



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
PROGRAMA DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA AUTOMOTIVA

Rodrigo Mateo Esquitino

Projeto e Fabricação de Caixa De Redução para um Veículo BAJA SAE

Joinville, SC - Brasil
2023

Rodrigo Mateo Esquitino

Projeto e Fabricação de Caixa De Redução para um Veículo BAJA SAE

Tese de Conclusão de Curso submetida ao Programa de Graduação em Engenharia Automotiva da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de Graduação em Engenheiro Automotivo.

Orientador: Prof. Dr. Andrea Piga Carboni

Joinville, SC - Brasil

2023

Rodrigo Mateo Esquitino

Projeto e Fabricação de Caixa De Redução para um Veículo BAJA SAE

O presente trabalho em nível de Graduação foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Dr. Andrea Piga Carboni
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Sérgio Juniche Idehara
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Antonio de Assis Brito Neto
Universidade Federal de Santa Catarina

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de Graduação em Engenheiro Automotivo.

Coordenação do Programa de Graduação

Prof. Dr. Andrea Piga Carboni
Orientador

Joinville, SC - Brasil, 2023.

Este trabalho é dedicado aos meus colegas de classe,
aos meus queridos pais e meus avós.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a minha família, meus amigos e meus professores da Universidade e um agradecimento em especial ao meu avô Mario César Fernandez (Gogo).

RESUMO

Este trabalho apresenta o projeto e fabricação de uma caixa de redução para veículo BAJA SAE da equipe CTJ BAJA da Universidade Federal de Santa Catarina, campus Joinville. O desenvolvimento deste projeto se fez necessário para que o veículo tenha capacidade dinâmica de se locomover e transpassar obstáculos propostos pela própria competição BAJA SAE. Uma caixa de redução tem como principal objetivo ampliar o torque proveniente do eixo de entrada para o eixo de saída. O objetivo do trabalho é descrever o dimensionamento e fabricação da caixa de redução de 2 estágios para um protótipo Baja SAE se baseando em metodologia de desenvolvimento de produto. Foram utilizados modelos teóricos para a determinação das premissas de projeto, com base em normas e referências para dimensionar engrenagens, eixos, estrias e rolamentos. Para o gerenciamento deste projeto utilizou-se a metodologia PRODIP, mesma utilizada pela equipe no projeto como um todo. Os resultados do trabalho desenvolvido foram empregados para a fabricação dos eixos e engrenagens, seleção dos rolamentos, montagem de todo o conjunto da caixa de redução e validação do projeto, participando da competição sem apresentar falhas.

Palavras-chave: Caixa de Redução. Dimensionamento. Dinâmica Veicular.

ABSTRACT

This work presents the design and manufacture of a gear box for a BAJA SAE vehicle of the CTJ BAJA team at the Federal University of Santa Catarina, Joinville campus. The development of this project was necessary for the vehicle to have the dynamic ability to move and overcome obstacles proposed by the BAJA SAE competition itself. A reduction box has as main objective to increase the torque coming from the input shaft to the output shaft. The aim of the thesis is to describe the design and manufacture of a 2-stage gearbox for a Baja SAE prototype based on product development methodology. Theoretical models were used to determine the project assumptions, based on standards and references for dimensioning gears, shafts, splines and bearings. For the management of this project, the PRODIP methodology was used, the same used by the team in the project as a whole. The results of the work carried out were, manufacture of shafts and gears, selection of bearings, assembly of the entire gear box set and validation of the project, participating in the competition without presenting failures.

Keywords: Gear box. Sizing. vehicle dynamics.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Veículo CTJ BAJA	15
Figura 2 – Trem de força do veículo - CTJ BAJA	17
Figura 3 – Sistema de engrenagens primitivo utilizado no Egito entre 2000 à 1000 aC	18
Figura 4 – <i>Layouts</i> Veículo BAJA	19
Figura 5 – Modelo de Continuously Variable Transmission (CVT)	20
Figura 6 – Círculos de um arranjo de engrenagens	21
Figura 7 – Curva Evoluta	22
Figura 8 – Nomenclatura do dente de engrenagem	22
Figura 9 – Carregamento em Engrenagens Cilíndricas de Dente Reto	23
Figura 10 – Carregamentos Variantes no tempo	27
Figura 11 – Geometria Estria	29
Figura 12 – Veículo Percorrendo um Active	30
Figura 13 – Coeficiente de Arrasto em Função do Número de Reynolds	32
Figura 14 – Diagrama de um Veículo em Movimento	33
Figura 15 – Resultado Dimensionamento por Ronan Toledo	35
Figura 16 – Resultado Dimensionamento por Gabriel Cipolla	36
Figura 17 – Metodologia PRODIP	37
Figura 18 – Curva de Torque	40
Figura 19 – Gaged GX9	41
Figura 20 – Posição CG	42
Figura 21 – Conjunto de Transmissão	46
Figura 22 – Momento Fletor Eixo de Entrada	48
Figura 23 – Momento Fletor Eixo Intermediário	49
Figura 24 – Momento Fletor Eixo de Saída	50
Figura 25 – Caixa de Redução Fabricada	54
Figura 26 – Trem de Potência Completo	55
Figura 27 – Teste Veículo BAJA	56
Figura 28 – Cálculo Primeiro Par Engrenado	60
Figura 29 – Cálculo Segundo Par Engrenado	60
Figura 30 – Pinhão 1	61
Figura 31 – Coroa 1	62
Figura 32 – Pinhão 2	63
Figura 33 – Coroa 2	64
Figura 34 – Eixo de Entrada	65
Figura 35 – Eixo Intermediário	66
Figura 36 – Eixo de Saída	67

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Coeficiente de Atrito de Rolamento (f)	31
Tabela 2 – Requisitos do Cliente x Requisito de Projeto	43
Tabela 3 – Dados Engrenagens Primeira Redução	47
Tabela 4 – Dados Engrenagens Segunda Redução	47
Tabela 5 – Eixo de Entrada	51
Tabela 6 – Eixo Intermediário	51
Tabela 7 – Eixo de Saída	51
Tabela 8 – Cálculo Estrias	52

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AGMA	American Gear Manufacturers Association
CVT	Continuously Variable Transmission
PRODIP	Programa de Desenvolvimento de Produto Integrado
SAE	Society of Automotive Engineers

LISTA DE SÍMBOLOS

f	Coeficiente de Atrito de Rolamento
m_a	Razão de Torque
ω	Velocidade Angular
r	Raio Primitivo
n	Número de Dentes
d_p	Diâmetro Primitivo
a	Adendo
b	Dedendo
m	Modulo
p_d	Passo Diametral
h	Altura do Dente
ϕ	Ângulo de Pressão
W	Força Total nos Dentes da Engrenagem
W_r	Força Radial nos Dentes da Engrenagem
W_t	Força Tangencial nos Dentes da Engrenagem
T	Torque
σ_b	Tensão de Flexão
F	Largura da Face
Y	Fator de Forma Lewis
J	Fator AGMA de Geometria-Flexão
K_a	Fator de Aplicação
K_m	Fator de Distribuição de Carga
K_v	Fatores Dinâmicos
K_S	Fator de Tamanho
K_B	Fator de Espessura de Borda
K_I	Fator de Ciclo de Carga
Q_v	Índice de Qualidade do Engrenamento
V_t	Velocidade na Linha Primitiva
m_B	Razão de Recuo
t_R	Espessura de Borda
σ_c	Tensão de Superfície
I	Fator AGMA de Geometria-Superfície
C_a	Fator de Aplicação
C_m	Fator de Distribuição de Carga
C_v	Fatores Dinâmicos
C_S	Fator de Tamanho
C_F	Fator de Acabamento Superficial
S_{fb}	Resistência Corrigida de Fadiga à Flexão

K_L	Fatores de Vida
K_T	Fatores de Temperatura
K_R	Fator de Confiabilidade
$S_{fb'}$	Resistência Não Corrigida de Fadiga à Flexão
S_{fc}	Resistência Corrigida de Fadiga à Contato
C_L	Fatores de Vida
C_H	Fator de Dureza
C_T	Fatores de Temperatura
C_R	Fator de Confiabilidade
$S_{fc'}$	Resistência Não Corrigida de Fadiga à Contato
T_F	Temperatura do Lubrificante
HB	Dureza Brinell
N_b	Coefficiente de Segurança-Flexão
N_c	Coefficiente de Segurança-Contato
M	Momento
S_f	Resistência à Fadiga
S_{ut}	Ultima Resistência à Tração
N_f	Coefficiente de Segurança à Fadiga
K_f	Fator de Concentração de Tensão de Fadiga
d	Diâmetro
S_e	Limite de Resistência Corrigido
C_{carreg}	Fator de Carga
$C_{tamanho}$	Fator de Tamanho
C_{superf}	Fator de Acabamento Superficial
C_{temp}	Fator de Temperatura
C_{conf}	Fator de Confiabilidade
S'_e	Limite de Resistência à Fadiga Não Corrigido
P	Carga Equivalente
F_r	Carga Radial Constante Aplicada
F_a	Força Axial Constante Aplicada
V	Fator de Rotação
X	Fator Radial
Y	Fator Axial
e	Fator e
τ	Tensão Torcional
l_e	Comprimento Estria
P_c	Potência no Cubo
P_e	Potência Efetivo do Motor
η_m	Rendimento Mecânico da Transmissão

Q_s	Resistência ao Aclive
α	Ângulo de Aclive
G	Força Peso do Veículo
Q_I	Resistência de Inércia
Q'_I	Resistência de Inércia de Translação
Q''_I	Resistência de Inércia de Rotação
δ	Inércia de Translação Equivalente a de Rotação
J	Segundo Momento Polar de Área
r_d	Raio Dinâmico do Pneu
i_c	Relação de Transmissão da Caixa de Cambio
Q_r	Resistência ao Rolamento
C_x	Coefficiente de Resistência Aerodinâmica
q	Pressão Dinâmica
A	Área Projetada da Seção Transversal do Veículo
Q_a	Resistência Aerodinâmica
ρ	Raio de Curvatura dos Dentes
F_{ml}	Força Motriz do Eixo Dianteiro
F_{mII}	Força Motriz do Eixo Traseiro
F_m	Força Motriz
R_I	Reação no Eixo Dianteiro
R_{II}	Reação no eixo traseiro
μ	Coefficiente de Atrito Pneu Pista
x	Parcela da Carga Sobre o Eixo Traseiro
h	Altura do Centro de Gravidade
l	Distância Entre Eixos
i	Relação de Transmissão
ν	Coefficiente de Poisson
G	Modulo de Rigidez
T	Torque

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	COMPETIÇÃO BAJA SAE	16
1.2	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO	16
1.3	OBJETIVOS	16
1.4	ESTRUTURA MONOGRÁFICA	17
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	18
2.1	TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA	18
2.1.1	<i>Layout</i> de Transmissão em Veículos BAJA	18
2.1.2	Transmissão de Variação Contínua [CVT]	19
2.1.3	Engrenagens Cilíndricas de Dente Reto	20
2.1.3.1	Geometria de Engrenagem	21
2.1.3.2	Dimensionamento de Engrenagens	23
2.1.4	Eixos	26
2.1.4.1	Dimensionamento de Eixos	26
2.1.5	Mancais de Elementos Rolantes	28
2.1.5.1	Dimensionamento de Rolamentos	28
2.1.6	Estrias	28
2.1.6.1	Dimensionamento de Estrias	28
2.2	DINÂMICA VEICULAR	29
2.2.1	Resistência ao Movimento	29
2.2.2	Força Motriz	32
2.3	CAIXA DE REDUÇÃO DE VEÍCULOS BAJA	33
2.3.1	Dimensionamento de Componentes de Transmissão para um Protótipo BAJA SAE	34
2.3.2	Desenvolvimento de caixa de redução para veículo Baja SAE	35
3	MATERIAIS E MÉTODOS	37
3.1	Programa de Desenvolvimento de Produto Integrado (PRODIP)	37
3.2	PROJETO INFORMACIONAL	38
3.2.1	Requisitos do Cliente	38
3.2.2	Requisitos de Projeto	39
3.2.2.1	Motor	39
3.2.2.2	CVT	40
3.2.2.3	Pneu	41
3.2.2.4	<i>Layout</i>	41
3.2.2.5	Definição da Relação de Transmissão	41
3.2.2.6	Requisitos de Projeto	43
3.3	PROJETO CONCEITUAL	44

3.3.1	Conceitos Engrenagens	44
3.3.2	Conceitos Eixos	44
3.3.3	Conceitos Conjunto	44
3.4	PROJETO PRELIMINAR	44
3.4.1	Materiais e Tratamentos Térmicos	45
3.4.2	Engrenagens	46
3.4.3	Eixos	47
3.4.4	Estrias	52
3.4.5	Rolamentos	52
3.5	FABRICAÇÃO	52
3.6	MONTAGEM E TESTE	54
4	CONCLUSÃO	57
	REFERÊNCIAS	58
	APÊNDICE A – PLANILHA DE CÁLCULOS	60
	APÊNDICE B – DESENHOS TÉCNICOS	61

1 INTRODUÇÃO

Este trabalho surgiu a partir da necessidade da equipe CTJ BAJA em desenvolver seu primeiro veículo (Figura 1). Em busca de competitividade e bons resultados, a equipe definiu os objetivos e requisitos para o projeto, seguindo o regulamento da competição nacional. O sistema de transmissão a ser desenvolvido é constituído por uma transmissão de variação contínua (CVT) comercial previamente definida e uma caixa de redução. Com a necessidade de projetar e fabricar os componentes não comerciais, foi utilizado a metodologia do Programa de Desenvolvimento de Produto Integrado para desenvolvimento do projeto.

O principal objetivo da equipe CTJ BAJA para sua primeira participação é conseguir participar e concluir todas as etapas da competição, sem apresentar falhas.

Figura 1 – Veículo CTJ BAJA



Fonte: Autor

1.1 COMPETIÇÃO BAJA SAE

A competição BAJA da Society of Automotive Engineers (SAE) consiste em um programa estudantil de nível superior organizado pela SAE Brasil, na qual participam universidades de todo o Brasil desenvolvendo veículos mini Baja. Sendo este, um veículo de chassi tubular, seguindo o regulamento da competição e de características fora de estrada. As competições são realizadas anualmente, sendo elas regionais como BAJA SAE SUL e nacionais como BAJA SAE BRASIL.

Durante o projeto do veículo, deve-se seguir o regulamento fornecido pela SAE com quesitos rigorosos de segurança que são verificados pelos juizes. Essa etapa avalia se o veículo cumpre os requisitos de projeto e são submetidos a testes de segurança e ergonomia para poderem seguir as provas dinâmicas. Provas estas, que avaliam a qualidade e resistência do projeto.

1.2 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Ao fundar a equipe de competição CTJ BAJA, surgiu a necessidade do desenvolvimento de um trem de potência para o veículo a ser fabricado. Esse trem de potência, necessariamente tem a motorização padronizada pelo regulamento da competição, porém a transmissão fica a critério da equipe. A partir disso, realizou-se um *bench marketing* com outras equipes da região Sul e do Brasil para determinar qual seria o conjunto de transmissão mais adequado para o protótipo. Todas as equipes pesquisadas possuem o mesmo *layout* de transmissão, um CVT acoplado a saída do eixo do motor e um redutor fixo de 2 estágios de engrenagens cilíndricas de dente reto. Sendo assim, determinou-se a utilização de um CVT e uma caixa de redução fixa, presente na figura 2. Os principais critérios apontados no resultado da pesquisa foram: melhor custo benefício, facilidade de fabricação e montagem, menor risco de falhas e menor complexidade de projeto.

O conjunto CVT é um modelo comercial, porém o redutor deve de ser dimensionado e fabricado. Sendo necessário a realização deste estudo para um conjunto de transmissão eficiente e eficaz, tornando o veículo competitivo e confiável.

