



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DE PERNAMBUCO
UNIDADE ACADÊMICA DO CABO DE SANTO AGOSTINHO
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DOUGLAS SANTANA ANDRADE

**Projeto de uma caixa de redução por engrenagens cilíndricas retas para um
veículo Baja SAE**

Cabo de Santo Agostinho

2021

DOUGLAS SANTANA ANDRADE

**Projeto de uma caixa de redução por engrenagens cilíndricas retas para
um veículo Baja SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso
submetido à Universidade Federal Rural
de Pernambuco- Unidade Acadêmica do
Cabo de Santo Agostinho como requisito
para obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Projeto Mecânico

Prof. Orientador: João Gutemberg

Barbosa de Farias Filho

Cabo de Santo Agostinho

2021

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal Rural de Pernambuco
Sistema Integrado de Bibliotecas
Gerada automaticamente, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

A554p Andrade, Douglas
Projeto de uma caixa de redução por engrenagens cilíndricas retas para um veículo baja sae / Douglas
Andrade. - 2021.
68 f.

Orientador: Joao Gutemberg Barbosa de Farias Filho.
Inclui referências.

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal Rural de Pernambuco,
Bacharelado em Engenharia Mecânica, Cabo de Santo Agostinho, 2022.

1. caixa de redução. 2. engrenagens. 3. veículo. I. Filho, Joao Gutemberg Barbosa de Farias, orient. II.
Título

CDD 620.1

DOUGLAS SANTANA ANDRADE

Projeto de uma caixa de redução por engrenagens cilíndricas retas para um veículo
Baja SAE.

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica da Unidade Acadêmica do Cabo de Santo Agostinho da Universidade Federal Rural de Pernambuco para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em: 10/12/2021

Banca Examinadora

João Gutemberg Barbosa de Farias Filho
(orientador-UFRPE/UACSA)

Philippe Eduardo de Medeiros
(examinador 1- UFRPE/UACSA)

George Azevedo
(examinador 2- UPE/Poli)

DEDICATÓRIA

À minha amada esposa Sarah Yasmim Silva Pereira
À minha Mãe Jeneci Gomes de Santana

*Ah! Soberano Senhor, tu fizeste
os céus e a terra pelo teu
grande poder e por teu braço
estendido. Nada é difícil demais
para ti.*

(Jeremias 32:17)

RESUMO

O sistema projetado pelo presente trabalho é uma caixa de redução que usa engrenagens cilíndricas retas para reduzir a velocidade de rotação do motor e aumentar o torque transmitido para as rodas. O projeto é feito baseado nas tensões máximas presentes nas peças. Essas tensões servirão de parâmetro para escolha dos materiais para confeccionar as engrenagens, eixos, chavetas e selecionar os mancais. O estudo das tensões presentes nos eixos é feito através do cálculo de momento fletor e esforço cortante. As engrenagens são projetadas seguindo o padrão AGMA para engrenagens cilíndricas retas. A seleção dos mancais é feita através da comparação entre o resultado do cálculo da carga teórica no mancal e as peças presentes nos catálogos. O material com o qual serão feitas as chavetas é selecionado comparando os resultados de tensão com o limite de resistência à tração de cada material. Ao longo do dimensionamento da geometria das peças percebe-se que é possível projetar a caixa para ser compacta e resistente de modo que tenha uma fácil instalação no veículo.

Palavras-chave: caixa de redução; engrenagens; veículo.

ABSTRACT

The system designed by the present work is a gearbox that uses straight cylindrical gears to reduce the rotation speed of the engine and increase the torque transmitted to the wheels. The design is made based on the maximum stresses present in the parts. These tensions will serve as a parameter to choose the materials to make the gears, shafts, keys and select the bearings. The study of the tensions present in the axes is done through the calculation of bending moment and shear force. The gears are designed according to the AGMA standard for cylindrical spur gears. The selection of the bearings is made by comparing the result of the calculation of the theoretical load on the bearing and the parts present in the catalogs. The material to be used as braces is selected by comparing the stress results with the tensile strength limit of each material. Throughout the calculation of the geometry of the parts, it is noticed that it is possible to design the box to be compact and resistant so that it has an easy installation on the vehicle.

Keywords: reduction box. gears. vehicle.

LISTA DE SÍMBOLOS

- a - constante de Neuber (Pol);
- A_{cis} - área de cisalhamento da chaveta [m²];
- A_{esm} - área de esmagamento [m²];
- C - classificação no catálogo de rolamentos [kN];
- C_f -Fator de condição superficial;
- C_p -Coeficiente Elástico [$(Pa)^{0,5}$];
- d - diâmetro do eixo em que a engrenagem está montada [m];
- d_0 - diâmetro primitivo da engrenagem [mm];
- d_p -diâmetro primitivo do pinhão [mm];
- D –Diâmetro das rodas do veiculo [m];
- F -Largura da face da engrenagem [mm];
- F_a - força de cisalhamento na chaveta (média ou alternante) [N];
- F_{esm} - força de esmagamento na chaveta (média ou alternante) [N];
- F_t -Força tangencial da engrenagem [N]
- F_r -Força radial da engrenagem [N]
- Fd -Carga radial desejada [kN];
- H - Potência do motor [W]
- I -Fator geométrico para resistência ao crateramento;
- J - Fator geométrico de resistência a flexão;
- k_a -fator de modificação de condição de superfície;
- k_b - fator de modificação de tamanho;
- k_c -fator de modificação de carga;
- k_d - fator de modificação de temperatura;
- k_e -fator de confiabilidade;
- k_f -fator de modificação;
- K_0 -Fator de sobrecarga;
- K_b - Fator de espessura do aro;
- K_f - fator de concentração de tensão de fadiga normal;
- K_{fs} - fator de concentração de tensão de fadiga cisalhante.
- K_m -Fator de distribuição de carga;
- K_s -Fator de tamanho;

K_v - Fator dinâmico;
 L_d -vida desejada [h];
 m - módulo [mm];
 M_a - momento fletor alternado máximo [N.m];
 M_m - momento fletor médio máximo [N.m]
 M_G -Razão de velocidades entre engrenagens;
 nd -rotação desejada [Hz].
 n - velocidade angular [Hz].
 n_s – fator de segurança de projeto;
 N_{fixa} - redução fixa;
 $N_{CVTalta}$ - redução de alta rotação do CVT;
 N_{min} - número mínimo de dentes do pinhão;
 P_c -Passo circular [Rad];
 P_d -Passo diametral [Rad]
 P_n – potencia no eixo n [W];
 Q_v - Nível de acurácia de transmissão AGMA.
 r - raio de arredondamento do entalhe (Pol).
 S_e -limite de resistência a fadiga no local critico de uma peça [Pa];
 S_e' - limite de resistência a fadiga em serviço [Pa];
 S_{ut} - limite de resistência do material [Pa].
 T -torque no eixo [N.m];
 T_a -torque alternante [N.m];
 T_m -torque médio [N.m].
 T_{saida} - torque na saída da caixa de redução [N.m];
 T_{motor} -torque máximo do motor [N.m];
 V – Velocidade do veiculo [m/s];
 V_t - Velocidade tangencial da engrenagem [m/s];
 W_t -Força tangencial Transmitida [N];
 Z - número de dentes da engrenagem ;
 Z_n - número de dentes da engrenagem n;
 σ_a - Tensão de cisalhamento por flexão alternante [Pa];
 $\sigma_{chaveta}$ - tensão de esmagamento na chaveta [Pa];
 σ_m -Tensão de cisalhamento por flexão média [Pa];

τ_a - tensão de cisalhamento por torção alternante [Pa];

$\tau_{chaveta}$ - tensão de cisalhamento na chaveta [Pa];

τ_m - tensão de cisalhamento por torção média [Pa];

τ - torque no eixo [N.m]

ϕ - ângulo de pressão da engrenagem [Rad];

ω - Rotação de saída da caixa de redução [Rad/s];

SUMÁRIO

| | | |
|-------------|--|-----------|
| 1. | INTRODUÇÃO..... | 5 |
| 2. | Revisão bibliográfica..... | 7 |
| 2.1. | Eixos..... | 7 |
| 2.2. | Engrenagens | 8 |
| 2.3. | Chavetas | 10 |
| 2.4. | Sistema de redução por engrenagens | 10 |
| 3. | CONSIDERAÇÕES SOBRE O PROJETO | 11 |
| 3.1. | Velocidade final e torque máximo | 11 |
| 3.2. | Seleção da redução fixa..... | 14 |
| 3.3. | Sequência do projeto das peças..... | 15 |
| 4. | DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS..... | 16 |
| 4.1. | Escolha do tipo de engrenagem | 16 |
| 4.2. | Dimensionamento do diâmetro primitivo | 17 |
| 4.3. | Número mínimo de dentes..... | 17 |
| 4.4. | Cálculo da espessura da engrenagem | 17 |
| 4.5. | Seleção do tratamento do aço a partir do cálculo de tensões | 17 |
| 4.5.1. | Coeficiente elástico..... | 18 |
| 4.5.2. | Força Tangencial transmitida | 19 |
| 4.5.3. | Fator de sobrecarga..... | 19 |
| 4.5.4. | Fator dinâmico | 19 |
| 4.5.5. | Fator de tamanho..... | 20 |
| 4.5.7. | Fator de espessura de aro..... | 21 |
| 4.5.8. | Fator de condição superficial..... | 21 |
| 4.5.9. | Fator geométrico de resistência a flexão..... | 22 |
| 4.5.10. | Fator geométrico para resistência ao crateramento..... | 22 |

| | | |
|-------------|---|-----------|
| 4.6. | Projeto das engrenagens..... | 23 |
| 4.6.1. | Dimensões das engrenagens | 23 |
| 4.6.2. | Seleção dos materiais e tratamentos térmicos das engrenagens | 24 |
| 5. | SELEÇÃO DOS ROLAMENTOS | 26 |
| 6. | PROJETO DOS EIXOS | 27 |
| 6.1. | Forças nos eixos | 28 |
| 6.2. | Diâmetro dos Eixos | 28 |
| 6.2.1. | Limite de resistência a fadiga S_e | 29 |
| 6.2.2. | Limite de resistência a fadiga em serviço..... | 29 |
| 6.2.3. | Fator de Modificação de Superfície | 29 |
| 6.2.4. | Fator de modificação de forma | 30 |
| 6.2.5. | Fator de modificação de carga | 30 |
| 6.2.6. | Fator de modificação de temperatura..... | 31 |
| 6.2.7. | Fator de confiabilidade | 31 |
| 6.2.8. | Fator de efeitos diversos | 31 |
| 6.3. | Momentos fletores máximos | 31 |
| 6.4. | Fatores de concentração de tensão | 32 |
| 6.5. | Tensões nominais nos eixos | 33 |
| 6.6. | Aplicação prática | 33 |
| 6.6.1. | Forças nos eixos..... | 34 |
| 6.6.2. | Resultado dos fatores de concentração de tensão de fadiga | 35 |
| 6.6.3. | Análise dos pontos críticos. | 37 |
| 6.6.4. | Resultados dos Fatores de modificação | 42 |
| 6.6.5. | Resultado do limite de limite de resistência à fadiga em viga rotativa. . | 44 |
| 6.6.6. | Resultado do Limite de limite de resistência à fadiga | 44 |
| 6.6.7. | Resultado do dimensionamento do diâmetro dos eixos..... | 45 |
| 7. | Projeto das Chavetas | 47 |

| | | |
|-------------|---|-----------|
| 8. | RESULTADOS E DISCUSSÕES | 50 |
| 8.1. | Seleção da redução fixa | 50 |
| 8.2. | Projeto dos eixos | 50 |
| 8.3. | Projeto das engrenagens e chavetas | 50 |
| 8.4. | Caixa de alojamento dos rolamentos | 50 |
| 8.5. | Resultado final da caixa de redução | 51 |
| 9. | CONCLUSÃO | 53 |
| | REFERÊNCIAS | 54 |
| | APÊNDICE A- DIAGRAMAS DE ESFORÇO CORTANTE , MOMENTO FLETOR E TORQUE DOS EIXOS. | 55 |

1. INTRODUÇÃO

O Programa Baja SAE criado na Universidade da Carolina no sul dos Estados Unidos da América em 1976 é um programa que tem o objetivo de lançar um desafio aos estudantes de Engenharia Mecânica os quais podem ter a chance de por em prática o conhecimento adquirido em sala de aula, ter mais chances no mercado de trabalho e desenvolver novas tecnologias (SAE, 2019). O desafio lançado é construir um veículo do tipo *off Road* que enfrentará provas de força e resistência.

O desafio geral de construir um veículo é composto por outros desafios menores que juntos incorporam o projeto como um todo. Esses menores desafios são denominados de subsistemas do veículo. Os subsistemas podem ser definidos como suspensão, direção, transmissão, elétrica, ergonomia e segurança.

No presente trabalho será apresentada uma peça do subsistema de transmissão chamada caixa de redução. Trata-se de um projeto que pode ser totalmente desenvolvido por alunos através dos conhecimentos adquiridos dentro de sala de aula e postos em prática.

A caixa de redução usa os fenômenos da transmissão de potência entre engrenagens para transmitir movimento angular para as rodas do veículo. A transmissão de potência a partir de uma fonte rotativa, como o motor usado no veículo, é uma tarefa comum em várias máquinas e requer atenção a desenhos de componentes individuais que são projetados com base nos esforços submetidos às peças a partir dos quais é possível obter valores de tensão com cada peça (BUDYNAS e NISBETT, 2016).

As tensões que podem ser encontradas no projeto são de torção devido ao torque transmitido ou flexão devido às cargas transversais em engrenagens (Norton, 2013).

A escolha dos materiais que serão usados para fabricar o projeto final é baseada nas tensões calculadas. Geralmente é escolhido aço de baixo ou médio carbono, obtido por laminação a frio ou a quente (NORTON, 2013). Os materiais selecionados devem ter limite de resistência à tração equivalente ao necessário nas peças do projeto, pois dessa forma garantem a segurança e a confiabilidade.

Para melhor entendimento do presente trabalho se divide em nove capítulos nos quais a metodologia é apresentada e explicada e logo em seguida são apresentados os cálculos referentes ao assunto abordado. Desta forma os resultados

ficam mais próximos de suas respectivas explicações facilitando a leitura e a interpretação, devido ao fato do tipo de projeto envolver muitas variáveis a serem definidas principalmente no projeto de eixos.

No Capítulo 2 é feita uma revisão bibliográfica sobre os assuntos tratados neste trabalho, no capítulo 3 são feitas as considerações sobre o projeto onde serão explicados as justificativas e esclarecidos os desafios a serem enfrentados. No capítulo 4 é mostrado o projeto da geometria das engrenagens. O capítulo 5 trata sobre os eixos desde a geometria até a seleção dos materiais. No capítulo 6 são feitos os cálculos par seleção das chavetas. No capítulo 6 é feita a seleção dos rolamentos. Já no capítulo 8 ocorrem as discussões gerais a cerca do projeto como um todo e no capítulo 9 as conclusões.

