

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

VINÍCIUS MIGUEL LOUREIRO LARSEN

PROJETO PRELIMINAR DA CARÇAÇA DE REDUTOR MECÂNICO APLICADO AO
VEÍCULO BAJA SAE

Joinville

2022

VINÍCIUS MIGUEL LOUREIRO LARSEN

PROJETO PRELIMINAR DA CARÇA DE REDUTOR MECÂNICO APLICADO AO
VEÍCULO BAJA SAE

Trabalho apresentado como requisito para
obtenção do título de bacharel no Curso de
Graduação em Engenharia Automotiva do
Centro Tecnológico de Joinville da
Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Prof. Dr. Andrea Piga Carboni.

Joinville

2022

VINÍCIUS MIGUEL LOUREIRO LARSEN

PROJETO PRELIMINAR DA CARÇA DE REDUTOR MECÂNICO APLICADO AO
VEÍCULO BAJA SAE

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville (SC), 14 de dezembro de 2022

Banca examinadora:

Prof. Dr. Andrea Piga Carboni
Orientador

Prof. Dr. Modesto Hurtado Ferrer
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Sérgio Junichi Idehara
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

Dedico este trabalho a todos que me forneceram auxílio e suporte material e espiritual para concluir esta etapa da minha caminhada na terra.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente minha mãe por me incentivar desde criança a estudar e me dedicar, também agradeço imensamente meu pai, por todo o apoio, força e pelas incansáveis discussões da teoria versus a experiência. Agradeço também minha irmã, pela paciência e infinito amor por mim e minha namorada pela companhia durante as muitas horas de escrita deste trabalho.

Também devo meus agradecimentos ao meu professor orientador, que me norteou e auxiliou inúmeras vezes até atingir o objetivo final deste trabalho e a equipe CTJ Baja por ter me dado tantas oportunidades de crescer profissionalmente.

E por último e não menos importante, agradeço a toda a equipe espiritual que me auxiliou, fornecendo força, proteção e suporte para estar finalmente concluído este trabalho junto à minha graduação com êxito.

RESUMO

Este trabalho apresenta o desenvolvimento do projeto da carcaça para uma caixa de transmissão, aplicado à um veículo protótipo do tipo Baja da equipe CTJ Baja da Universidade Federal de Santa Catarina, do campus de Joinville, utilizado em competições de veículos fora de estrada, proporcionadas pela SAE Brasil. O desenvolvimento do projeto surge da necessidade de melhoria do redutor utilizado pela equipe do CTJ, que apresentou problemas de manutenção e rigidez nas competições em que a equipe CTJ Baja participou. Para o desenvolvimento foi utilizada uma metodologia de desenvolvimento de produto que foi, articulada nas fases de projeto informacional, conceitual e preliminar do produto. O modelo proposto foi analisado mediante simulação numérica com o objetivo de calcular as tensões internas da carcaça para então, validar a geometria e material para o projeto da nova carcaça. Por fim, foi validada a geometria preliminar que poderá ser fabricada em alumínio 6063-T5, garantindo a rigidez da estrutura evitando desgaste irregular dos eixos, aliado ao método de lubrificação por imersão.

Palavras-chave: Carcaça de redutor. Caixa de redução. Baja SAE. Lubrificação. Trem de engrenagens.

ABSTRACT

This thesis presents the design for the housing for a gear, applied to a prototype vehicle of Baja model of the CTJ Baja team from the Federal University of Santa Catarina, at Joinville campus, used in competitions of off-road vehicles, provided by SAE Brazil. The new design arises from the need to improve the housing model used by the CTJ team, which presented maintenance and stiffness problems during the use in three competitions by the team. For the project, the PRODIP methodology was used, thus creating an informational, conceptual, preliminary and detailed project of the product. To validate the geometry created, a numerical simulation was performed in order to validate the internal stresses of the carcass and then select the manufacturing material for the new project.

Keywords: Gearbox housing. Reduction box. Baja SAE. Lubrification. Train of gears

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Protótipo CTJ Baja 2022	15
Figura 2 - Desgaste interno	17
Figura 3 - Fechamento da caixa de redução	17
Figura 4 - Marcas na engrenagem do eixo de entrada	18
Figura 5 - Orientação da caixa de redução	19
Figura 6 - Configurações de transmissão para 4 velocidades	23
Figura 7 - Modelo de transmissão automática BMW	24
Figura 8 - Modelo de engrenagens planetárias	25
Figura 9 - Conversor de torque	26
Figura 10 - Modelo de transmissão continuamente variável por polia	27
Figura 11 - Modelos de transmissão toroidal	28
Figura 12 - Trem de engrenagens simples	29
Figura 13 - Modelo de eixos cruzados	30
Figura 14 - Esquema da transmissão	31
Figura 15 - Rolamento esférico	33
Figura 16 - Gráfico de atrito em função da velocidade relativa	34
Figura 17 - Método por imersão	36
Figura 18 - Método forçado	37
Figura 19 - Método por salpico	37
Figura 20 - Fases de projeto da metodologia PRODIP	39
Figura 21 - Energia de deformação	42
Figura 22 - Tensões em um elemento infinitesimal	43
Figura 23 - Diagrama de corpo livre do elemento de mola	45
Figura 24 – Motor Briggs & Stratton série 20	47
Figura 25 – CVT Gaged GX9	48
Figura 26 - Exemplo de pergunta	50
Figura 28- Diagrama da função global da carcaça	51
Figura 32 - Referências cartesianas nos eixos	53
Figura 27 - Resultados matriz QFD	58
Figura 29- Conceito 1	60
Figura 30- Conceito 2	61
Figura 31- Conceito 3	62

Figura 33 - Posicionamento da carcaça no Baja	65
Figura 34- Vista explodida	65
Figura 35- Vista lado A	68
Figura 36- Vista lado B	68
Figura 37- Malha	70
Figura 38- Cargas e restrições	71
Figura 39- Deformações em XY	72
Figura 40 - Deformação no mancal 3 do eixo de saída	73
Figura 41- Tensões no mancal do eixo de saída lado A	74
Figura 42- Tensão no mancal do eixo intermediário lado B	75
Figura 43 - Ponto de fixação superior	75

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Modelo de transmissão	22
Quadro 2 - Prós e contras da transmissão manual	23
Quadro 3 - Fatores para determinação do coeficiente de segurança	44
Quadro 4 - Matriz morfológica	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Reações nos eixos	53
Tabela 2 - Pesquisa de mercado	55
Tabela 3 - Diagrama de Mudge	56
Tabela 4 - Impotência relativa	58
Tabela 5 - Matriz decisão	63
Tabela 6 - Lubrificantes AGMA 9005	67
Tabela 7 - Deflexões transversais máximas	74

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CTJ - Centro Tecnológico de Joinville

CVT - Continuously Variable Transmission

MEF - Método dos Elementos Finitos

PRODIP - Processo de Desenvolvimento Integrado de Produtos

QFD - Quality Function Deployment

SAE - Society of Automotive Engineers

SP - São Paulo

LISTA DE SÍMBOLOS

- S_y – Limite de escoamento do material
- T_e – Torque de entrada
- T_s – Torque de saída
- σ' - Tensão equivalente de Von Mises
- σ_a – Tensão normal na direção a
- τ_{cb} – Tensão cisalhante no plano cb
- N – Coeficiente de segurança
- P – Potencia de entrada
- V – Volume de óleo
- i – Relação de transmissão
- l – Comprimento do eixo
- v – Velocidade tangencial da engrenagem
- z – Número de dentes da engrenagem
- β – Ângulo de pressão da engrenagem
- δ – Deslocamento nos alojamentos
- φ – Variação angular da engrenagem

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	OBJETIVO GERAL	19
1.1.1	Objetivo Geral	19
1.1.2	Objetivos Específicos	20
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	21
2.1	SISTEMA DE TRANSMISSÃO	21
2.1.1	Tipos de sistema de transmissão	21
2.1.1.1	<i>Transmissão manual</i>	22
2.1.1.2	<i>Transmissão automática</i>	24
2.1.1.3	<i>Transmissão continuamente variável</i>	26
2.2	TREM DE ENGRENAGENS	28
2.2.1	Eixos de engrenagens	31
2.2.2	Mancais de eixos	32
2.3	LUBRIFICAÇÃO DAS ENGRENAGENS	34
2.4	CARCAÇA DE REDUTORES	38
2.5	METODOLOGIA PRODIP	38
2.5.1	Projeto informacional	39
2.5.2	Projeto conceitual	40
2.5.3	Projeto preliminar	40
2.6	MÉTODO DE ANÁLISE ESTRUTURAL	41
2.6.1	Método dos elementos finitos	44
3	METODOLOGIA	46
3.1	PROJETO INFORMACIONAL	46
3.1.1	Dados do projeto atual	46
3.1.1.1	<i>Motor</i>	46
3.1.1.2	<i>Transmissão CVT</i>	47
3.1.1.3	<i>Redutor</i>	48
3.1.2	Necessidades do cliente	49
3.2	PROJETO CONCEITUAL	50
3.3	PROJETO PRELIMINAR	52
3.3.1	Posicionamento no protótipo	52
3.3.2	Esforços	53

4	DESENVOLVIMENTO DA CARCAÇA DO REDUTOR	55
4.1	ETAPA INFORMACIONAL	55
4.1.1	Importâncias relativas	57
4.2	ETAPA CONCEITUAL DA CARCAÇA	59
4.2.1	Conceito 1	59
4.2.2	Conceito 2	60
4.2.3	Conceito 3	62
4.2.4	Seleção do conceito	63
4.3	ETAPA PRELIMINAR DA CARCAÇA	64
4.3.1	Pontos de Fixação	64
4.3.2	Fixadores	66
4.3.3	Óleo lubrificante	66
4.4	ANÁLISE NUMÉRICA	67
4.4.1	Geometria preliminar	67
4.4.2	Malha	69
4.4.2	Condições de contorno	70
4.4.3	Material	71
5	RESULTADOS	72
5.1	DEFORMAÇÃO	72
5.2	TENSÃO	74
5.3	DEFINIÇÃO DA LIGA	76
6	CONCLUSÕES	77
	REFERÊNCIAS	79
	APÊNDICE A	83
	APÊNDICE B	84
	APÊNDICE C	85
	APÊNDICE D	86
	APÊNDICE E	87
	APÊNDICE F	88
	APÊNDICE G	89

1 INTRODUÇÃO

A constante busca pelo alto desempenho de veículos de competição é o que motiva equipes a apresentar projetos cada vez mais eficientes a cada ano. Visando desafiar estudantes de engenharia a desenvolverem projetos automotivos o Programa Baja da Sociedade de Engenheiros Automotivos (SAE) possibilita aos participantes aplicar, na prática, os conhecimentos adquiridos em sala de aula e prepará-los para o mercado de trabalho com vivências laboratoriais de desenvolvimento de projetos de engenharia (SAE, 2022).

A competição Baja SAE ocorre em duas etapas, uma regional, com disputas entre equipes de diferentes regiões do país e outra nacional, no estado de São Paulo (SP). Com diversos métodos de avaliação dos protótipos fora de estrada (Figura 1), as competições são divididas em provas de projeto, estáticas e dinâmicas, sendo as de projeto, que conste em apresentações de no máximo cinco minutos sobre os principais setores da equipe. As provas estáticas são provas de design e avaliações de segurança, já as provas dinâmicas são avaliações do desempenho dinâmico do veículo, como por exemplo, aceleração e tração, além da prova de enduro que testa o veículo durante quatro horas seguidas em um circuito fechado (SAE, 2022).

Figura 1- Protótipo CTJ Baja 2022



Fonte: Autor (2022)

A equipe do Centro Tecnológico de Joinville, foi reformulada em 2018, com a orientação do professor Dr. Modesto Hurtado Ferrer, e teve seu primeiro veículo fabricado e avaliado em todas as provas da SAE no segundo semestre de 2019, na competição regional do sul do Brasil. Após dois anos sem participações em competições oficiais SAE devido às restrições causadas pela COVID-19, a equipe CTJ Baja, para o ano de 2022, está fabricando o segundo protótipo para a etapa regional, com o objetivo de participar de todas as avaliações estáticas e dinâmicas da competição (BAJA, 2022).

