

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

DIMENSIONAMENTO DA CAIXA DE MARCHAS DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO
DO VEÍCULO BAJA SAE DA EQUIPE TCHÊ BAJA UFRGS 2022

por

Augusto Zordan

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, outubro de 2022.

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

CIP - Catalogação na Publicação

Zordan, Augusto
DIMENSIONAMENTO DA CAIXA DE MARCHAS DO SISTEMA DE
TRANSMISSÃO DO VEÍCULO BAJA SAE DA EQUIPE TCHÊ BAJA
UFRGS 2022 / Augusto Zordan. -- 2022.
15 f.
Orientador: Felipe Stumpf.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2022.

1. Caixa de Redução. 2. BAJA SAE. 3. Projeto
Mecânico. 4. AGMA. I. Stumpf, Felipe, orient. II.
Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os
dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Augusto Zordan

DIMENSIONAMENTO DA CAIXA DE MARCHAS DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO
DO VEÍCULO BAJA SAE DA EQUIPE TCHÊ BAJA UFRGS 2022

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Cirilo Seppi Bresolin
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Projeto e Fabricação

Orientador: Prof. Felipe Tempel Stumpf

Comissão de Avaliação:

Prof. Felipe Tempel Stumpf

Prof. Alexandre Vagtinski de Paula

Prof. Ney Francisco Ferreira

Porto Alegre, outubro de 2022

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer à minha família, que em todos os momentos de minha vida e ao longo da trajetória acadêmica sempre me apoiaram e me deram suporte para que eu pudesse atingir meus objetivos. Tenho certeza que sem o seu apoio eu jamais chegaria aonde cheguei. Agradeço meus pais, Celso e Loreci (em memória) pela educação e cuidado que me foram dados ao longo de toda a vida. À minha irmã Deisy, agradeço por todo o incentivo e por sempre se fazer presente nos momentos que mais precisei. Agradeço à minha avó Legide (em memória) por sua bondade e aconchego, e por sempre ter sido um porto seguro em que pude me apoiar em todos os momentos.

Agradeço aos colegas da Empresa Júnior OTMZA por todas as experiências vividas e por todo conhecimento compartilhado durante o período em que fui integrante desse projeto de extensão.

Um agradecimento à Equipe Tchê BAJA SAE e a todos os integrantes com os quais pude dividir momentos de trabalho e dedicação nessa que foi uma das experiências mais enriquecedoras da graduação. Certamente a equipe tem um belo futuro pela frente e continuará atingindo lugares de destaque nas competições que virão.

RESUMO

O projeto BAJA é uma competição de engenharia entre universidades criada com o intuito de desafiar os estudantes a aplicarem conceitos de engenharia aprendidos em sala de aula, a fim de prepará-los para enfrentar o mercado de trabalho como engenheiros. O presente trabalho tem o objetivo de dimensionar a caixa de reduções do ano de 2020 da Equipe Tchê de BAJA SAE, que conta com 3 marchas para frente, uma neutra e uma marcha à ré. O intuito é realizar o dimensionamento das engrenagens, eixos e mancais de forma a evitar falhas por fadiga dos componentes durante a competição. Dessa forma, este trabalho foi proposto para contribuir com o desenvolvimento do subsistema de *powertrain* da equipe, agregando conhecimento ao projeto. Com esse trabalho, conseguiu-se manter a geometria do mecanismo de troca de marchas, e necessitou-se alterar o número de dentes de nove engrenagens do sistema, além de alteração na espessura de quatro engrenagens e aumento no diâmetro do último eixo. Após as análises, a configuração obtida se mostrou suficiente para enfrentar as provas em todo o decorrer da competição, de acordo com as condições de contorno para as quais foram dimensionadas.

PALAVRAS-CHAVE: Caixa de redução, BAJA SAE, projeto mecânico, AGMA (*American Gear Manufacturers Association*).

ABSTRACT

The BAJA project is an engineering competition between universities around the world, created with the aim of challenging students to apply engineering concepts learned in the classroom, in order to prepare them to face the job market as engineers. The present work has the objective of redesigning the 2020 gearbox of Tchê de BAJA SAE Team, which has 3 forward gears, one neutral and one reverse gear. The aim is to design the gears, shafts and bearings in order to avoid fatigue failure during competition. Thus, this work was proposed to contribute to the development of the team's powertrain subsystem, adding knowledge to the project. With this work, it was possible to maintain the geometry of the gear shift mechanism, and it was necessary to change the number of teeth of nine gears in the system, in addition to changing the thickness of four gears and increasing the diameter of the last axle. After the analyses, the configuration obtained proved to be sufficient to face the tests throughout the competition, according to the boundary conditions for which they were designed.

KEYWORDS: Gearbox, BAJA SAE, mechanical design, AGMA (*American Gear Manufacturers Association*).

NOMENCLATURA

Variável	Descrição	Unidade
C	Carga dinâmica básica de classificação	[N]
C_f	Fator de condição de superfície	
C_p	Coefficiente elástico	[MPa ^{1/2}]
d	Diâmetro do eixo	[mm]
D_p	Diâmetro primitivo	[mm]
E	Módulo de elasticidade	[GPa]
F	Largura de face	[mm]
I	Fator geométrico para resistência à tensão de contato	
J	Fator geométrico para resistência à flexão	
K_a	Fator de aplicação	
K_b	Fator de espessura de borda	
K_d	Fator de temperatura	
K_f	Fator de concentração de tensão em fadiga por flexão	
K_{fm}	Fator de concentração de tensão média em fadiga por torção	
K_{fs}	Fator de concentração de tensão em fadiga por torção	
K_{fsm}	Fator de concentração de tensão média em fadiga por torção	
K_I	Fator de ciclo de carga	
K_m	Fator de distribuição de carga	
K_o	Fator de sobrecarga	
K_s	Fator de tamanho	
K_v	Fator dinâmico	
L_{10}	Vida em fadiga para mancais em milhões de revoluções	
m	Módulo da engrenagem	[mm]
M_a	Componente alternada do momento	[N.m]
M_m	Componente média do momento	[N.m]
m_v	Razão de velocidades	
N	Número dentes da engrenagem	
N_f	Fator de segurança	
P	Carga aplicada no mancal	[N]
p_p	Passo diametral	[mm]
r_p	Raio primitivo	[mm]
S_c	Tensão de contato	[MPa]
S_e	Resistência à fadiga corrigida	[MPa]
S_f	Resistência à fadiga	[MPa]
S_t	Tensão de flexão	[MPa]
S_{ut}	Resistência à tração do material	[MPa]

T	Torque	[N.m]
T_a	Componente alternada do torque	[N.m]
T_m	Componente média do torque	[N.m]
W	Força resultante	[N]
W_r	Força radial	[N]
W_t	Força tangencial	[N]
Y	Fator de forma de Lewis	
Φ	Ângulo de pressão	[°]

Abreviaturas e acrônimos

AGMA	<i>American Gear Manufacturers Association</i>
RATBSB	Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
SAE Brasil	Sociedade de Engenheiros da Mobilidade Brasil
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul

SUMÁRIO

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO	II
AGRADECIMENTOS	IV
RESUMO	V
ABSTRACT	VI
NOMENCLATURA	VII
SUMÁRIO	IX
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. MOTIVAÇÃO	1
1.2. OBJETIVO	1
1.3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	2
2.1. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	2
2.2. ENGRENAGENS	3
2.3. TRENS DE ENGRENAGENS	4
2.3.1. Trem de Engrenagens Simples.....	4
2.3.2. Trem de Engrenagens Composto.....	5
2.3.3. Carregamentos de Engrenamento	5
2.3.4. Tensões em Dentes de Engrenagem	6
2.3.5. Tensão de Flexão	6
2.3.6. Tensão de Contato.....	6
2.4. EIXOS.....	7
2.4.1. Cargas Atuantes em Eixos	7
2.4.2. Projeto do Eixo	7
2.5. MANCAIS DE ELEMENTOS ROLANTES	8
2.5.1. Falhas nos Mancais de Elementos Rolantes	8
2.5.2. Seleção de Mancais.....	8
3. METODOLOGIA	9
3.1. DETERMINAÇÃO DA NOVA REDUÇÃO	9
3.1.1. Modificação do Número de Dentes	9
3.2. DETERMINAÇÃO DAS SOLICITAÇÕES NAS ENGRENAGENS.....	9
3.2.1. Carregamentos	9
3.2.2. Tensão de Flexão	10
3.2.3. Tensão de Contato.....	10

