

CENTRO UNIVERSITÁRIO FEI

GIOVANNI RICCI NUNES  
GUILHERME FELISCINO MENEGATI  
GUILHERME TAVANO DE OLIVEIRA  
ISABELLA ROTTA BRANDÃO  
ÍTALO VENTURA SADDI BORGES  
RAFAEL VAZQUEZ ALVES DA SILVA  
VINICIUS MORENO TRIGUEIRINHO

**VECTIS:** Sistema de propulsão por alavancas para cadeira de rodas.



São Bernardo do Campo

2021

GIOVANNI RICCI NUNES  
GUILHERME FELISCINO MENEGATI  
GUILHERME TAVANO DE OLIVEIRA  
ISABELLA ROTTA BRANDÃO  
ÍTALO VENTURA SADDI BORGES  
RAFAEL VAZQUEZ ALVES DA SILVA  
VINICIUS MORENO TRIGUEIRINHO

**VECTIS:** Sistema de propulsão por alavancas para cadeira de rodas.

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Centro Universitário FEI, como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. Orientado pelo Prof. Dr. Fabrizio Leonardi.

São Bernardo do Campo

2021

Vectis : Sistema de propulsão por alavancas para cadeira de rodas /  
Giovanni Ricci Nunes...[et al.]. São Bernardo do Campo, 2020.  
49 f. : il.

Trabalho de Conclusão de Curso - Centro Universitário FEI.  
Orientador: Prof. Dr. Fabrizio Leonardi.

1. Tecnologia assistiva. 2. Dispositivo modular. 3. Propulsão por  
alavancas. I. Nunes, Giovanni Ricci. II. Menegati, Guilherme Feliscino.  
III. De Oliveira, Guilherme Tavano. IV. Brandão, Isabella Rotta. V.  
Borges, Ítalo Ventura Saddi. VI. Da Silva, Rafael Vazquez Alves. VII.  
Trigueirinho, Vinicius Moreno. VIII. Leonardi, Fabrizio, orient. IX.  
Título.

Elaborada pelo sistema de geração automática de ficha catalográfica da FEI com os  
dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Giovanni Ricci Nunes  
Guilherme Feliscino Menegati  
Guilherme Tavano de Oliveira  
Isabella Rotta Brandão  
Ítalo Ventura Saddi Borges  
Rafael Vazquez Alves Da Silva  
Vinicius Moreno Trigueirinho

**VECTIS:** Sistema de propulsão por alavancas para cadeira de rodas.

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentado ao Centro Universitário FEI, como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Bacharel Engenharia Mecânica.

Comissão julgadora

---

Orientador e presidente

---

Examinador (1)

---

Examinador (2)

São Bernardo do Campo

2020

## **AGRADECIMENTOS**

Nosso grupo, responsável pelo projeto Vectis, gostaria de agradecer ao Professor e Orientador Dr. Fabrizio Leonardi pelo empenho contínuo em nos orientar e fornecer informações para que cada vez mais pudéssemos nos apropriar do campo de estudo da engenharia assistiva; e ao Professor Dr. Marko Ackermann pelo suporte e participação na escolha do tema a ser trabalhado, em nosso presente trabalho de conclusão de curso.

“Dê-me uma alavanca e um ponto de apoio e  
levantarei o mundo”.  
(Arquimedes)

## RESUMO

Atualmente no mundo, mais de um bilhão de pessoas precisam de algum tipo de tecnologia assistiva. Dentre elas, setenta e cinco milhões de pessoas precisam de cadeiras de rodas, cento e cinquenta milhões de pessoas precisam de algum tipo de dispositivo para auxílio na locomoção e trinta e cinco milhões de pessoas precisam de próteses. No entanto, a cada dez pessoas que necessitam de algum tipo de dispositivo assistivo, somente uma tem acesso, tendo o alto custo dos equipamentos como principal fator impeditivo. Estima-se que até 2030 haverá dois bilhões de pessoas que necessitem de alguma assistência tecnológica. Tendo em vista a situação atual e previsões futuras, o projeto VECTIS tem como objetivo primário contribuir para que tecnologias assistivas eficientes e baratas cheguem para toda a população. O projeto VECTIS tem como objetivo: idealizar, projetar e simular um dispositivo modular de auxílio na propulsão em cadeira de rodas através de duas alavancas que transmitem movimento ao eixo das rodas, onde o usuário empurra as alavancas e gera torque para locomoção. Isso torna a transmissão de força mais eficiente, pois o torque gerado pelo braço de alavanca é maior do que acelerar diretamente com as mãos nas rodas. A alavanca gera, também, maiores ou menores esforços, dependendo de onde o usuário segura para realizar o movimento. É importante ressaltar que o baixo custo é muito importante para o sucesso do projeto, visto que o principal fator de inacessibilidade da população a dispositivos assistivos é o alto custo. Como objetivo secundário, visamos algum tipo de parceria com o sistema único de saúde brasileiro (SUS), para assistir o maior número de pessoas.

Palavras-chave: Tecnologia assistiva. Dispositivo modular. Propulsão por alavancas.

## **ABSTRACT**

Currently, more than a billion people need some kind of assistive technology. Among them, seventy-five million people need wheelchairs, one hundred and fifty million people need some kind of device to help them get around and thirty-five million people need prostheses. However, for every ten people who need some type of assistive device, only one has access to it, being the high cost of equipment as the main impediment. It is estimated that by 2030 there will be two billion people needing some sort of assistive technology. In view of the current situation and future forecasts, VECTIS project has as its primary objective to contribute so that efficient and cheap assistive technologies reach the entire population. The VECTIS project aims to: idealize, design and simulate a modular device to assist in wheelchair propulsion through two levers that transmit movement to the wheel axle, where the user pushes the handles and generates torque for locomotion. This will facilitate the mobility of wheelchair users, as the torque generated by the lever arm is greater than that generated by the acceleration promoted by the hands directly on the wheels. The lever also generates more or less effort, depending on where the user holds onto, when performing the movement. It is important to note that a low-cost solution is key for the success of the project, since the main reason for population's lack of access to assistive devices is their high cost. As a secondary objective, we seek a partnership with the Brazilian Unified Health System (SUS - "Sistema Único de Saúde"), in order to assist a greater number of people.

**Keywords:** Assistive technology. Modular device. Wheelchair propulsion.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Evolução da cadeira de rodas.....	16
Figura 2: Parâmetros da propulsão em uma cadeira de rodas convencional). AF = ângulo final (°); CM = contato manual; SM = soltura da mão (fim do contato manual); AE = ângulo de impulso; AI = ângulo de início do movimento.....	19
Figura 3: Forças (em N) e torques (em N.m) na propulsão em uma cadeira de rodas convencional. Ftot = força total, ou resultante, aplicada pelo usuário; Fr = componente radial de Ftot; Ft = componente tangencial de Ftot; Fx, Fy, Fz = eixos de referência utilizados; Me = torque aplicado ao eixo da cadeira de rodas; Mp = torque aplicado no punho do usuário da cadeira de rodas convencional; $\phi$ = ponto de aplicação de força, em referência ao eixo horizontal (°). .....	20
Figura 4: Angulação do cotovelo ( $\alpha$ ), ilustrada pelos estudos de Medola et al. (2014). Essa medida é utilizada para expressar a combinação dos fatores supracitados que interferem na eficiência mecânica da cadeira de rodas manual (convencional). .....	22
Figura 5: Modelo de cadeira de rodas Wijit. ....	24
Figura 6: Modelo de cadeira de rodas Mountain Trike. ....	25
Figura 7: Modelo de cadeira de roda Nordigo.....	26
Figura 8: Modelo de cadeira de rodas Nudrive .....	27
Figura 9: Matriz de decisão final.....	28
Figura 10: Ilustração de um sistema de freios a disco hidráulico.....	30
Figura 11: Sistema de freio a disco mecânico. ....	31
Figura 12: Ilustração de um sistema de freio a tambor .....	32
Figura 13: Ilustração de um sistema de freio V-Brake.....	33
Figura 14: Modelo do conjunto do acoplamento e alavanca da Nudrive. ....	34
Figura 15: Detalhes da transmissão da catraca livre.....	35
Figura 16: Modelo de acoplamento no cubo da roda da Wijit .....	36
Figura 17: Modelo de acoplamento no cubo da roda da REED .....	36
Figura 18: Modelo de acoplamento no aro da roda. ....	37
Figura 19: Acoplamento Vectis parte frontal (esquerda) e traseira sem tampa (direita).....	39
Figura 20: Sistema de Alavanca Vectis.....	40
Figura 21: Matriz de decisão da transmissão.....	41
Figura 22: Sistema de transmissão do Vectis através do Freecoaster. ....	42
Figura 23: Sistema de freio por ficção do Vectis. ....	43

Figura 24: Matriz de decisão do sistema de freio.....	44
Figura 25: Sistema de propulsão Vectis montado em uma cadeira de rodas .....	45
Figura 26: Representativo do diagrama de corpo livre para a cadeira subindo uma rampa.....	46
Figura 27: Gráfico representativo da força em média aplicada pelo usuário.....	47
Figura 28: aplicação de suporte fixo na parte roscada do eixo.....	50
Figura 29: aplicação de força na haste.....	50
Figura 30: Resultados da simulação do eixo.....	51
Figura 31: Resultados da simulação do eixo ampliada.....	51
Figura 32: Ensaio de R.R.Moore para testes de fadiga de materiais metálicos.....	53
Figura 33: Representativo da área de seção crítica da peça .....	56
Figura 34: Aplicação de momento nos dentes que vão acoplados na roda dentada da alavanca. .....	84
Figura 35: aplicação de suporte fixo nos conectores que vão montados no aro da roda.....	84
Figura 36: Resultado da simulação do pino do acoplamento .....	85
Figura 37: Simulação computacional do acoplamento do sistema VECTIS.....	85

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Variáveis envolvidas na Figura 25. ....	46
Tabela 2: Propriedades do material aço 430.....	48
Tabela 3 Representativo dos valores a serem adotados nos cálculos do número de ciclos de um componente em aço. ....	53
Tabela 4: Propriedades da alavanca quando sujeito à flexão alternada.....	54
Tabela 5: Representativos dos acabamentos superficiais dos aços. ....	54
Tabela 6: Tabela representativa dos fatores de correção de carga para cada carregamento. ...	55
Tabela 7: Valores a serem adotados ou calculados para o cálculo de $C_{tam}$ . ....	56
Tabela 8: Representativo dos tipos de cargas atuantes em corpos sob regime dinâmico.....	57
Tabela 9: Fatores em função de confiabilidade .....	58
Tabela 10: Orientativo para os cálculos de Goodman.....	60
Tabela 11: Fator de acabamento superficial $C_{sup}$ .....	63
Tabela 12: Fator de correção para o tipo de carregamento - $C_{carga}$ .....	64
Tabela 13: Fator de Confiabilidade – $C_{conf}$ .....	64
Tabela 14: Fator de acabamento superficial $C_{sup}$ .....	68
Tabela 15: Fator de correção para o tipo de carregamento - $C_{carga}$ .....	69
Tabela 16: Fator de Confiabilidade – $C_{conf}$ .....	69
Tabela 17: Coeficiente de aderência.....	73
Tabela 18: Classe de resistência e Propriedades do material .....	77
Tabela 19: Rosca Triangular ISSO-Medidas nominais métricas de roscas com passo fino ...	78
Tabela 20: Fator de correção para o tipo de carregamento - $C_{carga}$ .....	81

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	<b>15</b>
1.1 HISTORIC BACKGROUND .....	15
1.2 ERGONOMIA E BIOMECÂNICA .....	16
<b>1.2.1 Doenças Comuns</b> .....	<b>17</b>
<i>1.2.1.1 Tendinite</i> .....	<i>17</i>
<i>1.2.1.2 Bursite</i> .....	<i>17</i>
<i>1.2.1.3 Síndrome do Túnel do Carpo</i> .....	<i>18</i>
1.3 A PROPULSÃO EM UMA CADEIRA DE RODAS .....	18
1.4 O USUÁRIO E SUA EXPERIÊNCIA COM A CADEIRA DE RODAS .....	21
<b>2 BENCHMARK</b> .....	<b>24</b>
2.1 OBJETIVO .....	27
2.2 MATRIZ DE DECISÃO .....	28
<b>3 MAPEAMENTO DO PROJETO</b> .....	<b>29</b>
3.1 FREIO.....	29
<b>3.1.1 Freio a disco</b> .....	<b>29</b>
<b>3.1.2 Freio a tambor</b> .....	<b>31</b>
<b>3.1.3 Freio V-Brake</b> .....	<b>32</b>
3.2 ALAVANCA.....	33
3.3 TRANSMISSÃO .....	34
3.4 MECANISMO DE ACOPLAMENTO NA RODA .....	35
<b>3.4.1 Acoplamento no cubo da roda</b> .....	<b>35</b>
<b>3.4.2 Acoplamento no aro da roda</b> .....	<b>37</b>
<b>4. COMPONENTES DO PROJETO VECTIS</b> .....	<b>38</b>
4.2 SISTEMA DE ALAVANCA .....	39
4.3 TRANSMISSÃO .....	40
4.4 FREIO POR FRICÇÃO ALAVANCA–ARO.....	42
<b>4.1.1 Matriz de decisão para avaliar os modelos considerados</b> .....	<b>43</b>
4.5 DISPOSITIVO DE PROPULSÃO POR ALAVANCA VECTIS.....	44
<b>5 CÁLCULOS E DIMENSIONAMENTOS</b> .....	<b>46</b>

5.1 DEFINIÇÃO DA FORÇA DE PROPULSÃO.....	46
5.2 DIMENSIONAMENTO DO DIÂMETRO DA ALAVANCA .....	48
<b>5.2.1 Análise estática.....</b>	<b>48</b>
<i>5.2.1.1 Cálculo de ruptura por tração de flexão.....</i>	<i>48</i>
<i>5.2.1.2 Simulação estrutural da alavanca .....</i>	<i>49</i>
<b>5.2.2 Análise dinâmica.....</b>	<b>52</b>
<i>5.2.2.1 Fadiga .....</i>	<i>52</i>
<i>5.2.2.2 Fator de correção <math>C_{sup}</math>.....</i>	<i>54</i>
<i>5.2.2.3 Fator de correção <math>C_{carga}</math>.....</i>	<i>55</i>
<i>5.2.2.4 Fator de correção <math>C_{tam}</math>.....</i>	<i>55</i>
<i>5.2.2.5 Fator de correção <math>C_{temp}</math>.....</i>	<i>57</i>
<i>5.2.2.6 Fator de correção <math>C_{div}</math>.....</i>	<i>57</i>
<i>5.2.2.7 Fator de confiabilidade <math>C_{conf}</math>.....</i>	<i>58</i>
<i>5.2.2.8 Limite de resistência à Fadiga Real.....</i>	<i>58</i>
<b>5.2.3 Definição do tipo de carregamento atuante .....</b>	<b>59</b>
<i>5.2.3.1 Critério de Goodman .....</i>	<i>59</i>
<i>5.2.3.2. Método de Basquin .....</i>	<i>60</i>
5.3 DIMENSIONAMENTO DOS PINOS DA ALAVANCA.....	62
<b>5.3.1 Pino da articulação .....</b>	<b>62</b>
<i>5.3.1.1 Cisalhamento .....</i>	<i>62</i>
<i>5.3.1.2 Fadiga .....</i>	<i>62</i>
<b>5.3.2 Pino de fixação da alavanca no eixo.....</b>	<b>67</b>
<i>5.3.2.1 Cisalhamento .....</i>	<i>67</i>
<i>5.3.2.2 Fadiga .....</i>	<i>67</i>
5.4 ACOPLAMENTO .....	72
<b>5.4.1 Força de montagem .....</b>	<b>72</b>
<b>5.4.2 Mola do Conector Haste/Aro.....</b>	<b>74</b>
<b>5.4.3 União Dentada Alavanca/Acoplamento.....</b>	<b>75</b>

5.5 DIMENSIONAMENTO DO PARAFUSO DE FIXAÇÃO DO CONECTOR DO ACOPLAMENTO .....	76
5.5.1 Torque na Haste .....	76
5.5.2 Força no parafuso .....	76
5.5.3 Cisalhamento.....	78
5.5.4 Esforço de flexão .....	79
5.5.5 Cálculo de esforços no parafuso .....	79
5.5.6 Cisalhamento na haste .....	80
5.6 DIMENSIONAMENTO DO PINO DE REGULAGEM DE COMPRIMENTO DA HASTE .....	80
5.6.1 Cisalhamento.....	80
5.6.2 Fadiga do pino.....	81
5.6.3 Esforços no pino que possibilita regulagem da haste .....	82
5.7 SIMULAÇÃO ESTRUTURAL DO ACOPLAMENTO .....	83
6 OPORTUNIDADE DE MELHORIA .....	86
7 CONCLUSÃO.....	87
REFERÊNCIAS .....	88
APÊNDICE A- APRESENTAÇÃO DAS MATRIZES DE DECISÃO PELO MÉTODO AHP.....	90
APÊNDICE b- Croqui do sistema de propulsão por alavanca .....	102
APÊNDICE C- DFMEA .....	107

## 1. INTRODUÇÃO

Ao longo dos estudos realizados pelo grupo, até o momento, foram realizados diversos mapeamentos tecnológicos e pesquisas no campo científico que contribuíssem para o entendimento do objeto de estudo: a cadeira de rodas. Dessa forma, para uma melhor apropriação acerca do sistema de propulsão de uma cadeira convencional (de rodas), foram estudados: os componentes da mesma; os fatores que podem influenciar na experiência do usuário; algumas doenças relacionadas ao seu uso, mesmo que brevemente para fins de contextualização; e sistemas alternativos de propulsão que se assemelhem à proposta do projeto Vectis. É importante ressaltar que todas as pesquisas foram feitas de maneira a recolher evidências e informações o mais relevantes e próximas o possível do escopo do projeto.

Os tópicos a seguir apresentam informações fundamentais para a contextualização do projeto e que tiveram papel importante para sua motivação.

### 1.1 HISTORIC BACKGROUND

Apesar de ser incerta a origem da cadeira de rodas, podemos perceber que na China e na Grécia antiga existiam alguns móveis com a finalidade de transportar pessoas desde o século VI a.c. O primeiro modelo documentado foi uma cadeira de rodas em 1595 na qual era feita de madeira e possuía apoio para os pés, sendo esta utilizada para transportar o rei Felipe II que sofria de gota.

A primeira cadeira de rodas autopropulsora foi fabricada na Alemanha em 1665 pelo Stephan Farfler, desenvolvida para o seu próprio auxílio após sofrer um acidente quando criança. O seu funcionamento era baseado em um chassi de três rodas e seu movimento era acionado através de manivelas acopladas a uma transmissão de engrenagens. Em 1783 surgiu um modelo de cadeira de rodas na Grã-Bretanha que possibilitava o uso para banho, a sua estrutura era composta por duas rodas traseiras e uma dianteira para apoio. Após esse modelo, criaram na Europa em 1850, uma cadeira de rodas feita de madeira e ferro com amortecimento por molas no assento.

Na Grã-Bretanha, no ano de 1893, desenvolveram uma cadeira de rodas em que o principal objetivo era ter um maior conforto no transporte de deficientes. Em 1910 foi criada uma cadeira com propulsão por manivelas e transmissão por correntes.

O modelo que mais se aproxima do atual e que foi mais bem sucedido no mercado foi elaborado em 1950 pelos engenheiros americanos Harry Jennings e Herbert Everest, após um

deles ter sofrido um grave acidente na mineração. A estrutura da cadeira de rodas era dobrável e de material metálico. A figura 1 abaixo apresenta a evolução da cadeira de rodas com os respectivos anos de fabricação.

Figura 1: Evolução da cadeira de rodas.



Fonte: NIAS, História da cadeira de rodas, 2019 (<https://blog.sciencemuseum.org.uk>).

## 1.2 ERGONOMIA E BIOMECÂNICA

Sendo a cadeira de rodas um acessório fundamental para a vida de muitos, a maneira como esse sistema de transporte se relaciona com o usuário é de suma importância, do ponto de vista fisiológico e psicológico. Toda alteração que venha a ser feita sobre um modelo convencional deve proporcionar uma melhor usabilidade da cadeira, principalmente considerando a ergonomia do produto e a biomecânica inerente ao corpo humano.

Segundo Vanlandewijck et al. (2001), por exemplo, o entendimento da propulsão manual de uma cadeira de rodas convencional é importante para a prevenção de lesões por esforço repetitivo, otimização de performance e melhoria da qualidade de vida, em geral.

As lesões por esforço repetitivo acabam por ser comuns entre os usuários de cadeiras de rodas. De acordo com autores de artigos científicos como Heather D. Fullerton et al. e Shun-hwa Wei et al., entre os usuários de longa duração de cadeiras de rodas manual, ao menos 60% dos usuários têm dores nos ombros e 50% destes mesmos usuários também podem adquirir

dores nos pulsos causados pela movimentação e por repetidos traumas das mãos com os aros das rodas durante o impulso.

Ainda que todos os fatores inerentes à saúde sejam considerados, o uso contínuo da cadeira de rodas – muitas vezes necessário, para o usuário – pode ocasionar alguns danos colaterais ao usuário. A seguir, são apresentadas algumas doenças comuns encontradas em usuários de cadeiras de rodas.

### **1.2.1 Doenças Comuns**

As lesões por esforço repetitivo acabam por ser comuns entre os usuários de cadeiras de rodas. De acordo com autores de artigos científicos como Heather D. Fullerton et al. e Shun-hwa Wei et al.(2003), entre os usuários de longa duração de cadeiras de rodas manual, ao menos 60% dos usuários têm dores nos ombros e 50% destes mesmos usuários também podem adquirir dores nos ombros e pulsos causados pela movimentação e por repetidos traumas das mãos com os aros das rodas durante o impulso.

A seguir, apontaremos algumas doenças comuns a cadeirantes, junto a uma breve explicação, para contextualizar sua relação com o uso da cadeira de rodas.

#### ***1.2.1.1 Tendinite***

A tendinite é caracterizada pela inflamação dos tendões causada por um padrão de movimentação repetitiva. No caso dos cadeirantes, o impulso realizado nos aros para movimentar a cadeira de rodas de forma frequente e por longos períodos de tempo podem ocasionar em uma sobrecarga nas articulações e conseqüentemente tendões.

#### ***1.2.1.2 Bursite***

De acordo com autores de artigos científicos como Heather D. Fullerton et al. e Shun-hwa Wei et al (2003), a bursite é a inflamação das bursas, ou seja, das bolsas que armazenam líquido sinovial nas articulações como os ombros e cotovelos. Este líquido possui a função de lubrificação e nutrição da articulação. O impulso e movimento de rotação dos braços ao impulsionar a cadeira por longos períodos e de forma repetitiva pode ocasionar, a longo prazo, o surgimento desta inflamação.

### ***1.2.1.3 Síndrome do Túnel do Carpo***

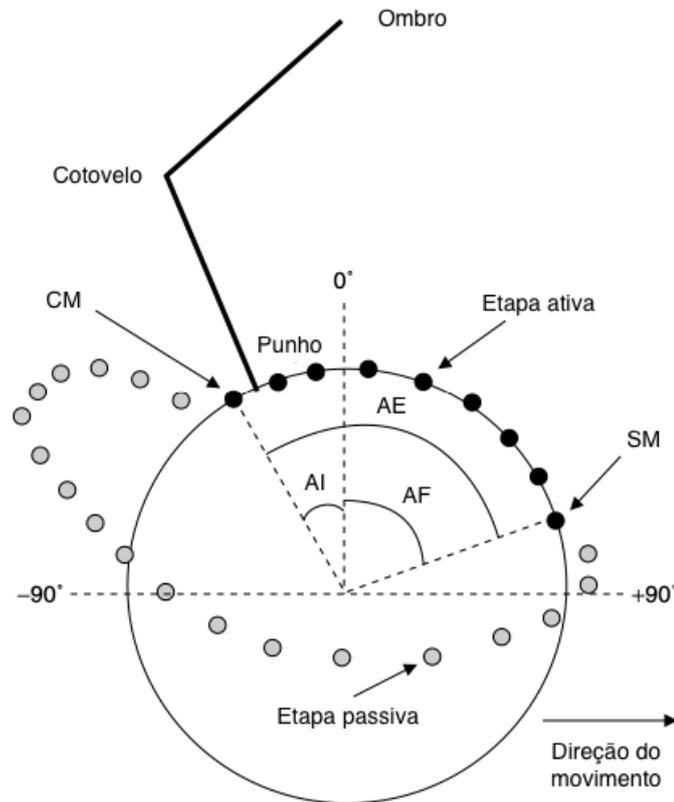
De acordo com autores de artigos científicos como Heather D. Fullerton et al. e Shun-hwa Wei et al (2003), o túnel do carpo é, como diz o nome, um orifício estreito formado por um ligamento transversal ao punho por onde passam tendões e o nervo mediano. O impulso da cadeira de rodas junto ao impacto entre punho e aro podem resultar em uma inflamação neste orifício, pressionando os tendões e nervo resultando na perda de sensibilidade nos dedos e, com a evolução da inflamação, podendo evoluir a um déficit motor.

## **1.3 A PROPULSÃO EM UMA CADEIRA DE RODAS**

Segundo os estudos de Vanlandewijck et al (2001), o processo de propulsão em uma cadeira de rodas manual pode ser dividido duas etapas gerais, sendo: i) uma etapa ativa, em que há aplicação direta do impulso, e ii) uma etapa passiva (ou de recuperação), em que não há aplicação direta do impulso. A partir dessas duas, podemos subdividi-las em fases, estas sendo mais específicas: a) uma fase de aceleração causada por forças aplicadas no aro; b) uma segunda fase de aceleração causada pela força inercial atuando na interface cadeira-usuário, por conta do movimento de retração feito pelo tronco e/ou braços do usuário; e c) uma fase de desaceleração, que ocorre na segunda parte da fase de recuperação (etapa (ii), descrita acima).

Por meio de tal entendimento, a figura 2 a seguir representa o ciclo de propulsão, ilustrado por Vanlandewijck et al (2001) em seus estudos sobre a trajetória do movimento de propulsão em uma cadeira de rodas convencional<sup>[9]</sup>.

Figura 2: Parâmetros da propulsão em uma cadeira de rodas convencional). AF = ângulo final (°); CM = contato manual; SM = soltura da mão (fim do contato manual); AE = ângulo de impulso; AI = ângulo de início do movimento.

