



**CENTRO UNIVERSITÁRIO RITTER DOS REIS**  
**ÂNIMA EDUCAÇÃO**

**JOÃO ITAMAR MENEGUSSO JUNIOR**

**DIMENSIONAMENTO DE COMPONENTE DE TRANSMISSÃO EMPREGADO EM**  
**UMA CHAVE DE RODA**

**JOÃO ITAMAR MENEGUSSO JUNIOR**

**DIMENSIONAMENTO DE COMPONENTE DE TRANSMISSÃO EMPREGADO EM  
UMA CHAVE DE RODA**

Projeto de Pesquisa do trabalho de diplomação a ser apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Universitário Ritter dos Reis, como parte dos requisitos para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Jean de Dieu Briand  
Minsongui Mveh

Primeiramente, gostaria de agradecer a Deus por guiar meus passos e me proporcionar chegar até aqui. Aos meus pais João e Gilma, agradeço pelo amor incondicional, dedicação, compreensão, apoio e por abdicarem de seus sonhos para a realização do meu. A minha irmã Raissa Menegusso pela amizade, risadas e por estar sempre ao meu lado. A minha namorada, Victória Reischak por todo o apoio, compreensão e companheirismo nos momentos bons e difíceis desta etapa. Ao meu orientador Jean, pela paciência, dedicação e disponibilidade durante esse trabalho. Agradeço a todos os professores, que durante toda a minha formação compartilharam seus conhecimentos acadêmicos e pessoais comigo. Aos meus demais colegas, amigos e familiares, que, de alguma forma, participaram do meu crescimento como pessoa. Muito obrigado a todos.

“Julgue seu sucesso pelas coisas que você teve  
que renunciar para conseguir”.

(Dalai Lama)

## RESUMO

O objetivo deste trabalho foi projetar um conjunto de engrenagens capaz de remover e instalar simultaneamente quatro fixadores de roda automotiva. O mecanismo resulta em distribuir o mesmo torque para os quatro elementos de fixação. Para garantir que os quatro elementos de fixação recebam o mesmo torque, tornou-se necessário o uso de uma embreagem de contato positivo, projetada para desacoplar quando um torque pré-determinado é atingido. Em seguida, foram dimensionados os eixos e as chavetas, para posterior seleção dos rolamentos e anéis de retenção. Por fim, foi realizada a modelagem das peças no *software SolidWorks*, a fim de obter as dimensões finais do produto.

**Palavras-chave:** Dimensionamento. Transmissão. Trem de engrenagens. Elementos de fixação. Torque.

**LISTA DE FIGURAS**

Figura 1 - Veículo de Passeio .....	17
Figura 2 - Veículo Utilitário .....	18
Figura 3 - Veículo Camionete .....	19
Figura 4 - Caminhão .....	20
Figura 5 - Eixos Veículo.....	21
Figura 6 - Suspensão Veículo.....	21
Figura 7 - Freios do Veículo.....	22
Figura 8 - Motor do Veículo.....	22
Figura 9 - Transmissão do Veículo .....	23
Figura 10 - Sistema de Direção do Veículo.....	23
Figura 11 - Sistema Elétrico Automotivo.....	24
Figura 12 - Rodas do Veículo.....	25
Figura 13 - Cubo de Roda.....	26
Figura 14 - Pneus.....	27
Figura 15 - Parafusos de Roda.....	28
Figura 16 - Porcas de Roda.....	29
Figura 17 - Rolamentos .....	29
Figura 18 - Aplicação do Torque.....	31
Figura 19 - Regra da Mão Direita.....	32
Figura 20 - Torquímetro de Vareta.....	33
Figura 21 - Torquímetro de Relógio.....	33
Figura 22 - Torquímetro de Estalo .....	34
Figura 23 - Engrenagens.....	36
Figura 24 – Curvas de Falha para Tensões.....	37
Figura 25 - Engrenamento Simples .....	39

Figura 26 - Posição Ergonômica .....	42
Figura 27 - Engrenamento Simples .....	47
Figura 28 - Influência do número de dentes da coroa com os torques .....	52
Figura 29 - Influência do diâmetro da coroa com os torques .....	57
Figura 30 - Comparação de Materiais .....	60
Figura 31 - Eixos que realizam a transmissão do torque aos elementos de fixação.....	61
Figura 32 - Forças atuantes nas engrenagens de dentes retos.....	76
Figura 33 - Chaveta .....	79
Figura 34 - Posicionamento da embreagem .....	80
Figura 35 - Projeto Dimensional – Visão Frontal.....	82
Figura 36 - Projeto Dimensional – Visão Lateral.....	82
Figura 37 - Projeto Dimensional – Visão Lateral.....	83

**SIGLAS E ABREVIATURAS**

AGMA	American Gear Manufacturers Association
Denatran	Departamento Nacional de Trânsito
DIN	Deutsches Institut für Normung
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
NIOSH	National Institute for Occupational Safety and Health
TCC	Trabalho de conclusão de curso

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>11</b>
<b>2 OBJETIVOS.....</b>	<b>14</b>
2.1 OBJETIVO GERAL.....	14
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	14
2.3 PROBLEMA DE PESQUISA.....	14
2.4 JUSTIFICATIVA.....	15
2.5 DELIMITAÇÕES DO TRABALHO.....	15
<b>3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>16</b>
3.1 VEÍCULOS .....	16
<b>3.1.1 Passeio .....</b>	<b>16</b>
<b>3.1.2 Utilitário.....</b>	<b>17</b>
<b>3.1.3 Caminhonete.....</b>	<b>18</b>
<b>3.1.4 Caminhão.....</b>	<b>20</b>
3.2 COMPONENTES DOS VEÍCULOS.....	21
<b>3.2.1 Quantidade de eixos .....</b>	<b>21</b>
<b>3.2.2 Suspensão.....</b>	<b>21</b>
<b>3.2.3 Freios.....</b>	<b>22</b>
<b>3.2.4 Motor.....</b>	<b>22</b>
<b>3.2.5 Transmissão.....</b>	<b>23</b>
<b>3.2.6 Direção .....</b>	<b>23</b>
<b>3.2.7 Sistema elétrico.....</b>	<b>24</b>
3.3 RODAGEM.....	24
<b>3.3.1 Roda.....</b>	<b>24</b>
<b>3.3.2 Cubo .....</b>	<b>25</b>
<b>3.3.3 Pneus .....</b>	<b>26</b>
<b>3.3.4 Parafusos de Roda.....</b>	<b>27</b>
<b>3.3.5 Porcas de Roda .....</b>	<b>28</b>
3.4 ROLAMENTOS.....	29
3.5 TORQUE.....	31
<b>3.5.1 Torquímetro .....</b>	<b>32</b>
<b>3.5.2 Multiplicação de Torque.....</b>	<b>34</b>
3.6 ENGRENAGENS .....	35
3.7 CRITÉRIOS DE FALHAS .....	36

3.8 LIMITES DA RESISTÊNCIA .....	37
3.9 LUBRIFICANTES .....	38
3.10 TRENS DE ENGRENAGENS .....	38
3.11 ROSCAS .....	40
3.12 ERGONOMIA.....	41
<b>4 MATERIAIS E MÉTODOS .....</b>	<b>44</b>
4.1 ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE ELEMENTOS MECÂNICOS .....	44
4.2 PESQUISA DE MERCADO.....	48
4.3 DIMENSÕES TÍPICAS DE PARAFUSOS E PORCAS DE RODAS.....	49
4.4 TORQUE REQUERIDO.....	51
4.5 DETERMINAÇÃO DOS REQUISITOS DO PROJETO.....	53
4.6 DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES.....	55
<b>4.6.1 SISTEMA DE TRANSMISSÃO POR ENGRENAGENS .....</b>	<b>55</b>
<b>4.6.2 SELEÇÃO DO MATERIAL.....</b>	<b>59</b>
<b>4.6.3 EIXOS .....</b>	<b>60</b>
<b>4.6.4 CHAVETAS .....</b>	<b>65</b>
<b>4.6.5 LIMITADOR DE TORQUE.....</b>	<b>66</b>
<b>4.6.6 ROLAMENTOS E ANÉIS ELÁSTICOS .....</b>	<b>68</b>
<b>5 RESULTADOS .....</b>	<b>69</b>
5.1 SISTEMA DE TRANSMISSÃO POR ENGRENAGENS .....	69
<b>5.1.1 SELEÇÃO DO MATERIAL.....</b>	<b>72</b>
5.2 EIXOS .....	75
5.3 CHAVETAS.....	77
5.4 LIMITADOR DE TORQUE .....	79
5.5 PROJETO DIMENSIONAL .....	81
<b>6 CONCLUSÃO.....</b>	<b>84</b>
<b>7 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>86</b>
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>87</b>
<b>ANEXO A – PROPRIEDADES DOS MATERIAIS PARA O DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS E CHAVETAS.....</b>	<b>89</b>
<b>ANEXO B – DIMENSIONAMENTO DAS CHAVETAS .....</b>	<b>91</b>
<b>ANEXO C – DIMENSIONAMENTO DO LIMITADOR DE TORQUE .....</b>	<b>92</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Atualmente os veículos automotores são o meio de transporte mais utilizado pela população brasileira. Com base no levantamento de dados do Denatran (Departamento Nacional de Trânsito) no ano de 2022, o Brasil apresenta uma população de 115.116.532, portanto para a cada quatro habitantes há um veículo.

O automóvel se tornou um meio de transporte indispensável na vida de muitas pessoas no Brasil. Ele não é mais visto apenas como um símbolo de status ou luxo, mas sim como uma necessidade para as atividades cotidianas, como ir ao trabalho, estudar, viajar, fazer compras e lazer. Isso se deve, em grande parte, à falta de infraestrutura de transporte público em muitas cidades brasileiras e à distância entre as cidades do país.

Além disso, o carro traz praticidade e autonomia para quem o possui, permitindo que as pessoas possam se deslocar para onde quiserem e na hora que quiserem, sem depender de horários e itinerários pré-estabelecidos. Porém, é importante ressaltar que, apesar dos benefícios, o uso excessivo de veículos individuais pode acarretar em problemas ambientais, como a poluição do ar e a emissão de gases de efeito estufa.

Por isso, é importante pensar em alternativas mais sustentáveis de mobilidade, como o transporte público, bicicletas e caminhadas. Além disso, o uso de carros compartilhados e a adoção de tecnologias mais eficientes e menos poluentes também são opções viáveis para diminuir os impactos negativos do uso de veículos automotivos.

O sistema de suspensão dos veículos é de extrema importância para o conforto e segurança dos ocupantes do carro, bem como para a integridade mecânica do veículo. Ele é responsável por manter a estabilidade do carro e permitir que as rodas se movam adequadamente em superfícies irregulares, absorvendo choques e vibrações que podem ser prejudiciais ao carro e aos ocupantes, como mencionado por Santos (2013).

Entre os componentes do sistema de suspensão, os amortecedores têm papel fundamental na absorção dos impactos do veículo contra o solo, além de garantir uma dirigibilidade suave e segura. As molas também são importantes, pois auxiliam no trabalho dos amortecedores, mantendo a altura do veículo e garantindo estabilidade, como apontado por Norton (2013).

A barra estabilizadora é um componente que ajuda a manter o equilíbrio do veículo em curvas e em situações de mudanças bruscas de direção, evitando que o carro role. Já as rodas, cubos de roda e pneus são os componentes responsáveis por manter o veículo em contato com o solo, garantindo tração e aderência. Em resumo, o sistema de suspensão é essencial para

garantir a segurança e conforto dos ocupantes do veículo, além de preservar a integridade mecânica do carro. Por isso, é importante que os componentes desse sistema sejam de qualidade e estejam sempre em bom estado de conservação.

O sistema de suspensão é fundamental para proporcionar uma viagem segura e confortável aos ocupantes do veículo. Ele é composto por várias peças que trabalham juntas para absorver impactos e vibrações durante o percurso. Entre as principais peças, estão os amortecedores, molas, barra estabilizadora, rodas, cubos de roda e pneus.

Um sistema de suspensão em bom estado é essencial para a segurança dos ocupantes do veículo, pois ajuda a manter o controle do carro em situações de emergência. Porém, o estado das estradas brasileiras pode prejudicar o funcionamento do sistema de suspensão, já que muitas estradas não são pavimentadas ou apresentam defeitos como buracos, que podem causar problemas como a perfuração do pneu ou a deformação da roda.

Portanto, é importante que os motoristas mantenham a manutenção adequada do sistema de suspensão e tenham cuidado ao trafegar em estradas com condições precárias. Dessa forma, é possível garantir a segurança dos ocupantes do veículo e prolongar a vida útil das peças do sistema de suspensão.

Durante uma viagem, os incidentes na estrada podem ocorrer a qualquer momento e um dos mais comuns é a perfuração do pneu ou deformação da roda. Nesses casos, a solução paliativa é a substituição do rodado, ou seja, da roda e pneu, pelo reserva. Para que essa substituição seja feita com segurança, é necessário que o motorista esteja apto a realizar o procedimento e tenha os equipamentos adequados para a execução do serviço.

É importante ressaltar que a substituição do rodado deve ser realizada somente em local seguro, como acostamentos ou postos de serviço, para evitar possíveis acidentes. Além disso, é fundamental que o motorista tenha conhecimentos básicos sobre o funcionamento do sistema de suspensão e saiba como utilizar os equipamentos, como macaco e chave de roda, de forma correta.

Vale destacar que a falta de conhecimento e de equipamentos adequados pode comprometer não apenas a segurança do motorista, mas também dos passageiros e dos demais usuários da estrada. Por isso, é recomendado que os motoristas sempre verifiquem as condições dos pneus e das rodas antes de pegar a estrada e que tenham sempre um pneu reserva e os equipamentos necessários em boas condições.

Durante o processo de substituição do rodado em rodovias, é essencial que o motorista possua as ferramentas adequadas para a remoção e instalação dos parafusos ou porcas de

fixação da roda no cubo de roda. A falta de uma ferramenta apropriada pode dificultar e até mesmo impedir a troca do rodado, podendo causar transtornos e até mesmo acidentes.

Atualmente, a ferramenta mais utilizada pelos motoristas é a chave biela (ou chave L), que permite a remoção ou instalação de um componente por vez. Esse tipo de ferramenta é amplamente disponível e relativamente fácil de usar, o que a torna uma escolha popular entre os motoristas.

No entanto, é importante ressaltar que existem outras opções de ferramentas no mercado, como as chaves de impacto elétricas ou pneumáticas, que permitem uma remoção e instalação mais rápida e eficiente dos componentes de fixação. Essas ferramentas, embora mais caras e não tão amplamente disponíveis, podem ser uma opção mais adequada para quem precisa trocar rodados com frequência ou em situações de emergência.

O objetivo deste trabalho é apresentar uma solução para a substituição de pneus em rodovias, por meio do desenvolvimento de uma chave de roda múltipla. Esta ferramenta foi projetada para substituir a chave convencional (chave L), utilizada para remover e instalar um parafuso ou porca de roda por vez. A chave de roda múltipla é capaz de realizar a remoção e instalação de quatro parafusos ou porcas simultaneamente, o que agiliza o processo de substituição do rodado e aumenta a segurança do motorista e passageiros na rodovia.

Além disso, a chave de roda múltipla foi desenvolvida para ser de fácil manuseio, ocupando pouco espaço de armazenamento no veículo. Todos os seus elementos e transmissão foram dimensionados de forma a garantir a durabilidade e confiabilidade necessárias para a tarefa de substituição de pneus.

Com a utilização da chave de roda múltipla, espera-se reduzir o tempo de substituição do rodado e aumentar a eficiência e segurança na realização desta tarefa em rodovias.

## 2 OBJETIVOS

Os objetivos da pesquisa estão classificados em objetivo geral e objetivos específicos, que estão descritos a seguir.

### 2.1 OBJETIVO GERAL

Dimensionar os elementos que formarão o conjunto de transmissão por engrenagens para aplicação de uma chave de roda que permite a transmissão de torque à quatro elementos ou porcas simultaneamente.

### 2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Os objetivos específicos são:

- I) Obter as cargas e torques necessários para remover e instalar os parafusos e porcas de roda;
- II) Especificar o modelo de engrenagens mais apto que se encaixe neste projeto;
- III) Efetuar o dimensionamento do sistema de transmissão.

### 2.3 PROBLEMA DE PESQUISA

Conforme o contexto apresentado acima e a necessidade evidenciada de um produto que facilite a substituição das rodas dos veículos, é proposto o desenvolvimento de um sistema de transmissão por engrenagens capaz de suportar as cargas de torque e a ação do operador, a qual permitirá a transmissão de torque à quatro parafusos ou porcas de roda, simultaneamente.

## 2.4 JUSTIFICATIVA

Atualmente o processo de substituição do rodado de um veículo é realizado através de uma chave convencional capaz de remover ou instalar um componente de fixação por vez, processo que pode demandar esforços do operador devido as condições de aperto. No contexto descrito acima se evidencia a necessidade da criação de um produto que facilite a substituição do rodado dos veículos, desta maneira é proposto o desenvolvimento de um sistema de transmissão por engrenagens capaz de suportar as cargas de torque e a ação do operador, a qual permitirá a transmissão de torque à quatro parafusos ou porcas de roda, simultaneamente. Para garantir que o conjunto de elementos de transmissão seja capaz de suportar as cargas, faz-se necessário o dimensionamento adequado desses elementos, tornando-se oportuno este tema para a realização deste Trabalho de Conclusão de Curso.

## 2.5 DELIMITAÇÕES DO TRABALHO

A metodologia está pautada em realizar o dimensionamento dos elementos que formarão o conjunto de transmissão por engrenagens para aplicação de uma chave de roda que permite a transmissão de torque à quatro elementos ou porcas simultaneamente

Este trabalho está condicionado aos seguintes parâmetros:

- a) O trabalho irá abordar apenas a chave de roda múltipla de 4 parafusos;
- b) Com o mesmo conhecimento abordado, poderá ser gerado engrenagens para retirada de roda de caminhão.

### 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada a revisão bibliográfica, tendo como finalidade revisar os conceitos importantes para o desenvolvimento do trabalho. Serão abordados trabalhos correlatos e tópicos como torque, rolamentos, engrenagens, trens de engrenagens e engenharia auxiliada por computador.

#### 3.1 VEÍCULOS

Veículos automotores são máquinas motorizadas que se movem por conta própria e são utilizados para transportar pessoas e cargas. Eles são divididos em diferentes categorias, como carros de passeio, ônibus, caminhões, motocicletas, entre outros (METALAC, 2017).

No Brasil, os veículos automotores são utilizados como meio de transporte, tanto para deslocamento urbano como para o transporte de cargas e mercadorias. Segundo dados do Departamento Nacional de Trânsito (Denatran), em dezembro de 2021, havia mais de 105 milhões de veículos registrados no país, sendo que a maioria eram carros de passeio (DENATRAN, 2021).

Bickford (2008) relata que além disso, existem diversas questões relacionadas aos veículos automotores, como a segurança no trânsito, a poluição causada pelos gases emitidos pelos veículos, a importância da manutenção regular dos mesmos, entre outros. Por isso, é importante que as pessoas estejam atentas a essas questões e busquem sempre utilizar os veículos de forma responsável e segura.

##### 3.1.1 Passeio

Veículos de passeio são veículos motorizados destinados ao transporte pessoal, geralmente utilizados por indivíduos ou famílias para deslocamento em estradas ou áreas urbanas. Eles podem ter diferentes tamanhos e estilos, como sedans, coupés, SUVs, picapes, entre outros (NORTON, 2013).

De acordo com Flores et al. (2017), os veículos de passeio geralmente são equipados com um motor a combustão interna, que converte a energia armazenada em combustível em movimento mecânico. Nos últimos anos, também houve um aumento na popularidade de

veículos elétricos, que utilizam baterias para armazenar a energia necessária para movimentar o carro.

Os carros de passeio podem ter diferentes características, como transmissão automática ou manual, tração nas duas ou quatro rodas, tecnologias de segurança e conforto, além de acessórios personalizados para atender às necessidades e preferências dos motoristas (JUVINALL E MARSCHEK, 2008).

Embora os carros de passeio (figura 01), possam ser uma opção conveniente para muitas pessoas, eles também têm impactos ambientais e de segurança significativos.

Figura 1 - Veículo de Passeio



Fonte: Google Imagens, (2023).

### 3.1.2 Utilitário

Veículos utilitários são projetados para transportar cargas e equipamentos, geralmente usados em atividades comerciais e industriais. Esses veículos podem variar em tamanho e forma, desde vans e caminhões leves até ônibus e caminhões pesados (NORTON, 2013).

A quantidade de eixos em um veículo utilitário varia de acordo com a capacidade de carga e o tipo de terreno em que o veículo será utilizado. Caminhões pequenos geralmente possuem dois eixos, enquanto caminhões pesados podem ter até seis eixos para suportar cargas maiores (BICKFORD, 2008).

Mott (2015) destaca que a suspensão do veículo é projetada para absorver impactos e manter o veículo estável em condições variadas de terreno. Isso é especialmente importante

em veículos utilitários que transportam cargas pesadas. Os tipos de suspensão incluem molas helicoidais, feixes de mola, suspensão pneumática e suspensão hidráulica.

Os freios de um veículo utilitário são essenciais para sua segurança e a segurança de outros usuários da estrada. Eles devem ser capazes de parar o veículo em um espaço seguro, mesmo quando carregado com carga máxima. Os freios podem ser a ar, hidráulicos ou elétricos, dependendo do tipo de veículo e da capacidade de carga (NORTON, 2013).