3.3. ESFORÇOS NOS EIXOS.....	10
3.3.1. Determinação do Diâmetro dos Eixos	10
3.4. SELEÇÃO DE MANCAIS	10
3.5. CONDIÇÕES DE CONTORNO	10
3.5.1. Motor.....	10
3.5.2. CVT.....	11
4. RESULTADOS.....	11
4.1. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO.....	11
4.1.1. Engrenagens	11
4.1.2. Eixos	12
4.1.3. Mancais	14
4.1.4. Configuração Final.....	14
5. CONCLUSÃO	14
5.1. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	15
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	16
7. APÊNDICE 1.....	17
8. APÊNDICE 2.....	17
9. APÊNDICE 3.....	18
10. ANEXO 1	18
11. ANEXO 2	19
12. ANEXO 3.....	19

1. INTRODUÇÃO

1.1. MOTIVAÇÃO

Uma das diversas atividades de extensão oferecidas para os alunos da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS) é a equipe Tchê BAJA SAE. A equipe é composta por um grupo de alunos da graduação com o objetivo de desenvolver o projeto e a construção de um veículo destinado a competir contra outras universidades em campeonatos regionais e nacionais. Fundada em 1994, a equipe é a pioneira da região sul do País e está vinculada ao Departamento de Engenharia Mecânica da UFRGS. O projeto BAJA, promovido pela SAE (*Society of Automotive Engineers*), foi inicialmente criado na Carolina do Sul, Estados Unidos, e a primeira competição aconteceu em 1976. O objetivo de cada equipe é projetar e construir um protótipo fora de estrada, monoposto, robusto e que atenda às regras impostas pelo Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil (RATBSB). Cada equipe compete entre si em provas de projeto, segurança, conforto, manobrabilidade, tração, velocidade, aceleração, suspensão e durabilidade.

Partindo-se do princípio de que o motor é padronizado para todas as equipes, é fundamental que o sistema de transmissão do veículo consiga extrair o máximo de eficiência do motor nas mais variadas situações em que ele é exigido. Partindo-se dessa premissa, no ano de 2020, a equipe Tchê iniciou o projeto de uma caixa de marchas com engrenagens de dentes retos para o protótipo que possuía 3 marchas para frente, uma marcha à ré e uma marcha neutra. A maioria das equipes utiliza uma caixa de reduções fixa aliada com um câmbio continuamente variável (CVT), o que acaba trazendo limitações ao protótipo em situações que exigem maior torque ou velocidade final. No projeto iniciado em 2020, porém, a caixa de reduções projetada não conseguia atingir as reduções necessárias, visto que todas as engrenagens utilizadas eram oriundas de uma caixa de marchas da motocicleta Honda CB-400, limitando assim o projeto.

1.2. OBJETIVO

- Objetivo principal: realizar o dimensionamento da caixa de marchas de engrenagens de dentes retos utilizadas no projeto da transmissão do protótipo da equipe Tchê BAJA a fim de melhorar o desempenho do veículo nas provas de tração e de velocidade.

- Objetivos específicos:

- Ajustar o projeto a um novo valor de reduções;
- Modificar o número de dentes e a dimensão de determinadas engrenagens;
- Alterar o posicionamento dos eixos e modificar a carcaça para se ajustarem às modificações;
- Selecionar os mancais para suportar os esforços atuantes;
- Manter o mecanismo de troca de marchas já existente.

1.3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Autores como Nicolazzi et al. (2012) e BOSH (2008) escreveram livros completos sobre veículos automotores e seus subsistemas, incluindo os sistemas de transmissão e potência, com ênfase na dinâmica veicular e tecnologias aplicadas ao projeto e construção de componentes de veículos.

Norton (2013) e Budynas et al. (2016) trazem bibliografias voltadas ao projeto de elementos de máquinas e componentes mecânicos, bem como métodos para dimensionamento de elementos pertencentes aos sistemas de transmissões mecânicas, como engrenagens e eixos.

Com relação à aplicação dos elementos de transmissão em veículos do tipo BAJA SAE, Wienandts (2019) desenvolveu o dimensionamento dos componentes internos de uma caixa de redução fixa para um protótipo utilizando o método de elementos finitos para a análise de tensões e deformações dos eixos e engrenagens. Ademais, Cipolla (2015) desenvolveu uma alternativa pouco utilizada entre as equipes da modalidade, que consiste na utilização de uma caixa de reduções de engrenagens planetárias para inclusão da marcha reversa, dando maior versatilidade ao protótipo. Já Caser (2014) desenvolveu o projeto de uma caixa de redução por correia sincronizadora a fim de aumentar a eficiência e reduzir a massa do protótipo, resultando na diminuição da emissão de ruídos e eliminação da necessidade de lubrificação.

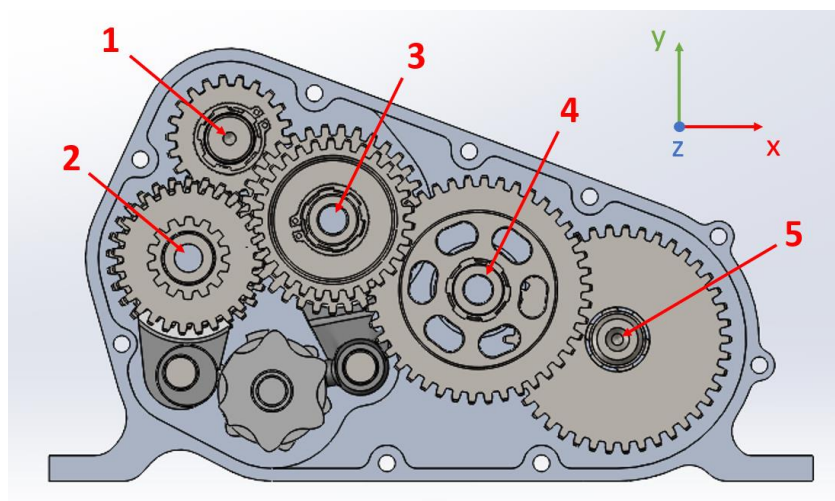
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo apresenta o embasamento e os conceitos teóricos relativos aos principais elementos de transmissão mecânica e aos equacionamentos necessários para o dimensionamento dos componentes do projeto

2.1. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

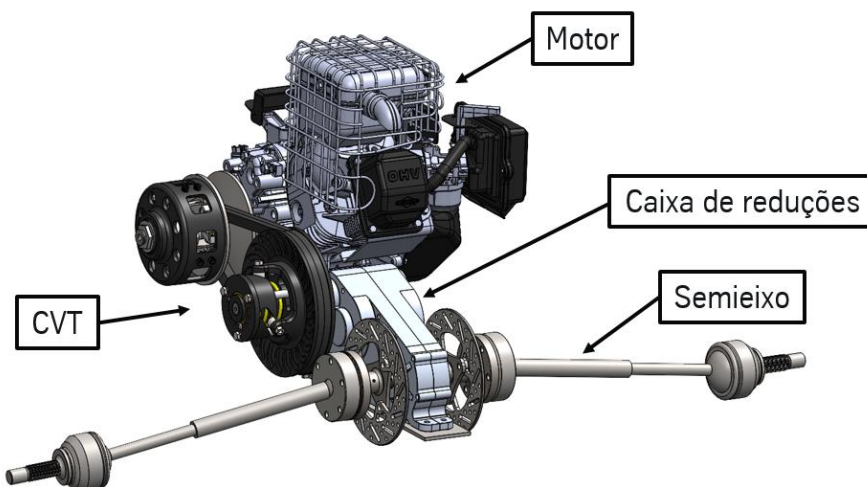
Como é possível observar na Figura 1, a caixa de marchas utilizada pela equipe possui 5 eixos, os quais estão enumerados, sendo que as engrenagens foram retiradas do modelo de motocicleta Honda CB-400 e adaptadas para a utilização no protótipo. Na porção inferior dos eixos 2 e 3 encontra-se o mecanismo de troca de marchas, composto pelo trambulador.