2. Revisão bibliográfica

2.1. Eixos

De acordo com Norton (2013), eixos são peças utilizadas em grande parte das máquinas rotativas os quais tem a função de transmitir movimento circular e torque a partir de uma posição a outra. Essa transmissão pode ocorrer a partir de um único eixo ou de um conjunto de eixos e engrenagens, polias ou catracas.

Os eixos rotativos são submetidos a duas cargas: torção ocasionada pelo torque ou flexão devido às cargas transversais em engrenagens, polias e catracas. Essas cargas geralmente ocorrem de forma combinada devido aos elementos que podem estar acoplados ao eixo. Por exemplo, quando há uma engrenagem montada existem forças radiais e axiais devido ao contato dos dentes. Se o eixo for estacionário e apenas os elementos acoplados a ele rotacionam então é possível tratá-lo apenas como uma viga redonda sendo projetado como tal Norton (2013).

Um eixo rotativo submetido a cargas fixas de flexão transversal experimentará um estado de tensões completamente alternadas. Desta forma, mesmo que o eixo esteja girando com cargas fixas de flexão ele deve ser projetado considerando as falhas por fadiga.

Geralmente os eixos possuem variações no seu diâmetro ao longo do comprimento para acomodar mancais, polias, engrenagens entre outros elementos. É possível projetar um eixo que não possua essas variações, entretanto deve-se encontrar uma outra forma de acoplamento de outros elementos.

Chavetas e anéis retentores são muito usados para segurar elementos fixados no eixo. Porém, esses elementos exigem que seja feita uma ranhura no eixo elevando os valores de concentração de tensão o que deve ser levado em consideração nos cálculos.

De acordo com Norton (2013) as chavetas e pinos podem ser evitados usando atrito para fixar os elementos. Isso pode ser possível utilizando colares de engaste ou fixação que apertam o diâmetro externo do eixo com alta compressão possibilitando o engaste de outros elementos.

2.2. Engrenagens

Uma das formas mais eficientes de transmitir potência entre eixos é através de engrenagens. Esses elementos podem ter formato cilíndrico ou cônico e possuem rasgos chamados de dentes que são dispostos ao longo da engrenagem de forma padrão e bem definida. Existem três tipos muito utilizados em projetos de redutores: as engrenagens cilíndricas de dentes retos, dentes helicoidais e engrenagens cônicas.

Segundo Budynas e Nisbett (2011), as engrenagens podem ser cilíndricas possuindo dentes retos e paralelos ao eixo de rotação e são utilizadas para transmitir movimento de um eixo a outro paralelo ao primeiro.

Engrenagens também podem possuir dentes helicoidais que são inclinados com relação ao eixo de rotação. Elas podem ser utilizadas de forma semelhante às engrenagens cilíndricas de dentes retos sendo muitas vezes uma melhor opção, pois fazem menos barulho devido ao engajamento gradual. Por outro lado o dente inclinado cria forças axiais e conjugados de flexão os quais não são encontrados nas engrenagens de dentes retos.

As engrenagens cônicas são usadas para transmitir movimento entre eixos que se interceptam. As cônicas espirais são cortadas de forma que o dente deixa de ser reto e forma um arco circular.

Segundo Budynas e Nisbett (2011), o círculo primitivo é um círculo teórico sobre o qual todos os cálculos geralmente se baseiam; seu diâmetro é o diâmetro primitivo. Os diâmetros primitivos de um par de engrenagem engrazadas são tangentes entre si. Denomina-se pinhão a menor engrenagem e a maior é chamada de coroa ou engrenagem.

O módulo é a razão entre o passo diametral e o número de dentes. Geralmente a unidade do módulo é o milímetro. O módulo é uma informação muito importante da engrenagem, pois é com uma ferramenta que tem o valor do módulo que os dentes são gerados. Essa ferramenta vai criando o vão entre os dentes até formar a engrenagem completa. A nomenclatura da geometria do dente é ilustrada na figura 1.

2.3. Chavetas

As chavetas possuem diversos estilos e tamanhos. Esse elemento pode ser paralelo onde possui uma seção quadrada ou retangular com altura e largura constantes ao longo do seu comprimento. A chaveta também pode ser afunilada, ou cônica, onde sua largura é constante, mas sua altura varia com um afunilamento linear Norton (2013).

Segundo Norton (2013), as chavetas paralelas são as mais usadas. Os tamanhos da largura e altura são definidos pelas normas ANSI e ISO.

As Chavetas paralelas são feitas a partir de barras padronizadas laminadas a frio que convencionalmente têm tolerância negativa, ou seja, a chaveta jamais será maior que sua dimensão nominal.

Para uma chaveta cônica a largura para um dado diâmetro é a mesma que para uma chaveta paralela. A conicidade tem o objetivo de travar a chaveta no elemento acoplado ao eixo através de atrito entre as partes Norton (2013).

É interessante dimensionar a chaveta de forma que ela falhe antes do eixo ou do elemento que está sendo acoplado ao eixo no caso de uma sobrecarga. Neste caso é possível considerar a chaveta como um “fusível mecânico” que protege os elementos mais caros e frágeis do sistema Norton (2013).

Devido ao fato das chavetas terem cantos relativamente afiados, os assentos de chaveta conseqüentemente também apresentam essa característica. Por essa razão ocorrem concentrações significativas de tensões

2.4. Sistema de redução por engrenagens

Segundo Norton (2013), um sistema de redução é composto por um trem de engrenagens que é a coleção de duas ou mais engrenagens acopladas. Um par de engrenagens é a forma mais simples de um trem de engrenagem. Essa configuração se limita a reduções de com razão de 10:1 e em cada eixo só existe apenas uma engrenagem. Para obter valores de redução maiores que 10:1 é necessário utilizar um trem composto onde cada eixo possui mais de uma engrenagem. Em geral, seja o trem de engrenagem composto ou simples o valor da redução será sempre a divisão do produto do número de dentes das engrenagens motoras e o produto do número de dentes das engrenagens movidas

3. CONSIDERAÇÕES SOBRE O PROJETO

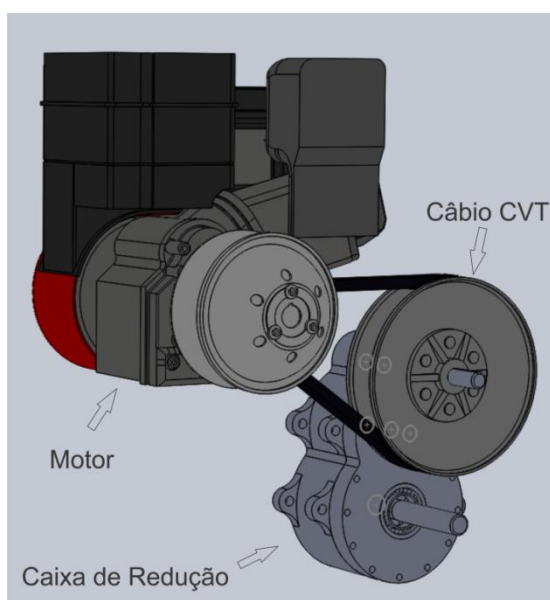
Para enfrentar as provas o veículo deve possuir um sistema de transmissão e tração que ofereça confiabilidade e resistência. Por regra da competição, o carro só pode ser equipado com um motor da marca Briggs&Stratton que possui 10 HP de potência. Essa decisão tem o objetivo de assegurar uma base de comparação para os eventos dinâmicos (SAE, 2019). A diferenciação entre os projetos de transmissão é feita a partir do uso de reduções auxiliares que, no caso do presente trabalho, são: um câmbio CVT (ContinuousVariableTransmission) acoplado a uma caixa de redução por engrenagens cilíndricas retas.

3.1. Velocidade final e torque máximo

Para iniciar o projeto da caixa de redução é necessário saber qual velocidade final o veículo pode desenvolver sabendo que para isso o torque é sacrificado e vice versa.

A transmissão do baja possuirá dois sistemas de redução: o câmbio CVT (ContinuousVariableTransmission) e a caixa de redução fixa conforme ilustrado na figura 3.

Figura 3- Esquema do sistema de transmissão.



Fonte: Autor, 2021.

O princípio para calcular a velocidade final do veículo é através da equação 1 encontrada em Halliday (2016) na qual é utilizada a cinemática angular. Neste caso, a velocidade linear da roda será considerada como a velocidade do veículo em condições ideais sem atrito ou outras forças dissipativas.

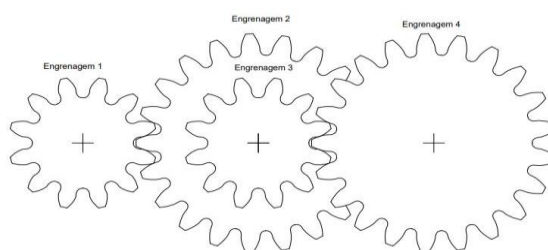
$$V = \omega * D/2 \quad (1)$$

O cálculo da rotação de saída da caixa de redução depende da relação de transmissão final. A rotação sai do motor, passa pelo CVT e pela caixa de redução.

O câmbio CVT tem a característica de possuir infinitas relações de redução, porém só interessam duas: a relação de baixa rotação e a relação de alta rotação. Na primeira ocorrerá o torque máximo e na segunda a velocidade máxima. O câmbio utilizado no projeto é da marca Comet modelo 780. As informações sobre o câmbio já são disponibilizadas pelo fabricante como sendo 0,69 para alta e 3,71 para baixa rotação.

A caixa de redução terá dois estágios, pois dessa maneira é possível reduzir o tamanho do projeto e deixá-lo mais compacto e com as medidas bem distribuídas. A figura 4 mostra um desenho esquemático do trem de engrenagens. O cálculo da redução fixa é feito através da equação 2 baseada em Budynas e Nisbett (2011).

Figura 4- configuração do trem de engrenagens

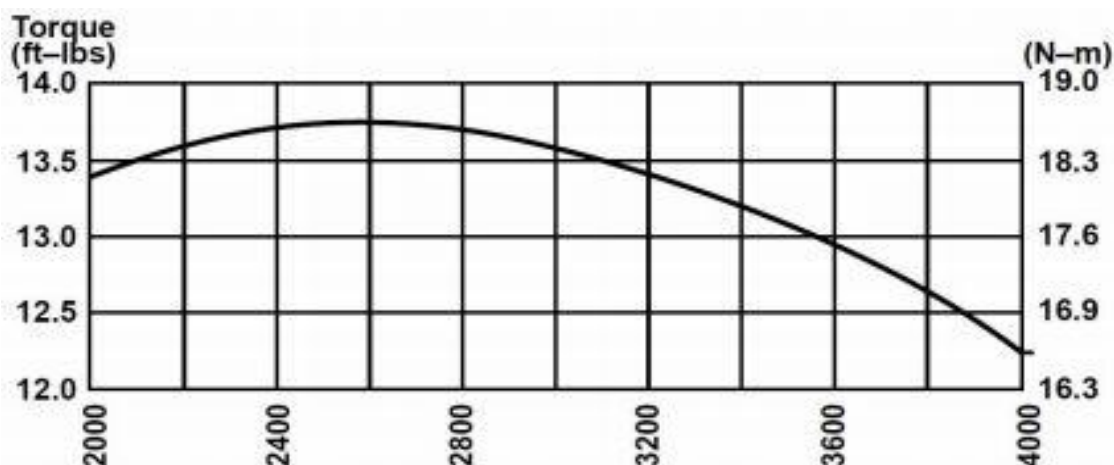


Fonte: Autor, 2021

$$N_{fixa} = \frac{Z_1 * Z_3}{Z_2 * Z_4} \quad (2)$$

O motor, quando ligado, possui sua rotação relacionada com o torque conforme a figura 5.

Figura 5- Curva de torque do Motor Briggs&Stratton.



Fonte: Cipolla, 2015 apud Briggs&Stratton, 2015.

Para obter a velocidade final do veículo é utilizada a equação 3 baseada em Halliday (2016). Nessa equação o valor de ω é substituído na equação 1 pelo valor da rotação final que ocorre na saída da caixa de redução após passar pelo sistema de transmissão.

$$V = \frac{\pi * \omega_{motor} * D}{60 * N_{fixa} * N_{CVTalta}} \quad (3)$$

A potência ao longo do sistema é considerada constante, pois as perdas associadas são muito pequenas. Os fatores que não possuem característica constante são o torque e a velocidade angular que são inversamente proporcionais, ou seja, enquanto um cresce o outro diminui (BUDYNAS e NISBETT, 2011). Esse fato faz com que seja possível calcular a força e a velocidade final do veículo além de conseguir realizar cálculos de tensão ao longo das peças.

O torque máximo que o veículo pode ter é calculado levando em consideração a transmissão de potência constante ao longo de toda a transmissão através da equação 4 baseada em Norton (2013).

$$P_n = P_{n+1} \quad (4)$$

A potência é calculada através da equação 5 encontrada em Norton (2013).

$$P_n = \omega * T \quad (5)$$

Aplicando a equação 5 e igualando as potencias transmitidas ao longo do sistema de transmissão conforme a equação 4 é possível chegar à equação 6.

$$T_{saida} = T_{motor} * N_{CVTbaixa} * N_{fixa} \quad (6)$$

3.2. Seleção da redução fixa

A seleção da redução fixa que melhor atende o projeto foi feita comparando as velocidades e os torques teóricos que o veículo desenvolveria em uma situação ideal, ou seja, sem condições adversas como atrito ou forças contrárias de tração. A tabela 1 mostra a comparação entre velocidade máxima desenvolvida pelo veículo e torque máximo na saída da caixa de redução em diferentes valores de redução fixa com os quais foi possível escolher a redução de 8:1 que dá mais torque ao veículo em comparação com as reduções menores. Essa redução foi escolhida pelo fato da maioria das provas da competição exigir mais força de tração do veículo do que velocidade.

Por outro lado, uma das provas da competição baja SAE é o enduro de resistência onde o veículo é colocado em uma corrida com desafios que exigem força e velocidade, por esse motivo é necessário escolher uma redução que também forneça, além de um torque elevado, uma velocidade de 35 a 40 km/h, pois são as velocidades desenvolvidas por outros competidores no evento.

Tabela 1- Comparação entre redução velocidade e torque.
(continua)

| Redução | Velocidade Máxima (km/h) | Torque Máximo (N.m) |
|----------------|-------------------------------------|------------------------------------|
| 1:1 | 309 | 60 |
| 2:1 | 154 | 120 |
| 3:1 | 103 | 181 |
| 4:1 | 77 | 241 |

Tabela 1- Comparação entre redução velocidade e torque.
(conclusão)

| Redução | Velocidade Máxima (km/h) | Torque Máximo (N.m) |
|----------------|-------------------------------------|------------------------------------|
| 5:1 | 61 | 301 |
| 6:1 | 51 | 362 |
| 7:1 | 44 | 422 |
| 8:1 | 38 | 482 |
| 9:1 | 34 | 543 |
| 10:1 | 30 | 603 |

Fonte: Autor, 2021.