Porém, após as primeiras participações nas competições SAE foram relatados pelos integrantes da equipe do CTJ e pelo autor, que foi responsável pelo setor de transmissão da equipe durante quatro anos, problemas no sistema de transmissão do protótipo, tais problemas são citados em seguida e também são a justificativa do presente trabalho.

Dessa forma, este trabalho visa , auxiliar os integrantes da equipe CTJ Baja, com uma nova proposta de carcaça para a caixa de transmissão utilizada no protótipo, com o objetivo de solucionar os atuais problemas da transmissão. A fim de prolongar o tempo de vida dos eixos e engrenagens do redutor.

É justificado o projeto de uma nova geometria focada em garantir a lubrificação correta dos componentes internos, e minimizar as deformações geradas pelas forças na carcaça.

São apresentados aqui os problemas relatados pela equipe:

- a) Desgaste interno por interferência de montagem;
- b) Fixadores com diferentes tamanhos;
- c) Ponto de fixação sem espaço para arruela;
- d) Fechamento com degrau;
- e) Marca de aquecimento local;
- f) Desgaste irregular.

As Figuras 2, 3 e 4 são fotos reais da caixa de redução utilizada pela equipe CTJ Baja após duas competições.

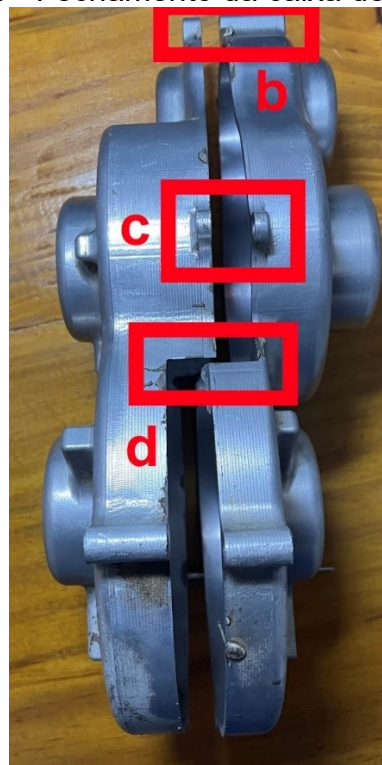
Figura 2 - Desgaste interno



Fonte: Autor (2022)

A causa do problema de desgaste interno (a) foi o dimensionamento incorreto do eixo intermediário da caixa de redução, fazendo com que o mesmo tivesse uma folga axial nos mancais. Na Figura 3 estão ilustrados os problemas *b*, *c* e *d* ocorrentes no fechamento do componente, onde *b* e *c* destacam a falta de padronização entre os fixadores, com ênfase na orelha *c*, que impossibilita utilização de arruelas.

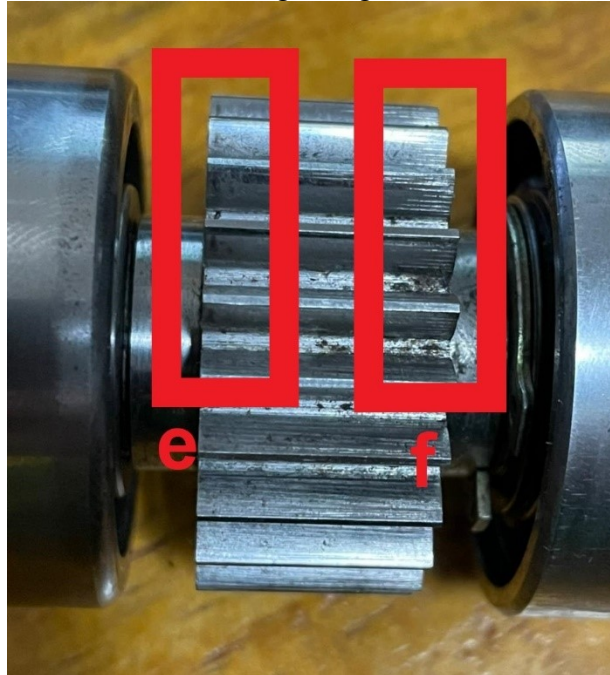
Figura 3 - Fechamento da caixa de redução



Fonte: Autor (2022)

No destaque *d* é possível observar a necessidade de melhoria do projeto em função do modelo de fechamento da carcaça, que impossibilita a utilização de uma junta de vedação. A solução adotada pela equipe CTJ Baja foi utilizar uma junta com vedação líquida, a base de poliuretano, que, ainda sim, apresentou vazamento de óleo, além da dificuldade na montagem.

Figura 4 - Marcas na engrenagem do eixo de entrada



Fonte: Autor (2022)

A região *e* em destaque na Figura 4 mostra marcas de um possível aquecimento local dos dentes da engrenagem de entrada, fabricada em aço SAE 4340. Essa hipótese de provável superaquecimento é plausível visto que a montagem da caixa de redução foi orientada verticalmente (Figura 5), dificultando a lubrificação das engrenagens superiores. Destaca-se que a velocidade de rotação do eixo de entrada pode chegar até 4 mil rotações por minuto.

Figura 5 - Orientação da caixa de redução



Fonte: Autor (2022)

Uma provável causa das marcas f em destaque (Figura 4) é o fato que o eixo de entrada da caixa de redução, assim como o eixo intermediário, apresenta folga axial, distribuindo irregularmente a força nos dentes da engrenagem.

1.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo geral desse trabalho é desenvolver o projeto preliminar de uma nova carcaça para transmissão para um veículo Baja, focando na resolução da problemática de manutenção e rigidez da carcaça da redução atual do protótipo da equipe CTJ Baja.

1.1.1 Objetivo Geral

Com o intuito de melhorar o desempenho, manutenção e vida útil da transmissão de potência do protótipo da equipe CTJ Baja, o presente trabalho propõe atingir os seguintes objetivos específicos.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Analisar os defeitos do modelo atual da caixa de transmissão do protótipo Baja;
- Realizar o projeto informacional e conceitual de uma nova carcaça para a caixa de redução, incluindo a revisão bibliográfica de propostas de carcaças;
- Identificar uma configuração da nova caixa redutora que satisfaça os requisitos de projeto;
- Validar o projeto preliminar, utilizando simulação numérica.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A presente seção apresenta toda a fundamentação teórica para o desenvolvimento do trabalho, baseada em livros, relatórios e artigos da área automotiva, com o objetivo de introduzir termos e embasar o conteúdo posteriormente desenvolvido.

2.1 SISTEMA DE TRANSMISSÃO

Segundo Bosch (2005) o sistema de transmissão de um automóvel tem como função básica fornecer as forças necessárias para a tração e impulsão que permitem o movimento do veículo. Isto é, os mecanismos de transmissão de potência do veículo são responsáveis por levar a potência da combustão do combustível dentro do motor até às rodas do veículo, que promoverão o movimento do mesmo (HEYWOOD, 2018).

O sistema de transmissão, além dessa função básica, deve apresentar as seguintes funções específicas (BOSCH, 2005):

- Proporcionar movimento tanto para frente, quanto para trás;
- Possibilitar retirar o veículo do repouso;
- Permitir a variação de torque e velocidade das rodas;
- Permitir a parada do automóvel, mantendo o motor ligado;
- Permitir velocidades angulares diferentes entre as rodas, em curvas.

A caixa de transmissão é, portanto, um sistema complexo, que precisa satisfazer um conjunto de requisitos básicos, os quais serão discutidos nas seções seguintes.

2.1.1 Tipos de sistema de transmissão

Assim como a maior parte dos sistemas veiculares, o sistema de transmissão pode adotar diferentes configurações, de acordo com a escolha dos projetistas e

requisitos de projeto, variando a posição do motor e os eixos de tração, algumas dessas configurações estão ilustradas no Quadro 1.

Quadro 1 - Modelo de transmissão

Modelo	Localização da motorização	Eixo trativo
Padrão	Dianteira, longitudinal	Traseiro
Tração dianteira	Dianteira, longitudinal ou transversal	Dianteiro
Tração integral	Dianteira, possivelmente traseira ou central	Dianteiro e traseiro
Tração traseira	Traseira	Traseiro

Fonte: Bosch (2005 p. 736)

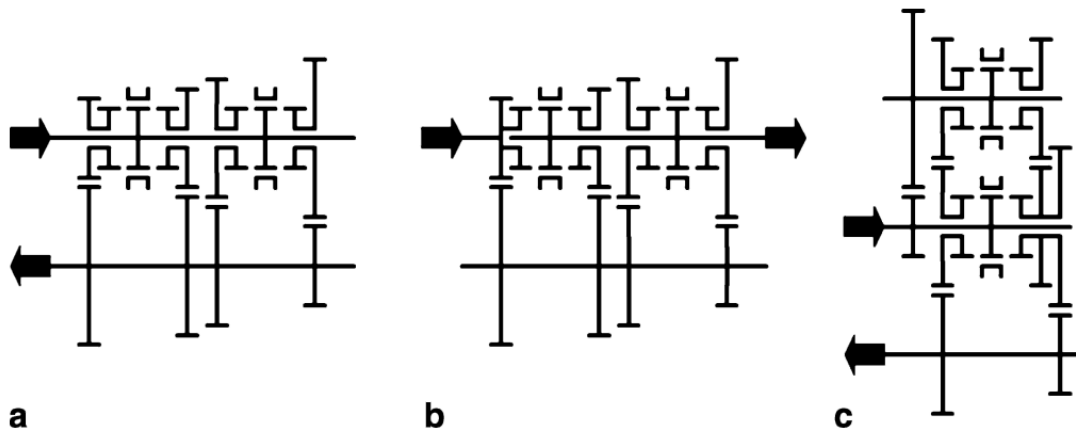
Além da classificação do sistema de transmissão pelo posicionamento dos componentes, a transmissão em si (caixa de transmissão e diferencial) pode ser dividida em manual, automática ou automatizada.

2.1.1.1 *Transmissão manual*

A configuração com eixo contraposto, criado por Benz ao final do século XIX e até hoje utilizado, é conhecida como um dos modelos mais simples e baratos. Segundo Naunheimer et al. (2010) a configuração de eixo contraposto, requer que o usuário realize a mudança das relações de redução manualmente, em função da demanda de torque do veículo. Exceto para os modelos automatizados, os quais o movimento dos mecanismos de troca de marcha é auxiliado por acionadores eletrônicos.

De acordo com Genta e Morello (2009) os modelos de transmissão manual são subdivididos em função do número de estágio de redução (Figura 6).

Figura 6 - Configurações de transmissão para 4 velocidades



Fonte: Adaptado de Genta e Morello (2009, p. 426)

Estágio, é o termo adotado para referir-se ao número de vezes que o fluxo de torque é transmitido de um eixo para o outro, sendo, de acordo com a Figura 6: *a* Único estágio, *b* Duplo estágio e *c* Múltiplos estágios. Deste modo, os modelos seguem as respectivas caracterizações, estágio único, é transferido uma vez para o outro eixo, estágio duplo, duas vezes, assim por diante, com o fluxo de torque sempre entrando em um eixo e saindo no respectivo eixo contraposto (NAUNHEIMER et al., 2010).

De acordo com Crolla (2009) o acionamento manual da transmissão traz vantagens e desvantagens ao usuário, estão as principais ilustradas no Quadro 2.

Quadro 2 - Prós e contras da transmissão manual

Prós	Contras
Alta eficiência mecânica	Necessita habilidade do usuário
Baixo custo	Consumo variável entre usuários
Baixo peso	Desgaste do usuário
Compacto para veículos leves	Massa elevado em veículos pesados
Fácil manutenção	Desgaste da embreagem e sincronizadores

Fonte: Crolla (2009)

Como observado no Quadro 2 e pontuado por Crolla (2009), a maior desvantagem do modelo de transmissão manual é a influência do usuário no

desempenho e consumo do veículo, além do esforço necessário para realizar as trocas.

