m)</b>	<b>INÉRCIA TOTAL DA SEÇÃO TRANSVERSAL</b>
0,088	1,39429E-05
<b>Y BARRA (m)</b>	
0,15750866	

Fonte: O autor (2023)

A espessura de 3mm mostrada na Figura 71 gerou a tensão de 68,735 MPa e será a espessura aceita pois o modelo da Figura 70 é aproximado e essa tensão é próxima a tensão de 90 MPa máxima aceita.

Considerando 3 mm como a espessura da chapa e que pelo design do dispositivo o ponto de maior tensão (ponto A figura 69) estará sobre compressão. Na figura 73 está demonstrado o estado plano de tensões da coluna, considerando todas as informações apresentadas:

Figura 73 - Estado plano de tensão coluna



Fonte: O autor (2023)

Desse modo, a inclinação do plano crítico em relação as tensões normais, de acordo com a Eq. 17 é:

$$\operatorname{tg} 2\theta_p = \frac{\tau_{xy}}{(\sigma_x - \sigma_y)/2}$$

$$\operatorname{tg} 2\theta_p = \frac{0}{(90-0)/2}$$

$$\operatorname{tg} 2\theta_p = 0$$

$$2\theta_p = 0^\circ$$

$$\theta_p = 0^\circ$$

As tensões máximas e mínimas nessa inclinação, de acordo com a Eq. 18 são:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{-68,74 + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-68,74 + 0}{2}\right)^2 + 0^2}$$

$$\sigma_1 = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = -68,74 \text{ MPa}$$

A inclinação do plano de maior cisalhamento possível, de acordo com a Eq. 19 é:

$$\operatorname{tg} 2\theta_s = \frac{-(-68,74-0)/2}{0}$$

$$\operatorname{tg} 2\theta_s \approx \infty$$

$$2\theta_s = 90^\circ$$

$$\theta_s = 45^\circ$$

Onde a intensidade da força de cisalhamento, de acordo com a Eq.20 é:

$$\tau_{\text{Máx do plano}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\tau_{\text{Máx do plano}} = \sqrt{\left(\frac{-68,74 - 0}{2}\right)^2 + 0^2}$$

$$\tau_{\text{Máx do plano}} = 34,37 \text{ MPa}$$

E a tensão média, de acordo com a Eq. 21, é:

$$\sigma_{\text{med}} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}$$

$$\sigma_{med} = \frac{0+0}{2}$$

$$\sigma_{med} = 0 \text{ MPa}$$

Comparando as tensões normais principais com o critério de Mises para estado plano, de acordo com a Eq. 22:

$$\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 \leq \sigma_e^2$$

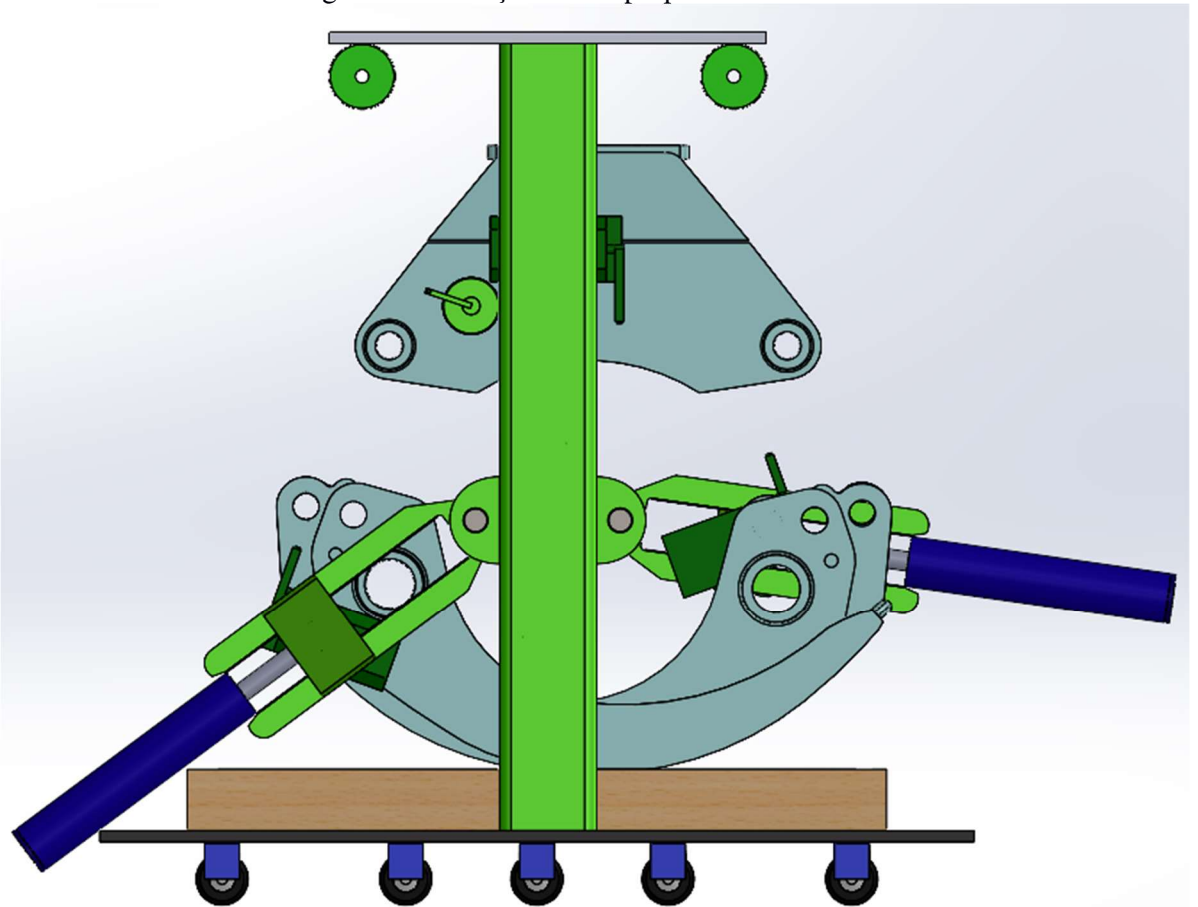
$$0^2 - (0 * (-68,74)) + (-68,74)^2 \leq 450^2$$

$$4725,19 \leq 202500.$$

As colunas suportarão adequadamente aos esforços solicitados.

Verificando o objetivo de possibilidade de atingir a concentricidade entre furações da unha e mancais da cabeça da garra será utilizada a situação da Figura 74, onde uma unha está bem afastada da coluna e a outra está bem próxima, testando os limites dos atuadores em ambas as situações ao mesmo tempo:

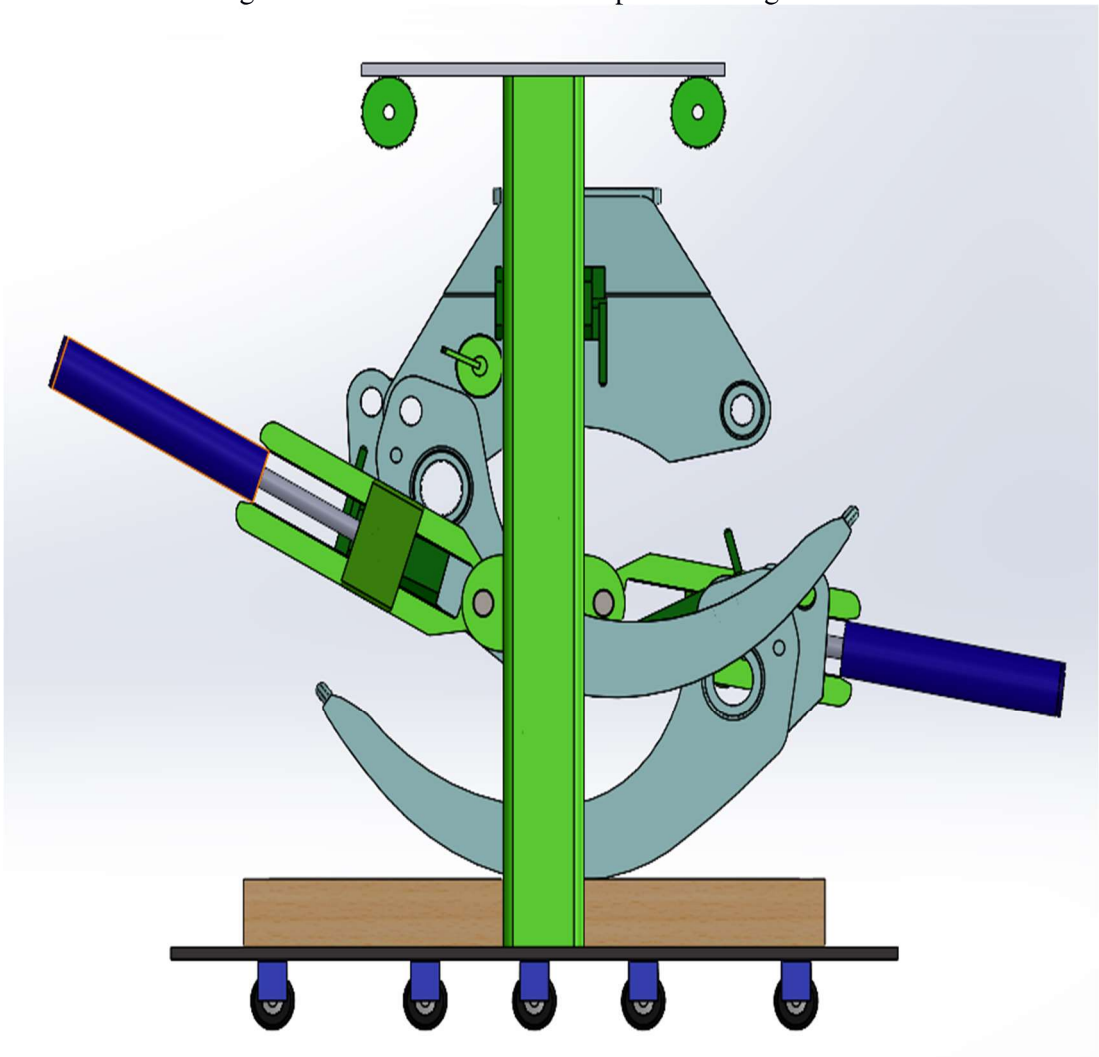
Figura 74 - Situação crítica proposta



Fonte: O autor (2023)

A situação proposta na Figura 74 conta com um cenário onde o conjunto (cabeça e unhas) tenha ficado consideravelmente deslocado para a direita do leitor no momento do posicionamento no ambiente de montagem, demonstrando a capacidade de posicionamento tanto do cenário mais afastado, quanto do cenário mais próximo a coluna, possibilitando o resultado observado na Figura 75, onde os atuadores em conjunto, foram capazes de permitir a primeira concentricidade buscada.