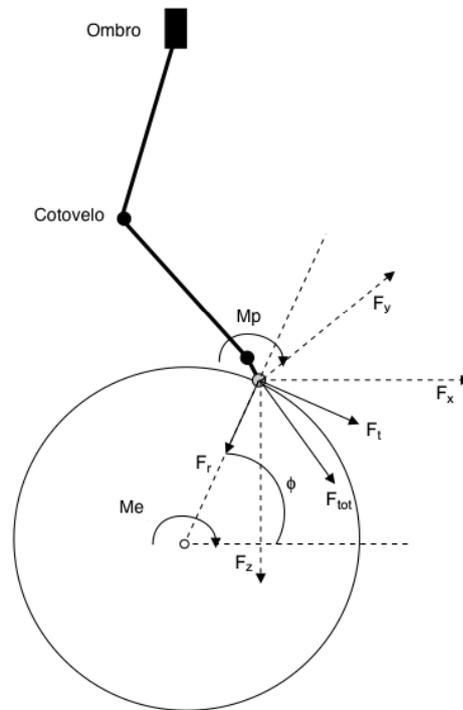


Fonte: Vanlandewijck et al (2001)<sup>[9]</sup>

O processo de propulsão pode ser analisado em três dimensões, do ponto de vista de suas forças e torques. Para ilustrar a tridimensionalidade dessa tratativa, os estudos de Veeger et al. (1991) propõe um sistema de coordenadas de forças descritos pelas seguintes componentes:  $F_x$  – força horizontal dianteira;  $F_y$  – força horizontal externa; e  $F_z$  – força vertical inferior. De modo prático, entende-se que as componentes  $F_x$  e  $F_z$  representam respectivamente as forças tangencial ( $F_t$ ) e radial ( $F_r$ ), aplicadas ao aro de uma cadeira de rodas convencional. De acordo com Veeger et al. (1991), a componente  $F_t$  é a única que contribui para o movimento da linear frontal da roda. A componente radial da força,  $F_r$ , e a componente axial da força,  $F_y$ , são responsáveis pela criação do atrito necessário para a aplicação da força tangencial,  $F_t$ . Com isso, a resultante das forças que configuram a força total,  $F_{tot}$ , pode ser obtida pela soma vetorial das componentes  $F_x$ ,  $F_y$  e  $F_z$ .

A visão das forças e torque envolvidos no processo de propulsão, trazidos pelos estudos de Vanlandewijck et al. (2001)<sup>[9]</sup> e de Veeger et al. (1991)<sup>[11]</sup>, são ilustrados a seguir pela figura 3.

Figura 3: Forças (em N) e torques (em N.m) na propulsão em uma cadeira de rodas convencional.  $F_{tot}$  = força total, ou resultante, aplicada pelo usuário;  $F_r$  = componente radial de  $F_{tot}$ ;  $F_t$  = componente tangencial de  $F_{tot}$ ;  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$  = eixos de referência utilizados;  $M_e$  = torque aplicado ao eixo da cadeira de rodas;  $M_p$  = torque aplicado no punho do usuário da cadeira de rodas convencional;  $\phi$  = ponto de aplicação de força, em referência ao eixo horizontal ( $^\circ$ ).



Fonte: Vanlandewijck et al (2001)<sup>[9]</sup>

Como uma maneira de mensurar a eficiência da força efetivamente aplicada, com relação ao momento que chega no eixo da cadeira, Veeger et al. (1991)<sup>[11]</sup> propôs a seguinte relação para a Fração da Força Efetiva (FFE), aonde  $r$  é o raio da cadeira de rodas em questão.

$$FFE = M_e \cdot r^{-1} \cdot F_{tot}^{-1} \cdot 100\%$$

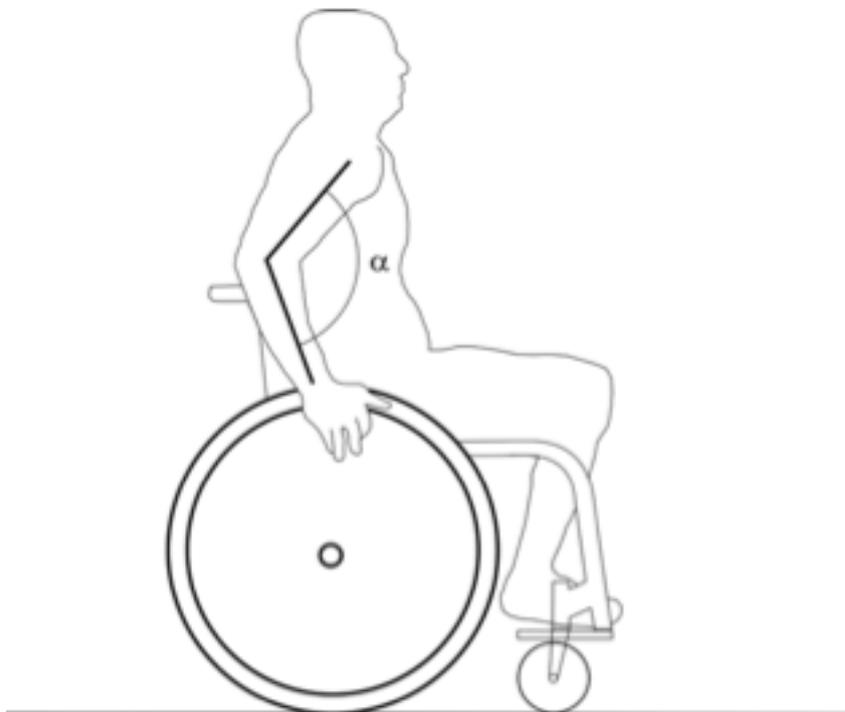
#### 1.4 O USUÁRIO E SUA EXPERIÊNCIA COM A CADEIRA DE RODAS

Pontuado por Samuelsson et al. (2004)<sup>[7]</sup>, o design de uma cadeira de rodas é importante para todo usuário, podendo contar com diferentes modelos variando conforme o ambiente e/ou a atividade que será realizada. Ainda, em seu estudo para a Ergonomia de Propulsão de uma Cadeira de Rodas, Samuelsson et al. (2004) também cita o fato de que muitos cadeirantes utilizam o mesmo assento (ou cadeira de rodas) ao longo de suas atividades cotidianas, por muitos anos, tornando-o um dos principais componentes.

A utilização de cadeiras de rodas em ambulatórios e hospitais, por exemplo, ilustra boa parte das situações em que não se pode ter à disposição uma cadeira prescrita especificamente para um paciente. Com isso, torna-se necessária a adaptação do usuário à cadeira, podendo ocasionar desconfortos e, em caso de uso prolongado, lesões musculares.

Estudos de van der Woude et al. (1989)<sup>[10]</sup> mostraram os efeitos da altura do assento na eficiência mecânica, durante a propulsão manual de uma cadeira de rodas, sendo que alturas menores geram uma maior eficiência, refletida por uma maior duração na geração do impulso. Tais resultados também são discutidos por Medola et al. (2014)<sup>[8]</sup>, reiterando os achados por meio da variação obtida na angulação do cotovelo (vide figura 4, abaixo). Para estes últimos, a propulsão manual se beneficia da condição de assentos mais baixos, pois há aumento do ângulo de impulso formado no cotovelo. Em contrapartida, em tal condição há aumento da amplitude de movimento dos membros superiores, o que pode se tornar potencialmente perigoso para o usuário, caso seus limites fisiológicos sejam atingidos.

Figura 4: Angulação do cotovelo ( $\alpha$ ), ilustrada pelos estudos de Medola et al. (2014). Essa medida é utilizada para expressar a combinação dos fatores supracitados que interferem na eficiência mecânica da cadeira de rodas manual (convencional).



Fonte: Vanlandewijck et al (2001)<sup>[9]</sup>

Considerando o exposto acima acerca do ponto de contato entre a mão do usuário e o aro de propulsão da roda de uma cadeira convencional (de rodas), fica evidente que as possíveis combinações de componentes de uma cadeira de rodas podem atender melhor a um usuário do que a outro, no que diz respeito à eficiência mecânica do sistema.

Dessa forma, uma possível solução para buscar a otimização de uma mesma cadeira para diversos usuários é entendida como a utilização de uma alavanca a fim de promover a propulsão da cadeira de rodas. Para essa finalidade, o projeto Vectis apresenta uma alavanca que contempla meios de regulagem de seu comprimento, possibilitando ao usuário acesso a uma condição de propulsão mais adequada e mecanicamente eficiente, quando comparada à condição inicial, a qual a cadeira se encontrava. Ainda dentro do escopo do projeto, tem-se como objetivo propor uma solução modular que possa ser facilmente acoplável a qualquer cadeira de rodas convencional, promovendo melhores condições de uso àqueles que somente tenham acesso a uma cadeira não-prescrita, isto é, uma cadeira de rodas convencional.

#### 1.4 O USO DE UMA ALAVANCA COMO MEIO DE PROPULSÃO

Em cadeiras de rodas convencionais, a propulsão é feita manualmente por meio de aros, presos às rodas. Segundo Lui et al. (2013)<sup>[51]</sup>, essa configuração mostra-se energeticamente ineficiente, uma vez que tal sistema (calculada pela relação entre o trabalho realizado pelo deslocamento e a energia fornecida pelo usuário) apresenta uma eficiência mecânica abaixo dos 10%. Para fins comparativos, exercícios como caminhadas, corrida ou ciclismo normalmente apresentam uma eficiência mecânica de 20 a 30% (Frank et al, 2011, *apud* Lui et al., 2013)<sup>[51]</sup>.

Os estudos de Lui et al. (2013)<sup>[51]</sup> mostram que a utilização de alavancas como mecanismo de geração de força para propulsão de um certo modelo de cadeira de rodas gera maior eficiência, quando comparada ao sistema de propulsão manual aplicado no mesmo modelo, o que representa o sistema convencional das cadeiras de rodas. Ainda, para tal avaliação, foi considerado o ambiente em que a cadeira estaria sendo utilizada, em termos de inclinação e, como resultado, confirmou-se que quanto maior for a inclinação a que se submete a cadeira, maior é a eficiência mecânica do sistema e maior é a vantagem, quando comparado à propulsão manual.

Tais resultados apresentam-se como motivação para que o grupo aborde a alavanca como uma alternativa viável e vantajosa enquanto mecanismo de propulsão em uma cadeira de rodas.

## 2 BENCHMARK

Atualmente existem fora do Brasil alguns modelos de cadeiras de rodas com alavancas. Nosso objetivo é desenvolver esse tipo de tecnologia localmente, de forma eficiente e acessível à população mais carente. A intenção é criar um sistema modular de propulsão por alavancas, que possa ser facilmente instalado na maioria das cadeiras convencionais, sem necessidade de substituição de peças.

Diversos modelos foram analisados, cada qual com seus respectivos pontos positivos e negativos, norteando este trabalho com ideias que hoje já estão sendo aplicadas e que apresentam bons resultados.

Um dos modelos estudado é o Wijit, apresentado pela figura 5, na qual é composto por um sistema de propulsão por alavancas que é fixado diretamente ao cubo da roda. A transmissão do movimento é realizada através de combinações de engrenagens, no qual esse conjunto de permite o uso de uma chave seletora de movimentos, possibilitando que a cadeira tenha três modos de funcionamento, para frente, para trás e o modo neutro. A frenagem desse sistema é realizada com a inclinação da própria alavanca. Para a instalação do conjunto é necessário a substituição das rodas comuns da cadeira por rodas especiais que permitem o encaixe da alavanca ao cubo. A figura x apresenta o modelo de cadeira de rodas Wijit

Figura 5: Modelo de cadeira de rodas Wijit.



Fonte: Wijit, 2010 (<https://www.youtube.com/watch?v=491qe2pCr2c>)

O próximo modelo é a Mountain Trike, apresentada pela figura 6. Desenvolvida para qualquer tipo de terreno. Esta conta com propulsão por alavancas, suspensão a ar, freio a disco

hidráulico (acionado por manetes, semelhante ao de uma bicicleta) e também com o sistema de direção por manoplas articuláveis. A propulsão nesta cadeira é feita simultaneamente (para frente) com os dois braços, sendo possível se locomover mais estavelmente em linha reta e também gerar mais torque. A Mountain Trike apresenta uma roda de apoio traseira, sendo esta também acionada pelo sistema de direção.

Figura 6: Modelo de cadeira de rodas Mountain Trike.



Fonte: Mountain Trike,2020 (<https://www.mountaintrike.com/>).

O modelo que mais está próximo de algo mais convencional é a cadeira de rodas Nordigo, demonstrada pela figura 7. Ela é semelhante ao modelo acima em relação à propulsão, possuindo também o freio acionado por manetes. Porém não possui suspensão, a terceira roda e nem o sistema de direção. Além disso, tem um mecanismo de trava nos manetes permitindo que a cadeira fique parada.

Figura 7: Modelo de cadeira de roda Nordigo.



Fonte: Nordigo ([https://m.facebook.com/Nordigo-Wheelchair-Propulsion-100921959003/?\\_\\_tn\\_\\_=C-R](https://m.facebook.com/Nordigo-Wheelchair-Propulsion-100921959003/?__tn__=C-R)).

A cadeira de rodas Nudrive, apresentada pela figura 8, contém um sistema de propulsão por alavancas, no qual o funcionamento se dá pelo sistema de catraca, onde a alavanca é acoplada a um dispositivo fixado nas rodas. O freio desse sistema é acionado quando o usuário posiciona as alavancas para dentro, visto que é composto por sapatas que realizam a frenagem ao pressionar a superfície em rotação.

Um ponto interessante desse sistema é a modularidade e fácil instalação do produto em diversos diâmetros de rodas, não sendo necessário realizar ajustes na estrutura da cadeira. E outra vantagem é o sistema de alavancas ser auto balanceado, permitindo que a sua estrutura permaneça na posição vertical quando não está em uso.

Figura 8: Modelo de cadeira de rodas Nudrive



Fonte: Nudrive, 2016 (<https://www.youtube.com/watch?v=N0HCt9CUAQE>)

O sistema de transmissão pode ser composto, além das alavancas, por engrenagens de dentes retos ou por polias e correias ou correntes. A vantagem de se utilizar correias ou correntes é poder posicionar o centro da alavanca mais distante do eixo da roda, gerando mais torque na propulsão. Entre essas duas, a corrente é mais pesada, porém suporta maiores esforços e tem uma durabilidade superior.

A vantagem das engrenagens é deixar o sistema mais enxuto, uma vez que se elimina as correias ou correntes na transmissão, proporcionando menor frequência de manutenção. Entretanto, o centro da alavanca deve ser posicionado próximo ao centro da roda, de forma a se utilizar engrenagens menores. Todos esses fatores serão analisados ao decorrer do projeto para que seja feita uma escolha mais adequada aos objetivos do mesmo.

## 2.1 OBJETIVO.

Através dos estudos de cadeiras de rodas abordados anteriormente, na sessão de Benchmarking, é possível identificar diversos aspectos inerentes a cada sistema. Isso possibilitou o presente projeto reunir os aspectos mais apropriados de cada um, a fim de propor uma solução em conformidade com as premissas do grupo: criar um dispositivo modular promovendo a propulsão por meio de alavancas capaz de ser acoplado na maioria das cadeiras convencionais, visando baixo custo procurando atender usuários de cadeira de rodas que busquem ou necessitem de uma solução alternativa de propulsão manual.

## 2.2 MATRIZ DE DECISÃO.

Tendo em vista os mais diversos sistemas que foram encontrados, ao longo das pesquisas, para que o grupo pudesse escolher quais mecanismos e/ou sistemas seriam selecionados para o presente projeto, foram realizadas diversas matrizes de decisão no modelo AHP (do inglês "Analytic Hierarchy Process").

Acerca dos possíveis sistemas a serem utilizados e que foram considerados, estavam: i) sistema modular com acoplamento na roda; (vide figura 8 - NuDrive) ii) sistema fixo com engrenamento direto (vide figura 7 - Nordigo); e iii) sistema fixo com corrente (vide figura 6 - Mountain Trike).

Tratando-se dos critérios por meio dos quais cada um dos sistemas foram avaliados, considerou-se: i) facilidade de manuseio; ii) custo; e iii) facilidade de manutenção. A figura 9 apresenta a matriz de decisão final.

Figura 9: Matriz de decisão final.

CRITÉRIO	SISTEMA MODULAR COM ACOPLAMENTO NA RODA	SISTEMA FIXO COM ENGRENAMENTO DIRETO	SISTEMA FIXO COM CORRENTE	MÉDIA DOS PESOS
FACILIDADE DE MANUSEIO	0,72	0,19	0,08	0,63
CUSTO	0,28	0,64	0,07	0,26
FACILIDADE DE MANUTENÇÃO	0,72	0,19	0,08	0,11
TOTAL	60,9%	31,0%	8,1%	100%

Fonte: Autor.

Até que a matriz final fosse obtida, outras etapas intermediárias foram realizadas e estas estão localizadas no apêndice B. As análises realizadas proporcionaram o entendimento de que um sistema modular com acoplamento na roda, como inicialmente idealizado, de fato é uma alternativa viável e que se sobressai, quando comparado a outros sistemas considerados. Dessa forma, há confirmação de que o projeto Vectis pode prosseguir para o desenvolvimento do sistema de propulsão modular por meio de alavancas.

### **3 MAPEAMENTO DO PROJETO**

Para que o projeto do sistema de propulsão por alavancas pudesse ser devidamente elaborado, foram realizados diversos levantamentos de tecnologias já empregadas em dispositivos de locomoção, não se restringindo apenas à cadeira de rodas convencional. Com isso, o grupo pôde utilizar de soluções comercialmente viáveis para que um novo modelo de sistema de propulsão pudesse ser apresentado, contando com um sistema de transmissão adequado para o uso ergonômico e eficiente de uma alavanca, enquanto mecanismo propulsor.

A seguir, trataremos em partes cada um dos assuntos pesquisados pelo grupo, os quais serviram de apoio ao longo do desenvolvimento conceitual do projeto. Espera-se que com os conceitos aqui abordados seja possível trazer uma forma mais eficiente de um cadeirante se locomover, com o objetivo fundamental de aliar saúde e bem-estar às tecnologias no ramo da engenharia assistiva.

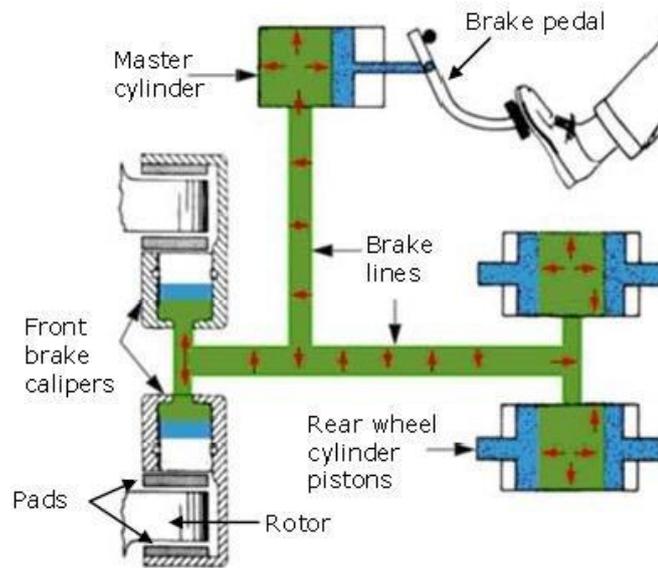
#### **3.1 FREIO**

Existem inúmeros sistemas de frenagem disponíveis para aplicação, porém o VECTIS demanda um sistema seja não só eficiente como também versátil e modular. Isso porque o usuário poderá o desacoplar a qualquer momento das rodas. Dentre as diversas opções de freio que existem no mercado, foram utilizados como base para a seleção e desenvolvimento os seguintes modelos: freio a disco; freio a tambor; e V-Brakes (freio de bicicleta).

##### **3.1.1 Freio a disco**

Os sistemas de freio a disco podem ser subdivididos em duas categorias: hidráulicos e mecânicos. Nos sistemas hidráulicos, as pinças são acionadas através de um óleo, a eficiência desse sistema é excelente e superior aos sistemas mecânicos, que são acionados por um cabo de aço. O freio hidráulico tem um custo maior que o mecânico. Existem inúmeras aplicações para frenagem a disco, desde os hidráulicos mais modernos aplicados em carros, como também frenagem mecânica aplicados em bicicletas e pequenos dispositivos.

Figura 10: Ilustração de um sistema de freios a disco hidráulico.

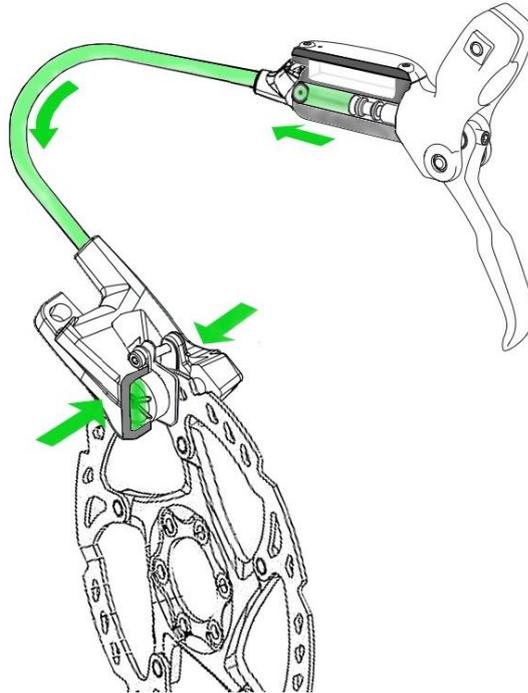


Fonte: Schematic-Diagram-of-a-Vehicles-Brake-Hydraulic-System

O princípio de funcionamento dos sistemas hidráulicos está apresentado na figura 10 acima, baseados no princípio de Pascal, podendo ser mais ou menos complexo dependendo da aplicação. O VECTIS não demanda um sistema com eficiência extrema como esse, o que encareceria o projeto e iria contra o objetivo de empregar uma solução de baixo custo.

Outra alternativa também considerada foi o sistema de freio a disco mecânico, acionado por cabos de aço, que tem um custo menor que os hidráulicos. A figura 11 abaixo destaca em verde a pinça que é acionada pelo cabo de aço, promovendo a frenagem. Ainda que o sistema mecânico seja mais barato que o hidráulico, seu emprego continuaria tendo um custo alto demais para uma solução que não demanda tamanha complexidade e capacidade de frenagem.

Figura 11: Sistema de freio a disco mecânico.

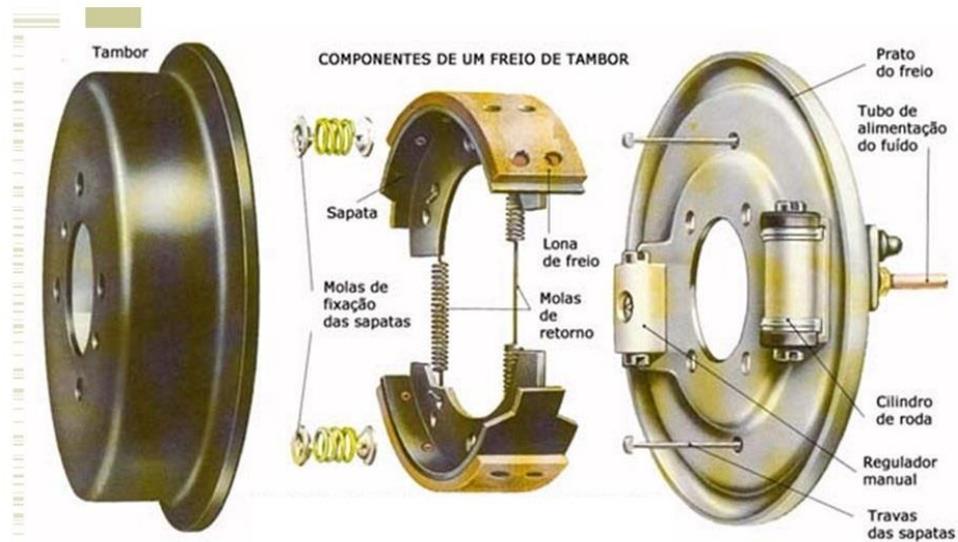


Fonte: Have Fun Biking ([https://havefunbiking.com/disc-brakes-function-maintenance/.](https://havefunbiking.com/disc-brakes-function-maintenance/))

### 3.1.2 Freio a tambor

Os freios a tambor funcionam a partir do mesmo princípio do freio a disco, no qual as sapatas são pressionadas sobre uma superfície giratória – ou tambor, propriamente dito –, permitindo a frenagem da roda. Esses sistemas têm mais peças e são mais difíceis de serem reparados do que os freios a disco, porém têm um custo mais baixo. Em geral, a eficiência de frenagem desse sistema é inferior ao freio a disco, pois o calor gerado pelo atrito é dificilmente dissipado. A figura 12 apresenta uma ilustração de um sistema de freio a tambor.

Figura 12: Ilustração de um sistema de freio a tambor



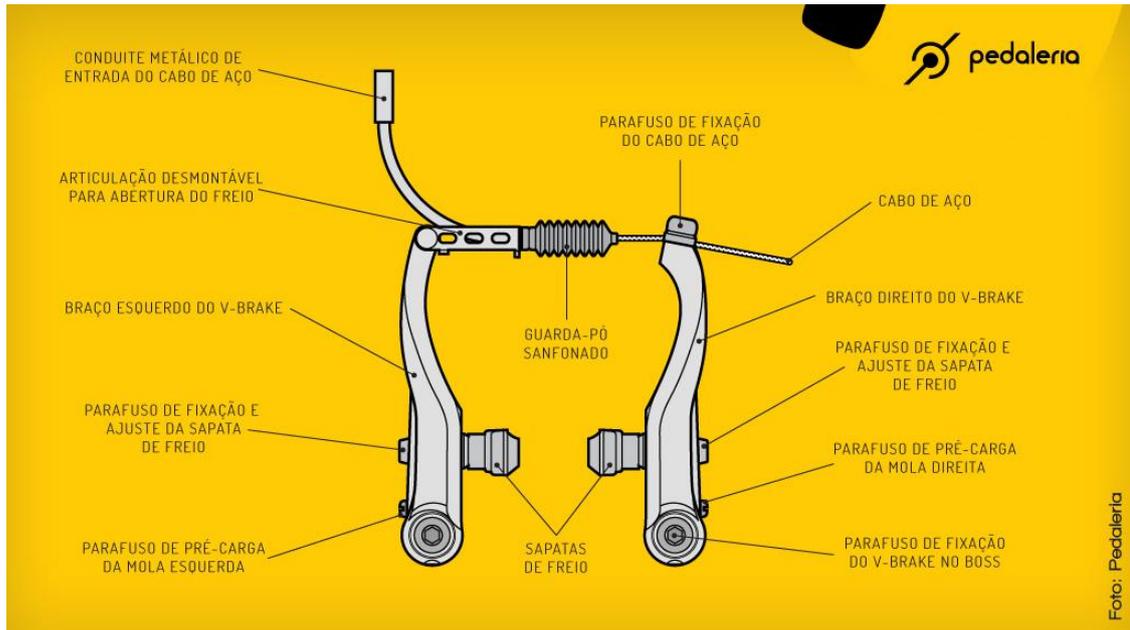
Fonte: DPK (<https://www.dpk.com.br/saiba-como-sistema-freio-tambor-composto/>)

Quando o freio é acionado, as sapatas são acionadas pelo cilindro de freio através da pressão hidráulica do fluido. As sapatas por sua vez comprimem a lona contra a superfície do tambor. Estas lonas são alojadas pelas sapatas e são feitas de um material resistente ao desgaste. As molas são responsáveis por retornar as sapatas para sua posição inicial após cessado o esforço de frenagem. O prato ou espelho, também chamado de back-plate, tem a função de alinhar o conjunto e é onde são fixados o cilindro e as sapatas.

