

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL  
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIA**

**IURI TOFFOLO**

**DIMENSIONAMENTO DE ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO APLICADOS EM  
UMA CHAVE DE RODA MÚLTIPLA**

**CAXIAS DO SUL**

**2019**

**IURI TOFFOLO**

**DIMENSIONAMENTO DE ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO APLICADOS EM  
UMA CHAVE DE RODA MÚLTIPLA**

Trabalho de Conclusão de Curso II (MEC0291AP) apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica. Área de concentração: Projeto de Máquinas.

Orientador: Prof. Me. Vagner Grison.

**CAXIAS DO SUL**

**2019**

**IURI TOFFOLO**

**DIMENSIONAMENTO DE ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO APLICADOS EM  
UMA CHAVE DE RODA MÚLTIPLA**

Trabalho de Conclusão de Curso II (MEC0291AP) apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica. Área de concentração: Projeto de Máquinas.

**Aprovado em: 02/07/2019.**

**Banca examinadora**

Prof. Me. Vagner Grison.  
Universidade de Caxias do Sul - UCS

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

Eng. Mec. Augusto Bolzoni.  
Universidade de Caxias do Sul - UCS

Dedico este trabalho à minha família, à Camila e aos meus amigos, que sempre me apoiaram ao longo desta jornada.

## RESUMO

O propósito deste trabalho foi dimensionar um trem de engrenagens que fosse capaz de remover e instalar quatro fixadores de roda automotiva simultaneamente, o mecanismo resulta em distribuir o mesmo torque para quatro elementos de fixação. Este sistema de engrenagens é projetado levando em consideração os torques requeridos durante a substituição da roda em plena rodovia e com embasamento nas normas da AGMA (*American Gear Manufacturers Association*). Para garantir que os quatro elementos de fixação obtenham o mesmo torque fez-se necessário a utilização de uma embreagem de contato positivo, sendo projetada para desacoplar em um torque pré-estabelecido. No segundo momento foi realizado o dimensionamento dos eixos e chavetas para posteriormente ser selecionados os rolamentos e anéis elásticos. Por fim foi realizada a modelagem tridimensional das peças no *software SolidWorks* para obter as dimensões finais do produto, assim como a sua massa.

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

## **ABSTRACT**

The purpose of this article was design a gear train that may be able to remove and install simultaneously four automotive wheel fasteners, the mechanism results in distributing the same torque to all four fasteners. This gear train is design considering torques required under a tire replacement, and based on AGMA (American Gear Manufacturers Association) standards. To ensure that all fasteners receive the same torque, it had been necessary to use a positive contact clutch, designed to disengage at a pre-set torque. In a second instant, it has been performed the dimensioning of shafts and keys to thereafter select bearings and elastic rings. Finally, a three-dimensional parts modeling at SolidWorks software to set the final dimensions and mass of the product.

**Keys-words:** Gear train. Fastener. Torque. Sizing

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Classificação de embreagens e freio .....	22
Figura 2 – Tipos de engrenagens .....	26
Figura 3 – Curvas de falha para tensões pulsantes .....	29
Figura 4 – Vantagem mecânica .....	35
Figura 5 – Modelo de trem de engrenagens simples .....	35
Figura 6 – Modelo de trem de engrenagens compostos .....	36
Figura 7 – Objeto de estudo.....	40
Figura 8 – Média de torque por veículo .....	41
Figura 9 – Influência do número de dentes da coroa com os torques .....	43
Figura 10 – Influência do diâmetro da coroa com os torques .....	44
Figura 11 – Eixos que realizam a transmissão do torque aos elementos de fixação .....	45
Figura 12 – Forças atuantes nas engrenagens de dentes retos.....	52
Figura 13 – Posicionamento da embreagem.....	54
Figura 14 – Posições ergonômicas .....	56

## LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Comparativo entre os sistemas de transmissão.....	37
Quadro 2 – Comparativo entre os sistemas de embreagens .....	38
Quadro 3 – Comparativo com os produtos já disponíveis no mercado .....	38



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – População de veículos no Brasil .....	16
Tabela 2 – Dados do conjunto sem fim .....	49
Tabela 3 – Dados das engrenagens de dentes retos .....	50
Tabela 4 – Tensão de flexão .....	50
Tabela 5 – Diâmetros e materiais dos eixos .....	52
Tabela 6 – Dimensões das chavetas .....	53
Tabela 7 – Rolamentos selecionados através do catálogo da NSK .....	55
Tabela 8 – Anéis elástico selecionados pela norma DIN 472 .....	55
Tabela 9 – Anéis elástico selecionados pela norma DIN 471 .....	55

## **LISTA DE SIGLAS**

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

## LISTA DE SÍMBOLOS

$T$	Torque
$K$	Coefficiente de torque
$F_i$	Pré carga
$d$	Diâmetro
$N$	Número de superfícies de atrito / Número de ciclos de vida
$\mu$	Coefficiente de atrito
$F$	Força / Largura da engrenagem
$r_o$	Raio externo do disco
$r_i$	Raio interno do disco
$P_0$	Carga estática equivalente
$F_r$	Carga radial
$F_a$	Carga axial
$X_0$	Coefficiente de carga radial estática
$Y_0$	Coefficiente de carga axial estática
$P$	Carga dinâmica equivalente
$\sigma_b$	Tensão de flexão
$W_t$	Força tangencial sobre o dente
$m$	Módulo
$J$	Fator geométrico de resistência a flexão
$K_a, C_a$	Fatores de aplicação
$K_m, C_m$	Fatores de distribuição de carga
$K_v, C_v$	Fatores dinâmicos
$K_s, C_s$	Fatores de tamanho
$K_b$	Fator de espessura de borda
$K_l$	Fator de ciclo de carga
$\sigma_t$	Tensão de flexão para engrenagens poliméricas
$P_d$	Passo diametral
$SF, s$	Fator de segurança
$Y$	Fator de forma de Lewis
$\sigma_c$	Tensão de superfície
$C_p$	Coefficiente elástico

$I$	Fator geométrico de superfície
$d_p$	Diâmetro primitivo da menor engrenagem
$C_f$	Coefficiente de acabamento superficial
$S_{fb}$	Resistência corrigida de fadiga à flexão
$K_L, C_L$	Fatores de vida
$K_T, C_T$	Fatores de temperatura
$K_R, C_R$	Fatores de confiabilidade
$S_{fb'}$	Resistência não corrigida de fadiga à flexão
$T_{\circ F}$	Temperatura em Fahrenheit
$S_{fc}$	Resistência corrigida de fadiga superficial
$C_H$	Fator de razão de dureza
$S_{fc'}$	Resistência não corrigida de fadiga superficial
$m_v$	Razão de velocidade angular
$N_1$	Número de dentes da primeira engrenagem
$N_2$	Número de dentes da segunda engrenagem
$N_3$	Número de dentes da terceira engrenagem
$N_4$	Número de dentes da quarta engrenagem
$N_5$	Número de dentes da quinta engrenagem
$N_{motoras}$	Número de dentes das engrenagens motoras
$N_{movidas}$	Número de dentes das engrenagens movidas
$M$	Momento fletor
$S_y$	Resistência de escoamento do material
$L$	Comprimento mínimo da chaveta
$t_1, t_2$	Rasgo da chaveta
$F_m$	Força da mola
$\theta$	Ângulo
$\sigma_e$	Tensão de flexão estática
$b$	Altura do pé do dente
$c$	Espessura circular do dente
$m_p$	Razão de contato
$\Phi$	Ângulo de pressão
$\Psi$	Ângulo de hélice ou ângulo espiral

$V_t$	Velocidade na linha de referência
$Q_v$	Índice de qualidade da engrenagem
$m_b$	Razão de recuo
$\rho_p$	Raio de curvatura do pinhão
$\rho_g$	Raio de curvatura da engrenagem
$r_p$	Raio de referência do pinhão
$C$	Distância entre centros
$m_N$	Razão de compartilhamento de carga
$L$	Comprimento
$m_F$	Razão de contato axial
$n_r$	Parte fracional de $m_p$
$n_a$	Parte fracional de $m_F$
$p_x$	Passo axial
$E$	Módulo de elasticidade
$HB$	Dureza Brinell

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>16</b>
1.1	JUSTIFICATIVA.....	17
1.2	OBJETIVOS DO TRABALHO .....	17
<b>1.2.1</b>	<b>Objetivo geral .....</b>	<b>18</b>
<b>1.2.2</b>	<b>Objetivos específicos.....</b>	<b>18</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>19</b>
2.1	TRABALHOS CORRELATOS.....	19
2.2	TORQUE.....	21
<b>2.2.1</b>	<b>Limitadores de torque.....</b>	<b>22</b>
2.3	ROLAMENTOS.....	24
2.4	ENGRENAGENS .....	25
<b>2.4.1</b>	<b>Tipos de engrenagens .....</b>	<b>25</b>
<b>2.4.2</b>	<b>Materiais.....</b>	<b>26</b>
<b>2.4.3</b>	<b>Critérios de falhas .....</b>	<b>28</b>
<b>2.4.4</b>	<b>Limites de resistências corrigidos .....</b>	<b>32</b>
<b>2.4.5</b>	<b>Lubrificantes.....</b>	<b>33</b>
2.5	TRENS DE ENGRENAGENS .....	34
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS.....</b>	<b>37</b>
3.1	PROJETO INFORMACIONAL .....	37
3.2	PESQUISA DE MERCADO.....	39
3.3	OBJETO DE ESTUDO .....	39
3.4	REQUISITOS DO PROJETO.....	40
<b>3.4.1</b>	<b>Posicionamento em rodas de veículos.....</b>	<b>40</b>
<b>3.4.2</b>	<b>Dimensões típicas de parafusos e porcas de rodas .....</b>	<b>40</b>
<b>3.4.3</b>	<b>Torque requerido .....</b>	<b>41</b>
<b>3.4.4</b>	<b>Determinação dos requisitos do projeto.....</b>	<b>42</b>
3.5	DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES.....	42
<b>3.5.1</b>	<b>Sistema de transmissão por engrenagens.....</b>	<b>42</b>
<b>3.5.2</b>	<b>Seleção do material.....</b>	<b>45</b>
<b>3.5.3</b>	<b>Eixos e chavetas .....</b>	<b>45</b>

3.5.4	Limitador de torque .....	47
3.5.5	Rolamentos e anéis elásticos .....	48
4	<b>RESULTADOS</b> .....	49
4.1	SISTEMA DE TRANSMISSÃO POR ENGRENAGENS .....	49
4.1.1	Seleção do material.....	50
4.2	EIXOS E CHAVETAS .....	51
4.3	LIMITADOR DE TORQUE .....	53
4.4	ROLAMENTOS E ANÉIS ELÁSTICOS .....	54
4.5	PROJETO DIMENSIONAL .....	55
4.6	ERGONOMIA.....	55
5	<b>CONCLUSÃO</b> .....	58
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	60
	<b>APÊNDICE A – PESQUISA DE MERCADO</b> .....	63
	<b>APÊNDICE B – TORQUES ENCONTRADOS NOS ELEMENTOS DE FIXAÇÃO</b> ....	65
	<b>APÊNDICE C – DIMENSIONAMENTO DO CONJUNTO SEM FIM</b> .....	66
	<b>APÊNDICE D – DIMENSIONAMENTO ENGRENAGENS DE DENTES RETOS</b> .....	68
	<b>APÊNDICE E – DIMENSIONAMENTO DO EIXO 1</b> .....	70
	<b>APÊNDICE F – DIMENSIONAMENTO DO EIXO 2</b> .....	71
	<b>APÊNDICE G – DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS 3 E 4</b> .....	72
	<b>APÊNDICE H – DIMENSIONAMENTO DAS CHAVETAS</b> .....	74
	<b>APÊNDICE I – DIMENSIONAMENTO DO LIMITADOR DE TORQUE</b> .....	75
	<b>APÊNDICE J – PROJETO DIMENSIONAL</b> .....	76
	<b>ANEXO A – MODELOS DE ENGRENAGENS</b> .....	77
	<b>ANEXO B – FATOR GEOMÉTRICO DE RESISTÊNCIA A FLEXÃO PARA</b> <b>ENGRENAGENS CILÍNDRICAS RETAS</b> .....	78
	<b>ANEXO C – FATOR GEOMÉTRICO DE RESISTÊNCIA A FLEXÃO PARA</b> <b>ENGRENAGENS HELICOIDAIS, CÔNICAS E SEM-FIM</b> .....	81
	<b>ANEXO D – FATOR DE FORMA DE LEWIS REFERENTE AO DENTE</b> .....	83
	<b>ANEXO E – BASE DE CÁLCULOS PARA ESTIMAR OS FATORES</b> <b>MODIFICADORES E O FATOR GEOMÉTRICO DE SUPERFÍCIE</b> .....	84

<b>ANEXO F – DIMENSÕES, POSICIONAMENTOS E QUANTIDADES TÍPICAS DE FIXADORES DE RODAS.....</b>	<b>88</b>
<b>ANEXO G – PROPRIEDADES DOS MATERIAIS PARA O DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS E CHAVETAS .....</b>	<b>89</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 mês de julho de 2018, mostrados na Tabela 1, a maior concentração de veículos no Brasil encontra-se nas regiões Sudeste e Sul, totalizando 76% da frota nacional. De acordo com os dados fornecidos em agosto de 2018 pelo IBGE (Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística), o Brasil apresenta uma população de 208.677.456, portanto para a cada quatro habitantes há um veículo.

Como é possível observar os veículos não são considerados apenas um símbolo de luxo para a população brasileira, e sim uma necessidade de seu cotidiano. As pessoas necessitam de um veículo para diversas razões, como: trabalho, estudo, viagem, lazer, dentre outros.

Tabela 1 – População de veículos no Brasil

<b>Regiões do Brasil</b>	<b>Veículos</b>
Centro Oeste	4.507.853
Nordeste	6.733.761
Norte	1.692.509
Sudeste	29.446.258
Sul	11.505.314
<b>BRASIL</b>	<b>53.885.695</b>

Fonte: adaptado de Denatran (2018).

Os veículos possuem diversos sistemas e dentre eles está o sistema de suspensão, composto basicamente por: amortecedores, molas, barra estabilizadora, rodas, cubos de roda e pneus. Este sistema tem como finalidade sustentar o peso do veículo e dos passageiros, absorvendo os choques e vibrações causadas por buracos e outras irregularidades do trajeto onde o veículo trafega.

Devido ao sistema de suspensão possuir uma importância no conforto e segurança dos ocupantes do veículo, é de extrema importância que este sistema não falhe. Porém o maior problema que ocorre com este sistema não é devido ao projeto ou manutenção do veículo, e sim pelas condições nas estradas brasileiras. Muitas destas estradas não são pavimentadas ou

possuem defeitos (buracos) onde ocorrem incidentes como: a perfuração do pneu ou até mesmo a deformação da roda.

A solução paliativa em plena rodovia para esses incidentes é a substituição do rodado (roda e pneu) pelo reserva. Portanto, os motoristas precisam estar aptos para efetuar a substituição do rodado e obter os equipamentos para a execução do serviço.

Durante o período de substituição do rodado em rodovias, faz-se necessário a utilização de uma ferramenta para a remoção e instalação dos parafusos ou porca de fixação da roda no cubo de roda. Atualmente a ferramenta utilizada pelo operador é uma chave biela (chave L), a qual permite a remoção ou instalação de um componente por vez.

O mecanismo proposto neste trabalho é uma chave de roda múltipla que tem como finalidade substituir a chave convencional (chave L), sendo capaz de remover e instalar quatro parafusos ou porcas de rodas simultaneamente. Este mecanismo foi projetado para ser de fácil manuseio, utilizando um pequeno espaço de armazenamento, além de ter seus elementos e transmissão devidamente dimensionados para garantir a durabilidade e a confiabilidade requerida na tarefa de substituição de pneus.

## 1.1 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 TCC (Trabalho de Conclusão de Curso).

## 1.2 OBJETIVOS DO TRABALHO

Esta seção apresenta os objetivos geral e específicos que conduzirão o desenvolvimento deste trabalho.

### **1.2.1 Objetivo geral**

Dimensionar os elementos de transmissão por engrenagens para a aplicação de uma chave de roda múltipla que permita a transmissão de torque à quatro parafusos ou porcas de roda simultaneamente, garantindo com que os elementos mecânicos resistam aos esforços exercidos pelo operador e pelas forças resistivas.

### **1.2.2 Objetivos específicos**

Os objetivos específicos são:

- a) obter as cargas e torques requeridos para remover e instalar os parafusos e porcas de roda através de medições;
- b) selecionar o modelo de engrenagem mais apto para o desenvolvimento do projeto;
- c) comparar a força necessária para a execução da tarefa e a massa do equipamento com estudos já realizados;
- d) efetuar o dimensionamento do sistema de transmissão.

## 2 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.

### 2.1 TRABALHOS CORRELATOS

Gonçalves (2013) realizou um estudo para dimensionar um kit de motorização para a adaptação a cadeiras de rodas manuais. Tendo como principais objetivos o baixo custo e a utilização versátil pelo operador no deslocamento. O princípio de funcionamento do sistema tem como base a transmissão por atrito, onde a transmissão de potência é fornecida por polias que são posicionadas em contato com as rodas da cadeira e conseqüentemente transmitindo-lhe o movimento. O movimento é fornecido por dois motores elétricos de 24 Volts posicionados um em cada roda, através de um trem de engrenagens que ajusta a rotação necessária para a cadeira, terminando nas polias em contato com as rodas. Por fim Gonçalves (2013) concluiu que seu estudo atingiu os principais objetivos, destacando a concretização do projeto de motorização que contempla toda a transmissão e impulsão.

Santos (2013) realizou um trabalho referente a um dispositivo robótico que fornece uma alternativa para o tratamento da articulação do joelho, sendo projetado para fornecer apoio parcial à flexão e extensão da articulação. Seus objetivos principais eram obter um dispositivo mais compacto e possuir uma solução mais acessível em termos de custo para os centros e clínicas de reabilitação, projetando e construindo um novo atuador elástico em série rotacional para o acionamento de uma órtese. Este dispositivo é composto por um sistema mecânico de transmissão gerado por um motor que através de um redutor de velocidades do tipo coroa e rosca sem-fim amplifica o torque gerado. O redutor de velocidade selecionado apresenta uma relação de transmissão de 150:1 fazendo com que a faixa de operação do atuador seja de aproximadamente 55 rpm, visto que os requisitos de máxima potência, torque e velocidade angular foram dados extraídos de uma articulação saudável. Os resultados obtidos pelo autor demonstraram que o atuador é capaz de reproduzir um comportamento virtual de rigidez e amortecimento dentro de uma faixa de amplitude e frequência aceitável para o auxílio da articulação do joelho.

Melo (2017) avaliou o uso da ferramenta de cálculo KISSsoft™ para o projeto, análise e otimização de elementos de máquinas no desenvolvimento de mecanismos de transmissão por engrenagens. O sistema de transmissão utilizado pelo autor obtinha quatro engrenagens divididas em três eixos, onde na entrada era utilizado um motor de 542 N.m de torque à 2100 rpm, acoplado na transmissão por um eixo. O eixo de saída era acoplado em uma bomba hidráulica tendo como rotação ideal 2500 rpm e torque de 460 N.m. Melo pôde concluir que os valores para a geometria das engrenagens ficaram muito próximos dos valores teóricos, porém os valores para capacidades de carga e torques máximos ficaram diferentes, isso porque o *software* aplica fatores mais conservativos. Para os outros elementos mecânicos, eixos, rolamentos, conexões estriadas e chavetas as diferenças foram menos expressivas. Por fim o autor cita que o *software* pode ser facilmente empregado em universidades, sendo um grande facilitador para o dimensionamento de elementos de máquina e na concepção de transmissões mecânicas completas.

Ramadani et.al (2018) realizaram um estudo de projetar um corpo de engrenagem de dentes retos em formato de treliças de modo que ele cumpra os requisitos relacionados à resistência, mas também reduza e dissipe as vibrações induzidas interna e externamente. A ideia básica dos autores era produzir uma estrutura de corpo que seja mais leve, suficientemente firme em termos de capacidade de carga, flexível na direção tangencial e adequada para ser preenchida com material polimerico viscoso. Para o modelamento da engrenagem foi utilizado o *software* CAESS ProTOP A engrenagem foi produzida pela técnica Selective Laser Melting e testada em um equipamento de teste de malha fechada. Sua resposta dinâmica e propriedades foram comparadas a uma engrenagem de corpo sólido. Os autores concluíram que um corpo de engrenagem composto por de estrutura treliçada é uma opção interessante, pois pode reduzir notavelmente as vibrações, além da redução de peso. A principal desvantagem de uma estrutura de treliça é o custo para sua produção. Através deste estudo descobriu-se que o corpo treliçado é capaz de diminuir a pressão sonora emitida pela engrenagem, preservando suas propriedades de resistência.

Ajaykarthik e Charles (2015) realizaram um estudo sobre o efeito do desempenho do desgaste em engrenagens compostas por polímeros reforçados, moldados por injeção. As engrenagens produzidas foram testadas em diferentes velocidades de rotação e carga, onde as alterações de velocidades ocorriam de hora em hora para a realização da medição do desgaste. Após os testes executados, os autores chegaram à conclusão que engrenagens compostas por polímeros podem falhar de duas maneiras: por desgaste ou por fadiga. A fadiga pode ser medida diretamente por testes de vida, mas o desgaste precisa ser registrado continuamente.

## 2.2 TORQUE

Bickford (2008) relata que o controle do aperto através de torque é considerado como o método mais prático para criar a força de aperto entre os elementos de uniões, sendo relativamente simples de se aplicar através das diversas ferramentas disponíveis no mercado.

De forma geral a literatura não especifica um valor ideal de torque, pois de acordo com Bickford (2008) o coeficiente de torque é uma constante determinada experimentalmente. Segundo Juvinall e Marshek (2008) os coeficientes de torque dependem das condições de lubrificação entre as uniões, havendo diferenciação na condição de aperto conforme a variação de temperatura, vibração, choque e corrosão.

Segundo os autores, a Equação 1 é utilizada para relacionar o torque de aperto com a pré carga de parafusos.

$$T = K \cdot F_i \cdot d \quad (1)$$

onde:  $T$  é o torque [N.m];

$F_i$  é a pré carga [N];

$K$  é o coeficiente de torque [-];

$d$  é o diâmetro nominal do parafuso [m].

Juvinall e Marshek (2008) informa que no momento em que se aplica o torque em um parafuso a carga não é distribuída simetricamente entre os filetes de rosca. Ao mesmo tempo pode ser promovido momentos de torção e flexão no corpo do parafuso e cisalhamento nas roscas, devido aos esforços exercidos.

Bickford (2008) cita que as ferramentas que transmitem o torque também, inevitavelmente, criam cargas de cisalhamento na fixação. Quanto maior for o torque, maior as cargas de cisalhamento, por isso se torna necessário realizar um torque controlado.