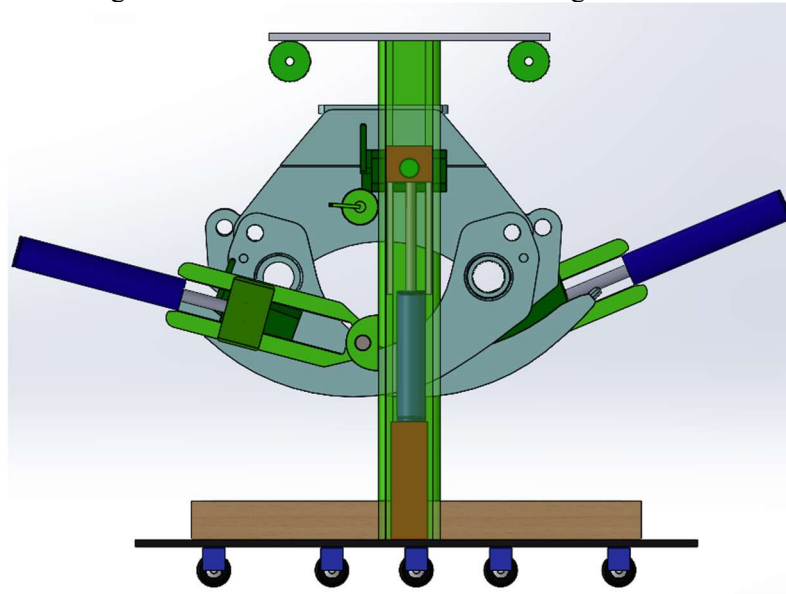
Figura 75 - Concentricidade mais próxima atingida



Fonte: O autor (2023)

Na Figura 76, a unha que estava mais afastada também foi posicionada com sucesso de modo concêntrico ao mancal da cabeça, demonstrando assim capacidade de atingir a concentricidade buscada pelo dispositivo:

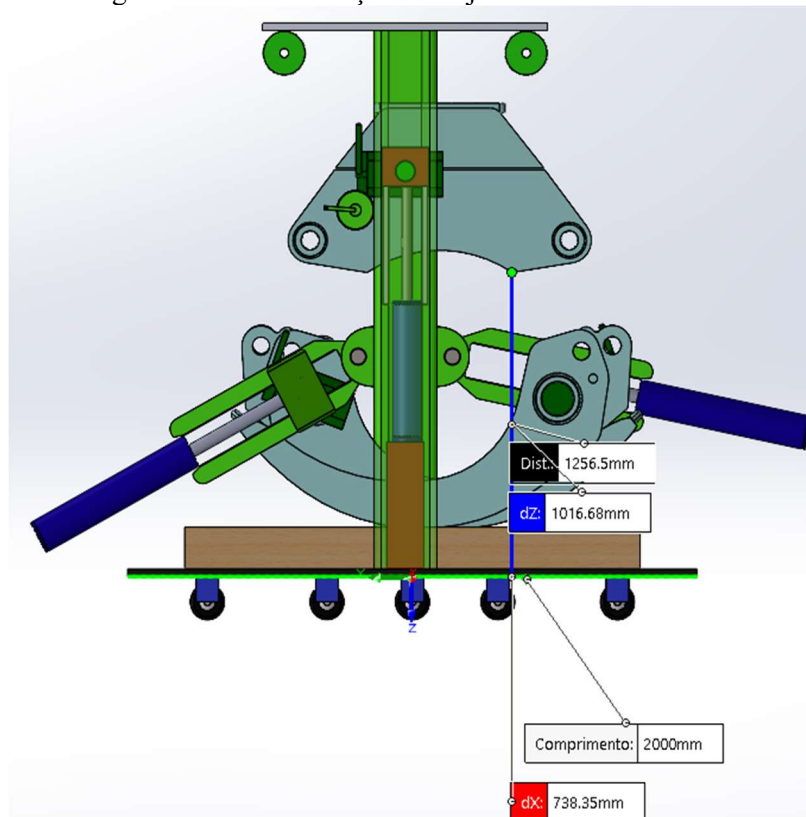
Figura 76 - Concentricidade afastada atingida



Fonte: O autor (2023)

Para finalizar, basta verificar a medida do ponto mais baixo da cabeça da garra até o solo e verificar se essa medida chega a um metro. A figura 77 demonstra o resultado:

Figura 77 - Demonstração do objetivo de altura



Fonte: O autor (2023)

Analisando o ponto mais baixo da cabeça, até a parte inferior da chapa de apoio, no eixo em azul “DZ”, que é a distância exata entre o solo e a cabeça, desconsiderando as rodas, já que a imagem se refere a vista normal a lateral do conjunto, temos a medida de 1016,68mm, ou seja, o dispositivo é capaz de atingir a altura de um metro do solo em relação ao ponto mais baixo da cabeça da garra.