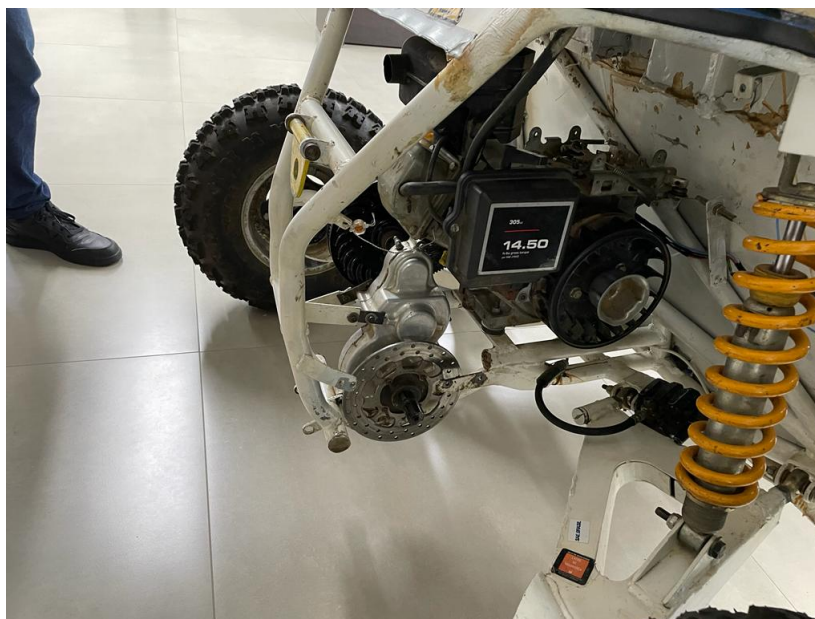
1.3 OBJETIVOS

O objetivo geral do trabalho é apresentar o projeto e fabricação de um redutor, composto por 2 pares engrenados, seguindo a metodologia de projeto PRODIP.

Sendo assim os objetivos específicos seguem o passo a passo da mesma:

- Projeto informacional: identificação dos requisitos do cliente e de projeto.
- Projeto conceitual: transformação dos requisitos do cliente e de projeto em soluções de projeto.

Figura 2 – Trem de força do veículo - CTJ BAJA



Fonte: Autor

- Projeto preliminar: realização dos dimensionamento e análise de esforços.
- Projeto detalhado: detalhamento via desenho técnico.
- Fabricação e validação do projeto.
- Revisão bibliográfica dos conceitos necessários para o desenvolvimento do produto.

1.4 ESTRUTURA MONOGRÁFICA

A estrutura do trabalho consiste em um capítulo introdutório, no qual contextualiza a competição em si, quais são as justificativas para o trabalho e seu objetivo.

No segundo capítulo, apresenta-se a revisão da literatura sobre conjuntos de transmissões, abordando os sistemas utilizados no carro, como transmissões de variação contínua por correia, engrenagens cilíndricas de dente retos, eixos e suas principais características. Além de conteúdos relacionados a dinâmica veicular longitudinal e como são utilizados os parâmetros para a definição da relação de transmissão.

No terceiro capítulo, está presente o método utilizado para desenvolvimento do produto. Seguido das etapas da metodologia, projeto informacional, conceitual e preliminar. Ao final, a fabricação, montagem e testes do produto.

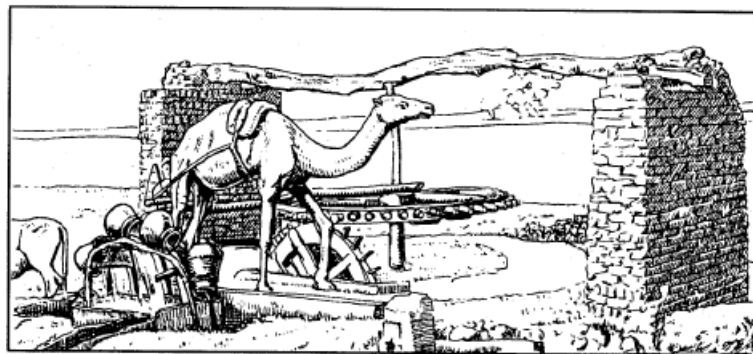
No último capítulo, as conclusões e resultados do dimensionamento e sugestões para trabalhos futuros.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA

A transmissão de potência consiste na transferência de potência de um componente à outro, sendo esta, de qualquer natureza, mecânica, elétrica, entre outras. Devido a sua ampla gama de utilidades é um tema importante para a engenharia e indústrias. Segundo Naunheimer (1999), existem soluções tecnológicas para a transmissão de potência conhecidas à milênios, como mostrado na Figura 3. Nesta se observa um modelo primitivo de um par engrenado na aplicação de bomba hidráulica com tração animal, em aproximadamente 2000 à 1000 A.C. no Egito.

Figura 3 – Sistema de engrenagens primitivo utilizado no Egito entre 2000 à 1000 aC



Fonte: (NAUNHEIMER; G., 1999)

No setor automotivo, a transmissão de potência é um tema muito importante, pois está atrelado a diversos fatores, como competições automotivas, diferenciação de mercado e eficiência do veículo em relação ao consumo de combustível. Isto é, um tema muito importante no cenário atual automotivo.

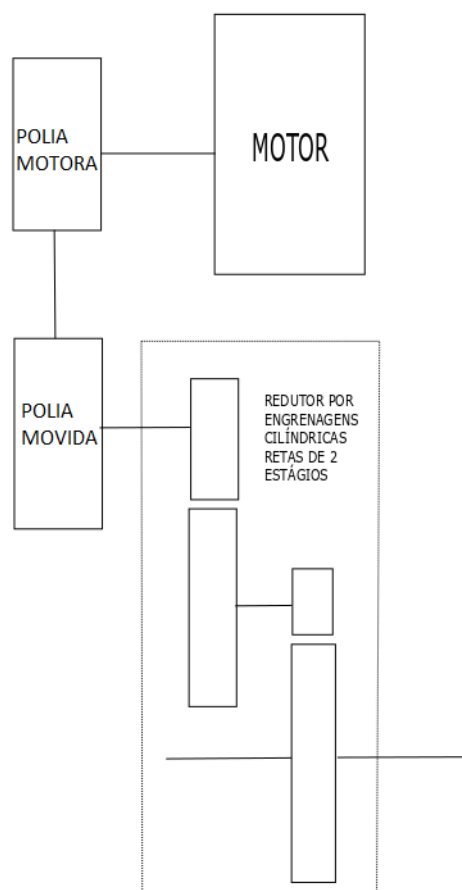
Os principais componentes que transmitem potência mecânica utilizados na indústria automotiva, segundo Naunheimer (1999) são: eixos, transmissão fixa por correntes ou correia, engrenagens cilíndricas contrapostas de 1 ou 2 estágios, diferenciais com engrenagens cônicas, redutores planetários e transmissão de variação contínua (CVT).

2.1.1 *Layout* de Transmissão em Veículos BAJA

Segundo Naunheimer (1999), o *layout* de uma transmissão é a maneira na qual os elementos de transmissão de potência utilizados estão dispostos e suas configurações. Além disso, o *layout* da transmissão, é o que define em qual ou quais eixos do veículo a força de tração é aplicada ao solo. Nos veículos BAJA, o *layout* mais utilizado é, CVT acoplados diretamente ao motor, em série com conjunto de transmissão fixa

por corrente, ou CVT em série com caixa redutora de engrenagens cilíndricas de dente reto ou helicoidal de 2 estágios com possibilidade da presença de marcha reversa. O eixo tracionado em todas as configurações descritas anteriormente é o eixo traseiro do veículo, com o motor disposto transversalmente, como mostrado na figura 4.

Figura 4 – Layouts Veículo BAJA



Fonte: Autor

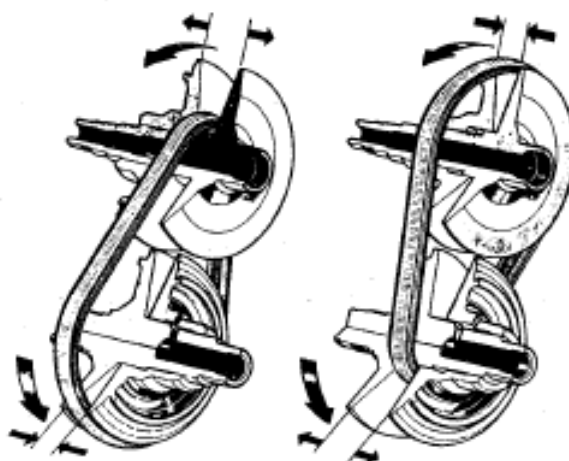
2.1.2 Transmissão de Variação Contínua [CVT]

Um dos sistemas de transmissão de potência utilizado pela maioria das equipes de BAJA SAE no projeto do veículo é o CVT, consiste em duas polias cônicas, e uma correia em V.

De acordo com Naunheimer (1999), este conjunto possibilita a variação contínua da relação de transmissão sem interromper o fluxo de potência, movimentando a distância entre os pratos das polias na direção axial das mesmas, assim aumentando ou diminuindo o diâmetro de operação da correia na polia. Essa movimentação é feita através de massas centrífugas presentes na polia motora que conforme a variação da rotação geram mais ou menos força centrífuga, juntamente com uma mola na polia

movida que determina a velocidade com que o conjunto varia a relação, como mostrado na figura 5 .

Figura 5 – Modelo de CVT



Fonte: (NAUNHEIMER; G., 1999)

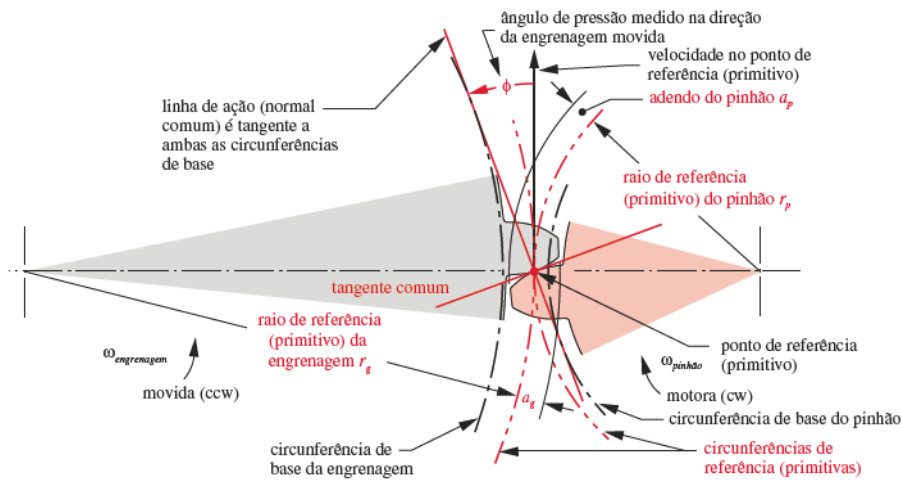
A possibilidade de infinitas relações de transmissão dentro de um range determinado é muito vantajoso, possibilitando maiores acelerações quando necessário, economia de combustível, trabalhando com a faixa de rotação de menor consumo do motor, conforme Naunheimer (1999). Porém, as razões de transmissão se encontram dentro da faixa de relação de cada conjunto CVT, assim muitas vezes, é necessário o uso de outras reduções para alcançar o torque necessário nas rodas.

2.1.3 Engrenagens Cilíndricas de Dente Reto

De acordo com Norton (2013), engrenagens cilíndricas de dente reto são os elementos de transmissão de torque e velocidade angular mais simples entre os diversos tipos de engrenagens. Estas são posicionadas em eixos paralelos e seus dentes são paralelos ao eixo de rotação.

Engrenagens devem seguir a lei fundamental de engrenamento, que consta "a razão de velocidade angular das engrenagens de um par de engrenagens deve manter-se constante durante o engrenamento" (Norton), como mostrado na figura 6.

Figura 6 – Círculos de um arranjo de engrenagens



Fonte: (NORTON, R. L., 2013)

Logo define-se a equação fundamenta do engrenamento, na equação 1, sendo m_a a razão de torque ou ganho mecânico. Relacionadas a velocidade angular (ω), raio primitivo r e número de dentes (n).

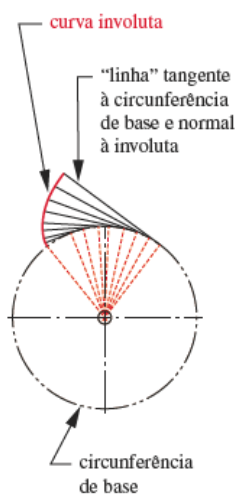
$$m_a = \frac{\omega_p}{\omega_g} = \frac{r_g}{r_p} = \frac{n_g}{n_p} \quad (1)$$

2.1.3.1 Geometria de Engrenagem

Este elemento tem como característica um dente de formato envolvente, como mostrado na figura 7 de acordo com Norton (2013). Garantindo um contato constante entre as faces dos dentes e a distância de atuação da força constante, garantindo a lei do engrenamento.

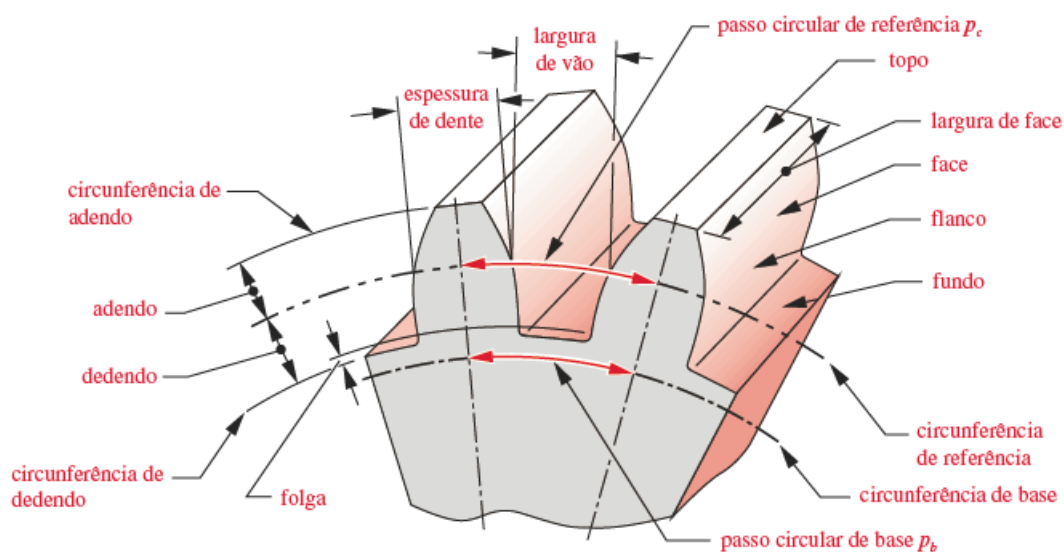
Engrenagens são elementos que possuem muitos parâmetros devido a sua geometria complexa no dente, como mostrado na figura 8.

Figura 7 – Curva Evoluta



Fonte: (NORTON, R. L., 2013)

Figura 8 – Nomenclatura do dente de engrenagem



Fonte: (NORTON, R. L., 2013)

Sendo:

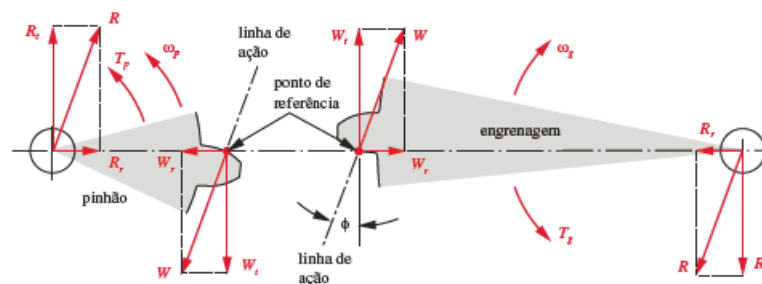
- Diâmetro Primitivo (d_p): Diâmetro de aplicação da força, corresponde a circunferência de referência.
- Adendo (a): Distância entre o círculo primitivo e o topo do dente.
- Dedendo (b): Distância entre o círculo primitivo e o fundo do dente.