### 3.1.3 Freio V-Brake

Outro sistema de freio apresentado foi o V-Brake – comumente conhecido como “freio de bicicleta”. A figura 13 apresenta detalhadamente como esse sistema funciona. Nele há um cabo de aço que aciona o mecanismo, atritando um par de sapatas contra o aro. É um sistema simples, barato e de fácil manutenção. Porém não possui modularidade e praticidade na hora de desacoplar do sistema em que se encontra montado. Outro ponto considerado foi o fato do sistema estar muito suscetível a sofrer oscilações geométricas, fazendo com que as sapatas percam o contato preciso com o aro.

Figura 13: Ilustração de um sistema de freio V-Brake



Fonte: Pedaleria (<https://pedaleria.com/regulando-freios-vbrake/>)

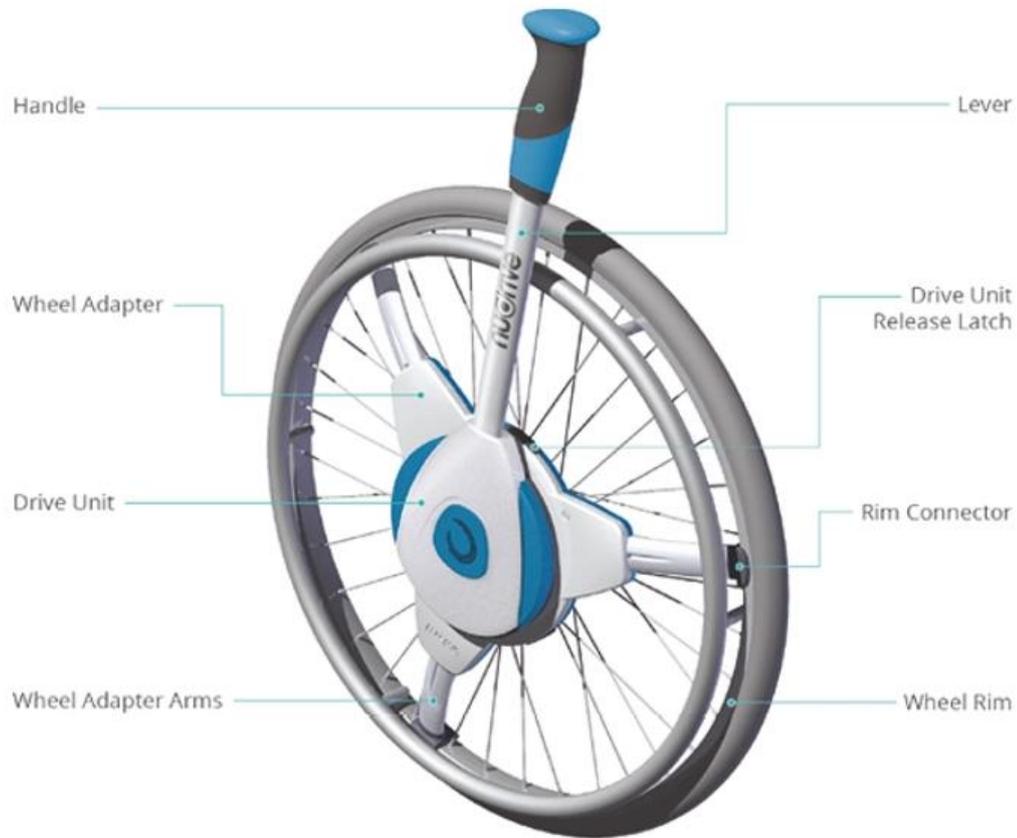
### 3.2 ALAVANCA

Além das alavancas serem ergonômicas e proporcionar conforto ao usuário, elas devem ser capazes de fornecer o devido torque que proporciona o movimento. É nelas que, de maneira intrínseca, está a relação de transmissão do VECTIS, já que quanto mais distante do centro de giro o usuário aplicar o esforço, maior será o braço de alavanca e conseqüentemente maior será a relação de transmissão, facilitando em percursos difíceis ou de subida. Em retas, o usuário pode abaixar a posição na alavanca, diminuindo a relação de transmissão e aumentando a rotação, adquirindo assim maiores velocidades.

Uma possibilidade interessante de ser explorada é a articulação da manopla da alavanca, permitindo que o usuário a utilize na posição em que achar mais confortável, ou seja, com a palma das mãos na posição vertical, horizontal ou inclinada, proporcionando mais conforto e ergonomia durante sua utilização. (algo parecido com a articulação da DESINO).

A alavanca pode ter dois formatos diferentes, uma delas é uma barra reta (apresentada na figura 14) e a outra curvada. Como um dos objetivos, analisará a tentativa de elaborar um design de alavanca que permita que os cotovelos fiquem o mais próximo possível do tronco de forma a deixar o movimento mais natural.

Figura 14: Modelo do conjunto do acoplamento e alavanca da Nudrive.



Fonte: Nudrive (<https://www.la-design.co.uk/nudrive>)

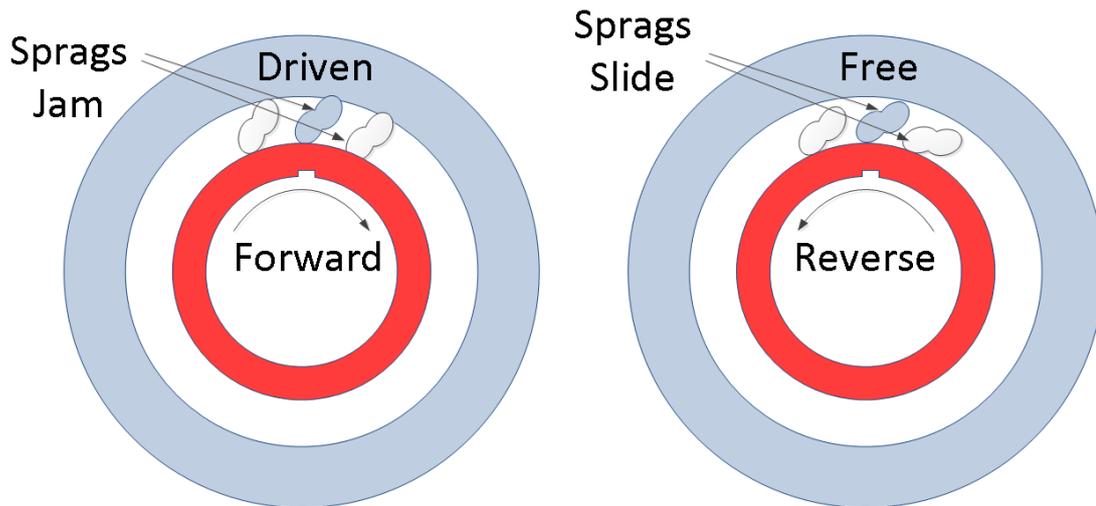
### 3.3 TRANSMISSÃO

A propulsão do sistema será feita através de uma transmissão entre o cubo estriado que será acoplado na roda e o cubo estriado da alavanca. Para que as rodas girem uniformemente na mesma direção, será necessário o uso de uma catraca livre, ou rolamento unidirecional, impedindo que as rodas girem para trás quando a alavanca fizer o movimento de recuo. A ideia é utilizar uma catraca convencional de bicicleta, devido ao baixo custo e fácil disponibilidade no mercado.

Um sistema de catraca livre será muito importante durante a transmissão do torque, já que será necessário o engrenamento no momento de propulsão do usuário, mas também um momento de catraca livre na hora do retorno das alavancas para o início do movimento. Existem muitos tipos de sistemas, desde os mais modernos e silenciosos até os mais simples como os usados em bicicletas.

Conforme a figura 15, pode-se observar que em um sentido de movimento, a catraca está rodando livremente, no entanto, quando o sentido é invertido, os “sprags” são pressionados pelo cubo interno contra o cubo externo, travando o movimento. Será justamente esse mecanismo que possibilitará a tração das rodas.

Figura 15: Detalhes da transmissão da catraca livre.



Fonte: Wikipedia ([https://en.wikipedia.org/wiki/Sprag\\_clutch](https://en.wikipedia.org/wiki/Sprag_clutch))

### 3.4 MECANISMO DE ACOPLAMENTO NA RODA

Para que a alavanca possa ser associada à cadeira de rodas, deve ser considerado um mecanismo de acoplamento, proporcionando a modularidade ao sistema. Destacamos abaixo dois sistemas que são compatíveis com cadeiras de rodas tradicionais e que serviram de base para o presente sistema, sendo eles: o acoplamento no cubo da roda e o acoplamento no aro da roda. Tais modelos podem ser encontrados em outros sistemas de propulsão por alavancas, presentes no mercado.

#### 3.4.1 Acoplamento no cubo da roda

O acoplamento da alavanca no centro da roda pode ser realizado de diversas formas, como: fixação por parafusos, acoplamento através de dentes, fixação por pinos, dentre outros. Esse sistema requer o projeto de um cubo de roda específico, no qual haverá encaixes para se conectar a alavanca, sendo necessário realizar alterações estruturais na cadeira de rodas. Por conta da utilização de mais peças e da necessidade de alterações na estrutura, esse sistema

apresenta maior custo, complexidade de instalação e de manutenção. As figuras 16 e 17 apresentam modelos de acoplamento no cubo da roda.

Figura 16: Modelo de acoplamento no cubo da roda da Wijit



Fonte: Wijit, 2010 (<https://www.youtube.com/watch?v=491qe2pCr2c>).

Figura 17: Modelo de acoplamento no cubo da roda da REED



Fonte: REED, 2015 (<https://www.youtube.com/watch?v=bWGuM32f6Ec>).

### 3.4.2 Acoplamento no aro da roda

Já o acoplamento do dispositivo no aro da cadeira de rodas é realizado através de hastes com comprimentos reguláveis, as quais permitem a instalação em diferentes diâmetros de rodas. A interface entre o aro da roda e as hastes do componente é realizada por conectores que se ajustam com interferência no aro.

A alavanca é encaixada no centro do dispositivo, sendo este alinhado ao eixo da cadeira de rodas, através de uma conexão dentada. Uma das principais funções dessa conexão dentada é suportar o torque gerado pela força aplicada pelo usuário na alavanca, fazendo com que o produto tenha uma maior vida útil. Esse componente possui uma trava de engate rápido, garantindo a sua fixação na alavanca. Na figura 18, é possível observar como é realizada a fixação do componente descrito na roda da cadeira de rodas.

Figura 18: Modelo de acoplamento no aro da roda.



Fonte: Nudrive, 2009 (<https://www.youtube.com/watch?v=MQvQiF88RCs>)

## **4. COMPONENTES DO PROJETO VECTIS**

Após a realização de diversas pesquisas de mapeamento tecnológico, o grupo pôde projetar os componentes do sistema de modo a proporcionar uma solução modular, simples e de fácil manutenção. Em linhas gerais, o VECTIS contempla um acoplamento (realizando a interface entre alavanca e cadeira de rodas) e uma alavanca (elemento atuador de potência), para cada uma das rodas da cadeira. Junto à alavanca, estarão associados outros componentes, como o mecanismo de freio e o cubo de transmissão.

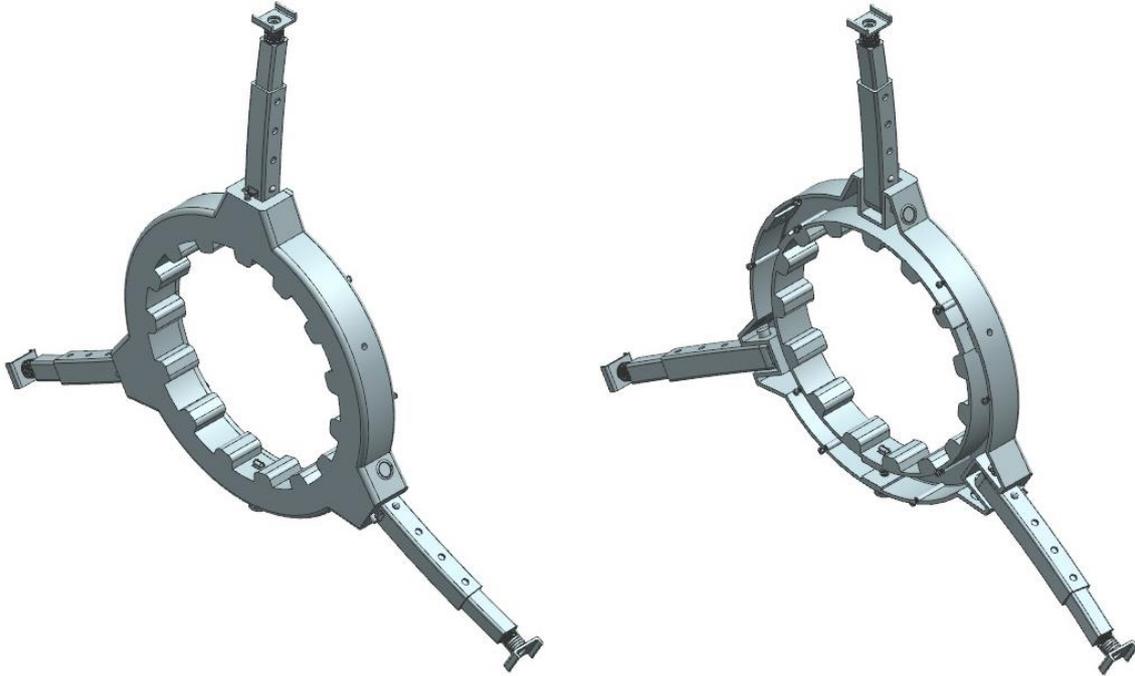
A seguir, os componentes serão abordados em maiores detalhes, para um entendimento mais profundo do sistema.

### **4.1 SISTEMA DE ACOPLAMENTO DO PROJETO VECTIS**

Ao analisarmos as possibilidades de acoplamento da alavanca na cadeira de rodas, pudemos identificar que o dispositivo cuja fixação se dá no aro da roda atende às necessidades do projeto VECTIS. Esse acoplamento pode ser instalado em diferentes modelos de cadeiras de rodas, possibilitando uma fácil manutenção e evitando custos decorrentes de alterações estruturais na cadeira.

Baseado nos modelos supracitados encontrados no mercado, elaboramos um sistema de acoplamento que pode ser adaptado em diversos tipos de aro, ilustrado pela figura 19.

Figura 19: Acoplamento Vectis parte frontal (esquerda) e traseira sem tampa (direita).



Fonte: Autores.

#### 4.2 SISTEMA DE ALAVANCA

A alavanca é um dos itens mais importantes no projeto, é ela que vai dar segurança e conforto ao usuário, e além disso, é ela que irá proporcionar a relação de transmissão favorável que facilitará a propulsão do usuário. Os estudos foram voltados para gerar o maior conforto possível sem prejudicar a relação de transmissão, chegando em 0.6 metros de comprimento.

A importância da alavanca aumentou ainda mais quando foi acrescentado a ela o sistema de freio, foi adicionado a cada alavanca uma pastilha que atrita com o aro da cadeira, proporcionando a frenagem quando o usuário puxa as mesmas para dentro. Para que essa frenagem fosse possível, a alavanca foi projetada com um ponto pinado, dando um grau de liberdade para a realização desse movimento.

A parte superior possui um revestimento macio de silicone para proporcionar uma maior aderência ao usuário e também evitar possíveis lesões por falta de firmeza na pegada. Após simulações numéricas, definiu-se o material de fabricação da alavanca, sendo o Aço Inox 430, que é um material leve e também resiste aos esforços nas condições extremas de contorno. O sistema de alavanca está representado pela figura 20.

Figura 20: Sistema de Alavanca Vectis.



Fonte: Autores.

### 4.3 TRANSMISSÃO

Para os mecanismos de transmissão, foram cogitados dois sistemas: freehub e freecoaster, o primeiro é amplamente utilizado em bicicletas de todos os tipos e possui um excelente custo-benefício para a aplicação, o freecoaster também é utilizado em bicicletas, no entanto, é mais aplicado em bicicletas BMX, onde o usuário necessita andar na marcha ré sem que o pedal retorne, essa foi uma das características que despertou interesse na aplicação no VECTIS.

O sistema freehub foi inicialmente levado em consideração por sua ampla confiabilidade e simplicidade, no entanto, alguns pontos foram observados e levados como premissa no projeto, e esse sistema não atendia as condições, pois possui um ruído de catraca e não é possível que a roda gire no sentido contrário sem que a alavanca retorne também. O ruído do freehub é incômodo ao usuário e afeta diretamente a experiência de utilização, já o problema de retorno de alavanca, virou uma premissa do projeto por ser uma questão de segurança. O retorno da

alavanca junto com a roda, caso a mesma gire para o sentido contrário, representa um risco para o cadeirante, vários acidentes podem acontecer, desde a colisão com o usuário até o esmagamento de mãos e dedos no retorno do objeto.

Após essa definição de premissas, e implementação das matrizes de decisões, chegou-se à conclusão de que o sistema freecoaster seria a melhor opção de utilização, já que o mesmo não possui ruído de catraca, ainda que em altas rotações e também permite que a roda gire no sentido contrário sem que a alavanca acompanhe esse movimento. Esse conjunto de características do freecoaster, proporciona uma experiência de uso muito mais segura e confortável. Além de todos esses ganhos, foi possível simplificar o sistema de transmissão, diminuindo a complexidade de fabricação e eventuais manutenções dos componentes.

Figura 21: Matriz de decisão da transmissão.

CRITÉRIO	FREEHUB	FREECOASTER	MÉDIA DOS PESOS
RUÍDO	0,1	0,9	60%
CUSTO	0,8	0,2	29%
FACILIDADE DE MANUTENÇÃO	0,2	0,8	11%
TOTAL	31%	69%	100%

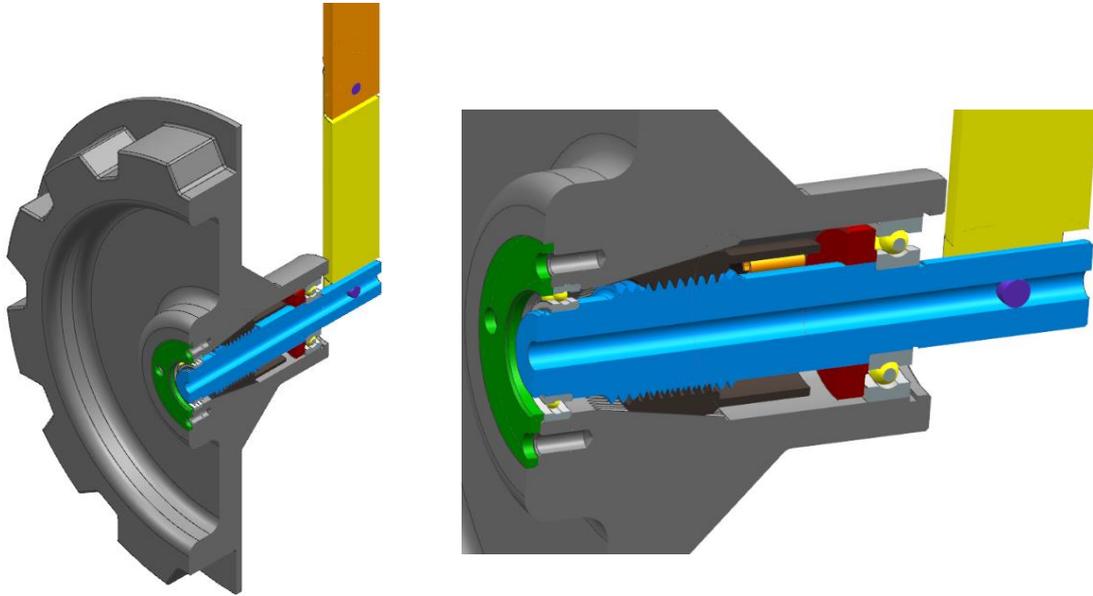
Fonte: Autores.

Logo acima, pode-se observar a matriz de decisão, representada pela figura 21, utilizada na escolha do sistema de transmissão do movimento. Como citado acima, no quesito ruído, o freecoaster é imbatível, oferece uma transmissão de movimento com zero ruído, já o freehub possui barulho de retorno de catraca que pode causar um incômodo ao usuário.

No quesito custo, por ser utilizado em menor escala e possuir peças mais nobres, o freecoaster é mais caro que o freehub, no entanto, essa escolha se justifica, já que com a utilização desse sistema mais caro poupa-se uma série de componentes que foram considerados anteriormente no início do projeto. Justamente por isso, o freehub se destaca no terceiro quesito de análise, já que a redução de componentes proporciona uma maior facilidade de manutenção, assim como uma menor probabilidade de falha.

A figura 22 apresenta o sistema de transmissão do projeto Vectis através do freecoaster juntamente com os demais componentes, apresentados no apêndice b.

Figura 22: Sistema de transmissão do Vectis através do Freecoaster.

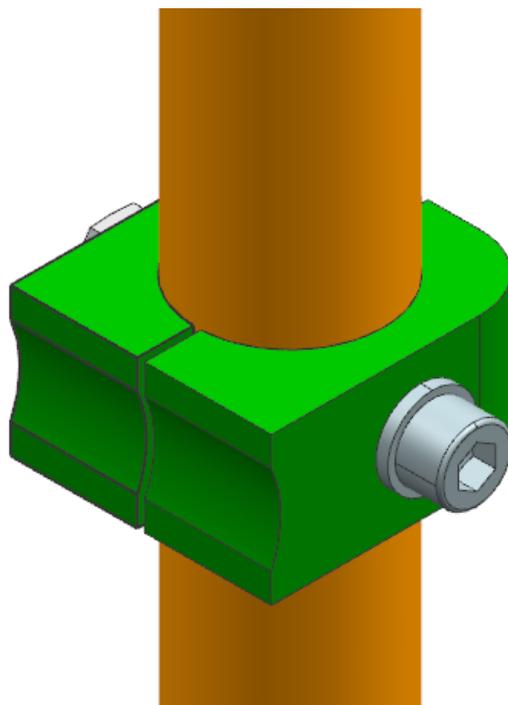


Fonte: Autores.

#### 4.4 FREIO POR FRICÇÃO ALAVANCA-ARO

Refletindo sobre a complexidade requerida pelo sistema VECTIS, uma alternativa encontrada pelo grupo foi a associação entre o conceito de frenagem manual (a qual envolve atrito entre a mão do usuário e o aro) e o conceito de acionamento dos V-Brakes (envolvendo um elemento de contato responsável por gerar o atrito). Como resultado, foi projetado um sistema de frenagem que explora um dos graus de liberdade da alavanca – a sua inclinação em direção ao usuário – e possibilita que exista atrito a partir da fricção entre o aro e um elemento de frenagem acoplado à alavanca. O sistema de freio por fricção do projeto está apresentado na figura 23.

Figura 23: Sistema de freio por ficção do Vectis.



Fonte: Autores.

O elemento que irá acoplado na alavanca será fabricado em material polimérico, e possuirá capacidades tribológicas que proporcionem um bom atrito sem existir desgaste excessivo e prematuro do componente. Ainda, o próprio conceito desse sistema de freio possibilita que o elemento de contato possa ser substituído por outro, conforme necessidade do usuário. Isso também dá a oportunidade de outros materiais serem explorados, variando o coeficiente de atrito e gerando uma capacidade de frenagem diferente, a gosto do usuário. Idealmente, tanto o Polietileno quanto o Poliuretano seriam possíveis materiais a serem empregados para a confecção do elemento de frenagem.

Por fim, entende-se que essa solução é de menor complexidade e poderá proporcionar uma frenagem satisfatória sem que interfira na modularidade do VECTIS.

#### **4.1.1 Matriz de decisão para avaliar os modelos considerados**

Para que o grupo pudesse ter certeza de qual a melhor escolha a ser feita, foi realizada a elaboração de uma matriz de decisão AHP, que colocou os modelos de freio à disco, V-Brakes e freios por fricção à prova de comparação, considerando os seguintes critérios: capacidade de frenagem; simplicidade do sistema; e facilidade de manutenção. A figura 24 abaixo contempla

a matriz de decisão elaborada pelo grupo para validar qual sistema seria o mais apropriado para o projeto VECTIS.

Figura 24: Matriz de decisão do sistema de freio.

CRITÉRIO	V-Brake	Freio a Disco	Fricção Alavanca-Aro	MÉDIA DOS PESOS
Capacidade de frenagem	0,21	0,72	0,07	29%
Simplicidade do sistema	0,17	0,06	0,77	61%
Facilidade de manutenção	0,20	0,05	0,74	10%
TOTAL	19%	25%	57%	100%

Fonte: Autores.

Analisando a matriz acima, pode-se observar que o sistema de fricção alavanca–aro, elaborado pelo grupo, apresentou o melhor resultado final. Analisando a matriz, o único ponto em que tal sistema deixa a desejar é a capacidade de frenagem. Embora seja a menor, considera-se que os esforços existentes no evento da frenagem de uma cadeira de rodas sejam muito menores do que aqueles para os quais os outros sistemas foram projetados (como a frenagem de uma bicicleta, por exemplo).

Dito isso, o sistema de fricção alavanca–aro, projetado especialmente para o VECTIS, foi a escolha de aplicação.

#### 4.5 DISPOSITIVO DE PROPULSÃO POR ALAVANCA VECTIS

Discorrido sobre os componentes do Vectis, a figura 25 apresenta ilustrativamente a cadeira montado com o dispositivo de propulsão.

Figura 25: Sistema de propulsão Vectis montado em uma cadeira de rodas



Fonte: Autores.

## 5 CÁLCULOS E DIMENSIONAMENTOS

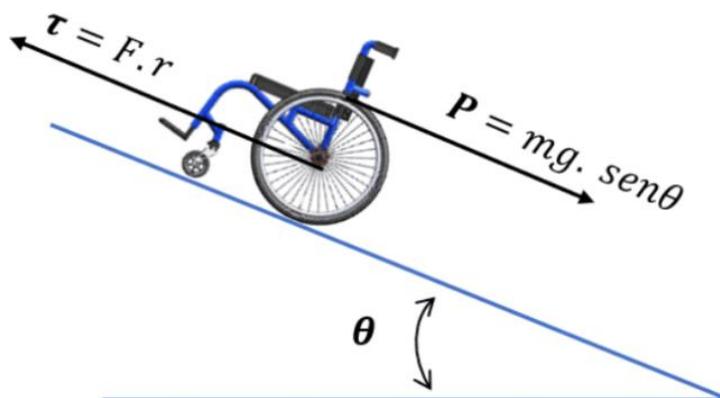
Neste tópico será abordado os cálculos e dimensionamentos do projeto Vectis que visam o desenvolvimento dos componentes.