Para realizar um torque controlado é necessário seguir as especificações recomendadas pelo projetista ou pelo fabricante, para isso é necessário obter uma ferramenta que permita realizar o aperto máximo de um parafuso ou porca sem o risco de danificar o seu material. A ferramenta utilizada para realizar este torque é o torquímetro (BICKFORD, 2008).

Bickford (2008) relata que as ferramentas que realizam o torque criam também uma carga lateral, que é igual e oposta à força com o qual o operador realiza o movimento da ferramenta. Essa carga é necessária para estabelecer o equilíbrio.

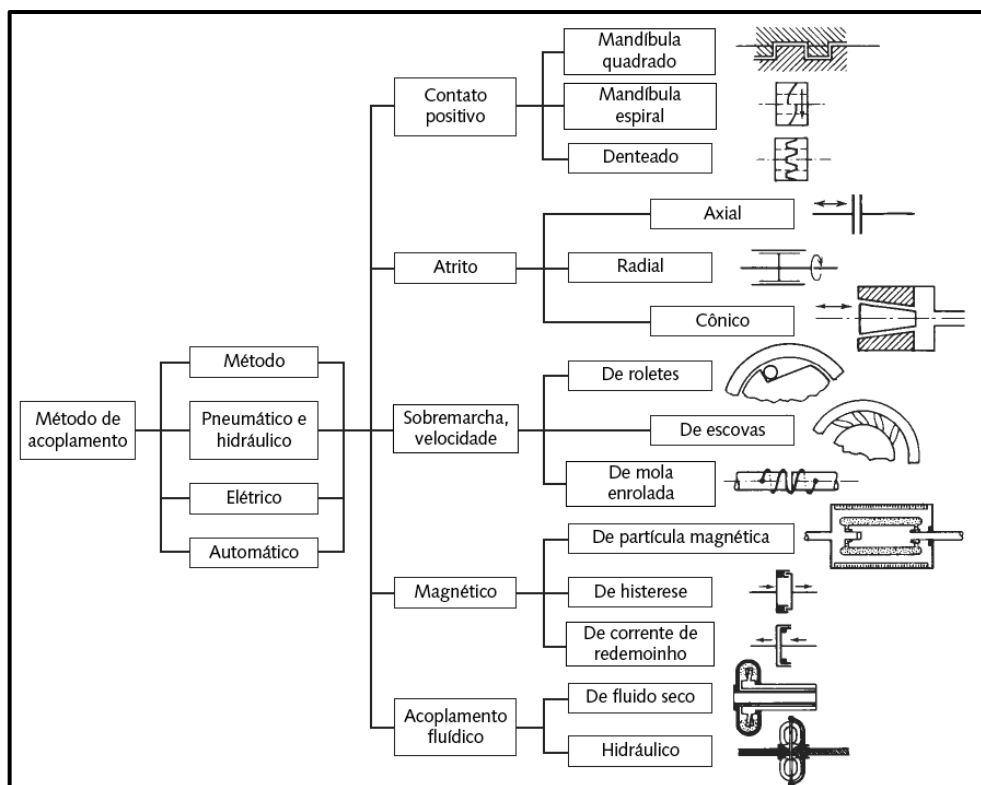
Além das ferramentas convencionais, há mecanismos que possuem a função de multiplicar o torque. Para isto é necessário o dimensionamento de um sistema de engrenagens capaz de realizar esta função de multiplicador de torque. De acordo com Bickford (2008) os multiplicadores de torque possuem proporções típicas de 4:1 ou 10:1, com algumas podendo chegar até 100:1 ou mais.

### 2.2.1 Limitadores de torque

Em muitos casos deve-se obter um sistema que limite o torque durante a operação executada pelo operador, mas nem sempre é possível obter uma ferramenta capaz de realizar este controle. Perante a isto foram desenvolvidos mecanismos capazes de interromper o torque durante a operação, sendo conhecidos como limitadores de torque.

A Figura 1 apresenta um diagrama de fluxo das embreagens e freios, também considerados mecanismos limitadores de torque, sendo classificados por meio da forma de atuação, transferência de energia entre elementos e acoplamento. Segundo Norton (2013) as embreagens e freios por atrito são os tipos mais utilizados, onde duas ou mais superfícies são pressionadas entre si através de uma força normal para criar um torque de atrito.

Figura 1 – Classificação de embreagens e freio



Fonte: Norton (2013).

Juvinall e Marshek (2008) e Norton (2013) destacam embreagens e freios como sistemas capazes de interromper a transmissão de movimento. A diferença entre estes dois mecanismos é que quando um elemento gira e o outro fica estático é considerado freio e quando ambos elementos giram é caracterizado como embreagem.

Norton (2013) informa que o sistema de embreagem mais utilizada é a de atrito. Seu princípio de funcionamento consiste em duas ou mais superfícies que através de uma força normal exerce o contato entre as superfícies criando um torque de atrito. Embreagens de atrito operam em condições secas ou molhadas, ou seja, as molhadas acabam trabalhando em um banho de óleo, diminuindo o coeficiente de atrito, no entanto ele aumenta a transferência de calor.

Norton (2013) enfatiza que embreagens ligeiramente pequenas em uma determinada aplicação ocorrerá o escorregamento entre as duas superfícies e terá superaquecimento. Em contrapartida uma embreagem grande adiciona inércia ao sistema o que pode provocar sobrecarga no mecanismo de transmissão de potência.

Norton (2013) e Mott (2015) citam que o material escolhido pelo projetista deve obter resistência, ductilidade e rigidez suficiente para resistir as forças aplicadas e ser capaz de absorver e dissipar o calor gerado durante o atrito.

Norton (2013) destaca duas equações para o dimensionamento de embreagens de discos, a Equação 2 refere-se a pressão uniforme que é utilizada quando nova. Neste caso a embreagem apresentará um desgaste maior no diâmetro externo, sendo proporcional a pressão e a velocidade.

$$T = N \cdot \mu \cdot F \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{(r_o^3 - r_i^3)}{(r_o^2 - r_i^2)} \quad (2)$$

onde:  $T$  é o torque [N.m];

$N$  é o número de superfícies de atrito [-];

$\mu$  é o coeficiente de atrito [-];

$F$  é força [N];

$r_o$  é o raio externo do disco [m];

$r_i$  é o raio interno do disco [m].

Seguindo a dedução de Norton (2013), a Equação 3 é a mais utilizada pelos projetistas, pois segue uma hipótese mais conservativa da embreagem, considerando o desgaste uniforme



que ocorre quando a embreagem já está em uso. O desgaste uniforme ocorre devido à perda de material no diâmetro externo, gerando assim o aumento da pressão no diâmetro interno.

$$T = N \cdot \mu \cdot F \cdot \frac{(r_o - r_i)}{2} \quad (3)$$

De acordo com a Tec Tor (2017) os limitadores de torque são equipamento indicados para proteger equipamentos contra sobrecargas de torque durante a operação, evitando desta maneira danos graves ou quebras dos componentes envolvidos no sistema de transmissão de torque. Os limitadores são utilizados em transmissões por engrenagens, flange, polia acoplamento ou eixo compensador industrial.

### 2.3 ROLAMENTOS

Os rolamentos são elementos mecânicos com a função de sustentar um sistema que transmite torque, devendo suportar esforços simples ou combinados. Devido a sua ampla aplicação na área industrial é possível obter diversas variedades de tamanhos e modelos.

De acordo com as fabricantes de rolamentos NSK (2019) e NTN (2019) os dimensionamentos dos rolamentos podem ser realizados a partir das cargas estáticas e dinâmicas. A carga estática é uma carga hipotética que resulta em uma área de contato da pista com o corpo rolante, onde o mesmo será submetido à tensão máxima que pode causar o impedimento do giro suave do rolamento. Nos rolamentos radiais a carga radial adota-se que passa pelo centro do rolamento, e nos rolamentos axiais adota-se a carga axial de direção é coincidente ao eixo central. As Equações 4 e 5 referem-se a carga equivalente nos rolamentos radiais, onde o maior valor calculado deverá ser adotado. Para rolamentos axiais também se utiliza a Equação 4 desde que o ângulo de contato nominal for diferente de 90°, caso contrário adota-se que a carga estática equivalente é igual a carga axial.

$$P_0 = (X_0 \cdot F_r) + (Y_0 \cdot F_a) \quad (4)$$

$$P_0 = F_r \quad (5)$$

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

$F_r$  é a carga radial [N];

$F_a$  é a carga axial [N];

$X_0$  é o coeficiente de carga radial estática, listado nas tabelas de rolamentos [-];

$Y_0$  é o coeficiente de carga axial estática, listado nas tabelas de rolamentos [-].

No entanto as fabricantes NSK (2019) e NTN (2019) ressaltam que as cargas que atuam nos rolamentos, em alguns casos, não são puramente radiais ou axiais. Neste caso as cargas radiais e axiais ocorrem simultaneamente, havendo a possibilidade de variação da intensidade e direção destas cargas. Em casos como estes deve ser estimada uma carga hipotética definida como carga dinâmica equivalente que passe pelo centro do rolamento, de intensidade constante, que possibilite uma vida correspondente à vida real do rolamento nas diversas condições de carga e rotação. O cálculo para a carga dinâmica equivalente em rolamentos radiais é similar a Equação 4. Já para os rolamentos axiais de esferas normais não podem receber cargas radiais, mas os rolamentos axiais autocompensadores permitem a aplicação de determinada carga, onde é utilizada a Equação 6.

$$P = F_a + 1,2 \cdot F_r \quad (6)$$

## 2.4 ENGRENAGENS

Shigley, Mischke e Budynas (2005) destacam que as engrenagens são elementos mecânicos rígidos utilizados para transmitir ou alterar o torque ou a velocidade de um ponto a outro. Tendo como quatro tipos principais as: cilíndricas de dentes retos, helicoidais, cônicas e sem-fim.

Já para Niemann (1971) as engrenagens são frequentemente utilizadas para a transmissão de potências, rotações e relações de multiplicação, podendo variar desde valores mínimos até máximos. Distinguem-se pela transmissão de forças sem deslizamento, segurança de funcionamento e pela vida de resistência. O autor também cita que as transmissões por engrenagens podem obter custos maiores se comparados a outros sistemas de transmissão e apresentam maiores ruídos durante o funcionamento.

### 2.4.1 Tipos de engrenagens

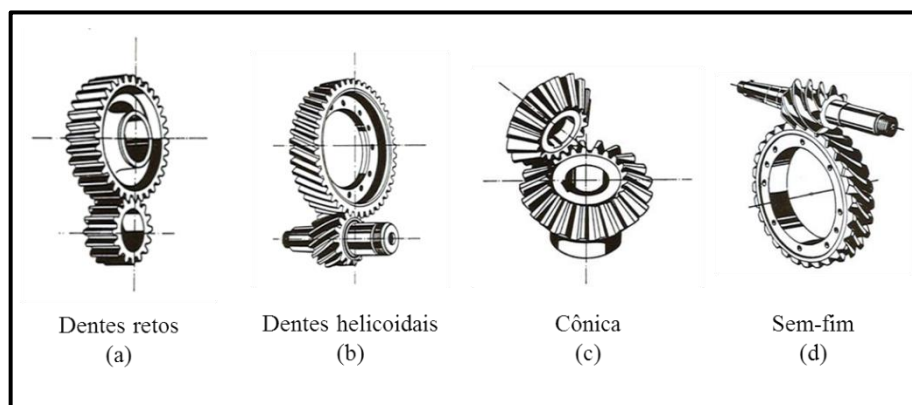
Os principais tipos de engrenagens estão ilustrados na Figura 2, onde Shigley, Mischke e Budynas (2005) classificam-nas conforme descrito abaixo:

- a) engrenagens cilíndricas de dentes retos possuem os dentes paralelos ao eixo de rotação, sendo utilizadas para transmitir o movimento entre dois eixos paralelos;

- b) engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais possuem os dentes inclinados ao eixo de rotação, podendo ser utilizadas nas mesmas aplicações das engrenagens de dentes retos, porém apresentam como característica ser mais silenciosa quanto aquelas. Esta característica é possível devido ao engajamento mais gradual. Pelo mesmo motivo as engrenagens helicoidais têm a capacidade de transmitir maiores carregamentos com maiores velocidades. Também se destaca que este tipo de engrenagem cria forças axiais;
- c) engrenagens cônicas possuem dentes formados em superfícies cônicas, sendo utilizadas principalmente em aplicações que solicitam a transmissão de movimento em eixos que se cruzam;
- d) engrenagens sem-fim são utilizadas para transmitir o movimento rotativo entre eixos não paralelos, sendo aplicadas quando a relação de transmissão de velocidades é elevada.

Stipkovic Filho (1987) demonstrou como são designados estes modelos de engrenagens através da posição de eixo, benefícios e restrições. Por exemplo: engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais que possuem eixos cruzados são utilizadas para transmitir pequenas potências e pequenas distâncias de centro a centro. Sendo aplicadas para relação de multiplicação de até 1:5. Está contido no Anexo A as informações completas destacadas por Stipkovic Filho.

Figura 2 – Tipos de engrenagens



Fonte: adaptado de Stipkovic Filho (1987).

#### 2.4.2 Materiais

Chatterjee e Chakraborty (2013) destacam que a seleção do material é um processo essencial para o projetista obter sucesso em seu projeto. De modo geral os autores enfatizam

que o requisito mais importante pode ser a resistência do material na qual são encontradas as propriedades de: resistência, rigidez, tenacidade, dureza, densidade e resistência à deformação, porém dependendo do ambiente de trabalho e do desempenho funcional, vários outros fatores podem alterar a escolha do material. Esta seleção deve ser realizada cautelosamente, verificando a disponibilidade do material, o processo de fabricação, o valor de mercado e principalmente se irá atender as especificações do projeto.

De acordo com Norton (2013) há um número limitado de metais e ligas para a fabricação de engrenagens que possam transmitir uma potência significativa, são eles:

- a) ferros fundidos cinzentos apresentam um baixo custo, usinabilidade, resistência ao desgaste, amortecimento interno e acusticamente mais silenciosas comparadas com as de aço. Como fator negativo é destacado a baixa resistência a tração, necessitando de dentes maiores comparados com as de aço;
- b) ferros fundidos nodulares possuem propriedades mecânicas melhores do que o cinzento. Seu fator negativo é o custo mais elevado se comparado ao cinzento;
- c) aços possuem propriedades mecânicas melhores que o cinzento, porém necessitam de um tratamento térmico para adquirir dureza superficial com a finalidade de resistir ao desgaste. Engrenagens de aço brando são utilizadas para aplicações que requerem baixas cargas, velocidades e vida útil;
- d) bronzes são os metais não ferrosos mais típicos para a produção de engrenagens. Devido ao modo de elasticidade ser baixo, provê deflexão maior do dente e melhora a divisão de carga entre dentes;
- e) não metálicas são engrenagens geralmente fabricadas de poliacetal podendo receber aditivos para melhorar as propriedades mecânicas. Possuem baixo ruído, porém são limitadas devido à baixa resistência mecânica. Mano (1991) informa que além do poliacetal as poliamidas alifáticas e o policarbonato são os polímeros de engenharia mais consumidos em uso geral.

Mott (2015) cita que as engrenagens polímeras possuem diversas vantagens se comparadas a engrenagens metálicas, algumas delas são: menor peso, possibilidade de operar com pouca ou nenhuma lubrificação externa, silenciosa, custo baixo se fabricadas em longas escalas, resistente a ambientes corrosivos, dentre outras. Por outro lado, possuem algumas desvantagens: menor resistência, dificuldade em operar em altas temperaturas, menor módulo de elasticidade, dentre outras.

Uma forma citada por Mott (2015) para que as engrenagens de polímeros obtenham um aumento da resistência admissível é realizar uma combinação de fibras de vidro com a

matriz básica do polímero, esta combinação resulta no aumento entre 20% e 50% da tensão de flexão admissível.

Para engrenagens sem-fim, Norton (2013) destaca que o sem-fim é bastante tensionado, o que requer um aço endurecido. O aço pode ser de baixo carbono ou de médio carbono, neste caso necessitam de acabamento superficial de 0,4  $\mu\text{m}$ . A engrenagem sem-fim necessita ser de material brando e complacente para engrenar e moldar-se ao sem-fim. O material mais indicado para a sua fabricação é o bronze fundido, mas o bronze fósforo ou estanho são indicados para altas cargas enquanto o bronze manganês para baixas cargas. Também pode ser utilizado o ferro fundido, aços brandos ou polímeros para a aplicações de baixa velocidade carregadas levemente.

### **2.4.3 Critérios de falhas**

Norton (2013) destaca que as engrenagens possuem dois modos de falhas que afetam seus dentes: fratura por fadiga e fadiga superficial. A primeira ocorre devido as tensões variadas de flexão na raiz do dente e a segunda devido ao contato constante entre as superfícies dos dentes, este modo de falha é conhecido como crateração.

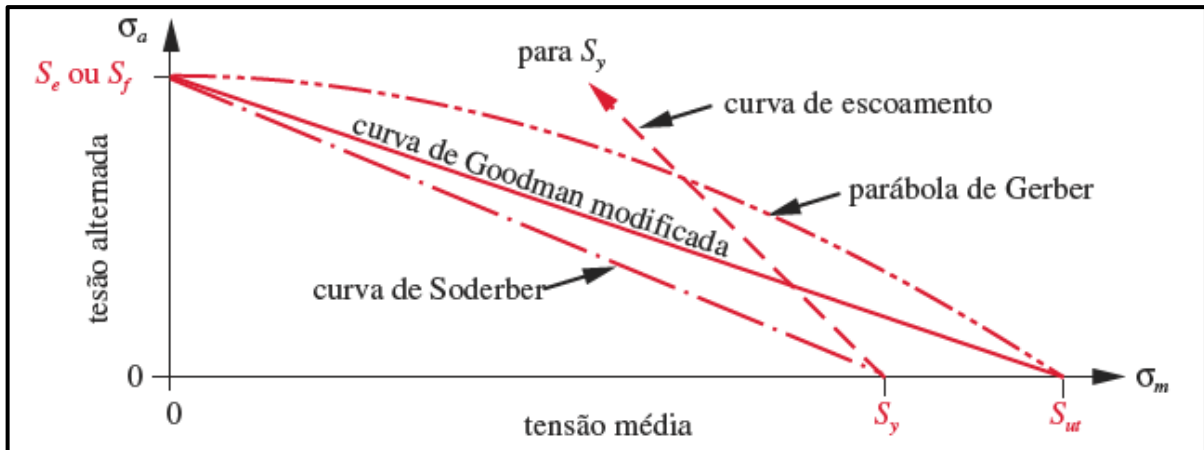
Na maioria dos casos as engrenagens são altamente carregadas e desta maneira são produzidas com materiais ferrosos que possuem um limite de resistência à fadiga por flexão com vida infinita, porém os materiais não exibem um limite para tensões repetidas de contato de superfície. Desta forma se espera que não haja fratura do dente em condições normais de carga, espera-se que as engrenagens possam falhar hora ou outra por algum mecanismo de desgaste, onde o mais comum é a crateração dentre os demais desgastes como abrasão e adesão (NORTON, 2013).

Em estudo realizado por Ajaykarthik e Charles (2015), constatou-se que as engrenagens compostas de polímero podem falhar por desgaste ou por fadiga.

Gupta e Chatterjee (2018) 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.

A fratura 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 Figura 3. De modo geral, o limite de resistência à fadiga por flexão do material deve ser superior a carga aplicada.

Figura 3 – Curvas de falha para tensões pulsantes



Fonte: Norton (2013).

Segundo Norton (2013) em 1982 W. Lewis desenvolveu a primeira equação útil para determinar as tensões de flexão em dentes de engrenagens, porém com o passar do tempo a AGMA (American Gear Manufacturers Association) desenvolveu uma equação mais completa e mais precisa que a equação de Lewis. A Equação 7 definida no padrão 2001-B88 da AGMA é válida para engrenagens de dentes retos e helicoidais somente nas seguintes condições: razão de contato entre 1 e 2, sem interferência ou adelgaçamento dos dentes, inexistência de dentes pontiagudos, folga de engrenamento não nula, os filetes da raiz padronizados e desprezando as forças de atrito.

$$\sigma_b = \frac{W_t}{m \cdot F \cdot J} \cdot \frac{K_a \cdot K_m}{K_v} \cdot K_S \cdot K_B \cdot K_I \quad (7)$$

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 [-].

Norton (2013) e Shigley, Mischke e Budynas (2005) classificam o fator de geométrico de resistência a flexão e os fatores modificadores como:

$J$ : pode ser calculado por um algoritmo complexo definido pela Norma 908-B89 da AGMA ou pelas tabelas dos Anexos B e C onde os dentes são padronizados de profundidade completa e para dentes de adendos desiguais de 25% e 50%, ambos com ângulo de pressão de

14,5, 20 e 25°. Se destaca que a letra U contidas nos anexos indicam uma combinação não indicada de quantidade de dentes, a qual gera interferência entre os dentes engrenados.

Fator dinâmico ( $K_v$ ): é o fator que busca contabilizar a carga de vibração originadas internamente pelos impactos de dente contra dente. Essa carga é reconhecida como erros de transmissão, sendo piores em engrenagens de baixa precisão. Na ausência de dados experimentais o projetista deve estimar o fator dinâmico.

Fator de distribuição de carga ( $K_m$ ): é o fator que contabiliza qualquer desalinhamento axial ou desvio na forma do dente, fazendo com que a carga transmitida não seja distribuída igualmente sobre a face dos dentes. Este problema se torna mais expressivo quanto mais larga a engrenagem. Para Mott (2015) o  $K_m$  é baseado em diversas variáveis do projeto de engrenagens. Desta forma se torna um fator muito difícil de se determinar, sendo necessário realizar diversas análises analíticas e experimentais. Caso a intensidade do carregamento for a mesma em todas as partes dos dentes em contato, em qualquer momento, deve-se considerar  $K_m = 1$ , porém raramente é o caso.

Fator de aplicação ( $K_a$ ): é o fator que contabiliza equipamentos que não transmitem cargas ou torques uniformes ao longo do tempo.

Fator de tamanho ( $K_s$ ): é o fator que pode ser utilizado da mesma maneira do fator de carregamento por fadiga, considerando que os componentes possuem dimensões maiores que os corpos de prova, os mesmos tendem a falhar devido a terem uma probabilidade maior de apresentar imperfeições em sua microestrutura. A AGMA não estabelece normas para o fator de tamanho, portanto estabelece que seja adotado como  $K_s = 1$  para módulo menor ou igual a cinco.

Fator de espessura de borda ( $K_b$ ): é o fator que leva em conta situações em que uma engrenagem de diâmetro maior é fabricada em um anel ou catraca, ao invés de um disco sólido, tendo desta maneira uma profundidade de borda fina comparada com a de disco.