- Modulo (m): Razão entre diâmetro primitivo e número de dentes.
- Passo Diametral (p_d): Razão entre o número de dentes e o diâmetro primitivo, inverso do modulo.
- Altura (h): Soma do adendo e dedendo.
- Angulo de Pressão (ϕ): "ângulo entre a linha de ação e a direção da velocidade no ponto de referência"(Norton), normalmente padronizados em $14,5^\circ$, 20° e 25° .

2.1.3.2 Dimensionamento de Engrenagens

Segundo Norton (2013), o carregamento que ocorre em engrenagens cilíndricas de dente reto ocorre apenas em 2 direções, como mostrado na figura 9. O carregamento é proveniente de um torque, que conseqüentemente gera um força (W) na região de contato do dente. Sendo assim decomposta em força radial (W_r) e força tangencia (W_t). Ambas as parcelas das força são proporcionais ao torque (T), ao raio primitivo (r) e ao ângulo de pressão (ϕ).

Figura 9 – Carregamento em Engrenagens Cilíndricas de Dente Reto



Fonte: (NORTON, R. L., 2013)

$$W_t = \frac{T}{r_p} = \frac{2T}{d_p} \quad (2)$$

$$W_r = W_t \operatorname{tg}(\phi) \quad (3)$$

$$W = \frac{W_t}{\cos(\phi)} \quad (4)$$

Os principais modos de falha em engrenagens são fratura por fadiga e fadiga superficial. Ambos os modos devem ser verificados um projeto de engrenagens. As equações utilizadas para verificar as tensões são determinadas pela norma American Gear Manufacturers Association (AGMA).

A equação de tensão de flexão da AGMA parte da equação de Lewis (5), que reconhece o dente como uma viga em balanço, porém é adaptada e corrigida a partir de fatores empíricos K , como mostrado na equação 6.

$$\sigma_b = \frac{W_t \rho_d}{F Y} \quad (5)$$

$$\sigma_b = \frac{W_t}{F J m} \frac{K_a K_m}{K_v} K_S K_B K_I \quad (6)$$

Fator Geométrico de Resistência de Flexão (J): Segundo Shigley (2011), este fator leva em consideração a geometria do dente, ângulo de pressão (ϕ), número de dentes, o tipo de carregamento e a modificação de adendo.

Os fatores de correção presentes na equação 6 são, de acordo com Norton (2013):

Fator Dinâmico (K_v): Leva em consideração a vibração gerada pelos impactos do contato entre os dentes. Este fator depende principalmente da qualidade do engrenamento, sua precisão (Q_v) e a velocidade tangencial (V_t).

Fator de Distribuição de Carga (K_m): Este fator considera a distribuição não uniforme da carga em toda a largura do dente. Gerando regiões com maior concentração de carga que outras, sendo estipulado a partir da largura de face (F).

Fator de Aplicação (K_a): Ajusta a tensão que o dente está submetido a partir do comportamento da carga em relação ao tempo. Quanto maior a variação de carga em função do tempo maior o fator de aplicação.

Fator de Tamanho (K_S): Corrige os resultados de resistência a fadiga que são obtidos a partir de testes, devido ao seu pequeno tamanho. Sendo assim, quanto maior o corpo de prova, mais propenso a propagação de trincas. Estes valores foram obtidos a partir de testes com engrenagens, o que representa melhor a realidade.

Fator de Espessura de Borda (K_B): Engrenagens de grande diâmetro, possuem adelgamento em seu corpo para redução de massa, assim a norma AGMA estipula uma razão de recuo (m_B), definido pela razão entre a espessura da borda (t_R) e a altura do dente (h). Razão de recuo menores que 0,5 não são recomendadas.

Fator Ciclo de Carga (K_I): O fator de ciclo busca ajustar engrenagens intermediárias que mantêm o engrenamento com duas engrenagens. Estando supostos a mais ciclos de tensão por unidade de tempo, logo adota-se um valor de 1,42 para engrenagens intermediárias e 1 para engrenagens em contato com apenas uma.

De acordo com Norton (2013), as tensões superficiais estão presentes nos dentes e localizadas próximas a superfície de contato, também chamada de tensão de contato. A equação que define esta tensão é chamada pela norma formula de resistência à

crateração, como mostrado na equação 7.

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{W_t}{F} \frac{C_a C_m}{d_p C_v} C_S C_F} \quad (7)$$

Os fatores C_a , C_m , C_v , C_S , são iguais, respectivamente, a K_a , K_m , K_v , K_S , da equação de tensão de flexão (6).

Fator Geométrico de Superfície (I): Leva em consideração os raios de curvatura dos dentes da engrenagens, os diâmetros primitivos e os ângulos de pressão.

Fator de Acabamento Superficial (C_F): Considera o acabamento superficial dos dentes das engrenagens, sendo determinado 1 para engrenagens feitas por métodos convencionais e valores maiores que 1 para engrenagens com acabamento de dentado grosseiro.

A resistência dos materiais à fadiga por flexão e fadiga de superfície segundo a AGMA, são valores determinados a partir de um corpo de prova padrão. Para adequar o valor ao conjunto projetado aplica-se a formula de correção para a resistência à fadiga por flexão (8) e a formula de correção de resistência à fadiga de superfície (9).

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb'} \quad (8)$$

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc'} \quad (9)$$

Fator de Vida (K_L): Este fator atualiza a tensão à fadiga de flexão em relação ao número de ciclo, visto que os dados experimentais são para uma vida de 10^7 . Levando em consideração a dureza do material selecionado para a engrenagem e seu comportamento em fadiga.

Fator de Temperatura (K_T): Leva em consideração a temperatura de trabalho da engrenagem a partir da temperatura do lubrificante (T_F), assim para temperaturas até 250 °F, K_T é igual a 1.

Fator de Confiabilidade (K_R , C_R): Baseia-se na probabilidade estatística de qualidade de material, a AGMA utiliza o valor de K_R igual a 1 para uma confiabilidade de 99%.

Resistência à Fadiga de Flexão não Corrigida ($S_{fb'}$): A norma AGMA define as resistências à fadiga de flexão não corrigida para os materiais mais utilizados em engrenagens de acordo com os tratamentos térmicos. Ou se obtém esse valor para aços, a partir da dureza (HB).

Fator de Vida de Superfície (C_L): Assim como o fator K_L leva em consideração os ciclos de trabalho das engrenagens, pelas mesmas razões.

Fator de Razão de Dureza (C_H): Aplica-se apenas nos casos em que o pi-nhão tenha maior dureza que a coroa. Assim, se utiliza apenas nas coroas do pares engrenados, levando em consideração a razão de engrenamento (m_a).

Resistência à fadiga de superfície não corrigida (S_{fc}): Os valores para os aços, são proporcionais à dureza do material.

Assim se estabelece os coeficientes de segurança para cada modo de falha mostrado nas equações 10 e 11.

$$N_b = \left(\frac{S_{fb}}{\sigma_b} \right) \quad (10)$$

$$N_c = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_c} \right)^2 \quad (11)$$

2.1.4 Eixos

Eixos são elementos de transmissão de potência de geometria simples e muito comum em máquinas rotativas. Estes podem apenas transmitir o torque de um local a outro ou podem ter acoplados a si engrenagens, polias, catracas, que por sua vez transmitem o torque para outro eixo, conforme Shigley (2011).

2.1.4.1 Dimensionamento de Eixos

Segundo Norton (2013), a maioria dos casos o carregamento em eixos é composto, principalmente de um momento fletor e um torque, gerando tensões multi-axiais que variam em função do tempo. A partir dos carregamentos momento alternado (M_a), torque alternado (T_a), momento máximo (M_m) e torque máximo (T_m), propriedades mecânicas do material, resistência à fadiga (S_f) e última resistência à flexão (S_{ut}), coeficientes de segurança N_f e fatores de concentração de tensão (K_f) determina-se o diâmetro necessário do segmento de eixo analisado a partir da equação 12.

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(K_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(K_{fs} T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(K_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4}(K_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (12)$$

Momentos Fletores e Torques (M, T): De acordo com (NORTON, R. L., 2013), os valores de momento fletor e torque presentes no eixo, dependem da magnitude e como essa magnitude varia em relação o tempo. Estes podem ser classificados como alternado, repetido e pulsante, como mostrado na figura 10.

Fatores de Concentração de Tensão (K_f): Eixos são projetados com diferentes diâmetros para acomodar rolamentos, engrenagens, polias, além de rasgos, roscas e estrias para transmissão de potência, entre outras descontinuidades. De acordo com

Figura 10 – Carregamentos Variantes no tempo



Fonte: (NORTON, R. L., 2013)

Pilkey (2008), estas variações de geometria, geram distorções na distribuição de tensão ao longo do eixo. Estes fatores de concentração de tensão compensam os valores de tensão quando comparado a distribuições uniformes.

Estes fatores variam de acordo com a geometria da descontinuidade e das características do material conhecido como sensibilidade ao entalhe.

Propriedades Mecânica dos Materiais : Segundo Norton (2013), para a utilização das propriedades mecânicas dos materiais é necessário realizar ajustes nestes valores de acordo com diversos fatores de correção, como mostrado na equação:

$$S_e = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf} S'_e \quad (13)$$

Fator de Carregamento (C_{carreg}): Corrige o valor de resistência mecânica de acordo com o carregamento que o eixo é solicitado.

Fator de Tamanho ($C_{tamanho}$): Visto que os valores de resistência à fadiga são obtidos a partir de ensaio com corpos de prova de pequenos diâmetros (0,3 in), o fator de tamanho ajusta o valor da resistência partindo do pressuposto que peças maiores tendem a falhar sob tensões menores.

Fator de Superfície (C_{superf}): Leva em consideração o acabamento superficial das peças, visto que acabamentos mais grosseiros são mais propensos a formação de trincas devido a defeitos superficiais.

Fator de Temperatura (C_{temp}): O uso de eixos em temperaturas muito elevadas alteram as propriedades mecânicas em fadiga.

Fator de Confiabilidade (C_{conf}): Os dados de resistência são obtidos a partir de valores médios, logo existe uma dispersão estatística dos valores. Sendo assim, o fator de confiabilidade considera esta dispersão de acordo com a confiabilidade desejada.

Resistência à Fadiga Teórica ou não Corrigida (S'_e): Este valor pode ser relacionado aos valores de resistência à tração de acordo com o material.

2.1.5 Mancais de Elementos Rolantes

De acordo com Shigley (2011), mancais de elementos rolantes, tem a função de permitir o movimento relativo entre dois elementos. Conhecidos como mancais, existem diversos tipos, rolamentos de esferas, de rolos, axiais, entre outros. Cada um tem sua aplicação ideal, de acordo com as cargas que são solicitadas, velocidade de rotação, alinhamento permissível e ambiente de trabalho.

2.1.5.1 Dimensionamento de Rolamentos

O dimensionamento de rolamentos é realizado como recomendado pela , como mostrado na equação 14 , onde calcula-se uma carga equivalente (P) em função das componentes atuantes no mancal, radial (F_r) e axial (F_a) e fatores corretivos de rotação (V), de carga radial (X) e carga axial (Y), estes fatores variam de rolamento para rolamento, sendo encontrado nos catálogos de fornecedores.

$$P = XVF_r + YF_a \quad (14)$$

O fator e é especificado nos catálogos para cada rolamento e define a razão mínima, descrita na equação 15 entre as forças para que a componente axial seja desconsiderada no dimensionamento.

$$\text{se } \frac{F_a}{VF_r} \leq e \quad X = 1 \quad Y = 0 \quad (15)$$

2.1.6 Estrias

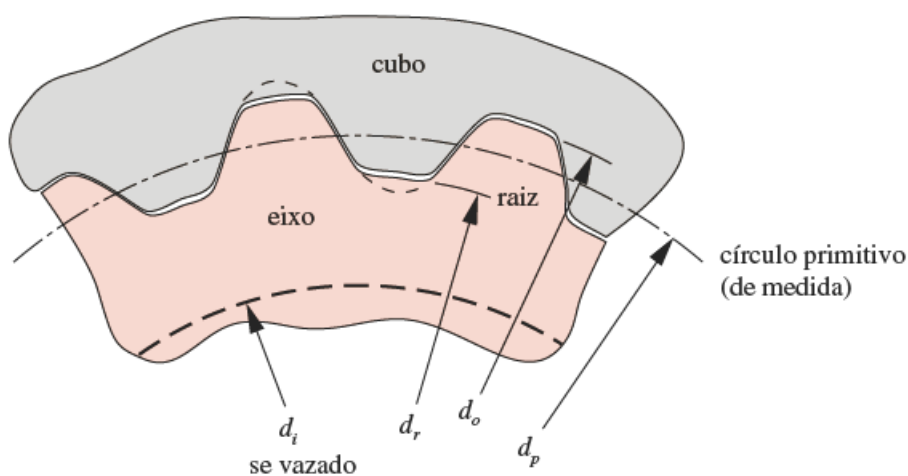
Estrias são elementos de acoplamento para a transmissão de torque entre eixo e engrenagem, sendo basicamente diversas chavetas, distribuídas igualmente na direção angular do eixo com forma de involuta, como mostrado na figura 11. Este acoplamento visa a facilidade em manufatura e menor concentração de tensão, conforme Norton (2013).

2.1.6.1 Dimensionamento de Estrias

O carregamento em estrias é predominantemente torção, assim como em chavetas, existem dois modos de falhas, esmagamento e o principal modo de falha, o cisalhamento, conforme Norton (2013). Para o dimensionamento de estrias é calculada a tensão no conjunto (τ), a partir do torque no acoplamento (T), o diâmetro primitivo da estria (d_p) e a largura (l_e). Utilizando a premissa de que apenas 25% dos dentes irão suportar a carga, sendo assim:

$$\tau = \frac{16T}{\pi d_p^2 l_e} \quad (16)$$

Figura 11 – Geometria Estria



Fonte: (NORTON, R. L., 2013)

2.2 DINÂMICA VEICULAR

De acordo com (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2012), a análise da dinâmica veicular longitudinal de um veículo consiste no estudo das forças que agem no sentido oposto ao movimento, e as forças que agem a favor do movimento.

2.2.1 Resistência ao Movimento

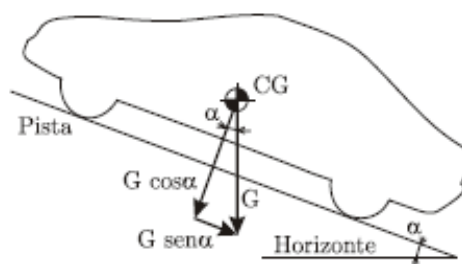
As resistências ao movimento de um veículo são provenientes de cinco principais resistências, a mecânica, de aclave, de inércia, de rolamento e aerodinâmica, conforme Nicolazzi (2012).

Resistência Mecânica: Segundo Nicolazzi (2012), esta resistência consiste em toda a dissipação de potência de diferentes maneiras, como atrito, vibrações mecânicas, em todos os elementos que transmitem o torque, como volante do motor, mancais de rolamento, engrenagens, entre outros. Assim, tem-se a potência disponível no cubo de roda (P_C) a partir da equação 17, a partir da potência efetiva do motor (P_e) e do rendimento mecânico da transmissão (η_m).

$$P_C = P_e \eta_m \quad (17)$$

Resistência ao Aclave (Q_s): Conforme apresentado na figura 12, ao subir um aclave, a componente paralela ao solo da força peso do veículo exerce uma força contrária ao movimento do veículo, como mostrado na equação 18, relacionada ao ângulo de aclave (α) e a força peso do veículo (G). Esta componente pode se tornar uma força a favor do movimento quando o veículo se encontra em ângulos de aclave (α), negativos, segundo (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2012).

Figura 12 – Veículo Percorrendo um Aclive



Fonte: (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2012)

$$Q_s = G \sin \alpha \quad (18)$$

Resistência de Inércia (Q_I): Seguindo o princípio da segunda lei de Newton, para alterar o estado de movimento de um corpo é necessário a aplicação de uma variação na quantidade de movimento. Assim, os componentes que possuem inércias de translação (Q'_I) e inércia de rotação (Q''_I), devem ser considerados como uma parcela de consumo de potência, conforme Nicolazzi (2012) .