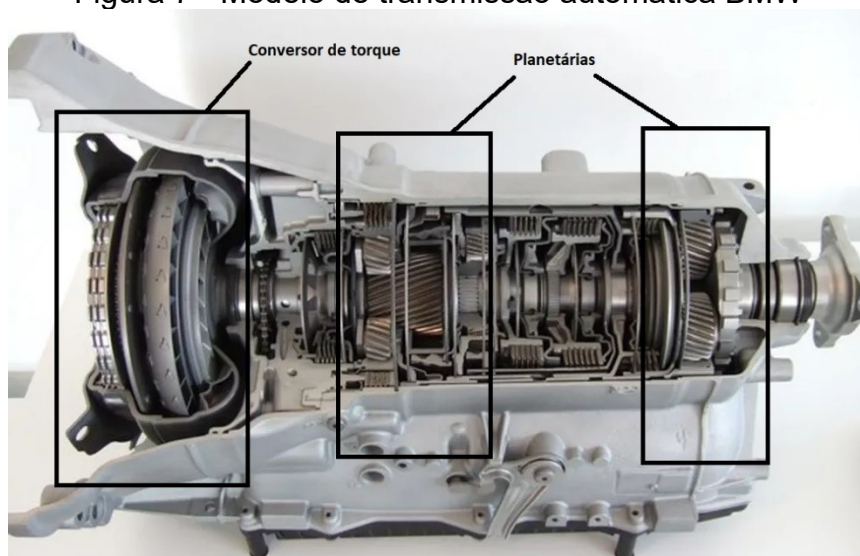
Com uma forma construtiva muito similar, também, existe a transmissão automatizada, a principal diferença entre a manual está somente no mecanismo de acionamento da embreagem do veículo, que neste, pode ser acionada de forma completamente automática em função de parâmetros do veículo, ou apenas auxilia no acionamento da embreagem ou tabuladores, realizando as trocas. (NAUNHEIMER et. al., 2010).

2.1.1.2 Transmissão automática

Os primeiros projetos de transmissão automática tinham como objetivo amenizar os esforços do motorista para conduzir um veículo. Com variadas formas construtivas, esse mecanismo realiza as mudanças de relação de transmissão sem qualquer necessidade de intervenção humana. A seleção da melhor relação de transmissão é realizada apenas por controladores e sensores eletrônicos (NAUNHEIMER et. al., 2010).

Dentre os diversos modelos de transmissão automática no mercado, Morello (2009) destaca que melhor adaptou-se aos gostos do mercado é o modelo com conversor de torque e trem de engrenagens planetárias. Um exemplo é o modelo ZF de oito marchas usado pela BMW, ilustrado na Figura 7.

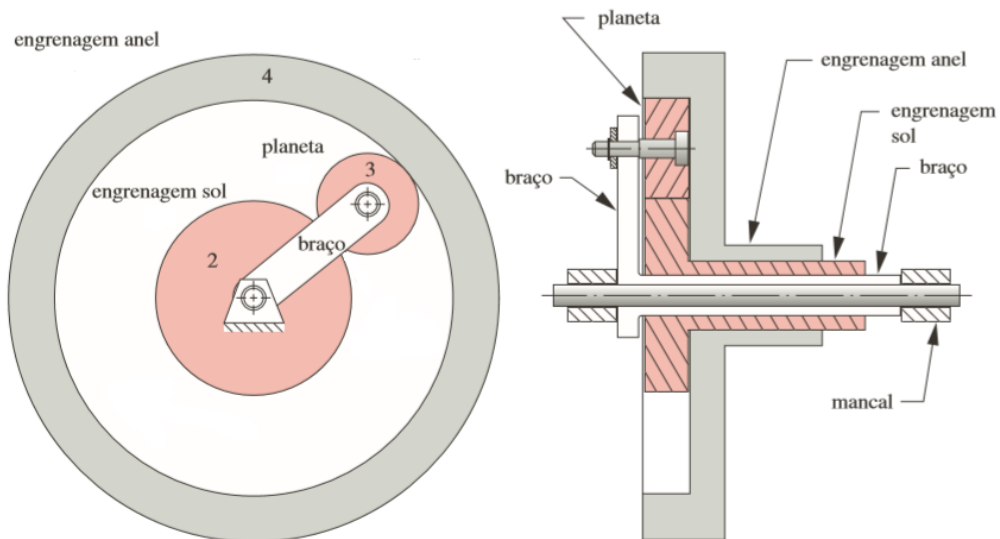
Figura 7 - Modelo de transmissão automática BMW



Fonte: Adaptado de Akashi A. (2020)

De acordo com Norton (2013), um trem de engrenagens planetárias é composto por uma engrenagem anelar na parte mais externa, com os dentes internos, que transmitem força para as engrenagens planetárias, usualmente três dispostas à 120° entre si, que são suportados pelo porta planetas (braço, Figura 8), além de uma engrenagem central, nomeada de solar, um modelo simplificado com apenas uma engrenagem planeta está representado na Figura 8.

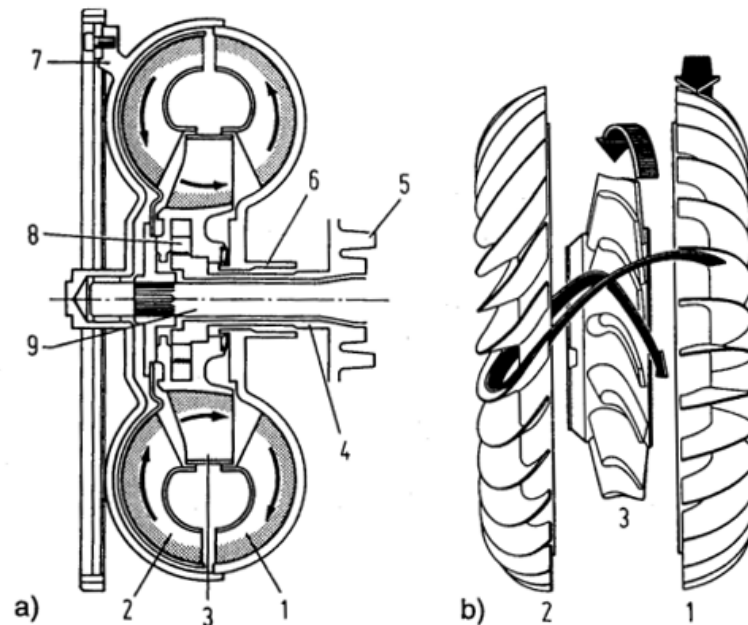
Figura 8 - Modelo de engrenagens planetárias



Fonte: Adaptado de Norton (2013 p. 700)

Com função similar à da embreagem em veículos com transmissão manual, o conversor de torque, em veículos automáticos, tem a função de promover uma velocidade relativa entre motor e caixa de transmissão, além de funcionar como multiplicador de força em regimes específicos de trabalho. O conversor de torque é composto por três partes, bomba, estator e turbina, seu funcionamento utiliza os princípios de inércia de um fluido hidráulico que circula entre as partes internas, a Figura 9 ilustra o fluxo deste fluido (NAUNHEIMER et. al., 2010).

Figura 9 - Conversor de torque



Fonte: Naunheimer et. Al. (2010 p. 262)

A rotação da bomba, destacada como 1 na parte b da Figura 9 (acoplada ao motor) gera um escoamento interno do fluido, transmitindo a potência até a turbina, destacada como 2 na parte b da Figura 9 (acoplada ao eixo primário). O fluxo do fluido é redirecionado no estator, auxiliando na transmissão de torque, enquanto a velocidade relativa entre bomba e turbina for alta, quando as rotações se igualam é necessário parar o redirecionamento do fluido no estator, evitando perda de eficiência na transmissão (NAUNHEIMER et. al., 2010).

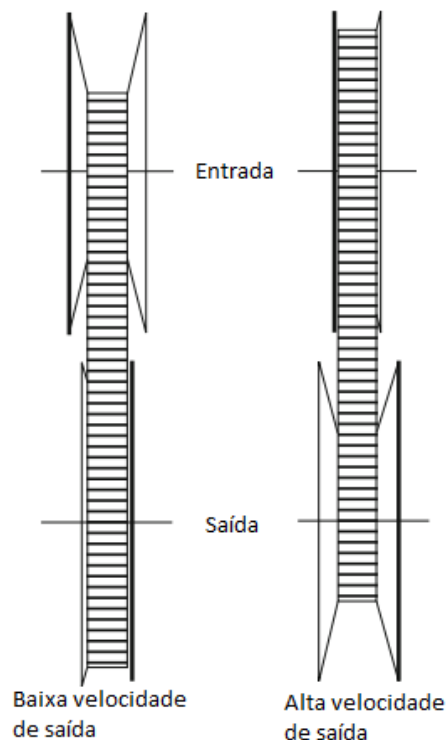
2.1.1.3 Transmissão continuamente variável

O modelo de transmissão automática do tipo continuamente variável possibilita que o motor funcione em uma rotação específica durante a variação de velocidade do veículo, de forma que o mesmo trabalhe sempre em um ponto ideal de consumo e torque de acordo com as necessidades do veículo (NAUNHEIMER et. al., 2010).

Este modelo de transmissão tem basicamente duas diferentes formas construtivas, com polias ou toroides. Tendo, a primeira, variações do tipo de polia e correia utilizada, mas com conceitos de funcionamento similares.

O modelo de transmissão continuamente variável por polias tem seu modelo construtivo mais simplificado que o modelo automático com engrenagens planetárias, deste modo, tornou-se um modelo mais barato e popular no mercado de veículos leves, utilizado amplamente em veículos do mercado japonês e motocicletas, como por exemplo a motocicleta modelo PCX da marca Honda. A grande maioria das equipes de Baja do Brasil utilizam este modelo construtivo. A Figura 10 ilustra um modelo genérico de transmissão variável por polias (HONDA, 2022).

Figura 10 - Modelo de transmissão continuamente variável por polia



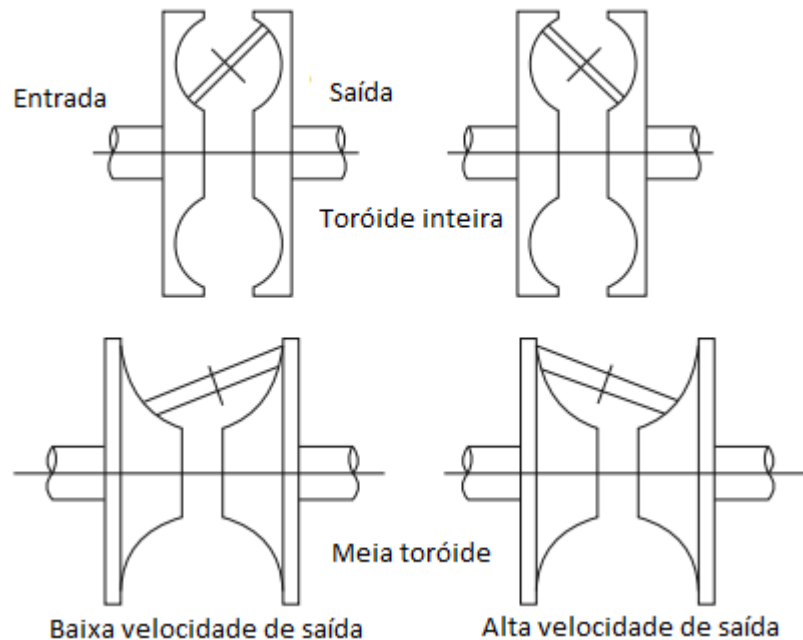
Fonte: Adaptado de Crolla (2009 p. 132)

Esta geometria tem duas polias de geometria variável, uma para entrada de torque e outra para saída de torque, o torque que sai da polia motora é transmitido para a movida por atrito da correia nas paredes internas das polias, a geometria cônica das polias aumenta área de fricção e transmite forças tangenciais e radiais para as polias, possibilitando movimentar o veículo. O afastamento e aproximação dos pratos das polias é o que permite a variação do torque, visto que a variação dos raios proporciona uma variação na razão de transmissão (NAUNHEIMER et. al., 2010).