Os principais componentes de um veículo utilitário (figura 2), incluem o motor, transmissão, eixo traseiro, sistema elétrico, sistema de combustível, sistema de direção e sistema de arrefecimento. Além disso, os veículos utilitários podem incluir acessórios específicos, como guindastes, plataformas elevatórias e caçambas basculantes, dependendo das necessidades de carga e transporte (BICKFORD, 2008).

Figura 2 - Veículo Utilitário



Fonte: Google Imagens, (2023).

### 3.1.3 Caminhonete

As caminhonetes (figura 3) são veículos utilitários com capacidade de carga, normalmente equipados com uma carroceria aberta na parte de trás para transportar mercadorias ou equipamentos. Elas podem variar em tamanho e capacidade, dependendo da finalidade para a qual foram projetadas (GARAGEM360, 2019).

A quantidade de eixos em uma caminhonete pode variar, desde modelos com um único eixo traseiro, até caminhões com dois ou três eixos. A suspensão geralmente é projetada para suportar a carga útil e fornecer uma condução suave, incluindo a suspensão traseira, que pode ser de molas ou de ar (NORTON, 2013).

Bickford (2008) cita que os freios podem variar dependendo do tamanho e do modelo da caminhonete. Os freios a disco nas quatro rodas são comuns em caminhonetes maiores, enquanto as caminhonetes menores geralmente têm freios a tambor nas rodas traseiras. Além disso, muitas caminhonetes agora têm sistemas de freios antibloqueio (ABS) para melhorar a segurança em condições de frenagem difíceis.

Norton (2013) enfatiza que os principais componentes de uma caminhonete incluem o motor, a transmissão, o sistema de direção, a suspensão, os freios, o sistema elétrico, a carroceria e os pneus. O motor pode ser movido a gasolina ou diesel e pode variar em tamanho e potência, dependendo do modelo. A transmissão pode ser manual ou automática e geralmente é projetada para lidar com a carga útil da caminhonete.

O sistema de direção geralmente inclui uma coluna de direção, uma caixa de direção e um conjunto de barras de direção que conectam as rodas dianteiras. A carroceria pode ser feita de metal, plástico ou fibra de vidro e pode incluir uma variedade de recursos, como racks de teto, ganchos de amarração e tampas de caçamba. Os pneus são projetados para suportar o peso da carga útil e fornecer uma aderência adequada na estrada (JUVINALL E MARSCHEK, 2008).

Figura 3 - Veículo Camionete



Fonte: Google Imagens, (2023).

### 3.1.4 Caminhão

Um caminhão é um veículo motorizado usado para transportar mercadorias em grandes quantidades. Eles podem ter vários eixos, dependendo do tamanho e do peso da carga que eles transportam. Quanto mais eixos, maior será a capacidade de carga do caminhão (SANTOS, 2013).

A suspensão é um sistema que ajuda a absorver os solavancos e choques da estrada, para manter a carga segura e evitar danos aos componentes do veículo. Existem vários tipos de suspensão, incluindo suspensão de molas, suspensão pneumática e suspensão a ar (GONÇALVES, 2013).

O freio é um componente crítico de qualquer caminhão e é necessário para manter a segurança durante a condução. Existem vários tipos de freios, incluindo freios a tambor, freios a disco e freios de ar. Os freios de ar são comuns em caminhões maiores, pois permitem que a pressão do ar seja usada para acionar os freios de todo o veículo (NORTON, 2013)

Santos (2013) enfatiza que outros componentes importantes do caminhão (figura 4) incluem o motor, a transmissão, a embreagem, a direção, os pneus, os eixos, a cabine do motorista, a carroceria e a eletrônica. Todos esses componentes trabalham juntos para garantir que o caminhão seja capaz de transportar a carga com segurança e eficiência.

Figura 4 - Caminhão



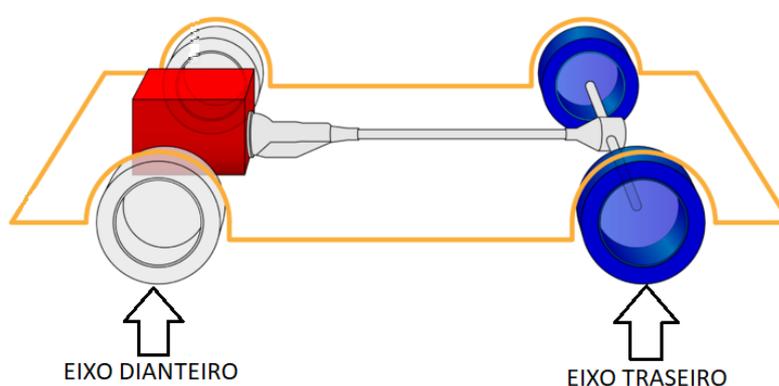
Fonte: Google Imagens, (2023).

## 3.2 COMPONENTES DOS VEÍCULOS

### 3.2.1 Quantidade de eixos

A maioria dos veículos de passeio tem quatro rodas, o que significa que eles têm dois eixos (figura 5) - um dianteiro e um traseiro. No entanto, existem alguns veículos de passeio com três rodas que têm apenas um eixo dianteiro ou traseiro (NORTON, 2013).

Figura 5 - Eixos Veículo



Fonte: Autor, (2022).

### 3.2.2 Suspensão

De acordo com Norton (2013), a suspensão (figura 6) é responsável por absorver os impactos das irregularidades da estrada e manter as rodas em contato com a superfície da estrada. Ela é composta por vários componentes, como molas, amortecedores, barras estabilizadoras e braços de suspensão.

Figura 6 - Suspensão Veículo



Fonte: Automais, (2019).

### 3.2.3 Freios

Os freios (figura 7) são um componente crítico do veículo, responsáveis por parar ou desacelerar o veículo quando necessário. Eles são geralmente compostos por discos ou tambores de freio, pastilhas ou sapatas de freio, pinças ou cilindros de freio e um sistema hidráulico (SHIGLEY, MISCHKE E BUDYNES, 2005).

Figura 7 - Freios do Veículo



Fonte: Automax, (2021).

### 3.2.4 Motor

O motor (figura 8) é o componente principal do veículo que fornece a potência necessária para mover o veículo. Ele pode ser um motor a combustão interna, que queima combustível para gerar energia, ou um motor elétrico, que usa energia elétrica armazenada em baterias para gerar energia (MOTT, 2015).

Figura 8 - Motor do Veículo

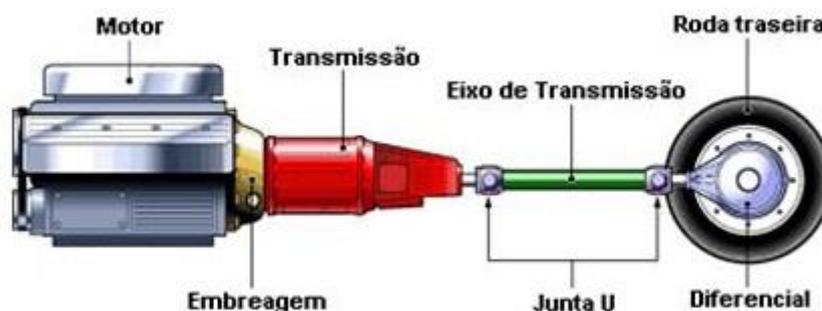


Fonte: Automax, (2021).

### 3.2.5 Transmissão

A transmissão (figura 9) é responsável por transferir a potência do motor para as rodas do veículo. Ela é geralmente composta por uma caixa de câmbio, embreagem e eixo de transmissão (NORTON, 2013).

Figura 9 - Transmissão do Veículo



Fonte: Portalubes, (2021).

### 3.2.6 Direção

De acordo com Tec Tor (2017) a direção (figura 10) é responsável por controlar a direção das rodas dianteiras do veículo. Ela é geralmente composta por uma coluna de direção, caixa de direção e braços de direção.

Figura 10 - Sistema de Direção do Veículo

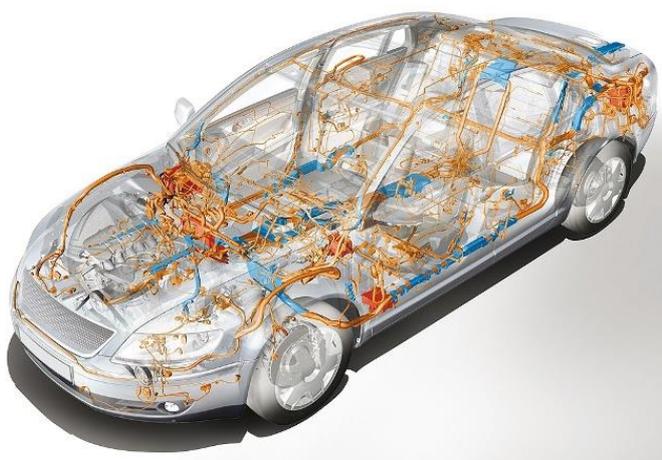


Fonte: Google Imagens, (2023).

### 3.2.7 Sistema elétrico

O sistema elétrico (figura 11) é responsável por fornecer energia elétrica para vários componentes do veículo, como faróis, luzes de freio, rádio, sistema de som e outros acessórios elétricos. Ele é composto por uma bateria, alternador e vários fios elétricos (GONÇALVES, 2013).

Figura 11 - Sistema Elétrico Automotivo



Fonte: Google Imagens, (2023).

## 3.3 RODAGEM

### 3.3.1 Roda

As rodas (figura 12) dos veículos de passeio são uma parte essencial para o funcionamento do automóvel e têm sido objeto de estudo e desenvolvimento ao longo dos anos. Segundo Pandey et al. (2014), as rodas de um carro devem atender a vários requisitos, como suportar o peso do veículo, resistir a impactos, garantir a estabilidade em curvas e oferecer baixo atrito ao solo.

As rodas modernas de carros de passeio são geralmente feitas de ligas de alumínio ou aço, que oferecem uma combinação de resistência e leveza, como destacado por Bannister (2019). O tamanho das rodas também pode influenciar o desempenho do veículo, afetando a dirigibilidade e o consumo de combustível, como mencionado por Garrick (2016).

Além disso, as rodas podem ser equipadas com diferentes tipos de pneus, como pneus de verão, pneus de inverno ou pneus todo-o-terreno, dependendo do clima e das condições de uso, conforme apontado por Zhou et al. (2018). Esses pneus podem ter diferentes padrões de banda de rodagem, que afetam a aderência ao solo e o desgaste dos pneus, como indicado por Li et al. (2016).

Em resumo, as rodas dos veículos de passeio são componentes cruciais que devem atender a vários requisitos de desempenho e segurança. Elas são feitas de materiais resistentes e leves, possuem diferentes tamanhos e podem ser equipadas com diferentes tipos de pneus, dependendo do uso e das condições climáticas.

Figura 12 - Rodas do Veículo



Fonte: Google Imagens, (2023).

### 3.3.2 Cubo

Os cubos de roda (figura 13) são componentes importantes dos veículos de passeio, responsáveis por permitir a rotação das rodas em torno do eixo de direção e suportar a carga do veículo. Eles são compostos por diversos elementos, incluindo rolamentos, cubos, flanges e porcas, que trabalham em conjunto para garantir a segurança e o desempenho do veículo (SARAVANAN E ARUNACHALAM, 2017).

De acordo com a pesquisa de Saravanan e Arunachalam (2017), "Os cubos de roda têm uma função vital em um veículo e sua falha pode levar a consequências graves. É essencial que sejam projetados e fabricados com alta precisão e tolerâncias apertadas para garantir o desempenho ideal e a segurança do veículo".

Os cubos de roda também podem ter um impacto significativo no conforto do passageiro. Segundo estudo de Cengiz et al. (2019), "A vibração devido à desalinhamento dos

cubos de roda pode causar desconforto ao motorista e aos passageiros. Por isso, a medição e o ajuste precisos dos cubos de roda são importantes para garantir a qualidade de condução".

Além disso, a manutenção adequada dos cubos de roda é essencial para evitar falhas e prolongar a vida útil do componente. De acordo com o estudo de Hajek et al. (2020), "A manutenção regular dos cubos de roda pode ajudar a evitar problemas como desgaste excessivo dos rolamentos e vazamentos de lubrificante. É importante seguir as recomendações do fabricante em relação à inspeção e substituição dos cubos de roda".

Em resumo, os cubos de roda são componentes críticos dos veículos de passeio que afetam a segurança, o desempenho e o conforto dos passageiros. É essencial que sejam projetados, fabricados e mantidos adequadamente para garantir um desempenho ideal e prolongar a vida útil do veículo.

Figura 13 - Cubo de Roda



Fonte: Google Imagens, (2023).

### 3.3.3 Pneus

Os pneus dos veículos de passeio são componentes fundamentais para a segurança e desempenho dos automóveis. De acordo com Guimarães e Cunha (2017), os pneus são responsáveis por transmitir a potência do motor para o solo, proporcionar a aderência necessária para a dirigibilidade do veículo, além de absorver impactos e suportar o peso do automóvel.

Segundo Bezerra et al. (2020), os pneus dos veículos de passeio possuem diversas características que influenciam no seu desempenho, tais como a largura, altura, diâmetro, índice de carga, código de velocidade, entre outras. Além disso, existem diferentes tipos de

pneus para diferentes condições de uso, como pneus para estrada, pneus para off-road, pneus para neve, entre outros.

Para Andrade e Lima (2020), a manutenção adequada dos pneus é essencial para garantir a segurança do condutor e dos passageiros, além de prolongar a vida útil dos pneus. É importante manter a pressão correta dos pneus, realizar o alinhamento e balanceamento periodicamente, além de verificar o desgaste dos pneus e substituí-los quando necessário.

Em resumo, os pneus dos veículos de passeio são componentes fundamentais para a segurança e desempenho dos automóveis, e sua manutenção adequada é essencial para garantir a segurança e prolongar a vida útil dos pneus.

Figura 14 - Pneus



Fonte: Google Imagens, (2023).

### **3.3.4 Parafusos de Roda**

Os parafusos (figura 15) utilizados nos veículos de passeio são um componente essencial na sua construção e manutenção. De maneira geral, são utilizados diversos tipos de parafusos em diferentes tamanhos e formatos para a fixação de diversas peças do veículo.

De acordo com Oyadiji et al. (2015), os parafusos utilizados nos carros podem ser classificados em três categorias principais: parafusos de cabeça sextavada, parafusos de cabeça cilíndrica e parafusos de cabeça cônica.

Quanto ao tamanho, segundo a norma ABNT NBR ISO 7040:2012 os parafusos hexagonais são padronizados de M1,6 até M120 (VERISSIMO, 2019). Além disso, devem apresentar alta resistência para garantir a segurança dos usuários do veículo.

Figura 15 - Parafusos de Roda



Fonte: Fachini, (2020).

### 3.3.5 Porcas de Roda

As porcas (figura 16), por sua vez, também são classificadas em diferentes tipos, como as porcas sextavadas e as porcas autoblocantes. Quanto ao tamanho, segundo a norma ABNT NBR ISO 7040:2012, as porcas hexagonais são padronizadas em tamanhos que variam de M1,6 até M64 (VERISSIMO, 2019).

Outro ponto importante a se destacar é que, devido às exigências de segurança, as porcas utilizadas em veículos de passeio devem possuir alta resistência e serem capazes de suportar grandes cargas. Para tanto, são utilizados materiais como aço-liga, aço inoxidável e titânio (GALIOTO, 2019).

Em resumo, os parafusos utilizados em veículos de passeio são componentes essenciais para a fixação de diversas peças, sendo classificados em diferentes tipos e tamanhos padronizados.

Figura 16 - Porcas de Roda



---

Fonte: Fachini, (2020).

### 3.4 ROLAMENTOS

Niemann (1971) destaca que os rolamentos (figura 17), são elementos mecânicos com a papel de suportar um sistema que transmite torque, tendo que suportar esforços do tipo simples ou combinados. Devido a sua extensa aplicação em diversas áreas, sendo a principal delas a industrial, é possível alcançar diversas variedades de tamanhos e modelos.

Conforme especificado pelo fabricante de rolamentos, tais como NSK (2019) e NTN (2019), o dimensionamento realizado nos rolamentos pode ser feito a partir das cargas estáticas e dinâmicas. Sendo a carga estática uma carga hipotética, que resultará em uma área de contato da pista com o corpo rolante, com isso, será submetida à tensão máximo que pode provocar a restrição do giro suave do rolamento.

Figura 17 - Rolamentos



Fonte: Sorasa, (2023).

Shigley, Mischke e Budynas (2005) destaca que nos rolamentos radiais temos a carga sendo do tipo radial, onde adota-se que a carga passa pelo centro dos rolamentos, e nos rolamentos axiais, é adotado que a carga axial de direção é coincidente com o eixo central. Temos abaixo as equações que se referem a carga equivalente nos rolamentos radiais, onde o maior valor calculado deverá ser adotado. Já para os rolamentos axiais também podemos utilizar a equação (1) para realizar os cálculos, desde que o ângulo de contato nominal seja diferente de 90°, caso contrário adota-se que a carga estática equivalente é igual a carga axial.

$$P_0 = (X_0 \cdot Fr) + (Y_0 \cdot Fa) \quad \text{Equação (1)}$$

$$P_0 = Fr$$

Onde:

$P_0$  é a carga estática equivalente [N];

$Fr$  é a carga radial [N];

$Fa$  é a carga axial [N];

$X_0$  é o coeficiente de carga radial estática;

$Y_0$  é o coeficiente de carga axial estática.

Todavia as fabricantes NSK (2019) e NTN (2019) salientam que as cargas que atuam nos rolamentos, em alguns casos específicos, não são puramente radiais e axiais. Neste contexto, as cargas radiais e axiais ocorrem simultaneamente, existindo a possibilidade de variação da intensidade e direção destas cargas.

Em acontecimentos como estes, deve ser reconhecida uma carga hipotética definida como sendo a carga dinâmica equivalente que passe pelo centro do rolamento, com a intensidade constante, que possibilite uma vida correspondente à vida real do rolamento nas inúmeras condições de carga e rotação. O cálculo para a carga dinâmica equivalente em rolamentos radiais é similar a equação abaixo. Já para os rolamentos axiais de esfera normais não podem receber cargas radiais, mas os rolamentos axiais auto compensadores permitem a aplicação de determinada carga, onde é utilizada a equação (2), conforme descrito abaixo:

$$P = Fa + 1,2 \cdot Fr$$

**Equação (2)**

Onde:

$P$  é a carga estática equivalente [N];

$Fa$  é a carga axial [N].

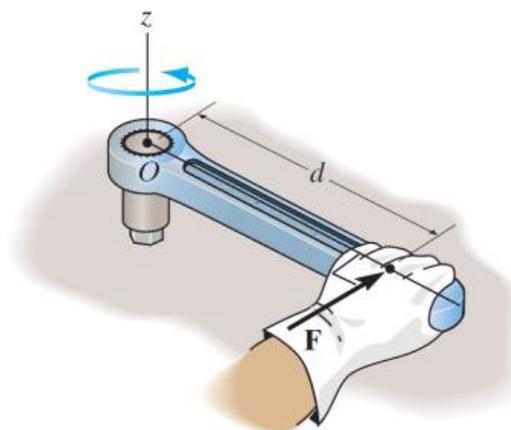
$Fr$  é a carga radial [N].

### 3.5 TORQUE

O torque, também conhecido como momento de uma força, é uma grandeza vetorial que representa a tendência de giro de um corpo em relação a um centro de rotação. Sua intensidade pode ser descrita como o produto da força  $F$  e a distância perpendicular ou conhecido como braço do momento  $d$  (STIPKOVIC FILHO, 1987).

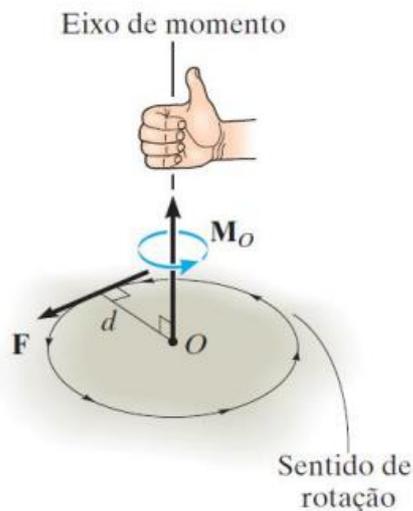
Por ser uma quantidade vetorial o torque possui, além da intensidade, direção e sentido. Dessa maneira, a direção do momento é perpendicular ao plano que contém a vetor da força e da distância. Já o sentido, pode ser encontrado utilizando a regra da mão direita. Sendo que está regra descreve que os dedos curvados acompanham a tendência de rotação do corpo e o polegar irá indicar o sentido do torque, conforme figura 18 e 19 (NORTON, 2013).

Figura 18 - Aplicação do Torque



Fonte: Hibbeler, (2017).

Figura 19 - Regra da Mão Direita



Fonte: Hibbeler, (2017).

Como uma das aplicações, o torque está presente em sistemas de união por porca e parafuso em que é necessária uma força inicial, também conhecida de pré-carga, para haver a união das partes desejadas. Como no ambiente de montagem há a dificuldade de se medir o alongamento do parafuso, o torque é uma solução para esse problema, em que parte dele é transformado na pré-carga (BUDYNAS; NISBETT, 2016).