Segundo Nicolazzi (2012), o cálculo desta resistência é constituído pela soma das duas parcelas de inércias, sendo relacionadas através da equação 19a. A equação 19a, relaciona a massa do veículo (m), sua aceleração (a), e a inércia de traslação equivalente a de rotação (δ), calculado a partir da equação 19b. A equação 19b leva em consideração o segundo momento polar de área (J_{eq}), a massa do veículo (m), o raio dinâmico da roda (r_d) e a relação de transmissão da caixa de câmbio (i_c).

$$Q_I = ma(1 + \delta) \quad (19a)$$

$$\delta = \frac{J_{eq}}{mr_d^2} = 0,004 + 0,05i_c^2 \quad (19b)$$

Resistência ao Rolamento (Q_R): Dissipação de potência proveniente do par pneu pista, sendo calculada a partir da equação 20. Esta, relaciona a força peso do veículo (G), o coeficiente de atrito de rolamento (f) e o ângulo de aclave (α), de acordo com Nicolazzi (2012).

$$Q_R = fG \cos \alpha \quad (20)$$

O coeficiente de atrito ao rolamento pode ser aproximado pelos valores da tabela 1 , porém este coeficiente varia em função da velocidade, pressão de inflagem dos pneus, carga radial e tipo de pneu.

Tabela 1 – Coeficiente de Atrito de Rolamento (f)

Coeficiente de Atrito de Rolamento	
Tipo de Piso	f
Asfalto Liso	0,010
Asfalto Rugoso	0,011
Cimento Rugoso	0,014
Paralelepípedo	0,020
Pedras Irregulares	0,032
Pedra Britada Compacta	0,045
Pedra Britada Solta	0,080
Terra Batida	0,060
Areia Solta	0,100 - 0,300
Gramma	0,100 - 0,400
Neve Profunda	0,075 - 0,300

Fonte: (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2012)

Resistência Aerodinâmicas (C_x): De acordo com Nicolazzi (2012), devido a variação de pressão na superfície do veículo, se gera uma força contrária ao movimento na direção axial e vertical. Para análise longitudinal considera-se apenas a carga axial, apresentado na equação 21, sendo resultado do produto da pressão dinâmica (q), do coeficiente de resistência aerodinâmica (C_x) e da área projetada da seção transversal do veículo (A).

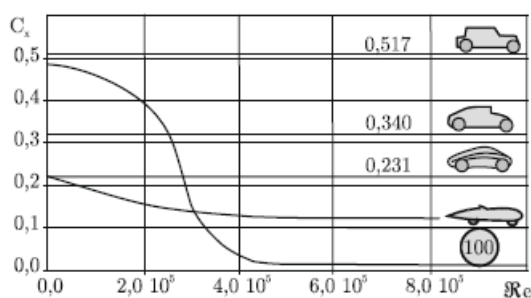
$$Q_a = qC_x A \quad (21)$$

A pressão dinâmica pode ser aproximada a partir da equação 22. Porém, a massa específica (ρ) varia em função da pressão e da temperatura. Assim como a velocidade relativa do vento (v), que varia em função da velocidade do veículo e do vento.

$$q = \frac{\rho v^2}{2} \quad (22)$$

O coeficiente de resistência aerodinâmica é determinado experimentalmente, através de protótipos em miniatura, porém podem ser aproximados de acordo a geometria do veículo, e sua variação em função do número de Reynolds como mostra a figura 13.

Figura 13 – Coeficiente de Arrasto em Função do Número de Reynolds



Fonte: (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2012)p.62

2.2.2 Força Motriz

De acordo com Naunheimer (1999), a força motriz consiste na força gerada pelo motor, transmitida até o contato pneu pista, sendo a soma da força motriz do eixo dianteiro (F_{mI}) e do eixo traseiro (F_{mII}). Os diferentes *layouts* de transmissão geram diferentes distribuição de forças. O equilíbrio de força entre força motriz e resistências ao movimento é definido pela equação 23 .

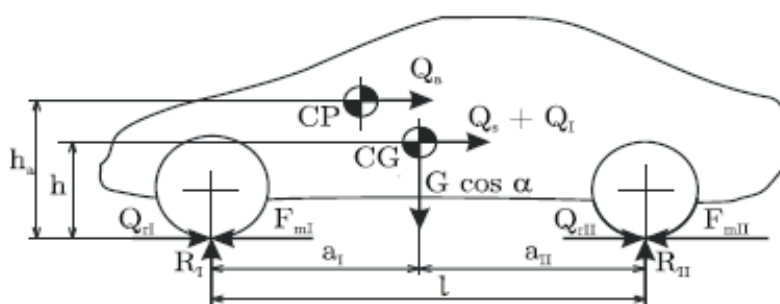
$$F_m = Q_s + Q_r + Q_l + Q_a \quad (23)$$

A capacidade de transmitir essa força motriz depende da reação das cargas em cada eixo (R_I e R_{II}), e do coeficiente de atrito pneu pista (μ).

A partir do diagrama de forças de um veículo em movimento, figura 14, determinam-se as equações de força motriz máxima para veículos de tração dianteira, equação 24a, de tração traseira, equação 24b, e tração integral, equação 24c.

As equações relacionam o coeficiente de atrito pneu pista (μ), a força peso do veículo (G), ângulo de aclive (α), parcela de carga sobre o eixo traseiro (x), altura do centro de gravidade (h) e a distância entre eixos (l). De acordo com Nicolazzi (2012), partindo das premissas que as forças motrizes máximas ocorrem em baixas velocidades, o termo de resistência aerodinâmico e de inércia são aproximados a 0.

Figura 14 – Diagrama de um Veículo em Movimento



Fonte: (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2012)

$$F_{mI}^{max} = \mu G \cos \alpha \left[\frac{(1-x) + f \frac{h}{l}}{1 + \mu \frac{h}{l}} \right] \quad (24a)$$

$$F_{mII}^{max} = \mu G \cos \alpha \left[\frac{x - f \frac{h}{l}}{1 + \mu \frac{h}{l}} \right] \quad (24b)$$

$$F_m^{max} = \mu G \cos \alpha \quad (24c)$$

2.3 CAIXA DE REDUÇÃO DE VEÍCULOS BAJA

Por se tratar de um tema muito estudado e desenvolvido entre as equipes de BAJA, foi feita a revisão de artigos relacionados a projeto de redutores mecânicos. Sendo assim a revisão destes artigos é muito relevante e importante para baseamento teórico e referência.

As principais teses revisadas para a elaboração deste trabalho são:

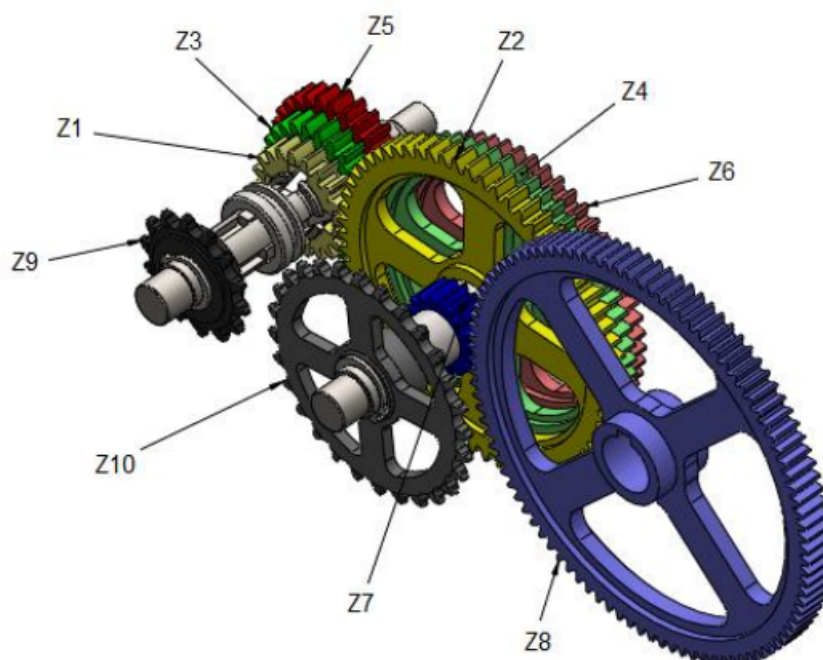
2.3.1 Dimensionamento de Componentes de Transmissão para um Protótipo BAJA SAE

Esta tese foi elaborada por Ronan Toledo Chiodelli da faculdade Horizontina, membro da equipe FAHOR de BAJA SAE.

O trabalho surgiu da necessidade da equipe obter um sistema de transmissão confiável, através de uma caixa de cambio com marcha reversa, que resistisse com segurança às condições de trabalho impostas Chiodelli (2012). A equipe optou por não utilizar um CVT, gerando assim a necessidade de uma caixa com 4 marchas, conforme figura 15 .

O trabalho consiste em um capítulo breve de introdução sobre o projeto BAJA SAE e suas competições e objetivos que resultaram na elaboração do trabalho. Em seguida, a fundamentação teórica, que aborda os diferentes sistemas de transmissão que poderiam ter sido selecionados e principais funções da transmissão em um veículo. Materiais e métodos, que apresenta a metodologia utilizada em um fluxograma. Este define o passo a passo a serem seguidos e a descrição da maneira como foi realizado o dimensionamento dos componentes mecânicos como eixo, engrenagens cilíndricas de dente reto, rolamentos, retentores e carcaça do conjunto. No quarto capítulo, tem-se a explicação detalhada do funcionamento da caixa e seus componentes, incluindo a troca mecânica de relações de transmissão e algumas melhorias realizadas durante o desenvolvimento do projeto.

Figura 15 – Resultado Dimensionamento por Ronan Toledo



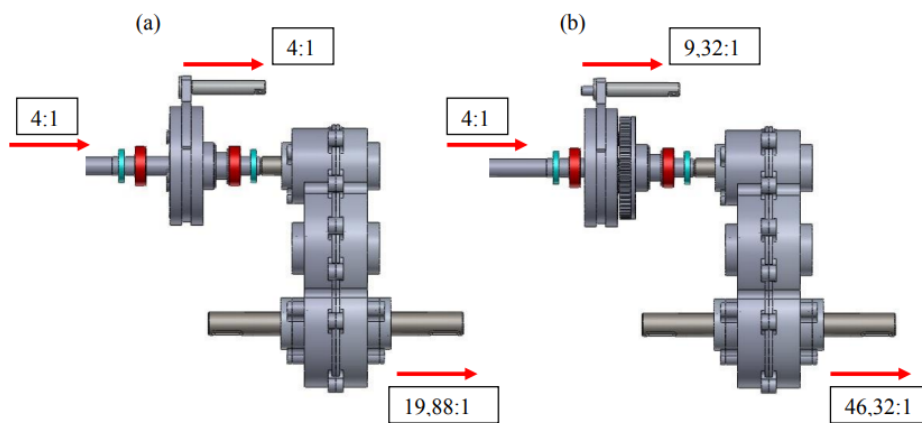
Fonte: (CHIODELLI, 2012)

2.3.2 Desenvolvimento de caixa de redução para veículo Baja SAE

Este trabalho foi elaborado por Gabriel Cipolla da Universidade Estadual Paulista, como trabalho de graduação para engenharia mecânica. Com o objetivo de apresentar o projeto completo de uma caixa de redução. Apresentando as principais etapas do projeto para um sistema de transmissão BAJA SAE. São apresentadas algumas melhorias realizadas levando em consideração os sistemas utilizados anteriormente pela equipe. O conjunto de transmissão dimensionado, consiste em uma redução planetária de engrenagens com seletor, gerando assim 2 relações de redução no conjunto, em série com um redutor de 2 estágios de engrenagens cilíndricas retas.

Inicia-se com breve apresentação da competição BAJA SAE. Em seguida a fundamentação teórica, apresentando os principais tipos de transmissão. A transmissão a ser desenvolvida e a metodologia aplicada no projeto. Iniciando com a definição da transmissão, cálculo de forças no sistemas, dimensionamento dos componentes e definição dos componentes comerciais. Abordando a modelagem e simulação numérica dos componentes a serem fabricados e ao final, fabricação.

Figura 16 – Resultado Dimensionamento por Gabriel Cipolla



Fonte: (CIPOLLA, 2015)

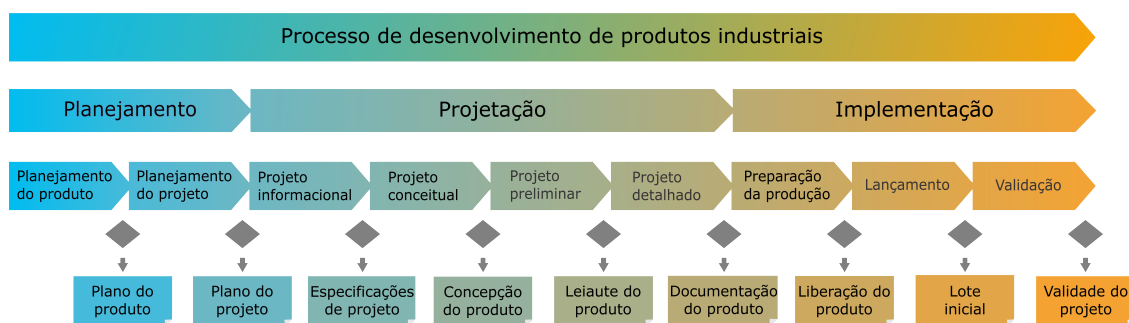
3 MATERIAIS E MÉTODOS

Como metodologia para o desenvolvimento deste trabalho, utilizou-se a PRODIP. Porém o desenvolvimento tem início na etapa de projeto conceitual, visto a já existência da necessidade do cliente, equipe CTJ BAJA. Sendo assim, apenas foram seguidas as 3 primeiras etapas de projeção e as etapas de implementação foram adaptadas para um projeto piloto, visto que o projeto não é de produção seriada.

3.1 PRODIP

Segundo Back (2013), a metodologia PRODIP é uma modelo de gestão de desenvolvimento de produto focado no setor industrial e abrange todas as etapas necessárias para o processo de desenvolvimento de produtos, conforme a figura 17.

Figura 17 – Metodologia PRODIP



Fonte: (BACK *et al.*, 2013)

Dentro de todo o processo de desenvolvimento, existem 3 grandes sessões, a de planejamento, projeção e implementação.

De acordo com Back (2013), o planejamento é composto por 2 etapas

1. Planejamento do produto: Tem como objetivo definir ideias de produtos a serem desenvolvidas em um determinado período de tempo, que resulta em um plano de produto.
2. Planejamento do projeto: O objetivo é definir um plano para o desenvolvimento das ideias de produtos previamente selecionadas como projetos. Resultando em um plano de projeto no qual se define escopo, cronograma, orçamento e os demais fatores conforme a metodologia de planejamento do projeto

A projeção é composta por 4 etapas

1. Projeto Informacional: Consiste em adquirir e transformar informações, definindo especificações de projeto e valores de entrada através dos requisitos do cliente. Além disso, organizar e priorizar as necessidades e requisitos do cliente.
2. Projeto Conceitual: O objetivo desta fase é, a partir do resultado do projeto informacional, buscar conceitos e seleção se possíveis soluções para as necessidades do cliente, transformando-as em soluções de projeto. Definindo a função global do produto, assim como as subfunções.
3. Projeto preliminar: Nesta fase, a solução se desenvolve em termos de *layout*, dimensões, geometria, materiais e processos de fabricação. Aplicando ferramentas e métodos de dimensionamento, modelagem e otimização de projeto.
4. Projeto Detalhado: Finalizando a projeção, esta etapa realiza o últimos testes de protótipo, revisa a solução em detalhe e desenvolve a documentação final do produto para fabricação.