3.3. Sequência do projeto das peças

De acordo com Budynas e Nisbett (2011) não existe uma sequência precisa de passos a se seguir para projetar um sistema de caixa de redução, pois este tipo de projeto é uma tarefa que exige cálculos iterativos onde é necessária a realização de escolhas para teste e depois a verificação se as escolhas foram coerentes.

Como não há uma sequência certa a ser seguida, o projeto começa com a escolha da redução fixa a partir dos dados de torque e velocidade final. Após a seleção da redução fixa é definido então o número de dentes das engrenagens que atende a redução escolhida para o projeto. A partir da informação do número de dentes é possível obter o diâmetro das engrenagens.

Depois que as engrenagens são escolhidas é possível projetar os eixos por que as forças que serão aplicadas podem ser calculadas devido ao fato de já se conhecer as engrenagens do projeto. Com essas forças é possível conhecer as tensões que estarão presentes nos eixos e definir os materiais. O diâmetro do eixo é calculado com base nas tensões máximas e nos rolamentos disponíveis comercialmente. Os rolamentos são selecionados de acordo com o esforço submetido ao eixo e irá influenciar no seu diâmetro dependendo de qual modelo as indústrias têm disponível.

As chavetas são selecionadas com base no diâmetro do eixo e nos esforços que serão submetidos a elas.

4. DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS

4.1. Escolha do tipo de engrenagem

Existem vários tipos de engrenagem. Porém, dois tipos de engrenagens que são ideais para serem usados no caso da caixa de redução são: engrenagens cilíndricas de dentes retos ou engrenagens cilíndricas helicoidais. Todos os dois tipos são usados para transmitir potência entre eixos paralelos. Porém as engrenagens helicoidais têm a vantagem de transmitir também para eixos não paralelos.

As engrenagens de dentes helicoidais possuem uma geometria baseada em uma hélice que envolve a engrenagem o que faz com que os dentes possuam uma área de contato maior possibilitando a diminuição das tensões de flexão no dente. Além disso, há também uma diminuição de ruído no engrenamento. Já as engrenagens cilíndricas de dentes retos possuem dentes com geometria mais simples fazendo com que as tensões de flexão possam atingir valores mais elevados além de apresentarem ruído maior em comparação com as helicoidais.

A fabricação das engrenagens de dentes retos é simples em comparação com as engrenagens de dentes helicoidais, pois envolve poucos parâmetros para serem calculados (BUDYNAS e NISBETT, 2011).

Apesar das engrenagens helicoidais apresentarem a vantagem de pouco ruído e menores valores de tensão de flexão, as engrenagens escolhidas para o projeto são as cilíndricas de dentes retos pelo fato de possuírem geometria mais simples quando comparadas às engrenagens de dentes helicoidais. Esse modelo de engrenagem foi escolhido pelo fato de a equipe estar enfrentando seu primeiro projeto de caixa de redução. A simplicidade da geometria das engrenagens adianta o projeto abrindo mão de baixo volume de ruído e as maiores cargas que as engrenagens de dentes helicoidais poderiam suportar, para garantir o produto no menor tempo possível.

4.2. Dimensionamento do diâmetro primitivo

É necessário saber o diâmetro primitivo de cada engrenagem, pois é nele que ocorrerá a transmissão de potência de uma engrenagem para outra. O diâmetro primitivo é calculado através da equação 7 encontrada no trabalho de Budynas e Nisbett (2011).

$$d_0 = Z * m \quad (7)$$

4.3. Número mínimo de dentes

O número de dentes de cada engrenagem é selecionado a partir do número de dentes mínimo calculado através da equação 8 encontrada no trabalho de Norton (2013); a partir dela é feito um trem de engrenagens com o pinhão contendo o número de dentes mínimo e a coroa com o número de dentes suficiente para obter a relação de redução desejada.

$$N_{min} = \frac{2}{\sin^2(\phi)} \quad (8)$$

4.4. Cálculo da espessura da engrenagem

A espessura da engrenagem de acordo com Budynas e Nisbett (2011) pode variar de três a cinco vezes o passo circular, no presente trabalho será usado o valor de 3 vezes. A largura da face será baseada na engrenagem de maior diâmetro. Desta forma calcula-se a espessura de acordo com a equação 9.

$$F = 3P_c = 3 \frac{\pi}{P} = 3d_0 \frac{\pi}{N} \quad (9)$$

4.5. Seleção do tratamento do aço a partir do cálculo de tensões

Para avaliar as tensões na engrenagem e selecionar o tratamento que o aço irá passar são utilizadas as equações 10 para o caso de desgaste e equação 11 para o caso de flexão ambas encontradas em Budynas e Nisbett (2011). A partir dessas

equações é possível selecionar qual aço e tipo de tratamento de endurecimento será usado na engrenagem, pois o mesmo terá que possuir uma resistência superior à calculada. Nesta seção as unidades estão em sistema inglês para acompanhar as tabelas disponíveis no trabalho de Budynas e Nisbett (2011).

$$\sigma_c = C_p \sqrt{W_t K_0 K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F I}} \quad (10)$$

$$\sigma_c = W_t K_0 K_v K_s \frac{P_d K_m K_b}{F J} \quad (11)$$

O tratamento ao qual o aço escolhido será submetido é selecionado comparando os valores de tensão de desgaste com os valores da tabela 2.

Tabela 2- Resistência ao contato para engrenagens de aço

| Designação do material | Tratamento térmico | Dureza mínima | Número de tensão de contato admissível σ_c (psi) | | |
|------------------------|--------------------------|---------------|---|--------|--------|
| | | | Grau 1 | Grau 2 | Grau 3 |
| Aço | Endurecido por chama | 50 HRC | 170000 | 190000 | _____ |
| | ou indução | 54 HRC | 175000 | 195000 | _____ |
| | Carbonetado e endurecido | _____ | 180000 | 225000 | 275000 |
| | Nitrelado | 83,5 HR15N | 150000 | 163000 | 175000 |
| | | 84,5 HR15N | 155000 | 168000 | 180000 |

Fonte: Budynas e Nisbett, 2011 (adaptado pelo autor).

A avaliação desses fatores é explicada a seguir

4.5.1. Coeficiente elástico

O coeficiente elástico pode ser obtido através da figura 6. Basta escolher qual o material o qual será feito o pinhão e qual material será feita a coroa. No caso do presente trabalho tanto a coroa como o pinhão serão feitos de aço

Figura 6- Coeficiente elástico

| Material do pinhão | Módulo de elasticidade do pinhão E_p psi (MPa)* | Material da coroa e módulo de elasticidade E_c , lbf/in ² (MPa)* | | | | | |
|--------------------|---|---|---|--|--|--|---|
| | | Aço 30×10^6 (2×10^5) | Ferro maleável 25×10^6 ($1,7 \times 10^5$) | Ferro nodular 24×10^6 ($1,7 \times 10^5$) | Ferro fundido 22×10^6 ($1,5 \times 10^5$) | Bronze alumínio $17,5 \times 10^6$ ($1,2 \times 10^5$) | Bronze estanho 16×10^6 ($1,1 \times 10^5$) |
| Aço | 30×10^6 (2×10^5) | 2300 (191) | 2180 (181) | 2160 (179) | 2100 (174) | 1950 (162) | 1900 (158) |
| Ferro maleável | 25×10^6 ($1,7 \times 10^5$) | 2180 (181) | 2090 (174) | 2070 (172) | 2020 (168) | 1900 (158) | 1850 (154) |
| Ferro nodular | 24×10^6 ($1,7 \times 10^5$) | 2160 (179) | 2070 (172) | 2050 (170) | 2000 (166) | 1880 (156) | 1830 (152) |
| Ferro fundido | 22×10^6 ($1,5 \times 10^5$) | 2100 (174) | 2020 (168) | 2000 (166) | 1960 (163) | 1850 (154) | 1800 (149) |
| Bronze alumínio | $17,5 \times 10^6$ ($1,2 \times 10^5$) | 1950 (162) | 1900 (158) | 1880 (156) | 1850 (154) | 1750 (145) | 1700 (141) |
| Bronze estanho | 16×10^6 ($1,1 \times 10^5$) | 1900 (158) | 1850 (154) | 1830 (152) | 1800 (149) | 1700 (141) | 1650 (137) |

Fonte: Budynas e Nisbett, 2011.

4.5.2. Força Tangencial transmitida

A força tangencial é calculada através da equação 12.

$$W_t = 1000 * \frac{H}{\pi d n} \quad (12)$$

4.5.3. Fator de sobrecarga

Este fator leva em consideração todas as cargas externas aplicadas que excedem a carga tangencial nominal em uma aplicação particular. Além disso, este fator só pode ser estabelecido após experiências de campo em uma aplicação determinada (Budinas e Nisbett, 2011) sendo assim para o caso em questão será considerado como possuindo valor 1.

4.5.4. Fator dinâmico

Em uma tentativa de levar em conta efeitos que produzem erros de transmissão a AGMA definiu um conjunto de números de qualidade. Esses números definem tolerâncias para engrenagens que possuem vários tamanhos. Os números de qualidade podem variar de 3 a 12, sendo que os números de 3 a 7 incluirão a maioria das engrenagens de qualidade comercial e os números de 8 a 12 são para engrenagens de qualidade precisa (Budinas e Nisbett, 2011). Neste caso será utilizado o valor 7 considerando que a engrenagem terá a melhor qualidade possível.

O fator dinâmico leva em conta esse número de qualidade. Esse fator é expresso pela equação 13.

$$K_v = \left(\frac{50 + 56 (1 - 0,25 (12 - Q_v)^{\frac{2}{3}} + \sqrt{200V})}{50 + 56 (1 - 0,25 (12 - Q_v)^{\frac{2}{3}})} \right)^{0,25 (12 - Q_v)^{\frac{2}{3}}} \quad (13)$$

4.5.5. Fator de tamanho

O fator de tamanho reflete a não uniformidades das propriedades do material causadas pelo tamanho. Fatores padronizados de tamanho para dentes de engrenagens não foram definidos para os casos em que um efeito prejudicial de tamanho existe. Por essa razão a AGMA recomenda que exista um fator de tamanho maior que a unidade. Se não existir efeito prejudicial de tamanho é recomendado utilizar o valor 1 (Budinas e Nisbett, 2011).

4.5.6. Fator de distribuição de carga

O fator de distribuição de carga modifica as equações de tensão para trazer a conta a não uniformidade da distribuição de carga ao longo da linha de contato. O fator de distribuição de carga é calculado pela equação 14.

$$K_m = 1 + C_{mc} (C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e) \quad (14)$$

Os termos dessa equação são descritos a seguir:

$C_{mc} = 1$ para dentes sem coroamento e 0,8 para dentes coroados

Se a largura da face for menor que 25 mm então C_{pf} é calculado pela equação 15

$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0,025 \quad (15)$$

Se a largura da face estiver entre 25 e 475mm C_{pf} é calculado pela equação (16)

$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0,0375 + 0,0125F \quad (16)$$

Para pinhão montado no intervalo entre mancais com razão de distância menor que 0,175 usa-se $C_{pm} = 1$. Já para valores de razão de distância maiores que 0,175 usa-se $C_{pm} = 1,1$.

O valor de C_{ma} é calculado pela equação 17

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad (17)$$

As constantes A, B, C são definidas a partir da Tabela 3.

Tabela 3- Constantes A, B e C da equação 17

| Condição | A | B | C |
|--|---------|--------|----------------------|
| Engrenamento Aberto | 0,247 | 0,0167 | -0,765 (10^{-4}) |
| Unidades fechadas, comerciais | 0,127 | 0,0158 | -0,930 (10^{-4}) |
| Unidades fechadas, de precisão | 0,0675 | 0,0128 | -0,926 (10^{-4}) |
| Unidades de engrenagens fechadas, extraprecisas | 0,00360 | 0,0102 | -0,822 (10^{-4}) |

Fonte: Budynas e Nisbett, 2011 (adaptado pelo autor).

Para engrenamento ajustado na montagem ou quando a compatibilidade é melhorada por lapdação, ou ambos $C_e=0,8$. Para outras condições $C_e=1$

4.5.7. Fator de espessura de aro

Quando a espessura do aro não é suficiente para proporcionar suporte completo para a raiz do dente ocorrem falhas por fadiga de flexão no aro da engrenagem. Nesses casos recomenda-se o uso de um fator modificador de tensão que ajusta a tensão de flexão estimada para engrenagens de aro fino (Budynas e Nisbett, 2011) No caso do presente trabalho este fator é igual a 1 pelo fato do projeto possuir engrenagens maciças.

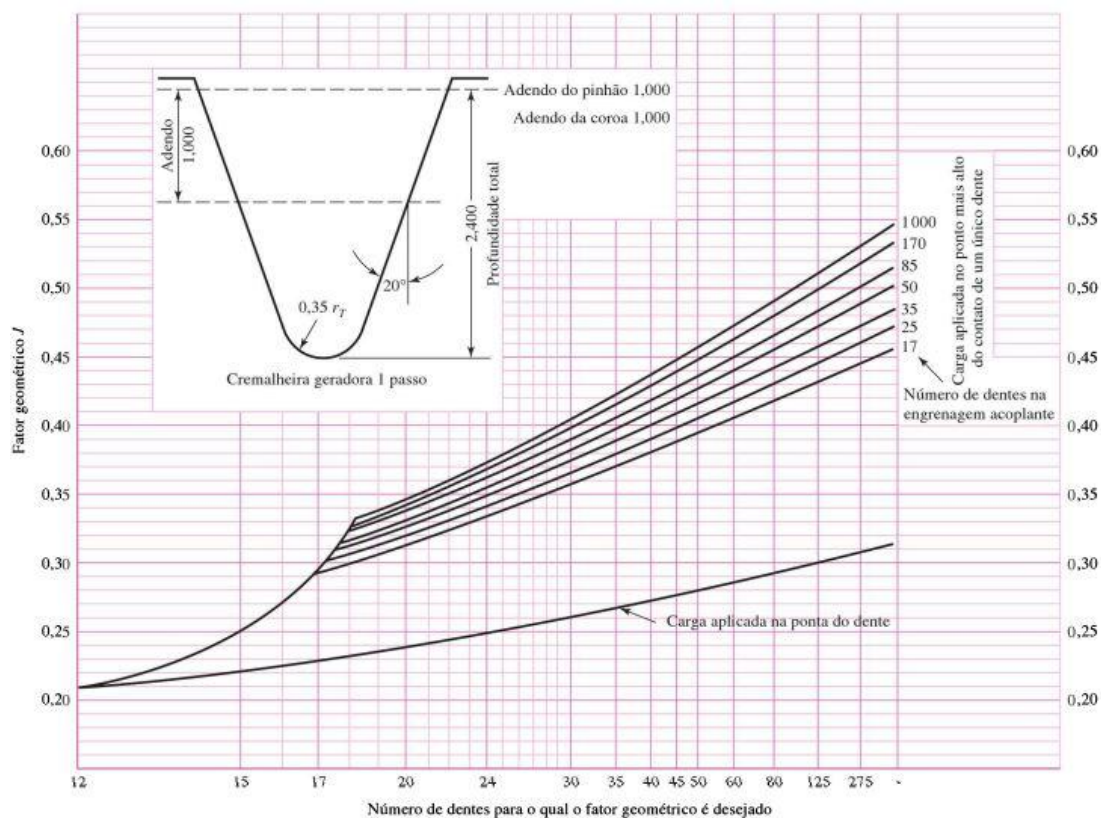
4.5.8. Fator de condição superficial

Segundo Budynas e Nisbett(2011) a AGMA ainda não estabeleceu condições padrão de superfície para dentes de engrenagens. Por essa razão o valor 1 é estabelecido para este fator.