### 3.5.1 Torquímetro

Os torquímetros são ferramentas de precisão responsáveis por transmitir o torque desejado para as porcas e parafusos (BUDYNAS; NISBETT, 2016). A sua utilização é importante na instalação de equipamentos, pois a aplicação do torque especificado irá proporcionar a adequada fixação dos componentes. Em casos de montagem com torque inferior ao recomendado, pode haver a perda de desempenho do equipamento, vazamento de fluidos e comprometimento da segurança do operador. Em contrapartida, o torque excessivo pode resultar na ruptura do elemento de fixação e danos a rosca (VIALTA, 2018).

Segundo DANTAS (2007) os torquímetros podem ser divididos em dois grupos: os de indicação de torque, tipo I, e os de pré-ajuste de torque, tipo II. Pertencente aos modelos do tipo I, destacam-se os instrumentos com barra de flexão (classe A), mostrado na figura 20, e os com escalas ou mostradores, podendo ser digitais ou analógicos (classe B), figura 21.

Para o torquímetro com barra de flexão, a leitura do torque é feita na escala com a indicação da vareta, que sofre uma deformação à medida que é aplicada uma força na empunhadura. Esse tipo de instrumento exige maiores cuidados na utilização e armazenamento, pois possui mecanismo aparente e danos na vareta podem ocasionar erros de leitura (DANTAS, 2007).

Figura 20 - Torquímetro de Vareta



Fonte: Gedore, (2021).

Figura 21 - Torquímetro de Relógio



Fonte: Gedore, (2021).

No modelo de torquímetro tipo I classe B, o torque é aplicado pelo operador e indicado no mostrador. Desse modo, a leitura deve ser realizada perpendicularmente ao mostrador, quando analógico, para evitar o erro de paralaxe. Para os modelos com especificação torque máximo acima de 10 N.m, eles possuem melhor exatidão em relação os instrumentos da classe A. Porém uma desvantagem, presente também nas outras classes do tipo I, é não possuir um sistema de alívio de torque ao atingir o valor desejado, exigindo do operador maior atenção para evitar a aplicação de sobre carga nos parafusos (NSK, 2019).

Já para os instrumentos do tipo II, ressalta-se o modelo ajustável com escala ou mostrador (classe A). Ele é um dos mais utilizados, contando com boa exatidão e praticidade no ajuste do valor de torque.

Figura 22 - Torquímetro de Estalo



Fonte: Gedore, (2021).

Pertencente a classe A, observe-se na figura 22, o modelo de torquímetro de estalo, que possui um mecanismo interno que emite um sinal sonora “click” ao atingir o valor desejado, assim informando ao operador para cessar a força e protegendo o sistema contra sobre torque (DANTAS, 2007).

### 3.5.2 Multiplicação de Torque

A multiplicação de torque é uma técnica utilizada em veículos de passeio para aumentar a eficiência do motor, resultando em melhor desempenho e economia de combustível. Segundo os autores, essa técnica consiste em "aumentar o torque do motor em baixas rotações, mantendo a potência máxima em alta rotação" (SANTOS, 2017).

Um estudo realizado por Sá (2019) mostrou que a multiplicação de torque é uma técnica viável e eficaz para reduzir o consumo de combustível em veículos de passeio. Segundo os autores, "a utilização de um sistema de multiplicação de torque pode reduzir o consumo de combustível em até 10% em condições de uso urbano".

Além disso, um estudo realizado por Oliveira (2020) mostrou que a multiplicação de torque pode contribuir para reduzir as emissões de poluentes. Segundo os autores, "o uso de multiplicação de torque pode reduzir as emissões de CO<sub>2</sub>, CO, NO<sub>x</sub> e HC em até 20%, dependendo das condições de uso do veículo".

Em resumo, a multiplicação de toque é uma técnica promissora para melhorar o desempenho e a eficiência dos veículos de passeio, reduzindo o consumo de combustível e as emissões de poluentes (GONÇALVES, 2013).

### 3.6 ENGRENAGENS

As engrenagens são elementos essenciais em muitos sistemas mecânicos, incluindo os veículos de passeio. Elas são responsáveis pela transferência de torque e movimento entre os eixos, permitindo a transmissão de potência do motor para as rodas (SHIGLEY, MISCHKE E BUDYNAS, 2005).

Segundo Niemann (1971), as engrenagens em veículos de passeio são comumente usadas em sistemas de transmissão, caixa de câmbio e diferencial. A transmissão é responsável por variar a relação de transmissão entre o motor e as rodas, enquanto a caixa de câmbio permite ao motorista selecionar a marcha apropriada para a velocidade e condições de condução. Já o diferencial permite que as rodas girem em velocidades diferentes durante curvas, para evitar derrapagem e melhorar a estabilidade.

Além disso, de acordo com Gere e Timoshenko (2017), as engrenagens em veículos de passeio podem ser classificadas em diferentes tipos, dependendo de sua geometria e aplicação. Entre as engrenagens mais comuns estão as engrenagens cilíndricas de dentes retos e helicoidais, que são usadas em sistemas de transmissão e caixa de câmbio, e as engrenagens cônicas, que são usadas no diferencial.

Outro ponto importante é a manutenção das engrenagens (figura 23), que deve ser realizada regularmente para garantir o bom funcionamento do sistema. Conforme recomendado por Budynas e Nisbett (2011), a manutenção pode incluir a inspeção visual e dimensional das engrenagens, bem como a troca de lubrificantes e ajustes de folga.

Em resumo, as engrenagens são elementos fundamentais para a operação dos veículos de passeio, permitindo a transferência de potência do motor para as rodas e garantindo o desempenho e a segurança do veículo. Sua aplicação é diversa e é importante manter sua manutenção em dia para evitar problemas no funcionamento do sistema (NIEMANN, 1971).

Figura 23 - Engrenagens



Fonte: Gedore, (2021).

### 3.7 CRITÉRIOS DE FALHAS

Conforme Norton (2013), o mesmo destaca que as engrenagens possuem dois modos de falhas que podem afetar seus dentes. O primeiro modo é por fratura por fadiga, que ocorre devido as tensões variadas de flexão na raiz do dente. Já o segundo modo é a fadiga superficial e ocorre devido ao contato constante entre as superfícies dos dentes, este modo de falha é conhecido como crateração.

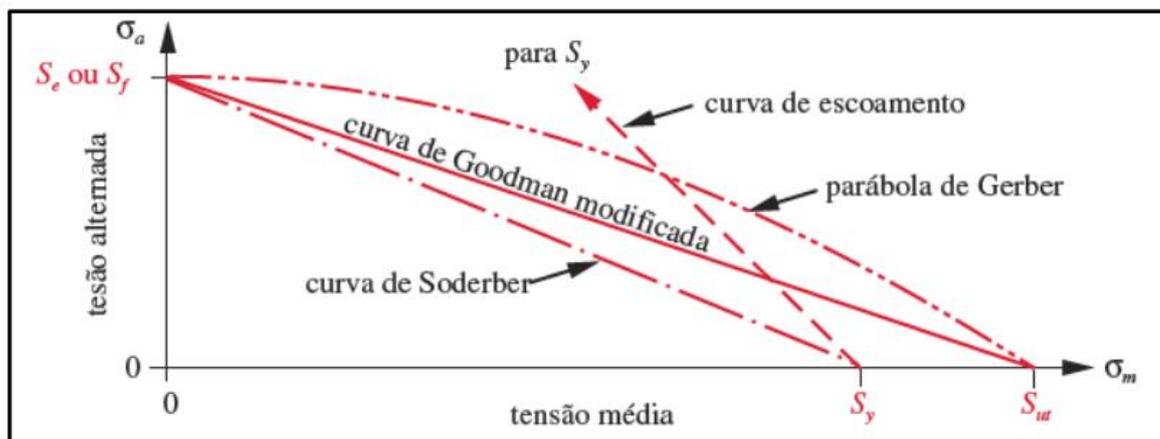
Na grande maioria dos casos, as engrenagens são altamente carregadas e desta maneira são produzidas com materiais ferrosos que possuem um limite de resistência a fadiga por flexão com vida infinita, porém os materiais não exibem um limite de tensões repetidas de contato de superfície. Sendo assim, se espera que não haja fratura do dente em condições normais de carga, espera-se que as engrenagens possam falhar uma hora ou outra, por algum mecanismo de desgaste, onde o mais comum é a crateração, dentre os demais desgastes, sendo eles a abrasão e adesão (GUPTA E CHATTERJEE, 2018).

Conforme Charles (2015), foi constatado que as engrenagens compostas por polímero podem falhar por desgaste ou por fadiga. Além disso, conforme descrito por Gupta e Chatterjee (2018), eles enfatizam que a tensão de contato nas engrenagens ocorre em suas faces durante o acoplamento dos dentes, onde é essencial que o material selecionado resista a tensão solicitada durante a operação.

Para exemplificar a fatura por fadiga devido a flexão pode ser evitada mantendo o estado de tensões no interior da linha modificada de Goodman para o material selecionado,

conforme ilustrado na Figura 24. Sendo assim, o limite de resistência a fadiga por flexão do material deve ser superior a carga aplicada.

Figura 24 – Curvas de Falha para Tensões



Fonte: Norton, (2013).

### 3.8 LIMITES DA RESISTÊNCIA

Os limites de resistência corrigidos são utilizados para levar em consideração o efeito de entalhes, concentração de tensões e outras descontinuidades em componentes mecânicos. Esses fatores podem reduzir a resistência à tração e à fadiga de um material, portanto, é necessário aplicar correções aos valores de limite de resistência obtidos em ensaios de laboratório (NORTON, 2013).

Existem vários métodos para calcular os limites de resistência corrigidos, incluindo o método de Peterson, o método de Neuber e o método de Notch Stress Intensity Factor (NSIF). Esses métodos são baseados em equações matemáticas que levam em conta as características geométricas da descontinuidade e as propriedades mecânicas do material (GRAFF, 2018).

Além disso, os limites de resistência à fadiga também são determinados de forma diferente dos limites de resistência à tração. Um dos métodos mais conhecidos é o método de Norton, que é baseado na relação entre o número de ciclos de fadiga e a tensão aplicada. Esse método é útil para prever a vida útil de componentes mecânicos sujeitos a carregamento cíclico, como por exemplo, as molas de suspensão de um veículo (BRAGA, 2018).

### 3.9 LUBRIFICANTES

Conforme descrito por Norton (2013) cita que todos os engrenamentos devem ser lubrificados com a finalidade de evitar alguma falha prematura na superfície, como um desgaste abrasivo ou adesivo. Existem exceções, elas são chamadas de engrenagens de polímeros ligeiramente carregadas. Como em todas as aplicações mecânicas, os fluídos lubrificantes têm como finalidade no engrenamento controlar a temperatura para assim, reduzir escórias, riscos e a aspereza dos dentes, remover o calor e separar as superfícies metálicas, reduzindo assim, o atrito e o desgaste.

Braga (2018) ainda destaca que os principais lubrificantes utilizados são a base de petróleo com variadas viscosidades. Temos também os óleos considerados leves, eles são utilizados para aplicações de altas velocidades e ou de cargas baixas. No caso de óleos mais densos, é recomendado para aplicações de baixas velocidades e ou cargas altas. Como opção, também pode ser utilizado a aplicação da graxa, a qual só será eficiente em operações que houverem baixas rotações e cargas leves.

Uma forma de obter lubrificação em um sistema é a utilização de mancais auto lubrificante, onde a lubrificação ocorre através da camada de inserto presente na parte interior dos mancais. Suas principais características é o desgaste reduzido e a utilização em operações a seco (GEARS AND GEAR RATIOS, 2018).

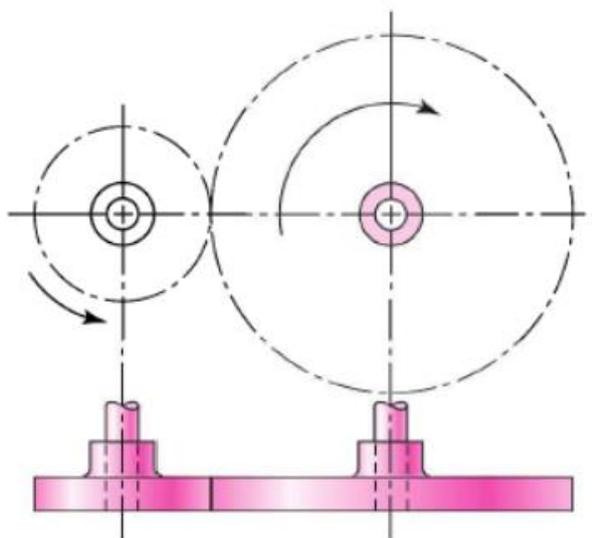
### 3.10 TRENS DE ENGENAGENS

Um trem de engrenagens é qualquer coleção de duas ou mais engrenagens acopladas. Essas engrenagens têm como objetivo transmitir torque de uma entrada até uma saída, como é possível ver na figura 25, onde a menor engrenagem representa uma entrada de potência e a maior a saída, durante este processo podem haver alterações no torque e velocidade do movimento em relação a entrada (NORTON, 2013).

Conforme destacado por Braga (2018), que na prática o uso de engrenagens tem como finalidade obter algum tipo de vantagem mecânica, ou seja, alterando a força que é transmitida de modo que se obtenha mais força e menor velocidade ou vice-versa. Quando temos um sistema projetado requer uma maior força e menor velocidade, com isso, significa

uma vantagem mecânica maior que um. Já por outro lado, se o sistema requer menor força e maior velocidade, o sistema tem uma vantagem mecânica menor que um.

Figura 25 - Engrenamento Simples



Fonte: Norton, (2013).

Primeiramente é necessário definir o conceito de relação de transmissão e eficiência mecânica, antes de entrarmos definitivamente na classificação desses sistemas. O conceito de trem de engrenagem na sua forma mais simples possível, o trem de engrenagens simples, que é composto de um pinhão, sendo a sua menor engrenagem, e a coroa, sendo a sua maior engrenagem (BRAGA, 2018). A potência agindo no pinhão pode ser definida pela equação 3:

$$P1 = T1 \cdot \omega1$$

**Equação (3)**

Onde:

$P1$  é a potência;

$T1$  é o torque;

$\omega1$  é a velocidade angular do pinhão.

Assumindo que toda a potência proveniente do pinhão é inteiramente transmitida para a coroa, é possível afirmar que a potência na engrenagem é igual a potência transmitida para o pinhão, como é visto na equação 04:

$$P1 = P2$$

**Equação (4)**

Onde:

*P1* é a potência na engrenagem;

*P2* é a potência transmitida para o pinhão.

### 3.11 ROSCAS

As roscas utilizadas em rodas de veículos de passeio são geralmente de dois tipos: roscas métricas e roscas polegadas (GRAFF, 2018).

A rosca métrica é baseada no sistema internacional de unidades (SI), e é caracterizada pelo diâmetro externo da rosca em milímetros (por exemplo, M12 para uma rosca com diâmetro externo de 12 mm). Essas roscas são mais comuns em veículos de fabricação europeia e asiática (GRAFF, 2018).

Já a rosca polegada é baseada no sistema imperial de unidades, e é caracterizada pelo número de fios por polegada (por exemplo, 1/2-20 para uma rosca com 20 fios por polegada). Essas roscas são mais comuns em veículos de fabricação americana (NORTON, 2013).

As roscas utilizadas em rodas de veículos são projetadas para garantir uma fixação segura e confiável da roda ao cubo do veículo. É importante que a rosca seja adequada ao tipo de veículo e ao tipo de roda utilizada, para garantir a segurança do veículo e dos ocupantes (MOTT, 2015).

### 3.12 ERGONOMIA

Lida (2005) discute as três posturas básicas que podem ser adotadas pelos operadores em um ambiente de trabalho: deitada, sentada e de pé. Cada uma dessas posturas tem implicações diferentes para a ergonomia e a execução dos movimentos do mecanismo.

No contexto do projeto em questão, existem duas posições consideradas ergonômicas para acomodar o operador durante a execução dos movimentos do mecanismo. Essas posições foram identificadas por Lida (2005) e estão ilustradas na Figura 26.

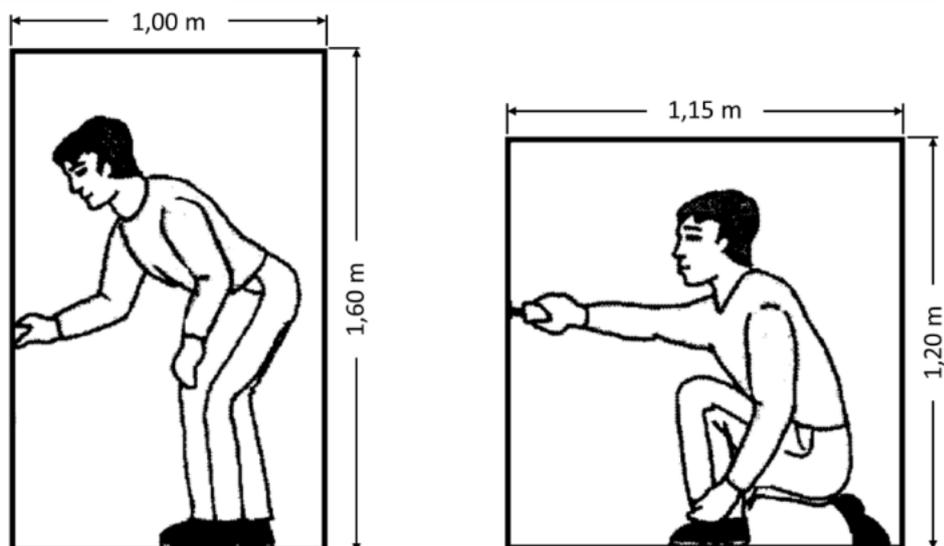
A primeira posição ergonômica é a postura sentada, na qual o operador fica acomodado em uma cadeira ou assento apropriado. Essa posição proporciona um bom suporte para a coluna vertebral, mantendo-a alinhada e reduzindo a fadiga durante a operação do mecanismo. Além disso, a postura sentada permite que o operador tenha um bom controle e estabilidade durante os movimentos (LIDA, 2005).

A segunda posição ergonômica é a postura em pé, na qual o operador realiza as tarefas enquanto está em pé. Essa postura é recomendada quando os movimentos exigem maior mobilidade e alcance. A postura em pé permite ao operador movimentar-se com facilidade, alcançar diferentes partes do mecanismo e ter uma visão ampla do ambiente de trabalho (LIDA, 2005).

Ambas as posições ergonômicas têm suas vantagens e devem ser consideradas de acordo com a natureza das tarefas a serem executadas no mecanismo. A escolha da posição adequada pode contribuir para a segurança, conforto e eficiência do operador, minimizando o risco de lesões e fadiga excessiva (LIDA, 2005).

Portanto, as posições ergonômicas (figura 26), mencionadas por Lida oferecem diretrizes importantes para o projeto do espaço de trabalho, garantindo que o operador possa executar os movimentos do mecanismo de forma segura, eficiente e confortável.

Figura 26 - Posição Ergonômica



Fonte: Lida, (2005).

De acordo com Iida (2005), é essencial adaptar as exigências de força e torque do mecanismo de acordo com a capacidade do operador. Em situações em que o operador precisa realizar movimentos de puxar ou empurrar, é importante levar em consideração as limitações de força do indivíduo.

Iida (2005) menciona que, para homens, as forças máximas recomendadas oscilam entre 200 e 300 N. Esses valores representam a faixa de força que os homens podem aplicar de forma segura e eficiente durante a execução de tarefas. No entanto, é importante observar que as mulheres geralmente possuem menor capacidade de força em comparação aos homens.

Para as mulheres, Iida (2005) sugere que as forças máximas sejam reduzidas em aproximadamente 40% em relação aos homens. Isso significa que, para as mulheres, a força máxima recomendada seria de até 180 N ao realizar movimentos de puxar ou empurrar.

Essas orientações têm como objetivo garantir que as exigências físicas do mecanismo sejam compatíveis com as habilidades e capacidades do operador, evitando sobrecarga e risco de lesões. Ao considerar as diferenças entre homens e mulheres em relação à força muscular, é possível projetar um ambiente de trabalho mais inclusivo e seguro para todos os operadores.

Dessa forma, ao projetar o mecanismo, é fundamental levar em conta as recomendações de Iida quanto às forças máximas aplicáveis pelos operadores, adaptando-as

às características específicas de cada gênero. Essa abordagem contribui para a ergonomia e bem-estar dos operadores, promovendo um ambiente de trabalho saudável e eficiente.

Considerando que cada um dos quatro elementos de fixação esteja submetido a um torque de 250 N.m, é necessário que o operador inicialmente aplique uma força de 168,67 N em um braço de alavanca de 0,25 m para realizar a fixação. Essa força inicial aplicada pelo operador é considerada ergonômica tanto para homens quanto para mulheres. Vale ressaltar que, após o torque inicial ser vencido, a força exercida pelo operador será reduzida.

Além das tarefas de puxar, empurrar e aplicar torque, a capacidade de levantamento de peso também varia de acordo com a capacidade de cada operador. O NIOSH (National Institute for Occupational Safety and Health) estabeleceu um limite de força recomendado de 23 kg para atividades de levantamento de carga, conforme mencionado por Iida (2005).