Por fim, na figura 78 está uma tabela com as dimensões calculadas para os principais componentes:

Figura 78 - Tabela de dimensões para os componentes principais

TABELA DE DIMENSÕES PRINCIPAIS MÍNIMAS CALCULADAS PARA OS COMPONENTES		
ITEM	DIMENSÃO CALCULADA	OBS
BARRAS DE FIXAÇÃO DAS UNHAS DA GARRA	Ø 71 mm	-
PINO DE SUSTENTAÇÃO DO BRAÇO LATERAL	Ø 6 mm	-
CABO DE AÇO SUSTENTADOR DO BRAÇO LATERAL	Ø 14,5 mm ou 9/16"	-
BARRAS DE FIXAÇÃO DA CABEÇA DA GARRA	Ø 70 mm	-
HASTE DO CILINDRO DE ELEVAÇÃO DA CABEÇA	Ø 36 mm - COMPRIMENTO EXTERNO A CAMISA DE 385 mm	-
CAMISA DO CILINDRO DE ELEVAÇÃO DA CABEÇA	Ø INTERNO 85,44 mm / Ø EXTERNO 101,6 mm, COMPRIMENTO DE 440 mm	ÊMBOLO DA HASTE DEPENDE DAS CONDIÇÕES DE VEDAÇÃO DO FORNECEDOR DE ATUADORES
HASTE DO CILINDRO DE POSICIONAMENTO DAS UNHAS DA GARRA	Ø 36 mm - COMPRIMENTO EXTERNO A CAMISA DE 525 mm	-
CAMISA DO CILINDRO DE POSICIONAMENTO DAS UNHAS DA GARRA	Ø INTERNO 85,44 mm / Ø EXTERNO 101,6 mm, COMPRIMENTO DE 600 mm	ÊMBOLO DA HASTE DEPENDE DAS CONDIÇÕES DE VEDAÇÃO DO FORNECEDOR DE ATUADORES
COLONAS PRINCIPAIS DO DISPOSITIVO	ESPESSURA DE 3 mm	SEÇÃO TRANSVERSAL DEVE SEGUIR O MODELO DO DESENVOLVIMENTO

Fonte: O autor (2023)

## 6 CONCLUSÃO

Nesse desenvolvimento foi estabelecido uma alternativa a montagem manual de garra florestais, através do projeto de um dispositivo voltado para esse implemento que teve seus principais itens detalhadamente dimensionados com base nos conceitos da física mecânica e modelados em um software CAD para testar as funcionalidades esperadas de tal dispositivo. Além dos detalhes construtivos o projeto seguiu a metodologia de desenvolvimento de produtos de Pahl et. al (2005) e, desse projeto, pode-se chegar as seguintes conclusões:

- A metodologia de projetos utilizada gerou os resultados metodológicos esperados de cada etapa e foi fundamental para desenvolver o projeto de modo assertivo.
- Os itens principais do dispositivo foram detalhadamente dimensionados com o fator de segurança geral de 5 unidades, trazendo segurança para o projeto
- O modelamento dos componentes e sua montagem através do software CAD auxiliaram no entendimento físico do dispositivo e principalmente funcional, validando as dimensões adotadas sem alterar a funcionalidade esperada.
- O dispositivo conceitualmente foi capaz de atingir a concentricidade entre os mancais da cabeça e os olhais das unhas, mesmo no cenário crítico demonstrado no texto, validando assim definitivamente a funcionalidade esperada.
- Analisando a altura máxima de içamento da cabeça da garra permitida pelas características construtivas do dispositivo modelado, foi possível verificar uma altura pouco superior a 1 metro, contribuindo para a melhora da ergonomia do processo de montagem.