### 5.1 DEFINIÇÃO DA FORÇA DE PROPULSÃO

É importante notar que para a análise das forças atuantes em cada componente do conjunto VECTIS, é fundamental a definição dos esforços que o cadeirante deve aplicar para possibilitar o próprio deslocamento por meio da cadeira de rodas.

Para o início da análise, foi considerado um usuário partindo do repouso para o limiar do movimento em uma superfície inclinada de  $7,12^\circ$ , como previsto pela norma NBR 9050, em sentido de subida de acordo com a figura 26 adotando-se um diagrama de corpo livre.

Figura 26: Representativo do diagrama de corpo livre para a cadeira subindo uma rampa.



Fonte: Autores.

Tabela 1: Variáveis envolvidas na Figura 25.

Variáveis	Justificativa
$\tau$	Torque resultante do esforço de movimento
$\theta$	Ângulo de inclinação da rampa
$F_{cadeirante}$	Força aplicada pelo cadeirante
$r = 30,5 \text{ cm}$	Raio da roda da cadeira
$m = 115 \text{ kg}$	Massa total do conjunto usuário e cadeira
$g = 9,8 \text{ m/s}^2$	Aceleração da gravidade

Fonte: Autor

Para as variáveis vistas no esquemático, é feito uma somatória de momentos no sistema para um limiar de movimento que pode ser considerado igual a zero. Para isso, é necessário definir a força de atrito que irá empurrar a cadeira como mostra a equação 1:

$$F_{\text{atrito}} = \mu_{\text{estático}} * N = 894N \quad (1)$$

Onde:  $\mu_{\text{estático}} = 0,8$ ,  $N = \text{Força normal}$

Agora com a força de atrito definida, é possível fazer a somatória de momentos como na equação 2.

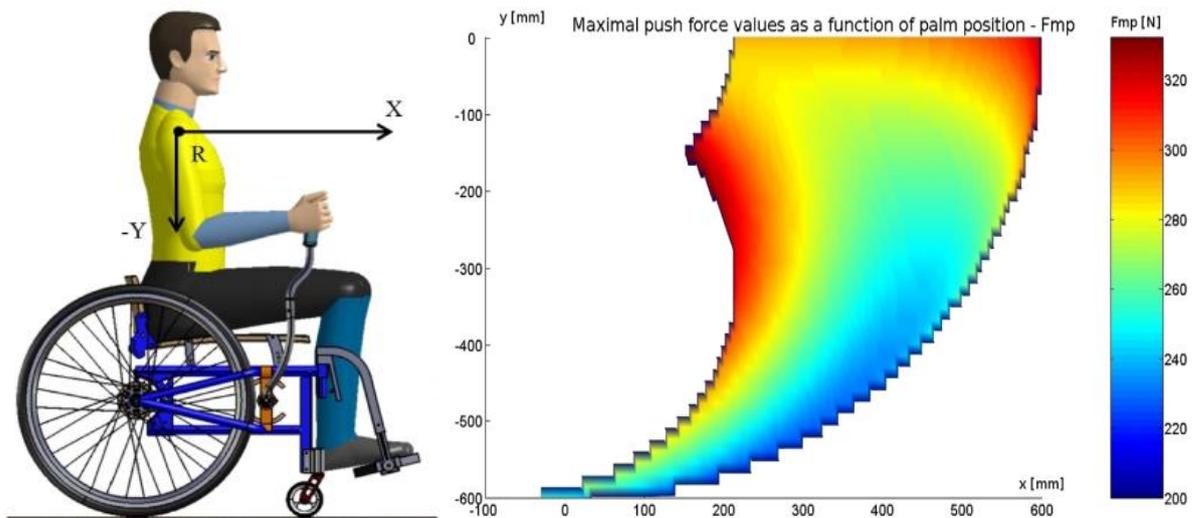
$$\Sigma M = 0 \rightarrow -F_{\text{atrito}} * r - P * r + F_{\text{cadeirante}} * L = 0 \quad (2)$$

Logo:  $F_{\text{cadeirante}} = 251N$

Onde:  $L = \text{Comprimento da alavanca até o centro da roda.}$

De acordo com CHOROMAŃSKI; FIOK e DOBRZYŃSKI [3], o valor calculado apresenta coerência com o equacionamento anterior como pode ser visto na figura 27. Ao adotar as dimensões de braço e antebraço, respectivamente, com comprimentos de 330 mm e 270 mm e um peso médio de 100kg.

Figura 27: Gráfico representativo da força em média aplicada pelo usuário.



Fonte: CHOROMAŃSKI, W.; FIOK, K.; DOBRZYŃSKI, G.. Optimizing the lever propelling system for manual wheelchairs. 2012. 800 f. Tese (Doutorado) - Curso de Nao Informado, Warsaw University Of Technology, Warsaw, 2012.

Com a força de contato da superfície das mãos do usuário com a alavanca definida, é preciso definir as dimensões e materiais utilizados no conjunto para garantir que alavanca terá resistência e durabilidade suficientes para sua aplicação.

## 5.2 DIMENSIONAMENTO DO DIÂMETRO DA ALAVANCA

Sabendo-se que a alavanca estará sujeita a um esforço de 250N em sua extremidade em contato com a mão do usuário, serão feitas duas análises para diferentes esforços: Estática e dinâmica. Como condição de contorno inicial, será assumido o material INOX 430 por ser resistente às intempéries do clima brasileiro e apresentar razoável limite de escoamento como visto na tabela 2, e uma área de seção transversal circular maciça com diâmetro de 25 mm.

Tabela 2: Propriedades do material aço 430.

Variáveis	Justificativa
$\sigma_{esc} = 295 \text{ MPa}$	Limite de escoamento do aço 430
$\sigma_{rup} = 515 \text{ MPa}$	Limite de ruptura do aço 430
$\tau_{cis} = 118 \text{ MPa}$	Limite de cisalhamento do aço 430
CS = 3	Coefficiente de Segurança assumido
M = 151 Nm	Momento fletor atuante no centro da roda

Fonte: CES EduPack, Ansys.

### 5.2.1 Análise estática

Para a análise estática, será utilizado o critério de cisalhamento da área de seção transversal e o método de tração das fibras superiores ou inferiores à linha neutra da alavanca, pois o componente estará sob constante flexão.

#### 5.2.1.1 Cálculo de ruptura por tração de flexão

Quanto à tração das fibras superiores e inferiores à linha neutra ocasionadas pelo momento da força do usuário, temos a equação 3 onde é calculado a tração do componente no seu ponto mais crítico, no caso, o ponto mais externo ao diâmetro da alavanca.

$$\sigma = \frac{M*y}{I} = 65,3MPa \quad (3)$$

Onde:  $\sigma$  = Tensão atuante devido à flexão do componente;  $y$  = Distância do centroide da área transversal até o ponto das fibras externas da alavanca,  $I$  = Momento de inércia da alavanca.

Com a tensão atuante definida, é possível comparar com o coeficiente de segurança adotado como visto na equação 4.

$$\frac{\sigma}{\sigma_{esc}} > 3 = CS \quad (4)$$

Logo, tem-se que 25 mm de diâmetro está aceitável para a tração das fibras mais externas à geometria escolhida.

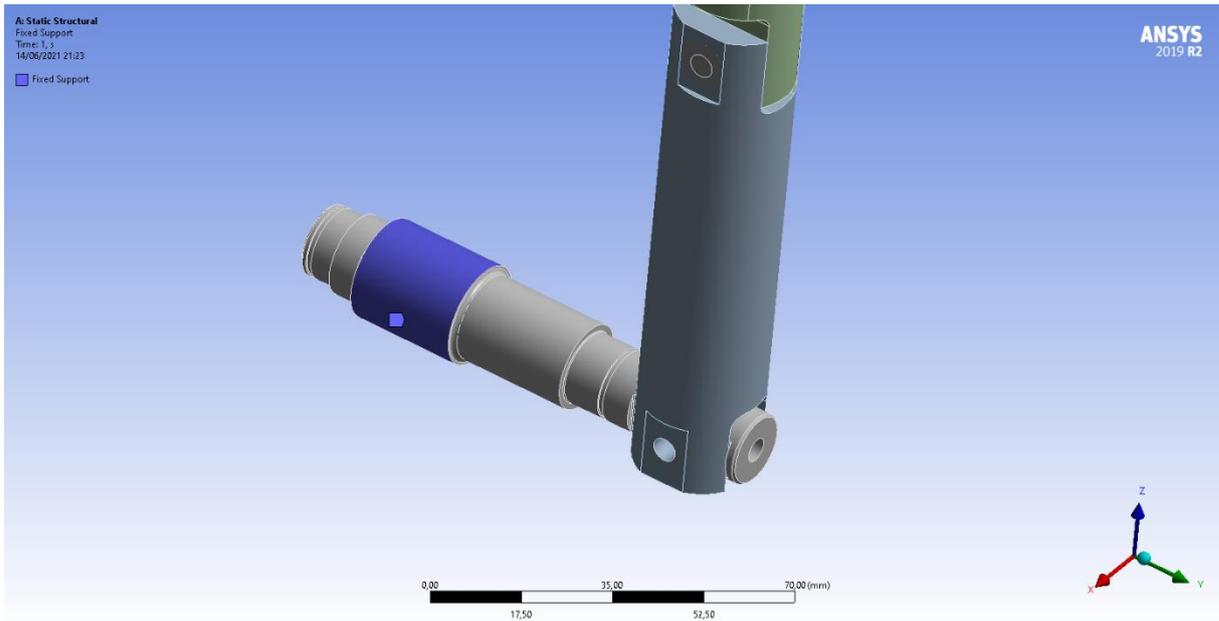
#### ***5.2.1.2 Simulação estrutural da alavanca***

Para validar os cálculos de dimensionamento realizados, o grupo utilizou o *software* ANSYS para realizar uma simulação estrutural da alavanca, considerando condições críticas de utilização em estado estático, como descrito na seção 5.1, acima.

Com relação à alavanca, o grupo simulou seu eixo, a haste e a peça de ligação, esta responsável pela ligação entre a haste e o eixo, mantendo-os junto aos outros componentes ligados à alavanca, como o cubo, a roda dentada, etc...

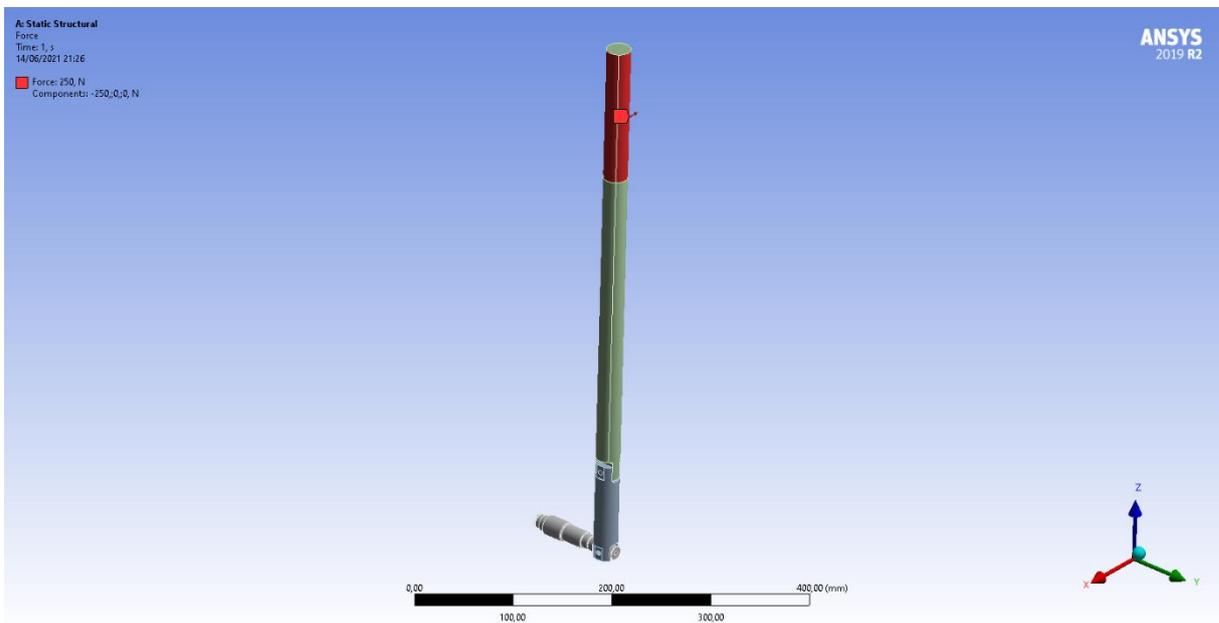
Para realizar a simulação computacional dos componentes supramencionados, utilizamos as seguintes condições de contorno: aplicação de suporte fixo na parte roscada do eixo; e aplicação de força na haste. As figuras 28 e 29 a seguir ilustram cada uma dessas condições.

Figura 28: aplicação de suporte fixo na parte roscada do eixo



Fonte: Autores.

Figura 29: aplicação de força na haste

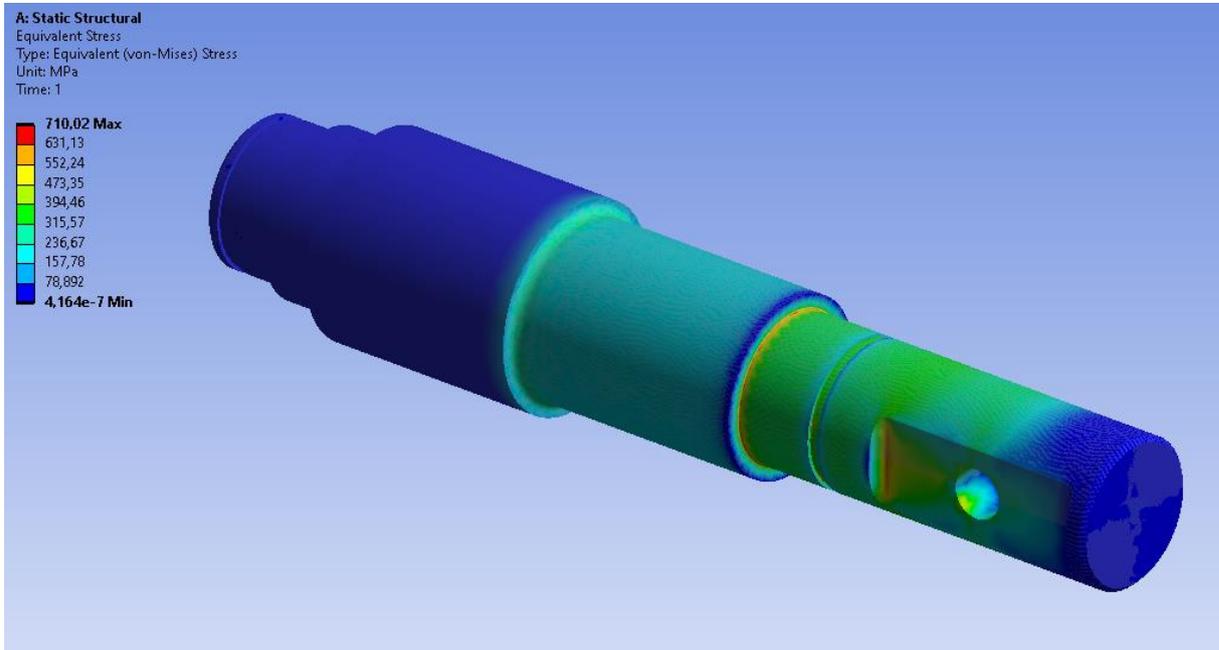


Fonte: Autores.

Observa-se que há um nível elevado de tensão na região de contato entre o eixo e a peça de ligação. Para que valores mais precisos sejam atingidos, é necessário proceder com um refinamento de malha nas regiões críticas, assegurando que erros de simulação não tenham interferido nos resultados e, se ainda assim fosse verificada a fragilidade do componente, seria

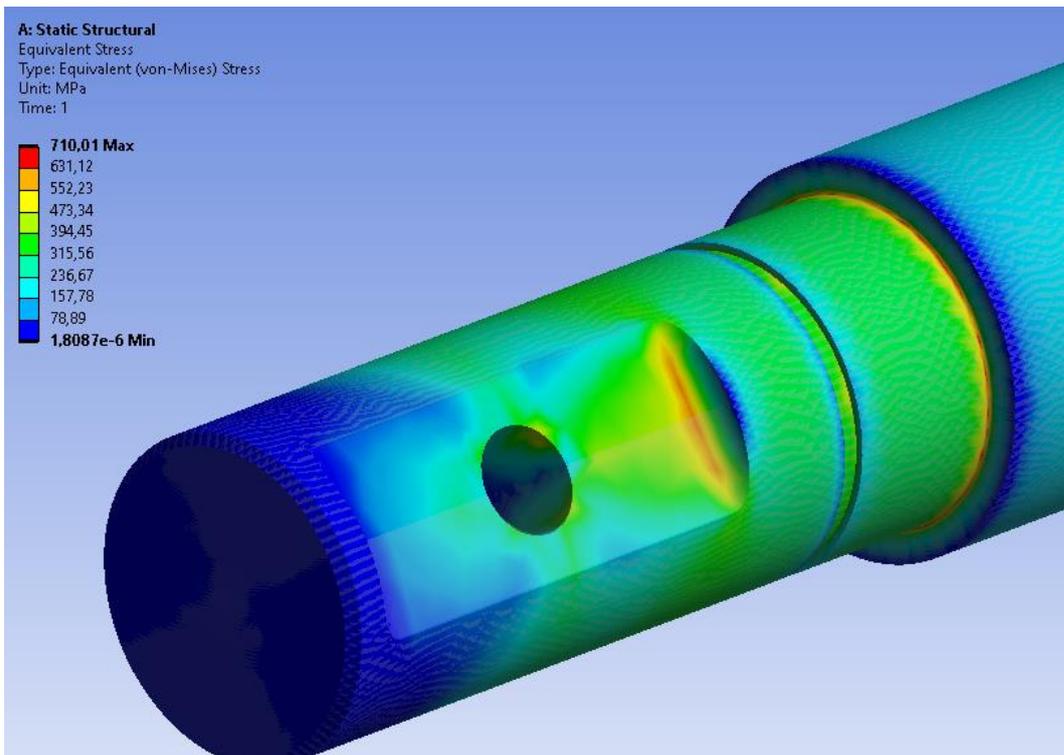
necessária realizar uma otimização do design do mesmo. A figura 30 e 31 a seguir ilustra os resultados da simulação do eixo, resultando em tensões máximas de aproximadamente 710 MPa.

Figura 30: Resultados da simulação do eixo.



Fonte: Autores.

Figura 31: Resultados da simulação do eixo ampliada.



Fonte: Autores.

## 5.2.2 Análise dinâmica

Apesar da alavanca ter apresentado um bom desempenho estático, não é um componente que permanecerá sob tensão constante. Por ser um equipamento sujeito a esforços repetitivos de intensidades diferentes em sentidos alternantes, é fundamental a análise por elementos de máquinas com principal enfoque na fadiga das seções críticas da alavanca.

### 5.2.2.1 *Fadiga*

A fadiga dos componentes metálicos trata-se de um fenômeno ocasionado por tensões variantes em uma determinada estrutura a um período de tempo contínuo, geralmente em componentes sujeitos a vibrações ou rotações. Apesar de dimensionados corretamente para uma certa tensão atuante estática, a fadiga inicia-se ou com o aparecimento de uma trinca nas fibras mais externas do material devido a falhas estruturais como cavidades ou trincas, seja por tratamento térmico malsucedido ou por uma fundição de má qualidade, que se propagam pelo interior do material cisalhando-o de fora para dentro ou vice-versa.

Para testar esse fenômeno, R.R.Moore sugeriu um ensaio onde foi colocado um corpo cilíndrico de aço usinado sob rotação, engastado em ambos os lados e sujeito à uma força vertical ao comprimento da barra. Este teste é muito utilizado até hoje por diversos setores de indústrias de materiais estruturais para a definição da vida útil em ciclos dos componentes a serem ensaiados. Abaixo, na figura 32, é possível observar um exemplo de equipamento que simula esse ensaio.

Figura 32: Ensaio de R.R.Moore para testes de fadiga de materiais metálicos.



Fonte: NOGUEIRA, Rodrigo de Moura. PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA MÁQUINA DE TESTES DE FADIGA MECÂNICA POR FLEXÃO ROTATIVA. 2014.

Para uma estimativa de resistência à tensão atuante em regime dinâmico, é necessário estimar a resistência aos esforços alternantes que será descrita como  $SN_{cp}$ , ou seja, resistência à fadiga do corpo de prova caso fosse ensaiado em R.R.Moore. Abaixo seguem algumas orientações quanto ao valor a ser adotado para cada tipo diferente de resistência à ruptura do material na tabela 3.

Tabela 3 Representativo dos valores a serem adotados nos cálculos do número de ciclos de um componente em aço.

Resistência a ser adotada	$SN_{cp}$
Para $\sigma_{rup} < 1400$ MPa	$0,5 * \sigma_{rup}$ Mpa
Para $\sigma_{rup} > 1400$ MPa	700 Mpa

Fonte: VIEIRA JÚNIOR, Alberto; BARROS, Renato M. de. Elementos de Máquinas. São Paulo: Centro Universitário Fei, 2016.

Assim, tem-se a resistência de limite à fadiga de R.R.Moore de acordo com a equação 5.

$$SN_{cp} = 0,5 * 515 = 257,5 \text{ MPa} \quad (5)$$

Para ocasiões em que há algumas variações de situação como carga, superfície de acabamento do material, temperatura, tipos de choques e confiabilidade do material, o valor da

resistência à fadiga não será exatamente igual ao calculado por R.R.Moore. Portanto, torna-se necessário algumas correções por meio de coeficientes corretivos como é visto na tabela 4.

Tabela 4: Propriedades da alavanca quando sujeito à flexão alternada.

<b>Coefficiente de correção</b>	<b>Explicativo do fator</b>
Csup	Quanto à correção da superfície do material
Ccarga	Quanto à carga que o componente está sujeito
Ctam	Quanto às dimensões do componente
Ctemp	Quanto à temperatura do componente
Cdiv	Quanto às características de choque que o componente tem aplicado

Fonte: VIEIRA JÚNIOR, Alberto; BARROS, Renato M. de. Elementos de Máquinas. São Paulo: Centro Universitário Fei, 2016.

### 5.2.2.2 Fator de correção Csup

O fator de correção de superfície se refere ao tipo de operação realizado para alcançar uma determinada geometria. Para o conjunto Vectis, foi considerada uma superfície usinada de aço 430. Na tabela 5 são mostrados os tipos de acabamento de superfície e coeficientes A e B que levarão ao cálculo de Csup.

Tabela 5: Representativos dos acabamentos superficiais dos aços.

<b>Acabamento superficial</b>	<b>Coefficiente A</b>	<b>Coefficiente B</b>
Retificado	1,58	-0,085
Laminado a frio, usinado ou estampado	4,51	-0,285
Laminado a quente	57,70	-0,718
Forjado	272,0	-0,995

Fonte: VIEIRA JÚNIOR, Alberto; BARROS, Renato M. de. Elementos de Máquinas. São Paulo: Centro Universitário Fei, 2016.

Com o acabamento escolhido e conseqüentemente os coeficientes A e B também, tem-se de acordo com a equação 6

$$C_{sup} = A * \sigma_R^B = 0,761 \quad (6)$$

Onde:  $\sigma_r$  = Limite de resistência à ruptura do aço 430

### 5.2.2.3 Fator de correção Ccarga

O fator Ccarga se refere ao tipo de carregamento que aplicará o esforço sobre a alavanca do conjunto. Como está sob ação de um momento fletor, será considerada a flexão alternada.

Tabela 6: Tabela representativa dos fatores de correção de carga para cada carregamento.

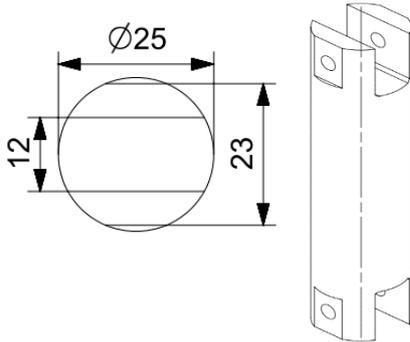
Solicitação mecânica	Ccarga
Flexão alternada	1
Axial alternada	0,7
Torção pura ou alternada	0,577
Cisalhamento puro	0,577
Fadiga Multi-axial	1

Fonte: VIEIRA JÚNIOR, Alberto; BARROS, Renato M. de. Elementos de Máquinas. São Paulo: Centro Universitário Fei, 2016.

### 5.2.2.4 Fator de correção Ctam

Para a definição do Ctam, é preciso adotar alguns critérios de cálculo pois, como é possível notar pelas geometrias de seção crítica da alavanca na figura 33, alguns locais não são cilíndricos como no modelo de ensaio feito por R.R.Moore.

Figura 33: Representativo da área de seção crítica da peça



Fonte: Autores.

Para isso, é possível contornar a situação com modelos matemáticos que aproximam a geometria crítica a um cilindro imaginário de diâmetro compatível com resistência a fadiga compatível com a situação, possibilitando o cálculo do  $C_{tam}$  como visto nas equações (7) e (8).

$$A_{95} = 0,05 * b * h = 11,6\text{mm}^2 \quad (7)$$

$$d = \sqrt{\frac{A_{95}}{0,0766}} = 12,3 \text{ mm} \quad (8)$$

Onde:  $A_{95}$  = Área análoga sujeita a 95% da tensão máxima,  $d$  = Diâmetro que essa região crítica teria caso fosse um cilindro maciço

A partir do cálculo do diâmetro, é possível estimar um  $C_{tam}$  pelo critério da tabela 7.

Tabela 7: Valores a serem adotados ou calculados para o cálculo de  $C_{tam}$ .

Diâmetro	Coefficiente de tamanho
Se $d \leq 8\text{mm}$	1
Se $8 \text{ mm} \leq d \leq 250 \text{ mm}$	$1,189 \times d^{-0,097}$
Se $d \geq 250 \text{ mm}$	0,6

Fonte: VIEIRA JÚNIOR, Alberto; BARROS, Renato M. de. Elementos de Máquinas. São Paulo: Centro Universitário Fei, 2016.

Logo, pela equação 9.

$$C_{tam} = 1,189 \times d^{-0,097} = 0,932 \quad (9)$$

### 5.2.2.5 Fator de correção $C_{temp}$

O fator de correção  $C_{temp}$  refere-se às condições térmicas impostas sobre o corpo de prova. Como o conjunto Vectis estará sujeito à temperatura ambiente, temos que  $C_{temp}$  será igual a 1, pois está inferior a 450°C.