Fator de ciclo de carga ( $K_l$ ): é o fator que considera que uma engrenagem intermediária está sujeita a mais ciclos de tensão por unidade de tempo e cargas alterantes de maior magnitude do que as engrenagens das extremidades. Desta forma deve ser respeitada as seguintes condições: para engrenagens intermediárias  $K_l = 1,4$  e para pinhão e engrenagem de extremidade  $K_l = 1$ .

Mott (2015) informa que para determinar a tensão de flexão em engrenagens de polímeros é utilizado como base a equação básica de Lewis, onde os fatores modificadores não

são especificados. Para compensar incertezas ou cargas de impacto é inserido um fator de segurança (SF), como demonstra a Equação 8.

$$\sigma_t = \frac{W_t \cdot P_d \cdot SF}{F \cdot Y} \quad (8)$$

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 [-];

No Anexo D está contido o fator de forma para engrenagens poliméricas.

Norton (2013) cita que Buckingham investigou pela primeira vez uma maneira sistemática para verificar as tensões de superfície nos dentes de engrenagem, servindo como base para a Equação 9, a qual se refere a resistência à crateração em engrenagens de dentes retos e helicoidais pela AGMA.

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F \cdot I \cdot d_p} \cdot \frac{C_a \cdot C_m}{C_v} C_S \cdot C_f} \quad (9)$$

onde:  $\sigma_c$  é a tensão de superfície [MPa];

$C_p$  é o coeficiente elástico [-];

$I$  é o fator geométrico de superfície [-];

$d_p$  é o diâmetro primitivo da menor engrenagem [mm];

$C_f$  é o coeficiente de acabamento superficial [-];

$C_a$ ,  $C_m$ ,  $C_v$  e  $C_S$  são respectivamente iguais a  $K_a$ ,  $K_m$ ,  $K_v$  e  $K_S$  [-].

Norton (2013) e Shigley, Mischke e Budynas (2005) classificam o fator de superfície e os modificadores como:

$I$ : é o fator que leva em conta os raios de curvatura dos dentes da engrenagem e o ângulo de pressão.

$C_p$ : é o fator que considera as diferenças entre os materiais do pinhão e da coroa.

$C_f$ : é o fator que leva em conta os acabamentos superficiais, geralmente é adotado  $C_f = 1$  por recomendações da AGMA. Apenas em casos onde os acabamentos superficiais forem extremamente grosseiros recomenda-se aumentar este valor.

No Anexo E está detalhada a base de cálculos para estimar os fatores modificadores e o fator geométrico de superfície.



#### 2.4.4 Limites de resistências corrigidos

Norton (2013) enfatiza que os modos de falha de engrenagem estão diretamente envolvidos com o carregamento de fadiga e as resistências à fadiga do material. As informações sobre a resistência à fadiga de um determinado material para uma vida finita ou para uma vida infinita são estipuladas em testes ou na execução de protótipos de projeto.

A Equação 10 é utilizada para obter o valor da resistência à fadiga corrigida, a qual leva em consideração os fatores de vida ( $K_L$ ), temperatura ( $K_T$ ) e confiabilidade ( $K_R$ ) juntamente com os valores publicados pela AGMA de resistência por flexão ( $S_{fb'}$ ) que são parcialmente corretos.

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T \cdot K_R} \cdot S_{fb'} \quad (10)$$

O  $K_L$  é obtido através de dados experimentais para um vida de 10 milhões de ciclos. Este número de ciclos é definido através do número de contatos entre dentes sob carga.

O gráfico contido no Anexo E permite determinar o fator de vida para determinados ciclos e propriedades de materiais. A AGMA aconselha a utilizar a parte superior da linha hachurada para aplicações comerciais. Já para a parte inferior é recomendado para aplicações de serviço crítico onde é aceitável obter pouca crateração e desgaste de dente e aplicações que requerem baixo nível de ruído e de vibração.

O  $K_T$  é uma medida razoável da temperatura de engrenagens fabricadas de aço que utilizam óleo como fluido. Para este modelo é adotado que para temperaturas até 121 °C o  $K_T$  pode ser considerado igual a 1. Para temperaturas acima de 121 °C deve ser utilizada a Equação 11.

$$K_T = \frac{460 + T_{°F}}{620} \quad (11)$$

O  $K_R$  são valores de resistência da AGMA que foram baseados na probabilidade estatística de uma falha a cada cem amostras, ou seja 99% de confiabilidade. Neste caso é utilizado  $K_R = 1$ . Para um fator de confiabilidade diferente deve-se recorrer a tabela e ao gráfico contidos no Anexo E.

Norton (2013) destaca que para obter o valor correto de resistência à fadiga de superfície também é necessário levar em consideração além dos fatores ( $C_T$ ) e ( $C_R$ ), que são respectivamente idênticos a ( $K_T$ ) e ( $K_R$ ), os fatores de vida de superfície ( $C_L$ ) e de razão de

dureza ( $C_H$ ). A Equação 12 é utilizada para obter o valor de resistência à fadiga corrigido dos valores publicados pela AGMA ( $S_{fc}$ ).

$$S_{fc} = \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \cdot S_{fc'} \quad (12)$$

O  $C_L$  tem o mesmo propósito do  $K_L$ , porém refere-se a resistência à fadiga de superfícies de aços.

O  $C_H$  é o fator que leva em conta a razão de engrenamento e a dureza relativa do pinhão e da engrenagem. Este fator é sempre maior ou igual a um, desta forma ele atua como acréscimo ao valor de resistência aparente da engrenagem. O fator de dureza só é aplicado para a resistência do dente de engrenagem, não sendo aplicado para dente de pinhão.

No Anexo E está contido as tabelas dos materiais, gráficos e equações para estipular esses fatores de correção.

#### 2.4.5 Lubrificantes

Norton (2013) cita que todos os engrenamentos devem ser lubrificados a fim de evitar falha prematura de superfície, como desgaste abrasivo, adesivo e crateração. A exceção são as engrenagens de polímeros ligeiramente carregadas. Como em todas as aplicações mecânicas, os fluídos lubrificantes têm como finalidades no engrenamento: controlar a temperatura para reduzir escórias, riscos e aspereza dos dentes, remover o calor e separar as superfícies metálicas, reduzindo desta maneira o atrito e o desgaste.

Norton (2013) ainda destaca que os principais lubrificantes utilizados são à base de petróleo de variadas viscosidades. Óleos considerados leves são utilizados para aplicações de altas velocidades e ou de baixas cargas. No caso de óleos mais densos são recomendados para aplicações de baixas velocidades e ou de altas cargas. Outra opção que pode ser utilizada é a aplicação de graxa, a qual só será eficiente em operações que houverem baixas rotações e cargas leves.

De acordo com o estudo realizado por Graff (2018) os lubrificantes sintéticos se apresentaram a melhor opção, pois desenvolvem um coeficiente de atrito médio menor. Outro ponto aconselhado pelo autor foi avaliar a substituição do lubrificante para um com base de poliglicóis, onde sua performance não é inferior aos demais e que sua vida útil pode dobrar se comparado aos lubrificantes com base de polialfaolefina.

Para a lubrificação de engrenamento de sem-fim, Norton (2013) informa que pode variar desde a lubrificação de borda (limite) a lubrificação parcial ou total que é o caso de mancais de deslizamento. A forma de lubrificação depende da carga, velocidade, temperatura e da viscosidade do lubrificante. Devido as porcentagens elevadas de deslizamento, os engrenamentos de sem-fim se tornam menos eficientes se comparados aos engrenamentos convencionais.

Uma forma de obter lubrificação em um sistema é a utilização de mancais auto lubrificantes, onde a lubrificação ocorre através da camada de inserto presente na parte interior dos mancais. De acordo com o fabricante de mancais GGB Bearing Technology (2009) os mancais DU e DUB são ideais para a indústria, pois estes mancais são capazes de realizar constantes movimentações com o mínimo de atrito possível nas peças. Suas principais características é o desgaste reduzido e a utilização em operações a seco.

## 2.5 TRENS DE ENGRENAGENS

Norton (2013) informa que um trem de engrenagem é um sistema composto por uma coleção de duas ou mais engrenagens acopladas. Sua finalidade é transmitir movimento de um eixo a outro, durante esta transição de movimento é possível alterar o torque ou a velocidade de saída do trem de engrenagens. A forma mais simples de um trem de engrenagem é por apenas um par de engrenagens e usualmente está limitada a uma razão de aproximadamente 10:1.

Braga (2018) destaca que na prática o uso de engrenagens visa 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 o sistema projetado requer maior força e menor velocidade, significa uma vantagem mecânica maior que um. Por outro lado, se o sistema requer menos força e maior velocidade, o sistema tem uma vantagem mecânica menor que um.

A Equação 13 é utilizada para determinar a razão de velocidades ou torques de um trem de engrenagens simples, com cinco engrenagens. O sinal final resulta no sentido de rotação da primeira e da última engrenagem do sistema, se o sinal for negativo significa que giram em sentidos oposto, caso girem no mesmo sentido o sinal será positivo.

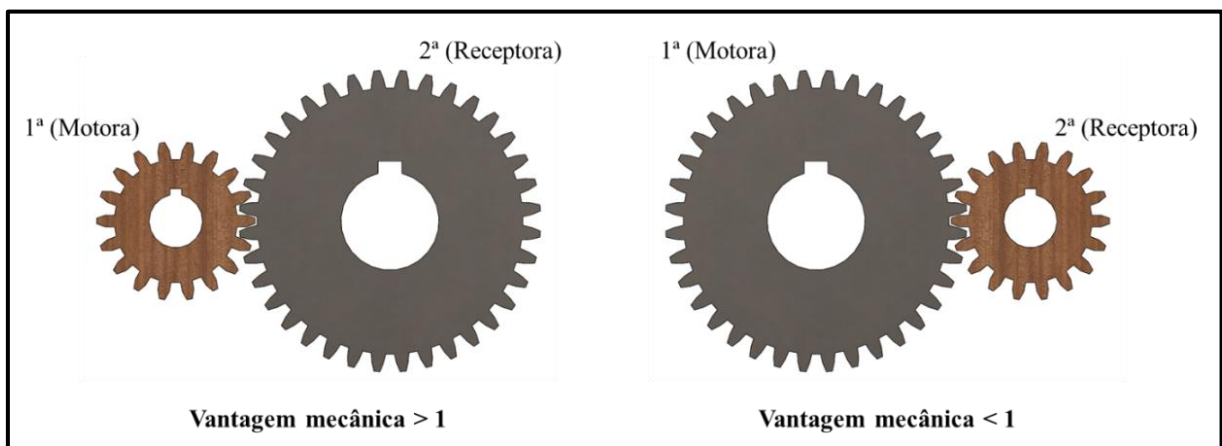
Para generalizar a Equação 13 devido a possibilidade de obter uma grande quantidade de engrenagens, Norton (2013) estipulou a Equação 14.

$$m_v = \left(\frac{N_1}{N_2}\right) \cdot \left(\frac{N_2}{N_3}\right) \cdot \left(\frac{N_3}{N_4}\right) \cdot \left(\frac{N_4}{N_5}\right) = \pm \left(\frac{N_1}{N_5}\right) \quad (13)$$

$$m_v = \pm \left( \frac{\text{produto } N_{\text{motoras}}}{\text{produto } N_{\text{movidas}}} \right) \quad (14)$$

A Figura 4 demonstra dois sistemas de trens de engrenagens simples compostos por duas engrenagens cada. Para adquirir uma vantagem mecânica maior que um, é necessário que a engrenagem motora obtenha menos dentes do que a receptora. No caso oposto é necessário que a engrenagem motora obtenha mais dentes do que a receptora (BRAGA, 2018).

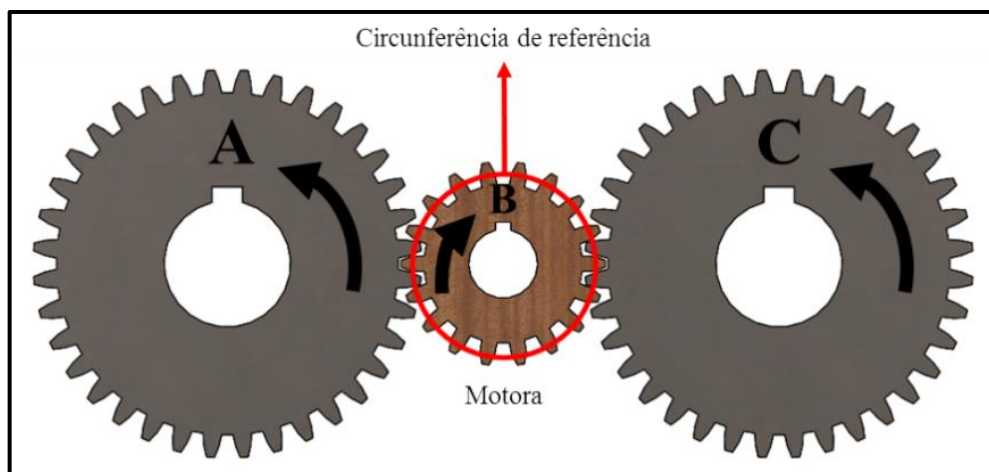
Figura 4 – Vantagem mecânica



Fonte: adaptado de Braga (2018).

Quando se obtém um trem de engrenagens onde a engrenagem central é a motora e as demais estão distribuídas ao longo de sua circunferência de referência, a rotação nas engrenagens das extremidades serão as mesmas. Para um melhor entendimento, a Figura 5 demonstra este modelo de trem de engrenagens (GEARS AND GEAR RATIOS, 2018).

Figura 5 – Modelo de trem de engrenagens simples

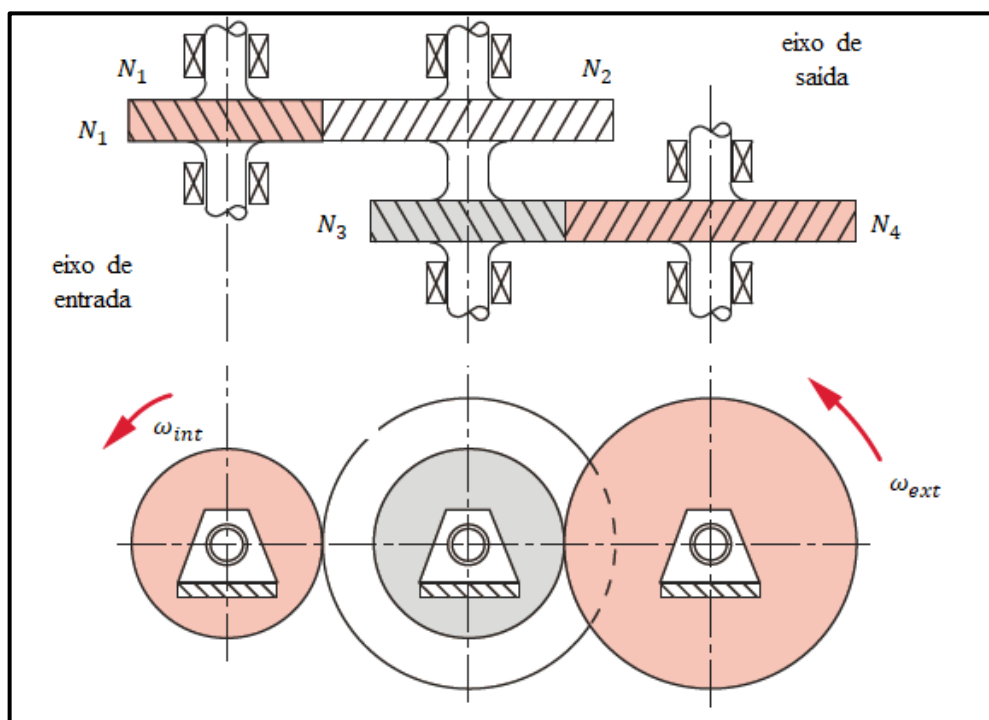


Fonte: adaptado de Gears and Gear Ratios (2018).

Norton (2013) cita que para obter uma razão de velocidades ou torques maior que 10:1 com engrenagens, a qual é calculada pela Equação 15, é necessário a construção de um trem de engrenagem composto. Este trem tem ao menos mais do que uma engrenagem por eixo, como demonstra a Figura 6.

$$m_v = \left(\frac{N_1}{N_2}\right) \cdot \left(\frac{N_3}{N_4}\right) \quad (15)$$

Figura 6 – Modelo de trem de engrenagens compostos



Fonte: adaptado de Norton (2013).





### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo é descrito o objeto de estudo, juntamente com um projeto informacional que contempla parâmetros importantes dos elementos mecânicos e os produtos já disponíveis no mercado. Posteriormente são apresentados os requisitos e os métodos utilizados para o dimensionamento dos elementos de transmissão aplicados a uma chave de roda múltipla.

#### 3.1 PROJETO INFORMACIONAL






Com o objetivo de definir os elementos mecânicos a serem utilizados e obter comparativos com os produtos já disponíveis no mercado é apresentado abaixo os Quadros 1, 2 e 3 que respectivamente comparam os sistemas de transmissão, sistemas de embreagem e os produtos disponíveis no mercado.

Quadro 1 – Comparativo entre os sistemas de transmissão

Correias		Potência de até 1000 kW para as correias trapezoidais. Podem atingir uma relação de transmissão de 8. Velocidade de até 25 m/s. A transmissão do movimento é precisa em correias dentadas, mas nas trapezoidais não devido ao escorregamento. Não há a necessidade de lubrificação. Menos compactas devido a distância entre eixos.
Correntes		Potência de até 4000 kW. Podem atingir uma relação de transmissão de 7. Velocidade de até 17 m/s. A transmissão do movimento não é constante devido ao efeito poligonal. Requer lubrificação. Menos compactas devido a distância entre eixos.
Engrenagens		Potência de até 18000 kW para as engrenagens cilíndricas. Podem atingir uma relação de transmissão de 60. Velocidade de até 200 m/s. A transmissão do movimento é rigorosamente constante. Em geral requer lubrificação. São compactas.
Sem fim		Potência de até 735 kW. Podem atingir uma relação de transmissão de 100. Velocidade de até 70 m/s. A transmissão do movimento é rigorosamente constante. Em geral requer lubrificação. São compactas.




Fonte: adaptado de Flores et al. (2017).

Quadro 2 – Comparativo entre os sistemas de embreagens

Contato positivo		A vantagem deste tipo de embreagem está na alta capacidade de transmissão de torques elevados sem escorregamento e, velocidades relativamente baixas.
Atrito		Indicadas para altas cargas e baixas velocidades.
Sobremarcha, velocidade		Operam com base na velocidade relativa de dois elementos, permitindo a rotação em apenas uma direção.
Magnético		Acionada eletromagneticamente tendo como vantagem o tempo de resposta e paradas suaves.
Acoplamento Flúídico		Transmitem o torque por meio de um fluido. Um torque sempre será transmitido por este tipo de embreagem, diferentemente de uma embreagem de atrito que, quando desacoplada não transmite. Para interromper o torque é necessário a utilização de um freio.

Fonte: adaptado de Norton (2013).

Quadro 3 – Comparativo com os produtos já disponíveis no mercado

Equipamento industrial	 Google imagens (2019)	Equipamento capaz de remover e instalar diversos parafusos ou porcas simultaneamente, tendo aplicação nas indústrias automotivas. Requer sistema pneumático para o acionamento do sistema de transmissão. Alto custo. Grande ocupação de espaço devido a sua massa / geometria.
Equipamento elétrico	 Google imagens (2019)	Equipamento capaz de remover e instalar diversos parafusos ou porcas simultaneamente, podendo ser utilizado em diversas aplicações. Requer sistema elétrico para o acionamento do sistema de transmissão. Alto custo devido a ser um produto importado. Compacto.
Multiplicador de torque	 Google imagens (2019)	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.

Fonte: o Autor (2019).

### 3.2 PESQUISA DE MERCADO

Com o objetivo de verificar o valor que os usuários estariam dispostos a pagar por uma chave de roda múltipla e quais as principais dificuldades encontradas no momento de substituição do rodado, foi realizado uma pesquisa de mercado através da ferramenta *Formulários Google*, conforme mostra o Apêndice A.

A pesquisa foi respondida por 89 pessoas, sendo 70,8% homens e 29,2% mulheres. Com a pesquisa foi possível determinar que:

- a) 56,2% das pessoas consideram a força para remover os elementos de fixação como uma dificuldade;
- b) 92,1% das pessoas adquiriria ou recomendaria uma chave de roda múltipla;
- c) 70,8% das pessoas estariam dispostas a gastar com a ferramenta entre R\$ 100,00 a R\$ 300,00. Outros 21,3% estariam dispostos a gastar entre R\$ 300,00 a R\$ 500,00 e uma minoria de 7,9% estariam dispostos a pagar entre 500,00 a R\$ 700,00.

Portanto é possível concluir através da pesquisa de mercado que o objeto de estudo proposto auxiliaria na remoção dos elementos de fixação. Por outro lado, o valor disposto a ser pago pelo produto em questão se torna inviável, visto que o custo para a produção dos componentes mecânicos como engrenagens, eixos e embreagens são maiores do que o disposto a ser pago pelo produto final.

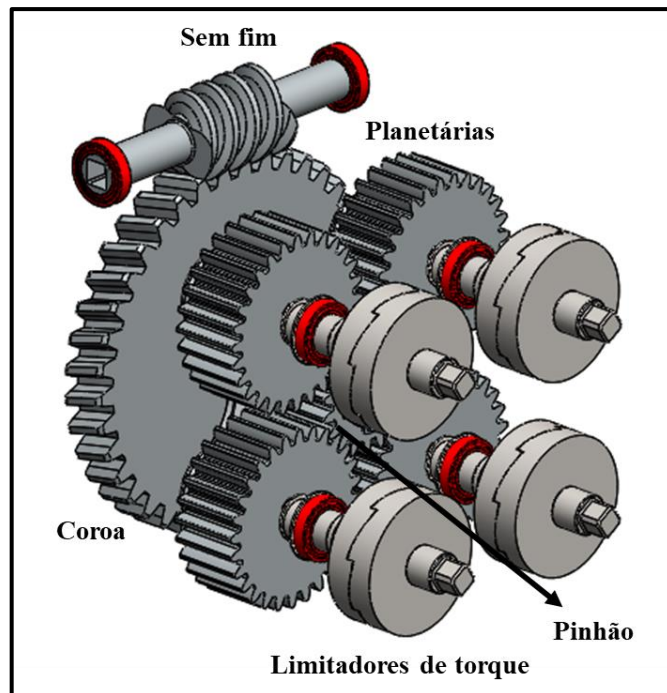
### 3.3 OBJETO DE ESTUDO

O estudo sobre o dimensionamento dos elementos de transmissão para uma chave de roda múltipla faz-se necessário para proporcionar um mecanismo capaz de facilitar a remoção e instalação de rodas automotivas.