## **7 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS**

O desenvolvimento desse projeto se concentrou no dimensionamento dos itens principais. Como primeira orientação para trabalhos futuros, recomenda-se o cálculo de mais componentes da estrutura, principalmente a chapa inferior onde as rodas são montadas, para aumentar a segurança do projeto.

Outro ponto interessante para aprofundamento, é a questão dos acionamentos dos atuadores e da especificação de como seria a alimentação energética dos mesmos, através de dimensionamento de demanda mínima.

Por fim, é interessante a construção de protótipos desse dispositivo para verificar se há alguma variável de montagem que não foi considerada no modelamento do problema, além de validar na prática todo o conceito especificado nesse desenvolvimento.

## REFERÊNCIAS

ASSESSORIA DE COMUNICAÇÃO CNA. Cna, 2021. **Dia da Silvicultura – Setor florestal cresce e gera renda para o país.** Disponível em: < <https://cnabrasil.org.br/noticias/dia-da-silvicultura-setor-florestal-cresce-e-gera-renda-para-o-pais#:~:text=A%20silvicultura%20brasileira%20tem%20grande,US%24%2011%2C3%20bilh%C3%B5es.>>. Acesso em 21/05/2023.

AGROTAMA. Agrotama, 2023. **Levantador magnético 2000kg – Tander.** Disponível em: <<https://www.agrotama.com.br/produtos/levantador-magnetico-2000-kg/tander-102062038,54,1274/>>. Acesso em: 01/12/2023.

AMARAL, D. C. *et al.* **Gestão de desenvolvimento de produtos: Uma referência para a melhoria do processo.** São Paulo: Editora Saraiva, 2006.

ATD TOOLS. Atd, 2023. **6,000 lbs. Mobile Single Column Lift.** Disponível em: <<https://atdtools.com/99996>>. Acesso em: 05/11/2023.

BACK, N. et. Al. **Projeto integrado de produtos: Planejamento, concepção e modelagem.** São paulo: Manole, 2008.

BARROS, T. D. Embrapa, 2021. **Silvicultura.** Disponível em:<<https://embrapa.br/agencia-de-informacao-tecnologica/tematicas/agroenergia/florestal/silvicultura#:~:text=A%20palavra%20silvicultura%20prov%C3%A9m%20do,atender%20%C3%A0s%20exig%C3%Aancias%20do%20mercado.>>>. Acesso em: 05/05/2023.

BEER, F.P. et. al. **Estática e mecânica dos materiais.** 1º edição, Rio grande do sul: AMGH editora ltda, 2013.

CALLISTER, W. D. J. **Fundamentos da Ciência e Engenharia de Materiais - Uma Abordagem Integrada.** São Paulo: Grupo GEN, 2019.

CARVALHO, M.A. **Metodologia ideatriz para ideação de novos produtos**. UFSC, Florianópolis, 2008.

CUNHA, G.D. **A Evolução dos Modos de Gestão do Desenvolvimento de Produtos**. Revista quadrimestral Produto & Produção do programa de pós-graduação em engenharia da produção da UFRGS, Rio grande do Sul, V.9 n.2, p. 71-90, 2008.

DIETZ, T.P. MISTRE, F. **integrated pahl and beitz and the theory of inventive problem solving for the conceptual design of multi-domain systems**. San Diego, Califórnia, USA 2009.

FIALHO, A. B. **Automação hidráulica: projetos, dimensionamento e análise de circuitos**. São Paulo: Saraiva, 2019.

GERE, J.M. GOODNO, B.J. **Mecânica dos materiais**. Tradução da 7<sup>o</sup> edição americana. São Paulo: Cengage Learning, 2010.

MALONEY, D. Hackaday, 2023. **Mechanisms: Lead screws and Ball screws**. Disponível em: <<https://hackaday.com/2018/11/13/mechanisms-lead-screws-and-ball-screws/>>. Acesso em: 01/12/2023.

HIBBELER, R.C. **Resistência dos materiais**. 7<sup>o</sup> edição. São Paulo: Pearson Prentice Hall 2010.