### 5.2.2.6 Fator de correção $C_{div}$

O fator de correção diversos refere-se a eventos adversos como corrosões, tensões residuais, revestimentos e tipos de choque que o material sofre. Como é um valor obtido experimentalmente, não foi possível estabelecer um valor por meios práticos. Porém, para a análise da alavanca e acoplamento, foram considerados um cubo de aço sujeito a choques leves e cargas II e III, que se referem a carregamentos alternados e sentidos opostos, levando a um fator  $C_{div}$  de 0,8 obtido por meio da equação 10 e tabela 8.

Tabela 8: Representativo dos tipos de cargas atuantes em corpos sob regime dinâmico.

condições do carregamento	cubo de ferro fundido	cubo de aço
Choques leves, Carga I	1,0	1,0
Choques leves, cargas II e III	1,2	1,1
Choques moderados, Cargas II e III	1,4	1,25
Choques fortes, Carga II	1,5	1,35
Choques fortes, Carga III	1,8	1,5

Fonte: VIEIRA JÚNIOR, Alberto; BARROS, Renato M. de. Elementos de Máquinas. São Paulo: Centro Universitário Fei, 2016.

$$C_{div} = \frac{1}{S} = 0,8 \quad (10)$$

Onde: S = Material do cubo utilizado

### 5.2.2.7 Fator de confiabilidade $C_{conf}$

Para cada material fabricado, existe uma amostragem de componentes que podem apresentar falhas precoces ou puramente defeituosas, seja por uma má qualidade de usinagem, porosidade durante a fundição ou outros fatores fragilizem sua estrutura.

Para o conjunto Vectis, foi adotado uma confiabilidade de 99,9% dos componentes fabricados serem de qualidade conforme especificado pelo fabricante. Assim, tem-se a relação dada pela tabela 9.

Tabela 9: Fatores em função de confiabilidade

Índice de falha	Confiabilidade	$C_{conf}$
1 em 2	50%	1
1 em 10	90%	0,897
1 em 50	95%	0,868
1 em 100	99%	0,814
1 em 1000	99,9%	0,753
1 em 10000	99,99%	0,702
1 em 100000	99,999%	0,659

Fonte: VIEIRA JÚNIOR, Alberto; BARROS, Renato M. de. Elementos de Máquinas. São Paulo: Centro Universitário Fei, 2016.

### 5.2.2.8 Limite de resistência à Fadiga Real

Com todos os coeficientes de correção obtidos, é possível calcular o limite de resistência à fadiga real do componente utilizando o  $SN_{cp}$  obtido na equação 11.

$$SN_{cpr} = C_{tam} \times C_{temp} \times C_{conf} \times C_{carga} \times C_{div} \times C_{sup} \times SN_{cp} = 144,6 \text{ MPa} \quad (11)$$

Onde:  $SN_{cpr}$  = Resistência à fadiga real da alavanca

Com isso, é possível analisarmos pontos mais específicos deste componente como as regiões concentradoras de tensão, que também influenciam na vida útil da alavanca na seção crítica.

### 5.2.3 Definição do tipo de carregamento atuante

Como o conjunto Vectis estará sujeito a tensões alternantes, ou seja, uma hora está sofrendo momento fletor em um sentido e depois outro, é fundamental definir os dois tipos de tensão característicos dessa situação, onde há a componente média e alternada como mostra as equações 12 e 13. É importante lembrar que abaixo serão considerados os cálculos das tensões médias e alternadas já inclusos os fatores de sensibilidade e concentradores de tensão.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 146 \text{ MPa} \quad (12)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 115 \text{ MPa} \quad (13)$$

Onde:  $\sigma_m$  = Tensão atuante média;  $\sigma_a$  = Tensão atuante alternada;  $\sigma_{m\acute{a}x}$  = Tensão atuante máxima, quando o componente sofre momento fletor;  $\sigma_{m\acute{i}n}$  = Tensão atuante mínima, quando o componente não sofre momento fletor.

Com as tensões médias e alternadas calculadas, existem duas maneiras de decidir qual será a melhor para definir o número de ciclos e o coeficiente de segurança do componente para a tensão atuante.

#### 5.2.3.1 Critério de Goodman

O critério de Goodman para a definição do coeficiente de segurança do componente sujeito a cargas alternadas leva em consideração materiais de baixo carbono ou dúcteis. Como o aço AISI 430 apresenta deformação acima de 5% quando sujeito à tração, é possível caracterizar como um material dúctil.

Logo, será utilizado este critério para a definição do coeficiente de segurança como mostrado na tabela 10 e equação 14.

Tabela 10: Orientativo para os cálculos de Goodman

Critério de cálculo	Equação correspondente à ocasião
$\sigma_m \leq \sigma_{rup} \times \left( \frac{\sigma_e - SN_{real}}{\sigma_{rup} - SN_{real}} \right)$	$\frac{\sigma_a}{SN_{real}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{rup}} \leq \frac{1}{n_G}$
$\sigma_m > \sigma_{rup} \times \left( \frac{\sigma_e - SN_{real}}{\sigma_{rup} - SN_{real}} \right)$	$\frac{\sigma_a + \sigma_m}{\sigma_e} < \frac{1}{n_g}$

Fonte: VIEIRA JÚNIOR, Alberto; BARROS, Renato M. de. Elementos de Máquinas. São Paulo: Centro Universitário Fei, 2016.

$$\sigma_m \leq \sigma_{rup} \times \left( \frac{\sigma_e - SN_{real}}{\sigma_{rup} - SN_{real}} \right) = 209 \text{ MPa} \quad (14)$$

Com isso, temos que a igualdade é verdadeira, portanto, validando a equação 15.

$$\frac{\sigma_a}{SN_{real}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{rup}} \leq \frac{1}{n_G} \rightarrow n_G = 0,93 \quad (15)$$

Portanto, tem-se que para esta tensão, a alavanca sofrerá falha. Com este dado definido, é possível calcular o número de ciclos estimado até a falha pelo método de Basquin.

### 5.2.3.2. Método de Basquin

O método de Basquin para o cálculo de ciclos de componentes leva em conta dois tipos de materiais: ferrosos e não ferrosos.

Para o conjunto Vectis, por se tratar de aço 430, devem ser utilizados os coeficientes m e b para o cálculo da vida útil da seção crítica da alavanca para materiais ferrosos como é visto nas equações 16 e 17.

$$m_6 = \frac{1}{3} \times \log\left(\frac{0,9 \times \sigma_r}{SN_{reak}}\right) = 0,1686 \quad (16)$$

$$b_6 = \log\left(\frac{0,81 \times \sigma_R^2}{SN_{reak}}\right) = 3,172 \quad (17)$$

Onde:  $m_6$  e  $b_6$  = constantes adimensionais

Com as constantes definidas, é possível estimar a vida útil do componente até a falha pela equação 18.

$$\sigma_{flexão} = 10^b \times N^{-m} \rightarrow N = 1,55 \times 10^{11} \text{ ciclos} \quad (18)$$

Onde:  $\sigma_{flexão}$  = tensão atuante na seção crítica da alavanca quando sob momento fletor.

Vale lembrar que estes cálculos foram baseados em uma situação da saída de repouso até o início do movimento, cuja criticidade é maior quando comparada à cadeira sob movimento em velocidade praticamente constante.

### 5.3 DIMENSIONAMENTO DOS PINOS DA ALAVANCA

Neste t3pico ser3 abordado o dimensionamento dos pinos da alavanca.

#### 5.3.1 Pino da articula33o

O material definido para o pino de articula33o da alavanca 3 o a3o carbono 4320 e as suas propriedades s3o  $\sigma_e = 800 \text{ MPa}$  e  $\sigma_r = 1350 \text{ MPa}$ .

Para o c3lculo da tens3o de cisalhamento admiss3vel foi utilizada a equa33o 19.

$$\tau_{adm} = 0,4 * \sigma_e = 320 \text{ MPa} \quad (19)$$

##### 5.3.1.1 Cisalhamento

O c3lculo de falha do pino por cisalhamento 3 a rela33o da for3a aplicada na alavanca pela 3rea da se33o transversal do pino, este resultado pode ser visto pela equa33o 20.

$$A = \frac{\pi \times D^2}{4} = 201,06 \text{ mm} \quad (20)$$

Onde: D = Di3metro do pino = 16 mm

Calcula-se a tens3o de cisalhamento atuante pela equa33o 21.

$$\tau = \frac{F}{2 \times A} = 0,62 \text{ MPa} \quad (21)$$

Onde: F = For3a aplicada na alavanca = 251,11 N; A = 3rea da se33o transversal = 201,06 mm

##### 5.3.1.2 Fadiga

O limite de resist3ncia a fadiga 3 determinado pela equa33o 22, devido o material ter tens3o de ruptura menor do que 1400 MPa, sendo  $\sigma_r = 1350 \text{ MPa}$

$$S_{ncp} = 0,5 \times \sigma_r = 675 \text{ MPa} \quad (22)$$

É necessário determinar alguns fatores para cálculo do limite de resistência a fadiga, abaixo temos o fator diversos  $C_{div}$ .

Consideramos choques leves no material e com isso temos o  $S = 1,4$  conforme representado abaixo na equação 23.

$$C_{div} = \frac{1}{S} = 0,714 \quad (23)$$

Para o cálculo do fator de acabamento superficial  $C_{sup}$  foi determinado acabamento usinado e com isso definidas as variáveis A e B da equação 24, conforme a tabela 11.

Tabela 11: Fator de acabamento superficial  $C_{sup}$ .

acabamento	A ( $\sigma_R$ em MPa)	B
retificado	1.58	-0.085
laminado a frio, usinado ou estampado	4.51	-0.265
laminado a quente	57.70	-0.718
forjado	272.0	-0.995

Fonte: VIEIRA JÚNIOR, Alberto; BARROS, Renato M. de. Elementos de Máquinas. São Paulo: Centro Universitário Fei, 2016.

De acordo com a tabela 11 temos que  $A = 4,51$  e  $B = -0,265$ , além de  $\sigma_r = 1350$  MPa.

$$C_{sup} = A \times \sigma_r^B = 0,668 \quad (24)$$

O fator de carregamento  $C_{carga}$  foi determinado através da tabela 12, onde é considerado cisalhamento puro no material e  $C_{carga} = 0,557$ .

Tabela 12: Fator de correção para o tipo de carregamento - C<sub>carga</sub>

solicitação mecânica	C <sub>CARGA</sub>
flexão alternada	1,0
axial alternada	0,7
torção pura ou alternada	0,577
cisalhamento puro	0,577
fadiga multi-axial	1,0

Fonte: VIEIRA JÚNIOR, Alberto; BARROS, Renato M. de. Elementos de Máquinas. São Paulo: Centro Universitário Fei, 2016.

Para o fator de confiabilidade, consideramos uma confiabilidade de 99,9% onde podemos verificar na tabela 13 e obtemos  $C_{conf} = 0,753$ .

Tabela 13: Fator de Confiabilidade – C<sub>conf</sub>

Índice de falha	Confiabilidade	C <sub>CONF</sub>
1 em 2	50 %	1,0
1 em 10	90 %	0,897
1 em 50	95 %	0,868
1 em 100	99 %	0,814
1 em 1000	99.9 %	0,753
1 em 10000	99.99 %	0,702
1 em 100000	99.999 %	0,659

Fonte: VIEIRA JÚNIOR, Alberto; BARROS, Renato M. de. Elementos de Máquinas. São Paulo: Centro Universitário Fei, 2016.

Como o carregamento axial é por cisalhamento, considera-se o fator de escala  $C_{tam}$  igual a 1.

Como o material estará exposto a temperaturas ambientes com valores abaixo de 450 graus, o fator de temperatura  $C_{temp}$  é considerado igual a 1.

O limite de resistência a fadiga corrigido, indicado por  $S_n$  é obtido em função de  $S_{Ncp}$  através da equação de Marin (25) conforme representado abaixo.

$$S_n = C_{carga} \times C_{conf} \times C_{div} \times C_{sup} \times C_{tam} \times C_{temp} \times S_{n_{cp}} \quad (25)$$

$$S_n = 139,89 \text{ MPa}$$

Para o cálculo dos esforços aplicados na alavanca, temos F = Força aplicada na alavanca = 251,11 N e L = Comprimento considerado na realização do momento fletor = 495 mm.

O momento aplicado no material é obtivo através da equação 26.

$$M = F \times L = 124297,58 \text{ Nmm} \quad (26)$$

O momento de inércia é determinado através da equação 27, para se calcular a tensão máxima que é aplicada no material dimensionado e D = Diâmetro do pino = 16 mm.

$$I = \frac{\pi \times D^4}{64} = 3216,99 \text{ mm}^4 \quad (27)$$

Com o cálculo do momento fletor atuante e inércia, temos o valor da tensão máxima aplicada no material, de acordo com a equação 28 e Y= Ponto de máxima tensão da seção estudada = 8 mm.

$$\sigma_{max} = \frac{M}{I} \times Y = 309,10 \text{ MPa} \quad (28)$$

O fator de sensibilidade ao entalhe é igual a zero, visto que não possuímos adoçamento no componente, q = 0.

O fator de concentração dinâmica é dado através da equação 29.

$$K_f = q \times (K_t - 1) + 1 = 1 \quad (29)$$

A tensão média aplicada no material é determinada pela equação 30, sendo calculada através do valor das tensões máxima e mínima e fator de tensão geométrica (Kt), onde  $\sigma_{max} = 309,10 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_{min} = 0 \text{ MPa}$ ,  $K_f = 1$ .

$$\sigma_m = K_f \times \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 154,55 \text{ MPa} \quad (30)$$

A tensão alternada é dada através da equação 31.

$$\sigma_a = K_f \times \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 154,55 \text{ MPa} \quad (31)$$

O critério de Goodman utiliza a hipótese de que a tensão de ruptura desempenha um papel importante no comportamento a fadiga. O coeficiente de segurança calculado por esse critério pode ser verificado de acordo com a equação 32.

Verificação:  $\sigma_r = 1350 \text{ MPa}$ ;  $\sigma_e = 800 \text{ MPa}$ ;  $\sigma_a = 154,55 \text{ MPa}$ ;  $\sigma_m = 154,55 \text{ MPa}$ ;  $S_n \text{ real} = 139,89 \text{ MPa}$ .

$$\sigma = \sigma_r \times \frac{(\sigma_e - S_{n_{\text{real}}})}{(\sigma_r - S_{n_{\text{real}}})} = 736,42 \text{ MPa} \quad (32)$$

Como  $\sigma_m \leq \sigma$  temos a equação 33.

$$\frac{\sigma_a}{S_{n_{\text{real}}}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_r} \leq \frac{1}{n_g} \quad (33)$$

$$n_g \geq 0,82$$

Com isso, obtivemos um resultado de coeficiente de segurança menor do que 1, o que indica que o componente não tem vida infinita. A partir desse resultado, calculamos o número de ciclos de acordo com a equação 34, 35, 36 e 37.

Para determinar o número de ciclos, temos  $F = \text{Força aplicada na alavanca} = 251,11 \text{ N}$ ;  $a = \text{Comprimento considerado na realização do momento fletor} = 495 \text{ mm}$ ;  $d = \text{Diâmetro do pino} = 16 \text{ mm}$ ;  $\sigma_r = 1350 \text{ MPa}$ ;  $S_{n_{\text{cp}}} = 675 \text{ MPa}$ .

$$\sigma = \frac{32 \times F \times a}{\pi \times d^3} = 309,10 \text{ MPa} \quad (34)$$

$$m = \frac{1}{3} \times \log \frac{(0,9 \times \sigma_r)}{S_n} = 0,0851 \quad (35)$$

$$b = \log \frac{(0,81 \times \sigma_r^2)}{S_n} = 3,3398 \quad (36)$$

$$N = \sqrt[m]{\frac{10^b}{\sigma}} = 969034797 \text{ ciclos} \quad (37)$$

Com isso, podemos concluir que o material terá alta durabilidade.

### 5.3.2 Pino de fixação da alavanca no eixo

Para o pino que realiza a fixação da alavanca no eixo definimos utilizar o material aço carbono 4320, onde as suas propriedades são  $\sigma_c = 800 \text{ MPa}$  e  $\sigma_r = 1350 \text{ MPa}$ .

A tensão de cisalhamento admissível é dada através da equação 38.

$$\tau_{adm} = 0,4 \times \sigma_e = 320 \text{ MPa} \quad (38)$$

#### 5.3.2.1 Cisalhamento

O cálculo de cisalhamento no pino é a relação da força aplicada na alavanca e a equação 39 dada abaixo, onde  $D = \text{Diâmetro do pino} = 16 \text{ mm}$ .

$$A = \frac{\pi \times D^2}{4} = 201,06 \text{ mm} \quad (39)$$

Com isso, temos a tensão de cisalhamento atuante calculada pela fórmula 40, onde  $F = \text{Força aplicada na alavanca} = 251,11 \text{ N}$  e  $A = \text{Área da seção transversal} = 201,06 \text{ mm}$ .

$$\tau = \frac{F}{2 \times A} = 0,62 \text{ MPa} \quad (40)$$

#### 5.3.2.2 Fadiga

O limite de resistência a fadiga é determinado pela equação 41, devido o material ter tensão de ruptura menor do que  $1400 \text{ Mpa}$ , sendo  $\sigma_r = 1350 \text{ MPa}$ .

$$Sncp = 0,5 \times \sigma_r = 675 \text{ MPa} \quad (41)$$

É necessário determinar alguns fatores para cálculo do limite de resistência a fadiga, abaixo temos o fator diversos  $C_{div}$ .

Considerando choques leves no material obtém-se  $S = 1,4$  conforme na equação 42.

$$C_{div} = \frac{1}{S} = 0,714 \quad (42)$$

Para o cálculo do fator de acabamento superficial  $C_{sup}$  foi determinado acabamento usinado e com isso definidas as variáveis  $A = 4,51$  e  $B = 0,265$  da equação 43, conforme a tabela 14.

Tabela 14: Fator de acabamento superficial  $C_{sup}$

acabamento	A ( $\sigma_R$ em MPa)	B
retificado	1.58	-0.085
laminado a frio, usinado ou estampado	4.51	-0.265
laminado a quente	57.70	-0.718
forjado	272.0	-0.995

Fonte: VIEIRA JÚNIOR, Alberto; BARROS, Renato M. de. Elementos de Máquinas. São Paulo: Centro Universitário Fei, 2016.

$$C_{sup} = A \times \sigma_r^B = 0,668 \quad (43)$$

O fator de carregamento  $C_{carga}$  foi determinado através da tabela 15, onde é considerado cisalhamento puro no material. Portanto  $C_{carga} = 0,557$ .

Tabela 15: Fator de correção para o tipo de carregamento - C<sub>carga</sub>

solicitação mecânica	C <sub>CARGA</sub>
flexão alternada	1,0
axial alternada	0,7
torção pura ou alternada	0,577
cisalhamento puro	0,577
fadiga multi-axial	1,0

Fonte: VIEIRA JÚNIOR, Alberto; BARROS, Renato M. de. Elementos de Máquinas. São Paulo: Centro Universitário Fei, 2016.

Para o fator de confiabilidade, consideramos uma confiabilidade de 99,9% verificada na tabela 16. Portanto  $C_{conf} = 0,753$

Tabela 16: Fator de Confiabilidade – C<sub>conf</sub>

índice de falha	Confiabilidade	C <sub>CONF</sub>
1 em 2	50 %	1,0
1 em 10	90 %	0,897
1 em 50	95 %	0,868
1 em 100	99 %	0,814
1 em 1000	99.9 %	0,753
1 em 10000	99.99 %	0,702
1 em 100000	99.999 %	0,659

Fonte: VIEIRA JÚNIOR, Alberto; BARROS, Renato M. de. Elementos de Máquinas. São Paulo: Centro Universitário Fei, 2016.

Como o carregamento axial é por cisalhamento, considera-se o fator de escala  $C_{tam} = 1$ . Como o material estará exposto a temperaturas ambientes com valores abaixo de 450°C, o fator de temperatura  $C_{temp} = 1$

O limite de resistência a fadiga corrigido, indicado por  $S_n$  é obtido em função de  $S_{Ncp}$  através da equação 44 de Marin.

$$S_n = C_{carga} \times C_{conf} \times C_{div} \times C_{sup} \times C_{tam} \times C_{temp} \times S_{n_{cp}} \quad (44)$$

$$S_n = 139,89 \text{ MPa}$$

Para o cálculo dos esforços aplicados na alavanca, temos os valores de  $F =$  Força aplicada na alavanca = 251,11 N e  $L =$  Comprimento considerado na realização do momento fletor = 589 mm. O momento aplicado no material é obtido através da equação 45

$$M = F \times L = 147901,56 \text{ Nmm} \quad (45)$$

O momento de inércia é determinado através da equação 46, para se calcular a tensão máxima que é aplicada no material dimensionado, onde  $D =$  Diâmetro do pino = 16 mm.

$$I = \frac{\pi \times D^4}{64} = 3216,99 \text{ mm}^4 \quad (46)$$

Com o cálculo do momento fletor atuante e inércia, obtém-se o valor da tensão máxima aplicada no material, de acordo com a equação 47, onde  $Y =$  Ponto de máxima tensão da seção estudada = 8 mm.

$$\sigma_{max} = \frac{M}{I} \times Y = 367,80 \text{ MPa} \quad (47)$$

O fator de sensibilidade ao entalhe  $q$  é igual a zero, visto que não possui adocamento no componente. O fator de concentração dinâmica é dado através da equação 48.

$$K_f = q \times (K_t - 1) + 1 = 1 \quad (48)$$

A tensão média aplicada no material é determinada pela equação 49, sendo calculada através do valor das tensões máxima e mínima e fator de tensão geométrica ( $K_t$ ), onde  $\sigma_{max} = 367,80 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_{min} = 0 \text{ MPa}$  e  $K_f = 1$ .

$$\sigma_m = K_f \times \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 183,90 \text{ MPa} \quad (49)$$

A tensão alternada é dada através da equação 50, onde  $\sigma_{\max} = 367,80 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_{\min} = 0 \text{ MPa}$  e  $K_f = 1$ .

$$\sigma_a = K_f \times \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 183,90 \text{ MPa} \quad (50)$$

O critério de Goodman utiliza a hipótese de que a tensão de ruptura desempenha um papel importante no comportamento a fadiga. O coeficiente de segurança calculado por esse critério pode ser verificado de acordo com a equação 51 e 52, onde  $\sigma_r = 1350 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_e = 800 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_a = 183,90 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_m = 183,90 \text{ MPa}$  e  $S_n \text{ real} = 139,89 \text{ MPa}$ .

$$\sigma = \sigma_r \times \frac{(\sigma_e - S_n \text{ real})}{(\sigma_r - S_n \text{ real})} = 736,42 \text{ MPa} \quad (51)$$

Como  $\sigma_m \leq \sigma$

$$\frac{\sigma_a}{S_n \text{ real}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_r} \leq \frac{1}{n_g} \quad (52)$$

$$n_g \geq 0,69$$

Com isso, obtivemos um resultado de coeficiente de segurança menor do que 1, o que indica que o componente não tem vida infinita. A partir desse resultado, calculamos o número de ciclos de acordo com a equação 53, 54, 55 e 56, onde  $F = \text{Força aplicada na alavanca} = 251,11 \text{ N}$ ,  $a = \text{Comprimento considerado na realização do momento fletor} = 589 \text{ mm}$ ,  $d = \text{Diâmetro do pino} = 16 \text{ mm}$ ,  $\sigma_r = 1350 \text{ MPa}$  e  $S_{n_{cp}} = 675 \text{ MPa}$ .

$$\sigma = \frac{32 \times F \times a}{\pi \times d^3} = 367,80 \text{ MPa} \quad (53)$$

$$m = \frac{1}{3} \times \log \frac{(0,9 \times \sigma_r)}{S_n} = 0,0851 \quad (54)$$

$$b = \log \frac{(0,81 \times \sigma_r^2)}{S_n} = 3,3398 \quad (55)$$

$$N = \sqrt[m]{\frac{10^b}{\sigma}} = 1255838022 \text{ ciclos} \quad (56)$$

Com isso, podemos concluir que o material terá alta durabilidade.

#### 5.4 ACOPLAMENTO

Neste tópico será abordado o dimensionamento do acoplamento.

##### 5.4.1 Força de montagem

O momento no centro da roda é determinado através da equação 57, onde  $F$  = Força aplicada na alavanca = 251,11 N e  $L$  = Comprimento considerado na realização do momento fletor = 600 mm.

$$M = F \times L = 150666 \text{ Nmm} \quad (57)$$

A força aplicada no conector que realiza a interface entre haste e aro, é dada através da equação 58, onde  $M$  = Momento no centro da roda = 150666 Nmm,  $L$  = Comprimento das hastes do acoplamento = 300 mm e  $N$  = Número de hastes = 3.

$$F = \frac{M}{L \times N} = 164,77 \text{ N} \quad (58)$$

Para o revestimento do conector que está fixado no acoplamento do sistema, utilizou-se como material o elastômero. A tabela 17 indica as propriedades do material e o coeficiente de aderência de acordo com a interferência realizada entre os materiais metal e borracha.

Tabela 17: Coeficiente de aderência

Tabela 28 – Coeficientes de atrito			
Materiais em contacto	Condição	Coeficiente de atrito estático	Coeficiente de atrito cinético
Borracha / Aço	Seco	0,6 – 0,9	0,3 – 0,6
Borracha / Asfalto	Seco	0,7 – 0,9	0,5–0,8
Borracha / Asfalto	Molhado	–	0,25–0,75
Borracha / Borracha	Seco	–	1,16
Borracha / Cartão	Seco	0,5 – 0,8	–
Borracha / Cimento	Seco	1,0	0,6–0,85 – 1,02
Borracha / Cimento	Molhado	0,30 – 0,62– 0,70	0,45–0,75
Borracha / Metal	Seco	1,0	–
BR com carga / Lixa grão 180	Seco	0,653	–
BR com carga / Lixa grão 60	Seco	0,753	–
BR sem cargas/ Lixa grão 180	Seco	0,826	–

Fonte: CAETANO, Mario – Propriedades tribológicas, 2019.

Portanto, obteve-se pela tabela 17  $E =$  Módulo de Elasticidade = 650,3 MPa,  $\sigma_e = 12$  MPa,  $\nu =$  Poisson = 0,475 e  $\mu =$  Coeficiente de aderência = 1.

As medidas dos materiais de contato são  $A =$  Área de contato = 522,425 mm<sup>2</sup>,  $L_{int} =$  Largura interna = 22 mm e  $L_{ext} =$  Largura externa = 26 mm, sendo eles o aro da roda da cadeira e o conector que está fixado no acoplamento.