O objeto de estudo é constituído por um sistema de engrenagens que possui a função de aumentar o torque de entrada e realizar a distribuição deste torque para quatro elementos de fixação simultaneamente. Para garantir com que esses elementos de fixação tenham um torque controlado, fez-se necessário a utilização de uma embreagem dentada. Na Figura 7 é apresentado o objeto de estudo.



Figura 7 – Objeto de estudo



Fonte: o Autor (2019).

### 3.4 REQUISITOS DO PROJETO

O início de um projeto é dado pelos requisitos essenciais para o desenvolvimento do mesmo, desta forma é necessário conhecê-los através de pesquisas ou por meio de aquisição de dados experimentais.

#### 3.4.1 Posicionamento em rodas de veículos

As rodas automotivas são fixadas no cubo de roda através de parafusos ou porcas, porém a quantidade de elementos de fixação e a distância entre furos altera de acordo com o projeto de cada veículo. O Anexo F demonstra que os veículos leves que utilizam de quatro a cinco parafusos a distância entre furos é de 100 a 120 mm.

#### 3.4.2 Dimensões típicas de parafusos e porcas de rodas

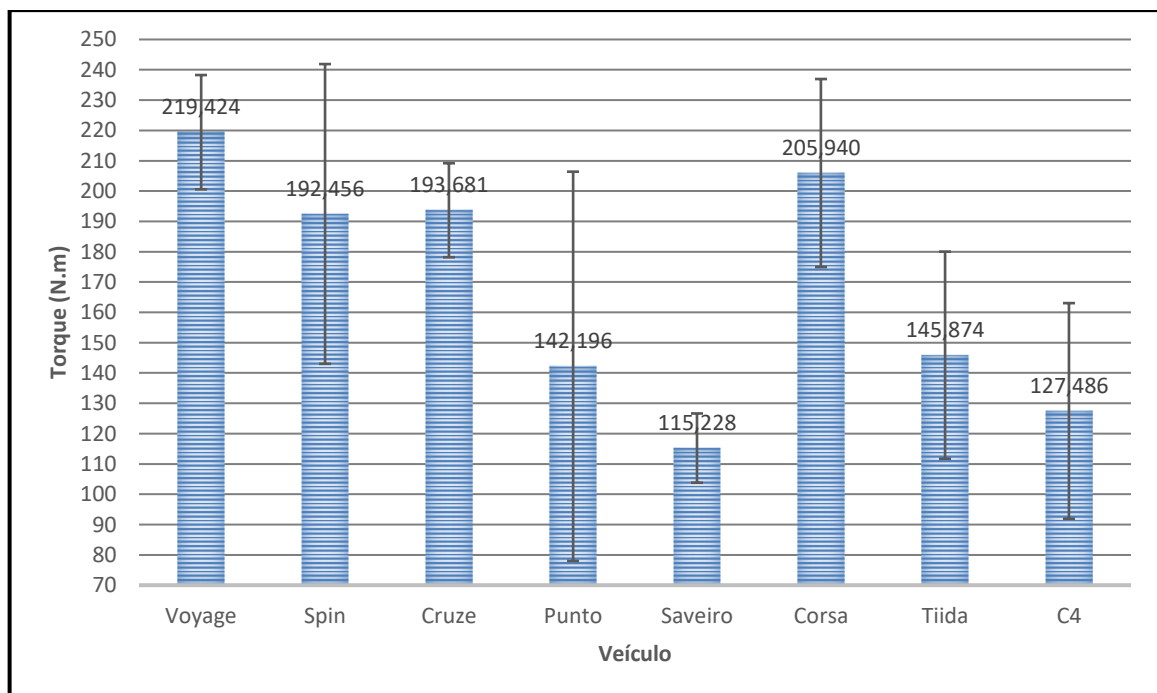
O Anexo F relaciona as dimensões típicas de parafusos de roda nas mais tradicionais montadoras de veículo leves. Com base nos dados fornecidos pelo fabricante ZM (2018) é possível constatar que os parafusos mais utilizados têm a dimensão M12 com passo de rosca de 1,25 ou 1,5 mm. Tipicamente os parafusos de rodas são de classe 8.8 ou 10.9.

Conforme os catálogos dos fornecedores ZM e Rodafuso, as porcas de rodas utilizam basicamente os mesmos diâmetros e passos de rosca dos parafusos. São elas: M12x1,25, M12x1,5, M14x1,5 e M16x1,5.

### 3.4.3 Torque requerido

Para a determinação do torque requerido no projeto foi realizado uma coleta de dados com o objetivo de verificar na prática quais os torques que estão aplicados nos fixadores de rodas. Com o auxílio de um torquímetro de relógio com capacidade de 35 kgf.m foram inspecionados oito modelos de veículos, obtendo os valores de torque de acordo com o Apêndice B. Os valores informados são respectivamente o torque mínimo e máximo encontrados em cada rodado. Para um melhor entendimento é demonstrado na Figura 8 a média de torque por veículo com o seu respectivo desvio padrão.

Figura 8 – Média de torque por veículo



Fonte: o Autor (2019).

Ao analisar os valores coletados observa-se que os elementos de fixação de um mesmo veículo não possuem o mesmo torque, influenciando diretamente em um desvio padrão não homogêneo, ou seja, tendem a não estar próximos da média.

Com base nos valores encontrados, nota-se que utilizando uma chave convencional L de aproximadamente 0,25 metros de comprimento, o operador deverá exercer uma força de

980,66 N para conseguir gerar um torque de 245,17 N.m (25 kgf.m). Através dessa informação é possível justificar porque 56,2% das pessoas entrevistadas, na pesquisa de mercado, consideram a força para afrouxar os elementos de fixação como uma das principais dificuldades no momento de efetuar a substituição do rodado.

No entanto utilizando os sessenta e quatro valores coletados em campo e com o método de intervalo de confiança para uma média populacional é possível determinar que 99,995% dos parafusos de roda encontram-se com um torque entre 151,41 N.m à 184,17 N.m. Desta forma é estatisticamente muito baixa a probabilidade de os quatro elementos de fixação estarem com 245,17 N.m.

### **3.4.4 Determinação dos requisitos do projeto**

Com base nos dados, o projeto é dimensionado para remover e instalar quatro elementos de fixação simultaneamente com uma distância entre os mesmos de 100 mm. Considerando a pior situação encontrada em campo, ou seja, tendo a possibilidade de os quatro elementos de fixação estarem com 245,17 N.m o projeto é dimensionado para suportar um torque máximo de 980,68 N.m.

Desta forma é possível perceber que o ponto crítico do sistema é justamente no momento de remoção dos elementos de fixação, visto que a faixa de torque mínimo e máximo para os elementos M12 é de 86 a 112 N.m, conforme METALAC (2017).

Como o torque utilizado pelas montadoras dos veículos da linha leve são determinados de acordo com o projeto de cada veículo, foi estabelecido como torque de aperto de 100 N.m. Este valor foi selecionado devido a maioria dos elementos de fixação utilizados pelas montadoras serem M12 e pelo torque ser um valor intermediário dos valores mínimo e máximo estipulado pelo fabricante METALAC (2017).

## **3.5 DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES**

### **3.5.1 Sistema de transmissão por engrenagens**

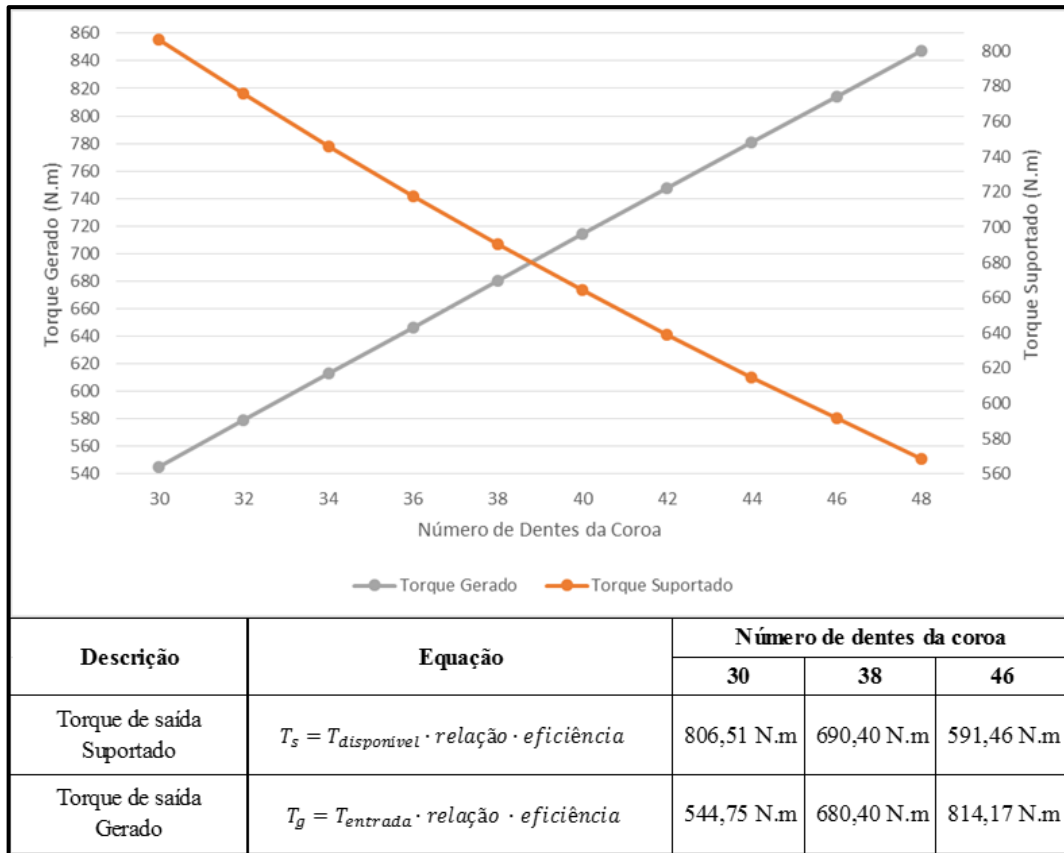
O sistema de transmissão por engrenagens consiste na utilização de um engrenamento sem fim com a finalidade de obter uma alta relação que conseqüentemente resulta em uma vantagem mecânica em termos de torque. O valor da relação é um item importante devido a ter

a função de multiplicar o torque de entrada e consequentemente atender à solicitação do torque de saída.

Para suprir o torque de soltura dos elementos de fixação, é estipulado que o operador deve efetuar uma força de 168,67 N em um braço de alavanca de 0,25 m que consequentemente transmite um torque de entrada de 42,17 N.m.

Através dos cálculos efetuados e como demonstra o gráfico ilustrado na Figura 9 é possível perceber que ao aumentar o número de dentes da coroa o torque gerado pelo conjunto sem fim aumenta. Em contrapartida o torque suportado diminui. Isto ocorre porque ao utilizar um valor de diâmetro fixo na coroa e aumentando o número de dentes, o módulo diminui e a relação aumenta. Neste caso é necessário ter o cuidado no número mínimo de dentes que são recomendados pela norma da AGMA 6022-C93, pois de acordo com o ângulo de pressão o número mínimo de dentes muda. Neste caso é utilizado um ângulo de 20° que resulta na utilização de no mínimo 21 dentes na engrenagem.

Figura 9 – Influência do número de dentes da coroa com os torques

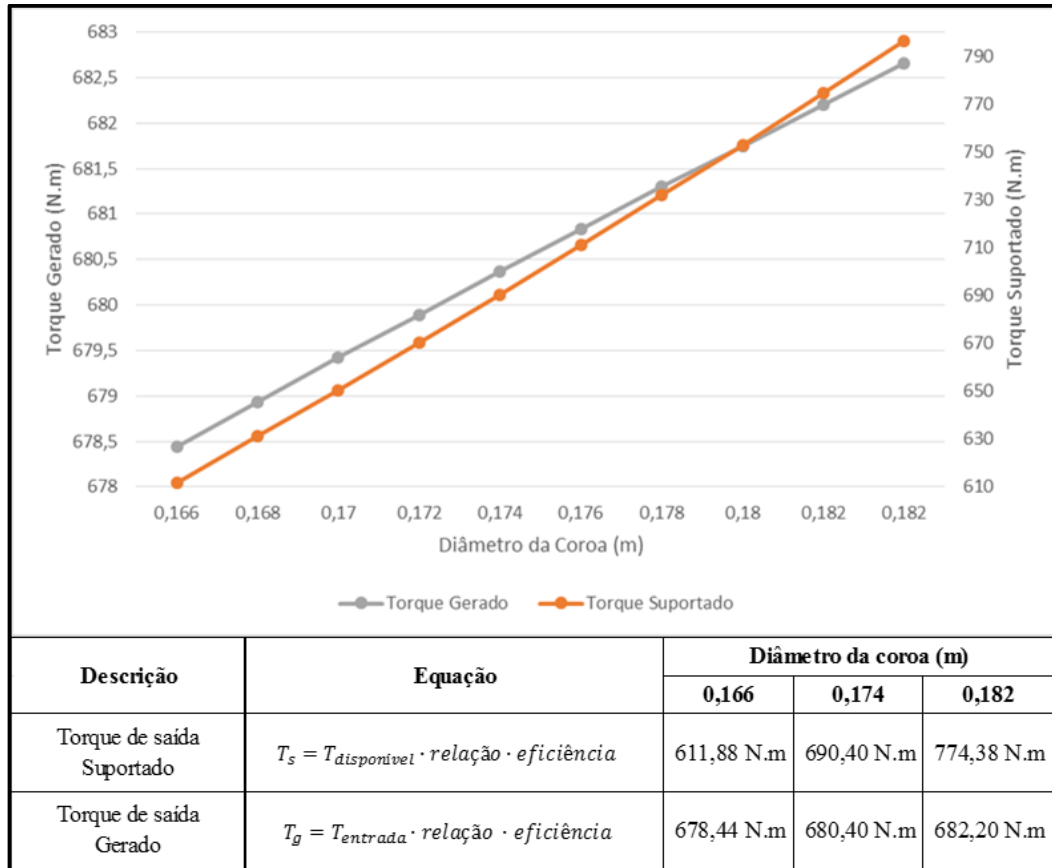


Fonte: o Autor (2019).

Outra análise importante é a relação do tamanho da coroa com o torque suportado e o torque gerado. Como é possível observar na Figura 10, com o aumento do diâmetro da coroa

tanto no torque gerado quanto no torque suportado tendem a aumentar, pois quanto maior o diâmetro da coroa o conjunto sem fim tende a aumentar sua resistência mecânica.

Figura 10 – Influência do diâmetro da coroa com os torques



Fonte: o Autor (2019).

Após uma análise dos benefícios que cada variável pode trazer ao projeto é adotado um diâmetro e estipulado o número de dentes para a coroa com o propósito de atender o torque requerido.

Posteriormente é realizada a distribuição deste torque gerado a outro sistema de engrenagens de dentes retos com a finalidade de efetuar a distribuição do torque aos quatro elementos de fixação da roda ao mesmo tempo. Este sistema consiste em uma engrenagem central, chamada de pinhão, que ao receber o torque gerado pelo conjunto sem fim tem a função de transmiti-lo igualmente para as outras quatro engrenagens, conforme (GEARS AND GEAR RATIOS, 2018).

Para que o projeto atenda a distância entre centros dos elementos de fixação de 100 mm e a distribuição do torque, os diâmetros primitivos do pinhão e das planetárias foram previamente encontrados com o auxílio do *software SolidWorks*.

Nesta etapa o desenvolvimento do dimensionamento foi realizado através do *software Microsoft Excel* onde foram utilizadas as equações de acordo com as normas AGMA 6022-C93 e 908-B89. As informações referentes as normas 2001-B88, 2000-A88 e 1012-F90 foram extraídas de Norton (2013). O Apêndice C e o Apêndice D mostram o memorial de cálculos efetuados para encontrar os valores finais do dimensionamento do sistema de transmissão por engrenagens.

### 3.5.2 Seleção do material

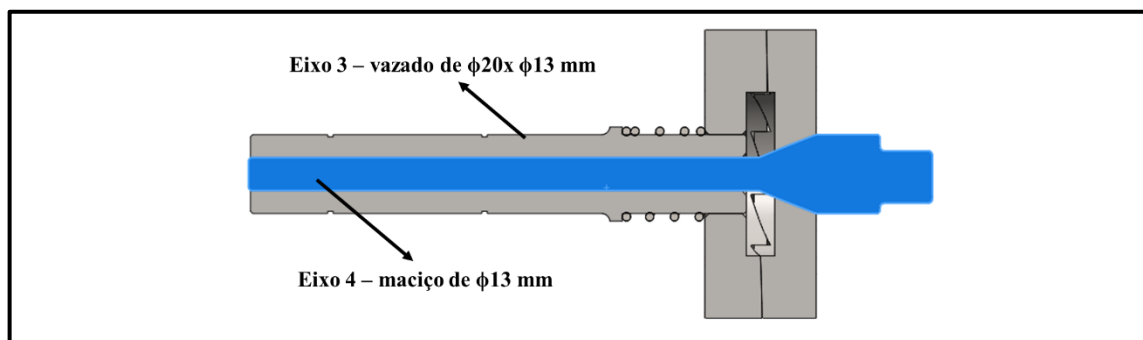
Devido à grande quantidade de matérias primas disponíveis no mercado, as engrenagens podem ser fabricadas a partir de diferentes materiais, dependendo exclusivamente da aplicação e requisitos necessários do projeto. Assim, pode-se fabricar engrenagens em ferro fundido, aços de diferentes composições, bronze e até mesmo de polímero.

Devido ao torque elevado para a realização da operação as engrenagens de polímeros não são utilizadas devido a possuírem uma baixa resistência de flexão. Neste caso o material para as engrenagens será de aço, devido a possuírem uma melhor resistência a fadiga de flexão, conforme norma AGMA 2001-B88.

### 3.5.3 Eixos e chavetas

Para a transmissão dos movimentos é necessário a utilização de eixos. Neste projeto são utilizados dez eixos, o primeiro é utilizado para a transferência do torque do operador para o sem fim. O segundo tem a finalidade de transmitir o torque gerado pelo conjunto sem fim ao pinhão. Os oitos últimos são utilizados para distribuir os torques aos elementos de fixação das rodas, como é demonstrado na Figura 11.

Figura 11 – Eixos que realizam a transmissão do torque aos elementos de fixação



Fonte: o Autor (2019).

Como deve ser interrompido a transmissão do torque no momento em que o elemento de fixação atingir o torque pré-estabelecido, é necessário utilizar dois modelos de eixos. Sendo que quatro dos eixos são vazados onde é fixado um os lados da embreagem e serve como guia para os outros eixos que são maciços, que servem para fixar o outro lado das embreagens.

Para o dimensionamento dos eixos são inicialmente estimadas as dimensões dos eixos e dos rolamentos e posteriormente calculado as forças resultantes que as engrenagens geram através das forças radiais, axiais e tangenciais. Com as forças resultantes já conhecidas e com o auxílio do *software MDSolids* é possível conhecer os momentos fletores máximos em cada eixo, conforme mostra o Apêndice E, Apêndice F e Apêndice G.

Com o objetivo de redução de massa do equipamento, o eixo que liga a coroa do sem fim com o pinhão é vazado. Para os cálculos dos momentos de área e momento polar de área foram atribuídos os tamanhos dos diâmetros, tendo como base valores comerciais para os aços SAE 1020, 1030, 1035, 1040 e 1045.

Posteriormente são calculadas a tensões de flexão e a tensão de cisalhamento, utilizado as equações básicas para eixos vazados e aplicando o critério de falha de von Mises com um fator de segurança igual a 1,5. Este fator de segurança é considerado ideal por já ser conhecidas as propriedades dos materiais e forças. Caso o mecanismo fosse considerado um item de segurança, por exemplo barra de direção, este fator deve ser superior devido ao risco de causar vítimas se vir a falhar. Os diâmetros dos eixos maciços são encontrados através da Equação 16, onde é levando em consideração a resistência de escoamento de um determinado material.

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

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].

Já as chavetas são necessárias para a transmissão de torque e para a união entre os eixos com suas respectivas engrenagens. As chavetas são dimensionadas de acordo com o diâmetro dos eixos, material e conforme as dimensões básicas das normas DIN 6885 e 6888.

Através da Equação 17 é possível determinar o comprimento mínimo da chaveta para a transmissão do torque em cada eixo.

$$L = \frac{2 \cdot T}{d \cdot t_2 \cdot \frac{S_y}{S}} \quad (17)$$

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];

As propriedades dos materiais selecionados para o dimensionamento dos eixos e chavetas foram selecionadas de acordo com o Anexo G.

### 3.5.4 Limitador de torque

Como não é possível que todos os elementos de fixação obtenham o mesmo torque simultaneamente faz-se necessário a utilização de limitadores de torque. Este limitador faz com que ao atingir o torque pré-estabelecido ao elemento de fixação o mesmo gire em falso não havendo mais a transmissão de torque para aquele elemento de fixação.

Através da pesquisa realizada no projeto informacional a embreagem que mais se adapta é a embreagem de contato positivo tendo seus dentes no formato de serras. Para efetuar o dimensionamento desta embreagem é adaptada a Equação 2, como é demonstrado na Equação 18.

$$T = \frac{2 \cdot F_m \cdot (r_o^3 - r_i^3) \cdot (\sin \theta + \mu \cdot \cos \theta)}{3 \cdot (r_o^2 - r_i^2) \cdot (\cos \theta - \mu \cdot \sin \theta)} \quad (18)$$

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 projetados para suportarem um torque de 370 N.m e a embreagem para desacoplar ao atingir um torque de 100 N.m. Este último valor refere-se ao torque mais utilizado pelas montadoras para fixar o tambor ao cubo de roda para parafuso ou porcas M12.



### **3.5.5 Rolamentos e anéis elásticos**

A seleção dos rolamentos e anéis elásticos é um processo interativo em conjunto com os dimensionamentos dos eixos. Como são itens normalizados, os mesmos são selecionados com base no catálogo do fabricante NSK e pelas normas DIN 471 e DIN 472.

## 4 RESULTADOS

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

### 4.1 SISTEMA DE TRANSMISSÃO POR ENGRENAGENS

Através dos gráficos das Figuras 9 e 10 é adotado uma coroa de 174 mm de diâmetro com 38 dentes. Já o sem fim é utilizado com 2 entradas. Com estas características o conjunto sem fim é dimensionado para suportar um torque de 690,40 N.m, sendo que o mesmo é capaz de transmitir um torque de 680,4 N.m, considerando que o torque de entrada é de 42,17 N.m. Através do diâmetro da coroa e seus números de dentes, verificou-se que é necessário um sem fim de 34,18 mm de diâmetro e uma coroa de 22,90 mm de largura.

A Tabela 2 mostra as dimensões finais para o conjunto sem fim.

Tabela 2 – Dados do conjunto sem fim

<b>Descrição</b>	<b>Valor</b>
Diâmetro da coroa	174 mm
Largura da coroa	22,90 mm
Diâmetro do sem fim	34,18 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: o Autor (2019).