IIDA, I. **Ergonomia – projeto e produção**. 2<sup>o</sup> edição, São Paulo: Blucher, 2005.

JGL. Jgl, 2023. **Tesouras elétricas**. Disponível em: <<https://www.jlg.com/pt-br/equipment/scissor-lifts/electric>> Acesso em: 01/12/2023.

LOJADOMECANICO. Lojadomecanico, 2023. **Elevador automotivo ER4000 Azul 4000kg trifásico**. Disponível em: <<https://www.lojadomecanico.com.br/produto/4349/11/112/elevador-automotivo-er4000-azul-4000kg-trifasico-maquinas-ribeiro-er4000trifazul>>. Acesso em: 01/12/2023.

MATTHIESEN, S., GRAUBERGER, P., BREMER, F. *et al.* **Product models in embodiment design: an investigation of challenges and opportunities.** SN Appl. Sci. 1, 1078 (2019).

MERIAM, J.L. KRAIGE, L.G. BOLTON, J.N. **Mecânica para engenharia: estática.** 9ª edição, Rio de Janeiro: LTC, 2022.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas.** 4ª edição, Porto Alegre: Grupo A, 2013.

PAHL, G. *et.al.* **Projeto na engenharia.** 1ª edição. São Paulo: Blucher, 2005.

PALMIERI, A. C. **Manual da hidráulica básica.** 10ª edição, Porto Alegre: Albaruz sistemas hidráulicos Ltda, 1997.

PAZMINO, A.V. **Como se cria: 40 métodos para design de produtos.** 1ª edição. São Paulo: Blucher, 2015.

PEREIRA, R. Aiko. **Tipos de máquinas florestais: Conheça os principais no mercado.** 2022. Disponível em: <https://aiko.digital/maquinas-florestais/>. Acesso em: 15/12/2023

POTENZA. Homepage; produtos; florestais; Garra florestal GP60; informativo. Disponível em: [GARRAS PARA CARREGAMENTO | Potenza Industria](#). Acesso em: 15/12/2023.

ROTOBEC. Homepage; acessórios; florestal. Disponível em: [Homepage – Português - Rotobec](#). Acesso em: 15/12/2023.

ROYAL MÁQUINAS E FERRAMENTAS. Royal máquinas e ferramentas, 2023. **Kit com 2 Rodízios 5pol Fixo + 2 Rodízios 5pol Giratório com Trava – JST.** Disponível em: <https://www.royalmaquinas.com.br/lista/kit-com-2-rodizios-5pol-fixo-2-rodizios-5pol-giratorio-com-trava-jst.html>. Acesso em: 01/12/2023.

SECRETARIA DA EDUCAÇÃO. Dia a dia educação, 2023. **Sequência de aulas – Elétronmãs – Passo a Passo.** Disponível em:

<<http://www.fisica.seed.pr.gov.br/modules/conteudo/conteudo.php?conteudo=1254>>

Acesso em: 01/12/2023.

SECRETARIA DE PLANEJAMENTO, GOVERNANÇA E GESTÃO. Atlas socioeconômico Rio Grande Do Sul, 2023. **Produtos da Silvicultura e da Extração Vegetal**. Disponível em: <<https://atlassocioeconomico.rs.gov.br/produtos-da-silvicultura>>. Acesso em: 15/12/2023.

U.S. RIGGING. U.S rigging, 2019. **The complete buyer's guide to wire rope: which type is best for your project?**. Disponível em: <<https://usrigging.com/blog/wire-rope-buyers-guide/>>. Acesso em: 01/12/2023.

WANG, J.; LEDOUX, C.B. ; WANG, L. **Modeling and Validating the Grabbing Forces of Hydraulic Log Grapples Used in Forest Operations**. Oregon: The Forest Products Society and Oregon State University, International Journal of Forest Engineering, Volume 16, Issue 1 (2005). Disponível em: <<https://doi.org/10.1080/14942119.2005.10702509>>. Acesso em: 08/05/2023.