A ultima grande etapa, implementação é dividida em 3 fases

1. Preparação de Produção: elaboração de documentação de montagem e fabricação, compra do material e fabricação do lote piloto.
2. Lançamento: Lançamento do produto no mercado, implementação do lote inicial e implementação em linhas de produção do produto.
3. Validação: Nesta fase, é realizado o monitoramento e avaliação junto a usuários do desempenho do projeto, além de auditorias.

3.2 PROJETO INFORMACIONAL

3.2.1 Requisitos do Cliente

Para inicio do projeto informacional, foi definido junto a equipe CTJ BAJA os requisitos do cliente para o projeto a ser desenvolvido:

1. A primeira premissa do cliente, consiste em o veículo conseguir transpassar obstáculos com inclinação de 100%. Este requisito se baseia no regulamento da competição, onde está claro que, durante as etapas da competição, podem conter obstáculos com essa inclinação, sendo assim um requisito prioritário para o cliente.
2. O segundo requisito do cliente, está atrelado a meta geral da equipe. Conseguir completar todas as etapas da competição sem apresentar falhas graves, de forma que não seja mais possível seguir competindo.

3. O terceiro requisito é alcançar a velocidade de 50 km/h em um terreno sem aclive. Sendo assim, o veículo seria competitivo na etapa de avaliação de velocidade longitudinal, visto que as 10 melhores equipes nesta etapa conseguem alcançar a marca de 50 km/h.
4. A quarta especificação do cliente para o projeto é a utilizar motorização padrão, estabelecida por regulamento.
5. A quinta premissa do cliente é a utilização de um conjunto CVT comercial. Decisão tomada a partir de pesquisa com as principais equipes de BAJA, na qual todas utilizam um conjunto comercial. Além do fato de a equipe possuir um CVT, sendo assim mais vantajoso financeiramente.
6. O último requisito é a utilização de pneus comerciais selecionados pelo setor de direção da equipe, estes seriam adquiridos pela equipe posteriormente.

3.2.2 Requisitos de Projeto

Um dos requisitos do cliente é a confiabilidade do projeto, devido a meta de conseguir completar todas as etapas da competição. Sendo assim os coeficientes de segurança devem ser de pelo menos 1,3.

3.2.2.1 Motor

Conforme regulamento, o motor a ser utilizado é *Briggs & Stratton Ohv Intek Model 20S232 10hp*, estacionário, mono cilindro de quatro tempos, combustão interna e injeção de gasolina via carburador. Sendo proibido por regulamento, realizar alterações que proporcionem ganho de potência além da definida. A figura 18 descreve a característica deste motor através da curva de torque em função da rotação. Resultando em 18,8 N.m a 2600 rpm com rotação máxima de 3800 rpm, com um eixo de saída de diâmetro de 1 polegada uso de chaveta para acoplamento.

Figura 18 – Curva de Torque



Fonte: (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2012)

3.2.2.2 CVT

O modelo de CVT a ser utilizado é o *Gaged GX9 Standard*, conforme figura 19 com redução variável de 3,90:1 a 0,9:1. A eficiência teórica do conjunto é de 0,95, de acordo com Naunheimer (1999). O eixo de entrada da polia motora é compatível como o eixo de saída do motor, 1 polegada, e o eixo de saída da polia movida do CVT possui 0,75 polegadas de diâmetro com rasgo de chaveta.

Figura 19 – Gaged GX9



Fonte: Autor

3.2.2.3 Pneu

O pneu a ser utilizado para transmitir a potência da transmissão ao solo é o modelo 21x7-10, tendo 21 polegadas de diâmetro externo, 7 polegadas de largura e compatível com aros de 10 polegadas.

3.2.2.4 Layout

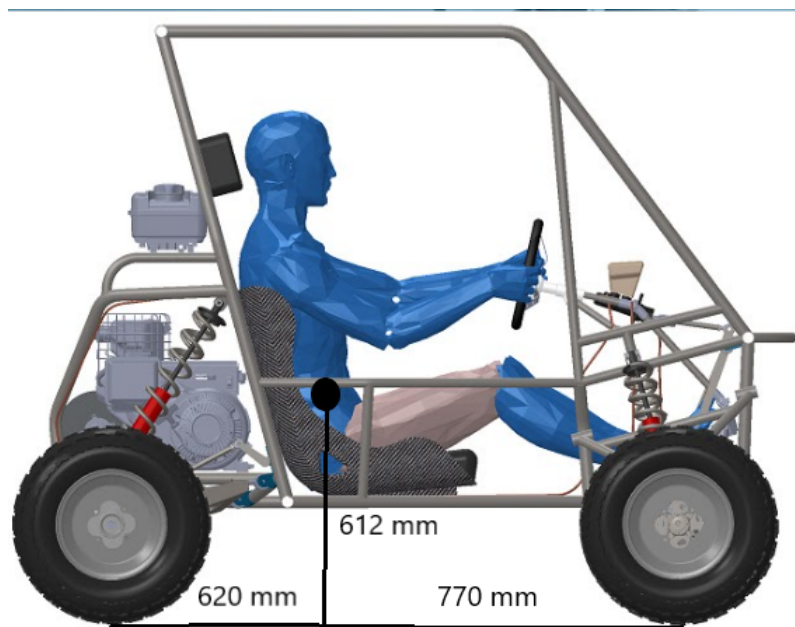
O *layout* utilizado segue a pesquisa de mercado realizada, conforme figura 4. O motor posicionado com o eixo de saída perpendicular ao eixo longitudinal do veículo. Em seguida o CVT, acoplada ao eixo de saída do motor. Uma caixa de redução fixa acoplada a polia movida do CVT através do eixo de saída da polia movida.

3.2.2.5 Definição da Relação de Transmissão

O veículo tem massa total 300 kg, sendo distribuído em 180kg no eixo traseiro e 120kg no eixo dianteiro. Altura do centro de gravidade de 612 mm, distância entre centro de gravidade e eixo traseiro de 620 mm e entre eixos de 1390 mm, conforme figura 20. Estas dimensões e massas foram definidas pela equipe, e segundo Nicolazzi

(2012), o coeficiente de resistência ao rolamento de 0,06, considerando um terreno de terra batida.

Figura 20 – Posição CG



Fonte: Autor

Para a definição da relação de transmissão ideal, foram utilizadas duas equações.

A equação 23, que determina a força necessária para sair da inércia em uma inclinação de 100%. Considerando a resistência aerodinâmica (Q_a), resistência de inércia (Q_I) igual a 0, conforme (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2012). A redução do CVT considerada para a equação 23 é a relação máxima, pois a rotação do motor é mínima, conseqüentemente a redução do CVT é máxima.

$$F_m = 300 \cdot 9,81 \cdot \sin 45 + 300 \cdot 9,81 \cdot \cos 45 \cdot 0,06 = 2205N \quad (25)$$

$$i_{total} = i_{caixa} i_{CVT} \quad (26)$$

$$F_m \cdot r_d = T_{motor} \cdot i_{total} \cdot \eta_{mtotal} \Rightarrow i_{caixa} > \frac{2205 \cdot 0,26}{3,90 \cdot 18,8 \cdot 0,93} \Rightarrow i_{caixa} > 7,815 \quad (27)$$

A segunda equação utilizada para definir a relação de transmissão da caixa de redução ideal, parte da equação 28. Definindo a relação na qual a velocidade máxima do veículo seja de pelo menos 50 km/h, conforme requisito do cliente. Para a equação 28, a redução do CVT considerada é a mínima, pois o motor estaria trabalhando em alta rotação e conseqüentemente o CVT estaria com a relação mínima.

$$i_{total} = \frac{\omega_{motor}}{\frac{v}{r_d}} \Rightarrow i_{caixa} \leq \frac{376,99}{\frac{13,88 \cdot 0,9}{0,26}} \Rightarrow i_{caixa} \leq 7,846 \quad (28)$$

Portanto, a relação de transmissão ideal seria de 7,846:1, considerando as perdas de potência, tendo como velocidade máxima teórica de 50 km/h, gerando uma força motora maior que 2205 N.

3.2.2.6 Requisitos de Projeto

A partir da análise realizada anteriormente, se transformam os requisitos do cliente em requisitos do projeto conforme tabela 2.

Tabela 2 – Requisitos do Cliente x Requisito de Projeto

Requisitos do Cliente	Requisitos do Projeto
Transpassar Aclive 100 %	Relação da caixa > 7,815 e < 7,846
Completar todas as etapas da competição	Coefficiente de Segurança > 1,3
Atingir Velocidade de 50 km/h	Relação da caixa > 7,815 e < 7,846
Motorização Padrão	Motor de 10hp e 18,8 N.m de torque
CVT Comercial	Relação CVT de 3,90:1 - 0,90:1
Pneus Comerciais	Pneus com 21 polegadas de diâmetro

Fonte: Autor

3.3 PROJETO CONCEITUAL

Como resultado do projeto informacional, os principais conceitos para o desenvolvimento do projeto partem das premissas de projeto e desdobramento das mesmas.

3.3.1 Conceitos Engrenagens

As engrenagens utilizadas, são engrenagens cilíndricas de dente reto. Foram selecionadas a partir da pesquisa de mercado com outras equipes, além da sua maior eficiência na transmissão de torque, não geram cargas axiais nos eixos e montagem mais simples.

Os pinhões serão em monobloco junto aos respectivos eixos, devido ao difícil acesso ao serviço de eletroerosão para estrias, sendo assim do mesmo material e tratamento térmico.

O sistema de acoplamento entre eixos e coroas é através de estrias. As estrias possuem maior capacidade de carga em relação a chavetas

Para quesitos de fabricação os módulos das engrenagens devem ser valores entre 1 e 3 variando de 0,5 em 0,5, assim como as estrias. Este parâmetro, se deve ao ferramental utilizado para o corte dos dentes.

3.3.2 Conceitos Eixos

O eixo de entrada da caixa de redução possui diâmetro de 0,75 polegadas ao longo de um comprimento de 140 mm e rasgo de chaveta de 113,7 mm para acoplamento do CVT.

Para fixação axial dos rolamentos e engrenagens nos eixos, são feitos rasgos de anéis elásticos.

3.3.3 Conceitos Conjunto

Todo o conjunto está dentro de uma carcaça de alumínio, composta por duas partes. As engrenagens estão lubrificadas através de imersão parcial. A caixa de redução está posicionada na parte traseira do veículo, fixada ao chassi através de orelhas de fixação.

3.4 PROJETO PRELIMINAR

Para análise dos esforços nos componentes da caixa de redução, se define a força máxima motriz (F_{mII}) para um veículo com tração traseira, conforme a equação 24b. Para magnitudes de forças maiores que esta, o veículo não consegue transmitir a força ao solo e derrapa. As premissas para definição desta força buscam o cenário com maior esforço possível nos componentes, sendo elas:

1. Veículo em aclave de 0%, gerando máxima magnitude, de acordo com Nicolazzi (2012).
2. Coeficiente de atrito pneu/solo (μ) igual a 0,60, considerando terra batida, de acordo com Nicolazzi (2012).
3. Coeficiente de resistência ao rolamento de 0,08, conforme tabela 1.
4. Força peso do veículo igual a 2943 N.
5. Parcela de carga sobre o eixo traseiro (x) igual a 0,6.
6. Altura do centro de gravidade de 612 mm.
7. Entre eixos de 1390 mm.

$$F_{mII} = \mu G \cos \alpha \frac{(1-x) - f \frac{h}{T}}{1 - \mu \frac{h}{T}} \Rightarrow F_{mII} = 1354 N \quad (29)$$

Resultando em uma força máxima motriz (F_{mII}) com magnitude de 1354 N. Esta força, multiplicada pelo raio dinâmico (r_d) temos o torque máximo (T) no eixo de saída da caixa de redução de 352 N.m., sendo arredondado para 360 N.m., como fator de segurança em relação as premissas.

$$T = F_{mII} r_d \Rightarrow T = 352 N.m \quad (30)$$

3.4.1 Materiais e Tratamentos Térmicos

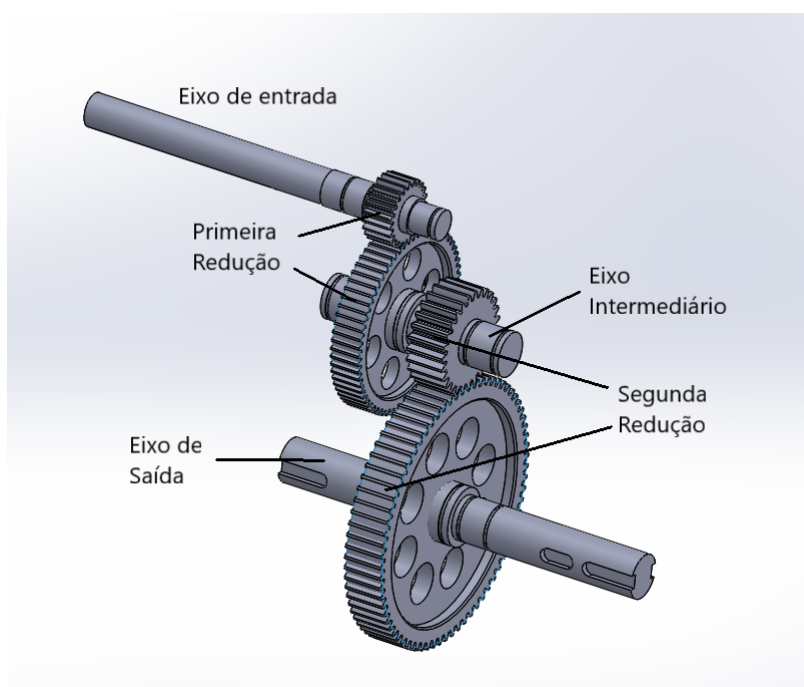
A seleção dos materiais utilizados nos eixos e engrenagens, segue o conceito que o eixo de entrada e pinhão do primeiro par engrenado são a mesma peça. Assim como o eixo intermediário e o pinhão do segundo par, portanto do mesmo material, como mostrado na figura 31.

Sendo assim, a necessidade de um material com tensão de escoamento elevada e passível de tratamento térmico para endurecimento da camada externa para as engrenagens e estrias, o material selecionado para o dimensionamento e fabricação destes componentes é o aço SAE 4340.

O tratamento térmico selecionado é a têmpera superficial por indução, este tratamento térmico gera uma fina camada de material duro na superfície da peça, segundo Shigley (2011). Sendo apropriado para os dentes evolventes, além de evitar grandes deformações nos eixos.

Para a carcaça do redutor o material selecionado é o alumínio 6061 T-6, cujo dimensionamento e detalhamento foi realizado a parte deste trabalho.

Figura 21 – Conjunto de Transmissão



Fonte: Autor

3.4.2 Engrenagens

Seguindo o cálculo de acordo com a norma AGMA, a partir das premissas presentes nas tabelas 3 e 4, com mais detalhes no Anexo A. A redução total do conjunto é de 7,846:1, cumprindo o requisito de projeto. Resultando em engrenagens cilíndricas de dente reto conforme desenho técnico presente no Anexo B.

Um ponto importante para o dimensionamento é que, visto o baixo número de ciclos a resistência a contato acaba não sendo relevante para o dimensionamento, visto o número de ciclos muito abaixo do que o utilizado para dimensionamento seguindo a norma, além de que uma vez que a resistência a flexão esteja com fator de segurança adequado.