Considerando as diretrizes do manual de ergonomia elaborado pela UNICAMP (2001), sugere-se a utilização de mecanismos auxiliares para o transporte de cargas pesadas. Quando esses mecanismos não estiverem disponíveis, é fundamental que o usuário siga algumas orientações para minimizar o risco de lesões e garantir a segurança no transporte de cargas.

Ao lidar com cargas pesadas, é recomendado que o operador distribua o peso uniformemente, evite movimentos bruscos e utilize técnicas adequadas de levantamento, como flexionar os joelhos, manter a coluna ereta e usar a força das pernas. É importante também evitar levantar cargas acima do limite recomendado e, se necessário, solicitar assistência ou utilizar equipamentos de auxílio ao transporte, como carrinhos ou guinchos.

Ao seguir essas orientações, é possível reduzir o risco de lesões musculoesqueléticas e garantir a integridade física dos operadores durante atividades que envolvam o transporte de cargas pesadas. A conscientização sobre a ergonomia e o uso de técnicas adequadas de manuseio de carga são essenciais para promover um ambiente de trabalho seguro e saudável.

Após a definição de todos os materiais e a execução do modelamento do projeto realizado através do software SolidWorks constatou-se que o equipamento possui uma massa final de 19,5 kg, ou seja, está dentro do especificado pelo NIOSH.

## 4 MATERIAIS E MÉTODOS

O capítulo em questão inicia apresentado um projeto informacional que leva em consideração parâmetros importantes dos elementos mecânicos, bem como os produtos já disponíveis no mercado.

Em seguida, são apresentados os requisitos necessários para o dimensionamento dos elementos de transmissão aplicados à chave de roda múltipla. São descritos os métodos utilizados para o dimensionamento dos componentes mecânicos, como o torque necessário para soltar as porcas das rodas dos veículos.

Com isso, fornece uma base teórica para a construção da chave de roda múltipla, abrangendo desde o projeto inicial até os requisitos necessários para a seleção dos componentes mecânicos. É importante ressaltar que a chave de roda múltipla é uma ferramenta muito utilizada em oficinas mecânicas e serviços automotivos, tornando-se um produto de grande importância para o mercado.

Por isso, é essencial que sua construção siga padrões de qualidade e segurança, para garantir que os usuários possam realizar o seu trabalho de maneira eficiente e segura. O conhecimento dos requisitos e métodos de dimensionamento dos elementos de transmissão aplicados à chave de roda múltipla é fundamental para garantir a qualidade e segurança do produto final.

### 4.1 ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE ELEMENTOS MECÂNICOS

O objetivo deste capítulo é apresentar uma análise comparativa entre os elementos mecânicos que serão utilizados na chave de roda múltipla e os produtos já existentes no mercado. Para isso, foram elaborados três quadros.

No Quadro 1, são apresentados os sistemas de transmissão a serem comparados, como a transmissão por corrente, correia e engrenagem. No Quadro 2, são comparados diferentes sistemas de embreagem, tais como embreagem unidirecional, embreagem de roda livre e embreagem de fricção. Já o Quadro 3 apresenta produtos disponíveis no mercado, como chaves de roda convencionais e chaves de roda elétricas.

Esses quadros são de grande importância para a seleção dos elementos mecânicos a serem utilizados na chave de roda múltipla, permitindo uma comparação criteriosa entre as opções disponíveis no mercado e as escolhas feitas por esse projeto. Assim, é possível

identificar os pontos fortes e fracos de cada alternativa e tomar decisões mais embasadas e adequadas para o projeto. Abaixo segue informações referente ao quadro 1, 2 e 3.

Quadro 1 – Comparativo entre sistemas de transmissão

Correias		<p>Potência de até 1000 kW para as correias em formato trapezoidal. Podem alcançar uma proporção de transmissão de 8. Velocidade de até 25 m/s. A transferência de movimento é precisa em correias dentadas, mas nas trapezoidais ocorre escorregamento. Não é exigida a aplicação de lubrificantes. São menos compactas devido à maior distância entre os eixos.</p>
Correntes		<p>Capacidade de até 4000 kW. Podem alcançar uma relação de transmissão de 7. Velocidade de até 17 m/s. A transferência do movimento não é uniforme devido ao efeito poligonal. Exige lubrificação. São menos densas devido à distância entre os eixos.</p>
Engrenagens		<p>Capacidade de até 18000 kW para as engrenagens de formato cilíndrico. Podem alcançar uma relação de transmissão de 60. Velocidade de até 200 m/s. A transferência do movimento é absolutamente constante. Em geral, necessita-se de lubrificação. São de tamanho reduzido.</p>
Sem fim		<p>Capacidade de até 735 kW. Podem alcançar uma proporção de transmissão de 100. Velocidade de até 70 m/s. A transferência do movimento é precisamente constante. Em geral, necessita-se de lubrificação. São de tamanho reduzido.</p>

Fonte: Adaptado de Norton, (2013).

Quadro 2 – Comparativo entre os sistemas de embreagens

Contato positivo		A principal benefício deste estilo de embreagem reside na sua capacidade elevada de transmitir torques elevados sem deslizamento e, em velocidades relativamente reduzidas.
Atrito		Recomendadas para cargas pesadas e velocidades reduzidas.
Sobremarcha, velocidade		Funcionam com base na diferença de velocidade entre dois componentes, permitindo o movimento em apenas uma direção.
Magnético		Ativada por meio de acionamento eletromagnético, apresentando como benefícios um tempo de resposta rápido e paradas suaves.
Acoplamento Flúídico		Realizam a transmissão de torque por meio de um fluido. Este tipo de embreagem sempre transmite torque, ao contrário de uma embreagem de atrito que não o transmite quando está desacoplada. Para interromper o torque, é necessário utilizar um freio.

Fonte: Adaptado de Norton, (2013).

Quadro 3 – Comparativo com os produtos já disponíveis no mercado

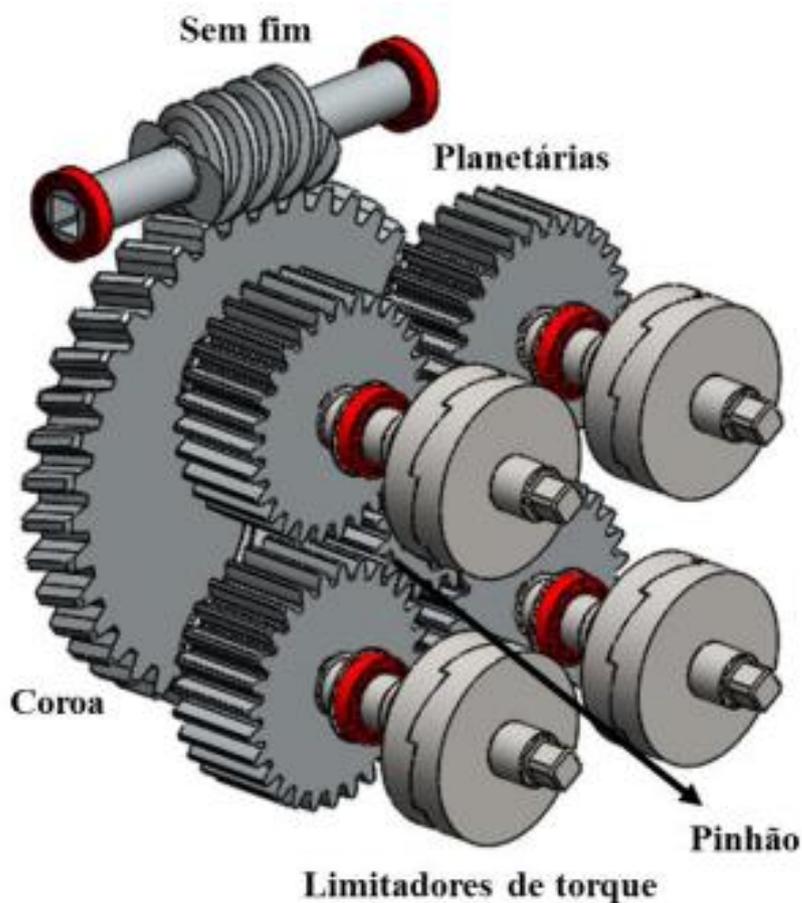
Equipamento industrial	 Google imagens (2023)	Dispositivo com a capacidade de desinstalar e instalar múltiplos parafusos ou porcas simultaneamente, utilizado principalmente na indústria automotiva. Necessita de um sistema pneumático para acionar o mecanismo de transmissão. Apresenta um custo elevado. Ocupa um espaço considerável devido ao seu tamanho/massa e geometria.
Equipamento elétrico	 Google imagens (2023)	Dispositivo com a capacidade de desinstalar e instalar múltiplos parafusos ou porcas simultaneamente, adequado para uma variedade de aplicações. Requer um sistema elétrico para acionar o mecanismo de transmissão. Possui um custo elevado devido a ser um produto importado.

<p>Multiplicador de torque</p>	 <p>Google imagens (2023)</p>	<p>Equipamento capaz de multiplicar o torque em apenas um parafuso ou porca por vez, podendo ser utilizado em diversas aplicações. Seu acionamento é manual, tendo um sistema de engrenagens como sistema de transmissão. Compacto.</p>
--------------------------------	---	---

Fonte: Autor, (2023).

Na Figura 27 é apresentado o objeto de estudo. A figura mostra a disposição dos elementos mecânicos utilizados na chave de roda múltipla. É possível observar as engrenagens responsáveis pelo aumento do torque e a embreagem dentada que garante o torque controlado nos elementos de fixação.

Figura 27 - Engrenamento Simples



Fonte: Tuffolo, (2019).

## 4.2 PESQUISA DE MERCADO

Com a finalidade de coletar informações sobre o valor que os potenciais clientes estariam dispostos a pagar por uma chave de roda múltipla e identificar as principais dificuldades encontradas no momento da troca do pneu, foi realizada uma pesquisa de mercado por meio da ferramenta de formulários do Google.

Essa pesquisa é essencial para compreender o mercado e seus consumidores, permitindo que a empresa desenvolva uma estratégia de precificação e uma oferta de valor adequada às necessidades dos clientes. Além disso, ao identificar as principais dificuldades encontradas pelos usuários ao trocar um pneu, é possível desenvolver uma solução mais eficiente e satisfatória para os clientes, melhorando a experiência do usuário e aumentando a fidelização.

Os resultados dessa pesquisa fornecerão informações valiosas para o desenvolvimento do produto e a elaboração de estratégias de marketing e vendas. Com base nas respostas dos usuários, é possível avaliar a viabilidade econômica do produto e ajustar a oferta para atender às expectativas do mercado.

A pesquisa realizada para avaliar a disposição dos usuários em adquirir uma chave de roda múltipla e as principais dificuldades encontradas durante a substituição do rodado teve a participação de 100 pessoas. Deste total, a maioria dos participantes foi composta por homens, correspondendo a 71%, enquanto 29% eram mulheres.

A partir dos resultados obtidos, foi possível identificar que mais da metade dos entrevistados (56,2%) consideram a força necessária para remover os elementos de fixação como uma das principais dificuldades durante a substituição do rodado. Além disso, 92,1% das pessoas afirmaram que adquiririam ou recomendariam a utilização de uma chave de roda múltipla.

Quanto ao valor que estariam dispostos a pagar pela ferramenta, a maioria dos entrevistados (70,8%) afirmou que estaria disposta a gastar entre R\$ 100,00 e R\$ 300,00. Cerca de 21,3% dos entrevistados estariam dispostos a pagar entre R\$ 300,00 e R\$ 500,00, enquanto apenas uma minoria de 7,9% afirmou que estaria disposta a pagar entre R\$ 500,00 e R\$ 700,00.

A partir dos resultados obtidos na pesquisa de mercado, é possível inferir que o objeto de estudo proposto seria útil na remoção dos elementos de fixação, visto que a maioria das pessoas (92,1%) adquiriria ou recomendaria uma chave de roda múltipla. Além disso, mais da

metade dos respondentes (56,2%) consideram a força necessária para remover esses elementos como uma dificuldade.

Entretanto, apesar da demanda pelo produto, o valor médio disposto a ser pago (entre R\$ 100,00 a R\$ 300,00) pode tornar inviável a produção da chave de roda múltipla, visto que o custo dos componentes mecânicos como engrenagens, eixos e embreagens pode ser mais elevado do que o valor de venda esperado.

Dessa forma, é importante considerar outras alternativas, como a busca por materiais mais acessíveis ou a utilização de técnicas de otimização de produção, a fim de viabilizar a comercialização do produto sem comprometer sua qualidade e eficiência.

#### 4.3 DIMENSÕES TÍPICAS DE PARAFUSOS E PORCAS DE RODAS

O Quadro 4 é um documento que apresenta informações relevantes sobre as dimensões típicas dos parafusos de roda nas montadoras de veículos leves. Essas dimensões podem variar de acordo com o modelo do veículo e com as especificações do fabricante. Por meio desses dados, é possível conhecer as características dos parafusos mais utilizados e escolher o tipo de ferramenta adequada para montar e desmontá-los.

Quadro 4 – Dimensões Típicas de Parafusos de Roda

<b>DIMENSÕES DE PARAFUSOS DE RODAS</b>			
<b>Montadora</b>	<b>Dimensão (mm)</b>	<b>Montadora</b>	<b>Dimensão (mm)</b>
Fiat	M12x1,25x26,5	General Motors	M12x1,5x22
	M12x1,25x37		M12x1,5x36
	M12x1,25x22		M12x1,5x37
	M14x1,5x29		M12x1,5x42
	M16x1,5x31		M12x1,5x51
Honda	M12x1,5x38	Renault	M14x1,5x30
Peugeot	M12x1,25x26	Volkswagen	M12x1,5x20,5
	M14x1,5x29		M12x1,5x24
	M16x1,5x31		M12x1,5x28
Ford	M12x1,5x36,5		M14x1,5x27
	M12x1,5x40,5		

Fonte: Autor, (2023).

De acordo com os dados fornecidos pelo fabricante ZM (2018), os parafusos mais comuns para fixação de rodas automotivas têm a dimensão M12 com passo de rosca de 1,25 ou 1,5 mm. É importante destacar que os parafusos de rodas geralmente são de classe 8.8 ou 10.9, o que significa que possuem uma resistência mecânica adequada para suportar as forças envolvidas no processo de fixação das rodas.

Dessa forma, o conhecimento sobre as dimensões e especificações dos parafusos de roda é fundamental para a escolha adequada de uma chave de roda múltipla. A partir dessas informações, é possível projetar uma ferramenta que seja compatível com os tipos de parafusos mais utilizados, garantindo assim a eficiência e a segurança no processo de remoção e instalação das rodas automotivas.

Os parafusos não são as únicas opções para fixação das rodas em um veículo, como mencionado anteriormente. As porcas de rodas também são utilizadas para essa finalidade. E, assim como os parafusos, as porcas possuem dimensões específicas que variam de acordo com o modelo do veículo, o quadro 5 mostra o posicionamento e quantidade de fixadores por montadora.

Quadro 5 – Posicionamento e Quantidade de Fixadores

<b>POSICIONAMENTOS E QUANTIDADES DE FIXADORES</b>					
<b>Montadora</b>	<b>Quantidade de parafusos</b>	<b>Distância entre furos (mm)</b>	<b>Montadora</b>	<b>Quantidade de parafusos</b>	<b>Distância entre furos (mm)</b>
Fiat	4	100	Renault	4	100
Honda	4	100	Ford	4	108
	4	114		5	108
	5	114		5	114
General Motors	4	100	Volkswagen	4	100
	5	110		5	100
	5	120		5	112
	5	114		5	120
Peugeot	4	108		5	130

Fonte: Autor, (2023).

Os fornecedores ZM e Rodafuso são dois exemplos de empresas que comercializam peças para fixação de rodas. De acordo com os catálogos dessas empresas, as porcas de rodas têm basicamente os mesmos diâmetros e passos de rosca dos parafusos mais utilizados. As dimensões encontradas são M12x1,25, M12x1,5, M14x1,5 e M16x1,5. É importante ressaltar

que a escolha da porca ou do parafuso deve ser feita de acordo com as especificações do fabricante do veículo para garantir a segurança na fixação da roda.

#### 4.4 TORQUE REQUERIDO

Para garantir a segurança e o bom funcionamento de um veículo, é essencial que os fixadores de rodas estejam adequadamente apertados com o torque correto. Para determinar o torque necessário no projeto, foram realizadas coletas de dados práticas em oito modelos diferentes de veículos. Utilizando um torquímetro de relógio com capacidade de 35 kgf.m, foram verificados os valores de torque aplicados nos fixadores de cada roda.

O Quadro 6 apresenta os valores mínimo e máximo encontrados para cada roda inspecionada.

Quadro 6 – Valores Máximos e Mínimos por Roda

<b>VOLKSWAGEN VOYAGE 30.000 km</b>			<b>VOLKSWAGEN SAVEIRO 55.000 km</b>		
	Dianteira:	Traseira:		Dianteira:	Traseira:
Direita:	22-25	22-25	Direita:	11-13	11-13
Esquerda:	20-22	20-23	Esquerda:	10-12	11-13
<b>CHEVROLET SPIN 45.000 km</b>			<b>CHEVROLET CORSA 50.000 km</b>		
	Dianteira:	Traseira:		Dianteira:	Traseira:
Direita:	20-24	20-22	Direita:	24-25	18-25
Esquerda:	22-25	11-13	Esquerda:	18-20	18-20
<b>CHEVROLET CRUZE 62.000 km</b>			<b>NISSAN TIIDA 65.000 km</b>		
	Dianteira:	Traseira:		Dianteira:	Traseira:
Direita:	20-21	17-18	Direita:	16-20	09-12
Esquerda:	19-20	19-20	Esquerda:	13-14	15-16
<b>GM AGILE 107.000 km</b>			<b>CITROËN C3 91.145 km</b>		
	Dianteira:	Traseira:		Dianteira:	Traseira:
Direita:	18-19	8-10	Direita:	13-14	10-11
Esquerda:	18-24	8-11	Esquerda:	16-18	8-11

- Torques em kgf.m.

Fonte: Autor, (2023).

Para uma melhor visualização dos resultados, o Quadro 7 demonstra a média de torque aplicado em cada veículo. Essas informações são fundamentais para o projeto de fixadores de rodas, garantindo que o torque seja definido de forma segura e eficaz para cada modelo de veículo analisado. Com isso, é possível evitar acidentes e falhas no sistema de fixação das rodas, contribuindo para a segurança dos motoristas e passageiros.

Quadro 7 - Média de Torque por Veículo

<b>Veículo</b>	<b>Torque (N.m)</b>
Voyage	219
Spin	192
Cruze	193
Agile	142
Saveiro	115
Corsa	205
Tiida	145
C3	127

Fonte: Autor (2023).

A análise dos valores coletados permitiu constatar que os elementos de fixação de um mesmo veículo não possuem o mesmo torque. Essa variação no torque aplicado nos fixadores pode influenciar diretamente no desvio padrão, que é a medida de dispersão dos dados em relação à média. Isso significa que, quando o torque dos elementos de fixação varia muito.

Essa variação pode ser causada por diversos fatores, como desgaste dos componentes, erro humano na aplicação do torque, entre outros. Por isso, é importante garantir que os elementos de fixação estejam devidamente dimensionados e que o torque seja aplicado corretamente para evitar problemas de segurança ou mau funcionamento do veículo.

Com base nos valores encontrados na coleta de dados, é possível calcular a força necessária para gerar determinado torque utilizando uma chave convencional L de 0,25 metros de comprimento. No caso, foi constatado que para gerar um torque de 245,17 N.m (25 kgf.m), o operador deverá exercer uma força de 980,66 N. Essa informação é relevante para justificar o motivo pelo qual 56,2% das pessoas entrevistadas em uma pesquisa de mercado consideram a força necessária para afrouxar os elementos de fixação como uma das principais dificuldades no momento de efetuar a substituição do rodado.

Compreender a força necessária para afrouxar os elementos de fixação é importante para avaliar a praticidade e facilidade do processo de substituição do rodado. Uma força excessiva pode dificultar ou até mesmo impossibilitar a troca, além de representar um risco à saúde e segurança do operador. Por isso, é importante avaliar as melhores ferramentas e técnicas para efetuar o procedimento com segurança e eficiência.

Além disso, é importante destacar que a escolha do tipo de chave de torque é fundamental para garantir a precisão e eficácia do processo de fixação e afrouxamento de elementos. Existem diversos tipos de chaves de torque disponíveis no mercado, cada uma com suas especificidades e indicações de uso. A escolha adequada da chave de torque pode influenciar diretamente na qualidade e segurança do trabalho realizado.

A a utilização do método de intervalo de confiança para determinar a faixa de valores em que o torque dos parafusos de roda dos veículos se encontra. A partir dos sessenta e quatro valores coletados em campo, é possível afirmar que, com um grau de confiança de 99,995%, o torque está entre 151,41 N.m à 184,17 N.m.

Essa informação é importante, pois a partir dela é possível analisar a probabilidade de que os quatro elementos de fixação estejam com o torque de 245,17 N.m, como mencionado anteriormente. Com base na faixa de valores encontrada, pode-se inferir que a probabilidade é muito baixa.

É importante ressaltar que o método de intervalo de confiança é uma técnica estatística utilizada para estimar um parâmetro desconhecido de uma população, a partir de uma amostra aleatória dessa população. Assim, o resultado encontrado pode ser considerado uma estimativa confiável, mas não uma certeza absoluta.