4.5.9. Fator geométrico de resistência a flexão

O fator J da AGMA emprega um valor modificado do fator de Lewis; um fator de concentração de tensão de fadiga e uma razão de compartilhamento de carga no dente (Budynas e Nisbett, 2011). Este pode ser obtido através da figura 7.

Figura 7- Fator geométrico



Fonte: Budynas e Nisbett, 2011.

4.5.10. Fator geométrico para resistência ao crateramento

O fator geométrico é calculado através da equação 18 encontrada no trabalho de Budinas e Nisbett (2011).

$$Z_i = \frac{\cos(\phi) \sin(\phi)}{2} \frac{M_G}{M_G + 1} \quad (18)$$

A razão de velocidades é calculada através da equação 19

$$M_G = \frac{N_G}{N_P} \quad (19)$$

4.6. Projeto das engrenagens

4.6.1. Dimensões das engrenagens

O módulo da engrenagem foi escolhido levando em consideração que as forças submetidas nas engrenagens aumentam conforme se avança nos estágios de redução. Por isso foi escolhido um módulo de 2,5 mm para as engrenagens do primeiro estágio e 4 mm para as engrenagens do segundo estágio. O resultado dos cálculos dos diâmetros primitivos através da equação 7 e o das espessuras através da equação 9 é mostrado na tabela 4. O número mínimo de dentes para a menor engrenagem é de 18 dentes de acordo com os resultados obtidos pela equação 8.

Tabela 4- Especificações das dimensões das engrenagens

| | | |
|---------------------|--------------------|-----------|
| Engrenagem 1 | Módulo | 2,50 mm |
| | Espessura | 23,56 mm |
| | Diâmetro Primitivo | 45,00 mm |
| Engrenagem 2 | Módulo | 2,50 mm |
| | Espessura | 23,56 mm |
| | Diâmetro Primitivo | 127,50 mm |
| Engrenagem 3 | Módulo | 4,00 mm |
| | Espessura | 37,70 mm |
| | Diâmetro Primitivo | 72,00 mm |
| Engrenagem 4 | Módulo | 4,00 mm |
| | Espessura | 37,70 mm |
| | Diâmetro Primitivo | 204,00 mm |

Fonte: Autor, 2021.

Para atingir o valor de redução desejado o número de dentes tem que ser conforme a tabela 5.

Tabela 5- Número de dentes das engrenagens

| Engrenagem | Número de dentes |
|---------------------|-------------------------|
| Engrenagem 1 | 18 Dentes |
| Engrenagem 2 | 51 Dentes |

| | |
|---------------------|-----------|
| Engrenagem 3 | 18 Dentes |
| Engrenagem 4 | 51 Dentes |

Fonte: Autor,2021.

4.6.2. Seleção dos materiais e tratamentos térmicos das engrenagens

O resultado do cálculo do fatores de modificação é mostrado na tabela 6.

Tabela 6- Fatores de modificação.

| Engrenagem | K_0 | K_v | K_s | K_m | K_b |
|---------------------|-------|-------------|-------|-------------|-------|
| Engrenagem 1 | 1 | 1,284070976 | 1 | 1,322631009 | 1 |
| Engrenagem 2 | 1 | 1,284070976 | 1 | 1,288751088 | 1 |
| Engrenagem 3 | 1 | 1,215816754 | 1 | 1,338780492 | 1 |
| Engrenagem 4 | 1 | 1,215816754 | 1 | 1,304900571 | 1 |

Fonte: Autor, 2021.

Com os resultados dos fatores de modificação de tensão é possível calcular os valores de tensão de desgaste e flexão para as engrenagens. Estes valores são mostrados na tabela 7.

Tabela 7- resultados das tensões de desgaste e flexão

| Engrenagem | Tensão de desgaste (psi) | Tensão de flexão (psi) |
|---------------------|--------------------------|------------------------|
| Engrenagem 1 | 257666,66 | 35412,55 |
| Engrenagem 2 | 151103,51 | 106966,87 |
| Engrenagem 3 | 209798,30 | 93908,46 |
| Engrenagem 4 | 123051,57 | 70937,87 |

Fonte: Autor, 2021

A partir desses resultados é possível comparar a tabela 6 com a tabela 2 e chegar a conclusão expressa na Tabela 8 sobre o tratamento adequado para o aço de cada engrenagem.

Figura 8- Tratamentos térmicos necessários para atingir a resistência recomendada

| Engrenagem | Material e Tratamento |
|---------------------|-------------------------------------|
| Engrenagem 1 | Aço Carbonetado e endurecido Grau 3 |
| Engrenagem 2 | Aço nitretado Grau 1 |

| | |
|---------------------|-------------------------------------|
| Engrenagem 3 | Aço carbonetado e endurecido Grau 2 |
| Engrenagem 4 | Aço nitretado Grau 1 |

Fonte: Autor, 2021.

5. SELEÇÃO DOS ROLAMENTOS

Os rolamentos são selecionados com base na equação 20 encontrada no trabalho de Budynas e Nisbett (2011). Nesta equação a carga que o mancal deve suportar é estimada baseada em uma análise probabilística de falha. Essa análise leva em conta que o equipamento irá falhar para uma vida nominal do 10º percentil (BUDYNAS e NISBETT, 2011). Dessa forma a carga que é suportada nesta análise é a informação que deve ser procurada no catálogo de empresas fabricantes de rolamentos com a constante.

$$C = Fd * \left(\frac{Ld * Nd * 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (20)$$

Os rolamentos são selecionados através da comparação com os resultados obtidos pela equação 22 com informações no catálogo da empresa SKF (2021). O resultado da seleção dos rolamentos é mostrado na tabela 9 que foram calculados considerando a vida desejada de 10 mil horas. O critério para selecionar o modelo do rolamento é que o fator de carga C no catálogo deve ser maior que o calculado.

Tabela 9- seleção dos rolamentos do catálogo SKF baseado no cálculo do fator de carga C.

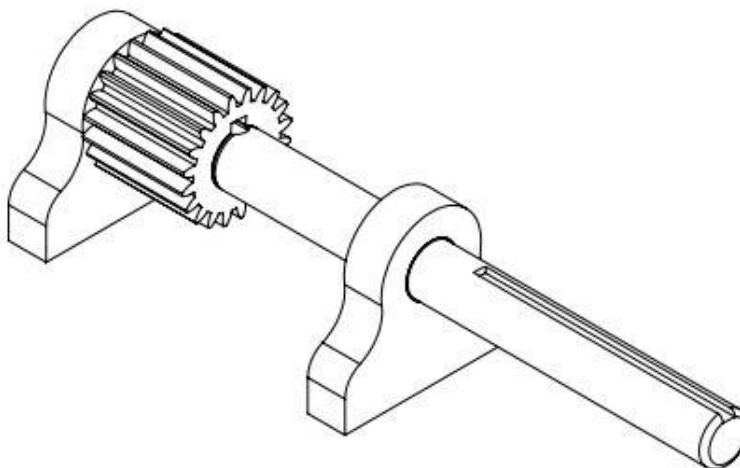
| Eixo | C (kN) Calculado | Modelo que atende ao projeto no catálogo SKF |
|---------------|-----------------------------|---|
| Eixo 1 | 12,50 | N 204 ECP |
| Eixo 2 | 24,48 | N 204 ECP |
| Eixo 3 | 11,05 | N 205 ECP |

Fonte: SKF, 2021 (adaptado pelo autor).

6. PROJETO DOS EIXOS

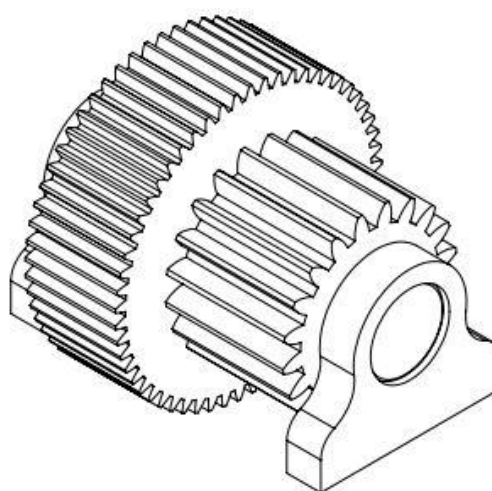
A caixa de redução terá 2 estágios, sendo assim é necessário o uso de 3 eixos. Para melhor o entendimento das forças exercidas em cada eixo a figura 8 mostra o eixo 1 montado com a engrenagem, assim como a figura 9 mostra o eixo 2 e figura 10 mostra o eixo 3.

Figura 8- Eixo 1 montado com engrenagem.



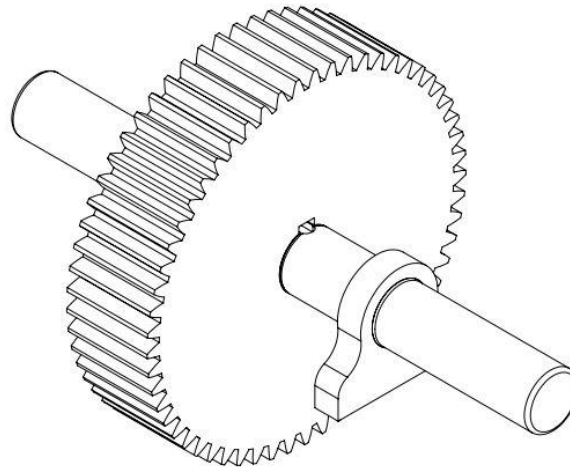
Fonte: Autor, 2021.

Figura 9- Eixo 2 montado com engrenagens.



Fonte: Autor, 2021.

Figura 10- Eixo 3 montado com engrenagem..



Fonte: Autor, 2021.

6.1. Forças nos eixos

Uma engrenagem exerce uma força no eixo através da componente tangencial que é calculada através da equação 21 em função do valor da componente radial obtida através da equação 22. O ângulo de pressão α segundo Norton (2013) tem o valor de 20° para engrenagens cilíndricas retas.

$$F_t = \frac{2 \cdot \tau}{d_0} \quad (21)$$

$$F_r = F_t * \operatorname{Tg}(\alpha) \quad (22)$$

6.2. Diâmetro dos Eixos

O dimensionamento do diâmetro dos eixos é feito a com base no critério ASME-Eliptico através da equação 25 encontrada no trabalho de Budynas e Nisbett (2011). Como a equação 25 é muito grande, para melhor entendimento, os seus termos são calculados separadamente através das equações 23 e 24.

$$a = 4(K_f * M_a)^2 + 3(K_{fs} * T_a)^2 \quad (23)$$

$$b = 4(K_f * M_m)^2 + 3(K_{fs} * T_m)^2 \quad (24)$$

$$d = \sqrt[3]{\left\{ \frac{16 * n}{\pi} * \left[\frac{\sqrt{a}}{S_e} + \frac{\sqrt{b}}{S_{ut}} \right] \right\}} \quad (25)$$

6.2.1. Limite de resistência a fadiga S_e

O cálculo do termo de limite de limite de resistência à fadiga S_e que é o valor de tensão de resistênci aa fadiga em serviço é feito de acordo com a equação 26 encontrada no trabalho de Budynas e Nisbett (2011).

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \quad (26)$$

Os fatores de modificação são definidos da seguinte forma:

6.2.2. Limite de resistência a fadiga em serviço

O fator de limite de resistência a fadiga em serviço S'_e trata das informações do material ensaiado em laboratório. É recomendável que o limite de resistência a fadiga não se iguale aos valores obtidos em testes de laboratório (BUDYNAS e NISBETT, 2011).

De acordo com Budynas e Nisbett (2011) o valor de S'_e pode ser calculado conforme a equação 27 para limite de resistência à tração menor que 1400 MPa. Já para limites de resistência acima de 1400 MPa é usado o valor de 700 MPa.

$$S'_e = 0,5 * S_{ut} \quad (27)$$

Cada aço terá um valor de S_{ut} . Para escolher o que melhor se adapta é necessário fazer uma comparação entre os resultados do cálculo de diâmetro mínimo que será vista mais a frente.

6.2.3. Fator de Modificação de Superfície

O fator de modificação de condição de superfície é calculado através da equação 28 encontrada no trabalho de Budynas e Nisbett (2011, apud MARIN, 1962) em que, de acordo com Budynas e Nisbett (2011, apud LIPSON e NOLL, 1963) as

constantes a e b , para o caso de superfícies usinadas, valem 4,51 e -0,265 respectivamente.

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (28)$$

Assim como no caso do limite de resistência à fadiga de viga rotativa o fator de modificação de superfície apresenta resultados diferentes para cada aço. Por isso será feita uma comparação entre cada aço no final para selecionar qual o material será usado nos eixos.

6.2.4. Fator de modificação de forma

O fator de modificação de forma é obtido através da equação 29 para diâmetros menores que 51 mm. Já para diâmetros maiores ou iguais a 51 mm e menores que 254 mm é utilizada a equação 30. O valor do diâmetro para ser aplicado neste caso é estimado e depois recalculado com o diâmetro obtido pela equação 28. As equações 22 e 23 são encontradas em Budynas e Nisbett(2011, apud CHARLES e MICHKE, 1987).

$$k_b = 1,24 * d^{-0,107} \quad (29)$$

$$k_b = 1,51 * d^{-0,157} \quad (30)$$

Como não existe ainda um diâmetro correto a ser selecionado é necessário estimar um valor inicial do diâmetro e aplicar na equação 29 para diâmetro menor que 51 mm ou na equação 30 para diâmetros maiores que 51 mm. Caso no final dos cálculos o diâmetro calculado seja maior que o estimado é necessário refazer com o novo diâmetro até que o diâmetro calculado seja igual ao anterior. Para o caso do eixo 1 será estimado um valor de partida de 20mm.

6.2.5. Fator de modificação de carga

O valor do fator de modificação de carga k_c é constante e seu valor vai depender do tipo de carga que o eixo está sendo submetido: Para flexão combinada

com torção o valor é 1, para carga axial o valor é 0,85 e para carga excepcionalmente torcional o valor é 0,59 (BUDYNAS e NISBETT, 2011).