Figura 1. Vista dos eixos e engrenagens da caixa de marchas da equipe. Fonte: autor.



Na Figura 2, observa-se a disposição dos principais componentes do subsistema de *powertrain* da equipe, composto pelo motor, câmbio CVT, caixa de reduções e semieixo. No eixo do motor encontra-se a polia primária do CVT, que, através de uma correia, transmite o movimento para a polia secundária, a qual se encontra acoplada ao eixo de entrada (eixo 1) da caixa de reduções. O eixo de saída da caixa de reduções (eixo 5) é conectado ao semieixo, que transmite a rotação até as rodas.

Figura 2. Configuração do subsistema de *powertrain* da equipe. Fonte: autor.

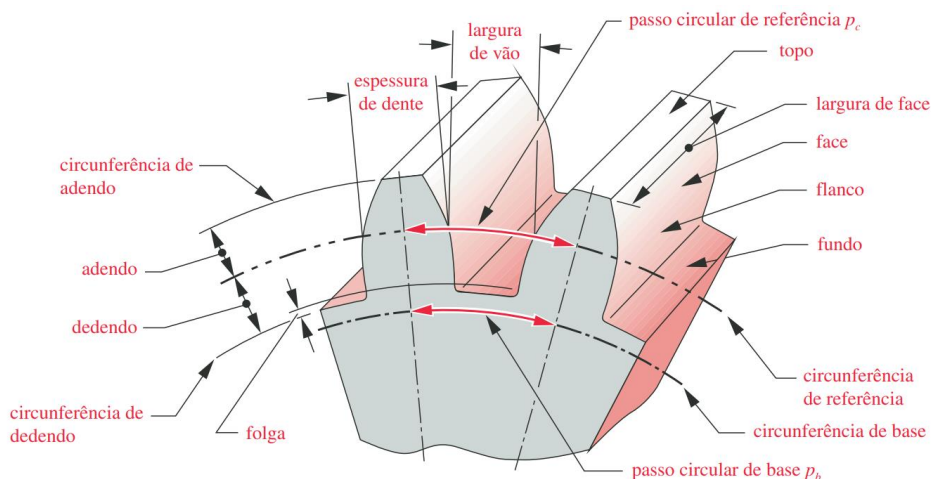


2.2. ENGRENAGENS

Engrenagens são utilizadas para transmitir torque e velocidade angular em uma ampla variedade de aplicações. Trataremos neste trabalho do tipo mais simples de engrenagem, a engrenagem cilíndrica de dentes retos, projetada para operar com eixos paralelos e possuindo dentes paralelos ao eixo (Norton, 2013).

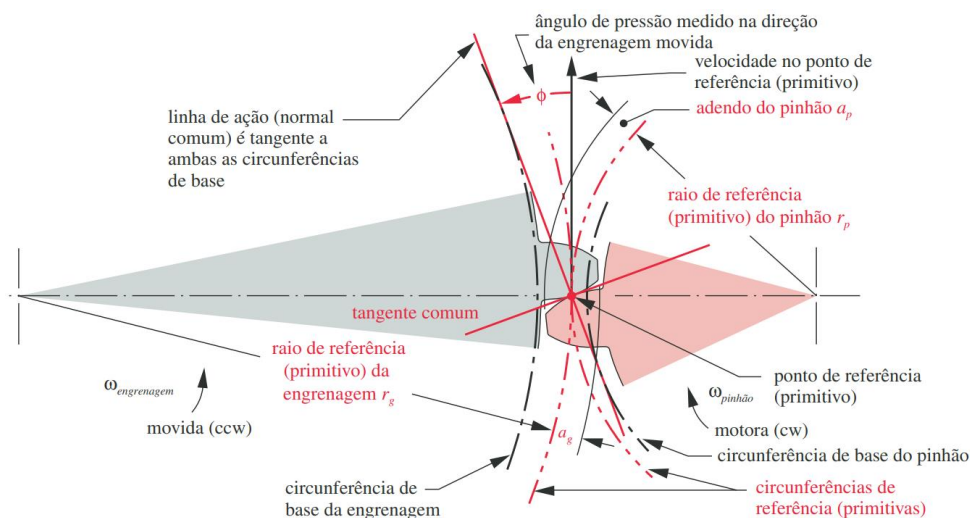
A Figura 3 mostra dois dentes de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos com a nomenclatura-padrão definida.

Figura 3. Nomenclatura padrão dos dentes de engrenagem. Fonte: Norton (2013).



O círculo primitivo ou de referência é um círculo teórico sobre o qual todos os cálculos geralmente se baseiam. Os círculos primitivos de duas engrenagens em engrenamento são tangentes entre si. A linha de ação de uma engrenagem passa pelo ponto de referência e é tangente às circunferências de base de ambas as engrenagens, como ilustrado pela Figura 4. Os ângulos de pressão do par de engrenagem são padronizados pelos fabricantes de engrenagens, e os valores mais comuns padronizados são $14,5^\circ$, 20° e 25° , sendo o valor de 20° o mais comumente utilizado.

Figura 4. Linha de ação de um par de engrenagens. Fonte: Norton (2013).



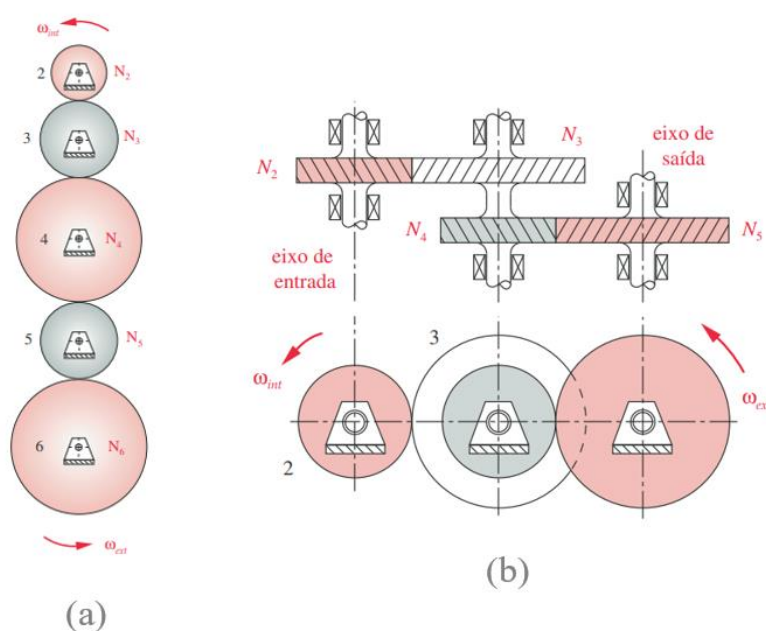
2.3. TRENS DE ENGRENAGENS

Segundo Norton (2013), um trem de engrenagens é um arranjo de duas ou mais engrenagens acopladas entre si. Um par de engrenagens é o mais simples dos trens de engrenagens e está geralmente limitado a uma razão de cerca de 10:1, ou seja, o número de dentes da coroa é cerca de 10 vezes maior que o número de dentes do pinhão.

2.3.1. Trem de Engrenagens Simples

Nesse tipo de trens de engrenagens, cada eixo possui somente uma engrenagem acoplada, como ilustra a Figura 5(a):

Figura 5. (a) Trem de engrenagens simples e (b) Trem de engrenagens composto. Fonte: Norton (2013).