Para o cálculo da força de montagem, necessita obter-se algumas variáveis de relação entre o aro da roda e conector. A variável  $Q_e$ , relação entre a largura dos componentes, é obtida através da equação 59.

$$Q_e = \frac{L_{int}}{L_{ext}} = 0,846 \quad (59)$$

A variável  $K_e$  é calculada pela equação 60 utilizando as propriedades do material descritas acima.

$$K_e = \frac{(1+\nu_e)+(1-\nu_e)*Q_e^2}{E_e*(1-Q_e^2)} = 0,01 \text{ mm}^2/N \quad (60)$$

A pressão máxima aplicada na união dos componentes por interferência é obtida pela equação 61.

$$P_{max} = \frac{(1-Q_e^2)*\sigma_e}{1+Q_e^2} = 1,99 \text{ N/mm}^2 \quad (61)$$

Após realizar o cálculo de todas as variáveis, determina-se a força necessária para realizar a montagem do acoplamento na roda da cadeira, conforme a equação 62.

$$F = \mu * A * P_{max} * k_e = 10,40 \text{ N} \quad (62)$$

#### 5.4.2 Mola do Conector Haste/Aro

Para o dimensionamento da mola que está fixada na haste do acoplamento para realizar o ajuste no momento da instalação do componente na roda, utiliza-se o critério estático onde foi considerado apenas forças estáticas aplicadas no material. O cálculo do limite de escoamento no cisalhamento é feito pela equação 63, onde  $d$  = Diâmetro do arame da mola = 1 mm.

ASTM A-228:

$$\tau_e = 1442,8 * d^{-0,1625} = 1442,8 \text{ MPa} \quad (63)$$

Para determinar a tensão de cisalhamento admissível, foi definido um coeficiente de segurança  $n = 1,75$ , visto que foram consideradas solicitações médias no componente. Verifica-se esse cálculo na equação 64.

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_e}{n} = 824,46 \text{ MPa} \quad (64)$$

O índice da mola (C) é a relação do diâmetro médio e diâmetro de arame da mola, onde D = Diâmetro Médio da Mola = 13 mm e d = Diâmetro do arame da mola = 1 mm, calculada pela equação 65

$$C = \frac{D}{d} = 13 \quad (65)$$

O fator de concentração de tensão estático é dado através da equação 66.

$$K_s = 1 + \frac{d}{2D} = 1,038 \quad (66)$$

Determinou-se o cisalhamento máximo atuante no material, representado na equação 67, onde F = Força atuante na mola = 10,40 N, C = 12, K<sub>s</sub> = 1,038 e D = 1 mm.

$$\tau_{max} = \frac{8 \times F \times C \times K_s}{\pi \times d^2} = 357,46 \text{ MPa} \quad (67)$$

### 5.4.3 União Dentada Alavanca/Acoplamento

Devido ao grande número de dentes de contato, uniões entalhadas e dentadas raramente sofrem cisalhamento, a falha mais comum é por esmagamento. Assim, pode-se determinar a força de contato conforme o número de dentes, torque atuante e raio. Isso pode ser observado na equação 68 onde T = Torque atuante = 150666 Nmm, Z = Número de dentes = 15 dentes e r = Raio equivalente = 95 mm

$$F_c = \frac{4 \cdot T}{3 \cdot Z \cdot r} = 140,97 \text{ N} \quad (68)$$

Dessa forma, a pressão de contato na interface entre os dentes é calculada pela fórmula 69, onde F<sub>c</sub> = Força de Contato = 140,97N, h = Altura do Dente = 10 mm e L = Comprimento do Dente = 30 mm

$$P = \frac{F_c}{h \cdot L} = 0,47 \text{ MPa} \quad (69)$$

A pressão admissível é determinada de acordo a equação 70 e para isso, escolheu-se o material aço inox 430, onde  $\sigma_e = 295$  MPa.

$$P_{adm} = 0,9 * \sigma_e = 265,5 \text{ MPa} \quad (70)$$

## 5.5 DIMENSIONAMENTO DO PARAFUSO DE FIXAÇÃO DO CONECTOR DO ACOPLAMENTO

Para o dimensionamento do parafuso que realiza a fixação do conector no acoplamento tem-se diâmetro da roda = 609,6 mm, torque no centro da roda = 150666 N.mm e comprimento da haste = 304,8 mm

### 5.5.1 Torque na Haste

O torque exercido em cada haste do acoplamento é dado pelo torque no centro da roda dividido por 3, que é o número de hastes do sistema. Esse cálculo pode ser observado pela equação 71.

$$\text{Torque por haste} = \frac{\text{Torque no centro da roda}}{\text{Número de hastes}} = 50222 \text{ N.mm} \quad (71)$$

### 5.5.2 Força no parafuso

A força aplicada no parafuso do conector é obtida pela equação 72.

$$\text{Força no parafuso} = \frac{\text{Torque haste}}{L \text{ haste}} = 164,77 \text{ N} \quad (72)$$

De acordo com a tabela 18, definimos o material aço de baixo carbono classe 5.8 para o parafuso.

Tabela 18: Classe de resistência e Propriedades do material

Classe de Resist.	3.6		4.6		4.8		5.6		5.8		6.8		8.8		9.8		10.9		12.9		
	PROPRIEDADES																				
Resist. $\sigma$	nom.	300		400		500		600		800		800		900		1000		1200			
tração(N/mm <sup>2</sup> )	mín.	330	400	420	500	520	600	800	830	900	1040	1220									
Dureza Vickers	mín.	95	120	130	155	160	190	230	255	280	310	372									
HV F $\geq$ 98N	máx.	230						250	300	336	360	382	434								
Dureza Brinell	mín.	90	114	124	147	152	181	219	242	266	295	353									
HB F $\geq$ 30D <sup>2</sup>	máx.	209						238	285	319	342	363	412								
Dureza Rockwell	min	HRB	52	67	71	79	82	89	-	-	-	-									
		HRC	-	-	-	-	-	-	20	23	27	31	38								
HR	max	HRB	95					99	-	-	-	-	-								
		HRC	-					-	30	34	36	39	44								
Dureza Superficial		HV 0,3(máx) -						320	356	380	402	454									
Limite de(N/m <sup>2</sup> )	nom.	180	240	320	300	400	480	-	-	-	-	-									
Escoamento*	mín.	190	240	340	300	420	480	-	-	-	-	-									
Limite de(N/m <sup>2</sup> )	nom.	-						640	640	720	900	1080									
Escoamento**	mín.	-						640	660	720	940	1100									
Alongamento %	mín.	25	22	14	20	10	8	12	12	10	9	8									
Prova de(Sp)	Sp/le*	0,94	0,94	0,91	0,94	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,88	0,88									
Carga	N/mm <sup>2</sup>	180	225	310	280	380	580	580	600	650	830	970									
Tensão sobre o carregamento com cunha		Os dados de tensão sobre carga em cunha devem concordar com a mínima tensão estabelecida na seção resistente à tração para parafusos inteiros																			
Min. Energ. Impacto	(J)	-			25	-		30	30	25	20	15									

Fonte: VIEIRA JÚNIOR, Alberto; BARROS, Renato M. de. Elementos de Máquinas. São Paulo: Centro Universitário Fei, 2016.

Portanto, de acordo com a tabela 18 obteve-se  $\sigma_e = 420$  MPa,  $\sigma_r = 520$  MPa e  $CS = 3$ . Com isso, determinou-se a tensão de cisalhamento admissível conforme a equação 73.

$$\tau = 0,4 \times 420 = 168 \text{ MPa}$$

(73)

$$\tau_{adm} = 56 \text{ MPa}$$

### 5.5.3 Cisalhamento

Determinou-se a área no parafuso conforme indicado na equação 74 e de acordo com a tabela 19, definiu-se o parafuso M6x0,75 e com isso os dados de diâmetros e área da seção que são diâmetro dos flancos ( $d_2$ ) = 5,513 mm, diâmetro interno ( $d_3$ ) = 5,08 mm,  $R = 2,54$  mm e  $A_s = 22$  mm

Tabela 19: Rosca Triangular ISSO-Medidas nominais métricas de roscas com passo fino

d = D série 1	d = D série 2	d = D série 3	p	$d_2 = D_2$	$d_3$	$d_1 = D_1$	$S_r = A_s$
1			0,2	0,870	0,755	0,783	0,518
	1,1		0,2	0,970	0,855	0,883	0,654
1,2			0,2	1,070	0,955	0,983	0,805
	1,4		0,2	1,270	1,155	1,183	1,15
1,6			0,2	1,470	1,355	1,383	1,67
	1,8		0,2	1,670	1,555	1,583	2,04
2			0,25	1,838	1,693	1,783	2,45
	2,2		0,25	2,038	1,893	1,929	3,03
2,5			0,35	2,273	2,071	2,121	3,70
3			0,35	2,773	2,571	2,621	5,61
	3,5		0,35	3,273	3,071	3,121	7,90
4			0,5	3,675	3,387	3,459	9,79
	4,5		0,5	4,175	3,887	3,959	12,8
5			0,5	4,675	4,387	4,459	16,1
		5,5	0,5	5,175	4,887	4,959	19,9
6			0,75	5,513	5,080	5,188	22
		7	0,75	6,513	6,080	6,188	31,1
8			1	7,350	6,773	6,917	39,2
			0,75	7,513	7,080	7,188	41,8

Fonte: VIEIRA JÚNIOR, Alberto; BARROS, Renato M. de. Elementos de Máquinas. São Paulo: Centro Universitário Fei, 2016.

Com isso, temos a área representada pela equação 74.

$$A = \frac{\pi \times d_3^2}{4} = 20,268 \text{ mm}^2 \quad (74)$$

Cálculo da inércia e esforço da cortante indicados nas equações 75 e 76.

$$I = \frac{\pi \times d_3^4}{4} = 32,69 \text{ mm}^4 \quad (75)$$

$$Q = \frac{2 \times R^3}{3} = 10,92 \text{ mm}^3 \quad (76)$$

Após o cálculo das variáveis obtém-se a tensão de cisalhamento no material  $\tau = 10,84$  MPa.

#### 5.5.4 Esforço de flexão

Para a tensão de flexão, obtivemos o momento aplicado no parafuso conforme a equação 77, onde braço = 9 mm e força do parafuso 164,77 N.

$$\text{Momento aplicado no parafuso} = \text{Força Parafuso} \times \text{Braço} = 1482,93 \text{ N.mm} \quad (77)$$

Com isso, a tensão de flexão do parafuso é indicada na equação 78.

$$\sigma_{\text{flexão}} = \frac{\text{Momento do parafuso} \times R}{I} = 115,22 \text{ Mpa} \quad (78)$$

Verificou-se o coeficiente de segurança a fim de analisar se o componente suporta os esforços que estão solicitados pela equação 79.

$$CS = \frac{\sigma_e}{\sigma_{\text{flexão}}} = 3,65 \quad (79)$$

#### 5.5.5 Cálculo de esforços no parafuso

Calculamos todos os esforços que são aplicados no parafuso de fixação do conector, conforme representados nas equações 80, 81 e 82.

$$\text{Força de aperto} = \frac{\sigma_e}{CS} \times A_s = 3080 \text{ N} \quad (80)$$

$$\text{Momento de rigidez a torção} = \frac{\pi \times d^3}{16} = 25,74 \text{ N.mm}^3 \quad (81)$$

$$\text{Momento de giro} = \text{Momento de rigidez a torção} \times \text{cadm} = 1441,8 \text{ N.mm}^2 \quad (82)$$

### 5.5.6 Cisalhamento na haste

Para o cálculo do cisalhamento na haste do acoplamento, tem-se momento no centro da roda = 150,66 N.m, força de montagem = 10,398 N, braço da força horizontal = 175,05 mm e braço da força de montagem = 22,74 mm. Os momentos aplicados na seção da haste foi determinada conforme a equação 83 e 84.

$$M_y = \text{Força horizontal} \times \text{Braço} = 28842,98 \text{ N.mm} \quad (83)$$

$$M_x = \text{Força de montagem} \times \text{Braço} = 236,45 \quad (84)$$

Obteve-se os seguintes resultados para o momento de inércia no componente,  $I_x = 3465,83 \text{ mm}^4$  e  $I_y = 3773,33 \text{ mm}^4$ .

Com o valor dos momentos  $M_x$  e  $M_y$  calculados acima e dados de dimensão da seção da haste do acoplamento obtém-se a tensão máxima  $\sigma_{\max} = 77,09 \text{ MPa}$

A tensão admissível é dada pela multiplicação da tensão máxima e coeficiente de segurança adotado, com isso calcula-se  $\sigma_{\text{adm}} = 192,72 \text{ MPa}$

Para suportar os esforços adotados, definiu-se como o material da haste do acoplamento o aço AISI 430 ( $\sigma_e = 250 \text{ MPa}$ ).

## 5.6 DIMENSIONAMENTO DO PINO DE REGULAGEM DE COMPRIMENTO DA HASTE

Neste tópico será abordado o dimensionamento do pino de regulagem de comprimento da haste.

### 5.6.1 Cisalhamento

Para o cisalhamento do pino que possibilita a alteração do comprimento, tem-se diâmetro = 5,5 mm, CS = 3, força de montagem = 10,39 N,  $A = 23,75 \text{ mm}^2$  e  $c_{\text{material}} = 19,2$ . A tensão de cisalhamento é calculada pela equação 85.

$$c = \frac{\text{Força de montagem}/2}{A} = 0,2188 \quad (85)$$

$$c_{\text{adm}} = 0,656$$

### 5.6.2 Fadiga do pino

O limite de resistência a fadiga é determinado pela equação 86 descrita abaixo, devido o material ter tensão de ruptura menor do que 1400 Mpa, sendo  $\sigma_r = 700$  MPa e  $\sigma_e = 450$  Mpa.

$$S_{ncp} = 0,5 \times \sigma_r = 225 \text{ MPa} \quad (86)$$

É necessário determinar alguns fatores para cálculo do limite de resistência a fadiga, abaixo tem-se o fator diversos Cdiv. Considerando choques leves no material e com isso o S = 1,4 conforme representado abaixo na equação 87.

$$C_{div} = \frac{1}{S} = 0,714 \quad (87)$$

O fator de carregamento Ccarga foi determinado através da tabela 20, onde é considerado flexão alternada no material. Portanto Ccarga = 1.

Tabela 20: Fator de correção para o tipo de carregamento - Ccarga

solicitação mecânica	Ccarga
flexão alternada	1,0
axial alternada	0,7
torção pura ou alternada	0,577
cisalhamento puro	0,577
fadiga multi-axial	1,0

Fonte: VIEIRA JÚNIOR, Alberto; BARROS, Renato M. de. Elementos de Máquinas. São Paulo: Centro Universitário Fei, 2016.

Como o material estará exposto a temperaturas ambientes com valores abaixo de 450°C, o fator de temperatura Ctemp é considerado igual a 1. Considerou-se o Ctam igual a 1 devido ao valor do diâmetro do pino. O limite de resistência a fadiga corrigido, indicado por Sn é obtido em função de SNcp através da equação de Marin (88).

$$S_n \text{ real} = C_{\text{carga}} \times C_{\text{conf}} \times C_{\text{temp}} \times C_{\text{tam}} \times C_{\text{div}} \times S_{\text{ncp}} = 108,916 \quad (88)$$

A equação de Basquin é determinada pelos coeficientes m e b conforme as equações 89 e 90.

$$m_6 = \frac{1}{3} \times \log\left(\frac{0,9 \times \sigma_r}{S_n}\right) = 0,14905 \quad (89)$$

$$b_6 = \log\left(\frac{0,81 \times \sigma_r^2}{S_n}\right) = 3,2465 \quad (90)$$

Calculamos o número de ciclos conforme a equação 91.

$$\text{Número de ciclos} = \sqrt[m]{\frac{10^b}{\sigma}} = 80447,513 \quad (91)$$

Com isso, podemos concluir que o material terá alta durabilidade.

### 5.6.3 Esforços no pino que possibilita regulagem da haste

Para os esforços no pino de regulagem, tem-se força = 201,85 N e braço = 159,33 mm. Calcula-se o momento aplicado no pino conforme a equação 92.

$$\text{Momento} = \text{Força} \times \text{Braço} = 32160,19 \text{ N.mm} \quad (92)$$

A inércia para a seção do componente é dada na equação 93, onde D = 5 mm.

$$\text{Inércia} = \frac{\pi \times D^4}{64} = 490,87 \text{ mm}^4 \quad (93)$$

Com os valores de tensão mínima igual a zero e tensão máxima igual a 327,58 MPa, podemos calcular a tensão média na equação 94.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2} = 163,79 \text{ MPa} \quad (94)$$

A tensão alternada aplicada no pino foi obtida pela equação 95.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 163,79 \text{ MPa} \quad (95)$$

Determinou-se o coeficiente de segurança pelo critério de Soderberg que é caracterizado pela hipótese de que tanto a tensão de escoamento quanto o limite de resistência a fadiga influenciam o comportamento mecânico dos componentes, apresentada na equação 96

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{\sigma_e} = \frac{1}{n_s} \quad (96)$$

$$n_s = 0,535$$

Para o critério de Goodman é necessário realizar o cálculo da equação 97 para determinar o coeficiente de segurança.

$$n_g = \sigma_r \times \frac{\sigma_e - S_n}{\sigma_r - S_n} = 403,93 \quad (97)$$

Como o resultado do cálculo é maior do que a  $\sigma_m$ , pelo critério de Goodman tem-se a equação 98.

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{\sigma_r} \leq \frac{1}{n_g} \quad (98)$$

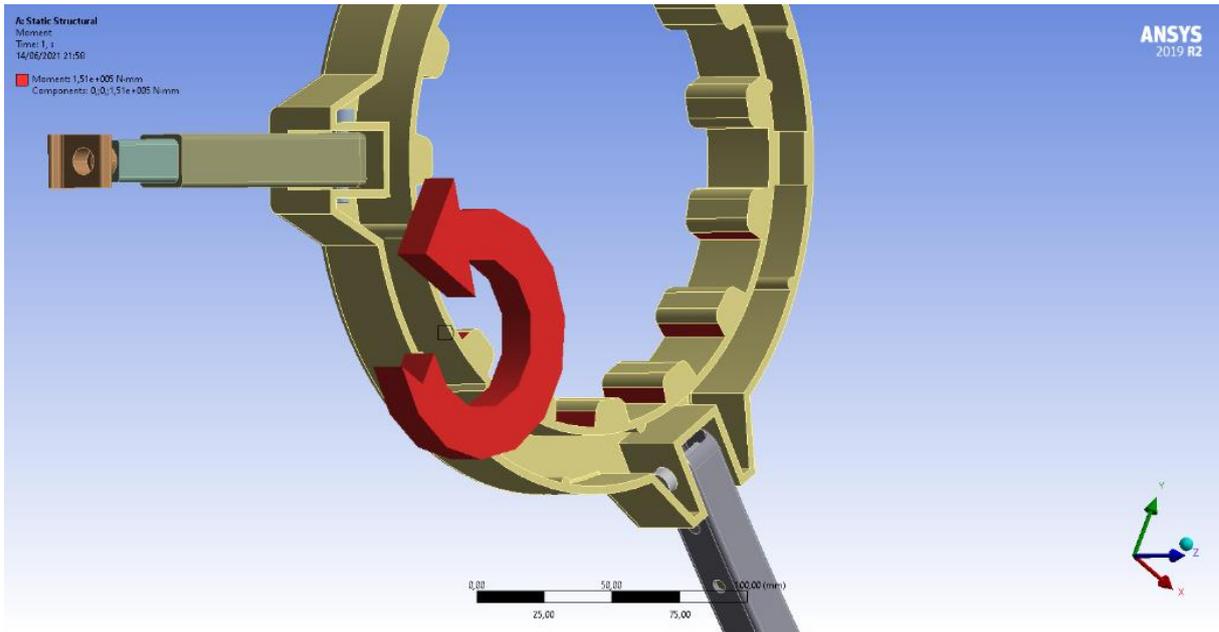
$$n_g = 1,37$$

## 5.7 SIMULAÇÃO ESTRUTURAL DO ACOPLAMENTO

Por fim, após a realização de todos os cálculos de dimensionamento do acoplamento do sistema VECTIS, o grupo realizou uma simulação computacional para validar os dados encontrados e anteriormente expostos, como vemos nos itens acima.

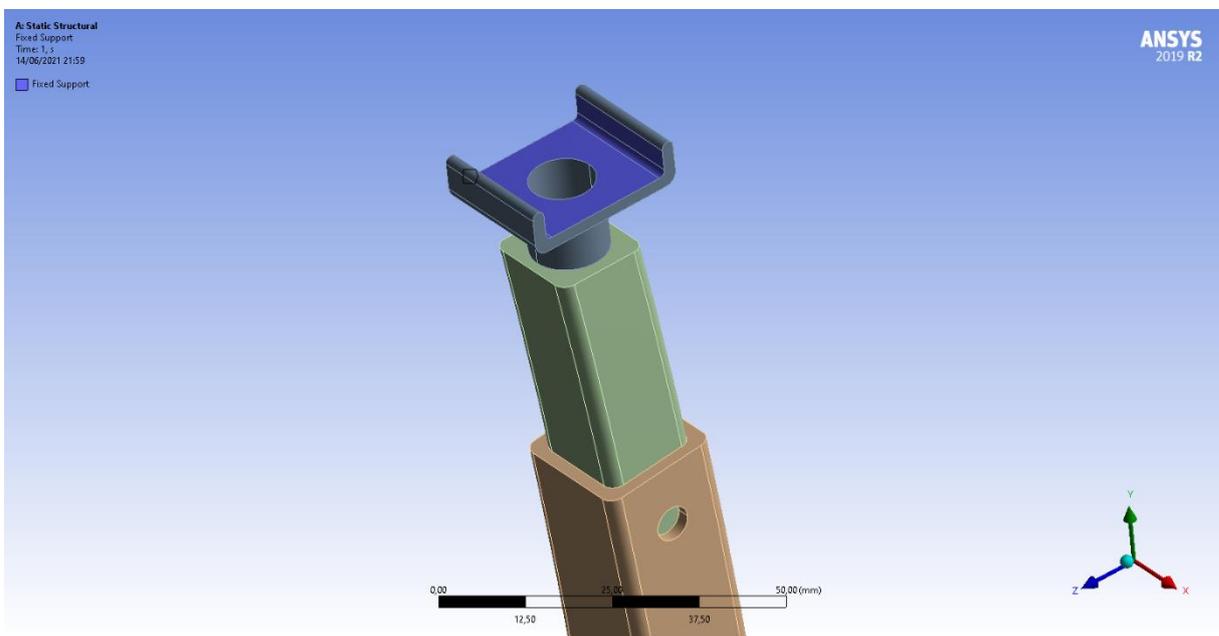
Este componente em particular foi simulado em sua totalidade e as seguintes condições de contorno foram utilizadas: aplicação de momento nos dentes que vão acoplados na roda dentada da alavanca; e aplicação de suporte fixo nos conectores que vão montados no aro da roda. As figuras 34 e 35 abaixo ilustram tais condições de contorno.

Figura 34: Aplicação de momento nos dentes que vão acoplados na roda dentada da alavanca.



Fonte: Autores.

Figura 35: aplicação de suporte fixo nos conectores que vão montados no aro da roda.

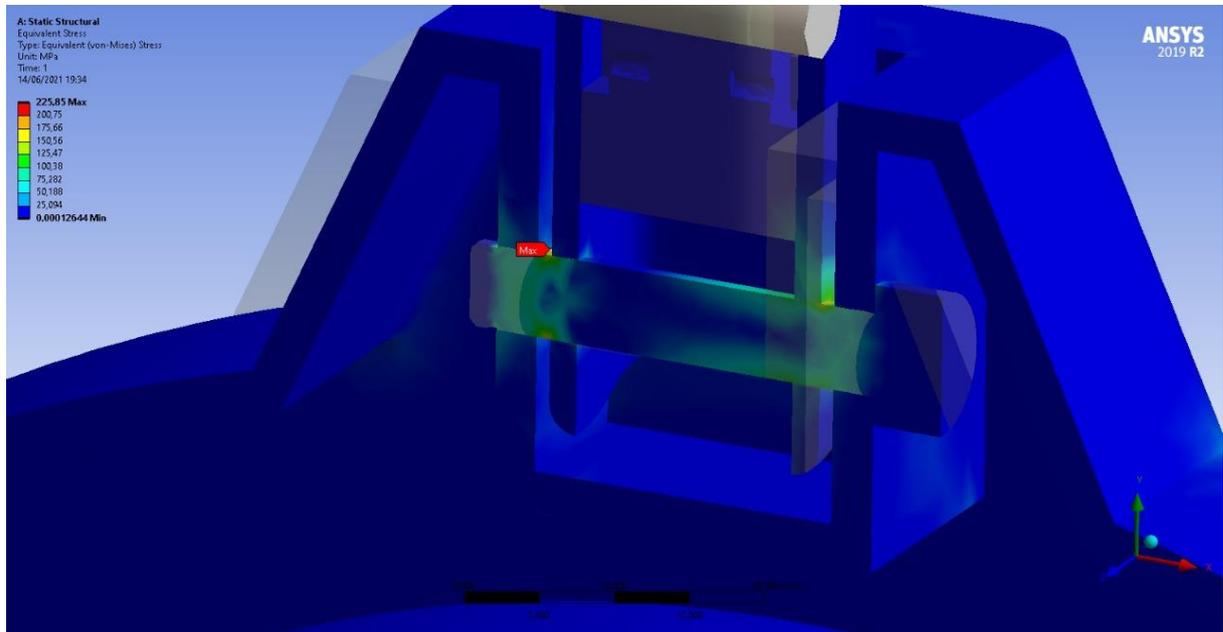


Fonte: Autores.

Os resultados da simulação do acoplamento indicaram que a máxima tensão ocorreu no pino que conecta a guia da hasta à carcaça. Foi visto que este componente é rígido o suficiente para aguentar as solicitações durante o uso. A figura 36 abaixo mostra que a tensão máxima

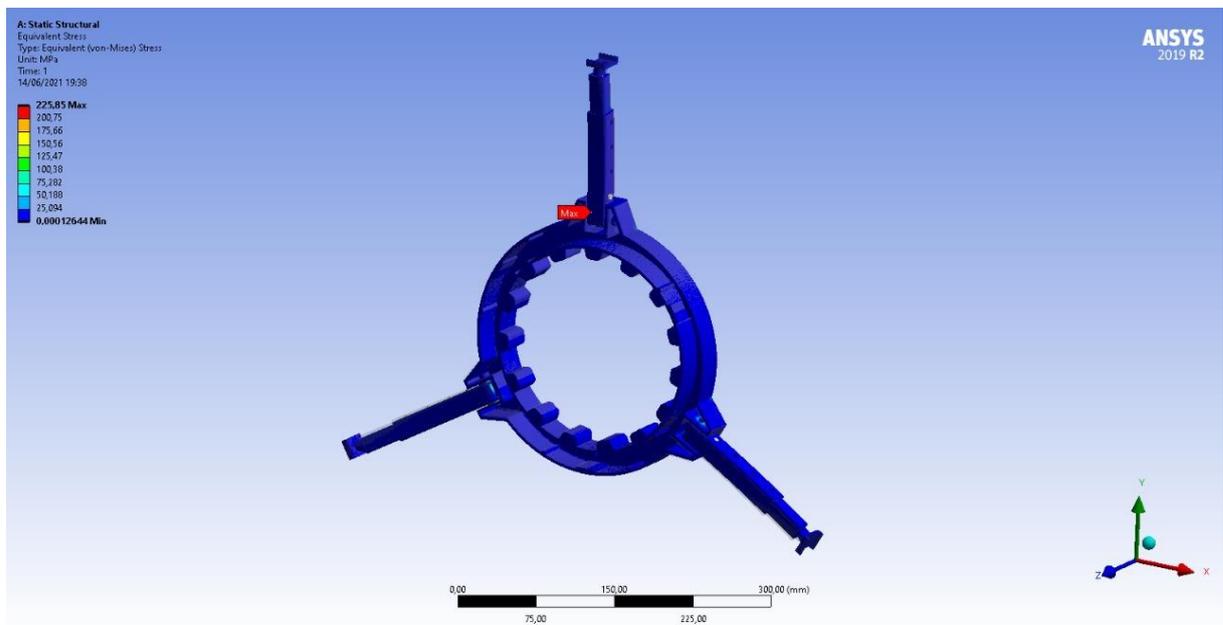
registrada foi equivalente a aproximadamente 225 MPa, enquanto o material do qual o pino é feito (aço 4320) tem limite de escoamento equivalente a 800 MPa.