6.2.6. Fator de modificação de temperatura

O fator de temperatura k_d modificará o limite de limite de resistência à fadiga caso a peça trabalhe acima de 50°C de temperatura (BUDYNAS e NISBETT, 2011). No presente trabalho será considerado que as peças trabalharão em temperaturas abaixo de 50°C, pois seria necessário um estudo prático que não é possível no presente trabalho. Desta forma é possível desconsiderar o fator modificador de temperatura no cálculo do limite de limite de resistência à fadiga.

6.2.7. Fator de confiabilidade

O fator de confiabilidade k_e envolve um estudo estatístico de probabilidade de falha na peça. Para evitar a prolongação do trabalho a confiabilidade será considerada como 90% o que faz com que o fator de confiabilidade assumo o valor de 0,897 (BUDYNAS e NISBETT, 2011)

6.2.8. Fator de efeitos diversos

O fator de efeitos diversos k_f leva em consideração a redução no limite de limite de resistência à fadiga em razão de outros efeitos que podem afetar o funcionamento da peça (BUDYNAS e NISBETT, 2011). Para definir um valor para k_f seria necessário um estudo prático ,que não é possível no trabalho atual, sendo assim este fator será considerado como possuindo valor 1.

6.3. Momentos fletores máximos

Cada eixo é considerado como sendo submetido a esforços cíclicos com carregamento fixo e eixo rotacionando. Nesse tipo de carregamento os esforços com perfil senoidal fazem com que o momento fletor alternado seja igual ao momento fletor máximo e o momento médio seja nulo.

A partir dos diagramas de momento fletor e esforço cortante (APÊNDICE A) é possível obter os valores de momentos.

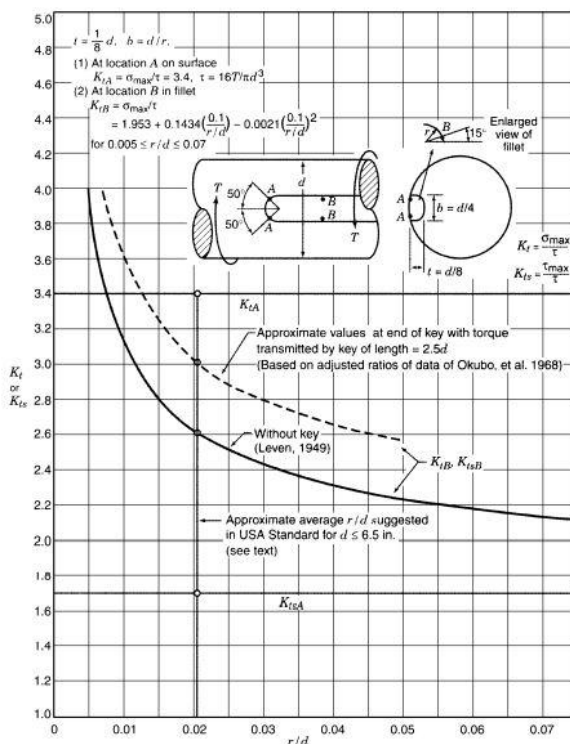
6.4. Fatores de concentração de tensão

Os fatores de concentração de tensão K_f e K_{fS} são definidos pela equação 31 encontrada em Norton (2013). O fator de concentração de tensão, seja de cisalhamento ou normal, é definido como a relação entre as tensões no material entalhado e o mesmo material sem entalhe.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (31)$$

O fator de concentração de tensão irá depender do tipo de entalhe ou rebaixo que o eixo apresenta, no caso em estudo só será considerado o entalhe da chaveta. A figura 11 mostra os valores de K_t e K_s para o caso de eixos com rasgo de chaveta em função da relação do raio do entalhe com o diâmetro do eixo.

Figura 11- fatores de concentração de tensão para rasgo de chaveta.



Fonte: Pilkey, 1997.

A sensibilidade ao entalhe é definida pela equação 32.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (32)$$

O valor da raiz da constante de Neuber, \sqrt{a} , é definido pela equação 33a para tensões de flexão e equação 33b para tensões de torção segundo (BUDYNAS e NISBETT, 2011).

$$\sqrt{a} = 0,246 - 3,08 * 10^{-3} * S_{ut} + 1,51 * 10^{-5} * S_{ut}^2 - 2,67 * 10^{-8} * S_{ut}^3 \quad (33)$$

a)

$$\sqrt{a} = 0,19 - 2,51 * 10^{-3} * S_{ut} + 1,35 * 10^{-5} * S_{ut}^2 - 2,67 * 10^{-8} * S_{ut}^3 \quad (33)$$

b)

6.5. Tensões nominais nos eixos

De acordo com Norton (2013) as tensões nominais que podem estar dentro de um eixo são de torção devido ao torque e de flexão devido a cargas transversais. As tensões de flexão são calculadas através da equação 34 para tensões alternadas e através da equação 35 para tensões médias. Já as tensões de torção são calculadas através da equação 36 para tensões alternadas e equação 37 para tensões médias todas encontradas em Norton (2013). Os locais no eixo onde se apresentam entalhes de chavetas, momentos fletores máximos e rasgos de anéis elásticos serão considerados como os pontos críticos do eixo.

$$\sigma_a = \frac{K_f * 32 * M_a}{\pi * d^3} \quad (34)$$

$$\sigma_m = \frac{K_f * 32 * M_m}{\pi * d^3} \quad (35)$$

$$\tau_a = \frac{K_{fs} * 16 * T_a}{\pi * d^3} \quad (36)$$

$$\tau_m = \frac{K_{fs} * 16 * T_m}{\pi * d^3} \quad (37)$$

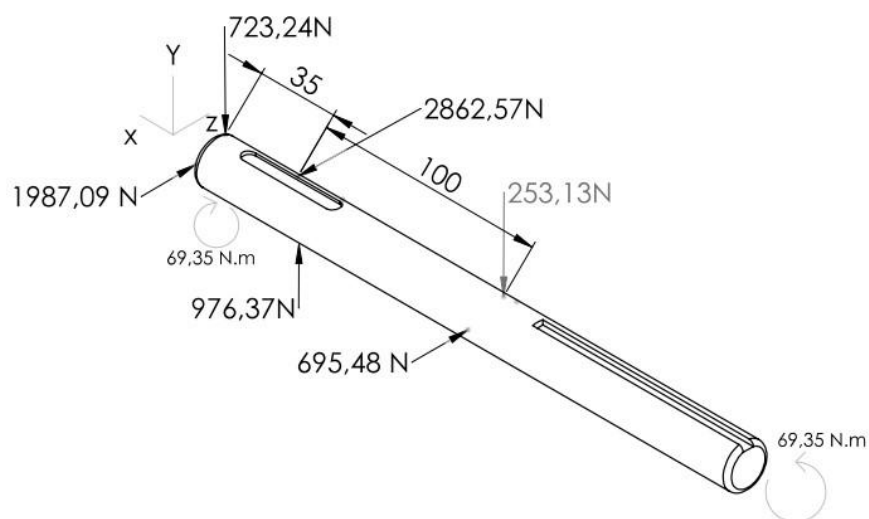
6.6. Aplicação prática

Será apresentada uma aplicação prática no eixo 1 que pode ser generalizada para os outros dois eixos. Os resultados obtidos para todos os eixos é mostrado em tabelas no final da demonstração.

6.6.1. Forças nos eixos

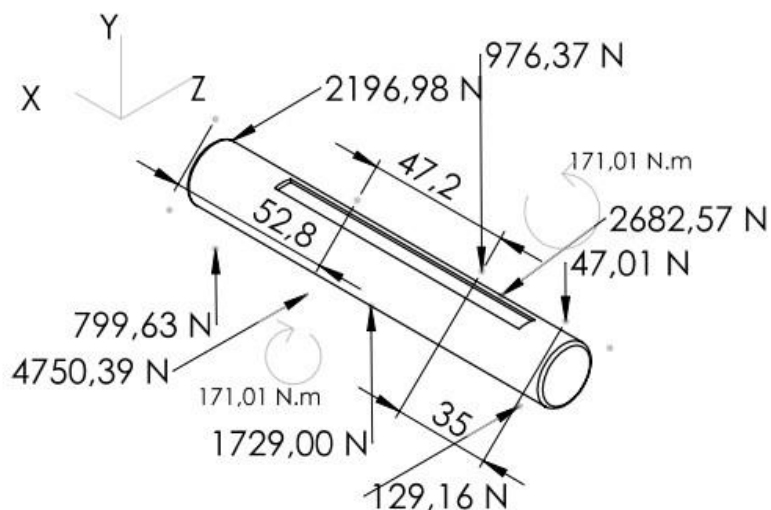
Primeiramente é necessário saber quais as forças que atuam no eixo. Para o caso do eixo 1, por exemplo, o torque no eixo é de 69,35 N.m e o diâmetro primitivo da engrenagem que está acoplada no mesmo é de 45 mm. Aplicando essas informações na equação 14 é obtido o valor de 2682,57 N.m conforme mostra a figura 12. Para o eixo 2 as forças são ilustradas conforme a figura 13 e para o eixo 3 as forças são mostradas conforme a figura 14.

Figura 12- Diagrama de Corpo Livre do eixo 1.



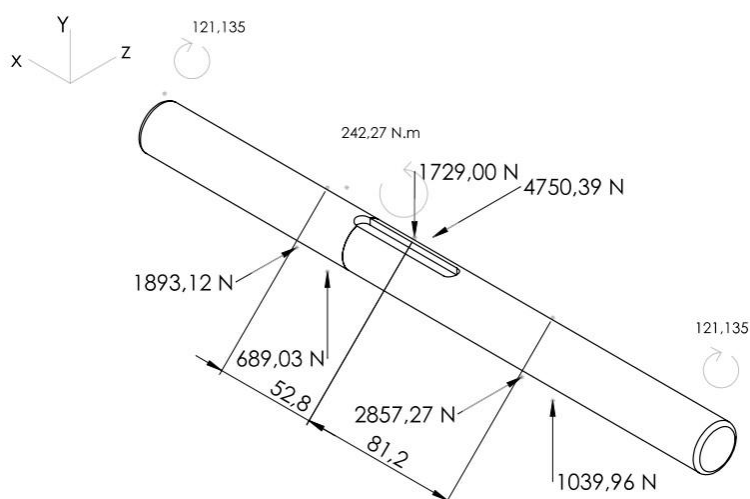
Fonte: Autor, 2021.

Figura 13- Diagrama de Corpo Livre do eixo 2.



Fonte: Autor, 2021.

Figura 14- Diagrama de Corpo Livre do eixo 3.



Fonte: Autor, 2021.

6.6.2. Resultado dos fatores de concentração de tensão de fadiga

O fator de concentração de tensão é calculado através da equação 24, porém é necessário saber primeiramente o valor da sensibilidade ao entalhe. Os valores que são necessários para calcular a sensibilidade ao entalhe podem ser obtidos através da figura 7 onde é obtido o valor do fator de concentração de tensão de fadiga no rasgo de chaveta que é onde ocorre o momento fletor máximo.

Os fatores de concentração de tensão dependem do material, por essa razão na tabela 10 são mostrados os dados de limite de resistência à tração dos materiais a serem comparados a fim de selecionar a composição dos eixos.

Tabela 10- Limite de resistência a tração para cada material.

| Material | Limite de resistência à tração S_{ut} (MPa) |
|-----------------|---|
| Aço 8640 | 635 |
| Aço 4340 | 1280 |
| Aço 1050 | 415 |
| Aço 1020 | 440 |

Fonte: Gerdau, 2003.

Para melhor entendimento é calculado o valor do fator de concentração de tensão de fadiga do eixo 1 utilizando como referência o aço 4340:

-O valor da constante de Neuber para flexão é $\sqrt{a} = 0,246 - 3,08 * 10^{-3} * 185,64 + 1,51 * 10^{-5} * 185,64^2 - 2,67 * 10^{-8} * 185,64^3 = 0,023$; fazendo com que o a constante de sensibilidade ao entalhe assumo o seguinte valor, $q =$

$$\frac{1}{1 + \frac{0,023}{0,00787}} = 0,42$$

-O valor da constante de Neuber para torção é $\sqrt{a} = 0,19 - 2,51 * 10^{-3} * 185,64 + 1,35 * 10^{-5} * 185,64^2 - 2,67 * 10^{-8} * 185,64^3 = 0,052$; fazendo com que o a constante de sensibilidade ao entalhe assumo o seguinte valor, $q = \frac{1}{1 + \frac{0,052}{0,0787}} = 0,24$

-Através da figura 7 é possível estimar o valor do fator de concentração de tensão utilizando um raio de entalhe de 0,3 mm e diâmetro de 20 mm como sendo $K_t = 2,9$ e $K_{ts} = 2,9$

- Logo o valor do fator de concentração de tensão de fadiga na flexão no rasgo de chaveta do eixo 1 possui seguinte valor $K_F = 1 + 0,42(2,9 - 1) = 1,80$.

- O valor do fator de concentração de tensão de fadiga na torção no rasgo de chaveta do eixo 1 possui seguinte valor $K_{Fs} = 1 + 0,24(2,9 - 1) = 1,47$.

A tabela 11 mostra os valores do fator de concentração de fadiga para os outros eixos devido ao rasgo de chaveta.

Tabela 11 - fatores de concentração de tensão devido aos rasgos de chaveta para o caso do aço 4340.

| Eixo | Aço | K_f devido ao rasgo de chaveta | K_{fs} devido ao rasgo de chaveta |
|---------------|------------|--|---|
| Eixo 1 | 4340 | 1,80 | 1,91 |
| | 8640 | 1,37 | 1,47 |
| | 1050 | 1,45 | 1,55 |
| | 1020 | 1,27 | 1,34 |
| Eixo 2 | 4340 | 1,84 | 1,96 |
| | 8640 | 1,92 | 1,49 |
| | 1050 | 1,47 | 1,58 |
| | 1020 | 1,28 | 1,36 |
| Eixo 3 | 4340 | 1,84 | 1,49 |
| | 8640 | 1,92 | 1,49 |
| | 1050 | 1,47 | 1,58 |
| | 1020 | 1,28 | 1,36 |

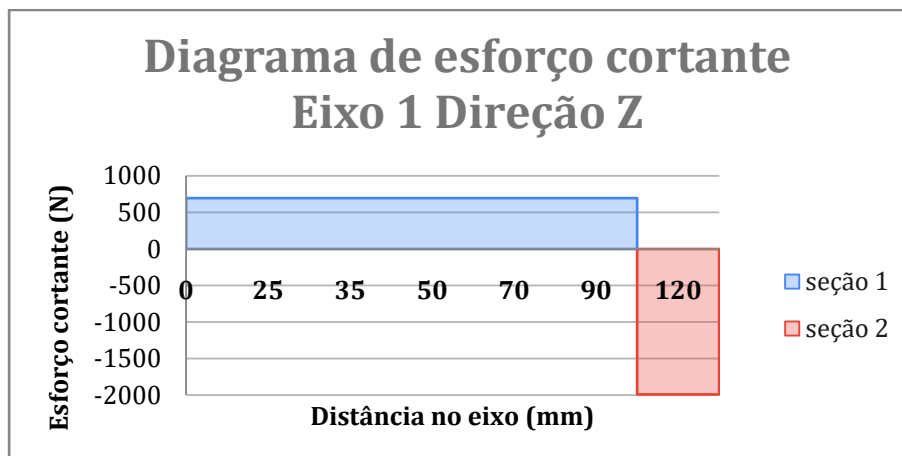
Fonte: Autor, 2021.