Tabela 3 – Dados Engrenagens Primeira Redução

Primeira Redução	Pinhão	Coroa
Módulo	1,5	1,5
Número de Dentes	23	67
Redução	2,91	1
Ângulo de Pressão [°]	20	20
Torque [N.m]	45,7	133,1
Número de Ciclos	1e6	1e6
Fator de Segurança a Flexão	1,26	1,16
Fator de Segurança a Superfície	0,94	1,56

Fonte: Autor

Tabela 4 – Dados Engrenagens Segunda Redução

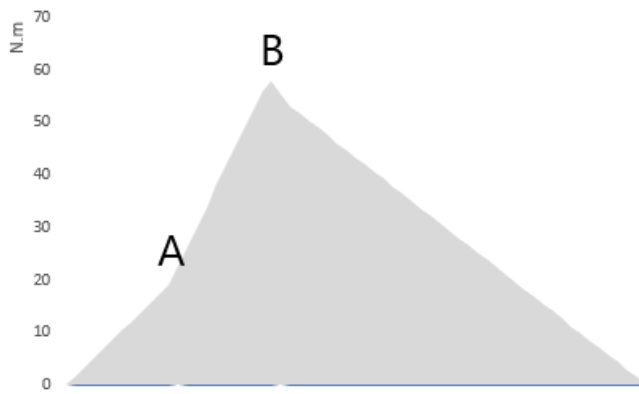
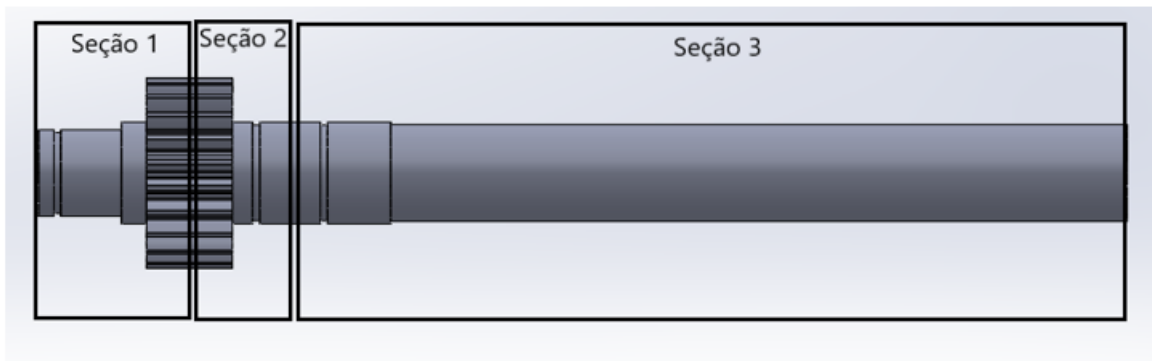
Segunda Redução	Pinhão	Coroa
Módulo	2	2
Número de Dentes	27	73
Redução	2,70	1
Ângulo de Pressão [°]	20	20
Torque [N.m]	133,1	360
Número de Ciclos	1e6	1e6
Fator de Segurança a Flexão	1,22	1,28
Fator de Segurança a Superfície	0,92	1,56

Fonte: Autor

3.4.3 Eixos

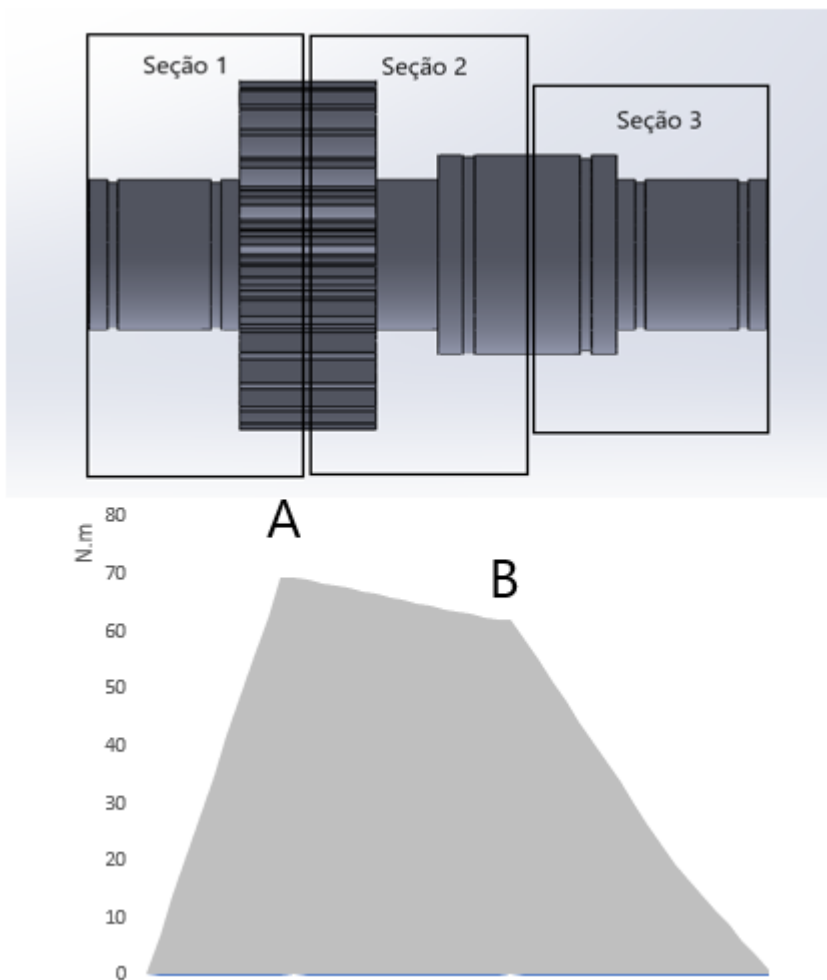
O dimensionamento dos eixos foi realizado utilizando o método das secções, analisando o momento fletor resultante ao longo do eixo, a partir das forças provenientes das engrenagens e as reações nos apoios, resultando em gráficos conforme figuras 22, 23 e 24, que estão posicionados abaixo dos respectivos eixos analisados.

Figura 22 – Momento Fletor Eixo de Entrada



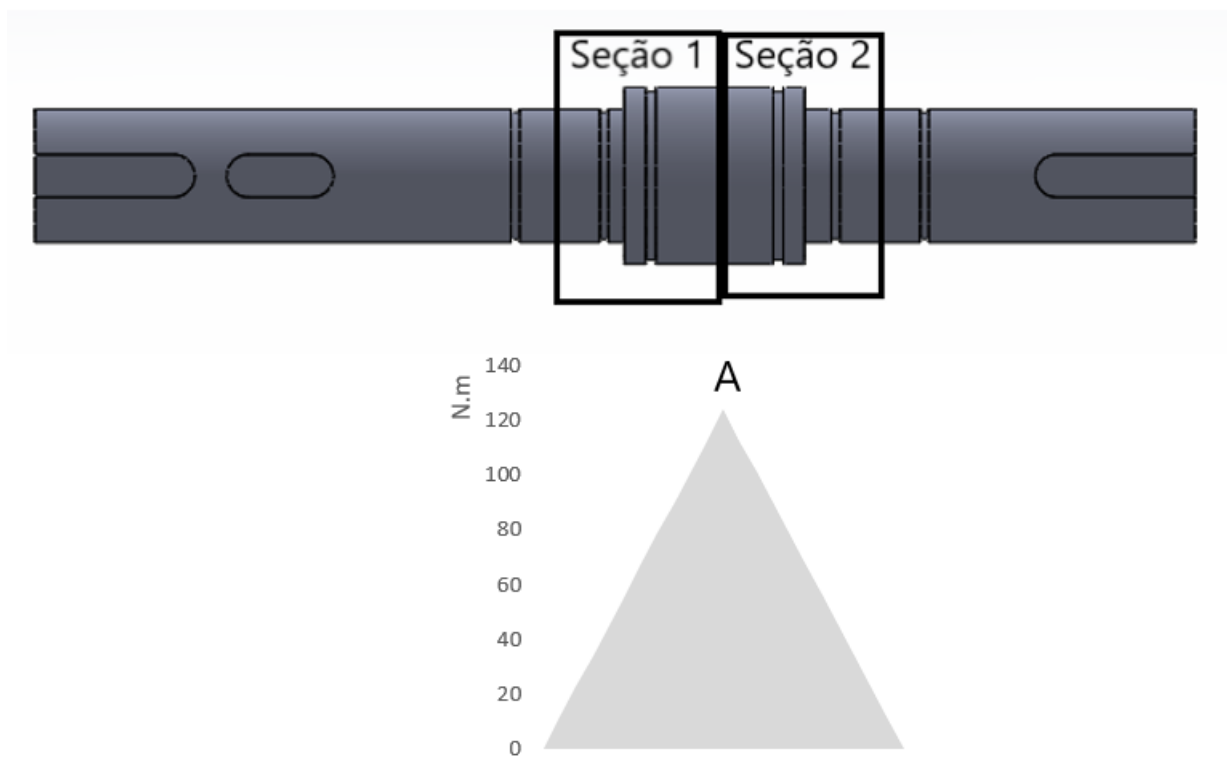
Fonte: Autor

Figura 23 – Momento Fletor Eixo Intermediário



Fonte: Autor

Figura 24 – Momento Fletor Eixo de Saída



Fonte: Autor

A partir dos momentos resultantes nos pontos críticos considera-se que os mesmos terão torque e flexão alternada como esforço solicitante. Além disso, fatores de concentração de tensão com base em Pilkey (2008) em variações de diâmetro, rasgos de chaveta e anéis elásticos, se determina o diâmetro mínimo em cada seção dos eixos, sendo utilizado o aço SAE 4340, conforme tabelas 5, 6 e 7. Mais detalhes das dimensões dos eixos no Apêndice B figuras 33, 34 e 36.

Tabela 5 – Eixo de Entrada

Eixo de Entrada	Ponto A	Ponto B
Fator de Segurança	1,3	1,3
Diâmetro Mínimo	15,01	17,38
Diâmetro Projetado	19,05	19,05
Momento Resultante [N.m]	19	44

Fonte: Autor

Tabela 6 – Eixo Intermediário

Eixo de Intermediário	Ponto A	Ponto B
Fator de Segurança	1,3	1,3
Diâmetro Mínimo	23,62	22,45
Diâmetro Projetado	25	25
Momento Resultante [N.m]	69	62

Fonte: Autor

Tabela 7 – Eixo de Saída

Eixo de Saída	Ponto A
Fator de Segurança	1,3
Diâmetro Mínimo	23,48
Diâmetro Projetado	25
Momento Resultante [N.m]	124

Fonte: Autor

3.4.4 Estrias

O dimensionamento das estrias, utiliza a equação 16, considerando os torques presentes em cada eixo no qual a engrenagem esta apoiada, conforme a tabela 8. O módulo determinado para as estrias é de 1,5 devido a limitação do ferramental utilizado para fabricação. Mais informações da geometria das estrias estão presentes no Apêndice A figuras 31 e 33.

Tabela 8 – Cálculo Estrias

Estrias	Eixo Intermediário	Eixo de Saída
Torque	133,1	360
Diâmetro Primitivo [mm]	33,15	33,15
Largura [mm]	17	22
Tensão [MPa]	22,7	47,4
Tensão Considerada [MPa]	90,7	189,6
Coefficiente de Segurança	5,18	2,48

Fonte: Autor

Apenas as coroas tem estrias visto que os pinhões e os eixos serão a mesma peça, reduzindo assim a necessidade do serviço eletroerosão.

3.4.5 Rolamentos

A seleção de rolamentos segue o procedimento , segundo Norton (2013), a partir das forças de reação nos colos dos rolamentos dos eixos. Sendo um conjunto de transmissão de engrenagens cilíndricas de dente reto, estão presentes apenas forças radiais, sem forças axiais. Analisando cargas estáticas e dinâmicas, além de velocidades de rotação, rolamentos de esferas são melhor opção, visto que suportam os esforços necessários, permitem pequenos erros de deslizamento e são de fácil montagem.

Os rolamentos definidos possuem vedação contra impurezas externas, apesar da caixa de redução ser lubrificada, não se tem um estudo específico se o lubrificante utilizado na caixa seria o ideal para os rolamentos e se realizaria a lubrificação corretamente.

Além da análise de velocidade e cargas necessárias, foram realizados os ajustes de tolerância do colo do rolamento nos respectivos eixos conforme Apêndice A.

3.5 FABRICAÇÃO

Para a fabricação de todo o conjunto foram utilizados diferentes métodos de fabricação.

Para as coroas dos pares engrenados os processos foram:

1. Torneamento de tarugo cilíndrico realizando o furo de centro e o deste da largura da engrenagem e o ajuste do diâmetro com margem positiva em relação a dimensão final da peça.
2. Retifica cilíndrica para ajuste das dimensões de furo de centro para diâmetro de raiz das estrias, com isso o posicionamento da peça para a realização do dentado externo e é mais preciso, assim como referência para corte por eletroerosão mais precisa .
3. Fresagem dos dentes externo, com os pentes dos respectivos módulos das engrenagens.
4. Tratamento térmico de têmpera superficial por indução
5. Retifica cilíndrica para ajuste de diâmetro externo do dentado
6. Retifica dos dentes externos em retifica de dentes de engrenagens.
7. Corte das estrias em eletroerosão.

Para os eixos de entrada e intermediário foram aplicados os processos:

1. Torneamento do tarugo cilíndrico, realizando os rasgos de anéis elásticos, ajuste da largura dos pinhões e das estrias e diâmetro externo dos mesmo, com folga positiva em relação ao diâmetro final.
2. Fresamento dos dentes dos pinhões e das estrias com pentes dos seus respectivos módulos.
3. Fresamento dos rasgos de chaveta em fresadora vertical.
4. Tratamento térmico de têmpera superficial por indução.
5. Retifica cilíndrica nos colos dos rolamentos, retentores e diâmetro externos dos pinhões e estrias.
6. Retifica dos pinhões em retifica de dentes de engrenagens.

O eixo de saída foi fabricado a partir dos processos:

1. Torneamento, realizando rasgos de anéis elásticos, ajuste de largura da estria e diâmetro externo da mesma, com folga positiva em relação a dimensão final.
2. Fresamento das estrias com pente de módulo 1,5.
3. Fresamento dos rasgos de chaveta em fresadora vertical.
4. Tratamento térmico de têmpera superficial por indução.

5. Retifica dos colos dos rolamentos e retentores e ajuste do diâmetro externo das estrias.

3.6 MONTAGEM E TESTE

Com todos os componentes mecânicos fabricados, rolamentos e retentores comprados, a caixa foi montada, conforme figura 25.

Figura 25 – Caixa de Redução Fabricada



Fonte: Autor

Figura 26 – Trem de Potência Completo



Fonte: Autor

Uma vez montada a caixa de redução, todo o conjunto de trem de potência foi acoplado ao veículo conforme a figura 26.

Figura 27 – Teste Veículo BAJA



Fonte: Autor

O protótipo foi testado previamente a competição, como mostrado na figura 27, e na competição e cumpriu com os requisitos propostas. Sendo um conjunto de transmissão que não apresentou falhas após participar das provas de velocidade máxima, tração, frenagem, suspensão e enduro. O tempo estimado de uso do veículo é de 4 horas de uso por competição em condições de uso severo.

Além disso, todo o conjunto da caixa de redução montada, desconsiderando os óleos lubrificantes apresentou uma massa de 4,7 kg.

4 CONCLUSÃO

O objetivo geral definido foi cumprido, resultando na fabricação de um redutor composto por 2 pares engrenados seguindo a metodologia PRODIP, assim como os objetivos específicos, acatando todas as etapas necessárias para o desenvolvimento do produto, projeto informacional, conceitual e preliminar. Os objetivos específicos de fabricação, montagem e validação da transmissão também foram realizados.

Na justificativa do trabalho, foi apontada a principal necessidade da equipe CTJ BAJA, de fabricar seu primeiro protótipo do veículo para conseguir participar da competição BAJA SAE. Sendo um dos componentes necessários o desenvolvimento de uma caixa de redução, conforme a pesquisa de mercado realizada.

Em seguida foi realizada a etapa do projeto informacional, a qual levantou as necessidades do cliente, alinhado com os objetivos da equipe e transformou esses requisitos do cliente em requisitos de projeto. O projeto conceitual, definiu os principais conceitos e soluções a serem utilizados. Sendo assim, os conceitos utilizados para todo o dimensionamento dos componentes mecânicos, engrenagens, eixos, estrias e rolamentos abordados neste trabalho. A carcaça do conjunto foi desenvolvida, mas não foi abordada neste trabalho. Na etapa de projeto preliminar, todos os cálculos e especificações de projetos foram desenvolvidos com base nos requisitos de projeto, como dimensões, geometrias, esforços, materiais e modelagem dos componentes.