Essa forma, ao considerar a faixa de valores encontrada pelo método de intervalo de confiança, é possível ter uma visão mais clara da distribuição do torque dos parafusos de roda dos veículos e, conseqüentemente, tomar decisões mais informadas em relação a manutenção e substituição dos elementos de fixação.

#### 4.5 DETERMINAÇÃO DOS REQUISITOS DO PROJETO

O dimensionamento do projeto para a remoção e instalação de quatro elementos de fixação simultaneamente, com uma distância entre eles de 100 mm. É importante destacar que os valores encontrados em campo foram utilizados como base para este dimensionamento, a fim de garantir que o projeto atenda às demandas reais do ambiente de trabalho.

Considerando a possibilidade de os quatro elementos de fixação estarem com 219 N.m, que é o torque máximo encontrado em campo, o projeto foi dimensionado para suportar esse valor. Isso significa que o equipamento foi projetado para lidar com o pior cenário encontrado em campo, a fim de garantir a segurança e eficiência do processo de remoção e instalação dos elementos de fixação.

É importante ressaltar que esse dimensionamento leva em consideração não apenas o torque máximo suportado pelo equipamento, mas também outras variáveis importantes, como a distância entre os elementos de fixação e a facilidade de manuseio do equipamento. Além disso, o uso de um projeto bem dimensionado pode contribuir para a redução de acidentes de trabalho, aumentando a segurança e eficiência do processo.

A um ponto crítico no sistema de remoção dos elementos de fixação, que são as porcas que prendem as rodas dos veículos. Segundo o texto, o torque mínimo e máximo para esses elementos é de 86 a 112 N.m, de acordo com a METALAC, (2017).

Isso significa que a força necessária para remover as porcas pode variar dentro dessa faixa, o que pode afetar a eficiência e a segurança do processo de remoção. Portanto, é importante garantir que o sistema de remoção seja projetado para suportar a força necessária para remover as porcas, especialmente no caso de a força ser maior do que o esperado.

O ponto crítico do sistema é no momento de remoção dos elementos de fixação, e isso pode ser explicado pelo fato de que é nesse momento que é necessária uma força maior para remover as porcas. É importante lembrar que a remoção inadequada das porcas pode levar a acidentes graves, como a soltura das rodas durante a condução do veículo, por exemplo. Portanto, é fundamental que o sistema de remoção seja projetado e executado com cuidado e atenção aos detalhes.

O torque de aperto é uma das informações mais importantes no momento da substituição do rodado. É ele quem garante que os parafusos ou porcas que fixam a roda ao cubo estão devidamente apertados, evitando acidentes. Como o torque aplicado pode variar de acordo com o projeto de cada veículo, é importante que se estabeleça um valor-padrão que seja seguro para a maioria dos casos.

Esse sentido, foi definido um torque de aperto de 100 N.m, que é um valor intermediário entre os limites mínimo e máximo estipulados pelo fabricante METALAC (2017) para elementos de fixação M12.

## 4.6 DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES

### 4.6.1 SISTEMA DE TRANSMISSÃO POR ENGRENAGENS

Para que o torque necessário para afrouxar os elementos de fixação seja suprido, é necessário que o operador exerça uma determinada força em um braço de alavanca. Nesse caso, para soltar os elementos de fixação, é preciso que o operador exerça uma força de 168,67 N em um braço de alavanca com 0,25 m de comprimento. Essa força é necessária para que seja gerado um torque de entrada de 42,17 N.m.

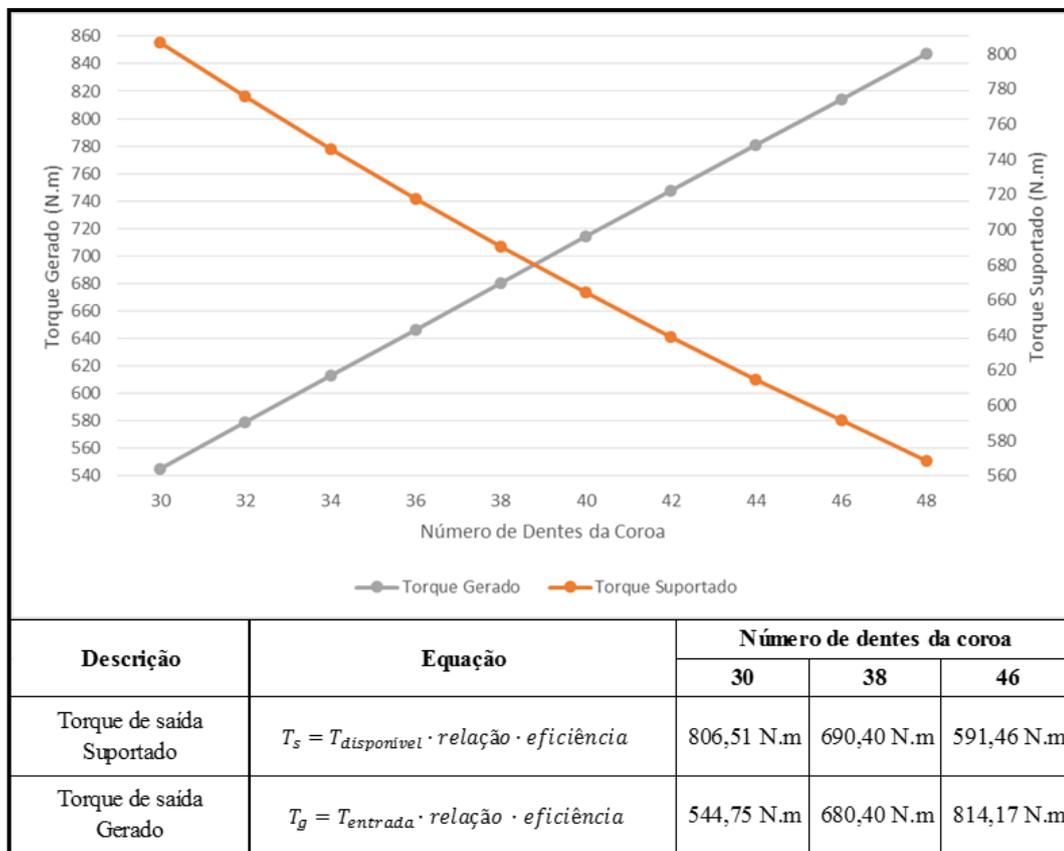
É importante ressaltar que o torque de entrada é a força aplicada no sistema multiplicada pela distância do ponto de aplicação dessa força em relação ao ponto de rotação. Assim, quanto maior a distância entre o ponto de aplicação da força e o ponto de rotação, maior será o torque gerado. Por isso, a seleção de um braço de alavanca com 0,25 m de comprimento é importante para que o operador possa exercer a força necessária e gerar o torque adequado para soltar os elementos de fixação.

O projeto de um sistema de transmissão por engrenagens envolve a escolha cuidadosa do número de dentes da coroa para garantir um equilíbrio entre torque gerado e torque suportado. Ao aumentar o número de dentes da coroa, o torque gerado pelo conjunto sem fim também aumenta, mas o torque suportado diminui. Isso ocorre porque, ao utilizar um diâmetro fixo na coroa e aumentar o número de dentes, o módulo diminui e a relação aumenta.

Para garantir que o sistema seja seguro e confiável, é importante observar o número mínimo de dentes recomendados pela norma da AGMA 6022-C93. Este número varia de acordo com o ângulo de pressão utilizado, e no caso deste projeto, o ângulo utilizado é de 20°, o que requer um mínimo de 21 dentes na engrenagem.

A Figura 28 ilustra graficamente o aumento do torque gerado em função do número de dentes da coroa, destacando a importância da escolha cuidadosa do número de dentes para garantir a eficiência e segurança do sistema.

Figura 28 – Influência do número de dentes da coroa com os torques

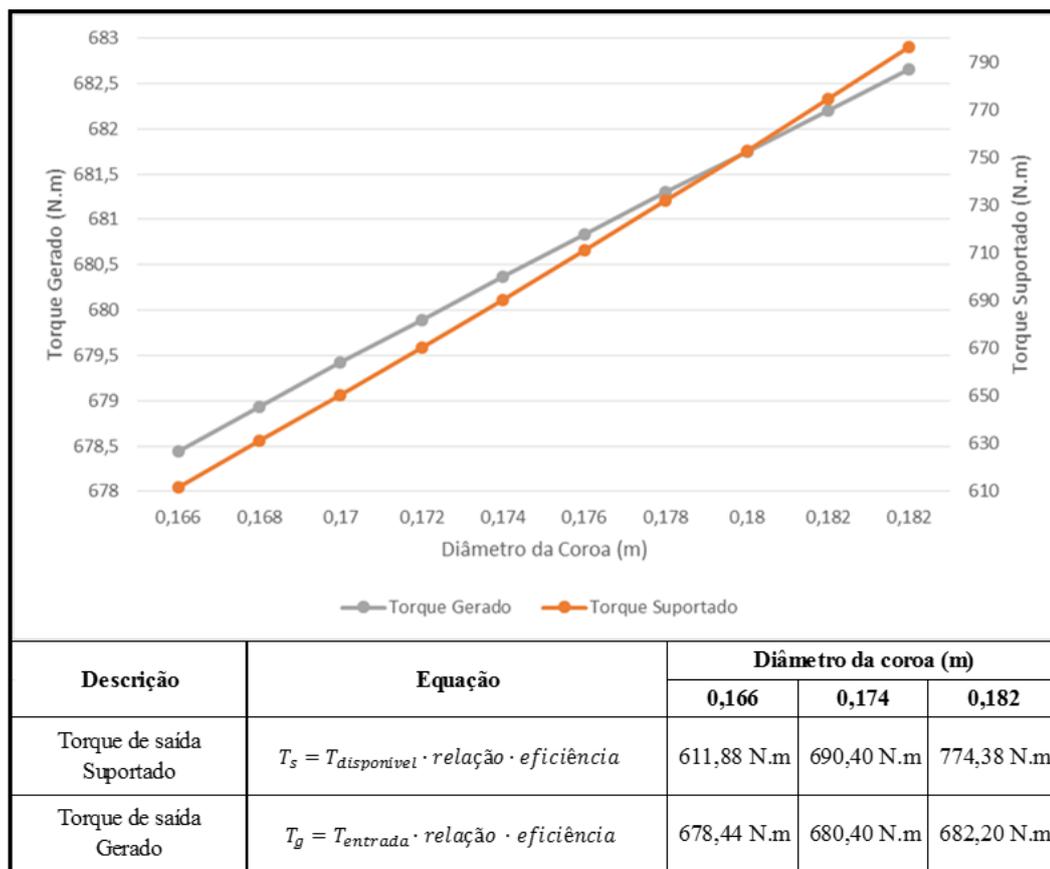


Fonte: Autor, (2023).

O diâmetro da coroa é um fator importante na determinação do torque suportado e gerado pelo conjunto sem fim. Na Figura 29, é possível observar que, à medida que o diâmetro da coroa aumenta, tanto o torque gerado quanto o torque suportado tendem a aumentar. Isso ocorre porque um diâmetro maior da coroa significa que o conjunto sem fim terá uma resistência mecânica maior, o que permite uma transmissão de torque mais eficiente.

É importante destacar que, ao escolher o tamanho da coroa, é preciso levar em consideração a relação entre o tamanho e o número de dentes. Como mencionado anteriormente, o número mínimo de dentes na coroa é determinado de acordo com o ângulo de pressão, que é geralmente de 20°. Além disso, é importante lembrar que o aumento no diâmetro da coroa também pode afetar outras características do sistema, como a sua massa e inércia. Por isso, é preciso realizar uma análise cuidadosa e criteriosa na escolha do tamanho da coroa para garantir a eficiência e a segurança do sistema, essa influência exemplificado na figura 30.

Figura 29 – Influência do diâmetro da coroa com os torques



Fonte: Autor, (2023).

Analisando as variáveis envolvidas no projeto do sistema de transmissão por engrenagens, é possível definir um diâmetro e número de dentes ideais para a coroa. Essa seleção deve levar em consideração o torque requerido pelo sistema, além de outros fatores como resistência mecânica e tamanho da coroa.

É importante destacar que a escolha do diâmetro e número de dentes da coroa impacta diretamente no desempenho e eficiência do sistema de transmissão. Por exemplo, um diâmetro maior pode aumentar a resistência mecânica do conjunto sem fim, o que resulta em um aumento tanto no torque gerado quanto no torque suportado. Por outro lado, um número menor de dentes pode diminuir o módulo e aumentar a relação, proporcionando uma vantagem mecânica em termos de torque.

Portanto, é fundamental analisar todas as variáveis envolvidas no projeto para encontrar a melhor solução em termos de desempenho e eficiência do sistema de transmissão por engrenagens. Somente após essa análise é possível estipular o diâmetro e número de

dentes ideais para a coroa, que atenderão ao torque requerido pelo sistema e garantirão sua eficiência e durabilidade.

O sistema de engrenagens de dentes retos é utilizado para distribuir o torque gerado pelo conjunto sem fim aos quatro elementos de fixação da roda. Esse sistema é composto por uma engrenagem central, conhecida como pinhão, que recebe o torque gerado pelo conjunto sem fim e transmite esse torque igualmente para as outras quatro engrenagens. Dessa forma, cada engrenagem está conectada a um elemento de fixação da roda.

Os dentes retos são um tipo comum de engrenagem que têm a forma de cilindros retos com dentes uniformes e retos cortados em torno de sua circunferência. Esses dentes encaixam-se em outros dentes retos, transmitindo torque e movimento rotacional de um eixo para outro.

A distribuição igualitária do torque aos quatro elementos de fixação é essencial para garantir a segurança do veículo e a estabilidade durante a condução. Isso ocorre porque cada elemento de fixação é responsável por manter a roda em uma posição segura e estável, e o torque desigual pode causar desequilíbrio e instabilidade.

No projeto de um sistema de transmissão, é fundamental que sejam levados em consideração diversos fatores, como a distância entre centros dos elementos de fixação e a distribuição do torque gerado. Com base nesses aspectos, os diâmetros primitivos do pinhão e das planetárias foram previamente encontrados utilizando o software SolidWorks.

O pinhão é uma engrenagem central que recebe o torque gerado pelo conjunto sem fim e tem a função de transmiti-lo igualmente para as outras quatro engrenagens planetárias. As engrenagens planetárias são acopladas a cada um dos elementos de fixação da roda e giram em torno do eixo da coroa, transmitindo o torque para a roda.

Para que o sistema de transmissão possa ser eficiente e funcione corretamente, é importante que a distância entre centros dos elementos de fixação seja considerada no projeto. Nesse caso, foi estabelecido que a distância seria de 100 mm. Além disso, é necessário que a distribuição do torque gerado seja realizada de forma equilibrada entre os quatro elementos de fixação da roda.

Nesta fase do projeto, foi realizado o dimensionamento do sistema de transmissão por engrenagens utilizando o software Microsoft Excel. Para isso, foram utilizadas equações

conforme as normas AGMA 6022-C93 e 908-B89. Além disso, foram consultadas as normas 2001-B88, 2000-A88 e 1012-F90, com as informações retiradas de Norton (2013). Para mostrar todo o processo de cálculo, foram criados dois apêndices, o Apêndice C e o Apêndice D, com o memorial de cálculos realizados para encontrar os valores finais do dimensionamento do sistema de transmissão por engrenagens. É importante destacar que o uso de normas técnicas é fundamental para garantir a segurança e a eficiência do projeto.

#### **4.6.2 SELEÇÃO DO MATERIAL**

As engrenagens são peças importantes para muitos sistemas de transmissão mecânica, e a escolha do material para a sua fabricação é crucial para a eficiência e durabilidade do sistema. Existem diversas opções de materiais disponíveis no mercado, sendo que cada um possui suas próprias características e aplicações ideais.

O ferro fundido é um material comumente utilizado na fabricação de engrenagens devido à sua resistência e baixo custo. No entanto, ele não é recomendado para aplicações com altas cargas ou altas velocidades devido à sua baixa resistência à fadiga. Já o aço é um material com maior resistência e pode ser utilizado em diversas aplicações. É possível escolher diferentes composições de aço para obter diferentes propriedades, como resistência à corrosão ou à abrasão.

O bronze também é um material utilizado na fabricação de engrenagens devido à sua alta resistência ao desgaste e à corrosão. No entanto, ele pode ser menos resistente à fadiga em comparação com o aço. Por fim, é possível fabricar engrenagens de polímero, como poliamida ou poliacetal, que são leves, possuem baixo coeficiente de atrito e são resistentes à corrosão. No entanto, a sua resistência à fadiga é limitada em comparação com as engrenagens metálicas.

A escolha do material (figura 30) mais adequado para a fabricação de engrenagens deve ser baseada nas necessidades específicas do projeto, levando em consideração as cargas, velocidades, ambiente de trabalho e outros fatores relevantes.

Figura 30 - Comparação de Materiais

<b>Material</b>	<b>Resistência</b>	<b>Custo</b>
Ferro Fundido	Baixa Resistência a Fadiga	Baixo
<b>Aço</b>	<b>Alta Resistência</b>	<b>Médio</b>
Bronze	Alta Resistência	Alto

Fonte: Autor, (2023).

 Material Escolhido

As engrenagens são peças cruciais na transmissão de movimento e força em máquinas e equipamentos. Para garantir a durabilidade e eficiência do sistema de transmissão, a escolha do material adequado para a fabricação das engrenagens é essencial.

Existem diversos materiais disponíveis no mercado, cada um com suas próprias características e aplicações. No entanto, para projetos que exigem alta resistência e durabilidade, como é o caso deste sistema de transmissão que lida com torque elevado, as engrenagens de polímeros não são indicadas, devido à sua baixa resistência de flexão.

Neste projeto, optou-se pelo uso de engrenagens de aço SAE 1045, material que apresenta uma melhor resistência a fadiga de flexão, conforme norma AGMA 2001-B88. A escolha desse material é importante para garantir a segurança e confiabilidade do sistema de transmissão, além de proporcionar uma maior vida útil das engrenagens.

### 4.6.3 EIXOS

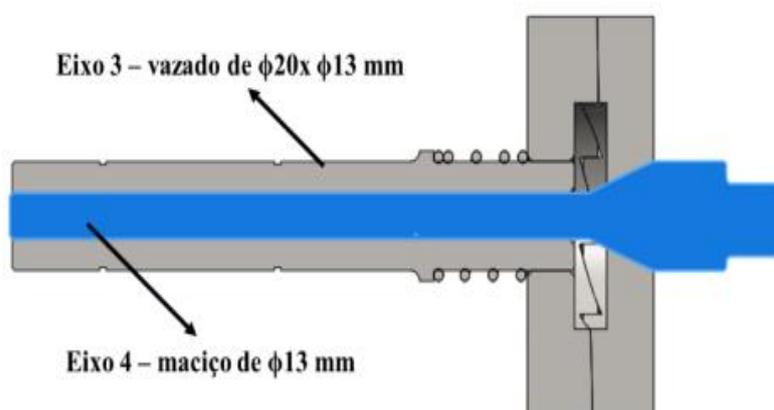
Os eixos são componentes essenciais na transmissão de movimentos em um projeto de máquina. Eles funcionam como suportes para as engrenagens, permitindo a transmissão de torque entre elas. No caso deste projeto, são necessários dez eixos.

O primeiro eixo é responsável por transferir o torque gerado pelo operador para o sem-fim. O sem-fim é uma engrenagem helicoidal que, em conjunto com a coroa, tem a função de reduzir a velocidade do motor e aumentar o torque.

O segundo eixo tem a função de transmitir o torque gerado pelo sem-fim ao pinhão, que é uma engrenagem central que transmite o torque para as quatro engrenagens planetárias. Essas engrenagens planetárias são responsáveis por distribuir o torque para os quatro elementos de fixação das rodas.

Os oito últimos eixos são responsáveis por distribuir os torques aos elementos de fixação das rodas, ou seja, cada eixo está ligado a um dos elementos de fixação das rodas e transmite o torque necessário para movimentá-las. Essa distribuição de torque é fundamental para garantir que as quatro rodas girem com a mesma velocidade e direção, permitindo um movimento uniforme do veículo. A Figura 31 demonstra essa distribuição de torque aos elementos de fixação das rodas.

Figura 31 - Eixos que realizam a transmissão do torque aos elementos de fixação



Fonte: Autor, (2023).

No projeto em questão, é necessário que a transmissão do torque seja interrompida quando o elemento de fixação atingir o torque pré-estabelecido. Para isso, são utilizados dois modelos de eixos, sendo que quatro deles são vazados e possuem a função de fixar um lado da embreagem e guiar os outros eixos maciços, que são utilizados para fixar o outro lado das embreagens.

Os eixos vazados são utilizados para que o torque possa ser transferido para as embreagens, as quais têm a função de interromper a transmissão do torque quando o elemento de fixação atingir o limite pré-estabelecido. Esses eixos possuem um furo central que possibilita a passagem do eixo maciço utilizado para fixar o outro lado da embreagem.

Já os eixos maciços, por sua vez, são responsáveis por fixar o outro lado da embreagem e são guiados pelos eixos vazados. Eles possuem uma seção transversal sólida, que garante a resistência necessária para suportar o torque transmitido pelo sistema de engrenagens.

A utilização desses dois modelos de eixos, vazados e maciços, garante o correto funcionamento do sistema de transmissão de torque, permitindo que o mesmo seja interrompido no momento adequado para evitar danos ou falhas no equipamento.