Figura 36: Resultado da simulação do pino do acoplamento



Fonte: Autores.

Figura 37: Simulação computacional do acoplamento do sistema VECTIS.



Fonte: Autores.

## 6 OPORTUNIDADE DE MELHORIA

Ao longo do projeto, foram identificados alguns pontos que poderiam ser otimizados a fim de se obter um melhor resultado do sistema VECTIS. A seguir, listamos possíveis oportunidades de melhorias, com alguns comentários dos autores:

- Sistema de freio: possibilidade de se empregar outro componente que proporcione maior frenagem sem comprometer a estética e a modularidade.
- Alavanca: alteração na geometria, possibilitando o emprego de materiais mais leves sem comprometer sua rigidez.
- Acoplamento: otimização dos componentes para tornar o sistema mais leve e enxuto, bem como viabilidade de utilizar alumínio para maior leveza.
- Manobras: possibilidade de viabilizar deslocamento do cadeirante em ré, com a alavanca.
- Sistema de contrabalanceamento para deixar a alavanca em posição estável caso seja solta pelo usuário.
- Redução na largura total do sistema por meio do emprego de um novo design.

## 7 CONCLUSÃO

Tendo em vista os resultados obtidos com todas as pesquisas e simulações realizadas ao longo do trabalho, o projeto VECTIS se mostrou uma solução simples e modular. O sistema de acoplamento desenvolvido garante que se consiga uma montagem fácil e rápida, além de poder ser aplicado aos modelos mais convencionais de cadeiras de rodas, graças à regulagem variável feita pelos conectores. Tal sistema possibilita a remoção das alavancas conforme a necessidade do usuário, de modo prático e sem requerer o uso de ferramentas. Ainda, ao utilizar alavancas, o sistema VECTIS traz ao usuário maior eficiência na transmissão de potência, bem como a utilização de grupos musculares que promovem um movimento mais ergonômico.

Ao longo do projeto, alguns mecanismos sofreram mudanças significativas e que contribuíram positivamente para a simplicidade do VECTIS, como por exemplo a migração do sistema de transmissão indo do *Freehub*, com mais componentes e sendo mais complexo, para *Freecoaster*, com menos componentes e mais silencioso. Outro exemplo foi o desenvolvimento de um sistema de frenagem próprio, simples e eficaz, garantindo ao usuário que freie a cadeira de rodas realizando um leve movimento de inclinação.

Idealmente, considerando a simplicidade do sistema e seu potencial em se tornar um produto acessível, o VECTIS pode ser empregado em redes públicas de saúde, impactando a vida de milhares de cadeirantes que venham a ter contato com ele.

## REFERÊNCIAS

- [1] BRUNA, Maria Helena Varella. Síndrome do túnel do carpo. Disponível em: <https://drauziovarella.uol.com.br/doencas-e-sintomas/sindrome-do-tunel-do-carpo/>. Acesso em: 16 set. 2020.
- [2] BURNHAM, Robert S. et al. Shoulder pain in wheelchair athletes: the role of muscle imbalance. The role of muscle imbalance. 1993. Disponível em: <https://pubmed.ncbi.nlm.nih.gov/8465919/>. Acesso em: 16 set. 2020.
- [3] CHOROMAŃSKI, W.; FIOK, K.; DOBRZYŃSKI, G.. Optimizing the lever propelling system for manual wheelchairs. 2012. 800 f. Tese (Doutorado) - Curso de Nao Informado, Warsaw University Of Technology, Warsaw, 2012.
- [4] JOHNSTONE, Steven. Design a solution to improve wheelchair efficiency by identifying and reducing the factors that have effect. 2018. Disponível em: <http://sevenbridges.ncl-coll.ac.uk/wp-content/uploads/2018/07/Johnstone-S-design-a-solution-to-improve-wheelchair-efficiency-by-indentifying-and-reducing-the-factors-that-have-effect.pdf>. Acesso em: 14 set. 2020.
- [5] Jordon Lui, BKin; Megan K. MacGillivray, MSc; A. William Sheel, PhD; Jeswin Jeyasurya, MASc; Mahsa Sadeghi, MD; Bonita Jean Sawatzky, PhD. Mechanical efficiency of two commercial lever-propulsion mechanisms for manual wheelchair locomotion. JRRD – Vol. 50, Nº 10, 2013 – Pág. 1363 - 1372.
- [6] Katch VL, McArdle WD, Katch FI. Essentials of exercise physiology. 4th ed. Philadelphia (PA): Wolters Kluwer/Lip- pincott Williams & Wilkins Health; 2011.
- [7] Kersti A.M. Samuelsson, Hans Tropp, Eva Nylander, Björn Gerdle. The effect of rear-wheel position on seating ergonomics and mobility efficiency in wheel-chair users with spinal cord injuries: A pilot study. JRRD – Volume 41, Nº 1, 2004 – Pág. 65 - 74.
- [8] Medola, F. O., Elui, V. M. C., Santana, C. da S., & Fortulan, C. A. (2014). Aspects of Manual Wheelchair Configuration Affecting Mobility: A Review. Journal of Physical Therapy Science, 26(2), 313–318. doi:10.1589/jpts.26.313

- [9] Vanlandewijck, Y., Theisen, D., & Daly, D. (2001). Wheelchair Propulsion Biomechanics. *Sports Medicine*, 31(5), 339–367. doi:10.2165/00007256-200131050-00005
- [10] van der Woude LH, Veeger DJ, Rozendal RH, et al.: Seat height in handrim wheelchair propulsion. *J Rehabil Res Dev*, 1989, 26: 31–50.
- [11] Veeger HEJ, van der Woude LHV, Rozendal RH. Load on the upper extremity in manual wheelchair propulsion. *J Electromyogr Kinesiol* – 1991; 1 (4): 270-80
- [12] VEEGER, Dirkjan (H.e.J.); MEERSHOEK, Lidvin S.; WOUDE, Lucas H.V. van Der; LANGENHOFF, Jessica M.. Wrist motion in handrim wheelchair propulsion. 1998. Disponível em: <https://research.vu.nl/files/2380962/110866.pdf>. Acesso em: 15 set. 2020.
- [13] WEBINAR “A engenharia por trás da revolução na saúde”. 2020. Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=Afgqgdusdo&feature=youtu.be>. Acesso em: 22 set. 2020.
- [14] WEI, Shun-Hwa et al. Wrist kinematic characterization of wheelchair propulsion in various seating positions: implication to wrist pain. 2003. Disponível em: <https://pubmed.ncbi.nlm.nih.gov/12828914/>. Acesso em: 22 set. 2020.
- [15] WIJIT. Push-rim Wheelchair. 2020. Disponível em: <https://wijit.com/about/>. Acesso em: 14 set. 2020.
- [16] CHOROMAŃSKI, W.; FIOK, K.; DOBRZYŃSKI, G. Optimizing the lever propelling system for manual wheelchairs. 2012. 800 f. Tese (Doutorado) - Curso de Nao Informado, Warsaw University Of Technology, Warsaw, 2012.

**APÊNDICE A- APRESENTAÇÃO DAS MATRIZES DE DECISÃO PELO MÉTODO  
AHP**

## A.1 Matriz de decisão para o sistema de propulsão.

CRITÉRIO	FACILIDADE DE MANUSEIO	CUSTO	SISTEMA FIXO COM CORRENTE
FACILIDADE DE MANUSEIO	1,00	3,00	5,00
CUSTO	0,33	1,00	3,00
FACILIDADE DE MANUTENÇÃO	0,20	0,33	1,00
TOTAL	1,53	4,33	9,00

CRITÉRIO	SISTEMA MODULAR COM ACOPLAMENTO NA RODA	SISTEMA FIXO COM ENGRENAMENTO DIRETO	SISTEMA FIXO COM CORRENTE	MÉDIA DOS PESOS
FACILIDADE DE MANUSEIO	0,65	0,69	0,56	0,63
CUSTO	0,22	0,23	0,33	0,26
FACILIDADE DE MANUTENÇÃO	0,13	0,08	0,11	0,11
TOTAL	1,00	1,00	1,00	1,00

## Facilidade de manuseio

CRITÉRIO	SISTEMA MODULAR COM ACOPLAMENTO NA RODA	SISTEMA FIXO COM ENGRENAMENTO DIRETO	SISTEMA FIXO COM CORRENTE
SISTEMA MODULAR COM ACOPLAMENTO NA RODA	1,00	5,00	7,00
SISTEMA FIXO COM ENGRENAMENTO DIRETO	0,20	1,00	3,00
SISTEMA FIXO COM CORRENTE	0,14	0,33	1,00
TOTAL	1,34	6,33	11,00

CRITÉRIO	SISTEMA MODULAR COM ACOPLAMENTO NA RODA	SISTEMA FIXO COM ENGRENAMENTO DIRETO	SISTEMA FIXO COM CORRENTE	MÉDIA DOS PESOS
SISTEMA MODULAR COM ACOPLAMENTO NA RODA	0,74	0,79	0,64	0,72
SISTEMA FIXO COM ENGRENAMENTO DIRETO	0,15	0,16	0,27	0,19
SISTEMA FIXO COM CORRENTE	0,11	0,05	0,09	0,08
TOTAL	1,00	1,00	1,00	1,00

## Custo

CRITÉRIO	SISTEMA MODULAR COM ACOPLAMENTO NA RODA	SISTEMA FIXO COM ENGRENAMENTO DIRETO	SISTEMA FIXO COM CORRENTE
SISTEMA MODULAR COM ACOPLAMENTO NA RODA	1,00	0,33	5,00
SISTEMA FIXO COM ENGRENAMENTO DIRETO	3,00	1,00	7,00
SISTEMA FIXO COM CORRENTE	0,20	0,14	1,00
TOTAL	4,20	1,48	13,00

CRITÉRIO	SISTEMA MODULAR COM ACOPLAMENTO NA RODA	SISTEMA FIXO COM ENGRENAMENTO DIRETO	SISTEMA FIXO COM CORRENTE	MÉDIA DOS PESOS
SISTEMA MODULAR COM ACOPLAMENTO NA RODA	0,24	0,23	0,38	0,28
SISTEMA FIXO COM ENGRENAMENTO DIRETO	0,71	0,68	0,54	0,64
SISTEMA FIXO COM CORRENTE	0,05	0,10	0,08	0,07
TOTAL	1,00	1,00	1,00	1,00

## Manutenção

CRITÉRIO	SISTEMA MODULAR COM ACOPLAMENTO NA RODA	SISTEMA FIXO COM ENGRENAMENTO DIRETO	SISTEMA FIXO COM CORRENTE
SISTEMA MODULAR COM ACOPLAMENTO NA RODA	1,00	5,00	7,00
SISTEMA FIXO COM ENGRENAMENTO DIRETO	0,20	1,00	3,00
SISTEMA FIXO COM CORRENTE	0,14	0,33	1,00
TOTAL	1,34	6,33	11,00

CRITÉRIO	SISTEMA MODULAR COM ACOPLAMENTO NA RODA	SISTEMA FIXO COM ENGRENAMENTO DIRETO	SISTEMA FIXO COM CORRENTE	MÉDIA DOS PESOS
SISTEMA MODULAR COM ACOPLAMENTO NA RODA	0,74	0,79	0,64	0,72
SISTEMA FIXO COM ENGRENAMENTO DIRETO	0,15	0,16	0,27	0,19
SISTEMA FIXO COM CORRENTE	0,11	0,05	0,09	0,08
TOTAL	1,00	1,00	1,00	1,00

CRITÉRIO	SISTEMA MODULAR COM ACOPLAMENTO NA RODA	SISTEMA FIXO COM ENGRENAMENTO DIRETO	SISTEMA FIXO COM CORRENTE	MÉDIA DOS PESOS
FACILIDADE DE MANUSEIO	0,72	0,19	0,08	0,63
CUSTO	0,28	0,64	0,07	0,26
FACILIDADE DE MANUTENÇÃO	0,72	0,19	0,08	0,11
TOTAL	60,9%	31,0%	8,1%	100%

## A.2 Matriz de decisão para o sistema de freio

Critério	Capacidade de frenagem	Simplicidade do sistema	Facilidade de manutenção
Capacidade de frenagem	1,00	0,25	5,00
Simplicidade do sistema	4,00	1,00	4,00
Facilidade de manutenção	0,20	0,25	1,00
TOTAL	5,20	1,50	10,00

Critério	Capacidade de frenagem	Simplicidade do sistema	Facilidade de manutenção	Média dos pesos
Capacidade de frenagem	0,19	0,17	0,50	0,29
Simplicidade do sistema	0,77	0,67	0,40	0,61
Facilidade de manutenção	0,04	0,17	0,10	0,10
TOTAL	1,00	1,00	1,00	1,00

## Capacidade de frenagem

Critério	V-Brake	Freio a Disco	Fricção Alavanca-Aro
V-Brake	1,00	0,14	5,00
Freio a Disco	7,00	1,00	7,00
Fricção Alavanca-Aro	0,20	0,14	1,00
TOTAL	8,20	1,29	13,00

Critério	V-Brake	Freio a Disco	Fricção Alavanca-Aro	Média dos pesos
V-Brake	0,12	0,11	0,38	0,21
Freio a Disco	0,85	0,78	0,54	0,72
Fricção Alavanca-Aro	0,02	0,11	0,08	0,07
TOTAL	1,00	1,00	1,00	1,00

## Simplicidade do sistema

Critério	V-Brake	Freio a Disco	Fricção Alavanca-Aro
V-Brake	1,00	5,00	0,11
Freio a Disco	0,20	1,00	0,11
Fricção Alavanca-Aro	9,00	9,00	1,00
TOTAL	10,20	15,00	1,22

Critério	V-Brake	Freio a Disco	Fricção Alavanca-Aro	Média dos pesos
V-Brake	0,10	0,33	0,09	0,17
Freio a Disco	0,02	0,07	0,09	0,06
Fricção Alavanca-Aro	0,88	0,60	0,82	0,77
TOTAL	1,00	1,00	1,00	1,00

## Manutenção

Critério	V-Brake	Freio a Disco	Fricção Alavanca-Aro
V-Brake	1,00	7,00	0,11
Freio a Disco	0,14	1,00	0,11
Fricção Alavanca-Aro	9,00	9,00	1,00
TOTAL	10,14	17,00	1,22

Critério	V-Brake	Freio a Disco	Fricção Alavanca-Aro	Média dos pesos
V-Brake	0,10	0,41	0,09	0,20
Freio a Disco	0,01	0,06	0,09	0,05
Fricção Alavanca-Aro	0,89	0,53	0,82	0,74
TOTAL	1,00	1,00	1,00	1,00

Critério	V-Brake	Freio a Disco	Fricção Alavanca-Aro	Média dos pesos
Capacidade de frenagem	0,21	0,72	0,07	0,29
Simplicidade do sistema	0,17	0,06	0,77	0,61
Facilidade de manutenção	0,20	0,05	0,74	0,10
TOTAL	19%	25%	57%	100%

## A.3 Matriz de sistema para o sistema de transmissão

Critério	Ruído	Custo	Facilidade de manutenção
Ruído	1,00	7,00	3,00
Custo	0,14	1,00	7,00
Facilidade de manutenção	0,33	0,14	1,00
TOTAL	1,48	8,14	11,00

Critério	Ruído	Custo	Facilidade de manutenção	Média dos pesos
Ruído	0,68	0,86	0,27	0,60
Custo	0,10	0,12	0,64	0,29
Facilidade de manutenção	0,23	0,02	0,09	0,11
TOTAL	1,00	1,00	1,00	1,00

## Ruído

Critério	FREEHUB	FREECOASTER
FREEHUB	1,00	0,11
FREECOASTER	9,00	1,00
TOTAL	10,00	1,11

Critério	FREEHUB	FREECOASTER	Média dos pesos
FREEHUB	0,10	0,10	0,10
FREECOASTER	0,90	0,90	0,90
TOTAL	1,00	1,00	1,00

## Custo

Critério	FREEHUB	FREECOASTER
FREEHUB	1,00	4,00
FREECOASTER	0,25	1,00
TOTAL	1,25	5,00

Critério	FREEHUB	FREECOASTER	Média dos pesos
FREEHUB	0,80	0,80	0,80
FREECOASTER	0,20	0,20	0,20
TOTAL	1,00	1,00	1,00

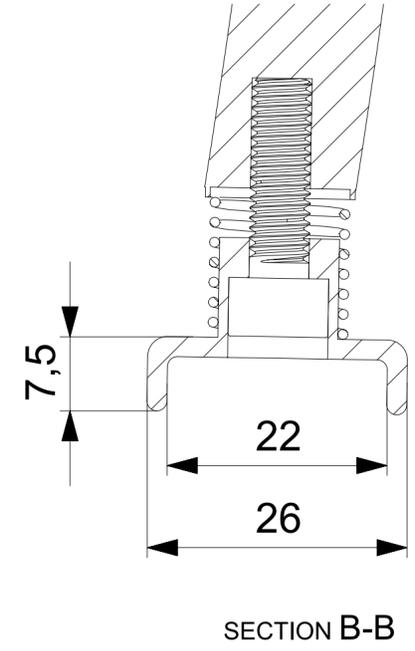
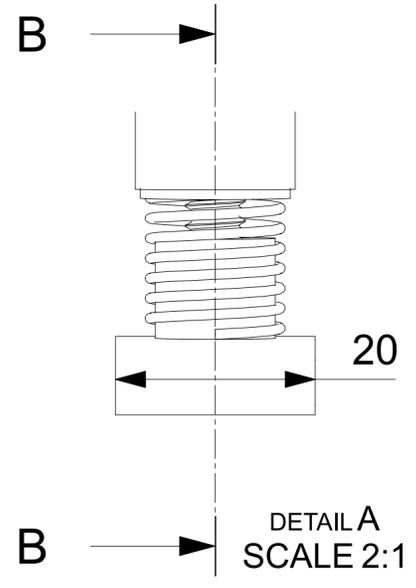
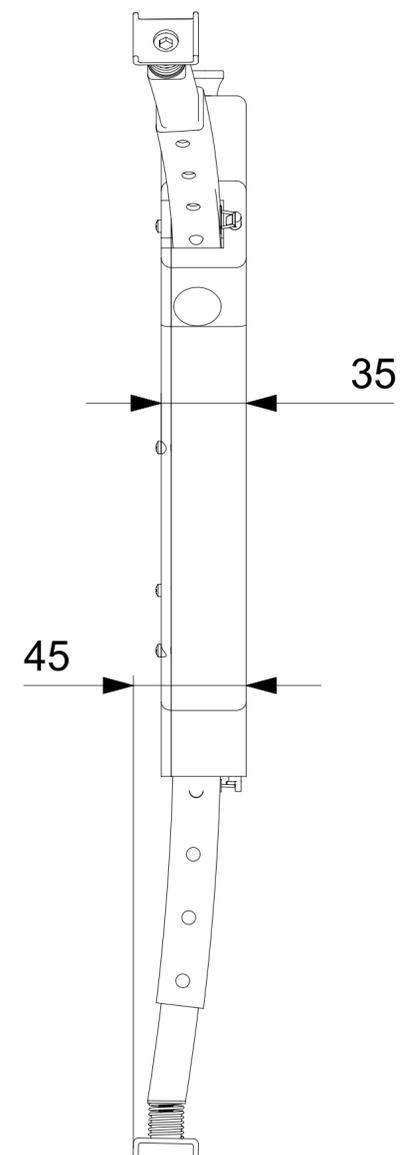
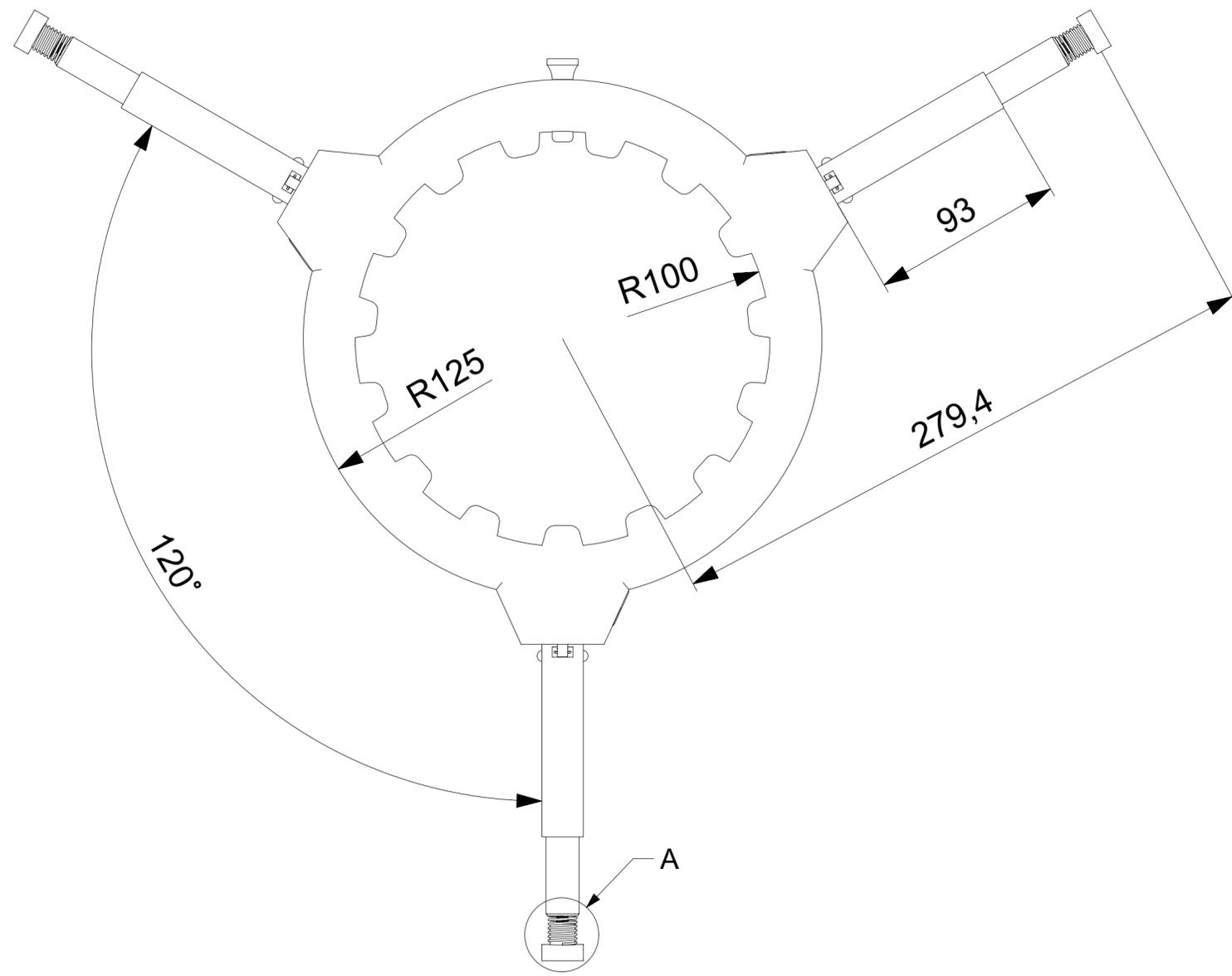
## Manutenção

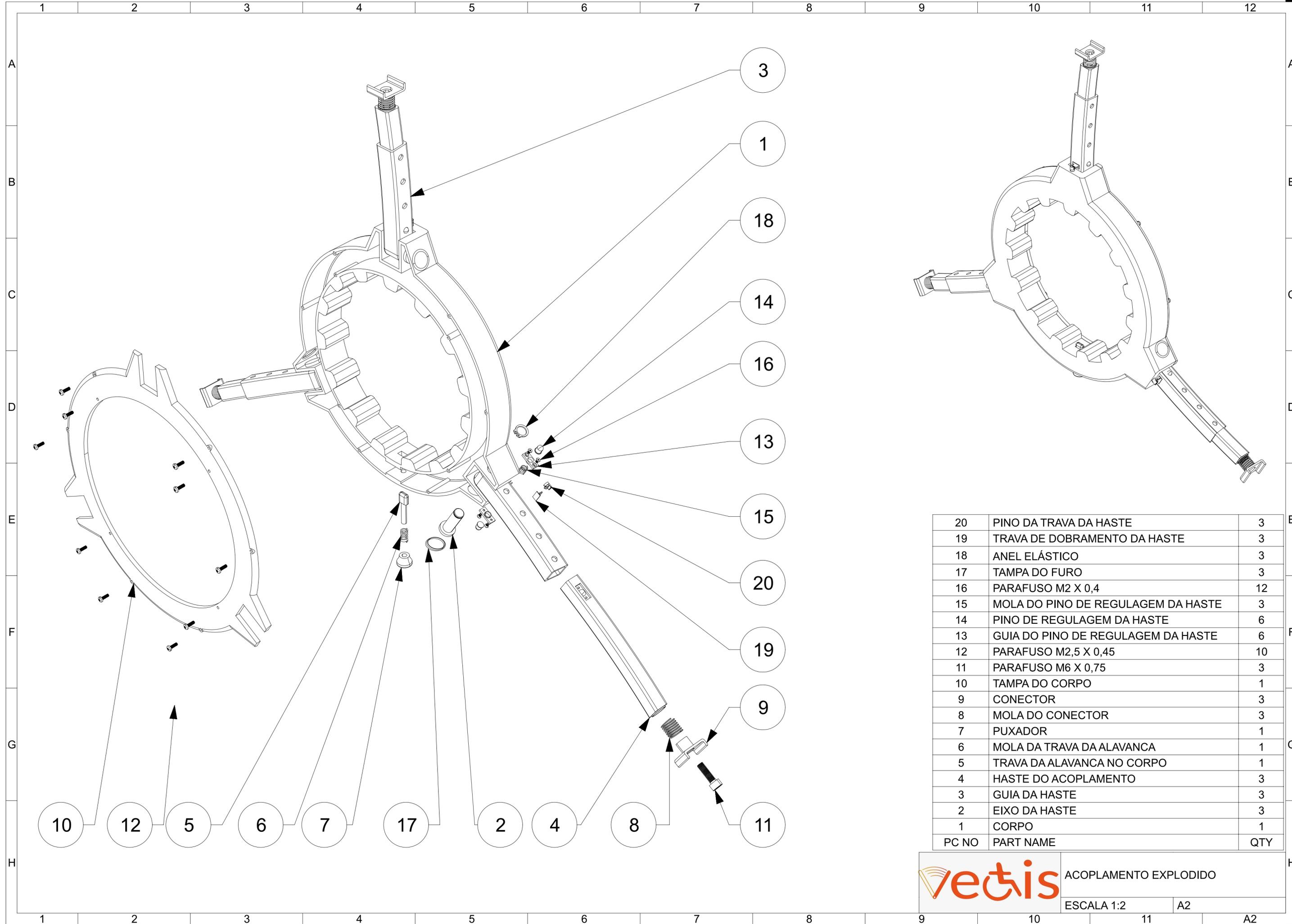
Critério	FREEHUB	FREECOASTER
FREEHUB	1,00	0,25
FREECOASTER	4,00	1,00
TOTAL	5,00	1,25