A implementação, seguiu como base as fases da PRODIP, porém, por se tratar de um protótipo, todos os passos necessários relacionados a fabricação seriada, não foram desenvolvidos. Entretanto, a elaboração da documentação para fabricação, descrição dos processos e tratamentos térmicos foram feitos com sucesso. Resultando em uma caixa de redução que foi testada anteriormente a competição e cumpriu com o objetivo geral, levando a equipe CTJ BAJA a participar de todas as etapas da competição BAJA SAE, sem apresentar falhas no trem de potência.

Como sugestão para trabalhos futuros, a equipe pode analisar o desempenho térmico do conjunto, verificando a qualidade e eficiência da lubrificação na caixa de redução. Outra possibilidade de trabalho futuro pode ser, corroborar as premissas de projeto e verificar quão adequada a caixa está a redução projetada. Essa verificação se realiza partir de testes com o veículo finalizado, analisando posição do centro de gravidade, potência real do motor, eficiência dos elementos transmissores de torque, entre outros.

REFERÊNCIAS

- AAEN, O. **Clutch Tuning Handbook**. [S.l.: s.n.], 1986. P. 79.
- ALMEIDA, J.C.; LIMA, F.K.; BARBIERI, R. **Elementos de Máquina**. 2. ed. [S.l.]: Editora Blucher Ltda., 2017. P. 692.
- BACK, N. *et al.* **Projeto Integrado de Produtos**. 2. ed. [S.l.]: Editora Manole Ltda., 2013. P. 595.
- BUDYNAS, R.G.; NISBETT, J.K. **Elementos de Máquina de Shigley**. 8. ed. [S.l.]: AMGH Editora Ltda, 2011. P. 1083.
- CASER, I.Neves; SERAPHIM, S. Kaschner Costalonga. **Estudo de uma transmissão CVT destinada a Baja**. 2015. F. 60. Monografia (Graduação) – Graduação em Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo.
- CHIODELLI, R. Toledo. **Dimensionamento de Componentes de Transmissão para um Protótipo BAJA SAE**. 2012. F. 59. Monografia (Graduação) – Bacharel em Engenharia Mecânica, Faculdade Horizontina.
- CIPOLLA, G. **Desenvolvimento de caixa de redução para veículo BAJA SAE**. 2015. F. 58. Monografia (Graduação) – Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista.
- COURA, I.Loureiro. **Dimensionamento de uma Caixa de Redução Fixa para Equipe SAMABAJA**. 2022. F. 60. Monografia (Graduação) – Graduação em Engenharia Mecânica, Instituto Federal do Espírito Santo.
- COURA, M. **Projeto de uma Caixa de Redução Fixa para um Veículo Baja SAE**. 2017. F. 59. Monografia (Graduação) – Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná.
- GILLESPIE, Thomas D. **Fundamental of Vehicle Dynamics**. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, Inc., 2002. P. 470.
- ISII, K. Kenji. **Estudo de uma transmissão CVT destinada a Baja**. 2015. F. 33. Monografia (Graduação) – Curso de Mecânica Automotiva, Faculdade Tecnológica de Santo André.
- LOPES, R. Teixeira. **Determinação do Coeficiente de Atrito Pneu/Solo do Veículo Baja**. 2016. F. 3. Universidade Federal de Viçosa.
- NAUNHEIMER, H.; G., Lechner. **Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Applications**. [S.l.]: Springer, 1999. P. 447.

NICOLAZZI, L.C.; ROSA, E.; LEAL, L.C.M. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**. [S./]: GRANTE Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2012. P. 347.

NORTON, R.L. **Cinamática e Dinâmica dos Mecanismos**. 1. ed. [S./]: McGraw Hill Brasil, 2010. P. 800.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. P. 1028.

OLIVEIRA, L.Silva. **Dimensionamento e Metodologia de Projeto para Semi-Árvores de Transmissão e Juntas Universais Aplicada ao Projeto BAJA SAE da UEA**. 2018. F. 110. Monografia (Graduação) – Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade do Estado do Amazonas.

PILKEY, W. D.; F., Pilkey D. **Peterson's Stress Concentration Factors**. 3. ed. [S./]: John Wiley Sons, Inc., 2008. P. 522.

APÊNDICE A – PLANILHA DE CÁLCULOS

Figura 28 – Cálculo Primeiro Par Engrenado

Primeira Redução			Segunda Redução		Dente	
Redução	Pinhão	Coroa	Torque Coroa nmm	360000	Adendo	1,5
Ângulo de Pressão (α)	0,34907	0,34907	Torque Pinhão	133579,73	Dedendo	1,875
Módulo	1,5	1,5	Força tang n	5807,8141	Raio de Arredondamento	0,45
Número de Dentes (N)	27	79	força tan lbf	1305,6489	Folga	0,525
Dímetro Primitivo (dp) pol	1,59449	4,63996			Z	7,654166978
Velocidade de Entrada rpm (ω)					Razão de Contato	1,728557348
Força Tangencial (Ft) lbf	509,608	509,608				
Passo diametral (pd)	16,93	16,93				
Largura da face dos dentes (F)	0,66929	0,66667				
Fator Geométrico para flexão (J)	0,41	0,38				
Velocidade da linha de referência ft/min (V)	0	0				
Índice de qualidade de engrenagem (Qv)	11	11				
Índice B	0,25	0,25				
Índice A	92	92				
Fator Dinâmico Calculado (Kv/Cv)	1	1				
Fator Dinâmico Interpolado (Kv/Cv')	0,95	0,95				
Fator de distribuição de carga (Km/Cm)	1,6	1,6				
Fator de ciclo de carga (Ki)	1	1				
Fator de aplicação (Ka/Ca)	2	2				
Fator de tamanho (Ks/Cs)	1	1				
Fator de flexão de borda (Kb/Cb)	1	1				
Coefficiente elástico (Cp)	2276	2276				
Fator de acabamento de superfície (Cf)	1	1				
Correção de dente (X)	0,13	-0,13				
Raio de Curvatura (p)	0,25611	0,81005				
Fator de Geometria da superfície (I)	0,11468	0,11468				
Tensão de Flexão (σb)	100630	109002				
Tensão de Superfície (σc)	262729	158326				
Fator de Segurança a Flexão	1,25575	1,1593				
Fator de Segurança a Superfície	0,94088	1,56131				

Primeira Redução	
Torque Coroa Nmm	133579,73
Força Tang N	2266,8487
Força Tang lbf	509,60798

* carregamento hpstc

SAE4340 Tempera e Revenido	
Ciclo de Vida (N)	100000
Dureza	388
Fator de Vida (KI)	1,895499199
Fator de Temperatura (kt)	1
Numero de Tensão Flexão (Interpolado em Razão da Dureza)	66000
Fator de Confiabilidade(kr)	0,99
Resistencia a fadiga de flexão (sfb)	1100
Resistencia a fadiga de flexão Corrigida (sfb_corr)	126366,6133
Fator de razão de contato	1,03
Fator de Vida de Superfície (Cl)	1,4
Resistencia a fadiga de superfície (sfc)	169712
Resistencia a fadiga de superfície corrigida (sfc_corr)	247196,6707

Conversão para Mpa	
693,8230921	751,54584
1811,45569	1091,6229

pinhão	coroa

Fonte: Autor

Figura 29 – Cálculo Segundo Par Engrenado

Segunda Redução			Segunda Redução		Dente	
Redução	Pinhão	Coroa	Torque nmm	360000	Adendo	2
Ângulo de Pressão (α)	0,3490659	0,3490659	Força tang n	4932,790726	Dedendo	2,5
Módulo	2	2	força tan lbf	1108,93575	Raio de Arredondamento	0,6
Número de Dentes (N)	27	73			Folga	0,7
Dímetro Primitivo (dp) pol	2,1259843	5,74654			Z	10,1646
Velocidade de Entrada rpm (ω)					Razão de Contato	1,72162
Força Tangencial (Ft) lbf	1108,93575	1108,93575				
Passo diametral (pd)	12,70	12,70				
Largura da face dos dentes (F)	0,8661417	0,8661417				
Fator Geométrico para flexão (J)	0,41	0,43				
Velocidade da linha de referência ft/min (V)	0	0				
Índice de qualidade de engrenagem (Qv)	11	11				
Índice B	0,25	0,25				
Índice A	92	92				
Fator Dinâmico Calculado (Kv/Cv)	1	1				
Fator Dinâmico Interpolado (Kv/Cv')	0,95	0,95				
Fator de distribuição de carga (Km/Cm)	1,3	1,3				
Fator de ciclo de carga (Ki)	1	1				
Fator de aplicação (Ka/Ca)	2	2				
Fator de tamanho (Ks/Cs)	1	1				
Fator de flexão de borda (Kb/Cb)	1	1				
Coefficiente elástico (Cp)	2276	2276				
Fator de acabamento de superfície (Cf)	1	1				
Correção de dente (X)	0,13	-0,13				
Raio de Curvatura (p)	0,341477	1,0048031				
Fator de Geometria da superfície (I)	0,1126504	0,1126504				
Tensão de Flexão (σb)	103112,34	98316,415				
Tensão de Superfície (σc)	268331,23	167450,48				
Fator de Segurança a Flexão	1,2255237	1,2853053				
Fator de Segurança a Contato	0,9212371	1,4762375				

Segunda Redução	
Torque nmm	360000
Força tang n	4932,790726
força tan lbf	1108,93575

* carregamento hpstc

Aço 4340 Temperado e Revenido	
Tensão de escoamento para flexão Mpa	1100
Dureza Brinell HB	388
Tensão de escoamento para contato Mpa	1054,04
Ciclo de Vida	1000000
Numero de Tensão Flexão (Interpolado em Razão da Dureza 60HRC)	66000
Fator de Temperatura	1
Fator de Confiabilidade	0,99
Fator de Ciclagem	1,8955
Resistencia a fadiga de flexão Corrigida	126367
Fator de razão de contato	1
Fator de Vida de Superfície (Cl)	1,29418
Fator de Ciclagem	1,4
Fator de razão de dureza	1,03
Resistencia a fadiga de contato	169712
Resistencia a contato corrigida	247197

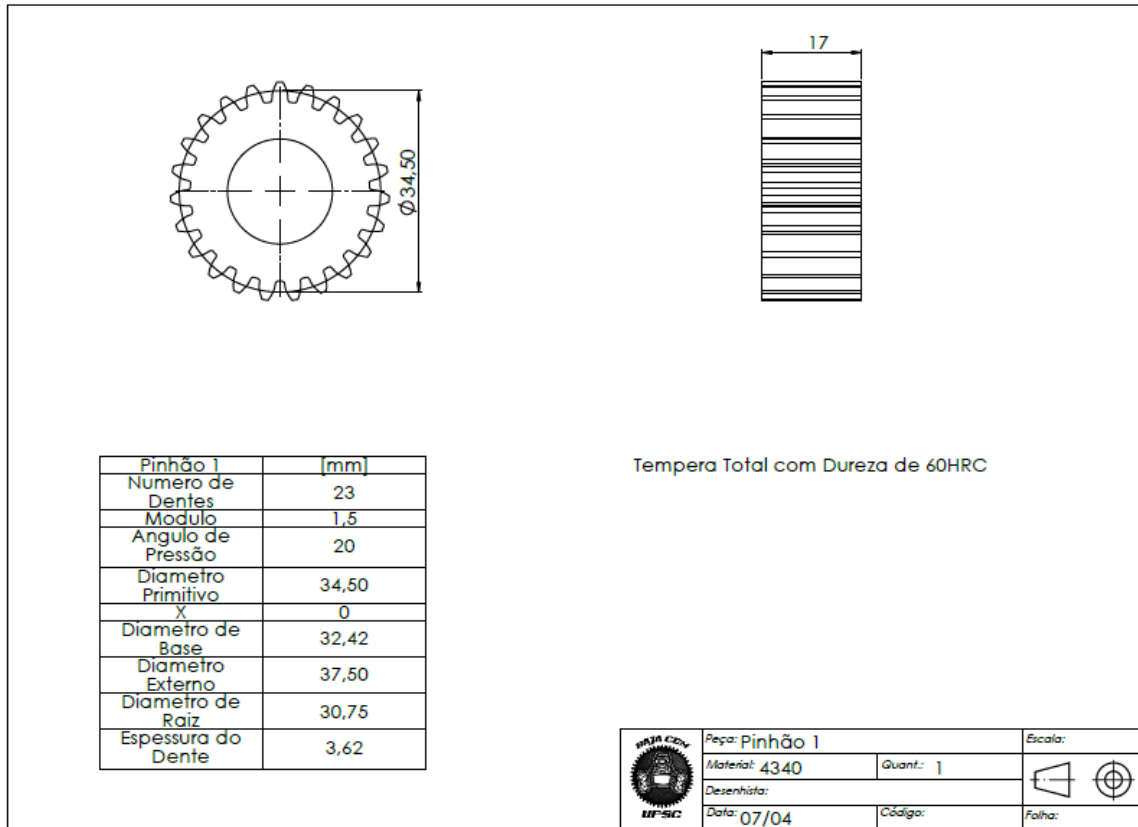
Conversão para Mpa	
710,9348209	677,8680851
1850,079406	1154,530853

*largura de face menor que 2 in
 *engrenagem não solta
 *motor monocilíndrico com choque mod
 *engrenagens pequenas
 *interpolado entre aço e aço