Já o modelo construtivo toroidal é composto por duas cavidades com roletes no interior que transmitem potência variando sua geometria (ângulo dos roletes) de

forma contínua. A cavidade pode apresentar uma forma de uma toroide completa, ou incompleta, como ilustra a Figura 11 (CROLLA, 2009).

Figura 11 - Modelos de transmissão toroidal



Fonte: Adaptado de Crolla (2009 p. 135)

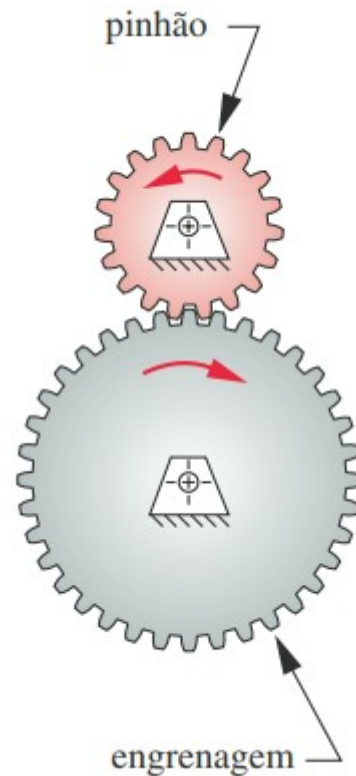
Esta configuração de transmissão tem a necessidade de ser fabricada em conjuntos duplos no mesmo eixo, pois os roletes geram forças axiais nos eixos de entrada e de saída. Desta forma, a montagem com duas toroides posicionadas de forma espelhada sobre o mesmo eixo faz com que as forças axiais se anulem.

As principais vantagens da CVT (Continuously Variable Transmission), citadas na literatura, são a redução no consumo de combustível e o conforto, pois essa construção elimina a interrupção do fluxo de torque nas trocas de marcha, de acordo com Bosch (2005).

2.2 TREM DE ENGRENAGENS

De acordo com Norton (2013), um trem de engrenagens é formado por duas ou mais engrenagens acopladas, que têm como função transmitir potência de um eixo de entrada até um eixo de saída. A Figura 12 ilustra o modelo mais simples de um trem de engrenagens, com 1 estágio, que é constituído de um pinhão, a engrenagem menor, e uma coroa, engrenagem maior.

Figura 12 - Trem de engrenagens simples



Fonte: Norton (2013 p. 683)

Nota-se que ao passar por um estágio de redução o sentido da rotação é invertido. A relação de transmissão i de um conjunto de engrenagens é definida de acordo com a equação 1 (NORTON, 2013).

$$i = \frac{T_s}{T_e} \quad (1)$$

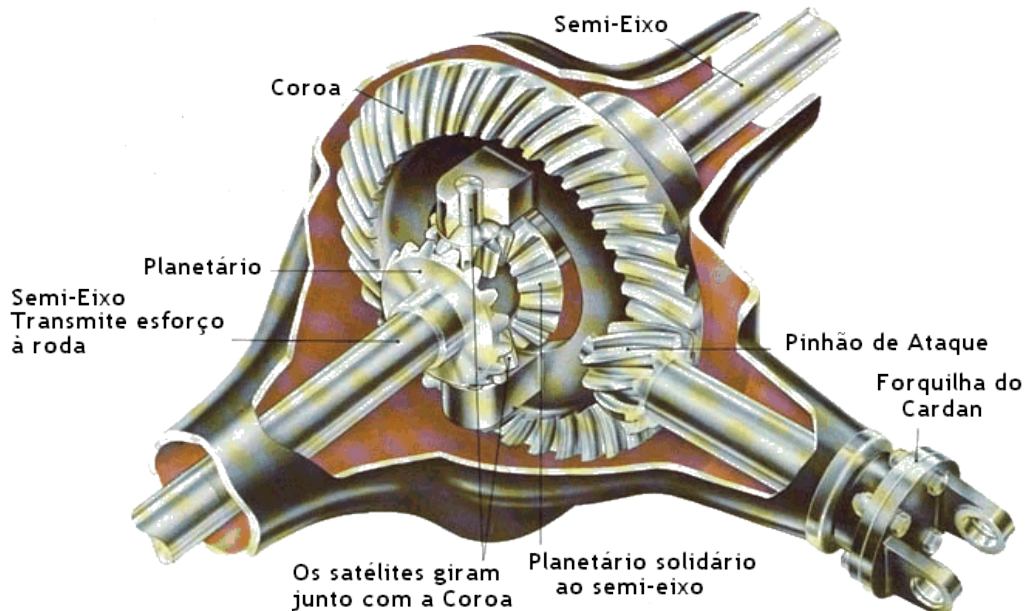
Sendo, T_s o torque de saída e T_e o torque de entrada no trem de engrenagens.

A relação de transmissão i pode ser maior e/ou menor que 1, sendo então, definidos como redutores para valores de i maiores que 1 e definidos como multiplicadores, valores de i menores que 1, (NORTON, 2013).

Para Norton (2013) os trens de engrenagens podem ser definidos com base no arranjo dos eixos e tipologia da engrenagem. Podendo ser identificado como trem de engrenagens simples (Figura 12) o qual cada eixo carrega somente uma engrenagem. Contraposto, que tem os eixos contrapostos paralelamente, com pelo menos um eixo com duas ou mais engrenagens, um exemplo é o trem de engrenagens

ilustrado na Figura 6. Existem modelos em que os eixos se cruzam (Figura 13), utilizado nos diferenciais veiculares, dentre outras variações de trens de engrenagens.

Figura 13 - Modelo de eixos cruzados



Fonte: Silva (2022)

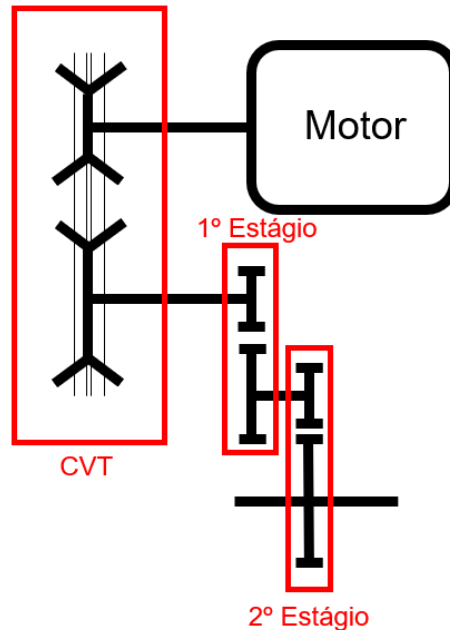
Nesse modelo pode-se notar que o eixo do pinhão cruza o eixo da coroa, além disso, a tipologia construtiva das engrenagens é com dentes helicoidais, esse fato promove uma redução significativa no ruído produzido pelo contato entre os dentes (NORTON, 2013).

Schmid et. al. (2014) definem que uma engrenagem “[...] pode ser considerada como uma roda dentada que, quando engrenada com outra roda dentada de diâmetro diferente ou mesmo diâmetro, transmitirá o movimento rotacional de um eixo, para outro.”. A configuração ilustrada na Figura 13 é um par engrenado de engrenagens de dentes helicoidais, caracterizado pela tipologia dos dentes.

As engrenagens podem ser divididas entre modelos de dentes retos e helicoidais. Schimid et. al. (2014) consideram que as engrenagens de dentes retos são as quais possuem seus dentes paralelos ao eixo de rotação, que podem estar localizados na área interna ou externa da engrenagem, conhecidas como engrenagem anelar ou interna, respectivamente, sendo o modelo de engrenagem interna ilustrada na Figura 12 e o tipo anelar, encontrada nos trens de engrenagens planetárias, que está ilustrado na Figura 8 com a identificação 4.

Para melhor entendimento do sistema usado no protótipo Baja, foi criado um esquema do sistema de transmissão utilizado pela equipe do CTJ juntamente com o acoplamento da CVT, Figura 14.

Figura 14 - Esquema da transmissão



Fonte: Autor (2022)

Note que a composição do trem de engrenagens é de eixo contraposto com duplo estágio.

2.2.1 Eixos de engrenagens

Com o intuito de embasar a solução proposta de melhoria para a carcaça da nova caixa de redução, será apresentado de forma sucinta alguns termos e informações importantes sobre eixos usados para suportar engrenagens.

Os eixos são componentes de extrema importância em um projeto mecânico, pois, com eles pode-se transmitir o torque e a potência de uma fonte até um ponto final de interesse do projetista. Uma exemplificação simples é o eixo virabrequim dos veículos de combustão interna, que suportam as forças variáveis transmitidas pelas bielas e leva a potência e o torque até a embreagem (NAUNHEIMER et. al., 2010).

De acordo com Norton (2013), as cargas que os eixos sofrem são predominantemente de duas naturezas, cargas do tipo torcional, causadas pela transmissão de torque de um lado do eixo, até o outro e cargas de flexão, provenientes

das resultantes radiais das forças aplicadas nos dentes das engrenagens. Pode existir também a componente axial no eixo, porém usualmente desconsideradas em projetos simplificados, em especial para engrenagens de dentes retos, onde a componente axial é nula. Contudo para o caso de projetos de eixos que devem suportar engrenagens helicoidais as forças axiais resultantes são significativas e devem entrar nos cálculos de dimensionamento.

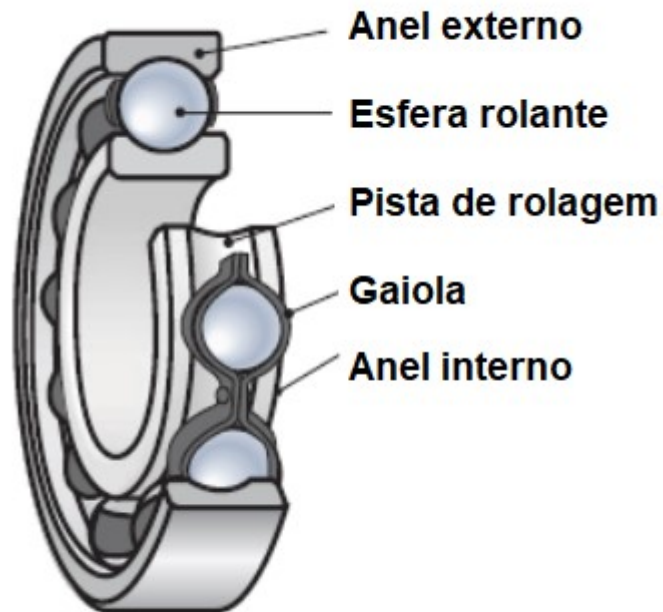
Norton (2013) ainda relata que tais cargas frequentemente são combinadas e apresentam uma componente constantes e uma varável no tempo. Nesse caso é necessário modelar o efeito da falha por fadiga, que após um certo número de ciclos pode causar a fratura frágil da peça, em função das tensões e número de ciclos (STEPHENS et. al., 2000).

2.2.2 Mancais de eixos

Segundo Norton (2013), quando existem duas peças com movimento relativo, sem considerar sua forma ou configuração, elas constituem um mancal. De forma simplificada, ao aproximar um eixo para uma viga bi-apoiada com movimento relativo, surge a necessidade de incluir um componente que permite o grau de liberdade de rotação do eixo. Esse componente, denominado mancal, permite a rotação do eixo com a máxima eficiência e restringindo os demais graus de liberdade.