O sistema de engrenagens de dentes retos é projetado para realizar a distribuição do torque gerado pelo conjunto sem fim aos elementos de fixação da roda. Com o pinhão possuindo um diâmetro primitivo de 57 mm e as planetárias com diâmetros primitivos de 84 mm tem-se uma relação de 1,47, favorecendo na aquisição de torque. Neste caso a saída do conjunto sem fim gera 680,4 N.m e com o acréscimo da relação de 1,47 tem-se um torque final de 1000 N.m que será dividido em 4 engrenagens com capacidade de transmissão de até 250 N.m cada.

A espessura das engrenagens pode variar de 24 mm a 48 mm. Para fins de cálculos foi utilizado o valor intermediário de 36 mm, visto que a espessura da engrenagem está diretamente

relacionada com a tensão de flexão que a mesma irá suportar, desta forma quanto menor for a espessura, maior a necessidade de selecionar um material de melhor resistência a flexão. Por outro lado, a escolha de uma engrenagem de espessura maior resulta em um aumento de massa no projeto.

A Tabela 3 mostra as dimensões finais para o sistema de engrenagens de dentes retos.

Tabela 3 – Dados das engrenagens de dentes retos

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

Fonte: o Autor (2019).

Como o sistema trabalha com baixas velocidades e com intervalos de tempo esporádicos, a lubrificação escolhida para o sistema de engrenagens é de graxa. Tendo o objetivo de atuar contra agentes contaminantes e criando uma película protetora durante o engrenamento.

#### 4.1.1 Seleção do material

Os materiais utilizados levam em consideração a tensão de flexão que é calculada através das equações 7 e 10 e com base nos valores de resistência dos materiais para engrenagens estabelecidos pela norma da AGMA 2001-B88, conforme mostra a Tabela 4.

Tabela 4 – Tensão de flexão

	<b>Sem fim</b>	<b>Dentes retos</b>
Tensão gerada	301 MPa	352 MPa
Tensão suportada pelo material	325 MPa	360 MPa

Fonte: o Autor (2019).

O conjunto sem fim resultou em uma tensão de flexão máxima 301 MPa o que resulta na utilização de um aço carbono de classe AGMA A1-A5 com endurecimento completo e dureza superficial mínima de 300 HB, capaz de suportar uma tensão de flexão de até 325 MPa.

Já para o sistema de engrenagens de dentes retos 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.

Para realizar uma comparação entre o valor encontrado para a tensão de flexão pelo método da AGMA é utilizado a Equação 19 que considera o dente da engrenagem uma viga engastada, onde pode ser analisado a tensão de flexão estática no dente da engrenagem. Para isso é utilizado a força tangencial que atua no diâmetro primitivo e algumas dimensões do dente.

$$\sigma_e = \frac{6 \cdot W_t \cdot b}{F \cdot c^2 \cdot m_p} \quad (19)$$

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 [-];

Ao efetuar o cálculo para a engrenagem de dentes retos utilizando a mesma largura utilizada no método da AGMA, a tensão de flexão estática encontrada foi de 99,32 Mpa. Considerando o material AGMA A1-A5 com endurecimento completo e dureza superficial mínima de 360 HB, obtém-se um fator de segurança de 3,62.

Com o comparativo entre os dois métodos é possível afirmar que os equacionamentos das normas AGMA são conservadores e são utilizados principalmente em mecanismos dinâmicos. Outro ponto bastante importante para o valor da tensão de flexão estática ser consideravelmente abaixo é que são utilizados diversos fatores modificadores nas equações da AGMA, elevando desta maneira a tensão de flexão e prevenindo as engrenagens a não falharem.

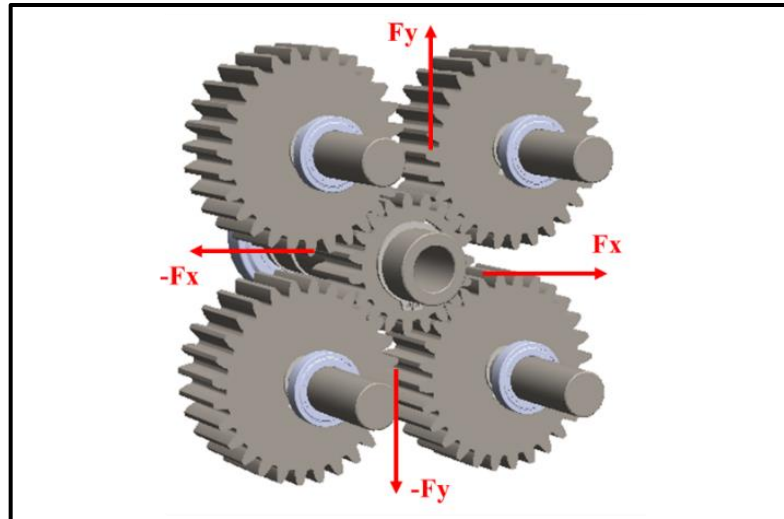
## 4.2 EIXOS E CHAVETAS

Com um comprimento de 170 mm, o diâmetro do eixo do sem fim, denominado de eixo 1 é encontrado através dos cálculos expostos nos Apêndice E, resultando em um momento fletor máximo de 167,04 N.m que é utilizado no cálculo de tensão de flexão. Já para a tensão de cisalhamento é utilizado o torque atuante de 42,17 N.m.

O eixo que realiza a transmissão do torque entre a coroa e o pinhão é denominado de eixo 2, onde é utilizado um eixo vazado, sendo utilizados diâmetros comerciais, conforme a fabricante Açotubo (2019). Desta forma foi aplicado um diâmetro externo de 32 mm e um

diâmetro interno de 20 mm e com comprimento de 150 mm. No que diz respeito à flexão do eixo vazado é utilizado somente a força resultante do sem fim, isto porque as forças resultantes do conjunto de engrenagens de dentes retos são anuladas, conforme mostra a Figura 12.

Figura 12 – Forças atuantes nas engrenagens de dentes retos



Fonte: o Autor (2019).

Para os eixos vazados que são denominados de eixos 3 tendo a finalidade de serem utilizados para realizar a distribuição do torque aos elementos de fixação de roda, obteve-se um momento fletor máximo de 119,27 N.m e um torque atuante de 245,17 N.m. Em um eixo de 120 mm de comprimento, conforme Apêndice G. Já o eixo maciço que tem a mesma função é denominado de eixo 4, onde é utilizado apenas o torque atuante de 245,17 N.m.

De acordo com o Apêndice F obtém-se um momento fletor máximo de 213,49 N.m e um torque atuante de 980,66 N.m. Como os diâmetros foram pré-definidos, a tensão máxima é de 490,78 MPa, sendo necessário utilizar o aço SAE 1045 devido ao mesmo possuir uma resistência de 531 MPa. A Tabela 5 exhibe as dimensões de cada eixo e respectivamente o material utilizado.

Tabela 5 – Diâmetros e materiais dos eixos

Eixo	Comprimento	Diâmetro	Material
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: o Autor (2019).

Para o dimensionamento das chavetas é utilizada a Equação 17 e os dados fornecidos pelas normas DIN 6885 e 6888, conforme mostra o Apêndice H. Como os diâmetros e os torques exigidos de cada eixo já são conhecidos é possível determinar o comprimento mínimo das mesmas.

O eixo 1 não possui a necessidade de utilização de chaveta visto que o eixo e o sem fim são uma única peça. Para o dimensionamento das chavetas do eixo 2 é utilizado o aço SAE 4130. A necessidade de utilizar um aço com maior resistência de escoamento é devido ao torque transmitido ser de 980,66 N.m. Caso 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. Já para os eixos 3 é utilizando um aço SAE 1045 e para os eixos 4 é utilizado o aço SAE 4130 e devido a ter um pequeno local para o alojamento. A Tabela 6 apresentada as dimensões de cada chaveta.

Tabela 6 – 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: o Autor (2019).

### 4.3 LIMITADOR DE TORQUE

Shigley, Mischke e Budynas (2005) apresentam uma tabela com as características de alguns materiais de fricção para freios e embreagens, onde a pressão máxima para o metal sinterizado (seco) é de 2,8 MPa e seu coeficiente de fricção de 0,33.

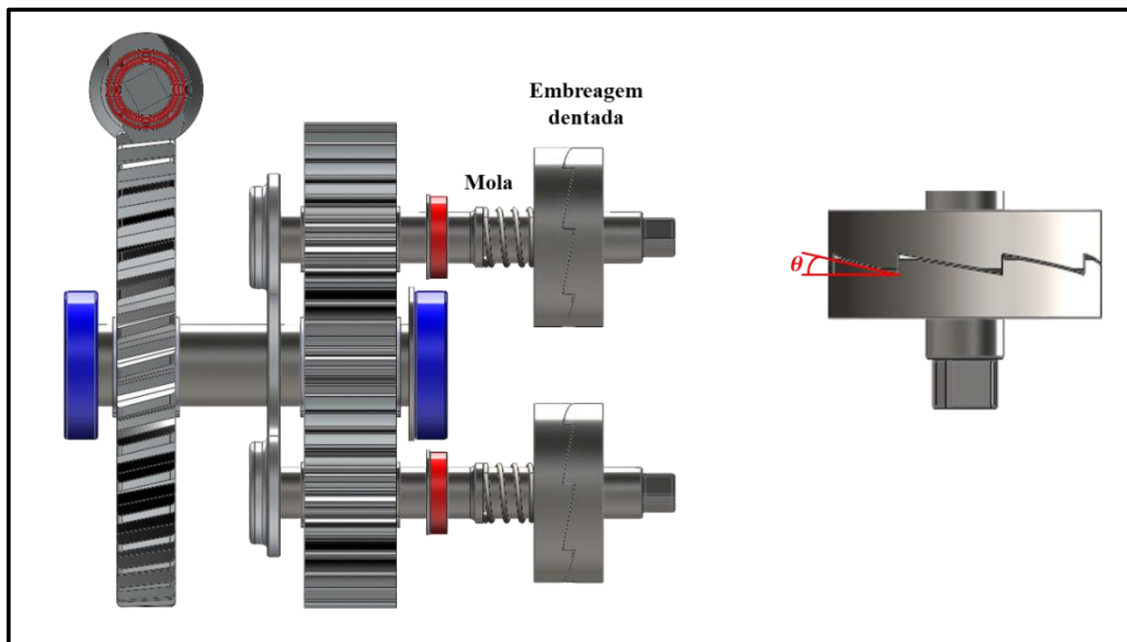
Com base nos dados apresentados por Shigley, Mischke e Budynas (2005) e adotando 35 mm e 20 mm para o raio externo e interno respectivamente, obtém-se um raio médio de 27,5 mm onde ocorre a força atuante. Considerando que a embreagem tem que desacoplar em um torque de 100 N.m é necessário uma mola com força de 6600 N. Para o cálculo da pressão máxima exigida pela embreagem é utilizada a hipótese da pressão uniforme, caracterizando uma pressão de 2,51 MPa.

A função desta mola é pressionar as duas placas realizando a transmissão do torque e quando o mesmo exceder os 100 N.m as placas deslizam não havendo mais esta transmissão.

No sentido oposto como não há o ângulo do dente a transmissão do torque é contínua, visto que não possui uma rampa que auxilia no deslizamento.

A Figura 13 ilustra o posicionamento das embreagens e de suas respectivas molas no projeto. Como pode-se observar é necessário a utilização de uma embreagem em cada eixo que transmite o torque aos elementos de fixação. Desta forma o controle de torque será individual para cada elemento.

Figura 13 – Posicionamento da embreagem



Fonte: o Autor (2019).

Para que não ocorra a ruptura dos dentes é calculado a tensão de cisalhamento máxima que os dentes são capazes de suportar. Os cálculos efetuados para determinar a força da mola e a tensão de cisalhamento suportada estão contidos no Apêndice I.

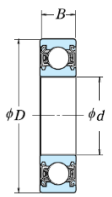
#### 4.4 ROLAMENTOS E ANÉIS ELÁSTICOS

Através das forças resultantes aplicadas sob cada eixo e com os diâmetros definidos é possível determinar a carga que cada rolamento deve suportar e as suas dimensões. A Tabela 7 demonstra os rolamentos adequados para cada eixo.

A escolha por utilização de rolamentos com blindagem resulta em uma retenção do lubrificante, neste caso, graxa. Esta retenção previne a entrada de agentes contaminantes nas esferas, prolongando a vida útil do rolamento. Desta forma os intervalos de manutenção ou substituição do rolamento são benéficos ao produto.

Tabela 7 – Rolamentos selecionados através do catálogo da NSK

Eixo	Rolamento	d (mm)	D (mm)	B (mm)	Carga Dinâmica (N)
1	6803 ZZ	17,00	26,00	5,00	2630,00
2	60/32 ZZ	32,00	58,00	13,00	15100,00
3	6804 ZZ	20,00	32,00	7,00	4000,00

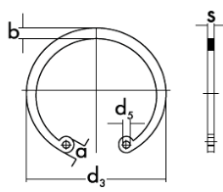


Fonte: o Autor (2019).

Os anéis elásticos são selecionados de acordo com os diâmetros dos eixos e os diâmetros externos dos rolamentos, tendo a finalidade de realizarem a retenção axial dos elementos, conforme é mostrado na Tabela 8 e Tabela 9.

Tabela 8 – Anéis elástico selecionados pela norma DIN 472

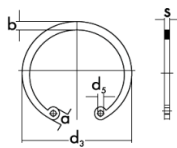
Rolamento	Ø externo (mm)	S (mm)	d3 (mm)	a (mm)	b (mm)	d5 (mm)
6803 ZZ	26,00	1,20	27,90	4,70	2,80	2,00
60/32 ZZ	58,00	2,00	62,20	6,90	5,20	2,50
6804 ZZ	32,00	1,20	34,40	5,40	3,20	2,50



Fonte: o Autor (2019).

Tabela 9 – Anéis elástico selecionados pela norma DIN 471

Eixo	Ø do eixo (mm)	S (mm)	d3 (mm)	a (mm)	b (mm)	d5 (mm)
2	32,00	1,50	29,60	5,20	3,60	2,50
3	20,00	1,20	18,50	4,00	2,60	2,00



Fonte: o Autor (2019).

#### 4.5 PROJETO DIMENSIONAL

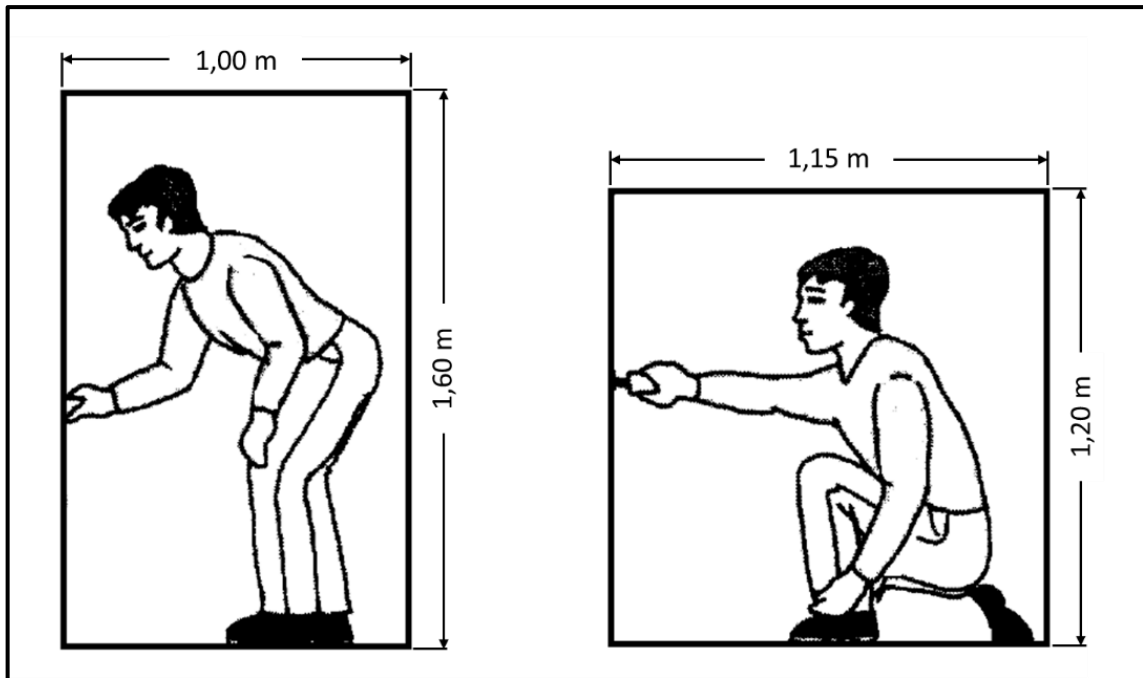
O projeto dimensional estima as dimensões finais do projeto e a sua massa total. O Apêndice J ilustra as principais dimensões do equipamento.

#### 4.6 ERGONOMIA

Iida (2005) cita três posturas básicas para o espaço de trabalho: deitada, sentada e de pé. Para a execução dos movimentos do mecanismo, o operador pode ficar acomodado em duas posições consideradas ergonômicas por Iida, conforme mostra a Figura 14.



Figura 14 – Posições ergonômicas



Fonte: adaptado de Iida (2005).

Iida (2005) relata que as exigências de forças e torques devem ser adaptadas de acordo com a capacidade do operador. Em situações em que é necessário aplicar movimento de puxar ou empurrar as forças máximas oscilam entre 200 a 300 N para os homens e para as mulheres deve ser 40% menor, ou seja, são capazes de exercer uma força de no máximo 180 N.

Considerando que cada um dos quatro elementos de fixação esteja com 250 N.m, o operador deverá exercer uma força inicial de 168,67 N em um braço de alavanca de 0,25 m. Desta forma é considerado que a força inicial aplicada pelo operador está dentro das condições ergonômicas tanto para homens quanto para mulheres. Também deve-se ressaltar que após o rompimento do torque inicial, a força que operador irá executar será menor.

Assim como para a execução de movimento de puxar e empurrar, a capacidade de levantamento de peso é de acordo com a capacidade de cada operador. Para esta ação o NIOSH (*National Institute for Occupational Safety and Health*) definiu que o limite de força recomendado é de 23 kg, conforme descrito por Iida (2005).

Considerando as recomendações do manual de ergonomia elaborado pela UNICAMP (2001), para o transporte de cargas pesadas é sugerido a utilização de mecanismos que auxiliem no transporte da mesma. Quando não houver a disponibilidade destes mecanismos é fundamental que o usuário siga as seguintes orientações:

- a) Posicionar-se junto ao objeto, mantendo os pés afastados, com um pé mais à frente que o outro, para aumentar sua base de sustentação;

- b) Abaixar-se, dobrando os joelhos e mantendo a cabeça e as costas em linha reta;
- c) Segurar firmemente o objeto, usando a palma das mãos e todos os dedos;
- d) Levantar-se, usando somente o esforço das pernas e mantendo os braços estendidos;
- e) Aproximar bem o objeto do corpo;
- f) Manter o objeto centralizado em relação às pernas durante o percurso.

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.

No entanto entende-se que a massa final do equipamento mesmo estando dentro do recomendado pela NIOSH é um valor considerável para alojar no veículo e manuseá-lo. No que se refere ao alojamento não significa somente a área que será ocupada pelo equipamento, mas também pode influenciar em outros fatores, sendo um deles a possibilidade do aumento de consumo de combustível. Já o manuseio se torna complicado durante a execução da tarefa devido a uma das mãos ter que efetuar o movimento de rotação e a outra ter que apoiar o equipamento junto ao rodado.

## 5 CONCLUSÃO

Com o término da elaboração deste trabalho, conclui-se que os objetivos técnicos foram alcançados e resultaram em um modelo de mecanismo capaz de remover e instalar quatro elementos de fixação simultaneamente.

Através dos torques encontrados nos elementos de fixação, nota-se que no momento em que houver a necessidade de manutenção fora dos concessionários os elementos apresentarão os torques divergentes e acima do recomendado pelo fabricante. Desta forma é evidenciada a dificuldade em efetuar a remoção desses elementos, visto que na maioria dos casos não há o controle do torque aplicado. Estas informações influenciam diretamente no dimensionamento do equipamento, onde tem-se a necessidade de uma maior robustez que conseqüentemente terá um custo maior de aquisição.

O dimensionamento do sistema de engrenagens e o dimensionamento da embreagem foram as etapas que mais demandaram tempo devido a necessidade de uma transmissão de torque simultânea para todos os elementos de fixação e que ao mesmo tempo limita-se o torque individualmente. Nesta etapa evidenciou-se que o conjunto sem fim é um excelente sistema de transmissão de torque, possibilitando um esforço menor do operador para poder gerar o torque requerido na saída. Já o dimensionamento da embreagem possibilitou um controle de torque sem a necessidade de um indicador ou de um meio eletrônico, onde o mesmo é interrompido no momento em que o torque pré-estabelecido for alcançado.

Pode-se perceber que as Normas Regulamentadoras não estipulam diretamente muitas restrições no que diz respeito a capacidade de cargas e esforços que operadores possam exercer em mecanismos operados manualmente. Isso possibilita o risco de problemas ergonômicos ao operador. Neste contexto teve-se que utilizar estudos realizados pela NIOSH para estabelecer restrições ao projeto.

Ao término do desenvolvimento do objeto de estudo chegou-se à conclusão que o mecanismo proposto é funcional podendo ser utilizado para instalar ou remover quatro elementos de fixação simultaneamente. No entanto, entende-se na visão comercial que o produto não teria uma aceitação perante aos consumidores, isto porque o valor de aquisição se torna elevado e fisicamente pesado para transportá-lo e até mesmo operá-lo.

Com o desenvolvimento do trabalho é evidenciada a necessidade de conhecimentos tanto na área de resistência dos materiais quanto em projetos de sistemas mecânicos, considerando que ambos estão diretamente relacionados na obtenção do sucesso em um novo projeto.

Para a continuidade dos assuntos abordados neste trabalho, sugere-se para trabalhos futuros os seguintes temas:

- a) Reduzir a massa do núcleo das engrenagens, conforme estudo realizado por Ramandi et.al (2018).
- b) Comparar os resultados analíticos encontrados neste trabalho com os resultados gerados através de uma análise de elementos finitos.
- c) Realizar um protótipo do projeto desenvolvido neste trabalho e comparar os resultados práticos com os analíticos;
- d) Efetuar um estudo para utilizar meios elétricos ou pneumáticos como modo de acionamento do mecanismo, visando a sua utilização em oficinas mecânicas ou até mesmo em borracharias;
- e) Dimensionar um suporte para auxiliar no transporte do mecanismo até o rodado, possibilitando o operador a regular a altura da execução da tarefa;
- f) Realizar uma análise ergonômica no equipamento juntamente com técnicos da área da saúde.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AÇOTUBO. **Tubos mecânicos trefilados sem costura**. Disponível em: <<https://acotubo.com.br/produtos/tubos-de-aco/tubos-mecanicos-trefilados-sem-costura/>>. Acesso em: 11 mai. 2019.
- AJAYKARTHIK, R.T; S.CHARLES. Design and evaluation of polymer composite gear. INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENERGY EFFICIENT TECHNOLOGIES FOR AUTOMOBILES, 15. 2015. Índia. **Anais do 15º EETA**. Índia, 2015.
- 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.
- BICKFORD, John H. **Introduction to the design and behavior of bolted joints: Non-casketed 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 set. 2018.
- 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.
- 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.
- DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **DIN 6888**. Mitnehmerbefestigungen ohne anzug: scheibefedern, abmessungen und anwendung. German, 1956.
- DENATRAN. Frota de veículos. Disponível em: <<https://www.denatran.gov.br/estatistica/635-frota-2018>>. Acesso em: 11 ago. 2018.
- FLORES, Paulo; GOMES, José; DOURADO, Nuno; MARQUES, Filipe. **Sistema de transmissão de movimento**. 2017. 28 f. Dissertação (Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia, Universidade do Minho, Largo do Paço, 2017.