Fonte: Autor

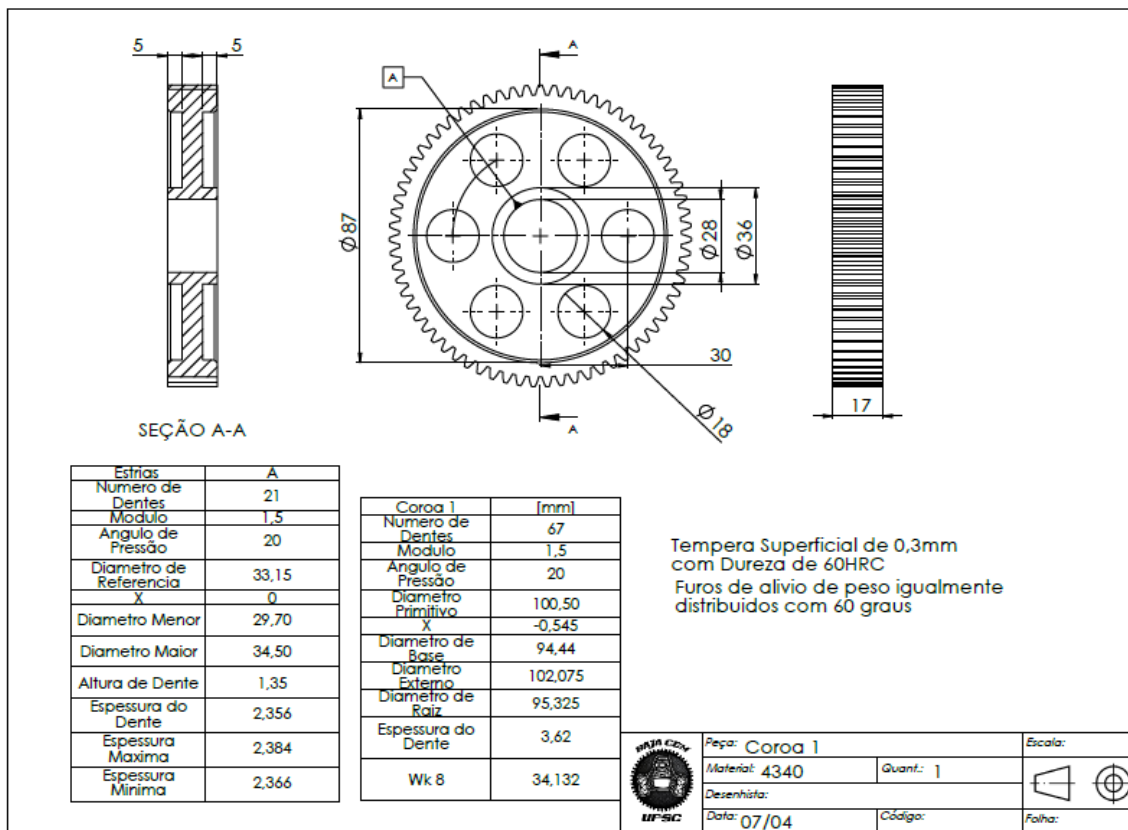
APÊNDICE B – DESENHOS TÉCNICOS

Figura 30 – Pinhão 1



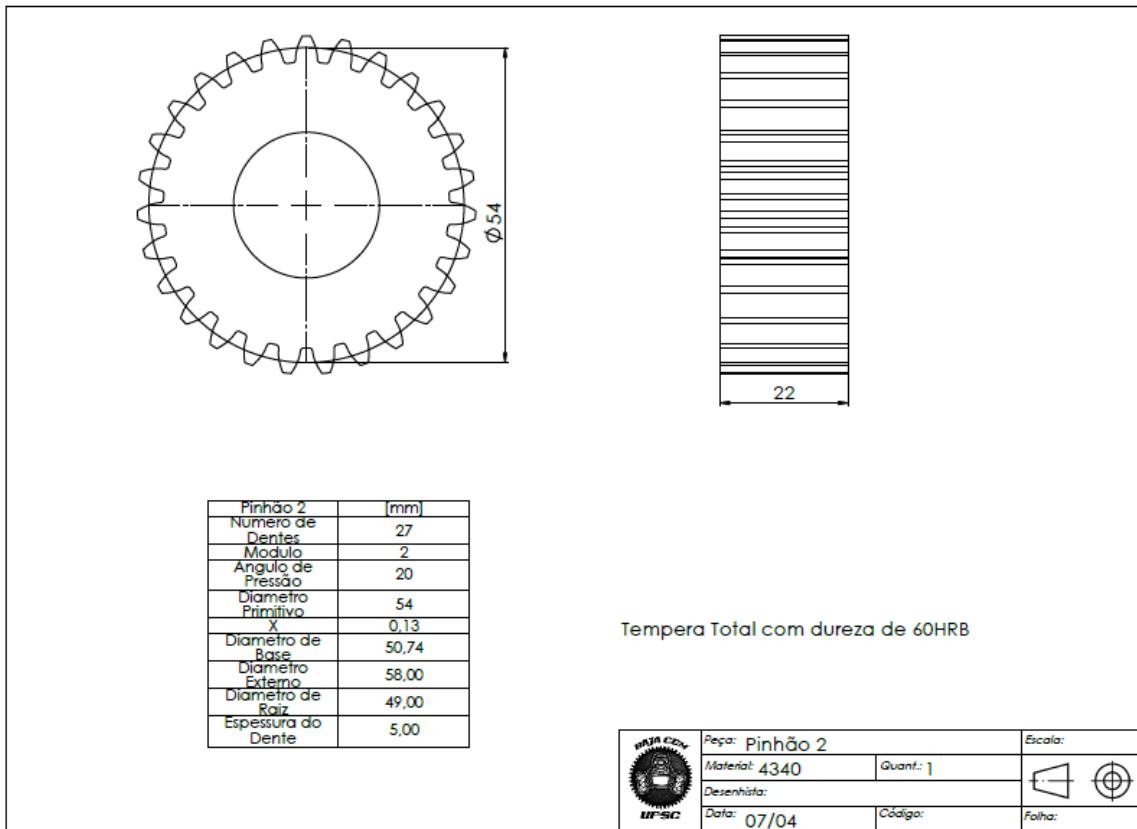
Fonte: Autor

Figura 31 – Coroa 1



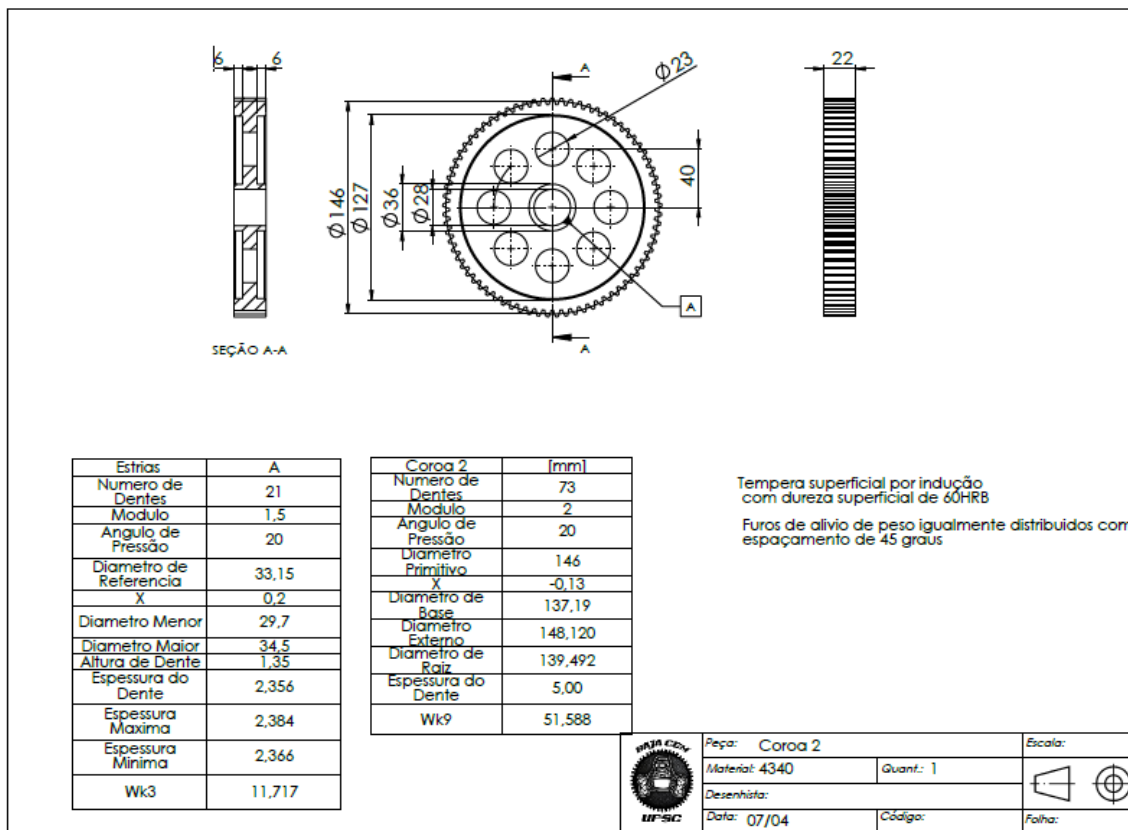
Fonte: Autor

Figura 32 – Pinhão 2



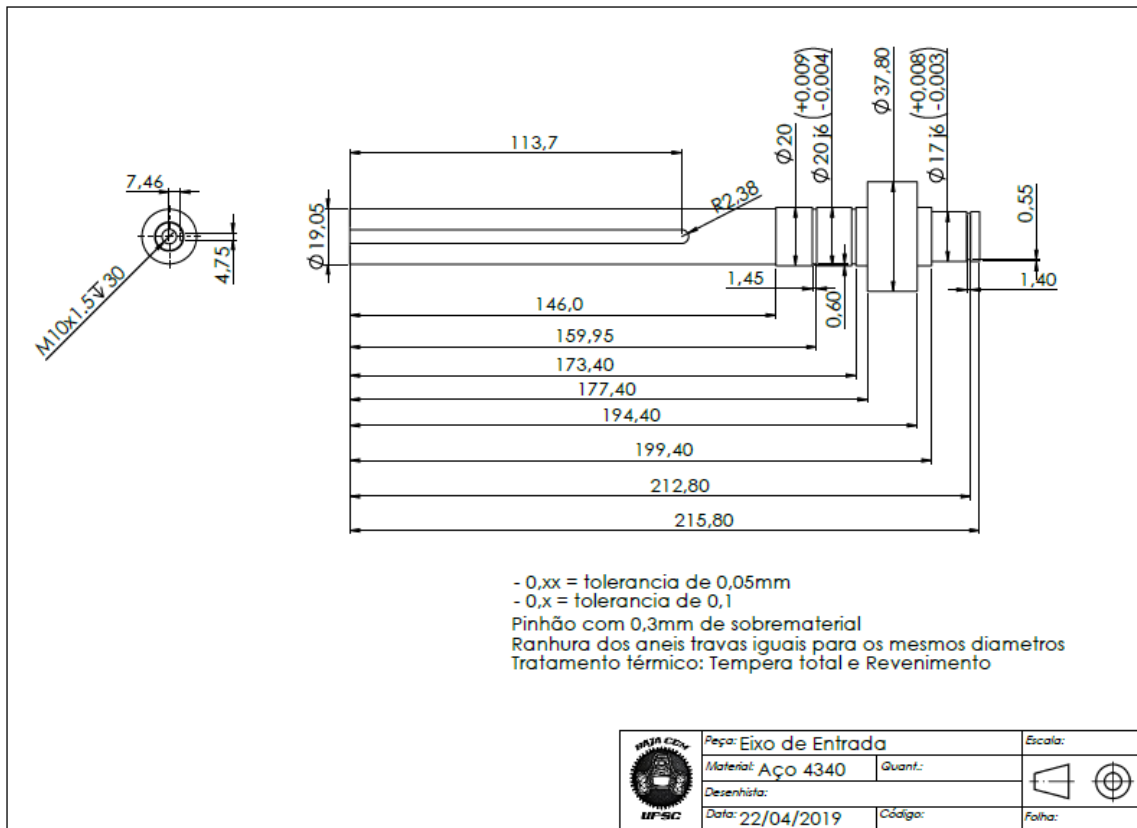
Fonte: Autor

Figura 33 – Coroa 2



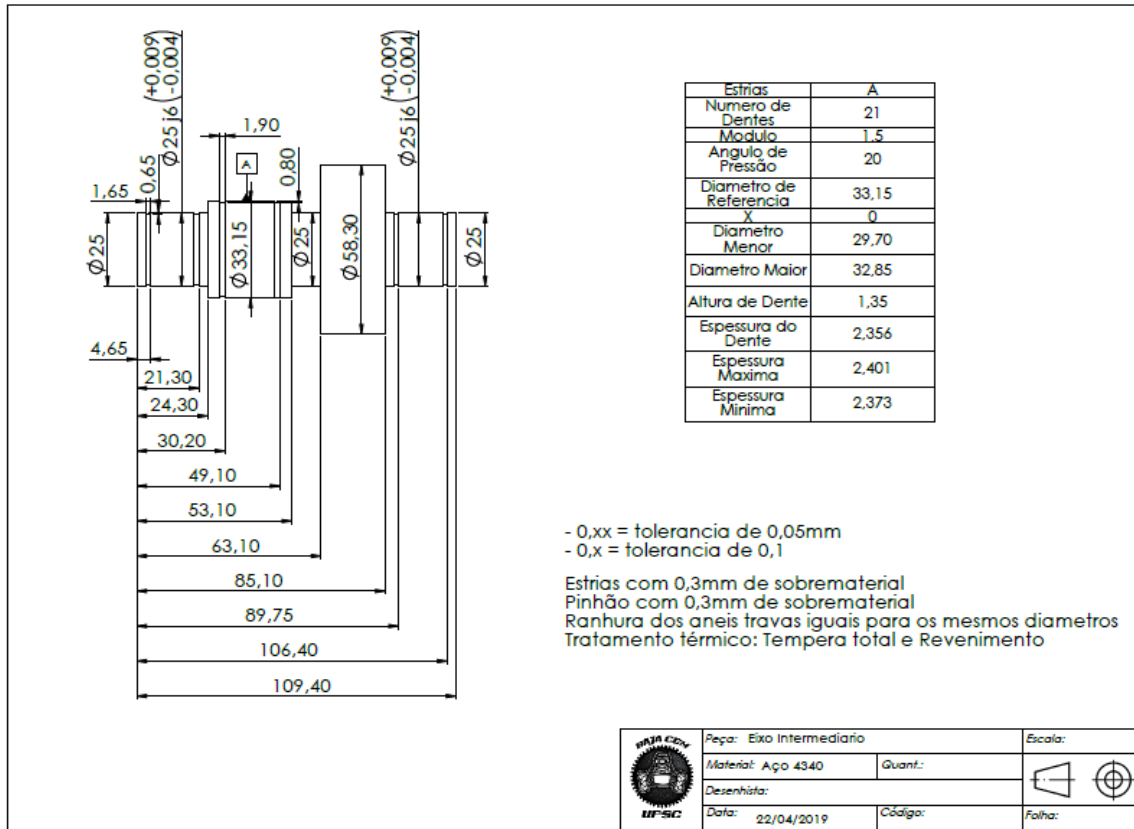
Fonte: Autor

Figura 34 – Eixo de Entrada



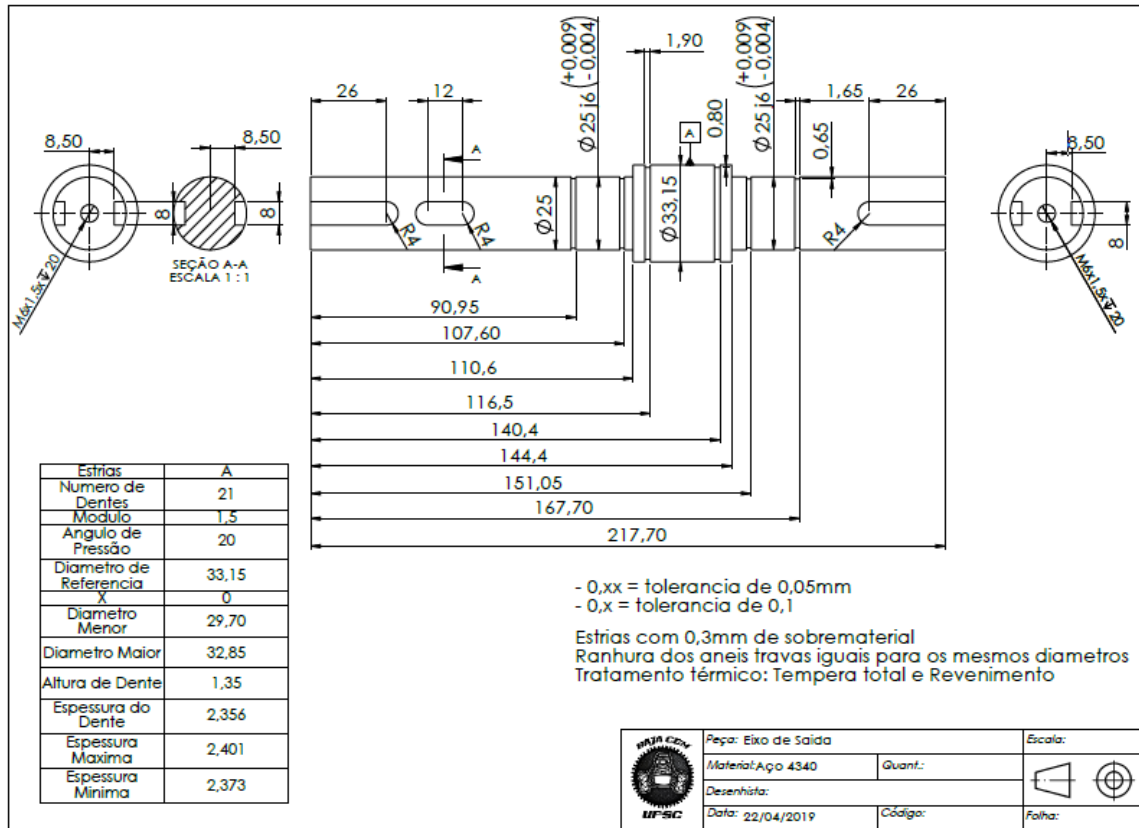
Fonte: Autor

Figura 35 – Eixo Intermediário



Fonte: Autor

Figura 36 – Eixo de Saída



Fonte: Autor