Os carregamentos que um mancal suporta dependem das necessidades de cada aplicação. Para a aplicação da caixa de redução da equipe CTJ, os mancais necessitam ser projetados para suportar prioritariamente carregamento transversal. A carga axial suportada pelos mancais do projeto em questão é de ordem de grandeza significativamente inferior à carga transversal, de acordo com os critérios previamente expressos, em função da tipologia das engrenagens. O modelo de mancal mais utilizado para a aplicação em discussão é o mancal de elementos rolantes esféricos, ilustrado na Figura 15.

Figura 15 - Rolamento esférico



Fonte: Adaptado de Schmid et al. (2014 p. 337)

O funcionamento do mancal ilustrado na Figura 15 ocorre pelo movimento entre o anel interno e o externo, os quais são separados por elementos rolantes, podendo ser esses, esferas ou cilindros. Essa classe de mancais possui baixas perdas, tanto para a inicialização do movimento, quanto em operações constantes, segundo Collins et. al. (2009).

Contudo, de acordo com Juvinal e Marshek (2013), devido esses elementos esféricos terem uma área de contato pequena, entre esfera a pista de rolagem, são geradas elevadas tensões de contato. Sendo necessário que, as partes dos mancais sejam fabricadas com materiais de elevada dureza e elevada resistência mecânica. Isso é, não havendo presença sujeira agregado à uma boa lubrificação, a falha dos rolamentos, será causada unicamente por fadiga superficial (BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K., 2011).

Os mancais esféricos tendem a falhar unicamente por fadiga superficial, devido às cargas aplicadas na região de contato entre as esferas e os anéis interno e externo, gerando elevadas tensões em um número grande de ciclos, causando assim a falha por fadiga superficialmente. Que tem o processo acelerado caso haja a

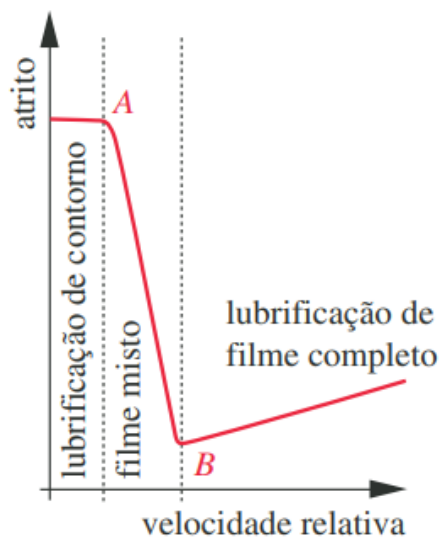
presença de sujeira ou lubrificação inadequada, como descreve a seção seguinte (BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K., 2011).

2.3 LUBRIFICAÇÃO DAS ENGRENAGENS

Para realizar o processo de transmissão de torque e potência utilizando trem de engrenagens é inevitável que exista deslizamento entre as partes móveis, que por sua vez, produz atrito e acaba por consumir parte da potência do conjunto. Essas parcelas de atrito nas partes girantes acarretam no desgaste dos componentes, aquecimento e diminuição da eficiência de transmissão além de reduzir significativamente a vida útil dos componentes. A lubrificação permite reduzir esse efeito indesejado (JELASKA, 2012).

Para Norton (2013) existem três tipos de lubrificação: filme completo, filme misto e lubrificação de contorno, cada uma delas com suas especificidades em função das condições de contato. A Figura 16 mostra o um gráfico de mudança de atrito em função da velocidade relativa das superfícies atritantes, distinguindo as regiões de aplicação de cada modelo de lubrificação.

Figura 16 - Gráfico de atrito em função da velocidade relativa



Fonte: Norton (2013 p. 629)

A lubrificação de contorno, delimitada pelo ponto A, na Figura 16, descreve uma lubrificação precária, proporcionando o contato entre os componentes, isso se dá pela escolha indevida do lubrificante, cargas excessivas ou aspereza superficial,

podendo causar o desgaste por abração ou até adesivo. Na região intermediária entre A e B é descrita a lubrificação de filme misto, a qual combina parcialmente uma lubrificação por contato, devido a aspereza da superfície, e a lubrificação por filme completo.

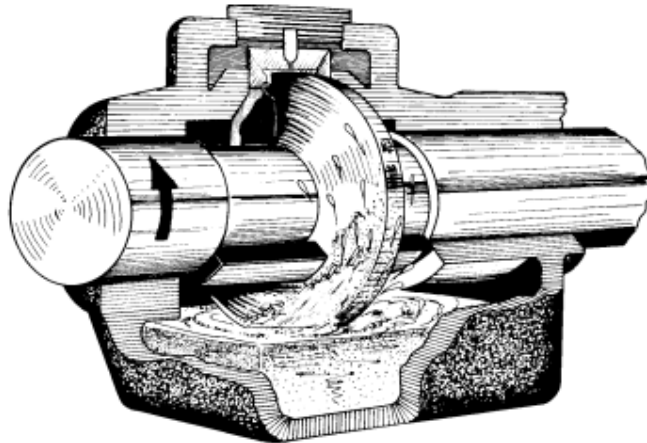
Norton (2013), sugere para a maior parte das aplicações de transmissão por engrenagens a lubrificação de filme completo, pelo fato das superfícies atritantes apresentarem alta velocidade relativa. Porém, nos momentos de partida e parada o regime de lubrificação se enquadra na lubrificação de contorno, sendo esses os momentos de maior desgaste do conjunto.

A lubrificação por filme completo garante que as superfícies atritantes sejam completamente separadas por uma fina película de lubrificante que sujeito a elevadas pressões elimina todo o contato entre as partes e reduz significativamente o desgaste superficial. Isto ocorre pelo fato de que os lubrificantes líquidos têm a propriedade elasto-hidrodinâmica, que é o aumento súbito de viscosidade da película de óleo, causado pela alta pressão superficial na região de contato entre os dentes das engrenagens. O fluido apresenta uma viscosidade muito elevada num dado período de tempo que impossibilita o seu escoamento, separando então, as superfícies sólidas, por uma fina camada de fluído (NORTON, 2013).

Para assegurar a distribuição adequada do óleo lubrificante nos componentes durante o funcionamento Pauli et al. (1997) sugerem alguns métodos, sendo eles:

- Método por imersão, apresentado na Figura 17;
- Método forçado, apresentado na Figura 18;
- Método por salpico, apresentado na Figura 19.

Figura 17 - Método por imersão



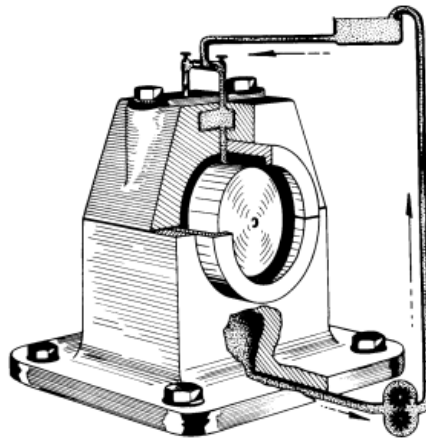
Fonte: Pauli et al. (1997 p. 58)

No primeiro método, as peças a serem lubrificadas são mergulhadas totalmente ou parcialmente no óleo lubrificante contido dentro de um reservatório. O óleo é, então, distribuído pelas geometrias das peças, por exemplo, os dentes das engrenagens, até as outras peças que não estão imersas no fluido. O nível do óleo deste método de lubrificação deve ser controlado, pois além de lubrificar, este óleo tem também a função de subtrair calor às peças. Esse aspecto será discutido nos próximos parágrafos (PAULI et. al. 1997).

Para estimar o volume interno de óleo necessário (V), Mazzo (2013) propõe a equação 2, relacionando a potência líquida de entrada na caixa de transmissão (P) velocidade tangencial dos dentes da engrenagem submersa (v), número de dentes da engrenagem (z) e ângulo de pressão dos dentes (β).

$$V = 3,5 \cdot \left(\frac{0,1}{z \cdot \cos(\beta)} + \left(\frac{0,03}{v + 2} \right) \right) \cdot P \quad (2)$$

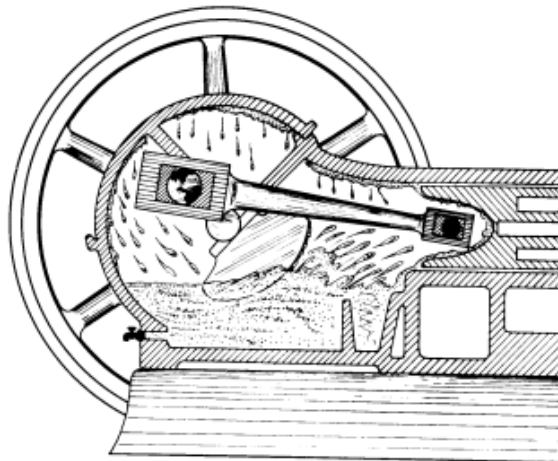
Figura 18 - Método forçado



Fonte: Pauli et al. (1997 p. 60)

Já no modelo de lubrificação forçada, existe um mecanismo externo que bombeia o óleo de um reservatório, até o ponto a ser lubrificado. Este modelo, segundo Pauli et al. (1997) é usado amplamente em motores de combustão interna e é indicado para máquinas de grande porte, as quais o óleo deve passar por vários orifícios e regiões distintas da máquina, justificando a necessidade de incluir uma bomba hidráulica que consumirá potência ao bombear o lubrificante.

Figura 19 - Método por salpico



Fonte: Pauli et al. (1997 p. 57)

Por fim, o método de lubrificação por salpico, de maneira similar ao de imersão, leva o óleo lubrificante de um reservatório até o ponto de interesse aproveitando o movimento dos componentes internos, porém se difere, do método por imersão, pelo fato de que neste método, as peças apresentam geometrias que favorecem a criação de respingos no interior do reservatório. Essas geometrias podem

ser constituídas por aletas, abas ou ressaltos na geometria dos eixos ou engrenagens, que causam uma perturbação no fluido, produzindo respingos na direção desejada. De acordo com Pauli et al. (1997), este modelo é muito utilizado em motores monocilíndro, pois dispensa a necessidade de incluir uma bomba de óleo acoplada.

2.4 CARÇA DE REDUTORES

As carcasas de redutores mecânicos têm como função principal garantir a vida útil dos eixos e engrenagens internos, isso se dá, com a estanquidade do óleo interno, proporcionando uma lubrificação adequada, além de também evitar a entrada de sujeitas que promovem o desgaste acelerado das engrenagens.

Além disso, a carcaça tem a função de fornecer rigidez suficiente para os eixos, que sofrem esforços da transmissão de potência. Para isso, uma geometria robusta é necessária, contudo, em projetos integrados com demais componentes, a robustez exige grandes dimensões, que por sua vez, influencia na montagem e posicionamento com os demais componentes. Sendo também, inevitável criar uma geometria que também garanta a montagem e interação correta com os demais componentes do sistema.

2.5 METODOLOGIA PRODIP

De acordo com Rosenfeld et al. (2006), a criação de um novo produto envolve um conjunto de atividades, as quais, iniciam-se das especificações do projeto e das restrições impostas, e permitem satisfazer no final, todas as especificações do projeto de um determinado produto. Além disso, o projeto de um novo produto precisa seguir um modelo, o qual deve ter um processo de desenvolvimento lógico, formal, sistematizado e nivelado aos requisitos de projeto (BACK et al., 2008).

Visando este objetivo, Romano (2003), em conjunto com o grupo de pesquisa do NEDIP (núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos) da Universidade Federal de Santa Catarina, criou um modelo de referência para o processo de desenvolvimento de máquinas agrícolas, o qual apresenta o processo de desenvolvimento de novos produtos. Essa metodologia foi criada por Romano em 2003 e é conhecida como PRODIP, metodologia a qual é utilizada no presente trabalho, para o desenvolvimento de um novo produto veicular.

A estrutura metodológica é baseada em três macro fases, são elas: Planejamento, Projeção e Implementação. Na Figura 20 estão ilustradas todas as fases do projeto.