6.6.3. Análise dos pontos críticos.

A análise dos pontos críticos é feita através dos diagramas de momento fletor, esforço cortante e torque. Como exemplo será feita a análise dos pontos críticos do eixo 1, para os demais eixos o procedimento é semelhante.

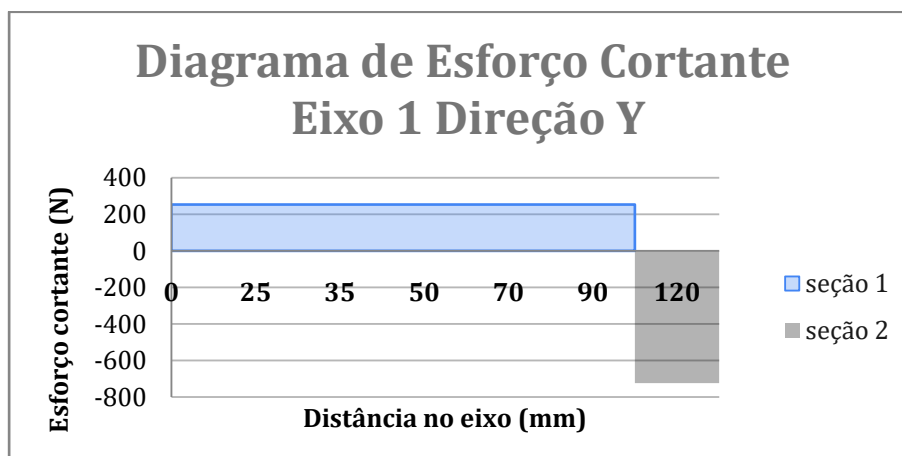
Primeiramente é necessário fazer os diagramas de esforço cortante e momento fletor. Para o caso do eixo 1 o diagrama de esforço cortante obtido é representado na figura 15 para a direção z e na figura 16 para a direção y ; o diagrama de momento fletor é representado pela figura 17 para a direção z e figura 18 para direção y; e o diagrama de torque representado pela figura 19.

Figura 15- diagrama de esforço cortante do eixo 1 na direção z



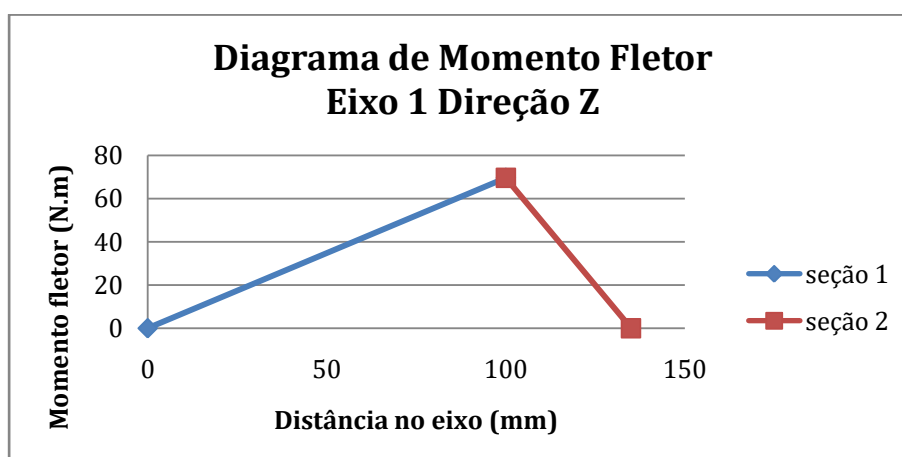
Fonte: Autor, 2021.

Figura 16- diagrama de esforço cortante do eixo 1 na direção y



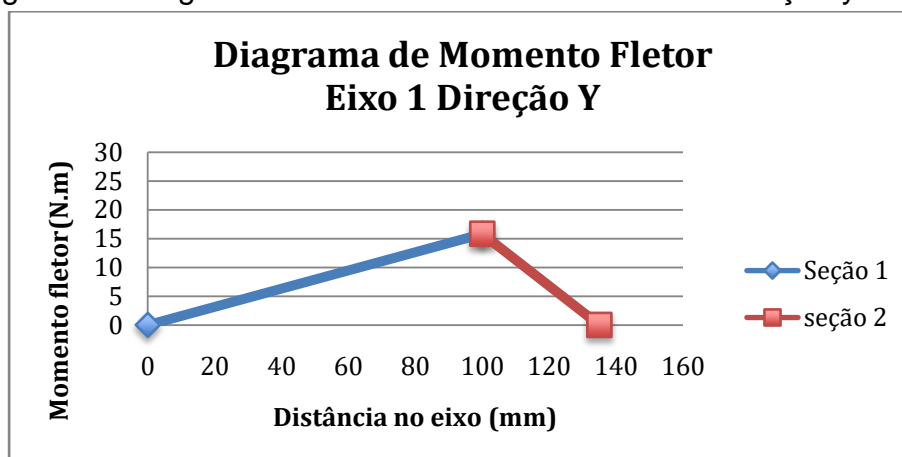
Fonte: autor, 2021.

Figura 17- Diagrama de momento fletor eixo z



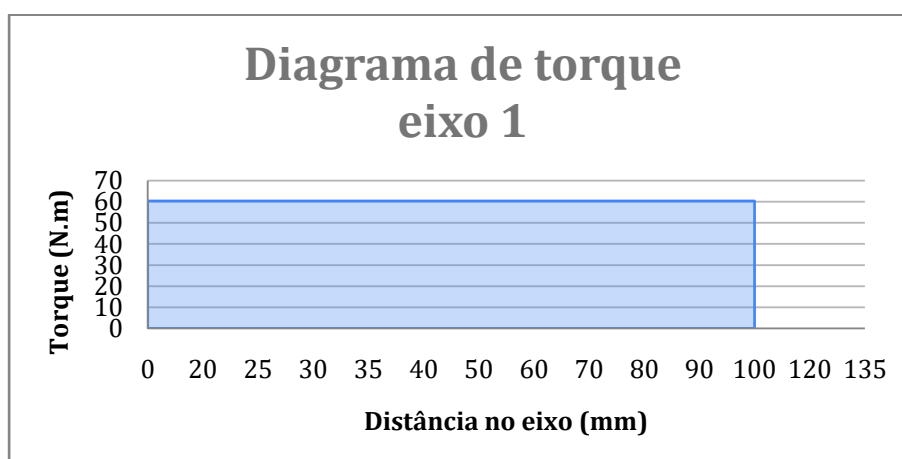
Fonte: autor, 2021.

Figura 18- Diagrama de momento fletor do eixo 1 na direção y



Fonte: autor, 2021.

Figura 19- Diagrama de torque do eixo 1



Fonte: autor, 2021.

Através da análise dos diagramas é possível perceber que o maior valor de momento fletor acontece no comprimento de 100 mm. Utilizando teorema de Pitágoras, o momento fletor resultante da combinação das duas direções para o eixo 1 tem valor de 74,01 N.m.

Com o diagrama de torque é possível perceber que o eixo possui um torque constante ao longo de seu comprimento até a medida de 100 mm. Como o eixo não possui outro diâmetro diferente, que geraria outros pontos críticos, é possível chegar a conclusão que existe apenas um ponto crítico no eixo localizado na posição de 100 mm.

Os momentos fletores máximos são obtidos a partir dos diagramas de momento fletor e esforço cortante do APENDICE A com eles é possível identificar os valores mostrados na tabela 12.

Tabela 12- momentos fletores máximos.

| Eixo | Momento fletor máximo resultante (N.m) |
|---------------|---|
| Eixo 1 | 74,01 |
| Eixo 2 | 123,44 |
| Eixo 3 | 163,58 |

Fonte: Autor, 2021.

Os torques que os eixos são submetidos são mostrados na tabela 13.

Tabela 13-Torque em cada eixo.

| Eixo | Torque (N.m) |
|---------------|---------------------|
| Eixo 1 | 60,35 |
| Eixo 2 | 171,01 |
| Eixo 3 | 484,54 |

Fonte: Autor, 2021.

Depois de identificados os pontos críticos, são calculados os valores dos acúmulos de tensão nos eixos. Essa análise poderá servir como critério para a escolha de um material com o qual o eixo será fabricado. A quantificação do acúmulo de tensão é feito através da equação 26 para tensões de flexão alternantes e equação 28 para tensão de cisalhamento alternante, os fatores de concentração de tensão são obtidos na tabela 5. As componentes de tensão média de cisalhamento e de flexão têm valor nulo pelo fato da análise considerar o eixo com esforços cíclicos com carregamento fixo e eixo rotacionando. Os valores são calculados usando o aço 4340 e o procedimento é o mesmo para os outros aços:

-o valor de tensão de flexão alternada no eixo 1 é $\sigma_a = \frac{1,80*32*74,01}{\pi*0,02^3} = 166,63$

Mpa.

-o valor de tensão de cisalhamento alternada no eixo 1 é $\tau_a = \frac{1,96*16*60,35}{\pi*0,02^3} = 72,30$ Mpa.

A tabela 14 mostra os outros resultados para tensão de cisalhamento e de flexão para os demais eixos.

Tabela 14-tensões críticas calculadas para cada aço.

| Eixo | Aço | Tensão de Flexão (Mpa) | Tensão de cisalhamento (Mpa) |
|---------------|------------|-----------------------------------|---|
| Eixo 1 | 4340 | 166,63 | 72,30 |
| | 8630 | 129,92 | 56,54 |
| | 1050 | 136,95 | 119,24 |
| | 1020 | 119,97 | 51,710 |
| Eixo 2 | 4340 | 53,13 | 39,17 |
| | 8630 | 41,02 | 30,39 |
| | 1050 | 43,32 | 64,21 |
| | 1020 | 37,70 | 27,70 |
| Eixo 3 | 4340 | 70,41 | 55,49 |
| | 8630 | 54,35 | 30,39 |
| | 1050 | 57,40 | 64,21 |
| | 1020 | 49,96 | 27,70 |

Fonte: Autor, 2021.

Comparando a tabela 8 com a tabela 5 é possível notar que os valores de limite de resistência do material escolhido estão acima das tensões críticas calculadas, sendo assim é comprovado que qualquer um dos materiais candidatos suportará as tensões submetidas nos eixos.

Os maiores valores de concentração de tensão se encontram no ponto x=100 mm neste caso não há nenhum outro ponto onde pode haver maior tensão. Neste ponto é onde ocorre os maiores valores de momento fletor e torque como pode ser observado nos diagramas das figuras 13, 14, 15, 16 e 17. Por esse motivo a tensão

máxima devido à flexão e à torção é a maior encontrada no eixo o que faz com que o local de acúmulo de tensão seja o mesmo das tensões máximas.

6.6.4. Resultados dos Fatores de modificação

Para o eixo 1 são calculados os seguintes fatores de modificação de superfície calculados pela equação 21:

-Para o Aço 8640 $k_a = 0,81$;

-Para o Aço 4340 $k_a = 0,67$;

-Para o Aço 1050 $k_a = 0,78$;

-Para o aço 1020 $k_a = 0,89$.

Os fatores de modificação de forma para o eixo 1, calculado pela equação 22 considerando o valor inicial de 20 mm assume o seguinte resultado para todos os aços:

-Fator de modificação de forma, $k_b = 1$.

O fator de modificação de carga assume o mesmo valor para todos os casos de materiais, pois é considerado que o eixo é submetido a esforços que envolvem flexão combinada com torção, logo:

-Fator de modificação de carga, $k_c = 1,88$.

Como está sendo considerado no presente trabalho que a temperatura do projeto não irá passar de 50 °C o fator de modificação de temperatura assume o seguinte valor.

-Fator de modificação de temperatura, $k_d = 1$.

A confiabilidade esperada para o projeto é de 0,9 o que faz com que o fator modificador de confiabilidade assumira o seguinte valor:

-Fator de confiabilidade $k_e = 0,897$.

Devido ao fato de o presente trabalho estar concentrado apenas no funcionamento normal da caixa de redução sem interferência de efeitos externos adversos o fator de efeitos diversos assume o seguinte valor:

-Fator de efeitos diversos $k_f = 1$.

Para os demais eixos os valores dos fatores de modificação são mostrados na tabela 15.

Tabela 15- Fatores modificadores do limite de limite de resistência à fadiga.

| Tipo de Aço | Eixo | k_a | k_b | k_c | k_d | k_e | k_f |
|-------------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Aço 8640 | Eixo 1 | 0,81 | 1,88 | 1 | 1 | 0,897 | 1 |
| | Eixo 2 | 0,81 | 1,77 | 1 | 1 | 0,897 | 1 |
| | Eixo 3 | 0,81 | 1,77 | 1 | 1 | 0,897 | 1 |
| Aço 4340 | Eixo 1 | 0,67 | 1,88 | 1 | 1 | 0,897 | 1 |
| | Eixo 2 | 0,67 | 1,77 | 1 | 1 | 0,897 | 1 |
| | Eixo 3 | 0,67 | 1,77 | 1 | 1 | 0,897 | 1 |
| Aço 1050 | Eixo 1 | 0,78 | 1,88 | 1 | 1 | 0,897 | 1 |
| | Eixo 2 | 0,78 | 1,77 | 1 | 1 | 0,897 | 1 |
| | Eixo 3 | 0,78 | 1,77 | 1 | 1 | 0,897 | 1 |
| Aço 1020 | Eixo 1 | 0,89 | 1,88 | 1 | 1 | 0,897 | 1 |
| | Eixo 2 | 0,89 | 1,77 | 1 | 1 | 0,897 | 1 |
| | Eixo 3 | 0,89 | 1,77 | 1 | 1 | 0,897 | 1 |

Fonte: Autor, 2021

6.6.5. Resultado do limite de limite de resistência à fadiga em viga rotativa.

Atabela 16 mostra o resultado para quatro materiais que serão comparados para escolha do material definitivo.

Tabela 16- Limite de limite de resistência à fadiga do espécime em viga rotativa.

| Material | Limite de limite de resistência à fadiga do espécime em viga rotativa S_e' (MPa) |
|-----------------|--|
| Aço 8640 | 320 |
| Aço 4340 | 640 |
| Aço 1050 | 380 |
| Aço 1020 | 220 |

Fonte: Budynas e Nisbett, 2011.