O dimensionamento dos eixos é um processo importante para garantir a segurança e eficiência do sistema de transmissão por engrenagens. Primeiramente, é necessário estimar as dimensões dos eixos e dos rolamentos, que são os componentes responsáveis por transmitir as cargas geradas pelas engrenagens.

Em seguida, é calculada a força resultante que as engrenagens geram através das forças radiais, axiais e tangenciais, para então determinar os momentos fletores máximos em cada eixo. Para essa tarefa, são utilizadas as normas AGMA 6022-C93 e 908-B89.

Com o auxílio do software MDSolids, é possível realizar cálculos e análises precisas para obter as dimensões ideais dos eixos, levando em consideração fatores como a resistência do material e as cargas atuantes. Todos os cálculos e resultados obtidos são apresentados pelas tabelas 1, 2 e 3 relacionadas, conforme apresentado abaixo:

Tabela 01 – Dados de Entrada – Eixo 1

<b>DADOS DE ENTRADA - EIXO 1</b>		
<b>Descrição</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
Força radial	2.998,23	N
Força Tangencial	2.507,93	N
Força Axial	486,98	N
Força Resultante	3.937,35	N
Momento Fletor	169,03	N.m
Torque	43,18	N.m
Resistência aço 1045	531,00	Mpa
Fator de Segurança	1,50	-

Fonte: Autor, (2023).

Tabela 02 – Dados de Entrada – Eixo 2

<b>DADOS DE ENTRADA - EIXO 2</b>		
<b>Descrição</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
Força radial	2.998,23	N
Força Tangencial	7.935,18	N
Força Resultante	8.479,89	N
Momento Fletor	215,45	N.m
Torque	980,63	N.m
Diâmetro Externo	32,00	mm
Diâmetro Interno	20,00	mm
Distância ©	16,00	mm
Resistência aço 1045	531,00	Mpa
Fator de Segurança	1,50	-

Fonte: Autor, (2023).

Tabela 03 – Dados de Entrada – Eixos 3 e 4

<b>DADOS DE ENTRADA - EIXOS 3 E 4</b>		
<b>Descrição</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
Força radial	2.145,95	N
Força Tangencial	5.895,67	N
Força Resultante	6.275,23	N
Momento Fletor	119,23	N.m
Torque	243,17	N.m
Diâmetro Externo	20,00	mm
Diâmetro Interno	13,00	mm
Distância ©	10,00	mm
Resistência aço 1045	531,00	Mpa
Fator de Segurança	1,50	-

Fonte: Autor, (2023).

A redução de massa do equipamento é uma das preocupações dos projetistas, uma vez que, quanto menor a massa, menor é a inércia do sistema e, conseqüentemente, menor é o consumo de energia. Nesse sentido, foi adotada uma solução que consiste em utilizar um eixo vazado para ligar a coroa do sem-fim com o pinhão. Isso permite reduzir a massa do eixo, sem comprometer sua resistência e rigidez.

Para os cálculos dos momentos de área e momento polar de área foram utilizados os tamanhos dos diâmetros dos eixos, considerando valores comerciais para os aços SAE 1020, 1030, 1035, 1040 e 1045. Esses valores são importantes para determinar a resistência dos

eixos, visto que cada material possui uma resistência diferente. Dessa forma, é possível escolher o material mais adequado para cada aplicação, levando em consideração a resistência e a rigidez necessárias.

O cálculo das tensões de flexão e de cisalhamento é essencial para a escolha dos diâmetros dos eixos que irão suportar as forças geradas pelas engrenagens. Utilizando as equações básicas para eixos vazados e aplicando o critério de falha de von Mises com um fator de segurança igual a 1,5, é possível obter as tensões máximas suportadas pelo material. É importante ressaltar que esse fator de segurança é considerado ideal para esse projeto específico, já que as propriedades dos materiais e as forças envolvidas são conhecidas.

No entanto, se o mecanismo fosse considerado um item de segurança, como por exemplo uma barra de direção de um veículo, esse fator de segurança deveria ser maior para garantir que não haja riscos de falhas que possam causar acidentes e vítimas.

Os diâmetros dos eixos maciços, por sua vez, são encontrados utilizando a Equação 5, que leva em consideração a resistência de escoamento de um determinado material. É importante destacar que essa escolha de materiais e dimensões deve ser feita com cuidado, levando em conta não só as especificações do projeto, mas também as propriedades mecânicas dos materiais e as condições de trabalho do equipamento.

$$d = \frac{\sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot M}{\pi}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot T}{\pi}\right)^2}}{S_y} \cdot s \quad \text{Equação (5)}$$

onde:  $d$  é o diâmetro externo do eixo [mm];

$T$  é o torque no eixo [N.mm];

$M$  é momento fletor [N.mm];

$s$  é o fator de segurança [-].

$S_y$  é a resistência de escoamento do material [MPa].

#### 4.6.4 CHAVETAS

As chavetas são elementos importantes na transmissão de torque e na união entre eixos e engrenagens. Para dimensionar corretamente as chavetas, é preciso levar em consideração o diâmetro dos eixos, o material e as dimensões básicas das normas DIN 6885 e 6888.

As chavetas são geralmente usadas em combinação com ranhuras nas engrenagens e nos eixos. Elas podem ter diferentes formas, como retangulares, quadradas, paralelepípedos ou trapezoidais. O dimensionamento adequado das chavetas é importante para garantir que elas não falhem durante o uso.

As normas DIN 6885 e 6888 definem as dimensões básicas para chavetas e rasgos para chavetas. A DIN 6885 trata de chavetas planas paralelas, enquanto a DIN 6888 aborda chavetas de forma especial. Essas normas definem as dimensões de largura, espessura e comprimento da chaveta, bem como a largura e profundidade da ranhura correspondente.

Para determinar o tamanho da chaveta, é necessário levar em consideração o diâmetro do eixo e o material utilizado. A chaveta deve ser dimensionada para suportar a carga de torque aplicada e, ao mesmo tempo, evitar o cisalhamento e a deformação. Além disso, é importante garantir que a chaveta seja facilmente instalada e removida, sem danificar os componentes.

Em resumo, o dimensionamento correto das chavetas é essencial para garantir a transmissão de torque adequada e a união segura entre os eixos e as engrenagens. As normas DIN 6885 e 6888 fornecem diretrizes para dimensionamento e design de chavetas, e é importante considerar o diâmetro do eixo e o material utilizado para selecionar a chaveta correta.

As chavetas são elementos que garantem a transmissão de torque entre os eixos e as engrenagens, evitando que haja deslizamento e perda de energia mecânica. Para dimensionar a chaveta, é levado em consideração o diâmetro dos eixos e o material utilizado, bem como as dimensões estabelecidas pelas normas DIN 6885 e 6888.

Para determinar o comprimento mínimo da chaveta para a transmissão de torque em cada eixo, é aplicada a Equação 6. Essa equação é baseada na resistência do material da chaveta, na largura da chaveta, no diâmetro do eixo e na máxima tensão de cisalhamento

admissível. O comprimento da chaveta é calculado para que a resistência do material seja suficiente para suportar a transmissão de torque sem causar falhas ou danos no equipamento. É importante que o comprimento da chaveta seja calculado de forma precisa, a fim de garantir a eficiência e segurança da transmissão de torque.

$$L = \frac{2 \cdot T}{d \cdot t_2 \cdot \frac{S_y}{S}} \quad \text{Equação (6)}$$

onde:  $L$  é o comprimento mínimo da chaveta [mm];

$d$  é o diâmetro externo do eixo [mm];

$t_2$  é o rasgo da chaveta [mm];

No Anexo A são apresentada as propriedades dos materiais, como resistência à tração, resistência ao escoamento, módulo de elasticidade, entre outros, que são importantes para o dimensionamento. É necessário levar em consideração essas propriedades para garantir que os materiais selecionados sejam adequados para suportar as forças e cargas às quais serão submetidos no uso do equipamento.

Além disso, é importante verificar se as propriedades dos materiais selecionados estão em conformidade com as normas e padrões estabelecidos pelos órgãos reguladores, para garantir a segurança e a qualidade do equipamento. O uso de materiais inadequados pode levar a falhas e acidentes, prejudicando a operação e a segurança do equipamento e dos usuários envolvidos. Portanto, é importante garantir que as propriedades dos materiais sejam cuidadosamente selecionadas e verificadas durante o dimensionamento.

#### 4.6.5 LIMITADOR DE TORQUE

Quando se trabalha com transmissão de torque, é importante que os elementos de fixação recebam a mesma quantidade de torque, para evitar que alguns elementos sejam sobrecarregados e falhem. No entanto, é difícil garantir que isso ocorra simultaneamente em todos os elementos. Para lidar com essa questão, é necessário o uso de limitadores de torque.

O limitador de torque é um dispositivo mecânico que limita a quantidade de torque que pode ser transmitida a um elemento de fixação. Isso é feito através de um mecanismo que

desliza ou se desengata quando um determinado limite de torque é alcançado. Dessa forma, quando um elemento de fixação atinge o torque pré-estabelecido, o limitador de torque interrompe a transmissão de torque para esse elemento específico, evitando sobrecarga e falhas no equipamento.

No projeto mecânico, é importante selecionar a embreagem mais adequada para a transmissão do torque entre os eixos. Após uma pesquisa, a embreagem de contato positivo, que possui dentes no formato de serras, foi escolhida como a mais adequada para o projeto em questão. Para o dimensionamento dessa embreagem, é necessário utilizar a Equação 7, que permite calcular a área de contato entre os dentes da embreagem e, assim, determinar sua capacidade de transmitir torque.

O formato de serra dos dentes da embreagem de contato positivo proporciona maior área de contato entre as superfícies da embreagem, o que aumenta a capacidade de transmissão de torque. Além disso, essa embreagem apresenta menor desgaste e maior durabilidade do que outros tipos de embreagens.

Para calcular a capacidade de transmissão de torque da embreagem de contato positivo, é necessário considerar as dimensões dos dentes, a resistência do material e as forças atuantes. Com essas informações, é possível garantir que a embreagem seja capaz de transmitir o torque necessário sem falhas ou problemas de desgaste prematuro.

$$T = \frac{2 \cdot F_m \cdot (r_o^3 - r_i^3) \cdot (\sin \theta + \mu \cdot \cos \theta)}{3 \cdot (r_o^2 - r_i^2) \cdot (\cos \theta - \mu \cdot \sin \theta)} \quad \text{Equação (7)}$$

onde:  $\theta$  é o ângulo do dente [graus];

$F_m$  é a força da mola [N];

$\mu$  é o coeficiente de atrito.

Os dentes são a principal área de contato da embreagem de contato positivo, responsáveis pela transmissão de torque. Eles são projetados para suportarem um torque máximo de 370 N.m, que é a força máxima que a embreagem pode transmitir sem sofrer danos. Esse valor é definido de acordo com as especificações do equipamento onde a

embreagem será instalada e deve ser suficiente para suportar todas as cargas que serão aplicadas durante a operação.

Já o torque mínimo de desacoplamento da embreagem, que é de 100 N.m, é o valor de torque necessário para que a embreagem comece a desacoplar e permita que o eixo gire livremente. Esse valor é selecionado com base no torque mais utilizado pelas montadoras para fixar o tambor ao cubo de roda, que geralmente é de parafusos ou porcas M12.

Ao projetar a embreagem de contato positivo com esses valores de torque, é possível garantir a segurança e a eficiência do equipamento. Isso porque, ao atingir o torque máximo, a embreagem não irá sofrer danos, e ao atingir o torque mínimo de desacoplamento, a embreagem irá desacoplar para evitar o travamento ou o sobreaquecimento do sistema.

#### **4.6.6 ROLAMENTOS E ANÉIS ELÁSTICOS**

O dimensionamento dos rolamentos e anéis elásticos é uma etapa importante do projeto mecânico, pois esses elementos são responsáveis por suportar as cargas axiais e radiais aplicadas aos eixos. Para selecionar o rolamento adequado, é necessário considerar o diâmetro do eixo, a velocidade de rotação, a carga aplicada e o tipo de carga (axial ou radial).

Os rolamentos normalizados são selecionados com base nas especificações técnicas dos fabricantes, que apresentam informações sobre a capacidade de carga, a vida útil e outras características importantes. Além disso, as normas DIN 471 e DIN 472 também fornecem diretrizes para a seleção de anéis elásticos, que são elementos de fixação que permitem o acoplamento dos rolamentos nos eixos.

O processo de seleção dos rolamentos e anéis elásticos é iterativo e é realizado em conjunto com os dimensionamentos dos eixos, para garantir que todos os elementos da transmissão mecânica sejam compatíveis e seguros.

## 5 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados encontrados, para o desenvolvimento do projeto de uma chave de roda múltipla, sendo os resultados satisfatórios.

### 5.1 SISTEMA DE TRANSMISSÃO POR ENGRENAGENS

O quadro 8 fornece informações relevantes para o dimensionamento da coroa e do sem fim da chave de roda múltipla. Com base nessas informações, foi adotada uma coroa com diâmetro de 174 mm e 38 dentes. Além disso, a engrenagem helicoidal possui 2 entradas e é dimensionado para suportar um torque de 690,40 N.m e transmitir um torque de 680,4 N.m, levando em consideração o torque de entrada de 42,17 N.m.

A partir do diâmetro da coroa e do número de dentes, foi possível determinar as dimensões da engrenagem e da coroa. Concluiu-se que é necessário uma engrenagem com diâmetro de 34,18 mm e uma coroa com largura de 22,90 mm. Esses valores foram obtidos por meio de cálculos e simulações. Foram realizados os cálculos conforme demonstrados abaixo:

Quadro 8 – Dimensionamento da coroa e do sem fim

Descrição	Cálculo	Resultado	Unidade
Passo circular (Pc)	$p_c = \frac{\pi \cdot d_g}{N_g}$	0,014	m
Avanço (L)	$L = p_c \cdot N_w$	0,029	m
Diâmetro do sem-fim (dw)	$d_w = \frac{L}{\pi \cdot \tan \lambda}$	0,034	m
Distância entre centros	$C = \frac{d_w + d_g}{2}$	0,104	m
Atendimento da AGMA	$\frac{C^{0,875}}{2} \leq d_w \leq \frac{C^{0,875}}{1,07}$	29,120	mm
Atendimento da AGMA	$\frac{C^{0,875}}{2} \leq d_w \leq \frac{C^{0,875}}{1,07}$	54,431	mm
Largura máxima da engrenagem (Fmáx)	$F_{máx} = 0,67 \cdot d_w$	0,023	m
Força tangencial (Wtg) REQUERIDA	$W_{tg \text{ requerida}} = \frac{2 \cdot T_g}{d_g}$	484,696	N
Potência de saída ( $\omega_{\text{req}}$ ) REQUERIDA	$\varphi_{\text{req}} = \frac{n \cdot W_{tg \text{ requerida}} \cdot d_g}{1,91 \cdot 10^7 \cdot m_g} \text{ [kW]}$	0,139	kW
Fator de correção de razão (Cm) para: $3 < m_g \leq 20$	$C_m = 0,0200 \cdot -m_g^2 + 40 \cdot m_g - 76 + 0,46$	0,819	-
Velocidade tangencial (Vt)	$V_t = \frac{\pi \cdot n \cdot d_w}{12 \cdot \cos \lambda}$	218,819	fpm
Fator de velocidade (Cv) para: $0 < V_t \leq 700$ fpm	$C_v = 0,659e^{-0,0011 \cdot V_t}$	0,518	-

Força tangencial (Wtg) DISPONÍVEL	$W_{tg\ disponivel} = \frac{C_s \cdot C_m \cdot C_v \cdot d_g^{0,8} \cdot F_{m\acute{a}x}}{75,948}$	7936,163	N
Coefficiente de atrito ( $\mu$ ) para: Vt > 10 fpm	$\mu = 0,103e^{-0,110 \cdot V_t^{0,450}} + 0,012$	0,042	-
Força de atrito (Wf) REQUERIDA	$W_f = \frac{\mu \cdot W_{tg\ requerida}}{\cos \lambda \cdot \cos \phi_n}$	22,279	N
Força de atrito (Wf) DISPONÍVEL	$W_f = \frac{\mu \cdot W_{tg\ disponivel}}{\cos \lambda \cdot \cos \phi_n}$	364,781	N
Potência de saída ( $\phi_o$ dis.) DISPONÍVEL	$\phi_o\ disponivel = \frac{n \cdot W_{tg\ disponivel} \cdot d_g}{1,91 \cdot 10^7 \cdot m_g} [kW]$	2,283	kW
Potência dissipada ( $\phi_l$ dis.) DISPONÍVEL	$\phi_l\ disponivel = \frac{V_t \cdot W_f\ disponivel}{1000} [kW]$	0,405	kW
Potência dissipada ( $\phi_l$ req.) REQUERIDA	$\phi_l\ requerida = \frac{V_t \cdot W_f\ requerida}{1000} [kW]$	0,025	kW
Potência de entrada ( $\phi_o$ )REQUERIDA	$\phi_{requerida} = \phi_o\ requerida + \phi_l\ requerida$	0,164	kW
Potência de entrada ( $\phi_o$ )DISPONÍVEL	$\phi_{disponivel} = \phi_o\ disponivel + \phi_l\ disponivel$	2,689	kW
Eficiência ( $\epsilon$ )	$A = \frac{\phi_o\ disponivel}{\phi_{disponivel}} \cdot 100$	84,918	%
Torque de saída SUPPORTADO	$T_s = T_{disponivel} \cdot m_g \cdot A$	690,395	N.m
Torque de saída GERADO	$T_s = T_{disponivel} \cdot m_g \cdot A$	680,366	N.m
Torque	$T_{disponivel} = \frac{\phi_{disponivel} [W]}{n [rad/s]}$	42,790	N.m
Força tangencial (Wtw) PELA FORÇA DO OPERADOR	$W_{tw\ requerida} = \frac{2 \cdot T_w}{d_w}$	2467,607	N
Força radial (Wr)	$W_r = \frac{W_{tg} \cdot \tan \phi}{\cos \lambda}$	2990,423	N
Tensão de Flexão AGMA PELA FORÇA DO OPERADOR	$\sigma_b = \frac{W_t \cdot K_a \cdot K_m}{m \cdot F \cdot J} \cdot \frac{K_v}{K_v} \cdot K_s \cdot K_b \cdot K_i$	301,233	MPa

Fonte: Autor, (2023).

Após os cálculos realizados, foram compilados na Tabela 4 que mostra as dimensões finais para o conjunto sem fim.

Tabela 4 – Dados do conjunto sem fim

Descrição	Valor
Diâmetro da coroa	174 mm
Largura da coroa	22,9 mm
Diâmetro do sem fim	34,1 mm
Número de dentes da coroa	38
Número de entradas do sem fim	2
Módulo	4,58
Ângulo de avanço	15°
Ângulo de pressão	20°

Fonte: Autor, (2023).

O sistema de engrenagens de dentes retos é uma importante parte do projeto da chave de roda múltipla, pois ele é responsável por distribuir o torque gerado pelo conjunto sem fim aos elementos de fixação da roda. O pinhão possui um diâmetro primitivo de 57 mm, enquanto as planetárias possuem diâmetros primitivos de 84 mm, resultando em uma relação de 1,47. Essa relação favorece a aquisição de torque e é essencial para garantir que a chave de roda seja capaz de soltar as porcas ou parafusos que fixam a roda ao cubo.

Com a relação de 1,47, a saída do conjunto sem fim gera 680,4 N.m de torque, o que é significativo, mas ainda insuficiente para soltar as porcas ou parafusos com segurança. Para aumentar o torque final, são adicionadas mais quatro engrenagens, cada uma capaz de transmitir até 250 N.m de torque. Dessa forma, o torque final chega a 1000 N.m, que é dividido entre as quatro engrenagens.

Essa estratégia é fundamental para garantir a eficiência e segurança do equipamento, pois permite que a força seja distribuída de forma equilibrada, evitando danos às engrenagens e possibilitando que a chave de roda possa soltar os parafusos ou porcas sem que haja problemas ou riscos para o usuário.

A espessura das engrenagens é um fator importante a ser considerado no projeto, pois ela está diretamente relacionada com a tensão de flexão que a engrenagem irá suportar. Quanto menor a espessura da engrenagem, maior será a necessidade de selecionar um material de melhor resistência à flexão. Por outro lado, a escolha de uma engrenagem de espessura maior resulta em um aumento de massa no projeto.

Nesse projeto, foi adotada uma espessura intermediária de 36 mm para as engrenagens do sistema de distribuição de torque. Esta escolha foi feita levando em consideração a necessidade de suportar a tensão de flexão gerada pela transmissão de torque e também de não aumentar excessivamente a massa do projeto.

A escolha da espessura da engrenagem leva em conta não apenas a tensão de flexão, mas também outros fatores, como a resistência ao desgaste e a capacidade de dissipação de calor. Estes fatores podem ser determinantes para o desempenho e a vida útil do sistema de engrenagens. A Tabela 5 mostra as dimensões finais para o sistema de engrenagens de dentes retos.

Tabela 5 – Dados das engrenagens de dentes retor

<b>Descrição</b>	<b>Valor</b>
Diâmetro primitivo do pinhão	57 mm
Diâmetro primitivo das planetárias	84 mm
Largura das engrenagens	36 mm
Número de dentes do pinhão	19
Número de dentes das planetárias	28
Módulo	3

Fonte: Autor, 2023.