Fonte: Romano (2003 p. 152)

Como pode ser observado, durante a primeira macro fase é realizado o planejamento do projeto inteiro, juntamente com o planejamento do produto. Já na etapa de projeção, é realizada a elaboração do produto, envolvendo quatro fases, o projeto informacional do produto, conceitual, preliminar e detalhado. E por fim, é realizada a implementação que envolve até a execução do plano de manufatura do produto (ROMANO, 2003).

2.5.1 Projeto informacional

Segundo Romeiro et al. (2010) a fase do projeto informacional consiste basicamente em adquirir e transformar informações, e nesta etapa serão definidas as especificações do projeto e estabelecidos os valores dos parâmetros de entrada do projeto, de forma a criar um conjunto de requisitos bem definidos. Nesta fase também são identificadas necessidades dos usuários, que posteriormente são submetidos a uma avaliação a fim de pontuar quais necessidades são mais importantes a serem atingidas.

Ao fim da fase informacional, as especificações e considerações obtidas irão estruturar as decisões futuras do projeto conceitual. Visto que todo o conjunto de especificações são características críticas do projeto, levantadas de acordo com as necessidades dos usuários (ROSENFELD et. al., 2006).

2.5.2 Projeto conceitual

Rosenfeld et al. (2006) dizem que na fase conceitual é onde se busca a criação, representação e seleção das possíveis soluções para o problema do projeto. Por meio dos parâmetros levantados anteriormente na fase informacional é, então, estabelecida toda a estrutura funcional do produto final. Essa estrutura engloba a definição da função global do produto, assim como, as subfunções, originando então, a estrutura funcional do produto. A partir da estrutura funcional, é possível definir os conceitos físicos que irão realizar as funções elementares (ROMANO, 2003).

Porém, Romeiro et al. (2010) salientam que nesta fase, ainda não é possível definir uma forma de produto, apenas diagramas e ilustrações de conceitos são criados, para por fim, realizar a seleção da melhor concepção de produto, levando em consideração todas as decisões tomadas nas etapas anteriores.

2.5.3 Projeto preliminar

Nesta etapa inicia-se o estudo detalhado do conceito de solução proposto previamente. Isto se dá com a aplicação de ferramenta de modelagem, simulação e otimização de projeto, que ao final do ciclo serão pontuados e criarão o modelo final, com todos os detalhes dimensionais e viabilidade de produção. As tarefas propostas por Romano (2003) para conclusão desta etapa do projeto são:

- Definição dos parâmetros dimensionais e materiais do produto;
- Definição dos componentes existentes a serem utilizados;
- Revisão das patentes e considerações sobre aspectos legais e de segurança;
- Realização da avaliação final da solução proposta, em relação a viabilidade técnica, manufatura e utilização pelo usuário.

A etapa de implementação no trabalho em questão não poderá ser aplicada, visto que, de acordo com Romano (2003) esta etapa consiste na fabricação do produto, lançamento e validação, e a proposta deste trabalho vai apenas até a etapa de projeto, devido a impossibilidade da fabricação do componente em projeto.

2.6 MÉTODO DE ANÁLISE ESTRUTURAL

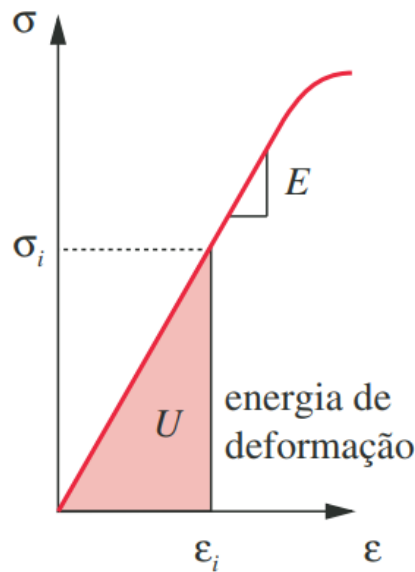
O projeto de componentes mecânicos requer a definição de todos os parâmetros dimensionais e de materiais, como proposto anteriormente em relação ao projeto preliminar de produto, sendo assim, esta seção apresenta a metodologia adotada para o dimensionamento da nova carcaça da redução da equipe Baja, pela análise de tensões internas do material.

De acordo com Norton (2013) a tensão é definida como uma força por unidade de área, medida em MPa (Mega Pascal) para tensões em peças mecânicas. Em um corpo sujeito a esforços a tensão interna é distribuída segundo uma função continuamente variável dentro de uma porção do material. Além disso, cada elemento infinitesimal do corpo pode experimentar diferentes tensões ao mesmo tempo, sendo elas, tensões normais, as quais atuam nas direções normais às faces do cubo infinitesimal, e as tensões cisalhantes causadas pelas forças paralelas às faces desse cubo.

Tais tensões provocam deformações no corpo, sendo essas, linearmente relacionadas, de acordo com a lei de Hooke, na região elástica da maioria dos metais dúcteis. Do ponto de vista atômico essas deformações são deslizamentos relativos entre os átomos do material dentro de sua estrutura cristalina, possibilitando então realizar uma análise da energia de deformação do material e então definir as deformações máximas do corpo antes da falha, considerando a falha quando a energia associada a distorção excede o seu limite, causando assim, a falha do mesmo, por escoamento (NORTON, 2013).

Para Norton (2013), a estimativa da energia de distorção máxima (U) de um material dúctil pode ser obtida pela análise gráfica da curva tensão-deformação do material em análise, a Figura 21 ilustra a análise gráfica da energia de deformação.

Figura 21 - Energia de deformação



Fonte: Norton (2013 p. 246)

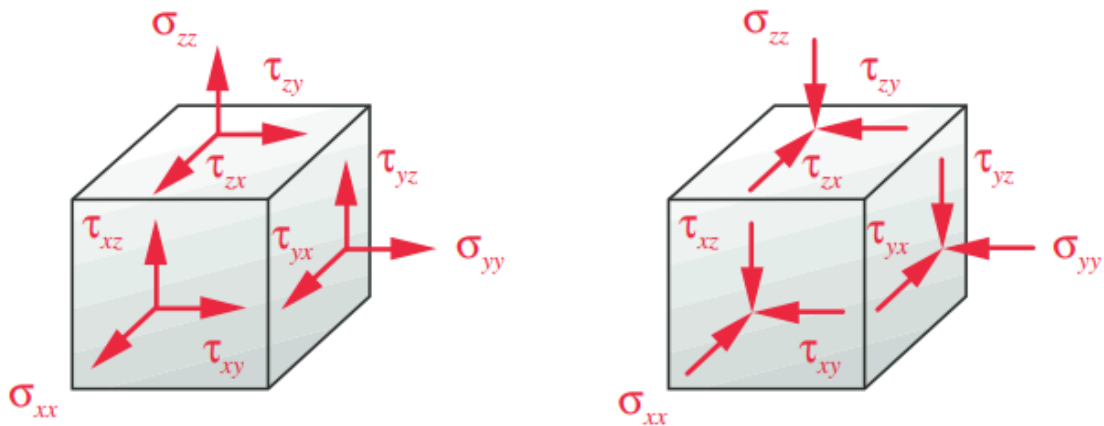
Porém, a análise gráfica pode ser aplicada apenas para uma tensão normal, e como apresentados anteriormente, um corpo sujeito a esforços externos pode sofrer deformações nas direções x , y e z . Então, é conveniente envolver as tensões combinadas em uma tensão equivalente que possa ser usada para representar a combinação de todas. O método da energia de deformação dá um bom meio para fazer isto em materiais dúcteis, de acordo com Norton (2013).

Para isso, a tensão equivalente de Von Mises é definida “[...] como a tensão de tração uniaxial que criaria a mesma energia de distorção que é criada pela combinação atual das tensões aplicadas.” (NORTON, 2013, p. 249). Este método permite tratar tensões multiaxiais combinadas de forma similar a uma análise de carregamento uniaxial. A equação 2 expressa a tensão equivalente σ' em função das demais tensões.

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \quad (2)$$

A definição das variáveis pode ser identificada na Figura 22.

Figura 22 - Tensões em um elemento infinitesimal



Fonte: Norton (2013 p. 142)

A ilustração apresenta as componentes de tensões positivas (direita) e negativas (esquerda). De acordo com Norton (2013) esta convenção foi adotada para simplificar o tratamento de tensões originadas por esforços de tração ou de compressão.

Por fim, após obter a tensão equivalente é necessário validar se a tensão que o corpo está sofrendo, será suportada pelo material escolhido para o projeto. Para isso, a tensão equivalente (σ') é comparada com a tensão de escoamento do material escolhido, com o objeto de estimar o coeficiente de segurança da peça, coeficiente esse, que assegura o projetista de que a peça estará dimensionada para suportar os esforços estimados, visto que o projetista não tem o total conhecimento dos esforços e dos reais parâmetros de resistência do material a ser usado na fabricação, entre outros fatores que justificam a utilização do coeficiente de segurança. A equação 5 relaciona a tensão máxima equivalente na peça com o limite de escoamento do material, resultando no coeficiente de segurança do projeto (NORTON, 2013).

$$N = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (5)$$

A escolha do coeficiente de segurança, como comentado anteriormente é em função das incertezas do projeto e segundo Norton (2013) pode ser estimado de forma simples analisando alguns fatores do projeto e da fabricação de componentes final, os fatores estão ilustrados no Quadro 3.

Quadro 3 - Fatores para determinação do coeficiente de segurança

Tabela 1-3 Fatores utilizados para determinar um coeficiente de segurança para materiais dúcteis

Informações	Qualidade das informações	Fator
Dados das propriedades dos materiais disponíveis a partir de testes	O material realmente utilizado foi testado	<i>F1</i> 1,3
	Dados representativos de testes do material estão disponíveis	2
	Dados razoavelmente representativos de testes do material estão disponíveis	3
	Dados insuficientemente representativos de testes do material estão disponíveis	5+
		<i>F2</i>
Condições ambientais nos quais será utilizado	São idênticas às condições dos testes de materiais	1,3
	Essencialmente igual ao ambiente de um laboratório comum	2
	Ambiente moderadamente desafiador	3
	Ambiente extremamente desafiador	5+
	<i>F3</i>	
Modelos analíticos para forças e tensões	Os modelos foram testados em experimentos	1,3
	Os modelos representam precisamente o sistema	2
	Os modelos representam aproximadamente o sistema	3
	Os modelos são aproximações grosseiras	5+

Fonte: Norton (2013 p. 19)

A definição do fator a ser utilizado deve ser estimado pela equação 6, também proposta por Norton (2013).

$$N \approx \text{MAX}(F1, F2, F3) \quad (6)$$

Além disso, para um componente estrutural, é indispensável realizar uma análise de rigidez, visto que deslocamentos excessivos ou deformações locais podem causar a falha do sistema de transmissão. Tendo isso em vista, Budynas e Nisbett (2011) sugerem limites de deflexão angular para os eixos onde as engrenagens são acopladas, posteriormente apresentados, na seção dos resultados. Para isso é necessário a criação de uma estrutura rígida garantindo deformações limitadas nos alojamentos dos mancais, evitando assim, o desalinhamento dos eixos.