A razão de velocidades (m_v) de um trem de engrenagens com 5 engrenagens é definido pela Equação 1:

$$m_v = \left(\frac{-N_2}{N_3}\right) \left(\frac{-N_3}{N_4}\right) \left(\frac{-N_4}{N_5}\right) \left(\frac{-N_5}{N_6}\right) = \frac{+N_2}{N_6} \quad (1)$$

em que N é o número de dentes da engrenagem. Assim, a razão de velocidades para um trem simples é sempre a razão entre a primeira engrenagem sobre a última, sendo que somente o sinal da razão global de velocidades é afetada pelas engrenagens intermediárias (Norton, 2013).

2.3.2. Trem de Engrenagens Composto

Para atingir uma razão de velocidades superior a 1:10 é necessário compor o trem. Nesse tipo de composição, pelo menos um dos eixos possui mais do que uma engrenagem. A Figura 5(b) representa um trem composto com 4 engrenagens, sendo que duas delas estão acopladas em um mesmo eixo. A razão de velocidades (m_v) de um trem composto é computada pela Equação 2:

$$m_v = \left(\frac{-N_2}{N_3}\right) \left(\frac{-N_4}{N_5}\right) \quad (2)$$

Para o trem de engrenagens composto, as razões intermediárias influenciam na razão de velocidades global. Dessa forma, é possível atingir elevadas relações de velocidades, sempre atentando para a limitação de 10:1 nas razões individuais de cada par de engrenagens acoplado. Pode-se generalizar a equação para qualquer número de engrenagens do trem, através da Equação 3:

$$m_v = \pm \frac{\text{Produto do número de dentes nas engrenagens motoras}}{\text{Produto do número de dentes nas engrenagens movidas}} \quad (3)$$

2.3.3. Carregamentos de Engrenamento

Durante o engrenamento de duas engrenagens, a força que é transmitida pelos dentes do pinhão para os dentes da coroa é a força W , como mostrado na Figura 6, a qual atua ao longo da linha de ação, definida pelo ângulo de pressão. Essa força pode ser desmembrada em duas componentes, uma radial W_r e outra tangencial W_t , e esta última pode ser calculada pela Equação 4:

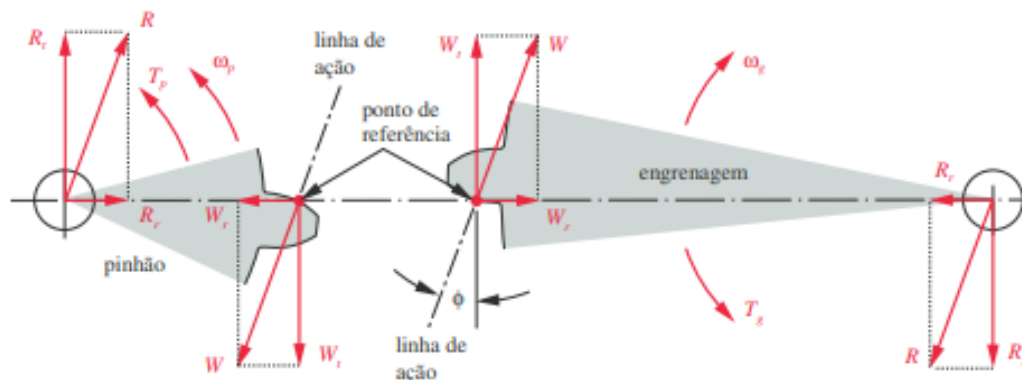
$$W_t = \frac{T_p}{r_p} = \frac{2T_p}{d_p} = \frac{2p_p T_p}{N_p} \quad (4)$$

onde T_p é o torque no eixo do pinhão, r_p o raio primitivo, d_p o diâmetro primitivo, N_p o número de dentes e p_p o passo diametral.

A componente radial pode ser obtida utilizando o ângulo de pressão Φ pela Equação 5:

$$W_r = W_t \tan \Phi \quad (5)$$

Figura 6. Direção das forças transmitidas no contato entre duas engrenagens. Fonte: Norton (2013).



2.3.4. Tensões em Dentes de Engrenagem

Existem basicamente dois modos de falha possíveis de ocorrer em dentes de engrenagem. A primeira é a fratura por fadiga, a qual ocorre devido às tensões variadas na raiz do dente. A segunda é a fadiga superficial, também denominada de crateração. Para essa falha, não é possível projeto para vida infinita, pois os materiais não apresentam um limite de resistência à fadiga para tensões cíclicas de contato de superfície. Assim, é esperado que as engrenagens falhem por esse mecanismo de desgaste, e quando é necessário fazer a troca da engrenagem (Norton, 2013).

2.3.5. Tensão de Flexão

Segundo Dobrovolski et al. (1980), a principal causa de ruptura na região do pé do dente é a fadiga gerada pelos ciclos de carga a que os dentes são submetidos, fazendo com que ocorram tensões variáveis de flexão nessa região.

O cálculo da tensão de flexão é definido pela *American Gear Manufacturers Association* (AGMA) pela norma 2001-D04 e é obtido pela Equação 6:

$$S_t = \frac{W_t}{Fmj} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I \quad (6)$$

em que W_t é a força tangencial atuante no dente, F é a largura da face J é o fator geométrico de resistência à flexão, K_v é o fator dinâmico, K_m é o fator de distribuição de carga, K_a é o fator de aplicação, K_s é o fator de tamanho, K_B é o fator de espessura de borda, K_I é o fator de ciclo de carga, e m é o módulo da engrenagem, em mm.

2.3.6. Tensão de Contato

O contato entre duas regiões de involuta dos dentes de engrenagem tem uma combinação de rolamento e escorregamento em suas interfaces. Na região do diâmetro primitivo o movimento é rolamento puro e a porcentagem de deslizamento aumenta com o aumento da distância ao ponto de referência. As falhas ocorrem na porção inferior do dente, próximo à raiz, pois é onde acontece a mudança de direção do deslizamento, gerando tensões de cisalhamento subterrâneas de atrito, que eventualmente podem remover material da peça.

A partir da norma ANSI/AGMA 2001-D04, é possível calcular a tensão de contato S_c no dente da engrenagem pela Equação 7:

$$S_c = C_p \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{D_p F I}} \quad (7)$$

em que C_p é o coeficiente elástico do material, em $\text{Pa}^{0.5}$, I é o fator geométrico para resistência à tensão de contato e C_f é o fator de condição de superfície.

2.4. EIXOS

Eixos são elementos utilizados para transmitir movimento de rotação e torque de um componente a outro, geralmente de um motor até outras partes do sistema. Os eixos são montados em mancais e podem conter engrenagens, polias ou rodas dentadas, que transmitem o movimento por meio de engrenamento, correias ou correntes de um eixo a outro (Budynas et al., 2016).

2.4.1. Cargas Atuantes em Eixos

As cargas presentes em eixos de transmissão são, basicamente, de dois tipos: torção e flexão. Pode haver várias combinações dessas duas cargas e as mesmas podem ser fixas ou flutuarem no decorrer do tempo.

Um eixo submetido a cargas de flexão fixas apresentará um estado de tensões cíclico e alternado, em que as cargas em cada ponto do eixo se alternarão entre tração e compressão para cada volta dada. Por esse motivo, os eixos devem ser projetados para suportar falhas de fadiga. (Budynas et al., 2016).

2.4.2. Projeto do Eixo

Para o projeto de um eixo de transmissão, deve-se levar em consideração tanto suas tensões quanto suas deflexões, pois estas em excesso causarão desgaste prematuro dos mancais do eixo, gerando possíveis desalinhamentos. As tensões no eixo podem ser determinadas em cada ponto, desde que se conheçam as cargas de flexão e torção presentes ao longo do comprimento do mesmo.