A lubrificação selecionada para o sistema de engrenagens é de graxa. Isso significa que a graxa será responsável por lubrificar as peças e protegê-las de agentes contaminantes durante o engrenamento. É importante ressaltar que a escolha da lubrificação adequada é essencial para garantir o bom funcionamento do sistema e aumentar sua vida útil.

No caso deste projeto em específico, a opção pela graxa de lítio se dá pelo fato de o sistema trabalhar com baixas velocidades e intervalos esporádicos. Isso porque a graxa apresenta uma boa aderência às superfícies, o que permite que ela permaneça no local aplicado por um período maior de tempo, proporcionando uma lubrificação mais eficiente.

Além disso, a graxa forma uma película protetora que ajuda a prevenir o desgaste das peças e a protegê-las contra a corrosão. Portanto, a escolha da lubrificação adequada é um fator crucial para o bom desempenho do sistema de engrenagens. A graxa é uma opção interessante para aplicações que requerem uma lubrificação duradoura e uma proteção contra agentes contaminantes.

### **5.1.1 SELEÇÃO DO MATERIAL**

O dimensionamento dos materiais utilizados no projeto das engrenagens levou em conta a tensão de flexão que será suportada por elas. Essa tensão é calculada por meio das equações abaixo e, com base nesses valores, foi possível selecionar os materiais mais adequados para o projeto.

A Equação 8 definida no padrão 2001-B88 da AGMA é válida para engrenagens de dentes retos e helicoidais:

$$\sigma_b = \frac{W_t}{m \cdot F \cdot J} \cdot \frac{K_a \cdot K_m}{K_v} \cdot K_S \cdot K_B \cdot K_I \quad \text{Equação (8)}$$

onde:  $\sigma_b$  é a tensão de flexão [MPa];

$W_t$  é a força tangencial sobre o dente [N];

$m$  é o módulo da engrenagem [mm];

$F$  é a largura da engrenagem [mm];

$J$  é o fator de geométrico de resistência a flexão [-];

$K$  são os fatores modificadores que consideram diversas condições de aplicação [-].

Para compensar incertezas ou cargas de impacto é inserido um fator de segurança (SF), como demonstra a Equação 9.

$$\sigma_t = \frac{W_t \cdot P_d \cdot SF}{F \cdot Y} \quad \text{Equação (9)}$$

onde:  $\sigma_t$  é a tensão de flexão para engrenagens poliméricas [MPa];

$P_d$  é o passo diametral [-];

$Y$  é o fator de forma de Lewis [-];

Para realizar essa seleção, foram considerados os valores de resistência dos materiais para engrenagens estabelecidos pela norma da AGMA 2001-B88 conforme tabela 6. Essa norma é uma referência para a escolha de materiais para engrenagens, pois considera diversos fatores que influenciam na capacidade de suportar a tensão de flexão, como dureza, resistência à fadiga e módulo de elasticidade.

Tabela 6 – Tensão de flexão

	Sem fim	Dentes retos
Tensão gerada	301 MPa	352 MPa
Tensão suportada pelo material	325 MPa	360 MPa

Fonte: Autor (2023).

O conjunto de engrenagem helicoidal é um elemento importante do sistema de engrenagens e, para garantir sua resistência, é necessário selecionar o material adequado. A

tensão de flexão máxima calculada para o conjunto sem fim foi de 301 MPa, o que indica que é preciso escolher um material capaz de suportar uma tensão de flexão maior do que isso.

De acordo com a norma AGMA 2001-B88, a classe de resistência de materiais para o conjunto sem fim em questão, foi necessário escolher um aço carbono de classe AGMA A1-A5 com endurecimento completo e dureza superficial mínima de 300 HB. Essa seleção garante que o material seja capaz de suportar uma tensão de flexão de até 325 MPa, ou seja, maior do que a tensão máxima calculada para o conjunto sem fim.

O sistema de engrenagens de dentes retos é responsável por transmitir o torque gerado pelo conjunto sem fim para os elementos de fixação da roda. Por isso, é necessário utilizar um aço carbono de classe AGMA A1-A5 com endurecimento completo e dureza superficial mínima de 360 HB, capaz de suportar uma tensão de flexão de até 360 MPa. Essa escolha de material é baseada nos cálculos de tensão de flexão com base nos valores de resistência dos materiais para engrenagens estabelecidos pela norma da AGMA 2001-B88.

A classe AGMA A1-A5 é uma categoria de aço de alta qualidade, com boas propriedades mecânicas e resistência à fadiga, que proporciona uma longa vida útil para as engrenagens. Além disso, a dureza superficial mínima de 360 HB garante uma boa resistência ao desgaste e à abrasão, o que é essencial em sistemas que sofrem desgaste constante devido ao contato direto entre as engrenagens.

A Equação 10 é uma fórmula utilizada para calcular a tensão de flexão estática no dente da engrenagem. Para isso, é considerado que o dente é uma viga engastada e utiliza-se a força tangencial que atua no diâmetro primitivo, além de algumas dimensões do dente. Essa equação é importante para comparar o valor encontrado para a tensão de flexão pelo método da AGMA com os valores teóricos calculados por meio da equação.

$$\sigma_e = \frac{6 \cdot W_t \cdot b}{F \cdot c^2 \cdot m_p} \quad \text{Equação (10)}$$

onde:  $\sigma_e$  é a tensão de flexão estática [MPa];

$b$  é a altura do pé do dente [mm];

$c$  é a espessura circular do dente [mm];

$m_p$  é a razão de contato.

Após realizar o cálculo para a engrenagem de dentes retos utilizando a mesma largura do método da AGMA, foi encontrada a tensão de flexão estática de 99,32 MPa. É importante destacar que o fator de segurança é uma medida de segurança que relaciona a resistência do material com a carga que ele está submetido, sendo assim, quanto maior o fator de segurança, maior é a margem de segurança do projeto.

No caso em questão, o material escolhido AGMA A1-A5, com endurecimento completo e dureza superficial mínima de 360 HB, apresentou um fator de segurança de 3,62, indicando que o material escolhido é capaz de suportar uma carga 3,62 vezes maior do que a carga calculada pelo método da AGMA. Isso significa que o projeto está seguro e que a engrenagem poderá ser utilizada com tranquilidade.

O texto apresenta uma comparação entre o cálculo da tensão de flexão estática de uma engrenagem de dentes retos utilizando o método da AGMA e o cálculo realizado para a mesma engrenagem utilizando a largura do dente e a força tangencial atuante no diâmetro primitivo. É importante destacar que a tensão de flexão é um dos fatores mais críticos no projeto de engrenagens, uma vez que é diretamente relacionada à capacidade da engrenagem suportar cargas e transmitir torque.

Ao se comparar os resultados dos dois métodos de cálculo, observa-se que o valor encontrado pela norma da AGMA é significativamente maior do que o obtido pelo segundo método, o que indica que as equações da norma são conservadoras. Isso significa que as equações utilizam fatores de segurança elevados e diversos fatores modificadores, o que eleva a tensão de flexão encontrada e previne a falha da engrenagem.

## 5.2 EIXOS

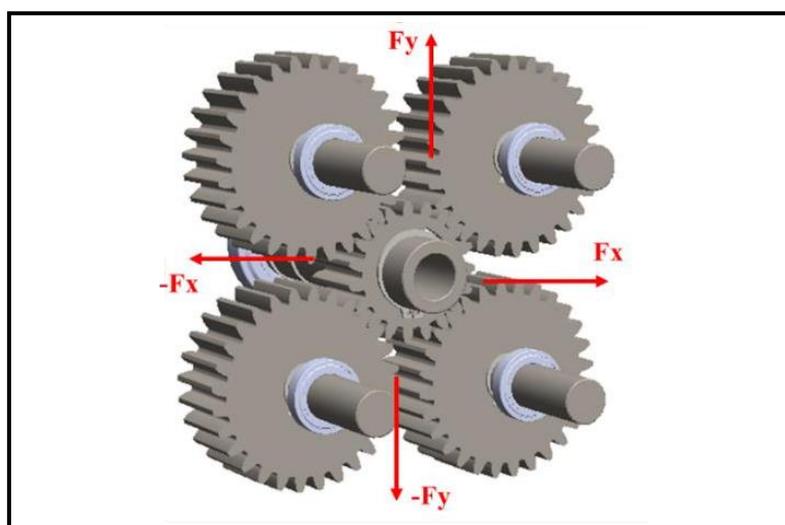
O diâmetro do eixo 1 é um importante parâmetro para o cálculo da tensão de flexão e cisalhamento. Este diâmetro é determinado através de cálculos que consideram as cargas atuantes no sistema. O momento fletor máximo atuante no eixo é de 167,04 N.m, que é uma medida da tendência do eixo a se deformar quando submetido a uma carga. Já o torque atuante no eixo é de 42,17 N.m, que é uma medida da tendência do eixo a girar quando submetido a uma carga.

Para dimensionar o eixo e garantir sua resistência, é necessário considerar esses valores e aplicar as equações adequadas para determinar a tensão de flexão e cisalhamento máxima suportadas pelo material do eixo. Além disso, é importante levar em conta fatores de segurança para garantir que o eixo suporte as cargas atuantes sem falhar.

O eixo 2 é responsável por transmitir o torque entre a coroa e o pinhão. Ele é um eixo vazado, o que significa que apresenta um espaço interno oco. Para a sua construção, é utilizada a técnica de diâmetros comerciais, que são diâmetros padronizados para uso industrial. No caso deste projeto, foram utilizados diâmetros externo de 32 mm e interno de 20 mm, com um comprimento de 150 mm.

Quando se trata da flexão do eixo vazado, a força resultante do sem-fim é considerada. Isso ocorre porque as forças geradas pelo conjunto de engrenagens de dentes retos são anuladas. A Figura 32 apresenta essa situação, mostrando a distribuição das forças atuantes sobre o eixo vazado.

Figura 32 – Forças atuantes nas engrenagens de dentes retos



Fonte: Autor, (2023).

Os eixos vazados, conhecidos como eixos 3, são responsáveis por distribuir o torque aos elementos de fixação da roda. O cálculo do momento fletor máximo e do torque atuante é realizado com base no comprimento do eixo, como apresentado na tabela 7. Já o eixo maciço, denominado de eixo 4, também é utilizado para a mesma função, porém é considerado um eixo mais resistente e por isso apenas o torque atuante é levado em conta.

O uso de um eixo vazado ou maciço pode estar relacionada ao tipo de aplicação em que será utilizado. O eixo vazado é uma opção mais econômica, pois utiliza menos material, mas é menos resistente à flexão em relação ao eixo maciço. Por outro lado, o eixo maciço é mais resistente e é indicado para aplicações em que há maiores esforços de torção e flexão. A escolha do tipo de eixo deve ser feita com base nas especificações e necessidades do projeto.

A tabela 4 foi utilizado para determinar as dimensões do eixo 5, que tem a função de transmitir o torque entre o diferencial e o semi-eixo. Os cálculos mostram que o momento fletor máximo é de 213,49 N.m e o torque atuante é de 980,66 N.m. Com base nesses valores e nas dimensões pré-definidas, é possível calcular a tensão máxima suportada pelo material escolhido, que no caso é o aço SAE 1045, devido à sua resistência de 531 MPa.

A Tabela 7 apresenta as dimensões de cada eixo e o material selecionado para cada um deles. É importante escolher um material resistente o suficiente para suportar as cargas aplicadas, evitando possíveis falhas e danos ao sistema. Além disso, é importante considerar as dimensões adequadas para cada eixo, garantindo a estabilidade e o bom desempenho do sistema mecânico como um todo.

Tabela 7 – Diâmetros e materiais dos eixos

<b>Eixo</b>	<b>Comprimento</b>	<b>Diâmetro</b>	<b>Material</b>
1	170 mm	17 mm	SAE 1045
2	150 mm	32 x 20 mm	SAE 1045
3	120 mm	20 x 13 mm	SAE 1045
4	165 mm	13 mm	SAE 4130

Fonte: Autor, (2023).

### 5.3 CHAVETAS

As chavetas são elementos de transmissão de torque utilizados para fixar o acoplamento entre o eixo e a peça a ser acoplada, como engrenagens e polias. Para dimensionar as chavetas, é utilizado dados fornecidos pelas normas DIN 6885 e 6888, que fornecem informações como as dimensões e tolerâncias das chavetas, bem como os limites de esforços que elas suportam.

No processo de dimensionamento das chavetas, é necessário levar em consideração os diâmetros e os torques exigidos de cada eixo, para determinar o comprimento mínimo das chavetas. Dessa forma, é possível garantir que a chaveta escolhida seja capaz de suportar as forças que serão aplicadas durante a transmissão de torque, sem apresentar falhas ou deformações.

O eixo 1, por ser uma única peça com o sem fim, não requer a utilização de chaveta. Já para o eixo 2, responsável pela transmissão de torque entre a coroa e o pinhão, é utilizado o aço SAE 4130 no dimensionamento das chavetas, devido ao torque transmitido ser de 980,66 N.m. É importante ressaltar que se fosse utilizado o aço SAE 1045, o comprimento mínimo da chaveta seria maior do que a espessura das engrenagens, o que resultaria no aumento do núcleo das mesmas. Para os eixos 3, que são utilizados na distribuição do torque aos elementos de fixação de roda, é utilizado o aço SAE 1045 no dimensionamento das chavetas, enquanto para os eixos 4, que possuem a mesma função mas possuem um pequeno local para alojamento, é utilizado o aço SAE 4130.

O dimensionamento das chavetas é feito com base nos dados fornecidos pelas normas DIN 6885 e 6888, conforme descrito no Anexo B. Com os diâmetros e torques exigidos de cada eixo já conhecidos, é possível determinar o comprimento mínimo das chavetas. A Tabela 8 apresenta as dimensões de cada chaveta, de acordo com o material utilizado. É importante lembrar que a escolha adequada do material da chaveta é fundamental para garantir a segurança e a eficiência da transmissão de torque entre as peças.

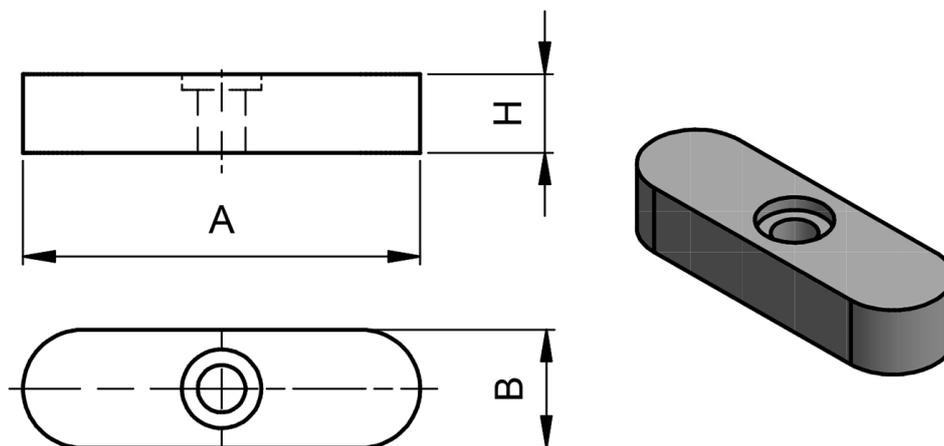
Tabela 8 – Dimensões das chavetas

Eixo	Chaveta bxh (mm)	Rasgo		Comprimento mínimo	Comprimento utilizado
		t1	t2		
2	10x8	4,7	3,4	18,50	22
3	6x6	3,5	2,6	26,64	32
4	5x6,7	4,5	2,2	17,59	18

Fonte: Autor, (2023).

Conforme dados apresentados na tabela 8, segue abaixo figura 33 para exemplificar sobre as dimensões da chaveta.

Figura 33 - Chaveta



Fonte: Autor, (2023).

#### 5.4 LIMITADOR DE TORQUE

Shigley, Mischke e Budynas (2005) descrevem em sua obra sobre projetos mecânicos a importância da escolha do material adequado para componentes de freios e embreagens. Os autores descrevem as características de alguns materiais de fricção, tais como o metal sinterizado (seco), cuja pressão máxima é de 2,8 MPa e o coeficiente de fricção é de 0,33.

Além disso, para determinar a localização onde a força atuante ocorre na embreagem, adota-se um raio médio, que é calculado a partir do raio externo e interno da peça. Para o dimensionamento da mola, é importante levar em consideração o torque necessário para desacoplar a embreagem, que neste caso é de 100 N.m. Para suportar essa força, a mola utilizada precisa ter uma força de 6600 N.

Por fim, a pressão máxima exigida pela embreagem pode ser calculada utilizando a hipótese da pressão uniforme. Essa hipótese considera que a pressão aplicada na embreagem é

distribuída de forma uniforme em toda a sua superfície. Com base nessa hipótese, pode-se calcular uma pressão máxima de 2,51 MPa, que deve ser suportada pela embreagem.

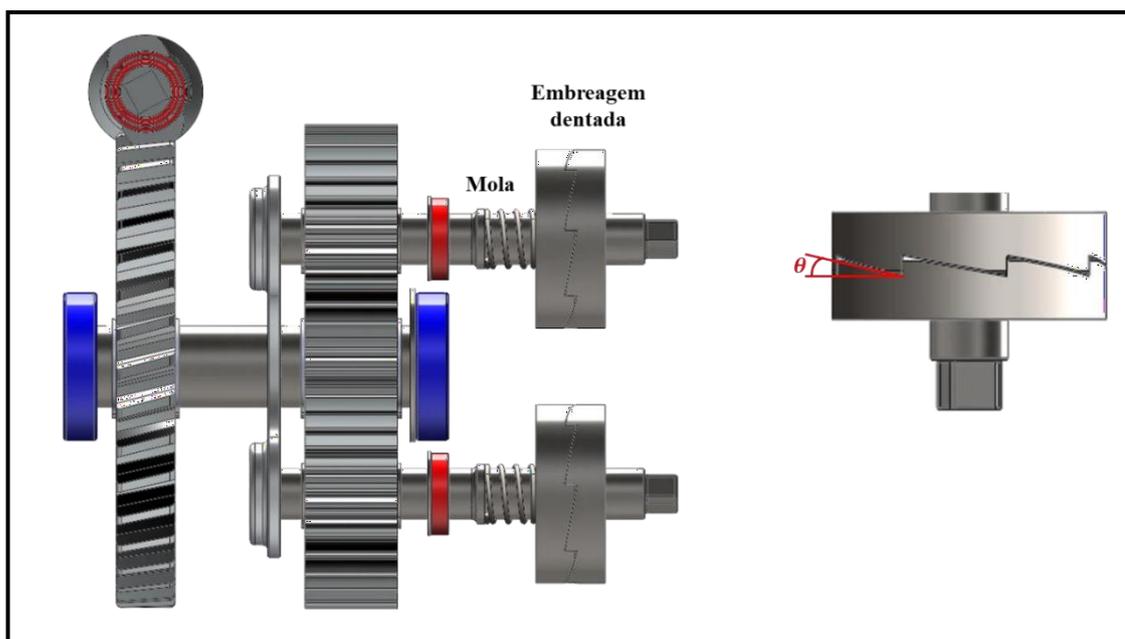
A mola citada no texto anterior é responsável por manter as placas da embreagem pressionadas, permitindo a transmissão do torque. Quando o torque excede os 100 N.m, as placas deslizam e a transmissão do torque é interrompida.

No entanto, no sentido oposto, a transmissão do torque é contínua, pois não há o ângulo do dente que auxilia no deslizamento. Isso significa que, quando o torque é aplicado no sentido oposto, as placas da embreagem são mantidas unidas, permitindo a transmissão do torque de forma contínua.

A figura 34 apresenta uma ilustração do posicionamento das embreagens e suas molas nesse projeto. A utilização de uma embreagem em cada eixo que transmite o torque aos elementos de fixação se faz necessária, a fim de garantir o controle individual de torque para cada elemento.

Essa configuração permite que cada elemento possua um torque de aperto específico, sem que haja interferência entre eles. Dessa forma, é possível garantir um aperto uniforme em todos os parafusos, evitando deslocamentos e deformações indesejadas nas peças fixadas.

Figura 34 – Posicionamento da embreagem



Fonte: Autor, (2023).

O dimensionamento adequado dos dentes é fundamental para garantir a integridade do sistema mecânico, evitando possíveis rupturas e falhas. Para isso, é necessário calcular a tensão de cisalhamento máxima que os dentes são capazes de suportar. Este cálculo é importante para garantir que os dentes não sofram esforços acima do limite de sua capacidade, o que poderia levar a falhas e danos no sistema.

Além disso, a força da mola também é calculada para garantir que a transmissão de torque seja interrompida quando necessário, evitando que ocorram danos ao sistema. Esses cálculos são realizados considerando as características dos materiais utilizados e as condições de operação do sistema.

Os detalhes dos cálculos realizados para determinar a força da mola e a tensão de cisalhamento suportada pelos dentes estão contidos no Anexo C, que oferece informações mais detalhadas sobre o dimensionamento desses elementos. Com essas informações em mãos, é possível garantir que o sistema mecânico funcione de maneira adequada e segura.