6.6.6. Resultado do Limite de limite de resistência à fadiga

Para o eixo 1 são obtidos os seguintes valores de limite de limite de resistência à fadiga:

- Para o aço 8640 $S_e = 320 * 0,81 * 1,88 * 1 * 1 * 0,897 * 1 = 437,1 \text{ MPa}$
- Para o aço 4340 $S_e = 640 * 0,67 * 1,88 * 1 * 1 * 0,897 * 1 = 723,1 \text{ MPa}$
- Para o aço 1050 $S_e = 380 * 0,78 * 1,88 * 1 * 1 * 0,897 * 1 = 499,8 \text{ MPa}$
- Para o aço 1020 $S_e = 220 * 0,89 * 1,88 * 1 * 1 * 0,897 * 1 = 330,2 \text{ MPa}$

Na tabela 17 são mostrados os resultados dos limites de limite de resistência à fadiga calculados pela equação 19 que é resultado da multiplicação dos fatores de modificação com o limite de limite de resistência à fadiga em viga rotativa.

Tabela 17-Limite de limite de resistência à fadiga para cada eixo e cada material

| Material | Limite de limite de resistência à fadiga S_e eixo 1(MPa) | Limite de limite de resistência à fadiga S_e eixo 2(MPa) | Limite de limite de resistência à fadiga S_e eixo 3(MPa) |
|-----------------|--|--|--|
| Aço 8640 | 437 | 410 | 410 |
| Aço 4340 | 723 | 720 | 720 |
| Aço 1050 | 500 | 470 | 470 |
| Aço 1020 | 330 | 310 | 310 |

Fonte: Autor, 2021.

6.6.7. Resultado do dimensionamento do diâmetro dos eixos

O diâmetro dos eixos é calculado através da equação 18. O diâmetro do eixo 1 é calculado como exemplo a seguir:

Sabendo que o momento e torque médio são nulos e tendo os resultados de $K_F = 1,80$ e $K_{Fs} = 1,91$ para o aço 4340, $M_a = 74,01 \text{ N.m}$, S_e dado na tabela 8 para cada material e S_{ut} dado na tabela 6 para cada material é possível fazer o seguinte cálculo:

-Para o termo a da equação 16 é calculado o seguinte

$$a = \sqrt{4(1,80 * 74,01)^2 + 3(1,91 * 60,35)^2} \approx 332,93$$

-Para o termo b da equação 17 é calculado o seguinte

$$b = \sqrt{4(1,80 * 0)^2 + 3(1,91 * 0)^2} = 0$$

Sabendo o resultado dos termos a e b calcula-se o diâmetro mínimo do eixo através da equação 18. Na tabela 18 são mostrados os resultados dos diâmetros para cada aço.

-Para o projeto foi escolhido um fator de segurança de 1,2

-O diâmetro usando aço 4340 assume o seguinte valor

$$d = \sqrt[3]{\left\{ \frac{16 \cdot 1,2}{\pi} * \left[\frac{332,93}{7,23 \cdot 10^6} + \frac{\sqrt{0}}{640 \cdot 10^6} \right] \right\}} \approx 0,014 = 14 \text{ mm}$$

Tabela 18- Comparação entre os diâmetros permitidos por cada material.

| Material | Diâmetro eixo 1 (mm) | Diâmetro eixo 2 (mm) | Diâmetro eixo 3 (mm) |
|-----------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|
| Aço 8640 | 15,28 | 20,27 | 27,05 |
| Aço 4340 | 14,06 | 18,43 | 24,59 |
| Aço 1050 | 14,93 | 19,81 | 26,45 |
| Aço 1020 | 16,25 | 21,52 | 28,71 |

Fonte: autor, 2021.

Com os dados obtidos é possível saber qual o diâmetro mínimo do material do eixo. Porém os eixos irão receber rolamentos que possuem especificação técnica e padrão de medidas. As medidas definitivas dos eixos irão depender de qual rolamento será usado, como os rolamentos já foram selecionados na tabela 4 os diâmetros definitivos devem ter os valores da tabela 19. Observando a tabela 13 é possível concluir que, em teoria o melhor aço para ser usado é o 4340 por ser o aço que permite os menores tamanhos de diâmetros adicionando mais segurança para o projeto. Por essa razão o aço 4340 será o material selecionado neste trabalho para a confecção dos eixos.

Tabela 19- Diâmetro de projeto dos eixos.

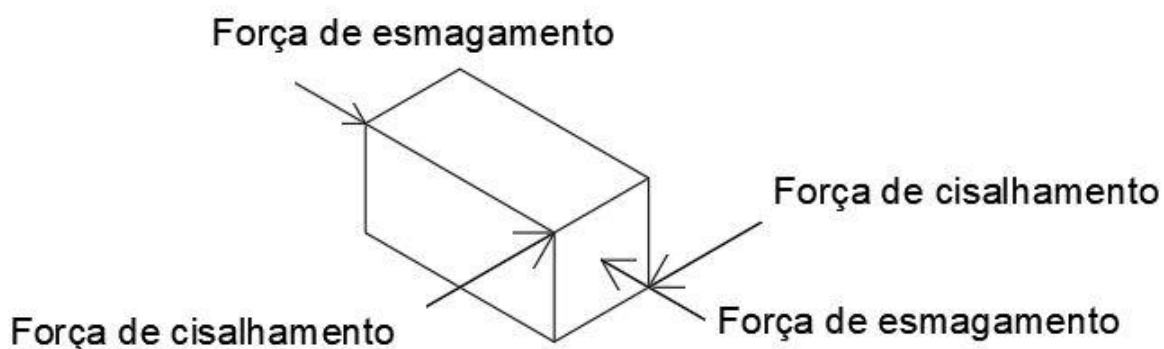
| Eixo | Diâmetro de projeto definitivo (mm) |
|---------------|--|
| Eixo 1 | 20 |
| Eixo 2 | 20 |
| Eixo 3 | 25 |

Fonte: autor, 2021

7. Projeto das Chavetas

As tensões nas chavetas são definidas de acordo com a direção da força que está sendo aplicada. A figura 20 mostra as direções nas quais a chaveta pode sofrer a ação de forças. As tensões resultantes podem ser de cisalhamento ou força de esmagamento.

Figura 20- diagrama de corpo livre de uma chaveta.



Fonte: Autor, 2021.

A tensão de cisalhamento na chaveta é definida pela equação 38 encontrada no trabalho de Norton (2013) que depende da força de cisalhamento calculada pela equação 39.

$$F_a = T * \frac{D}{2} \quad (38)$$

$$\tau_{chaveta} = \frac{F_a}{A_{cis}} \quad (39)$$

A tensão de esmagamento na chaveta é definida da mesma forma que a de cisalhamento, porém com a força atuando no sentido de esmagamento conforme a equação 40 encontrada em Norton (2013).

$$\sigma_{chaveta} = \frac{F_{esm}}{A_{esm}} \quad (40)$$

As medidas selecionadas para as chavetas de cada engrenagem são padronizadas conforme a figura 21.

Figura 21- dimensões de chavetas de acordo com o diâmetro do eixo

| Diâmetro do eixo (mm) | Largura x altura da chaveta (mm) |
|-----------------------|----------------------------------|
| $8 < d \leq 10$ | 3 x 3 |
| $10 < d \leq 12$ | 4 x 4 |
| $12 < d \leq 17$ | 5 x 5 |
| $17 < d \leq 22$ | 6 x 6 |
| $22 < d \leq 30$ | 8 x 7 |
| $30 < d \leq 38$ | 10 x 8 |
| $38 < d \leq 44$ | 12 x 8 |
| $44 < d \leq 50$ | 14 x 9 |
| $50 < d \leq 58$ | 16 x 10 |
| $58 < d \leq 65$ | 18 x 11 |
| $65 < d \leq 75$ | 20 x 12 |
| $75 < d \leq 85$ | 22 x 14 |
| $85 < d \leq 95$ | 25 x 14 |

Fonte: Norton, 2013.

Na tabela 20 são mostrados os valores selecionados para o tamanho das chavetas em cada engrenagem.

Tabela 20- Tamanho das chavetas para cada engrenagem.

| Engrenagem | Tamanho da chaveta Altura x Largura x profundidade (mm) |
|--------------|---|
| Engrenagem 1 | 6 x 6 x 40 |
| Engrenagem 2 | 12 x 8 x 40 |
| Engrenagem 3 | 12 x 8 x 52 |
| Engrenagem 4 | 14 x 9 x 52 |

Fonte: Norton, 2013 (adaptado pelo autor).

O material selecionado para as chavetas é baseado no estudo da tensão de cisalhamento submetida na chaveta. A tabela 21 mostra os resultados obtidos pelo cálculo da tensão de cisalhamento em cada chaveta através da equação 31.

Tabela 21- Tensões cisalhantes nas chavetas

| Chaveta | Tensão (MPa) |
|--------------------------------|---------------------|
| Chaveta da engrenagem 1 | 181 |
| Chaveta da engrenagem 2 | 294 |
| Chaveta da engrenagem 3 | 294 |
| Chaveta da engrenagem 4 | 158 |

Fonte: autor, 2021

O material para as chavetas deve ter uma resistência menor que o das engrenagens e eixos para que as chavetas sirvam como fusíveis mecânicos e falhem antes das outras peças em caso de travamento ou sobrecarga do sistema. O maior valor de tensão obtido entre as quatro chavetas foi de 294 MPa. Sendo assim, baseado na tabela 19 é selecionado o aço 8640 que tem uma resistência menor que o aço 4340 usado nos eixos e engrenagens e tem resistência à tração maior que a tensão máxima calculada nas chavetas.

8. RESULTADOS E DISCUSSÕES

8.1. Seleção da redução fixa

Para trazer um melhor desempenho de tração para o veículo é necessário ter uma redução maior do motor para as rodas. Por isso foi selecionada a redução de 8:1 por que faz com que o veículo não perca tanta velocidade final e tenha um torque elevado na saída das rodas. Isso pode ajudar o carro a conquistar boas colocações na maioria das provas da competição.

8.2. Projeto dos eixos

O material que foi selecionado faz com que o diâmetro dos eixos possa ser o mínimo possível, porém, devido às forças e as tensões presentes, foi necessário aumentar o diâmetro por causa da seleção dos rolamentos que só permitiam diâmetros maiores para os eixos.

8.3. Projeto das engrenagens e chavetas

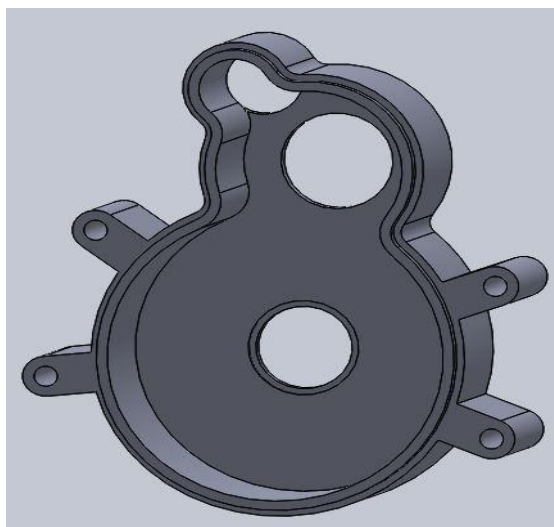
O projeto das engrenagens mostrou que a espessura está relacionada ao módulo da engrenagem. Quanto maior o modulo menor poderá ser a espessura. O entalhe de chaveta que a engrenagem possuirá dependerá do tamanho do diâmetro do eixo e da largura da engrenagem. Quanto mais larga a engrenagem for menor será a tensão na chaveta por que a área de cisalhamento será maior e diminuirá os efeitos do acúmulo de tensão.

8.4. Caixa de alojamento dos rolamentos

A caixa onde serão encaixadas as peças será feita com aço 1141 normalizado que, de acordo com o catálogo Gerdau (2003) possui uma resistência à tração de 600 MPa. O principal motivo para escolha deste material é que, de acordo com Gerdau (2003), ele possui boa usinabilidade. Essa característica é procurada para a caixa de alojamento, pois o projeto possui muitas geometrias, como pode ser visto

na figura 22, e é necessária a retirada de muito material para chegar ao produto final. A escolha de um material com boa usinabilidade pode trazer economia para a viabilização do projeto, pois a fabricação exige menos esforço de maquinário reduzindo o gasto com ferramentas e tempo para confecção (FERRAESI, 1970).

Figura 22- Caixa de alojamentos dos rolamentos.

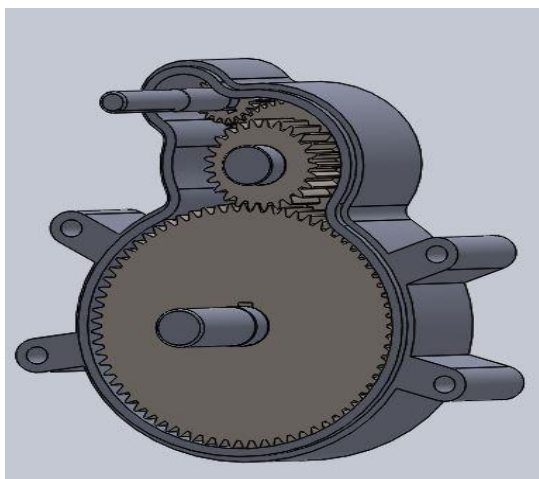


Fonte: Autor, 2021.

8.5. Resultado final da caixa de redução

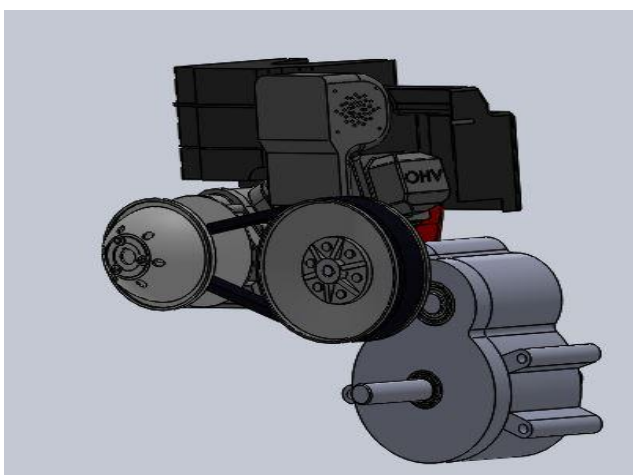
Com as limitações impostas pelos cálculos de projeto, a caixa de redução mostrada na Figura 23 foi desenhada de maneira a se encaixar facilmente com os componentes do sistema de transmissão do veículo como pode ser visto na Figura 24. É possível notar que o projeto é compacto permitindo uma boa adaptação ao projeto da transmissão.

Figura 23- Caixa de redução pronta mostrada internamente em CAD.



Fonte: Autor, 2021.

Figura 24- Caixa de redução montada junto com o sistema de transmissão em CAD.



Fonte: Autor, 2021.

9. CONCLUSÃO

Os desenhos feitos em escala da caixa de redução mostraram que o projeto tem uma boa adaptação geométrica com as peças do sistema de transmissão o que faz com que possa ser encaixado de maneira fácil no sistema. Isso se deve ao fato da caixa possuir dois estágios de redução o que minimiza seu tamanho e distribui as tensões que um estágio suportaria.