Gears and gear ratios. Disponível em: <[http://bowlesphysics.com/images/Robotics\\_-\\_Gears\\_and\\_Gear\\_Ratios.pdf](http://bowlesphysics.com/images/Robotics_-_Gears_and_Gear_Ratios.pdf)>. Acesso em: 29 set. 2018.

GGB Bearing Technology. Soluções de Mancais Autolubrificantes Metal Polímero. Disponível em: <<https://www.ggbearings.com/sites/default/files/atoms/files/ggb-du-com-du-b-mancais-autolubrificantes-metal-polimero-catalogo-portugues.pdf>>. Acesso em: 06 out. 2018.

GONÇALVES, Luis Carlos Moniz Cardeano Neves. **Projeto e desenvolvimento de um sistema universal de motorização para acoplamento em cadeira de rodas**. 2013. 101 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia, Universidade do Minho, Largo do Paço, 2013.

GRAFF, Jonas Dos Santos. **Análise de performance tribológica de lubrificantes aplicados a um redutor de engrenagens**. 2018. 24 f. Monografia (Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2018.

GUPTA, Krishanu; CHATTERJEE Sushovan. Analysis of Design and Material Selection of a Spur gear pair for Solar Tracking Application. **International Conference on Processing of Materials, Minerals and Energy**, Índia 29 jul. 2016. 789 p. 795.

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 ago. 2018.

IIDA, Itiro. **Ergonomia: projeto e produção**. 2. ed. rev. e ampl. São Paulo: E. Blücher, 2005.

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

MANO, E. B. **Polímeros como materiais de engenharia**. São Paulo: Edgard Blücher, 1991.

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. 58 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Tecnólogo em Mecatrônica) - Curso Superior de Tecnologia em Mecatrônica Industrial dos Departamentos Acadêmicos de Eletrônica e Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2017.

METALAC. **Catálogo de parafusos 2017**. Disponível em: <<http://www.metalac.com.br/catalogos>>. Acesso em: 29 mar. 2019>.

MOTT, Robert L. **Elementos de máquinas em projetos mecânicos**. 5. ed. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2015.

NIEMANN, Gustav. **Elementos de máquinas**. São Paulo: E. Blücher, 1971.

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

**NSK. Catálogo de rolamentos.** Disponível em:

<[http://www.nsk.com.br/upload/file/Cat%C3%A1logo%20Geral%20NSK\(1\).pdf](http://www.nsk.com.br/upload/file/Cat%C3%A1logo%20Geral%20NSK(1).pdf)>. Acesso em: 02 mar. 2019.

**NTN. Cálculo de carga dos rolamentos.** Disponível em:

<<https://especialrolamentos.com.br/catalogos/ntn/calculo-carga-rolamento.pdf>>. Acesso em: 02 mar. 2019.

RAMADANI, Riad; BELSAK, Ales; KEGL, Marko; PREDAN, Jozef; PEHAN, Stanislav. Topology optimization based design of lightweight and low vibration gear bodies.

**International journal of simulation modelling**, Eslovênia, 16 abr. 2018. 92, p. 104.

**RODAFUSO. Parafusos e porcas de rodas - catálogo linha leve e antifurtos 2017.**

Disponível em: <<http://www.rodafuso.com.br/catalogos>>. Acesso em 29 mar. 2019.

SANTOS, Wilian Miranda dos. **Desenvolvimento de um dispositivo robótico interativo**

**para reabilitação de lesões da articulação do joelho.** 2013. 77 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2013.

SHIGLEY, Joseph Edward; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard Gordon. **Projeto de engenharia mecânica.** 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

**SHOW DE RODA. Tabela de furação de rodas.** Disponível em:

<<https://showderoda.webnode.com/rodas/tabela-fura%C3%A7%C3%A3o-de-rodas>>. Acesso em: 30 mar. 2019.

STIPKOVIC FILHO, Marco. **Engrenagens: geometria, dimensionamento, controle, geração, ensaios.** 2.ed. Rio de Janeiro: Guanabara, 1987.

UNICAMP. **Manual sobre ergonomia.** Disponível em:

<[http://www.dgrh.unicamp.br/documentos/manuais/man\\_dsso\\_ergonomia.pdf](http://www.dgrh.unicamp.br/documentos/manuais/man_dsso_ergonomia.pdf)>. Acesso em: 04 jul. 2019.

**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 out. 2018.

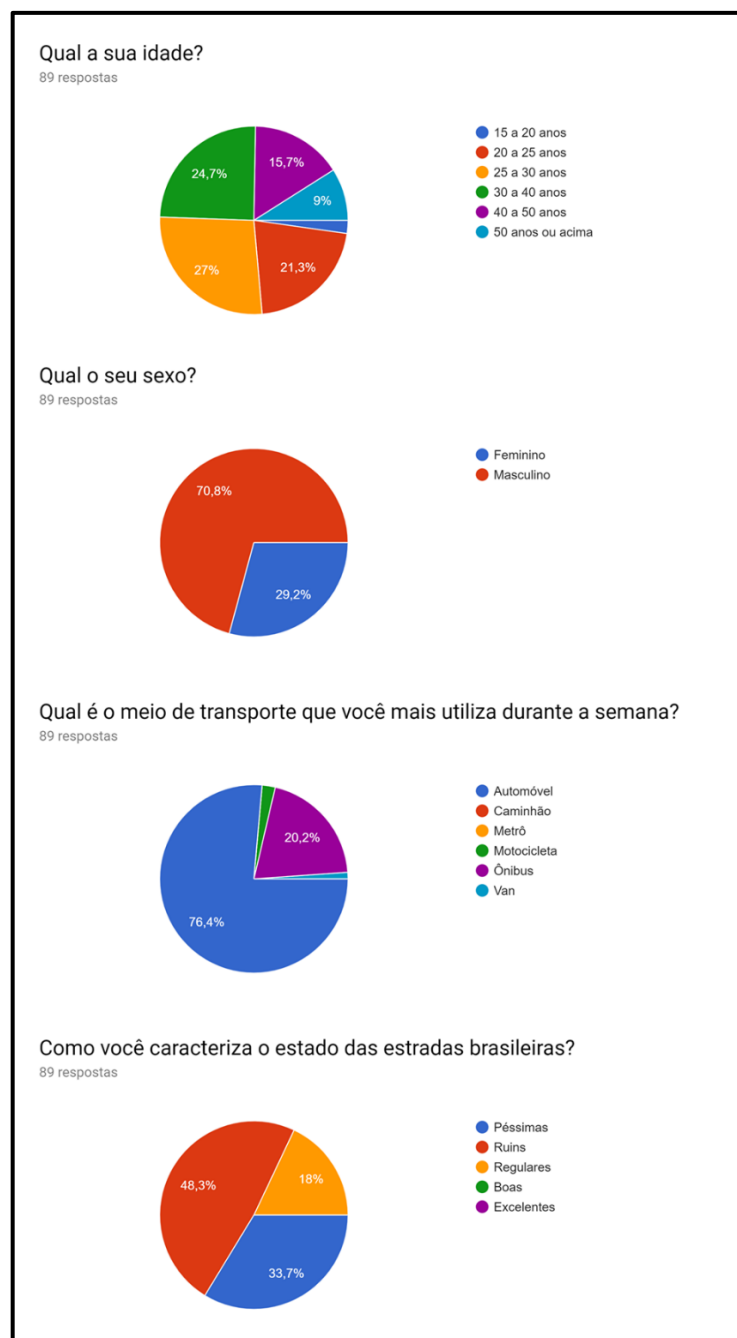
**ZM. Parafusos e porcas de roda - catálogo 2018/1.** Disponível em:

<[http://www.zm.com.br/ftp/catalogos\\_2017/catalogo\\_roda.pdf](http://www.zm.com.br/ftp/catalogos_2017/catalogo_roda.pdf)>. Acesso em 29 mar. 2019.

## APÊNDICE A – PESQUISA DE MERCADO

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 em plena estrada, a qual permitirá a transmissão de torque à quatro parafusos ou porcas de roda, simultaneamente.



Fonte: o Autor (2019).





Fonte: o Autor (2019).

**APÊNDICE B – TORQUES ENCONTRADOS NOS ELEMENTOS DE FIXAÇÃO**

<b>VOLKSWAGEN VOYAGE</b> <b>38.968 km</b>			<b>VOLKSWAGEN SAVEIRO</b> <b>54.590 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</b> <b>46.199 km</b>			<b>CHEVROLET CORSA</b> <b>52.986 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</b> <b>60.450 km</b>			<b>NISSAN TIIDA</b> <b>60.300 km</b>		
	Dianteira:	Traseira:		Dianteira:	Traseira:
Direita:	20-22	17-19	Direita:	16-21	09-13
Esquerda:	19-21	19-21	Esquerda:	13-15	15-17
<b>FIAT PUNTO</b> <b>102.315 km</b>			<b>CITROËN C4 PICASSO</b> <b>94.125 km</b>		
	Dianteira:	Traseira:		Dianteira:	Traseira:
Direita:	18-20	8-9	Direita:	13-15	10-13
Esquerda:	18-25	8-10	Esquerda:	16-19	8-10

- Torques em kgf.m.

Fonte: o Autor (2019).

## APÊNDICE C – DIMENSIONAMENTO DO CONJUNTO SEM FIM

Abaixo são listados os dados de entrada e os fatores modificadores.

<b>DADOS DE ENTRADA</b>		
<b>Descrição</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
Força (F)	168,674	N
Braço de alavanca	0,250	m
Torque de entrada (Tg)	42,169	N.m
Número de entradas do sem fim (Nw)	2,000	-
Número de dentes da engrenagem (Ng)	38,000	-
Relação (mg)	19,000	-
Diâmetro da engrenagem (dg)	0,174	m
Ângulo de avanço ( $\lambda$ )	15,000	graus
Rotações (n)	600,000	RPM
Fator de material - (Cs)	1000,000	-
Ângulo de pressão normal ( $\phi_n$ )	20,000	graus
Módulo	0,000	-
<b>FATORES MODIFICADORES</b>		
<b>Descrição</b>	<b>Valor</b>	<b>Justificativa</b>
Fator de distribuição de carga (Km ou Cm)	1,6	Fmáx < 50 mm
Índice da qualidade da engrenagem (Qv)	6	0 - 800 fpm
Fator dinâmico (Kv ou Cv)	1	Qv = 6; Vt = 0,36 m/s
Fator de tamanho (Ks ou Cs)	1	-
Fator de aplicação (Ka ou Ca)	1	Uniforme
Fator de espessura de borda (Kb)	1	Engrenagem de disco sólido
Fator de ciclo de carga (Ki)	1	Engrenagem não solta
Fator geométrico de flexão (J)	0,125	$\phi_n = 20^\circ$

Fonte: o Autor (2019).

Na página seguinte é listado o roteiro dos cálculos efetuados.

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 (po req.) REQUERIDA	$\varphi_o \text{ requerida} = \frac{n \cdot W_{tg \text{ requerida}} \cdot d_g}{1,91 \cdot 10^7 \cdot m_g} [kW]$	0,139	kW
Fator de correção de razão (Cm) para: $3 < m_g \leq 20$	$C_m = 0,0200 \cdot \sqrt{-m_g^2 + 40 \cdot m_g - 76} + 0,46$	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	$W_{tg \text{ disponivel}} = \frac{C_s \cdot C_m \cdot C_v \cdot d_g^{0,8} \cdot F_{máx}}{75,948}$	7936,163	N
Coefficiente de atrito (μ) para: $V_t > 10$ fpm	$\mu = 0,103e^{(-0,110 \cdot V_t^{0,450})} + 0,012$	0,042	-
Força de atrito (Wf) REQUERIDA	$W_f = \frac{\mu \cdot W_{tg \text{ requerida}}}{\cos(\lambda) \cdot \cos(\phi_n)}$	22,279	N
Força de atrito (Wf) DISPONÍVEL	$W_f = \frac{\mu \cdot W_{tg \text{ disponivel}}}{\cos(\lambda) \cdot \cos(\phi_n)}$	364,781	N
Potência de saída (po dis.) DISPONÍVEL	$\varphi_o \text{ disponivel} = \frac{n \cdot W_{tg \text{ disponivel}} \cdot d_g}{1,91 \cdot 10^7 \cdot m_g} [kW]$	2,283	kW
Potência dissipada (ol dis.) DISPONÍVEL	$\varphi_l \text{ disponivel} = \frac{V_t \cdot W_f \text{ disponivel}}{1000} [kW]$	0,405	kW
Potência dissipada (ol req.) REQUERIDA	$\varphi_l \text{ requerida} = \frac{V_t \cdot W_f \text{ requerida}}{1000} [kW]$	0,025	kW
Potência de entrada (o) REQUERIDA	$\varphi \text{ requerida} = \varphi_o \text{ requerida} + \varphi_l \text{ requerida}$	0,164	kW
Potência de entrada (o) DISPONÍVEL	$\varphi \text{ disponivel} = \varphi_o \text{ disponivel} + \varphi_l \text{ disponivel}$	2,689	kW
Eficiência (e)	$e = \frac{\varphi_o \text{ disponivel}}{\varphi \text{ disponivel}} \cdot 100$	84,918	%
Torque de saída SUPPORTADO	$T_s = T_{\text{disponivel}} \cdot m_g \cdot e$	690,395	N.m
Torque de saída GERADO	$T_s = T_{\text{disponivel}} \cdot m_g \cdot e$	680,366	N.m
Torque	$T_{\text{disponivel}} = \frac{\varphi \text{ disponivel} [W]}{n [\text{rad/s}]}$	42,790	N.m
Força tangencial (Wtw) PELA FORÇA DO OPERADOR	$W_{tw \text{ requerida}} = \frac{2 \cdot T_w}{d_w}$	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	$\sigma_b = \frac{W_t}{m \cdot F \cdot J} \cdot \frac{K_a \cdot K_m}{K_v} \cdot K_s \cdot K_b \cdot K_i$	301,233	MPa

Fonte: o Autor (2019).

## APÊNDICE D – DIMENSIONAMENTO ENGRENAGENS DE DENTES RETOS

Abaixo são listados os dados de entrada e os fatores modificadores.

<b>DADOS DE ENTRADA</b>		
<b>Descrição</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
Torque transmitido pelo sem fim	680,37	N.m
Rotações (n)	31,58	RPM
Ângulo de pressão ( $\phi$ )	20	graus
Largura da engrenagem (F) $8 \cdot m < F < 16 \cdot m$	36	mm
Números de ciclos (N)	2,43E+06	8 anos - 8 horas diárias
<b>DADOS DAS ENGRENAGENS</b>		
<b>Engrenagens</b>	<b>Módulo</b>	<b>Número de dentes</b>
Motora (pinhão)	3	19
Receptoras (planetárias)	3	28
	Relação	1,474
<b>FATORES MODIFICADORES</b>		
<b>Descrição</b>	<b>Valor</b>	<b>Justificativa</b>
Fator de distribuição de carga (Km ou Cm)	1,6	Fmáx < 50 mm
Fator dinâmico (Kv ou Cv)	0,78	Qv = 10; Vt = 27,34 m/s
Fator de aplicação (Ka ou Ca)	1	Uniforme
Fator de espessura de borda (Kb)	1	Engrenagem de disco sólido
Fator de ciclo de carga (Ki)	1	Engrenagem não solta
Fator geométrico de flexão (J)	0,27	Norma AGMA
Coefficiente do adendo (xp)	0	Profundidade completa
Distância entre centros (C)	70,71	Medida extraída do SolidWorks
Fator de acabamento superficial (Cf)	1	Fabricada por métodos convencionais
Fator de temperatura (Kt ou Ct)	1	Até 121 °C; Kt = 1
Fator de confiabilidade (Kr ou Cr)	1,25	99,90%
Coefficiente elástico (Cp)	191	Aço
Índice da qualidade da engrenagem (Qv)	10	-
Fator de dureza (Ch)	1	-
Fator de tamanho (Ks ou Cs)	1	-

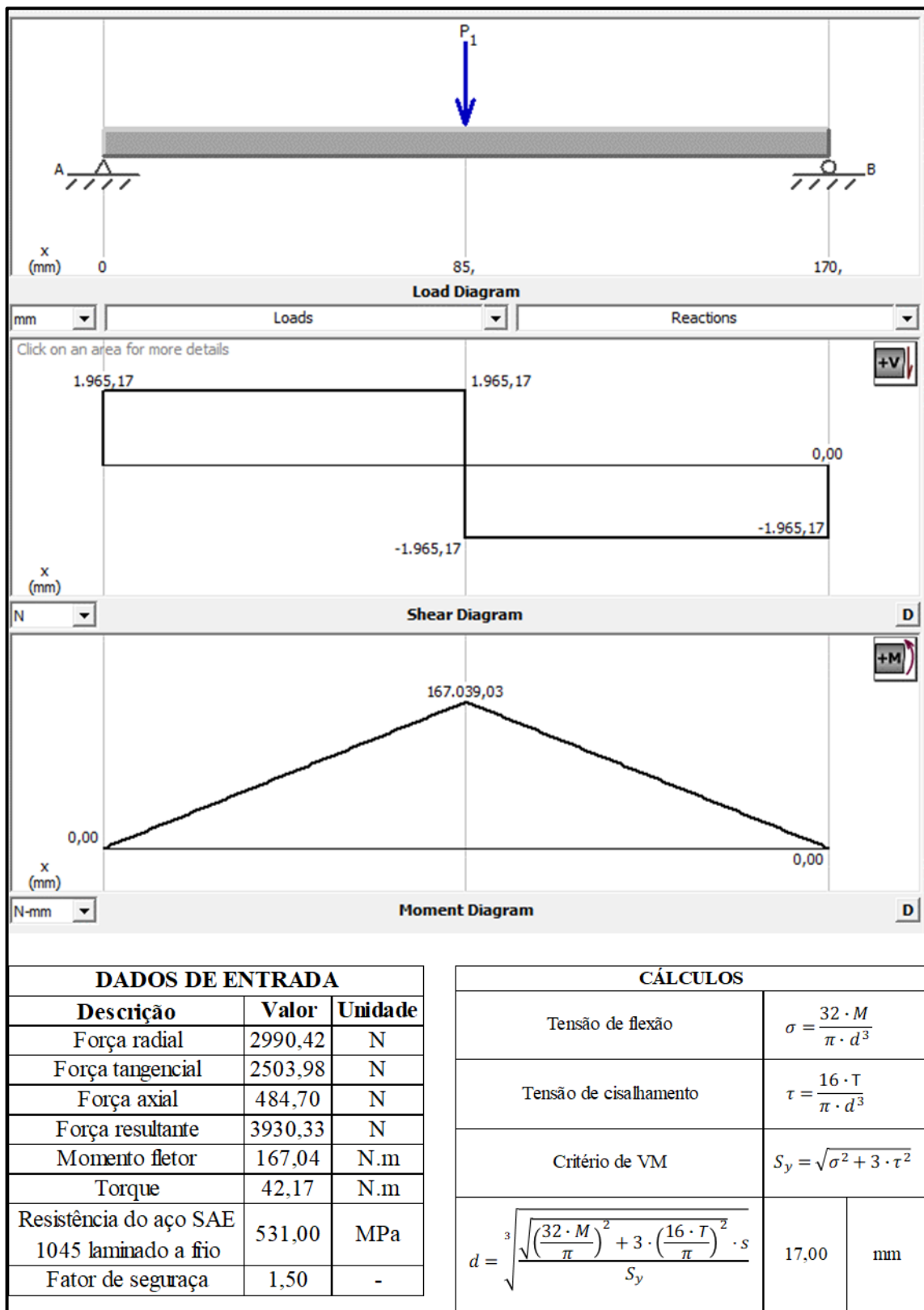
Fonte: o Autor (2019).

Na página seguinte é listado o roteiro dos cálculos efetuados.