Critério	FREEHUB	FREECOASTER	Média dos pesos
FREEHUB	0,20	0,20	0,20
FREECOASTER	0,80	0,80	0,80
TOTAL	1,00	1,00	1,00

Critério	FREEHUB	FREECOASTER	Média dos pesos
Ruído	0,10	0,90	0,60
Custo	0,80	0,20	0,29
Facilidade de manutenção	0,20	0,80	0,11
TOTAL	31%	69%	100%

**APÊNDICE b- CROQUI DO SISTEMA DE PROPULSÃO POR ALAVANCA**





20	PINO DA TRAVA DA HASTE	3
19	TRAVA DE DOBRAMENTO DA HASTE	3
18	ANEL ELÁSTICO	3
17	TAMPA DO FURO	3
16	PARAFUSO M2 X 0,4	12
15	MOLA DO PINO DE REGULAGEM DA HASTE	3
14	PINO DE REGULAGEM DA HASTE	6
13	GUIA DO PINO DE REGULAGEM DA HASTE	6
12	PARAFUSO M2,5 X 0,45	10
11	PARAFUSO M6 X 0,75	3
10	TAMPA DO CORPO	1
9	CONECTOR	3
8	MOLA DO CONECTOR	3
7	PUXADOR	1
6	MOLA DA TRAVA DA ALAVANCA	1
5	TRAVA DA ALAVANCA NO CORPO	1
4	HASTE DO ACOPLAMENTO	3
3	GUIA DA HASTE	3
2	EIXO DA HASTE	3
1	CORPO	1
PC NO	PART NAME	QTY

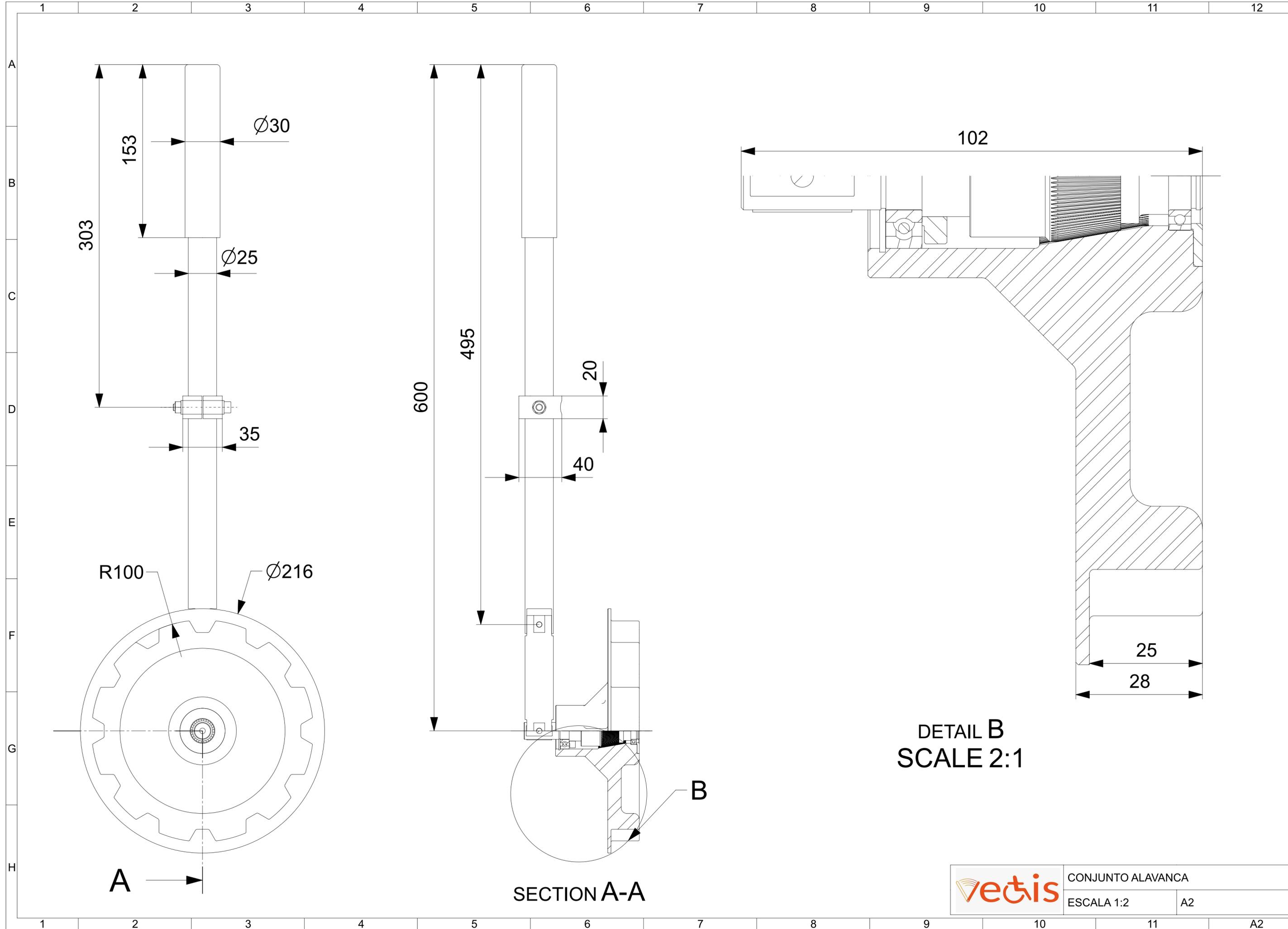


ACOPLAMENTO EXPLODIDO

ESCALA 1:2

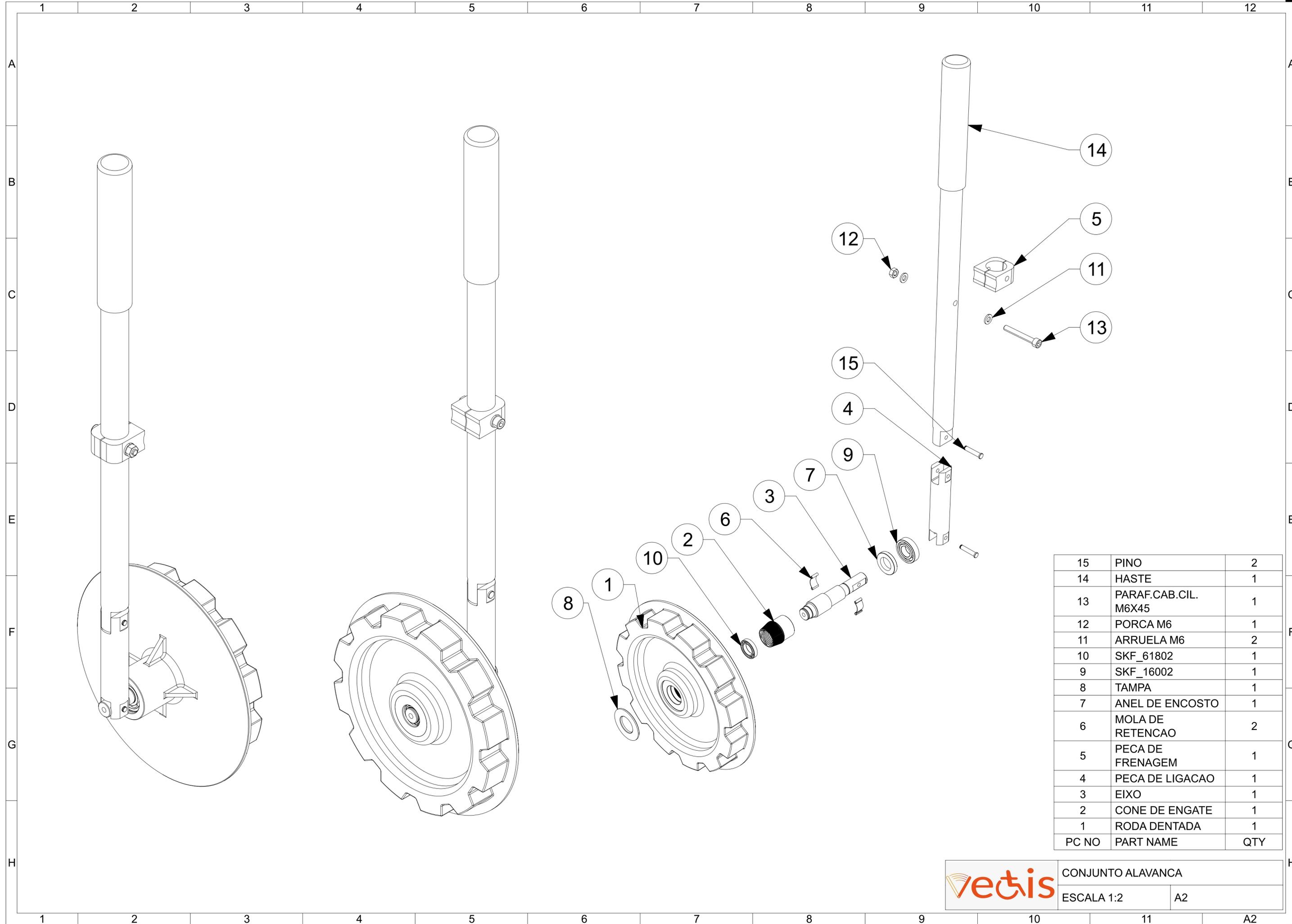
A2

A2



DETAIL B  
 SCALE 2:1

SECTION A-A



15	PINO	2
14	HASTE	1
13	PARAF.CAB.CIL. M6X45	1
12	PORCA M6	1
11	ARRUELA M6	2
10	SKF_61802	1
9	SKF_16002	1
8	TAMPA	1
7	ANEL DE ENCOSTO	1
6	MOLA DE RETENCAO	2
5	PECA DE FRENAGEM	1
4	PECA DE LIGACAO	1
3	EIXO	1
2	CONE DE ENGATE	1
1	RODA DENTADA	1
PC NO	PART NAME	QTY



CONJUNTO ALAVANCA

ESCALA 1:2

A2

**APÊNDICE C- DFMEA**



DFMEA (Failure Mode and Effect Analysis)

Projeto	Propulsão de cadeira de rodas por alavancas																
Produto	Vectis																
Equipe principal	Vectis																
Equipamento	Componentes	Função	Efeito de Falha	Modo de Falha	Gravidade	Causa Potencial de Falha	Ocorrência	Ação Preventiva	Ação de Detecção	Detecção	RPN	Ações Recomendadas	Ações Tomadas	Gravidade	Ocorrência	Detecção	RPN
Alavanca	Roda Dentada	Engrenamento com o componente do acoplamento	Desencalhe da alavanca e comprometimento do funcionamento do sistema	Esmagamento dos dentes	10	Esforço excessivo	1	Seguir recomendações do fabricante	Detecção visual e dificuldade no encaixe da alavanca	9	90	Substituição do componente	NA	10	1	9	90
	Cone de Engate	Transmitir o movimento do eixo para a roda dentada	Compromete o funcionamento do sistema	Esmagamento dos dentes	10	Esforço excessivo	2	Seguir recomendações do fabricante	Falha na propulsão	2	40	Substituição do componente	NA	10	2	2	40
	Eixo	Fixar as partes da alavanca e transmitir o movimento	Desmontagem do sistema, impossibilitando o seu funcionamento	Cisalhamento e Fadiga	10	Esforço excessivo e Fadiga	3	Seguir recomendações do fabricante	Falha na propulsão e vibração	8	240	Substituição do componente	NA	10	3	8	240
	Peça de ligação	Conectar a haste da alavanca com os demais componentes	Compromete o funcionamento do sistema	Cisalhamento e Fadiga	10	Esforço excessivo e Fadiga	2	Seguir recomendações do fabricante	Vibração e afrouxamento da haste da alavanca	8	160	Substituição do componente	NA	10	2	8	160
	Peça de Frenagem	Permite com que o usuário freie a cadeira de rodas	Falha para frear a cadeira de rodas no momento de funcionamento	Desgaste do material	7	Vida útil do material	5	Manutenção preventiva	Falha no freio e detecção visual	10	350	Substituição do componente	NA	7	5	10	350
	Mola de Retenção	Causar força de atrito entre as peças para permitir a transmissão de movimento	Compromete o funcionamento do sistema	Desmontagem do sistema	8	Vida útil do material	2	Manutenção preventiva	Falha na propulsão	2	32	Substituição do componente	NA	8	2	2	32
	Anel de Encosto	Fixar o rolamento	Desmontagem do eixo	Cisalhamento	10	Esforço excessivo	2	Seguir recomendações do fabricante	Vibração	2	40	Substituição do componente	NA	10	2	2	40
	Tampa	Fixar o eixo	Desmontagem do eixo	Cisalhamento	7	Choques durante o uso	1	Evitar terrenos acidentados	Vibração	8	56	Substituição do componente	NA	7	1	8	56
	SKF 16002	Rolamento do eixo	Compromete o funcionamento do sistema	Desgaste do material	3	Vida útil e intempéries	5	Manutenção preventiva	Ruídos	6	90	Substituição do componente	NA	3	5	6	90
	SKF 61802	Rolamento do eixo	Compromete o funcionamento do sistema	Desgaste do material	3	Vida útil e intempéries	5	Manutenção preventiva	Ruídos	6	90	Substituição do componente	NA	3	5	6	90
	Porca M6	Auxiliar na fixação do parafuso para prender a peça de frenagem na haste	Desmontagem dos componentes	Esmagamento dos filetes da rosca	2	Torque excessivo	3	Cuidados na instalação do produto	Detecção visual	9	54	Substituição do componente	NA	2	3	9	54
	Parafuso M6x45	Fixar a peça de frenagem na haste	Desmontagem dos componentes	Esmagamento dos filetes da rosca e Cisalhamento	7	Torque excessivo	3	Cuidados na instalação do produto	Detecção visual	9	189	Substituição do componente	NA	7	3	9	189
	Haste	Permitir que o usuário realize o movimento para funcionamento do sistema	Compromete o funcionamento do sistema	Cisalhamento e Fadiga	10	Esforço excessivo e choques	1	Seguir recomendações do fabricante	Falha na propulsão e detecção visual	9	90	Substituição do componente	NA	10	1	9	90
	Pino	Fixar a haste na peça de ligação	Compromete o funcionamento do sistema	Cisalhamento e Fadiga	10	Esforço excessivo e choques	2	Seguir recomendações do fabricante	Falha na propulsão e detecção visual	9	180	Substituição do componente	NA	10	2	9	180
Acoplamento	Corpo	Parte do acoplamento que faz interface com a alavanca	Desencalhe do acoplamento e falha no funcionamento do sistema	Cisalhamento e Esmagamento	10	Choques durante o uso	1	Evitar terrenos acidentados	Detecção visual	9	90	Substituição do componente	NA	10	1	9	90
	Parafuso Eixo	Parafuso que permite o dobramento da haste	Ineficácia de fixação do acoplamento na roda da cadeira	Cisalhamento e Fadiga	8	Esforço excessivo e choques	4	Seguir recomendações do fabricante	Falha na propulsão e detecção visual	7	224	Substituição do componente	NA	8	4	7	224
	Guia da Haste	Material com furos que permite regulagem da haste	Ineficácia de fixação do acoplamento na roda da cadeira	Cisalhamento e Fadiga	10	Esforço excessivo e choques	2	Seguir recomendações do fabricante	Falha na propulsão e detecção visual	8	160	Substituição do componente	NA	10	2	8	160
	Haste Acoplamento	Fixar o acoplamento na roda da cadeira	Ineficácia de fixação do acoplamento na roda da cadeira	Cisalhamento e Fadiga	10	Esforço excessivo e choques	2	Seguir recomendações do fabricante	Falha na propulsão e detecção visual	9	180	Substituição do componente	NA	10	2	9	180
	Pino Trava	Fixar o acoplamento na alavanca	Desencalhe da alavanca no acoplamento	Cisalhamento	10	Choques durante o uso	1	Evitar terrenos acidentados	Detecção visual	9	90	Substituição do componente	NA	10	1	9	90
	Mola Conector	Realiza o ajuste fino de fixação do conector no aro da roda	O sistema do acoplamento não estará bem fixado na roda	Fadiga	5	Choques durante o uso	2	Evitar terrenos acidentados	Falha na propulsão	7	70	Substituição do componente	NA	5	2	7	70
	Conector	Faz o encaixe do acoplamento na roda por interferência	Impossibilita o funcionamento do sistema	Desgaste do material	8	Vida útil do material	5	Manutenção preventiva	Falha na propulsão	7	280	Substituição do componente	NA	8	5	7	280
	Parafuso M6x0,75	Parafuso que fixa o conector	Desmontagem do conector	Cisalhamento	10	Esforço excessivo e choques	5	Seguir recomendações do fabricante	Falha na propulsão e detecção visual	8	400	Substituição do componente	NA	10	5	8	400
	Anel Elástico	Fixar axialmente o eixo da haste	Desmontagem do eixo da haste	Cisalhamento	10	Choques durante o uso	2	Evitar terrenos acidentados	Vibração	4	80	Substituição do componente	NA	10	2	4	80
	Pino de regulagem	Manter a haste do acoplamento travada na regulagem definida	Compromete o funcionamento do sistema	Cisalhamento e Esmagamento	10	Choques durante o uso	1	Evitar terrenos acidentados	Detecção visual	9	90	Substituição do componente	NA	10	1	9	90
Alça	Acoplar no pino evitando com que a haste dobre no funcionamento do mecanismo	Falha no funcionamento do sistema, impossibilitando a propulsão	Cisalhamento	10	Esforço excessivo e choques	3	Seguir recomendações do fabricante	Detecção visual	9	270	Substituição do componente	NA	10	3	9	270	
Pino trava haste	Travar a haste do acoplamento para impedir dobramento	Falha no funcionamento do sistema, impossibilitando a propulsão	Cisalhamento	10	Esforço excessivo e choques	3	Seguir recomendações do fabricante	Detecção visual	9	270	Substituição do componente	NA	10	3	9	270	



Projeto Produto Equipe principal	Propulsão de cadeira de rodas por alavancas Vectis Vectis	
Equipamento	Componentes	Função
Alavanca	Roda Dentada Cone de Engate Eixo Peça de ligação Peça de Frenagem Mola de Retenção Anel de Encosto Tampa SKF 16002 SKF 61802 Porca M6 Parafuso M6X45 Haste Pino	Engrenamento com o componente do acoplamento Transmitir o movimento do eixo para a roda dentada Fixar as partes da alavanca e transmitir o movimento Conectar a haste da alavanca com os demais componentes Permite com que o usuário freie a cadeira de rodas Causar força de atrito entre as peças para permitir a transmissão de movimento Fixar o rolamento Fixar o eixo Rolamento do eixo Rolamento do eixo Auxiliar na fixação do parafuso para prender a peça de frenagem na haste Fixar a peça de frenagem na haste Permitir que o usuário realize o movimento para funcionamento do sistema Fixar a haste na peça de ligação
Acoplamento	Corpo Parafuso Eixo Guia da Haste Haste Acoplamento Pino Trava Mola Conector Conector Parafuso M6x0,75 Anel Elástico Pino de regulagem Alça Pino trava haste	Parte do acoplamento que faz interface com a alavanca Parafuso que permite o dobramento da haste Material com furos que permite regulagem da haste Fixar o acoplamento na roda da cadeira Fixar o acoplamento na alavanca Realiza o ajuste fino de fixação do conector no aro da roda Faz o encaixe do acoplamento na roda por interferência Parafuso que fixa o conector Fixar axialmente o eixo da haste Manter a haste do acoplamento travada na regulagem definida Acoplar no pino evitando com que a haste dobre no funcionamento do mecanismo Travar a haste do acoplamento para impedir dobramento

Efeito de Falha	Modo de Falha	Gravidade
Desencaixe da alavanca e comprometimento do funcionamento do sistema	Esmagamento dos dentes	10
Compromete o funcionamento do sistema	Esmagamento dos dentes	10
Desmontagem do sistema, impossibilitando o seu funcionamento	Cisalhamento e Fadiga	10
Compromete o funcionamento do sistema	Cisalhamento e Fadiga	10
Falha para freiar a cadeira de rodas no momento de funcionamento	Desgaste do material	7
Compromete o funcionamento do sistema	Desgaste do material	8
Desmontagem do eixo	Cisalhamento	10
Desmontagem do eixo	Cisalhamento	7
Compromete o funcionamento do sistema	Desgaste do material	3
Compromete o funcionamento do sistema	Desgaste do material	3
Desmontagem dos componentes	Esmagamento dos filetes da rosca	2
Desmontagem dos componentes	Esmagamento dos filetes da rosca e Cisalhamento	7
Compromete o funcionamento do sistema	Cisalhamento e Fadiga	10
Compromete o funcionamento do sistema	Cisalhamento e Fadiga	10
Desencaixe do acoplamento e falha no funcionamento do sistema	Cisalhamento e Esmagamento	10
Ineficácia de fixação do acoplamento na roda da cadeira	Cisalhamento e Fadiga	8
Ineficácia de fixação do acoplamento na roda da cadeira	Cisalhamento e Fadiga	10
Ineficácia de fixação do acoplamento na roda da cadeira	Cisalhamento e Fadiga	10
Desencaixe da alavanca no acoplamento	Cisalhamento	10
O sistema do acoplamento não estará bem fixado na roda	Fadiga	5
Impossibilita o funcionamento do sistema	Desgaste do material	8
Desmontagem do conector	Cisalhamento	10
Desmontagem do eixo da haste	Cisalhamento	10
Compromete o funcionamento do sistema	Cisalhamento e Esmagamento	10
Falha no funcionamento do sistema, impossibilitando a propulsão	Cisalhamento	10
Falha no funcionamento do sistema, impossibilitando a propulsão	Cisalhamento	10

Causa Potencial de Falha	Ocorrência	Ação Preventiva	Ação de Detecção	Detecção	RPN
Esforço excessivo	1	Seguir recomendações do fabricante	Detecção visual e dificuldade no encaixe da alavanca	9	90
Esforço excessivo	2	Seguir recomendações do fabricante	Falha na propulsão	2	40
Esforço excessivo e Fadiga	3	Seguir recomendações do fabricante	Falha na propulsão e vibração	8	240
Esforço excessivo e Fadiga	2	Seguir recomendações do fabricante	Vibração e afrouxamento da haste da alavanca	8	160
Vida útil do material	5	Manutenção preventiva	Falha no freio e detecção visual	10	350
Vida útil do material	2	Manutenção preventiva	Falha na propulsão	2	32
Esforço excessivo	2	Seguir recomendações do fabricante	Vibração	2	40
Choques durante o uso	1	Evitar terrenos acidentados	Vibração	8	56
Vida útil e intempéries	5	Manutenção preventiva	Ruídos	6	90
Vida útil e intempéries	5	Manutenção preventiva	Ruídos	6	90
Torque excessivo	3	Cuidados na instalação do produto	Detecção visual	9	54
Torque excessivo	3	Cuidados na instalação do produto	Detecção visual	9	189
Esforço excessivo e choques	1	Seguir recomendações do fabricante	Falha na propulsão e detecção visual	9	90
Esforço excessivo e choques	2	Seguir recomendações do fabricante	Falha na propulsão e detecção visual	9	180
Choques durante o uso	1	Evitar terrenos acidentados	Detecção visual	9	90
Esforço excessivo e choques	4	Seguir recomendações do fabricante	Falha na propulsão e detecção visual	7	224
Esforço excessivo e choques	2	Seguir recomendações do fabricante	Falha na propulsão e detecção visual	8	160
Esforço excessivo e choques	2	Seguir recomendações do fabricante	Falha na propulsão e detecção visual	9	180
Choques durante o uso	1	Evitar terrenos acidentados	Detecção visual	9	90
Choques durante o uso	2	Evitar terrenos acidentados	Falha na propulsão	7	70
Vida útil do material	5	Manutenção preventiva	Falha na propulsão	7	280
Esforço excessivo e choques	5	Seguir recomendações do fabricante	Falha na propulsão e detecção visual	8	400
Choques durante o uso	2	Evitar terrenos acidentados	Vibração	4	80
Choques durante o uso	1	Evitar terrenos acidentados	Detecção visual	9	90
Esforço excessivo e choques	3	Seguir recomendações do fabricante	Detecção visual	9	270
Esforço excessivo e choques	3	Seguir recomendações do fabricante	Detecção visual	9	270

Ações Recomendadas	Ações Tomadas	Gravidade	Ocorrência	Detecção	RPN
Substituição do componente	NA	10	1	9	90
Substituição do componente	NA	10	2	2	40
Substituição do componente	NA	10	3	8	240
Substituição do componente	NA	10	2	8	160
Substituição do componente	NA	7	5	10	350
Substituição do componente	NA	8	2	2	32
Substituição do componente	NA	10	2	2	40
Substituição do componente	NA	7	1	8	56
Substituição do componente	NA	3	5	6	90
Substituição do componente	NA	3	5	6	90
Substituição do componente	NA	2	3	9	54
Substituição do componente	NA	7	3	9	189
Substituição do componente	NA	10	1	9	90
Substituição do componente	NA	10	2	9	180
Substituição do componente	NA	10	1	9	90
Substituição do componente	NA	8	4	7	224
Substituição do componente	NA	10	2	8	160
Substituição do componente	NA	10	2	9	180
Substituição do componente	NA	10	1	9	90
Substituição do componente	NA	5	2	7	70
Substituição do componente	NA	8	5	7	280
Substituição do componente	NA	10	5	8	400
Substituição do componente	NA	10	2	4	80
Substituição do componente	NA	10	1	9	90
Substituição do componente	NA	10	3	9	270
Substituição do componente	NA	10	3	9	270