## 5.5 PROJETO DIMENSIONAL

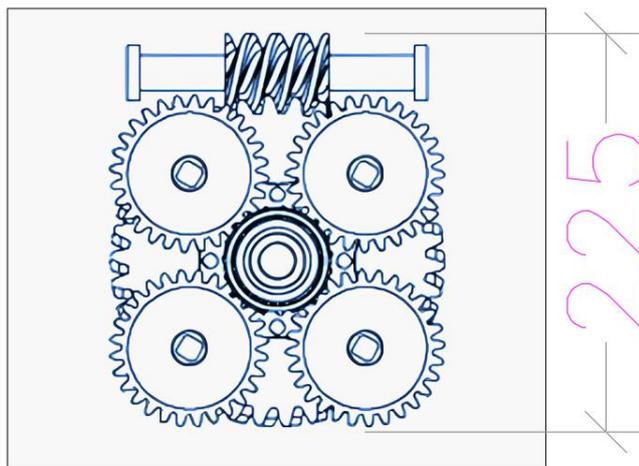
O projeto dimensional desempenha um papel fundamental no desenvolvimento do equipamento, pois é por meio dele que são estimadas as dimensões finais e a massa total do projeto. Essa etapa é crucial para garantir que todas as partes e componentes do equipamento estejam adequadamente dimensionados e se encaixem de forma precisa e funcional.

Na figura são apresentadas as principais dimensões do equipamento, fornecendo uma visão detalhada das medidas que foram consideradas durante o processo de projeto. Essas informações incluem dimensões como comprimento, largura e altura.

Ao ter acesso a essas informações, é possível verificar e analisar as dimensões do equipamento, bem como visualizar como as diferentes partes se relacionam entre si. Esses dados são essenciais para garantir a montagem correta do equipamento e auxiliar na identificação de possíveis interferências ou problemas de encaixe.

Além disso, o projeto dimensional também permite estimar a massa total do equipamento, o que é importante para a análise do seu transporte, manipulação e suporte estrutural adequado. Ter conhecimento da massa total do projeto é essencial para planejar os recursos necessários durante a fabricação, montagem e operação do equipamento.

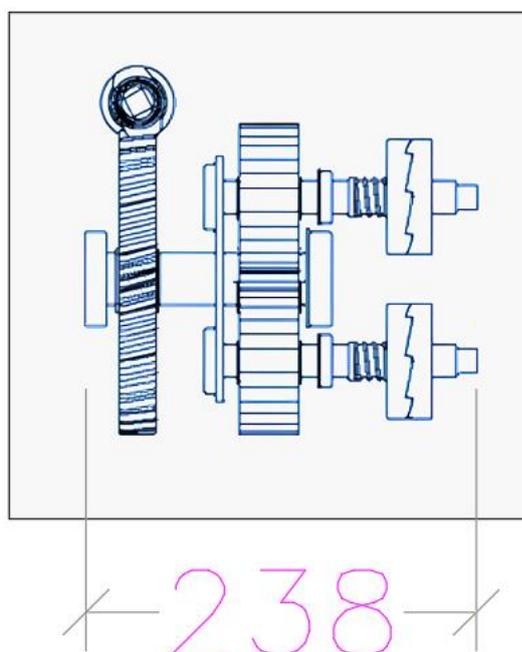
Figura 35 – Projeto Dimensional – Vista Frontal



Medidas estão em mm.

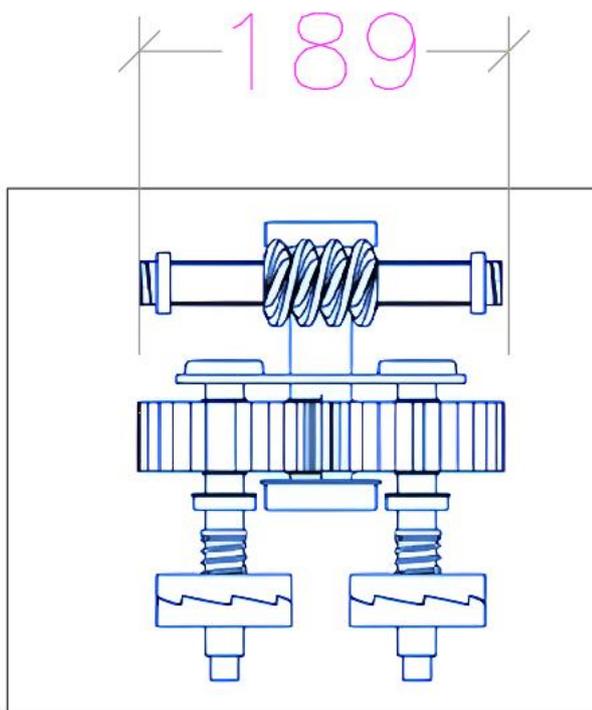
Fonte: Autor, (2023).

Figura 36 – Projeto Dimensional – Vista Lateral



Fonte: Autor, (2023).

Figura 37 – Projeto Dimensional – Vista Lateral



Fonte: Autor, (2023).

## 6 CONCLUSÃO

Atualmente, a substituição do rodado de um veículo é realizada por meio de uma chave convencional, que permite remover ou instalar um componente de fixação de cada vez. Esse processo exige esforço considerável por parte do operador devido às condições de aperto.

O projeto desenvolvido permite a realização dessas tarefas de forma simultânea, o que contribui para aumentar a eficiência e a produtividade do processo. Com a capacidade de manusear múltiplos elementos de fixação de uma só vez, o tempo necessário para a execução dessas operações é reduzido significativamente, otimizando o tempo de produção e melhorando a eficiência da montagem ou desmontagem de estruturas.

Ao escolher o material adequado, é possível garantir a resistência e a durabilidade do conjunto sem fim, evitando problemas como falhas ou quebras que poderiam comprometer o funcionamento do sistema de engrenagens.

Além disso, o mecanismo projetado também oferece vantagens em termos de praticidade e segurança. A capacidade de trabalhar com quatro elementos de fixação simultaneamente reduz a necessidade de movimentação e posicionamento repetitivos, minimizando a fadiga do operador e reduzindo o risco de erros durante o processo.

Por meio da análise dos torques encontrados nos elementos de fixação, percebe-se que, em situações de manutenção fora dos concessionários, esses elementos podem apresentar torques divergentes e acima do recomendado pelo fabricante. Isso evidencia a dificuldade na remoção desses elementos, uma vez que, na maioria dos casos, não há controle sobre o torque aplicado.

Essas informações têm impacto direto no dimensionamento do equipamento, exigindo maior robustez, o que resulta em um custo de aquisição mais elevado. O dimensionamento do sistema de engrenagens e da embreagem foram etapas que demandaram mais tempo, devido à necessidade de transmitir torque simultaneamente para todos os elementos de fixação, ao mesmo tempo em que se limita o torque individualmente.

Vale ressaltar que os equacionamentos das normas AGMA são utilizados principalmente em mecanismos dinâmicos, ou seja, em sistemas onde as engrenagens estão em movimento constante. Já o método utilizado no segundo cálculo é mais indicado para situações onde a engrenagem estática é submetida a uma carga máxima.

Em suma, é importante entender que diferentes métodos de cálculo podem levar a resultados distintos, e que a escolha do método mais adequado deve levar em consideração as particularidades do sistema em questão. Além disso, é fundamental que sejam utilizados materiais de alta resistência e sejam respeitados os fatores de segurança adequados, a fim de garantir a confiabilidade e a segurança do projeto.

Nessa etapa, ficou evidente que o conjunto sem fim é um excelente sistema de transmissão de torque, reduzindo o esforço necessário por parte do operador para gerar o torque requerido na saída. O dimensionamento da embreagem permitiu o controle do torque sem a necessidade de um indicador ou de meios eletrônicos, interrompendo o torque no momento em que o valor pré-estabelecido é alcançado.

É possível afirmar que o projeto atingiu seu propósito de fornecer um mecanismo que simplifica e agiliza o processo de remoção e instalação de elementos de fixação. A partir desse ponto, abre-se a possibilidade de implementação e aplicação prática do mecanismo em projetos reais, levando em consideração as particularidades e necessidades de cada contexto específico.

Ao final do desenvolvimento do objeto de estudo, chegou-se à conclusão de que o mecanismo proposto é funcional para a instalação ou remoção simultânea de quatro elementos de fixação. No entanto, do ponto de vista comercial, entende-se que o produto não seria bem aceito pelos consumidores devido ao seu alto custo de aquisição e ao seu peso físico, que torna o transporte e a operação do equipamento desafiadores.

## **7 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS**

Projetar e implementar um sistema de engrenagens inovador e eficiente para a retirada de rodas de caminhão. Utilizando os princípios e conceitos de engenharia mecânica, será possível criar um dispositivo que facilite e agilize o processo de remoção, tornando-o mais seguro, rápido e eficaz.

## REFERÊNCIAS

.AÇOTUBO. Tubos mecânicos trefilados sem costura. Disponível em: . Acesso em: 11 mai. 2019.

AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION. AGMA 6022-C93. Design manual for cylindrical wormgearing. Virginia, 1993.

AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION. AGMA 908-B89. Geometry factors for determining the pitting resistance and bending strength of spur, helical and herringbone gear teeth. Virginia, 1989.

ASM Handbook, Volume 19: Fatigue and Fracture. ASM International, 1996.

BICKFORD, John H. Introduction to the design and behavior of bolted joints: Noncasketed joints. 4 ed. New York: CRC, 2008.

BRAGA, Newton C. Engrenagens I – (MEC025). Disponível em: <<http://www.newtoncbraga.com.br/index.php/robotica/1625-mec025>>. Acesso em: 29 abr. 2023.

CHATTERJEE, Prasenjit; CHAKRABORTY, Shankar. Gear Material Selection using Complex Proportional Assessment and Additive Ratio Assessment-based Approaches: A Comparative Study. International Journal of Materials Science and Engineering, Índia, v. 1, n. 2, 14 dez. 2013. 104 p. 111.

DENATRAN. Frota de veículos. Disponível em: . Acesso em: 11 abr. 2023.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. DIN 471: Sicherungsringe für wellen. normaler typ und schwerer typ. German, 1981.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. DIN 472: Sicherungsringe für bohrungen. Regelausführung. German, 1968.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. DIN 6885. Mitnehmerbefestigungen ohne kegelwirkung: passfedern, passfedernuten, tiefes muster. German, 1965.

Dowling, N. E. Mechanical Behavior of Materials. Pearson, 2013.

FLORES, Paulo; GOMES, José; DOURADO, Nuno; MARQUES, Filipe. Sistema de transmissão de movimento. 2017.

GONÇALVES, Luis Carlos Moniz Cardeano Neves. **Projeto e desenvolvimento de um sistema universal de motorização para acoplamento em cadeira de rodas.** 2013.

IBGE. População do Brasil. Disponível em: <[https://www.ibge.gov.br/apps/populacao/projecao/box\\_popclock.php](https://www.ibge.gov.br/apps/populacao/projecao/box_popclock.php)>. Acesso em: 11 abr. 2023.

JUVINALL, Robert C.; MARSHEK, Kurt M. **Fundamentos do projeto de componentes demáquinas.** 4 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

MELO, Marco Vinicius de. **Estudo da aplicabilidade da ferramenta de cálculo para projeto, análise e otimização de elementos de máquinas kisssoft™ para o desenvolvimento de transmissões por engrenagens.** 2017.

Neuber, H. "Theory of Notch Stresses: Principles for Exact Calculation of Stress Strength Relations." Springer-Verlag, 1992.

Norton, F. H. "A Theory of the Fatigue of Metals." Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, vol. 66, pp. 670-672, 1944.

NORTON, Robert Lawrence. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada.** 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

Peterson, R. E. "Stress Concentration Factors." John Wiley & Sons, Inc., 1974.

Stahlwille. Thread forms and standards. Disponível em: <https://www.stahlwille.co.uk/safety/safety-training-notes/safety-training-notes/thread-forms-and-standards/>. Acesso em 25 de março de 2023.

TEC TOR. **Catálogo de Limitadores de torque 2017.** Disponível em: <<http://www.tector.com.br/pdf/95-074-tector-ct-limitador-de-torque.pdf>>. Acesso em: 06 abr.2023

VERÍSSIMO, G. et al. O emprego de porcas e parafusos de aço inoxidável na construção de embarcações de alumínio. Revista Náutica, v. 5, n. 2, p. 89-100, 2019

## ANEXO A – PROPRIEDADES DOS MATERIAIS PARA O DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS E CHAVETAS

<b>Tabela A-9 Propriedades mecânicas de alguns aços-carbono</b>							
Dados de várias fontes. * Valores aproximados. Consulte os fabricantes de materiais para informações mais precisas							
Número SAE / AISI	Condição	Resistência de escoamento em tração (0,2% de deformação)		Resistência máxima em tração		Elongação do corpo de ensaio de 2 in	Dureza Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	(%)	-HB
1010	laminado a quente	26	179	47	324	28	95
	laminado a frio	44	303	53	365	20	105
1020	laminado a quente	30	207	55	379	25	111
	laminado a frio	57	393	68	469	15	131
1030	laminado a quente	38	259	68	469	20	137
	normalizado a 1650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado a frio	64	441	76	524	12	149
	temperado e revenido a 1000°F	75	517	97	669	28	255
	temperado e revenido a 800°F	84	579	106	731	23	302
	temperado e revenido a 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado a quente	40	276	72	496	18	143
	laminado a frio	67	462	80	552	12	163
1040	laminado a quente	42	290	76	524	18	149
	normalizado a 1650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado a frio	71	490	85	586	12	170
	temperado e revenido a 1200°F	63	434	92	634	29	192
	temperado e revenido a 800°F	80	552	110	758	21	241
	temperado e revenido a 400°F	86	593	113	779	19	262
1045	laminado a quente	45	310	82	565	16	163
	laminado a frio	77	531	91	627	12	179
1050	laminado a quente	50	345	90	621	15	179
	normalizado a 1650°F	62	427	108	745	20	217
	laminado a frio	84	579	100	689	10	197
	temperado e revenido a 1200°F	78	538	104	717	28	235
	temperado e revenido a 800°F	115	793	158	1 089	13	444
	temperado e revenido a 400°F	117	807	163	1 124	9	514
1060	laminado a quente	54	372	98	676	12	200
	normalizado a 1650°F	61	421	112	772	18	229
	temperado e revenido a 1200°F	76	524	116	800	23	229
	temperado e revenido a 800°F	97	669	140	965	17	277
temperado e revenido a 400°F	111	765	156	1 076	14	311	
1095	laminado a quente	66	455	120	827	10	248
	normalizado a 1650°F	72	496	147	1 014	9	13
	temperado e revenido a 1200°F	80	552	130	896	21	269
	temperado e revenido a 800°F	112	772	176	1 213	12	363
	temperado e revenido a 400°F	118	814	183	1 262	10	375

Fonte: Norton (2013).

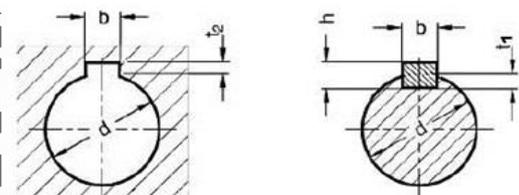
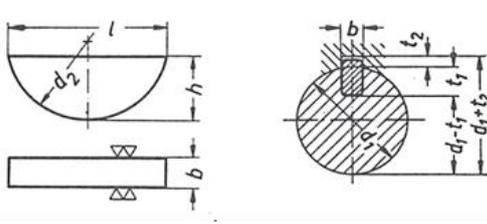
**Tabela A-10 Propriedades mecânicas de algumas ligas e aços ferramenta**

Dados de várias fontes.\* Valores aproximados. Consulte o fabricante de materiais para informações mais precisas

Número SAE /AISI	Condição	Resistência de escoamento em tração (0,2% de deformação)		Resistência máxima em tração		Elongação do corpo de ensaio de 2 in (%)	Dureza Brinell ou Rockwell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1340	recozida	63	434	102	703	25	204HB
	temperada e revenida	109	752	125	862	21	250HB
4027	recozida	47	324	75	517	30	150HB
	temperada e revenida	113	779	132	910	12	264HB
4130	recozida a 1450°F	52	359	81	558	28	156HB
	normalizada a 1650°F	63	434	97	669	25	197HB
	temperada e revenida a 1200°F	102	703	118	814	22	245HB
	temperada e revenida a 800°F	173	1 193	186	1 282	13	380HB
	temperada e revenida a 400°F	212	1 462	236	1 627	10	41HB
4140	recozida a 1450°F	61	421	95	655	26	197HB
	normalizada a 1650°F	95	655	148	1 020	18	302HB
	temperada e revenida a 1200°F	95	655	110	758	22	230HB
	temperada e revenida a 800°F	165	1 138	181	1 248	13	370HB
	temperada e revenida a 400°F	238	1 641	257	1 772	8	510HB
4340	temperada e revenida a 1200°F	124	855	140	965	19	280HB
	temperada e revenida a 1000°F	156	1 076	170	1 172	13	360HB
	temperada e revenida a 800°F	198	1 365	213	1 469	10	430HB
	temperada e revenida a 600°F	230	1 586	250	1 724	10	486HB
6150	recozida	59	407	96	662	23	192HB
	temperada e revenida	148	1 020	157	1 082	16	314HB
8740	recozida	60	414	95	655	25	190HB
	temperada e revenida	133	917	144	993	18	288HB
H-11	recozida a 1600°F	53	365	100	689	25	96HRB
	temperada e revenida a 1000°F	250	1 724	295	2 034	9	55HRC
L-2	recozida a 1425°F	74	510	103	710	25	96HRB
	temperada e revenida a 400°F	260	1 793	290	1 999	5	54HRC
L-6	recozida a 1425°F	55	379	95	655	25	93HRB
	temperada e revenida a 600°F	260	1 793	290	1 999	4	54HRC
P-20	recozida a 1425°F	75	517	100	689	17	97HRB
	temperada e revenida a 400°F	205	1 413	270	1 862	10	52HRC
S-1	recozida a 1475°F	60	414	100	689	24	96HRB
	temperada e revenida a 400°F	275	1 896	300	2 068	4	57HRC
S-5	recozida a 1450°F	64	441	105	724	25	96HRB
	temperada e revenida a 400°F	280	1 931	340	2 344	5	59HRC
S-7	recozida a 1525°F	55	379	93	641	25	95HRB
	temperada e revenida a 400°F	210	1 448	315	2 172	7	58HRC
A-8	recozida a 1550°F	65	448	103	710	24	97HRB
	temperada e revenida a 1050°F	225	1 551	265	1 827	9	52HRC

Fonte: Norton (2013).

## ANEXO B – DIMENSIONAMENTO DAS CHAVETAS

DADOS DA NORMA DIN 6885				
Diâmetro do eixo (mm)	Chaveta bxh (mm)	Rasgo (mm)		Comprimentos normalizados (L) (mm)
		t1	t2	
>17 até 22	6x6	3,5	2,6	14...56 - 63 - 70
>30 até 38	10x8	4,7	3,4	22...90 - 100 - 110
DADOS DA NORMA DIN 6888				
>12 até 17	5x6,7	4,5	2,2	10...36 - 40 - 45
DIN 6885				
				
DIN 6888				
				
DADOS DE ENTRADA				
Descrição	Valor	Unidade		
Torque máximo no eixo 2	980,66	N.m		
Torque máximo nos eixos 3	245,17	N.m		
Diâmetro externo do eixo 2	32,00	mm		
Diâmetro externo dos eixos 3 vazados	20,00	mm		
Diâmetro externo dos eixos 3 maciços	13,00	mm		
t2 - eixo 2	3,40	mm		
t2 - eixo 4	2,20	mm		
t2 - eixo 3	2,60	mm		
Resistência do aço SAE 4130 temperado e revenido a 400°F	1462,00	MPa		
Resistência do aço SAE 1045 laminado a frio	531,00	MPa		
Fator de segurança	1,50	-		
Comprimento mínimo da chaveta para o eixo 2	$L = \frac{2 \cdot T}{d \cdot t_2 \cdot \frac{S_y}{S}}$	18,4954	mm	
Comprimento mínimo da chaveta para os eixos 3	$L = \frac{2 \cdot T}{d \cdot t_2 \cdot \frac{S_y}{S}}$	26,6373	mm	
Comprimento mínimo da chaveta para os eixos 4	$L = \frac{2 \cdot T}{d \cdot t_2 \cdot \frac{S_y}{S}}$	17,5904	mm	

## ANEXO C – DIMENSIONAMENTO DO LIMITADOR DE TORQUE

<b>DADOS DE ENTRADA</b>		
<b>Descrição</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
Torque para desacoplar	100	N.m
Torque para a tensão cisalhante	400	N.m
Coefficiente de atrito	0,33	-
Ângulo	10	Graus
Raio interno (ri)	0,020	m
Raio externo (ro)	0,035	m
Raio médio (rm)	0,0275	m
Número de dentes	8	-
Área da base do dente (solid)	330,74	mm
<b>CÁLCULOS</b>		
$F_m = \frac{3 \cdot T \cdot (r_o^2 - r_i^2) \cdot (\cos \theta - \mu \cdot \sin \theta)}{2 \cdot (r_o^3 - r_i^3) \cdot (\mu \cdot \cos \theta + \sin \theta)}$	6600,31	N
$T = \frac{2 \cdot F_m \cdot (r_o^3 - r_i^3) \cdot (\sin \theta + \mu \cdot \cos \theta)}{3 \cdot (r_o^2 - r_i^2) \cdot (\cos \theta - \mu \cdot \sin \theta)}$	100	N.m
$P = \frac{F_m}{\frac{\pi \cdot (r_o^2 - r_i^2)}{\cos \theta}}$	2,50791	MPa
$F = \frac{T}{n \cdot r_m}$	1818,18	N
$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{l \cdot b}$	5,49731	MPa