Descrição	Cálculo	Resultado	Unidade
Geometria de Engrenamento (Z)	$Z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cdot \cos \phi)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cdot \cos \phi)^2} - C \cdot \sin \phi$	14,018	mm
Razão de contato (mp) Deve estar entre 1,4 a 2	$m_p = \frac{Z}{m \cdot \pi \cdot \cos \phi}$	1,583	dentes
Força tangencial nos dentes da engrenagem (Wt)	$W_t = \frac{T_p}{r_p} = \frac{2 \cdot T_p}{m \cdot N_p}$	23872,632	N
Força radial nos dentes da engrenagem (Wr)	$W_r = W_t \cdot \tan \phi$	8688,927	N
Força total nos dentes da engrenagem (W)	$W = \frac{W_t}{\cos \phi}$	25404,724	N
Velocidade na linha primitiva (Vt)	$V_t = \frac{RPM \cdot \pi \cdot \phi}{30} \cdot \frac{\phi}{2} \cdot \frac{60}{25,4 \cdot 12}$	27,341	m/s
Tensão de Flexão AGMA ( $\sigma_b$ )	$\sigma_b = \frac{W_t}{m \cdot F \cdot j} \cdot \frac{K_a \cdot K_m}{K_v} \cdot K_s \cdot K_b \cdot K_i / 4$	419,835	MPa
Raio de Curvatura ( $\rho_p$ )	$\rho_p = \sqrt{[r_p + m \cdot (1 + x_p)]^2 - (r_p \cdot \cos \phi)^2} - m \cdot \pi \cdot \cos \phi$	7,727	mm
Raio de Curvatura ( $\rho_g$ )	$\rho_g = (C \cdot \sin \phi) \mp \rho_p$	16,457	mm
Fator geométrico de superfície (I)	$I = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g}\right) \cdot d_p}$	0,087	-
Tensão de superfície ( $\sigma_c$ )	$\sigma_c = C_p \cdot \sqrt{\frac{W_t}{F \cdot I \cdot d_p} \cdot \frac{C_a \cdot C_m}{C_v} \cdot C_s \cdot C_f / 4}$	792,267	MPa
KL	$K_L = 1,6831 \cdot N^{-0,0323}$	1,047	-
Resistência à fadiga de flexão (Sfb)	$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T \cdot K_R} \cdot S'_{fb}$	351,601	MPa
CL	$CL = 1,4488 \cdot N^{-0,023}$	1,033	-
Resistência à fadiga de superfície (Sfc)	$S_{fc} = \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \cdot S'_{fc}$	654,817	MPa

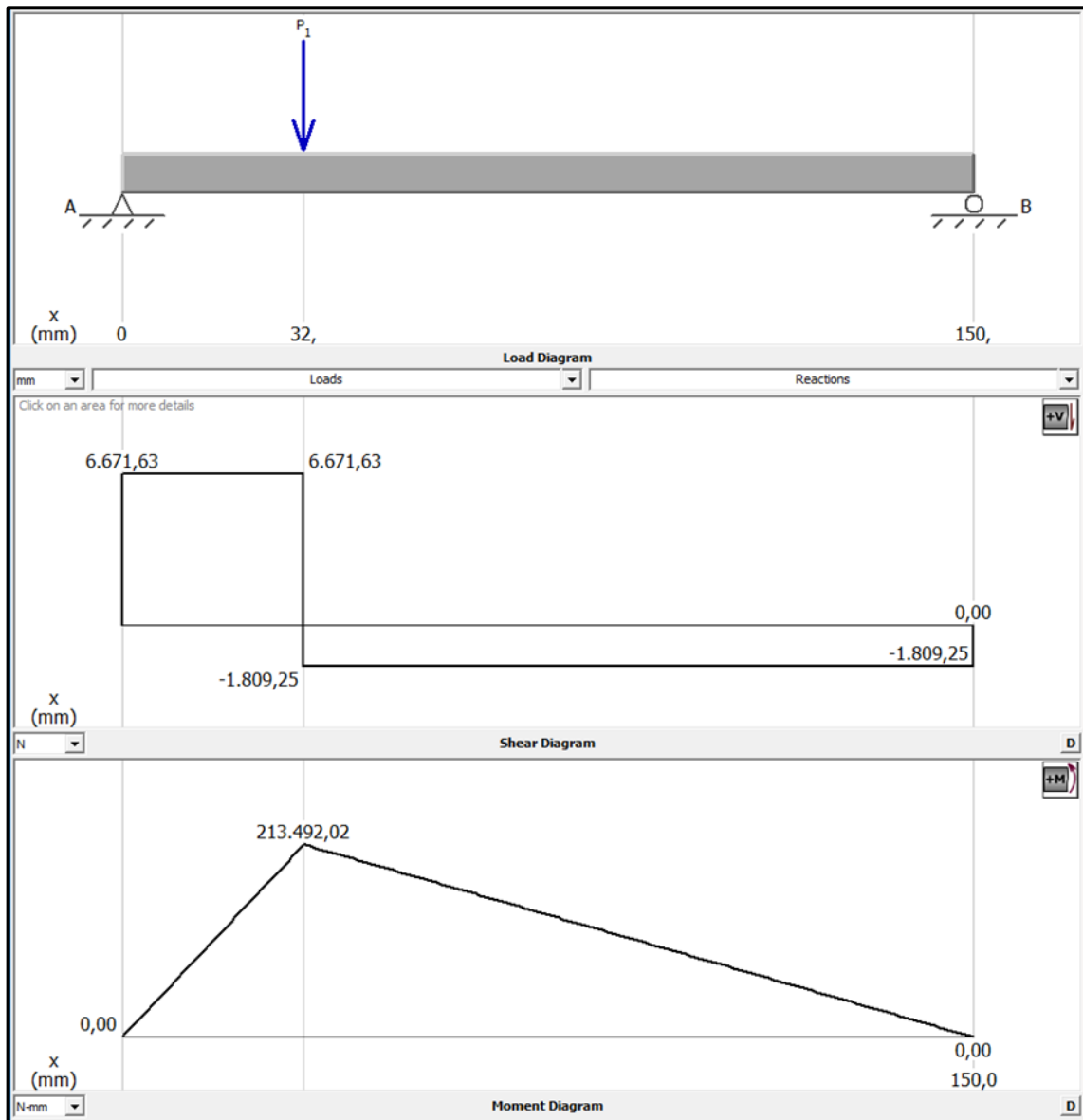
Fonte: o Autor (2019).

## APÊNDICE E – DIMENSIONAMENTO DO EIXO 1



Fonte: o Autor (2019).

## APÊNDICE F – DIMENSIONAMENTO DO EIXO 2

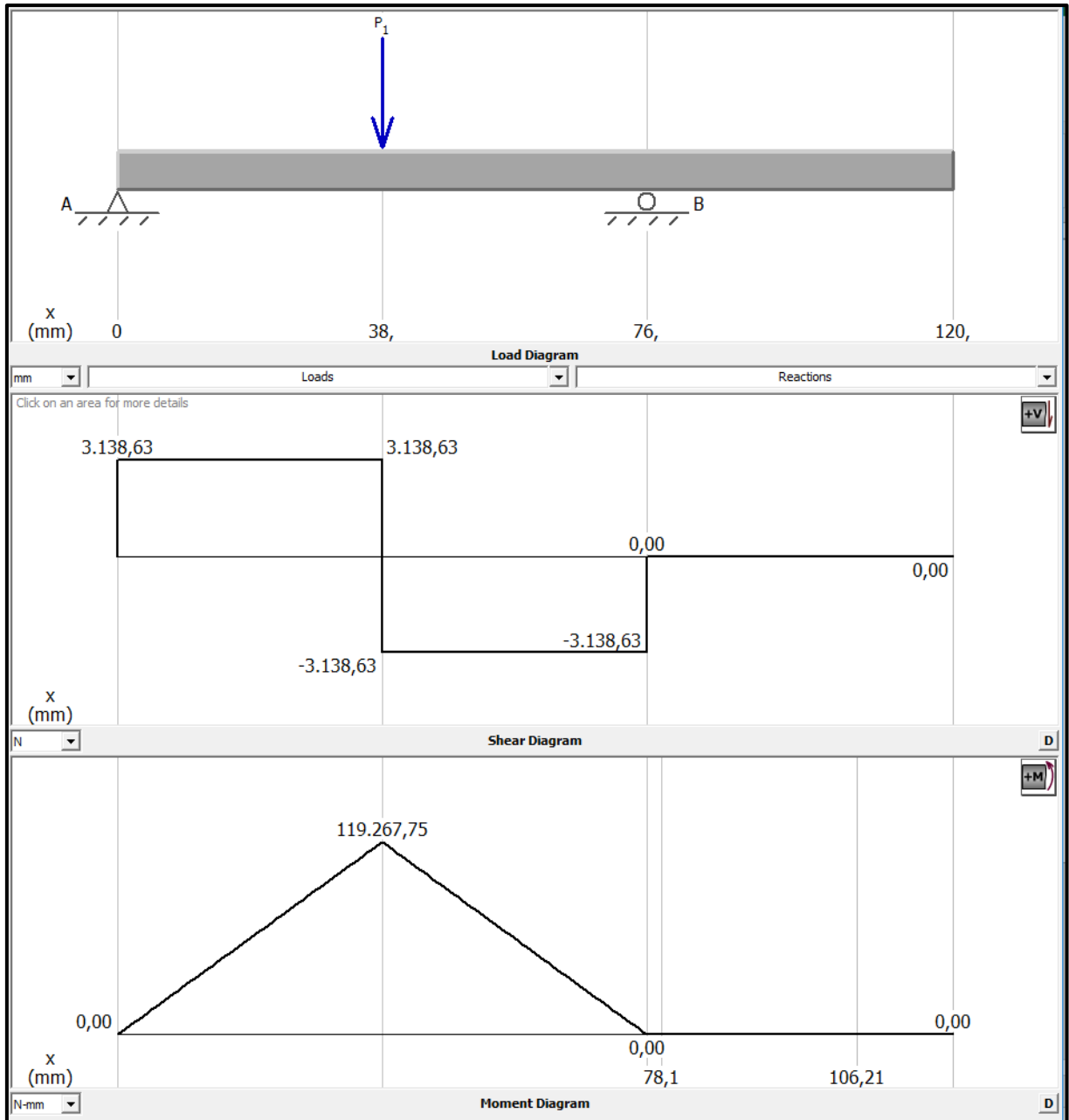


DADOS DE ENTRADA			CÁLCULOS			
Descrição	Valor	Unidade				
Força radial	2990,42	N	Momento polar (J)	$J = \frac{\pi}{32} \cdot (D^4 - d^4)$	87235,74	mm <sup>4</sup>
Força tangencial	7936,16	N	Momento de área (I)	$I = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4)$	43617,87	mm <sup>4</sup>
Força resultante	8480,88	N	Tensão de flexão	$\sigma = \frac{M \cdot c}{I}$	78,31	MPa
Momento fletor	213,49	N.m	Tensão de cisalhamento	$\tau = \frac{T \cdot c}{J}$	179,86	MPa
Torque	980,66	N.m	Critério de VM	$S_y = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \cdot s$	481,84	MPa
Diâmetro Externo	32,00	mm				
Diâmetro Interno	20,00	mm				
Distância (C)	16,00	mm				
Resistência do aço SAE 1045 laminado a frio	531,00	MPa				
Fator de segurança	1,50	-				

Fonte: o Autor (2019).



## APÊNDICE G – DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS 3 E 4



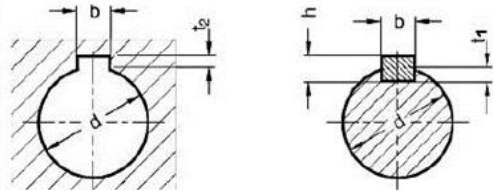
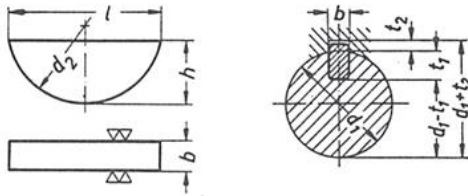
Fonte: o Autor (2019).

Na página seguinte é mostrado os cálculos efetuados para os eixos vazados e maciços.

<b>DADOS DE ENTRADA</b>			
<b>Descrição</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>	
Força radial	2146,95	N	
Força tangencial	5898,69	N	
Força resultante	6277,25	N	
Momento fletor	119,27	N.m	
Torque	245,17	N.m	
Diâmetro Externo	20	mm	
Diâmetro Interno	13	mm	
Centroide (C)	10	mm	
Resistência do aço SAE 1045 laminado a frio	531,00	MPa	
Resistência do aço SAE 4130 temperado e revenido a 400°F	1462,00	MPa	
Fator de segurança	1,50	-	
<b>CÁLCULOS EIXOS VAZADOS</b>			
Momento polar (J)	$J = \frac{\pi}{32} \cdot (D^4 - d^4)$	12904	mm <sup>4</sup>
Momento de área (I)	$I = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4)$	6452	mm <sup>4</sup>
Tensão de flexão	$\sigma = \frac{M \cdot c}{I}$	0	MPa
Tensão de cisalhamento	$\tau = \frac{T \cdot c}{J}$	189,995	MPa
Critério de VM	$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$	493,623	MPa
<b>CÁLCULOS EIXOS MACIÇOS</b>			
Tensão de flexão	$\sigma = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$		
Tensão de cisalhamento	$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$		
Critério de VM	$S_y = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$		
$d = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{\left(\frac{32 \cdot M}{\pi}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot T}{\pi}\right)^2} \cdot s}{S_y}}$	13,00	mm	

Fonte: o Autor (2019).

## APÊNDICE H – DIMENSIONAMENTO DAS CHAVETAS

<b>DADOS DA NORMA DIN 6885</b>				
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
<b>DADOS DA NORMA DIN 6888</b>				
>12 até 17	5x6,7	4,5	2,2	10...36 - 40 - 45
<b>DIN 6885</b>				
				
<b>DIN 6888</b>				
				
<b>DADOS DE ENTRADA</b>				
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	

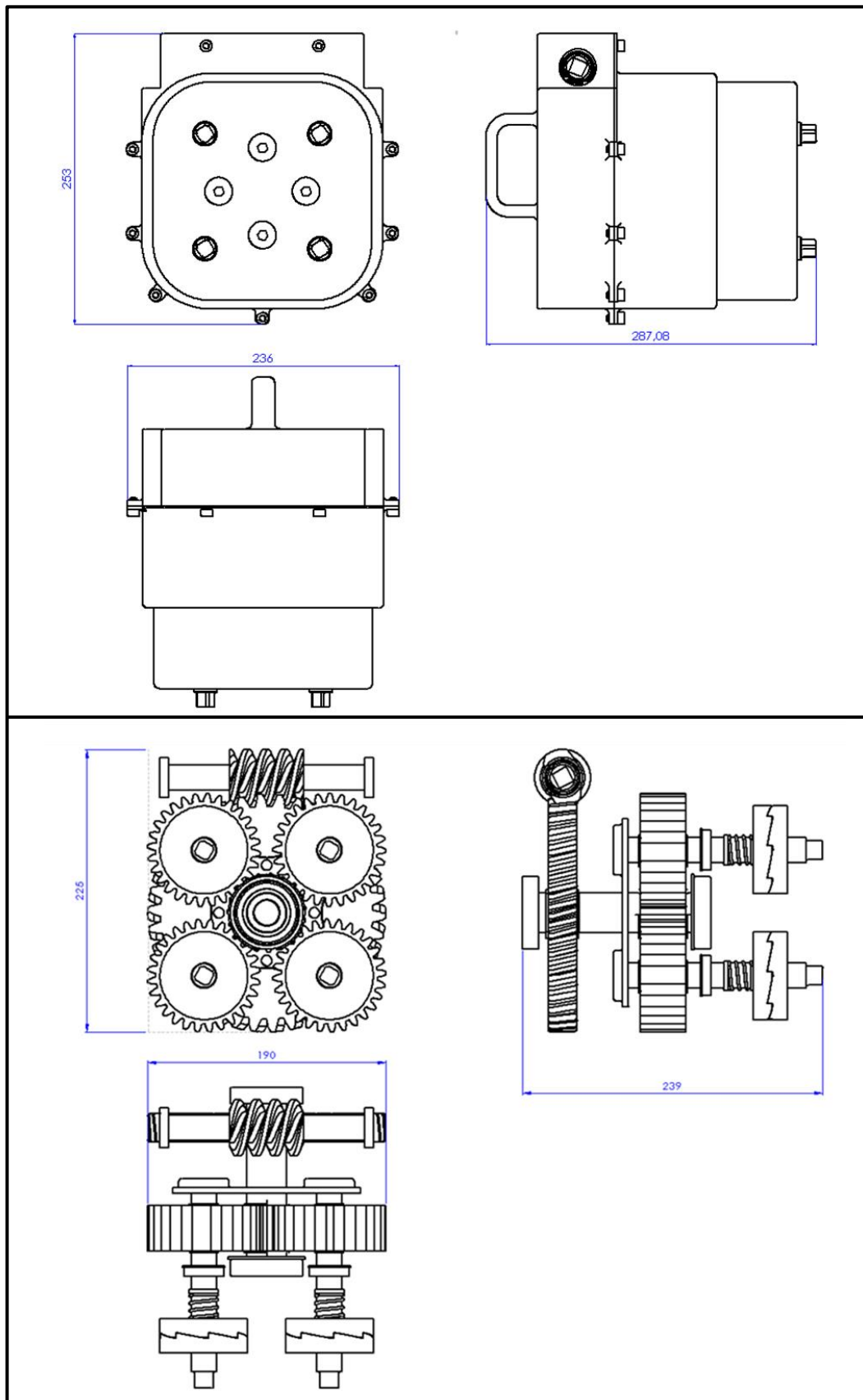
Fonte: o Autor (2019).

**APÊNDICE I – 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



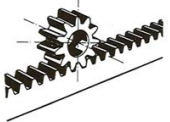






Fonte: o Autor (2019).

## APÊNDICE J – PROJETO DIMENSIONAL



Fonte: o Autor (2019).

## ANEXO A – MODELOS DE ENGRENAGENS

DESIGNAÇÃO		DESENHO	POSIÇÃO DE EIXO	OBSERVAÇÕES
ENGRENAGENS CILÍNDRICAS	DENTES RETOS		PARALELOS	Podem ser montadas com um ou mais pares engrenados. A relação de transmissão máxima por par não deve exceder a 1 : 8. Podem transmitir potências da ordem de 20 000–25 000 CV com velocidades tangenciais de até 150–200 m/s. Apresentam alto rendimento 95–99%.
	DENTES INCLINADOS (HELICOIDAL)		PARALELOS	
	CREMALHEIRA		PARALELOS	
ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DENTES HELICOIDAIS			CRUZADOS	Utilizada para transmitir pequenas potências e pequenas distâncias de centro a centro. Apresentam rendimentos próximos das engrenagens cilíndricas helicoidais e aplicam-se para relação de multiplicação de até 1 : 5.
ENGRENAGENS CÔNICAS	DENTES RETOS		CORTAM-SE	São empregadas nos casos de necessidade de cruzamento de eixos. Atingem relações de multiplicação até 1 : 6. Às vezes são montados no sistema engrenado com outros pares de engrenagens cilíndricas retas. Para melhorar a capacidade de carga e ainda o rendimento, atenuando o problema de ruído, utilizam-se de dentes espirais ou hipoidais (com deslocamento). O seu rendimento é comparável às engrenagens cilíndricas.
	DENTES INCLINADOS		CORTAM-SE	
ENGRENAGENS CÔNICAS	DENTES ESPIRAIS		CORTAM-SE	São empregados nos casos de necessidade de cruzamento de eixo. Atingem relações de multiplicação até 1 : 6. Às vezes são montadas em sistemas engrenados com outros pares de engrenagens cilíndricas retas. Para melhorar a capacidade de carga e ainda o rendimento, atenuando o problema de ruído, utilizam-se de dentes espirais ou hipoidais (com deslocamento). O seu rendimento é comparável às engrenagens cilíndricas.
	DENTES HIPOIDAIS		REVERSOS ou COM DESLOCAMENTO	
ENGRENAGENS COROA / SEM FIM			CRUZADOS	Empregam-se para relações de transmissões, em um só par, variando de 1 : 10 até 1 : 100. Apresentam baixos rendimentos variando de 45% até 95%. Podem transmitir potências até 1000 CV com velocidades tangenciais máximas de 60–70 m/s aproximadamente.

Fonte: adaptado Stipkovic Filho (1987).

**ANEXO B – FATOR GEOMÉTRICO DE RESISTÊNCIA A FLEXÃO PARA  
ENGRENAGENS CILÍNDRICAS RETAS**

**Tabela 12-8 Fator geométrico de flexão J da AGMA para 20°, dentes de profundidade completa com carregamento na ponta<sup>5</sup>**

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	U	U													
17	U	U	U	U	U	U											
21	U	U	U	U	U	U	0,24	0,24									
26	U	U	U	U	U	U	0,24	0,25	0,25	0,25							
35	U	U	U	U	U	U	0,24	0,26	0,25	0,26	0,26	0,26					
55	U	U	U	U	U	U	0,24	0,28	0,25	0,28	0,26	0,28	0,28	0,28			
135	U	U	U	U	U	U	0,24	0,29	0,25	0,29	0,26	0,29	0,28	0,29	0,29	0,29	

**Tabela 12-9 Fator geométrico de flexão J da AGMA para 20°, dentes de profundidade completa com carregamento HPSTC**

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	U	U													
17	U	U	U	U	U	U											
21	U	U	U	U	U	U	0,33	0,33									
26	U	U	U	U	U	U	0,33	0,35	0,35	0,35							
35	U	U	U	U	U	U	0,34	0,37	0,36	0,38	0,39	0,39					
55	U	U	U	U	U	U	0,34	0,40	0,37	0,41	0,40	0,42	0,43	0,43			
135	U	U	U	U	U	U	0,35	0,43	0,38	0,44	0,41	0,45	0,45	0,47	0,49	0,49	

**Tabela 12-10 Fator geométrico de flexão J da AGMA para 20°, dentes de adendos alongados 25% com carregamento na ponta**

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	U	U													
17	U	U	U	U	0,27	0,19											
21	U	U	U	U	0,27	0,21	0,27	0,21									
26	U	U	U	U	0,27	0,22	0,27	0,22	0,28	0,22							
35	U	U	U	U	0,27	0,24	0,27	0,24	0,28	0,24	0,28	0,24					
55	U	U	U	U	0,27	0,26	0,27	0,26	0,28	0,26	0,28	0,26	0,29	0,26			
135	U	U	U	U	0,27	0,28	0,27	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,29	0,28	0,30	0,28	

Fonte: Norton (2013).

**Tabela 12-11 Fator geométrico de flexão J da AGMA para 20°, dentes de adendos alongados 25% com carregamento HPSTC**

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	U	U													
17	U	U	U	U	0,36	0,24											
21	U	U	U	U	0,37	0,26	0,39	0,27									
26	U	U	U	U	0,37	0,29	0,39	0,29	0,41	0,30							
35	U	U	U	U	0,37	0,32	0,40	0,32	0,41	0,33	0,43	0,34					
55	U	U	U	U	0,38	0,35	0,40	0,36	0,42	0,36	0,44	0,37	0,47	0,39			
135	U	U	U	U	0,39	0,39	0,41	0,40	0,43	0,41	0,45	0,42	0,48	0,44	0,51	0,46	

**Tabela 12-12 Fator geométrico de flexão J da AGMA para 25°, dentes de profundidade completa com carregamento na ponta**

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	0,28	0,28													
17	U	U	0,28	0,30	0,30	0,30											
21	U	U	0,28	0,31	0,30	0,31	0,31	0,31									
26	U	U	0,28	0,33	0,30	0,33	0,31	0,33	0,33	0,33							
35	U	U	0,28	0,34	0,30	0,34	0,31	0,34	0,33	0,34	0,34	0,34					
55	U	U	0,28	0,36	0,30	0,36	0,31	0,36	0,33	0,36	0,34	0,36	0,36	0,36			
135	U	U	0,28	0,38	0,30	0,38	0,31	0,38	0,33	0,38	0,34	0,38	0,36	0,38	0,38	0,38	

**Tabela 12-13 Fator geométrico de flexão J da AGMA para 25°, dentes de profundidade completa com carregamento HPSTC**

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	0,33	0,33													
17	U	U	0,33	0,36	0,36	0,36											
21	U	U	0,33	0,39	0,36	0,39	0,39	0,39									
26	U	U	0,33	0,41	0,37	0,42	0,40	0,42	0,43	0,43							
35	U	U	0,34	0,44	0,37	0,45	0,40	0,45	0,43	0,46	0,46	0,46					
55	U	U	0,34	0,47	0,38	0,48	0,41	0,49	0,44	0,49	0,47	0,50	0,51	0,51			
135	U	U	0,35	0,51	0,38	0,52	0,42	0,53	0,45	0,53	0,48	0,54	0,53	0,56	0,57	0,57	

Fonte: Norton (2013).