Para se obter o diâmetro do eixo para um carregamento de flexão variada e torque variado, utiliza-se a Equação 8:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(K_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(K_{fs} T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(K_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4}(K_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (8)$$

em que N_f é o fator de segurança do projeto, M_a é a componente alternada do momento e M_m é a componente média do momento, em Nm, T_a é a componente alternada da torção e T_m é a componente média da torção, todos expressos em Nm. K_f e K_{fs} são os fator de concentração de tensão em fadiga por flexão e torção, respectivamente, e K_{fm} e K_{fsm} são os fatores de

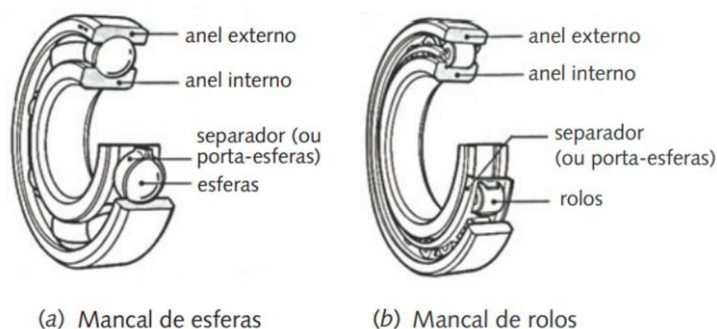
concentração de tensão média em fadiga para flexão e torção, respectivamente. S_f e S_{ut} são, respectivamente, a resistência à fadiga e à tração do material, em MPa.

2.5. MANCAIS DE ELEMENTOS ROLANTES

Os mancais de elementos rolantes são um grupo de mancais em que a carga principal é transferida por elementos em contato rolante ao invés de contato de deslizamento (Budynas et al. 2016).

Este grupo pode ser dividido entre mancais de esferas e mancais de rolos, ambos com configurações variadas dentro de cada categoria, como ilustrado na Figura 7.

Figura 7. Mancais de esferas e de rolos. Fonte: Budynas et al. (2016).



Mancais de esfera são utilizados em aplicações que envolvem cargas pequenas e médias com altas velocidades. Podem suportar cargas radiais e axiais combinadas em diversos graus.

Os mancais de rolos suportam cargas estáticas e dinâmicas maiores que os mancais de esferas, sendo utilizados para aplicações com cargas pesadas (Budynas et al. 2016).

2.5.1. Falhas nos Mancais de Elementos Rolantes

De acordo com Budynas et al. (2016), em condições de perfeito funcionamento do mancal, a falha ocorre pelo mecanismo de fadiga superficial, quando a pista ou as esferas ou rolos exibirem a primeira vala. Quando isso ocorre, o mancal emite vibração e ruído audível.

Os mancais são classificados com base na vida em fadiga (L_{10}), a qual expressa a vida útil do componente em milhões de revoluções. É esperado que 90% de uma amostra aleatoriamente escolhida atinjam ou excedam a vida em fadiga estimada em seu projeto.

2.5.2. Seleção de Mancais

A seleção de um mancal depende dos valores de carga estática e dinâmica a que o mesmo estará submetido e da vida desejável até que se atinja a fadiga. A vida em fadiga dos mancais de esferas é calculada pela Equação 9 e dos mancais de rolos pela Equação 10:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (9)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \quad (10)$$

em que L_{10} é a vida em fadiga em milhões de revoluções, P é a carga aplicada, em N, e C é a carga dinâmica básica de classificação, em N, especificada pelo fabricante.

3. METODOLOGIA

Este capítulo apresenta os procedimentos realizados para o dimensionamento da caixa de transmissão. Primeiramente, obteve-se os novos valores de redução pretendidos pela equipe e alterou-se o número de dentes de determinadas engrenagens para a redução se aproximar ao máximo do valor teórico. O arranjo de engrenagens da caixa de marchas pode ser observado no Apêndice 1.

3.1. DETERMINAÇÃO DA NOVA REDUÇÃO

De acordo com os valores repassados pela Equipe Tchê BAJA UFRGS, as reduções aproximadas pretendidas eram de 1:13 para a primeira marcha, 1:7,6 para a segunda marcha e 1:5,3 para a terceira marcha. Para a marcha à ré, como a sua redução dependeria da alteração de engrenagens que pertenciam à terceira marcha, não houve requisitos de redução. Partindo-se desses valores, inicialmente modificou-se os números de dentes das engrenagens de número 3, 4, 5, 6 e 7.

3.1.1. Modificação do Número de Dentes

As engrenagens que inicialmente sofreram alterações no número de dentes foram as engrenagens pertencentes aos eixos 2 e 3, os quais possuem engrenagens flutuantes. Tais alterações foram realizadas devido às modificações do número de dentes das engrenagens desses eixos afetarem somente uma redução. Caso fossem alterados os números de dentes das engrenagens 9 e 10, por exemplo, todas as reduções seriam alteradas simultaneamente.

3.2. DETERMINAÇÃO DAS SOLICITAÇÕES NAS ENGRENAGENS

3.2.1. Carregamentos

Para a obtenção dos carregamentos nas engrenagens da caixa, deve-se levar em consideração o torque produzido pelo motor e as reduções impostas pelas engrenagens e pelo câmbio CVT, como pode-se observar na Tabela 1. Para os cálculos, foi avaliada a caixa na posição de engrenamento da primeira marcha com o CVT em redução máxima de 1:3,9 e rendimento de 80%, configuração em que a redução é máxima e se produz o maior torque possível e, conseqüentemente, os carregamentos mais elevados.

Tabela 1. Torque máximo do motor, reduções e torque máximo no eixo de saída. Fonte: autor.

Dados	Valor
Torque máximo do motor	18 N.m
Redução máxima da caixa	1:13
Redução máxima CVT	1:3,9
Torque máximo no eixo de saída	730,75 N.m

3.2.2. Tensão de Flexão

Os cálculos para obtenção das tensões de flexão nos dentes das engrenagens para a configuração em primeira marcha da caixa de redução foram realizados de acordo com a Equação 6. Os valores de tensão máximos foram comparados com as tensões de fadiga máximas admissíveis para aquela geometria e material.

3.2.3. Tensão de Contato

As tensões de contato, por sua vez, foram obtidas utilizando-se a Equação 7. Os valores de tensão de contato máxima admissíveis foram obtidos pelas equações de resistência AGMA e comparados com os valores de tensão nas engrenagens.

3.3. ESFORÇOS NOS EIXOS

O cálculo dos esforços nos eixos seguiu basicamente o mesmo método de cálculo dos carregamentos nas engrenagens. Primeiramente obteve-se o torque em cada eixo e as forças de reação tangenciais e radiais produzidas pelas engrenagens. A partir destas forças, foram obtidas as resultantes nos planos XZ e YZ e obtidos os diagramas de esforço cortante e momento fletor para cada um dos eixos em cada um dos planos. Combinando-se os valores de momento dos planos, foram construídos os diagramas de momento fletor para cada eixo. Também foram determinadas as forças de reação nos mancais. As coordenadas cartesianas foram orientadas de forma que o eixo Z coincidisse com a direção dos eixos, como pode ser observado na Figura 1.

3.3.1. Determinação do Diâmetro dos Eixos

Os diâmetros mínimos dos eixos foram calculados por meio da Equação 8, utilizando-se os esforços de flexão e torção médios e alternados com base nos diagramas obtidos e com base na posição do eixo em que a tensão tem seu valor crítico. Para o caso específico desse trabalho, os esforços de momento fletor médio são iguais a zero, uma vez que o eixo possui movimento rotacional com esforços variando entre tração e compressão. Para a obtenção da tração média, obteve-se a média entre os valores de torque máximos e mínimos que a primeira marcha atingiria por meio da variação de redução ocasionada pelo CVT.

3.4. SELEÇÃO DE MANCAIS

Inicialmente calculou-se a carga de reação em cada um dos mancais obtidas no momento da construção dos diagramas de esforço cortante e momento fletor. Para o caso de um eixo em rotação, considerou-se o critério de carga dinâmica para a seleção dos mancais e para a estimativa da vida em fadiga (Equações 9 e 10), utilizando-se as tabelas do fabricante com os valores das cargas dinâmicas suportadas para cada modelo de mancal.

3.5. CONDIÇÕES DE CONTORNO

3.5.1. Motor

O modelo de motor utilizado pela equipe, como ilustra o Anexo 1, é padrão para todas as equipes. Trata-se de um motor estacionário de quatro tempos que possui 10 HP de potência.