As tensões presentes no projeto vão aumentando conforme se avança nos estágios de redução o que, conseqüentemente, afeta o diâmetro mínimo dos eixos e a espessura mínima das engrenagens exigindo que as medidas sejam aumentadas. O diâmetro que será implementado no projeto dos eixos é baseado não só nos cálculos teóricos, mas também no diâmetro interno de rolamentos disponíveis no mercado. Por outro lado a escolha de materiais com maior resistência mecânica faz com que o tamanho mínimo das peças possa ser diminuído contribuindo ainda mais com a característica da caixa ser compacta o que pode levar a estudos futuros. Além disso, a escolha de outros tipos de engrenagens também pode fazer com que o projeto seja ainda mais compacto e resistente.

REFERÊNCIAS

BUDYNAS, R.G; NISBETT, K.J. **Elementos de máquinas de Shigley**. 8 ed. Porto Alegre: Bookman, 2011.

CIPOLLA, G. **Desenvolvimento de caixa de redução para veículo baja SAE**. 2015. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica)- Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015. Disponível em: <https://repositorio.unesp.br/bitstream/handle/11449/139079/000865383.pdf?sequencia=1&isAllowed=y>. Acesso em: 15 de maio de 2021.

FERRAESI, D. **Fundamentos da usinagem dos materiais**. 1 ed. São Paulo: Blucher, 1970.

GERDAU. **Manual de Aços**. [S. l.]: Gerdau, 2003. Disponível em: www.feis.unesp.br/Home/departamentos/engenhariamecanica/maprotec/catalogo_acos_gerdau.pdf. Acesso em: 15 de maio de 2021.

HALLIDAY, D; RESINICK, R; WALKER, J. **Fundamentos de física: mecânica**. 10 ed. São Paulo: LTC, 2016.

MELCONIAM, S. **Elementos de máquinas**. 9 ed. São Paulo: Editora Érica, 2009.

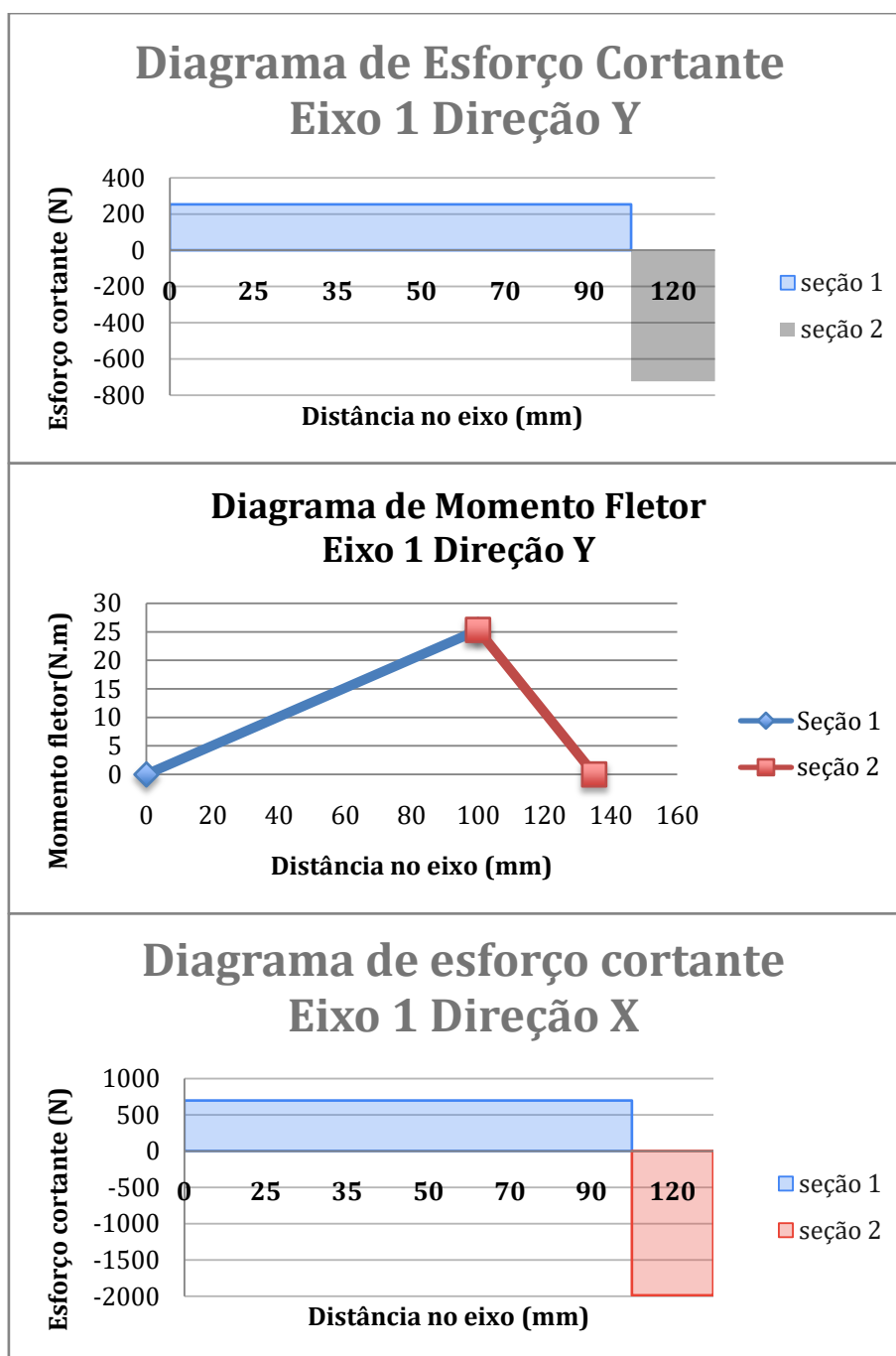
NORTON, R. L.. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. 4 ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

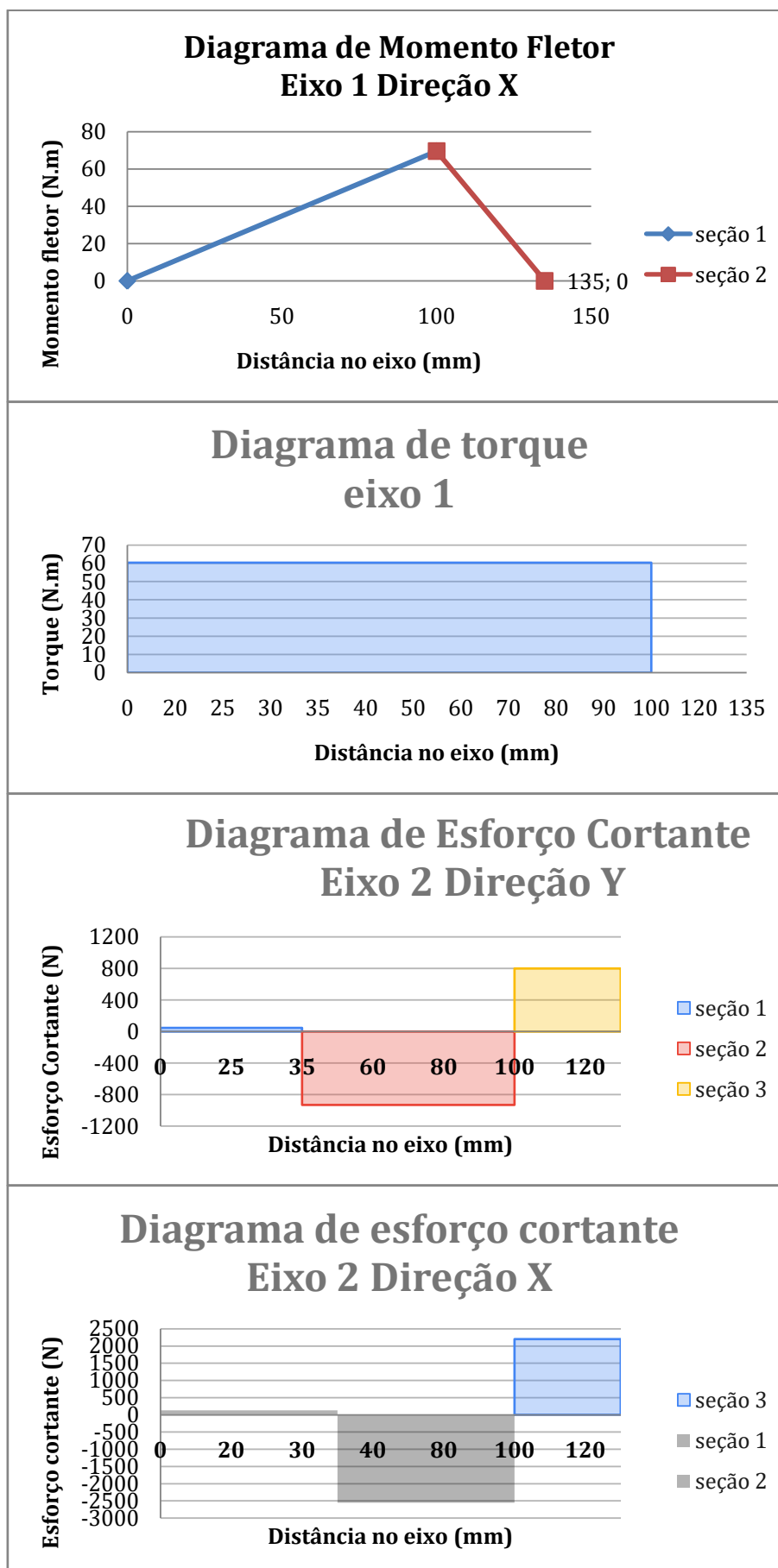
PILKEY, W.D. **Peterson's stress concentration factors**. 2 ed. New York: John Wiley & Sons, 1997.

SAE. **Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil**. [S. l.]: SAE Brasil, 2019. (RATBSB – Emenda 3 DATA DE EFETIVIDADE: 30 DE SETEMBRO DE 2019). Disponível em: saebrasil.org.br/wp-content/uploads/2020/03/RATBSB_emenda_03.pdf. Acesso em: 15 de maio de 2021.

SKF. **Rolamentos rígidos de esferas**. [S. l.]: SKF, 2021. Disponível em: <https://www.skf.com/br/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings>. Acesso em: 15 de maio de 2021.

APÊNDICE A- DIAGRAMAS DE ESFORÇO CORTANTE , MOMENTO FLETOR E TORQUE DOS EIXOS.





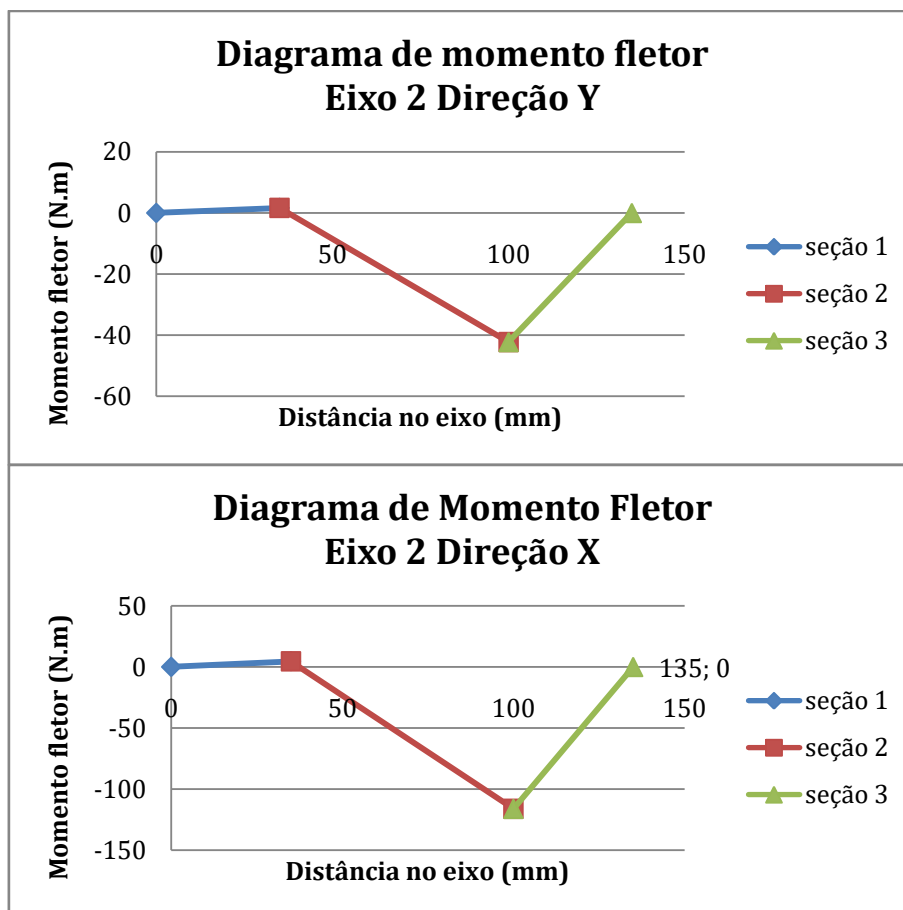


Diagrama de torque eixo 2

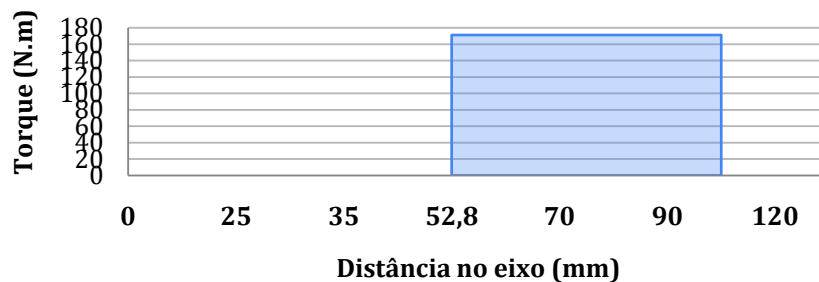


Diagrama de Esforço Cortante Eixo 3 Direção Y

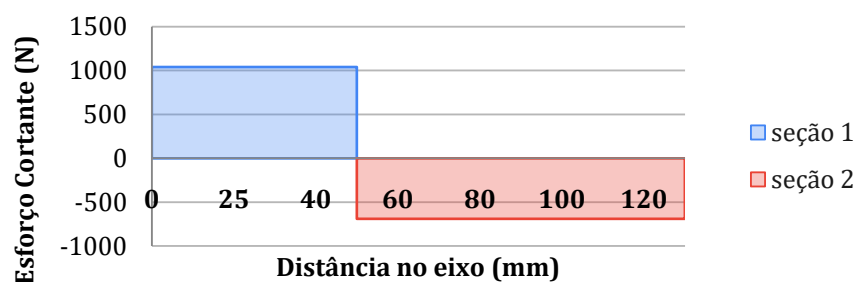


Diagrama de esforço cortante Eixo 3 Direção X