Tabela 12-15 Fator geométrico de flexão J da AGMA para 25°, dentes de adendos alongados 25% com carregamento HPSTC																
Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	0,38	0,22														
14	0,38	0,25	0,40	0,25												
17	0,38	0,29	0,40	0,29	0,43	0,29										
21	0,38	0,32	0,41	0,32	0,43	0,33	0,46	0,33								
26	0,39	0,35	0,41	0,35	0,44	0,36	0,46	0,36	0,48	0,37						
35	0,39	0,38	0,41	0,39	0,44	0,39	0,47	0,40	0,49	0,41	0,51	0,41				
55	0,39	0,42	0,42	0,43	0,44	0,44	0,47	0,44	0,49	0,45	0,52	0,46	0,55	0,47		
135	0,40	0,47	0,42	0,48	0,45	0,49	0,48	0,49	0,50	0,50	0,53	0,51	0,56	0,53	0,59	0,55

Fonte: Norton (2013).

**ANEXO C – FATOR GEOMÉTRICO DE RESISTÊNCIA A FLEXÃO PARA  
ENGRENAGENS HELICOIDAIS, CÔNICAS E SEM-FIM**

**Tabela 13-1 Fator geométrico de flexão J da AGMA para  $\phi = 20^\circ$ ,  $\psi = 10^\circ$  dentes de profundidade completa com carregamento na ponta**

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	U	U													
17	U	U	U	U	U	U											
21	U	U	U	U	U	U	0,46	0,46									
26	U	U	U	U	U	U	0,47	0,49	0,49	0,49							
35	U	U	U	U	U	U	0,48	0,52	0,50	0,53	0,54	0,54					
55	U	U	U	U	U	U	0,49	0,55	0,52	0,56	0,55	0,57	0,59	0,59			
135	U	U	U	U	U	U	0,50	0,60	0,53	0,61	0,57	0,62	0,60	0,63	0,65	0,65	

**Tabela 13-2 Fator geométrico de flexão J da AGMA para  $\phi = 20^\circ$ ,  $\psi = 20^\circ$  dentes de profundidade completa com carregamento na ponta**

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	U	U													
17	U	U	U	U	0,44	0,44											
21	U	U	U	U	0,45	0,46	0,47	0,47									
26	U	U	U	U	0,45	0,49	0,48	0,49	0,50	0,50							
35	U	U	U	U	0,46	0,51	0,49	0,52	0,51	0,53	0,54	0,54					
55	U	U	U	U	0,47	0,54	0,50	0,55	0,52	0,56	0,55	0,57	0,58	0,58			
135	U	U	U	U	0,48	0,58	0,51	0,59	0,54	0,60	0,57	0,61	0,60	0,62	0,64	0,64	

**Tabela 13-3 Fator geométrico de flexão J da AGMA para  $\phi = 20^\circ$ ,  $\psi = 30^\circ$  dentes de profundidade completa com carregamento na ponta**

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	0,39	0,39													
17	U	U	0,39	0,41	0,41	0,41											
21	U	U	0,40	0,43	0,42	0,43	0,44	0,44									
26	U	U	0,41	0,44	0,43	0,45	0,45	0,46	0,46								
35	U	U	0,41	0,46	0,43	0,47	0,45	0,48	0,47	0,48	0,49	0,49					
55	U	U	0,42	0,49	0,44	0,49	0,46	0,50	0,48	0,50	0,50	0,51	0,52	0,52			
135	U	U	0,43	0,51	0,45	0,52	0,47	0,53	0,49	0,53	0,51	0,54	0,53	0,55	0,56	0,56	

Fonte: Norton (2013).

**Tabela 13-4 Fator geométrico de flexão J da AGMA para  $\phi = 25^\circ$ ,  $\psi = 10^\circ$  dentes de profundidade completa com carregamento na ponta**

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	0,47	0,47													
17	U	U	0,48	0,51	0,52	0,52											
21	U	U	0,48	0,55	0,52	0,55	0,56	0,56									
26	U	U	0,49	0,58	0,53	0,58	0,57	0,59	0,60	0,60							
35	U	U	0,50	0,61	0,54	0,62	0,57	0,63	0,61	0,64	0,64	0,64					
55	U	U	0,51	0,65	0,55	0,66	0,58	0,67	0,62	0,68	0,65	0,69	0,70	0,70			
135	U	U	0,52	0,70	0,56	0,71	0,60	0,72	0,63	0,73	0,67	0,74	0,71	0,75	0,76	0,76	

**Tabela 13-5 Fator geométrico de flexão J da AGMA para  $\phi = 25^\circ$ ,  $\psi = 20^\circ$  dentes de profundidade completa com carregamento na ponta**

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	0,47	0,47															
14	0,47	0,50	0,50	0,50													
17	0,48	0,53	0,51	0,54	0,54	0,54											
21	0,48	0,56	0,51	0,57	0,55	0,58	0,58	0,58									
26	0,49	0,59	0,52	0,60	0,55	0,60	0,69	0,61	0,62	0,62							
35	0,49	0,62	0,53	0,63	0,56	0,64	0,60	0,64	0,62	0,65	0,66	0,66					
55	0,50	0,66	0,53	0,67	0,57	0,67	0,60	0,68	0,63	0,69	0,67	0,70	0,71	0,71			
135	0,51	0,70	0,54	0,71	0,58	0,72	0,62	0,72	0,65	0,73	0,68	0,74	0,72	0,75	0,76	0,76	

**Tabela 13-6 Fator geométrico de flexão J da AGMA para  $\phi = 25^\circ$ ,  $\psi = 30^\circ$  dentes de profundidade completa com carregamento na ponta**

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	0,46	0,46															
14	0,47	0,49	0,49	0,49													
17	0,47	0,51	0,50	0,52	0,52	0,52											
21	0,48	0,54	0,50	0,54	0,53	0,55	0,55	0,55									
26	0,48	0,56	0,51	0,56	0,53	0,57	0,56	0,57	0,58	0,58							
35	0,49	0,58	0,51	0,59	0,54	0,59	0,56	0,60	0,58	0,60	0,61	0,61					
55	0,49	0,61	0,52	0,61	0,54	0,62	0,57	0,62	0,59	0,63	0,62	0,64	0,64	0,64			
135	0,50	0,64	0,53	0,64	0,55	0,65	0,58	0,66	0,60	0,66	0,62	0,67	0,65	0,68	0,68	0,68	

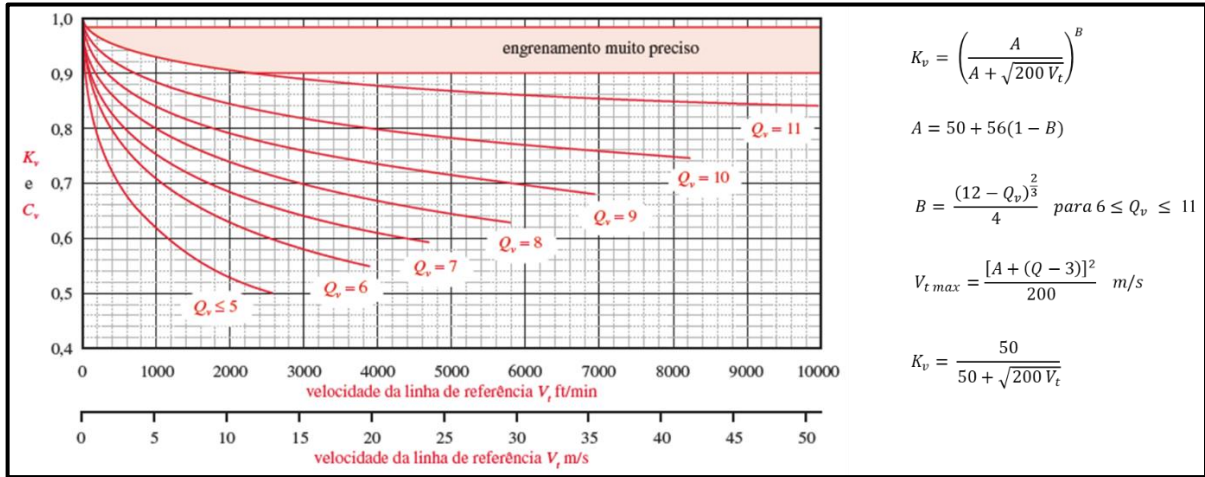
Fonte: Norton (2013).

## ANEXO D – FATOR DE FORMA DE LEWIS REFERENTE AO DENTE

Número de dentes	Forma do dente		
	14 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> ° profundidade total	20° profundidade total	20° stub
14	–	–	0,540
15	–	–	0,566
16	–	–	0,578
17	–	0,512	0,587
18	–	0,521	0,603
19	–	0,534	0,616
20	–	0,544	0,628
22	–	0,559	0,648
24	0,509	0,572	0,664
26	0,522	0,588	0,678
28	0,535	0,597	0,688
30	0,540	0,606	0,698
34	0,553	0,628	0,714
38	0,566	0,651	0,729
43	0,575	0,672	0,739
50	0,588	0,694	0,758
60	0,604	0,713	0,774
75	0,613	0,735	0,792
100	0,622	0,757	0,808
150	0,635	0,779	0,830
300	0,650	0,801	0,855
Rack	0,660	0,823	0,881

Fonte: Mott (2015).

**ANEXO E – BASE DE CÁLCULOS PARA ESTIMAR OS FATORES MODIFICADORES E O FATOR GEOMÉTRICO DE SUPERFÍCIE**



**Tabela 12-16**  
Fatores de distribuição de carga  $K_m$

Largura da face		
in	(mm)	$K_m$
< 2	(50)	1,6
6	(150)	1,7
9	(250)	1,8
≥ 20	(500)	2,0

Largura recomendada de engrenagens  
 $8 \text{ m} < F < 16 \text{ m}$

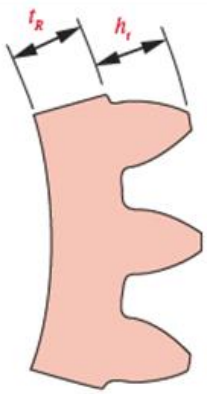
**OBS.:** Em caso de dentes coroados, o fator  $K_m$  deve ser multiplicado por 0,8.

**Tabela 12-17** Fatores de Aplicação  $K_a$

Máquina motora	Máquina movida		
	Uniforme	Choque moderado	Choque severo
Uniforme (motor elétrico, turbina)	1,00	1,25	1,75 ou mais
Choque leve (motor multi-cilindros)	1,25	1,50	2,00 ou mais
Choque médio (motor de um único cilindro)	1,50	1,75	2,25 ou mais

$m \leq 5$	$K_s = 1$
$m > 5$	$K_s = 1 + (m - 5)^{1,2} \cdot 0,025$

Fonte: adaptado de Norton (2013).



$$m_B = \frac{t_R}{h_t}$$

$$K_B = -2m_B + 3,4 \quad 0,5 \leq m_B \leq 1,2$$

$$K_B = 1 \quad m_B > 1,2$$

### Fator geométrico de superfície para engrenagens de dentes retos

$$I = \frac{\cos\phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g}\right) d_p}$$

$$\rho_p = \sqrt{[r_p + m(1 + x_p)]^2 - (r_p \cos\phi)^2} - m \pi \cos\phi$$

$$\rho_g = (C \sin\phi) \pm \rho_p$$

### Fator geométrico de superfície para engrenagens helicoidais

$$I = \frac{\cos\phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g}\right) d_p m_N}$$

$$m_N = \frac{F}{L_{min}}$$

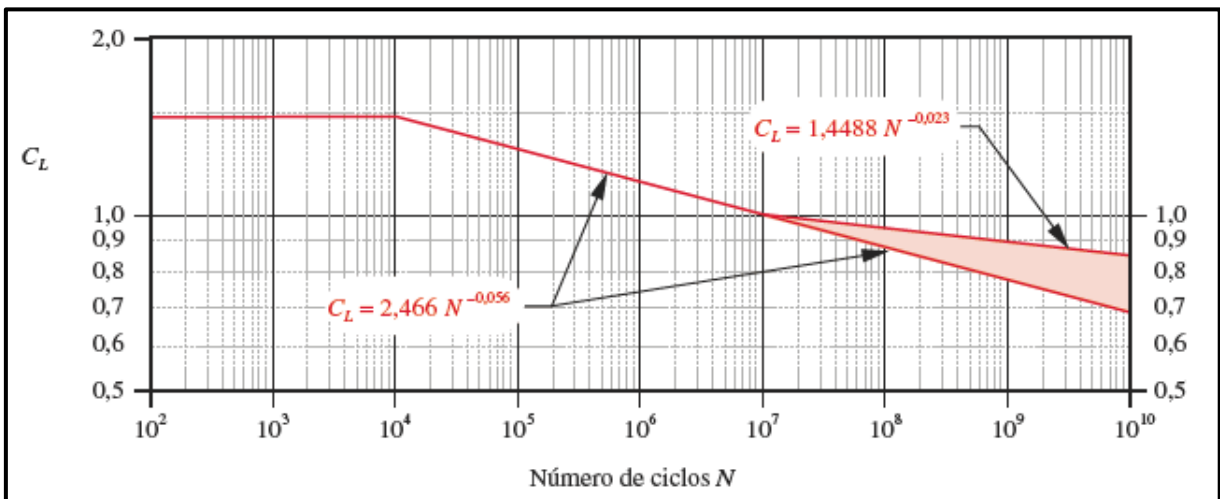
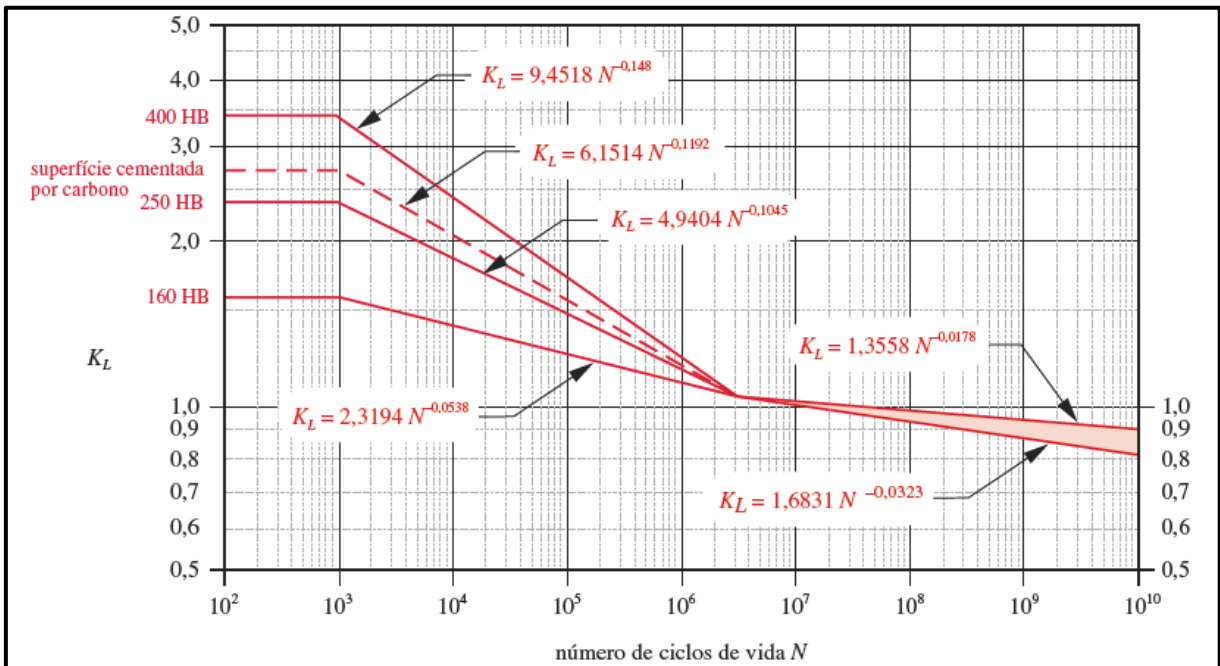
$$L_{min} = \frac{m_p F - n_a n_r p_x}{\cos\psi_b} \quad \text{se } n_a \leq (1 - n_r)$$

$$L_{min} = \frac{m_p F - (1 - n_a)(1 - n_r) p_x}{\cos\psi_b} \quad \text{se } n_a > (1 - n_r)$$

Tabela 12-18 O coeficiente elástico  $C_p$  da AGMA em unidades de (psi) 0,5 [(MPa)0,5]\* †

Material pinhão	$E_p$ (MPa)	Material da engrenagem					
		Aço	Ferro maleável	Ferro nodular	Ferro fundido	Alumínio bronze	Estanho bronze
Aço	30E6 (2E5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Ferro maleável	25E6 (1,7E5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Ferro nodular	24E6 (1,7E5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Ferro fundido	22E6 (1,5E5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Alumínio bronze	17,5E6 (1,2E5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Estanho bronze	16E6 (1,1E5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1 - \nu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \nu_g^2}{E_g} \right)}}$$

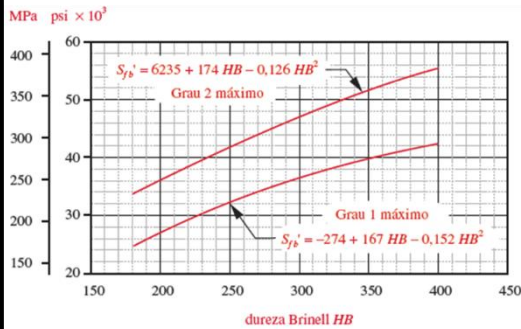


Fonte: adaptado de Norton (2013).

**Tabela 12-19**

Fator  $K_R$  da AGMA

Confiabilidade %	$K_R$
90	0,85
99	1,00
99,9	1,25
99,99	1,50



**Tabela 12-20 Resistências à fadiga de flexão  $S_w$  da AGMA para seleção de materiais para engrenagem\***

Material	Classe AGMA	Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima	Resistência à fadiga de flexão		
					psi x 10 <sup>3</sup>	MPa	
Aço	A1-A5		Endurecimento completo	≤ 180 HB	25-33	170-230	
			Endurecimento completo	240 HB	31-41	210-280	
			Endurecimento completo	300 HB	36-47	250-325	
			Endurecimento completo	360 HB	40-52	280-360	
			Endurecimento completo	400 HB	42-56	290-390	
			Endurecimento por chama ou indução	Tipo A padronizado 50-55 HRC	45-55	310-380	
			Endurecimento por chama ou indução	Tipo B padronizado	22	150	
			Cementação por carbono e endurecimento superficial	55-64 HRC	55-75	380-620	
			AISI 4140	Nitretado	84,6 HR15N <sup>†</sup>	34-45	230-310
			AISI 4340	Nitretado	83,5 HR15N	36-47	250-325
Ferro recozido	20	Classe 20	Como fundido	175 HB	8	69	
			Como fundido	200 HB	13	90	
			Como fundido	230 HB	17	110	
			Como fundido	240 HB	18	115	
Ferro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recozido	140 HB	22-33	150-230	
			Revenido e temperado	180 HB	22-33	150-230	
			Revenido e temperado	230 HB	27-40	180-280	
			Revenido e temperado	230 HB	27-40	180-280	
Ferro maleável (perlitico)	A-8-c	45007		165 HB	10	70	
				180 HB	13	90	
				195 HB	16	110	
				240 HB	21	145	
Bronze	Bronze 2	AGMA 2C	Molde de areia	40 ksi resistência de tração mínima	5,7	40	
			Al/Br 3	ASTM B-148 78 liga 954	Tratado termicamente	90 ksi resistência de tração mínima	23,6

\*Escala Rockwell 15N usada para materiais endurecidos superficialmente. Ver Seção 2.4.

**Tabela 12-21 Resistências à fadiga de superfície  $S_w'$  da AGMA para seleção de materiais para engrenagem\***

Material	Classe AGMA	Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima	Resistência à fadiga de flexão		
					psi x 10 <sup>3</sup>	MPa	
Aço	A1-A5		Endurecimento completo	≤ 180 HB	85-95	990-660	
			Endurecimento completo	240 HB	105-115	720-790	
			Endurecimento completo	300 HB	120-135	830-930	
			Endurecimento completo	360 HB	145-160	1000-1100	
			Endurecimento completo	400 HB	155-170	1100-1200	
			Endurecimento por chama ou indução	50 HRC	170-190	1200-1300	
			Endurecimento por chama ou indução	54 HRC	175-195	1200-1300	
			Cementação por carbono e endurecimento superficial	55-64 HRC	180-225	1250-1300	
			AISI 4140	Nitretado	84,6 HR15N <sup>†</sup>	155-180	1100-1250
			AISI 4340	Nitretado	83,5 HR15N	150-175	1050-1200
Ferro fundido	20	Classe 20	Como fundido	175 HB	65-70	450-520	
			Como fundido	200 HB	75-85	520-590	
			Como fundido	230 HB	77-92	530-630	
			Como fundido	240 HB	77-92	530-630	
			Como fundido	260 HB	82-112	630-770	
			Como fundido	280 HB	85-115	660-810	
			Como fundido	300 HB	88-118	690-840	
			Como fundido	320 HB	91-121	720-870	
			Como fundido	340 HB	94-124	750-900	
			Como fundido	360 HB	97-127	780-930	
Ferro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recozido	140 HB	77-92	530-630	
			Revenido e temperado	180 HB	77-92	530-630	
			Revenido e temperado	230 HB	92-112	630-770	
			Revenido e temperado	230 HB	92-112	630-770	
Ferro maleável (perlitico)	A-8-c	45007		165 HB	72	500	
				180 HB	78	540	
				195 HB	83	570	
				240 HB	94	650	
Bronze	Bronze 2	AGMA 2C	Molde de areia	40 ksi resistência de tração mínima	30	450	
			Al/Br 3	ASTM B-148 78 liga 954	Tratado termicamente	90 ksi resistência de tração mínima	65

\*Escala Rockwell 15N usada para materiais endurecidos superficialmente. Ver Seção 2.4.

Para pares pinhão / engrenagem endurecidos completamente:

$$C_H = 1 + A(m_G - 1)$$

$$\frac{HB_p}{HB_g} < 1,2 \quad A = 0$$

$$1,2 \leq \frac{HB_p}{HB_g} \leq 1,7 \quad A = 0,00898 \frac{HB_p}{HB_g} - 0,00829$$

$$\frac{HB_p}{HB_g} > 1,7 \quad A = 0,00698$$

Para pinhões de superfície endurecida (>48HRC) trabalhando contra engrenagens endurecidas completamente:

$$C_H = 1 + B(450 - HB_G) \quad B = 0,00075e^{-0,052R_q}$$

Fonte: adaptado de Norton (2013).



**ANEXO F – DIMENSÕES, POSICIONAMENTOS E QUANTIDADES TÍPICAS DE  
FIXADORES DE RODAS**

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

<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: adaptado de ZM (2018) e Show de Roda (2019).

## ANEXO G – 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).