Assim, tem-se a condição de contorno de rotação e torque, segundo os dados oferecidos pelo fabricante, os quais estão expressos no Anexo 2.

Pode-se observar que o torque máximo do motor encontra-se em aproximadamente 2600 RPM e tem magnitude de 18,5 N.m. A rotação do motor tem seu limite em 4000 RPM.

3.5.2. CVT

O modelo de CVT utilizado pela equipe é o GAGED GX9, um dos que mais permite às equipes configurações de regulagem, como resposta do tempo de abertura e fechamento das polias. O modelo está representado pelo Anexo 3 e possui relações de velocidade inicial e final que são, segundo o catálogo do fabricante, de 1:3,9 e 0,9:1, respectivamente.

4. RESULTADOS

4.1. DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO

4.1.1. Engrenagens

Inicialmente foi determinado o número de dentes de cada engrenagem do sistema para produzir a relação de transmissão desejada em cada uma das marchas. Para determinar a relação das 3 marchas, utilizou-se a informação das reduções pretendidas repassadas pela equipe.

Após alterações nas engrenagens dos eixos 2 e 3, obteve-se uma relação de transmissão para a primeira marcha de 1:12,61, para a segunda de 1:7,58 e para a terceira de 1:5,33. A Tabela 2 ilustra as relações de transmissão esperadas e as obtidas.

Tabela 2. Valores esperados e obtidos para a redução de cada uma das marchas do veículo.

Fonte: autor.

	1ª Marcha	2ª Marcha	3ª Marcha	Ré
Esperado	1:13	1:7,6	1:5,3	Entre 1:6 e 1:8
Obtido	1:12,61	1:7,58	1:5,33	1:6,82

O material adotado para as engrenagens é o AISI 4340 temperado e revenido, devido à sua capacidade de apresentar alta dureza superficial e possuir boa ductilidade em seu núcleo.

Após a definição inicial do número de dentes para cada engrenagem e a obtenção dos diâmetros de cada uma delas, calculou-se as forças tangenciais e radiais transmitidos por cada par de engrenagem. Essas forças foram posteriormente decompostas nas coordenadas globais X e Y (Figura 1) as quais estão dispostas na Tabela 3.

Tabela 3. Magnitude da força nos dentes das engrenagens para a configuração de terceira marcha. Fonte: autor.

Nº da Engrenagem	1	2	4	7	9	10	11	12
F_x (N)	1.651,5	-1.651,5	-1.873,5	1.872,1	-4.477,3	4.477,3	-124,9	124,9
F_y (N)	-2.039,4	2.039,4	2.692,6	-2.693,5	-4.556,1	4.556,1	17.885,5	-17.885,5
F (N)	2.624,2	2.624,2	3.280,24	3.280,24	6.387,8	6.387,8	17.885,9	17.885,9

As análises de tensões foram realizadas para a primeira marcha, que apresenta o maior torque no eixo de saída e as maiores forças nos dentes das engrenagens. Como a primeira marcha é utilizada pela equipe na competição somente na prova de tração, os limites de resistência à fadiga por flexão e contato foram calculados para a quantia de 3 mil ciclos do eixo traseiro. Esse tempo equivale a 1 hora de trabalho ininterrupta com o eixo funcionando no nível mais alto de torque. Foi utilizada essa abordagem para priorizar a performance do veículo apenas para um campeonato. Como a prova de tração exige aproximadamente 10 minutos de cada veículo, pode-se afirmar que a estimativa estará adequada para o dimensionamento.

As análises de tensão de flexão e de contato revelaram que as engrenagens mais solicitadas foram as engrenagens 9 e 11, que correspondem aos pinhões das duas últimas reduções, os quais estavam sujeitos a tensões de contato acima da tensão admissível. Tal fato se deve à progressão de aumento do torque ao longo das reduções e do pequeno número de dentes dos pinhões, que possuíam 19 e 15 dentes. Esse fato fazia com que ambos possuíssem uma elevada força tangencial, aumentando assim as tensões de contato. A solução encontrada foi aumentar o número de dentes dos pinhões e, conseqüentemente, o diâmetro primitivo e a largura de face da engrenagem até que as tensões permanecessem abaixo da admissível. Como as relações de transmissão deveriam permanecer as mesmas, as coroas também tiveram os dentes aumentados. Chegou-se a um número de dentes na engrenagem 9 e 11 de 24 e 25, e a uma largura de 20 mm e 25 mm, respectivamente. Essa mudança gerou a necessidade de modificação da carcaça da caixa e aumento na distância entre o eixo de entrada e saída, fato que deverá ser levado em conta pela equipe para o desenvolvimento de projeto do subsistema de *powertrain*.

A relação de número de dentes para cada engrenagem está ilustrada no Apêndice 2. O número de dentes antes das alterações representa as engrenagens originais que foram retiradas da motocicleta.

Os resultados dos valores para tensão de contato e de flexão e as tensões admissíveis de contato e flexão estão dispostas na Tabela 4:

Tabela 4. Tensão de flexão, tensão de contato e tensões admissíveis para as engrenagens mais solicitadas. Fonte: autor.

Tensão	Engrenagem 9	Engrenagem 11
Tensão de contato AGMA (MPa)	1.424	1.536
Tensão de contato admissível (MPa)	1.542	1.604
Tensão de flexão AGMA (MPa)	397	750
Tensão de flexão admissível (MPa)	1.416	1.622

4.1.2. Eixos

O projeto dos eixos foi realizado levando em consideração o torque atuante em cada um dos eixos e as reações das forças geradas pelo contato entre as engrenagens. Para o eixo 1, também se levou em consideração a força realizada pelo engrenamento da polia do CVT. As forças transmitidas pelas engrenagens foram divididas e calculadas para os planos XZ e YZ para cada um dos eixos. Assim, foi possível calcular os esforços cortantes e os momentos ao longo de todo o eixo, para, por fim, calcular a magnitude total do momento fletor e, através desse resultado, calcular o diâmetro mínimo do eixo em sua região mais crítica.

O nexo 3 mostra o comportamento dos esforços de momento fletor em cada um dos eixos. A coordenada Z, medida em milímetros, tem seu ponto inicial e final localizados nos

apoios (mancais). Pelos diagramas de momento fletor pode-se observar onde se encontram as regiões de maior esforço nos eixos e os pontos onde o momento é zero, que são os mancais.

A magnitude do torque de cada eixo, por sua vez, pode ser calculada pela multiplicação do torque do motor pelas sucessivas reduções em cada eixo. A Tabela 5 apresenta a magnitude do torque sofrido por cada eixo, considerando o torque máximo do motor de 18 N.m e a redução máxima na CVT de 1:3,9, com rendimento de 80%.

Tabela 5. Magnitude do torque máximo em cada um dos eixos. Fonte: autor.

Eixo	1	2	3	4	5
Redução	3,9	1,14	1,85	2,21	2,8
Torque (N.m)	56,2	63,8	118	261	730,7

O dimensionamento dos eixos foi realizado utilizando-se a Equação 8, que relaciona os coeficientes modificadores de tensão para calcular o diâmetro mínimo do eixo. Os fatores de concentração de tensão, dependentes dos ressalto e da geometria do eixo, estão exibidos na Tabela 6.

Tabela 6. Fatores de concentração de tensão nos eixos. Fonte: autor.

Eixo	1	2	3	4	5
Fator de tensão em fadiga por flexão (K_f)	1,8	1,94	1,72	1,67	1,65
Fator de tensão média em fadiga por flexão (K_{fm})	1,8	1,94	1,72	1,67	1,65
Fator de tensão em fadiga por torção (K_{fs})	1,71	1,81	1,65	1,53	1,54
Fator de tensão média em fadiga por torção (K_{fsm})	1,71	1,81	1,65	1,53	1,54

O material utilizado foi o AISI 4340 temperado e revenido à uma temperatura de 205°C, que possui tensão de escoamento de 1675 MPa, de acordo com o catálogo da empresa Gerdau. As tensões de escoamento do material dos eixos bem como os valores dos coeficientes estão ilustrados na Tabela 7:

Tabela 7. Tensões de escoamento, de resistência à tração e de fadiga nos eixos. Fonte: autor.