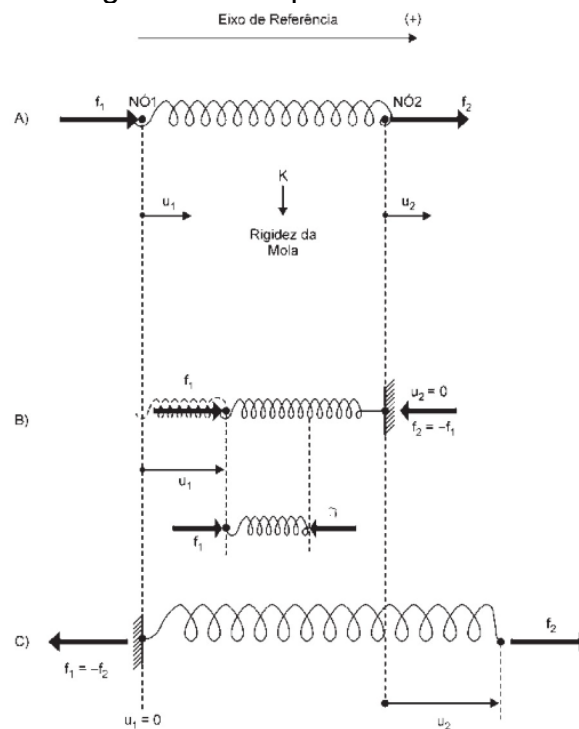
2.6.1 Método dos elementos finitos

O método dos elementos finitos usa a discretização de um sistema contínuo em vários elementos para resolver equações diferenciais, substituindo um número infinito de variáveis por um número limitado de elementos. Os elementos são de dimensões finitas e conhecidas, que ao aplicar as condições de contorno, ou condições de restrição, transforma um problema que inicialmente não havia solução, na forma diferencial, para um problema que existe uma solução, na forma discretizada (FILHO, 2008).

Isto é, o equacionamento expresso anteriormente sobre as tensões cisalhantes e normais num elemento infinitesimal, é aplicado aos elementos discretizados na geometria final através da criação de uma malha com elementos e nós. Tais nós representam um ponto em que o software calcula todas as equações de equilíbrio de forças. Dessa forma, a tensão no elemento é calculada, solucionando todas as equações diferenciais de equilíbrio e aplicando as equações da lei de Hooke para cada elemento (FILHO, 2008).

Para ilustrar o conceito, Filho (2008), aproxima um elemento para uma mola helicoidal e realiza um diagrama de corpo livre, de acordo com a Figura 23.

Figura 23 - Diagrama de corpo livre do elemento de mola



Fonte: Filho (2008 p. 55)

Ao analisar um único elemento e entender suas deformações e deslocamentos nos nós, fica mais claro compreender como os softwares calculam os resultados dos milhares de elementos presentes em um componente complexo. Desta forma, mediante a sobreposição dos deslocamentos e esforços nos elementos as tensões internas e deformações do componente final são calculadas.

3 METODOLOGIA

A partir desta seção serão apresentadas as metodologias utilizadas para o desenvolvimento do projeto da nova carcaça da redução do projeto CTJ Baja. Inicialmente são apresentados os dados atuais do projeto, para um entendimento mais completo do sistema de transmissão usado e que posteriormente será usado dentro do projeto informacional. Lembra-se que o objetivo deste trabalho é o aprimoramento do projeto da carcaça, já que os eixos da redução já têm suas dimensões definidas e fabricadas.

3.1 PROJETO INFORMACIONAL

Esta seção tem o objetivo de apresentar as necessidades dos clientes e transformá-las em parâmetros de engenharia para a criação de um componente mecânico. Ao fim desta seção serão definidas as características essenciais do projeto, isso se dará seguindo três etapas, identificação das necessidades do cliente; definição dos requisitos do produto e especificação das metas do produto.

3.1.1 Dados do projeto atual

Para seguir uma sequência lógica dos parâmetros e componentes do projeto atual, os mesmos serão apresentados seguindo o fluxo de potência, iniciando do mecanismo de geração do torque, motor, e finalizando nas rodas. Tal abordagem foi adotada, pois Wong (2001) apresenta o sistema de transmissão seguindo esta sequência lógica.

3.1.1.1 *Motor*

Iniciando pelo motor, a equipe utiliza o modelo estacionário Série 20 da marca Briggs & Stratton, a utilização deste modelo é limitada pelo regulamento Baja SAE pois, deste modo, é promovida uma competição mais equilibrada entre as diversas equipes, além de incentivar projetos cada vez mais otimizados, em relação a massa

e dimensionamento de componentes. A Figura 24 ilustra o modelo utilizado pela equipe (SAE, 2021).

Figura 24 – Motor Briggs & Stratton série 20



Fonte: Stratton (2022)

De acordo com, Stratton (2022) o torque máximo do motor é de 18,8 N.m à 2600 RPM e a potência máxima de 7,5 kW à 3600 RPM, e sugere não ultrapassar a rotação de 3600 RPM. De acordo com os integrantes da equipe a rotação máxima limitada mecanicamente, está em 3600 RPM, como indicado pela fabricante (STRATTON, 2022).

3.1.1.2 *Transmissão CVT*

Visto que o sistema de transmissão deve não se limita a apenas promover o movimento do veículo, mas também, possibilitar sua parada por completo, mantendo o motor ligado (BOSCH, 2005), a equipe utiliza, no eixo de saída do motor, uma transmissão do tipo CVT. Este modelo de transmissão foi definido como ideal, pela equipe pois o mesmo exclui tanto a necessidade de embreagem quanto a utilização de uma alavanca de marchas, visto que seu funcionamento varia a relação de transmissão continuamente (CROLLA, 2009).

A CVT utilizada é da marca Gaged, modelo GX9, de acordo com a fabricante a relação de transmissão varia de 3,9:1 até 0,9:0. Esta variação é obtida mediante a aproximação dos pratos, na polia motora, e afastamento dos pratos, na polia movida, sendo o controle de relação totalmente inercial, ou seja, em função da rotação do motor, a Figura 25 apresenta o modelo usado pela equipe (GAGED, 2022).

Figura 25– CVT Gaged GX9



Fonte: Gaged (2022)

Dados precisos da eficiência da transmissão de potência da CVT em questão não estão disponíveis. Contudo, de acordo com Shabbir e Evangelou (2014) a eficiência deste modelo de transmissão está em torno de 95%. Deste modo, com todos estes dados pode-se estimar a potência máxima de entrada na caixa de transmissão.

3.1.1.3 Redutor

A caixa de redução utilizada pela equipe é um redutor de dois estágios com engrenagens de dentes retos, a redução total dos dois estágios é de 7,87:1, sendo 2,91:1 no primeiro estágio e 2,70:1 no segundo estágio. As dimensões dos eixos e engrenagens estão nos apêndices A ao G, dados que foram usados para modelar a nova geometria da carcaça.

Por fim, na sequência do fluxo de torque, na saída da caixa de redução é utilizado um conjunto de semieixos comercial, do veículo Volkswagen Gol 1.0

adaptado. A utilização deste componente comercial se dá devido à grande complexidade de projeto da homocinética, além da fabricação deste tipo de componente, que requer uma fresa com mais de 3 eixos e um tratamento superficial na região onde as esferas deslizam (NITZKE; HILGERT, 2000).

3.1.2 Necessidades do cliente

Para início do projeto informacional, foi proposto um questionário aos integrantes das equipes Baja do Brasil, mensuraram importância de parâmetros importantes de um redutor para aplicação Baja. Este método é sugerido por diversas referências, dentre elas Fonseca (2000).

Estes são os questionamentos levantados para a ponderação das necessidades dos clientes:

- a) Possuir baixo custo de fabricação
- b) Ter fácil manutenção;
- c) Ser compacto;
- d) Ser leve;
- e) Ser confiável;
- f) Ter sistema de lubrificação eficiente;
- g) Ter sistema de controle de nível de óleo;
- h) Ter sistema de controle de temperatura.

Os requisitos levantados foram limitados na resposta em função da relevância de cada item proposto para o novo modelo de carcaça de redução, divididos entre Pouco importante, Importante e Muito importante, como ilustra a Figura 26 com o exemplo do questionamento de ter fácil manutenção.

Figura 26 - Exemplo de pergunta

Ter fácil manutenção *

- Muito importante
- Importante
- Pouco importante

Fonte: Autor (2022)

Segundo Nicklel et al (2010), a utilização do diagrama de Mudge dinamiza a aplicação da matriz QFD (Quality Function Deployment), pois hierarquiza de forma direta cada um dos requisitos levantados. A relação entre cada requisito no diagrama de Mudge foi definido como 1: Mais importante ou 3: Muito mais importante.

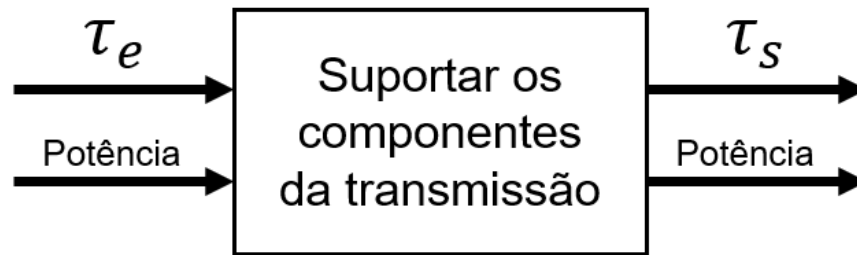
E por fim, é realizada a ponderação das importâncias relativas da pesquisa de mercado, juntamente com o diagrama de Mudge, obtendo assim, um resultado de importância relativa entre as necessidades do cliente.

3.2 PROJETO CONCEITUAL

Para o desenvolvimento de um novo produto, dentre os diversos importantes passos dessa trajetória, a criação da etapa conceitual é essencial, para um produto final bem sucedido. E dentro desse, está a definição da função global do produto, matriz morfológica, o quadro de conceitos e a matriz de decisão, de acordo com Romano (2003).

Para a definição da função global do produto em questão é necessário entender o redutor inteiro como um componente só, ou seja, eixos, engrenagens e carcaça como um conjunto de elementos que juntos, realizam a função global. Deste modo, pode-se definir a função global como multiplicar o torque, porém para isso é importante definir as entradas e saídas deste sistema fechado, o diagrama da função global pode ser observado na Figura 27.

Figura 27- Diagrama da função global da carcaça



Fonte: Autor (2022)

Por se tratar, apenas, de um multiplicador de força simples, sem relações variáveis, as entradas e saídas são definidas igualmente como torque e potência, contudo, variando a magnitude do torque e idealmente com a entrada e saída de potência constante, a menos das perdas.

Após a definição da função global, Zavadila, P. et al. (2014), propõe a criação da matriz morfológica, a qual ilustra e define diferentes soluções para atender os requisitos de projeto. Para a criação da matriz morfológica foram utilizados os parâmetros de:

- Tipo de fechamento, correlacionado aos requisitos de tempo de manutenção, massa e dimensões;
- Tipo de lubrificação correlacionado aos requisitos de volume de óleo e tempo de vida útil;
- Tipo de fabricação, correlacionado aos requisitos de custo de fabricação, dimensão e nº de partes;
- Material de fabricação, correlacionando aos requisitos de matéria-prima e custo de fabricação.

A matriz morfológica esta ilustrada no Quadro 4.

Quadro 4 – Matriz morfológica

Parâmetro	Princípio 1	Princípio 2	Princípio 3
Fechamento	Radial	Superior	Axial
Lubrificação	Salpico	Forçado	Imersão
Fabricação	Usinagem	Corte a laser	Fundição e Usinagem
Material	Ferro fundido	Aço	Alumínio

Fonte: Autor (2022)

A nomenclatura adotada para o tipo de fechamento relaciona o movimento de fechamento das partes em função dos eixos, sendo o fechamento radial, um movimento radial dos eixos, com o plano de encontro entre as partes no centro dos eixos. O tipo axial se dá na direção axial dos eixos, semelhante ao modelo utilizado atualmente pela equipe CTJ Baja, e por fim, o modelo de fechamento superior é similar ao radial, com a variação do plano de encontro entre as partes, que nesse, se dá na região superior da carcaça.

Com esses parâmetros para o projeto foram criados os conceitos utilizando as diferentes soluções propostas. Para o início da etapa da criação dos conceitos, foram definidos pelo autor três conceitos diferentes, apresentados eles propostas diferentes entre si, com base na pesquisa de mercado, nas importâncias relativas e na matriz morfológica, que destacou três soluções para cada um dos parâmetros levantados pelo autor.