Resistência ao Escoamento S_y (MPa)	1675
Resistência à Tração S_{ut} (MPa)	1875
Resistência à Fadiga $S_{e'}$ (MPa)	937,5
Resistência à Fadiga corrigida S_e (MPa)	549,54
Fator de carregamento K_c	1
Fator de Tamanho K_b	0,88
Fator de Superfície K_a	0,86
Fator de Confiabilidade K_e	0,8
Fator de Temperatura K_d	1

O diâmetro mínimo dos eixos pôde então ser calculado pela Equação 8. A Tabela 8 resume os resultados obtidos.

Tabela 8. Diâmetro mínimo calculado para cada um dos eixos. Fonte: autor.

Eixo	1	2	3	4	5
Diâmetro d (mm)	14,66	13,66	17,73	19,541	22,678

4.1.3. Mancais

Para o dimensionamento dos mancais foram utilizados os valores de reações calculados nos apoios (mancais), como ilustra a Tabela 9. A carga básica de classificação do mancal é definida como a carga que resultará em uma vida de 1 milhão de revoluções à pista interna.

Tabela 9. Forças de reação nos mancais, modelos e vida útil em fadiga dos mancais selecionados. Fonte: autor.

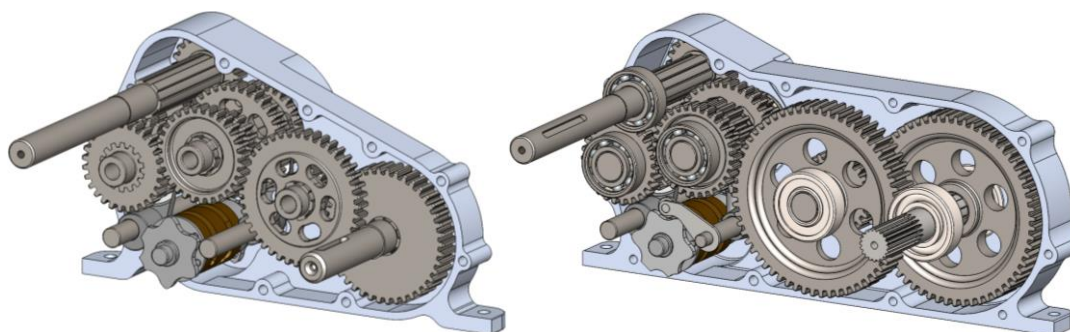
Eixo	1	2	3	4	5
Magnitude Reação Mancal 1 (kN)	2,4	1,25	4,41	10	5,96
Magnitude Reação Mancal 2 (kN)	1,61	0,81	3,29	13,05	11,92
Modelo Selecionado	6004	6004	6004	NU204	NU1005
Carga básica de classificação (kN)	9,95	9,95	9,95	25,1	14,2
Vida em fadiga (Revoluções)	7,1E+07	5,0E+08	1,2E+07	8,9E+06	1,6E+06
Vida em horas (h)	2.068	16.589	703	1.190	613

Para a seleção de mancais, utilizou-se o catálogo da SKF. Para os 3 primeiros eixos, utilizou-se o mesmo mancal de esferas, de modelo 6004, com carga básica de classificação dinâmica de 9,95 kN, uma vez que as reações destes eixos são de menor magnitude. No eixo 4, calculou-se um valor de reação de 13,05 kN. Então optou-se pela utilização do mancal de rolos NU204, com carga básica de classificação de 25,1 kN. No eixo de saída, selecionou-se o mancal de rolos NU1005, com carga básica de classificação dinâmica de 14,2 kN, já que o mancal de maior de reação está sujeito a 11,92 kN.

4.1.4. Configuração Final

Após realizar as devidas alterações baseando-se nos resultados dos cálculos, a caixa de reduções obtida, em comparação com a configuração anterior, pode ser observada na Figura 8.

Figura 8. Configuração da caixa de reduções antes (à esquerda) e depois (à direita) do dimensionamento dos componentes. Fonte: autor.



5. CONCLUSÃO

O presente estudo foi desenvolvido com a finalidade de dimensionar os componentes da caixa de transmissão que será utilizada pela Equipe Tchê de BAJA SAE, com a finalidade de aprimorar ainda mais o protótipo que é desenvolvido pelos membros da equipe. No trabalho,

foram dimensionadas as engrenagens, eixos e mancais e adaptada a carcaça da caixa à configuração obtida dos componentes.

Com as condições de contorno definidas previamente, modificou-se o número de dentes das engrenagens para atingir os valores de reduções propostos pela equipe. Além disso, realizou-se o dimensionamento baseando-se nos cálculos de tensão de flexão e de tensão de contato para as engrenagens, observando-se os valores de tensão admissíveis. Para os eixos, determinou-se os valores de diâmetro mínimo para que o mesmo suportasse os esforços de fadiga impostos para a prova da competição que mais exige do sistema: a prova de tração. Com as reações de apoio nos eixos, foi possível selecionar os mancais de rolamento para cada um dos eixos e obter a quantidade de ciclos para cada um deles.

De modo geral, as modificações realizadas após o dimensionamento foram as alterações nos números de dentes de 9 das 12 engrenagens do sistema. Dessas mudanças, foi aumentado a largura dos 2 últimos pares de engrenagens, os quais estavam sujeitos aos maiores esforços. Além disso, aumentou-se o diâmetro do eixo de saída e o diâmetro e a largura dos mancais para os eixos 4 e 5. Dessa forma, necessitou-se modificar a carcaça, aumentando os alojamentos para os mancais e aumentando-se a altura e o comprimento da carcaça, devido aos aumentos das engrenagens dos 2 últimos eixos. Assim, a distância entre centros aumentou em 49,1 mm, fato que deve ser considerado para uma mudança no arranjo dos componentes do subsistema de *powertrain* da equipe.

5.1. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como recomendação para trabalhos futuros, sugere-se uma análise voltada para a redução de massa dos elementos da caixa de reduções, visto que este é um dos componentes que acrescenta considerável massa ao subsistema de *powertrain*. O trabalho de Gross (2021) apresenta uma otimização topológica de uma engrenagem da caixa de transmissões, no qual foi possível reduzir em 48% a massa total da mesma. Recomenda-se também um estudo para redução de massa da carcaça da caixa, objetivando a redução da espessura de parede em regiões específicas, em que se consiga redução de material com manutenção da rigidez necessária ao conjunto.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSI/AGMA 2001-D04. 2004. **Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth**. Alexandria, USA : American Gear Manufacturers Association, 2004.

BOSCH, R. G. **Manual de tecnologia automotiva**. 35. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2008.

BRIGGS & STRATTON DO BRASIL. **Catálogo do motor**. Milwaukee, 2013.

BUDYNAS, Richard G. e Nisbett, J. Keith. 2016. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 10. Porto Alegre : Bookman, 2016.

CASER, Igor Neves; SERAPHIM, Sylvio K. C. **Projeto de Caixa de Redução de Velocidade por Correia Sincronizadora Para Veículo Baja Sae**. 59 f. 2014. - Universidade Federal do Espírito Santo.

CIPOLLA, Gabriel. **Desenvolvimento de Caixa de Redução para Veículo BAJA SAE**. 56 f. 2015. - UNESP - Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho.

DOBROVOLSKI, V., et al. 1980. **Elementos de Máquinas**. 1. Moscou : Mir, 1980.

GERDAU. **Manual de aços**. Edição 2003. Disponível em: <https://www.feis.unesp.br/Home/departamentos/engenhariamecanica/maprotec/catalogo_aos_gerdau.pdf>. Acesso em: 12 ago. 2022.

GROSS, Felipe. **Otimização Topológica de uma Engrenagem do Sistema de Transmissão de um Veículo do tipo BAJA SAE**. 15 f. 2021. Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

MELCONIAN, Sarkis. 2009. **Elementos de Máquinas**. 9. São Paulo : Editora Érica Ltda., 2009.

NICOLAZZI, Lauro C.; LEAL, Longuinho C. M. L.; ROSA, Edison. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**. Publicação interna do GRANTE Departamento de Engenharia Sumário, 2012.

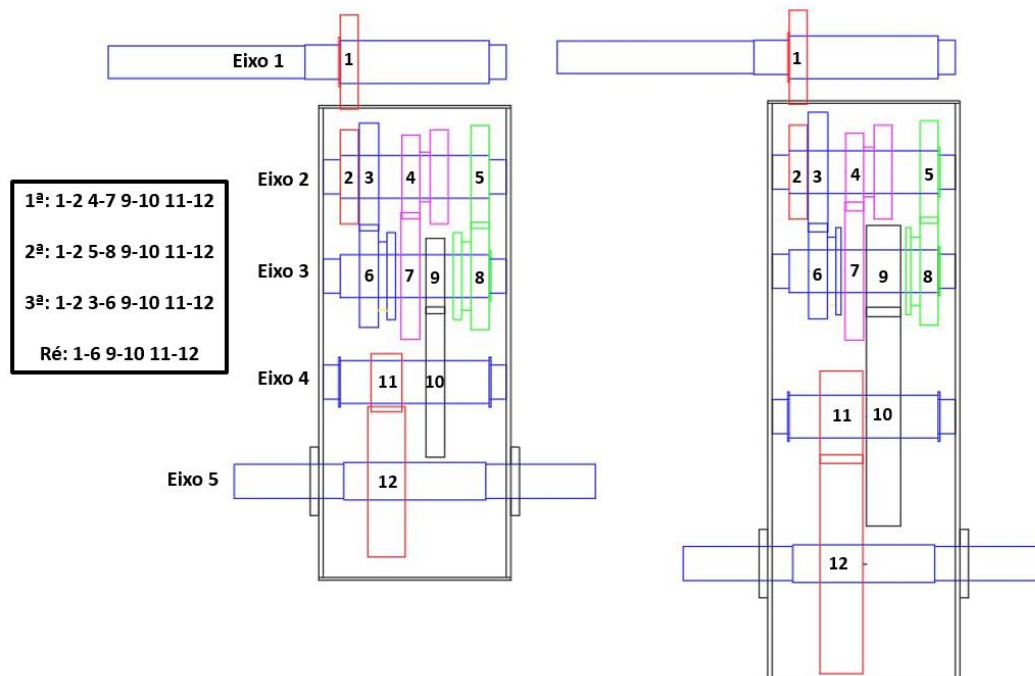
NORTON, Robert. **Projeto de máquinas**. Porto Alegre: Bookman, 2013.

SKF. **Catálogo rolamento de esferas**. Disponível em: <<http://www.skf.com>>. Acesso em: 12 ago. 2022.

WIENANDTS, Luis Felipe R. **Dimensionamento do Sistema de Transmissão Mecânica para o Veículo Baja Univates**. 104 f. 2019. - Universidade do Vale do Taquari - Univates

7. APÊNDICE 1

Figura 9. Numeração das engrenagens, eixos e arranjo das marchas da caixa de reduções na configuração anterior (à esquerda) e após as modificações (à direita). Fonte: autor.



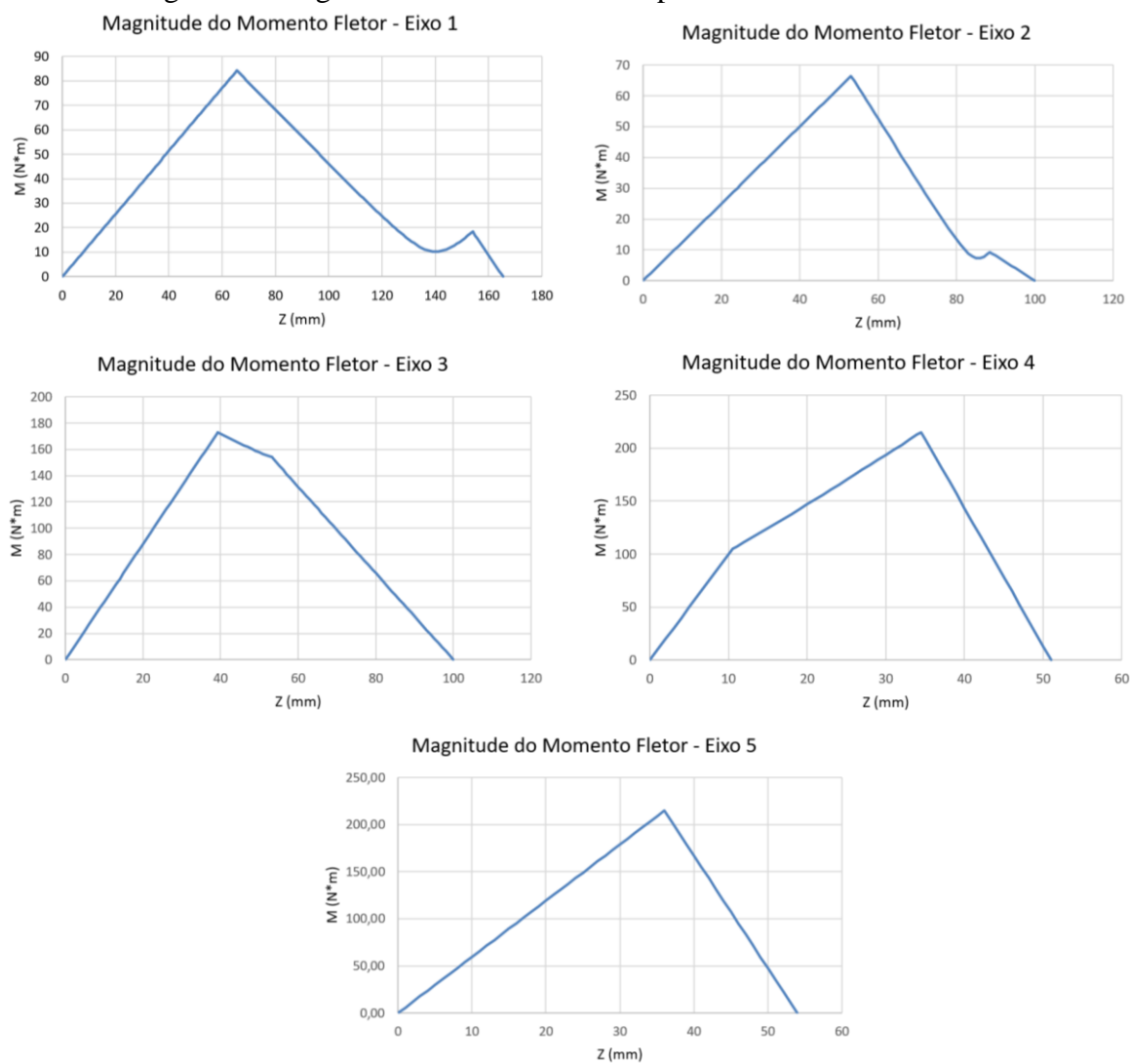
8. APÊNDICE 2

Tabela 10. Número de dentes das engrenagens da caixa de redução antes e depois das alterações. Fonte: autor.

Nº da engrenagem	Nº de dentes antes	Nº de dentes depois
1	22	22
2	25	25
3	29	32
4	22	20
5	28	27
6	28	25
7	35	37
8	30	30
9	19	24
10	42	60
11	15	25
12	42	60

9. APÊNDICE 3

Figura 10. Magnitude do momento fletor para cada um dos eixos. Fonte: autor.



10. ANEXO 1

Figura 11. Motor utilizado pela equipe. Fonte: *Briggs & Stratton* do Brasil (2013).



11. ANEXO 2

Figura 12. Curva de torque do motor utilizado pela equipe. Fonte: *Briggs & Stratton do Brasil* (2013).



12. ANEXO 3

Figura 13. Modelo de CVT utilizado pela equipe. Fonte: *IJEAP* (2021)