3.3 PROJETO PRELIMINAR

Durante a etapa preliminar é necessário definir as dimensões onde o redutor deve se manter, assim como os esforços que ele deverá suportar, com o objetivo de realizar na etapa de desenvolvimento a criação dos pontos de fixação e suportes adotados para manter a carcaça rígida à estrutura do protótipo.

3.3.1 Posicionamento no protótipo

A definição do posicionamento da carcaça no protótipo foi realizada de acordo com as experiências prévias da equipe CTJ Baja em competições e pesquisas entre outras universidades.

Foi definido inicialmente que o posicionamento horizontal da carcaça não apresenta uma boa manutenibilidade e acaba necessitando que o protótipo tenha uma dimensão muito grande para alojamento da transmissão, sendo então indicado o posicionamento vertical.

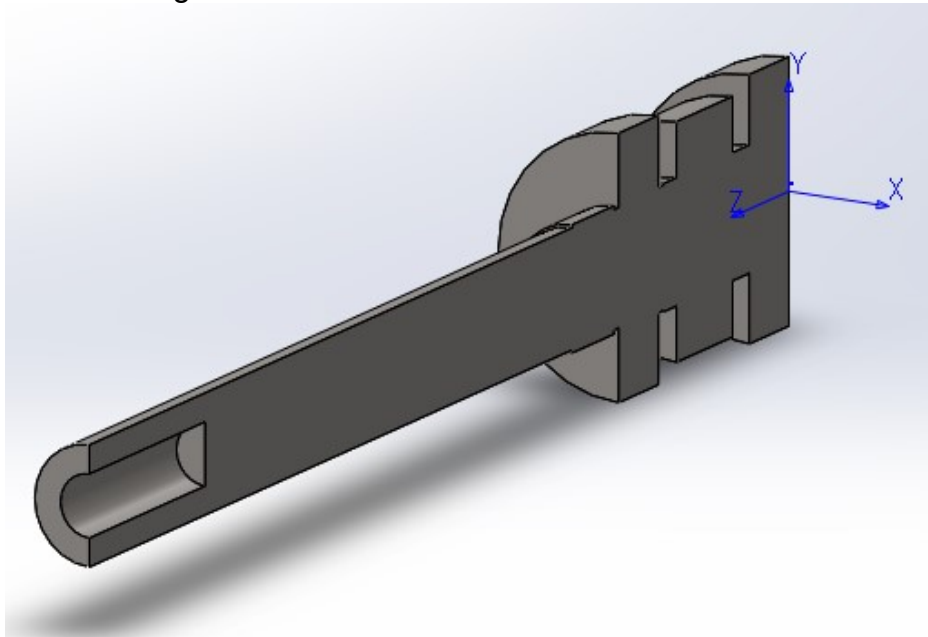
Contudo, como já destacado, o posicionamento vertical acaba influenciando a lubrificação das engrenagens superiores, sendo proposto então uma leve inclinação da carcaça em relação ao plano frontal do protótipo, que será destaca na seção de desenvolvimento.

3.3.2 Esforços

As direções e magnitudes dos esforços sofridos nos mancais foram obtidos dos memoriais de cálculo do projeto inicial do redutor. O método adotado para estimar os esforços nos mancais está baseado na aplicação das reações calculadas nos eixos, isso é, para o projeto dos eixos foram calculadas as forças das engrenagens e dos componentes agregados, assim como as reações nos apoios, utilizando a modelagem dos eixos como vigas (NORTON, 2013).

A Figura 28 ilustra as referências utilizadas no eixo para definição da magnitude das forças de reação nos eixos x e y .

Figura 28 - Referências cartesianas nos eixos



Fonte: Autor (2022)

De acordo com Esquitino (2022) em seu memorial de cálculos, as reações em cada um dos eixos foram calculadas e estão ilustradas na Tabela 1.

Tabela 1 - Reações nos eixos

Eixo	Rx1	Ry1	Rx2	Ry2
Eixo entrada	-2078,37	679,23	1233,06	679,23
Eixo intermediário	906,86	2491,73	1758,13	4831,27
Eixo saída	2590,32	942,80	2480,10	902,68

Fonte: Adaptado de Esquitino (2022)

Note que a componente Z de carga não está presente na reação dos eixos, isso se dá visto que as engrenagens são do tipo cilíndricas de dentes retos, como previamente discutido na seção de engrenagens e proposto por Norton (2013).

Na etapa de simulação estrutural da carcaça, utilizando o software ANSYS, esses esforços foram aplicados na face interna onde se dá o contato dos mancais dos rolamentos, com as respectivas magnitudes em cada uma das componentes.

4 DESENVOLVIMENTO DA CARÇAÇA DO REDUTOR

Na etapa de desenvolvimento são empregadas as metodologias apresentadas anteriormente juntamente com os resultados obtidos da etapa informacional, que serão utilizadas como entradas para a etapa conceitual do projeto da carcaça.

4.1 ETAPA INFORMACIONAL

Nessa etapa serão apresentados os resultados das pesquisas informacionais, de acordo com a metodologia proposta previamente.

A Tabela 2 apresenta os resultados obtidos da pesquisa realizada com integrantes de equipes Baja, divulgada em um grupo de WhatsApp do setor de trem de força de bajas do Brasil.

Tabela 2 - Pesquisa de mercado

Necessidade do cliente	Muito importante	Importante	Pouco importante	Importância ponderada
Possuir baixo custo de fabricação	32,3%	58,1%	9,7%	0,11
Ter fácil manutenção	71,0%	29,0%	0,0%	0,16
Ser compacto	41,9%	45,2%	12,9%	0,12
Ser leve	33,3%	63,3%	3,3%	0,11
Ser confiável	96,8%	3,2%	0,0%	0,19
Ter sistema de lubrificação eficiente	61,3%	38,7%	0,0%	0,15
Ter sistema de controle de nível de óleo	6,7%	56,7%	36,7%	0,07
Ter sistema de controle de temperatura	9,7%	35,5%	54,8%	0,06
Legenda				
Muito importante - Peso 5				
Importante - Peso 2				
Pouco importante - Peso 1				

Fonte: Autor (2022)

A pesquisa foi realizada com 31 pessoas, todos integrantes ou ex-integrantes de equipes Baja do Brasil. Deste modo, é possível identificar os requisitos dos clientes

e já ponderá-los em função da importância levantada por cada um dos participantes da pesquisa. O método de ponderação adotado se deu pela aplicação de pesos diferentes para as importâncias, como apresenta a legenda da Tabela 2.

Esta metodologia é sugerida por Fonseca (2000) pois assim, pode-se mapear os pontos de maior atenção no projeto, com objetivo de atender as necessidades dos clientes. Juntamente à pesquisa de mercado, foi levantado pelo autor um diagrama de Mudge, o qual pondera a importância de cada requisito comparando cada requisito com todos os outros.

O resultado de Mudge obtido está ilustrado na Tabela 3.

Tabela 3 - Diagrama de Mudge

Necessidades do cliente	A	B	C	D	E	F	G	H	Soma	Peso
A - Possuir baixo custo de fabricação	A	A1	A3	A1	A1	A1	A3	A3	13	0,23
B - Ter fácil manutenção;		B	B1	B1	B1	B1	B3	B3	10	0,18
C - Ser compacto;			C	C3	E1	C1	C1	C3	8	0,14
D - Ser leve;				D	E3	F1	D1	D3	6	0,11
E - Ser confiável;					E	E1	E3	E3	11	0,20
F - Ter sistema de lubrificação eficiente;						F	F1	F3	5	0,09
G - Ter sistema de controle de nível de óleo;							G	G3	3	0,05
H - Ter sistema de controle de temperatura;								H	0	0,00
Ponderação:										
1 - Importante										
3 - Muito mais importante										

Fonte: Autor (2022)

Ao realizar uma comparação direta, é possível observar que a importância dos requisitos para o cliente, levantada na pesquisa de mercado e a relevância de cada item, no diagrama de Mudge são fortemente correlacionadas. Fato este já esperado, visto que a pesquisa de mercado foi realizada com integrantes de equipes Baja, estudantes de engenharia de diversas universidades do país.

Agora, com estes pontos levantados, o projeto informacional pode seguir para uma nova etapa, a criação da matriz QFD que relacionará as necessidades dos clientes com os requisitos de projeto, transformando as necessidades em parâmetros de engenharia (MARTORANO, 1993).

4.1.1 Importâncias relativas

A utilização da matriz QFD, de acordo com Martorano (1993) auxilia a concretização das ideias dos usuários em parâmetros dimensionais que posteriormente serão usados para a criação do produto final. Tendo isto em vista, foi criada a matriz QFD do projeto em questão, com as necessidades dos clientes levantadas e os parâmetros de projeto que entraram na ponderação de relação, um a um, além da ponderação final de cada requisito seguindo o diagrama de Mudge.

Salientando que as necessidades dos clientes foram levantadas em discussões por mensagens eletrônicas entre os integrantes da equipe CTJ Baja e posteriormente correlacionada com os requisitos do projeto em função de parâmetros mensuráveis, ao exemplo da necessidade de baixo custo de fabricação que foi correlacionada fortemente com a matéria-prima e custo de fabricação, na Figura 29.

Contudo, para a obtenção das correlações entre as necessidades do cliente e os requisitos de projeto, de forma visual, foi realizado o preenchimento, somente, da casa em si, excluindo o telhado, que de acordo com Silva (2017) relaciona os requisitos entre si. A matriz resultante está ilustrada na Figura 29, seu preenchimento foi de acordo com as propostas de Silva (2017).

Figura 29 - Resultados matriz QFD

Direção da Melhoria: Minimizar (▼), Maximizar (▲), Alvo (x)		▼	▼	▼	▼	▲	x	x	x	▼
		Custo de fabricação	Dimensão	Massa	Tempo de manutenção	Tempo de vida útil	Temperatura de trabalho	Volume de óleo	Matéria-prima	Nº de partes
Importância ou peso	Requisitos de projeto									
	Necessidades do cliente									
	11 Ter baixo custo	⊕	○	○		▲			⊕	○
	16 Ter fácil manutenção		▲	○	⊕			▲	▲	⊕
	12 Ser compacto	▲	⊕	⊕	▲			▲	▲	○
	12 Ser leve	▲	○	⊕	⊕			▲	⊕	○
	19 Ser confiável	○	○	▲		⊕	▲	▲	⊕	○
	15 Ter lubrificação controlada	▲	▲	▲	▲	⊕	⊕	⊕		
	7 Ter controle de nível	○	▲	▲	○	⊕	▲	⊕	▲	○
7 Ter controle de temperatura	○	▲	▲	▲	○	⊕	○		○	

Relacionamento

- ⊕ Relacionamento forte
- Relacionamento moderado
- ▲ Relacionamento fraco

Fonte: Adaptado de Vaz (2016)

A partir dos resultados da pesquisa de mercado e do preenchimento do diagrama de Mudge pode-se levantar a tabela final de importância relativa, que pondera de forma equivalente os percentuais de importância. E então, ilustra de forma gráfica e facilita a visualização da importância de cada requisito. A Tabela 4 apresenta os resultados finais do projeto informacional.

Tabela 4 - Importância relativa

Necessidade do cliente	Importância relativa
Possuir baixo custo de fabricação	17,26%
Ter fácil manutenção	17,05%
Ser compacto	13,30%
Ser leve	11,19%
Ser confiável	19,47%
Ter sistema de lubrificação eficiente	12,02%
Ter sistema de controle de nível de óleo	6,29%
Ter sistema de controle de temperatura	3,43%

Fonte: Autor (2022)

Como esperado, as necessidades de, ser confiável, baixo custo de fabricação e ter fácil manutenção estão ponderados como mais importantes, isso se deve pelo fato de se tratar de um componente para um projeto Baja, que exige grandes esforços durante as provas de enduro, além de que a fabricação será subsidiada por patrocinadores do projeto. Tais necessidades entrarão como pontos críticos que devem ser atendidos pelos conceitos levantados futuramente no projeto conceitual.

4.2 ETAPA CONCEITUAL DA CARÇAÇA

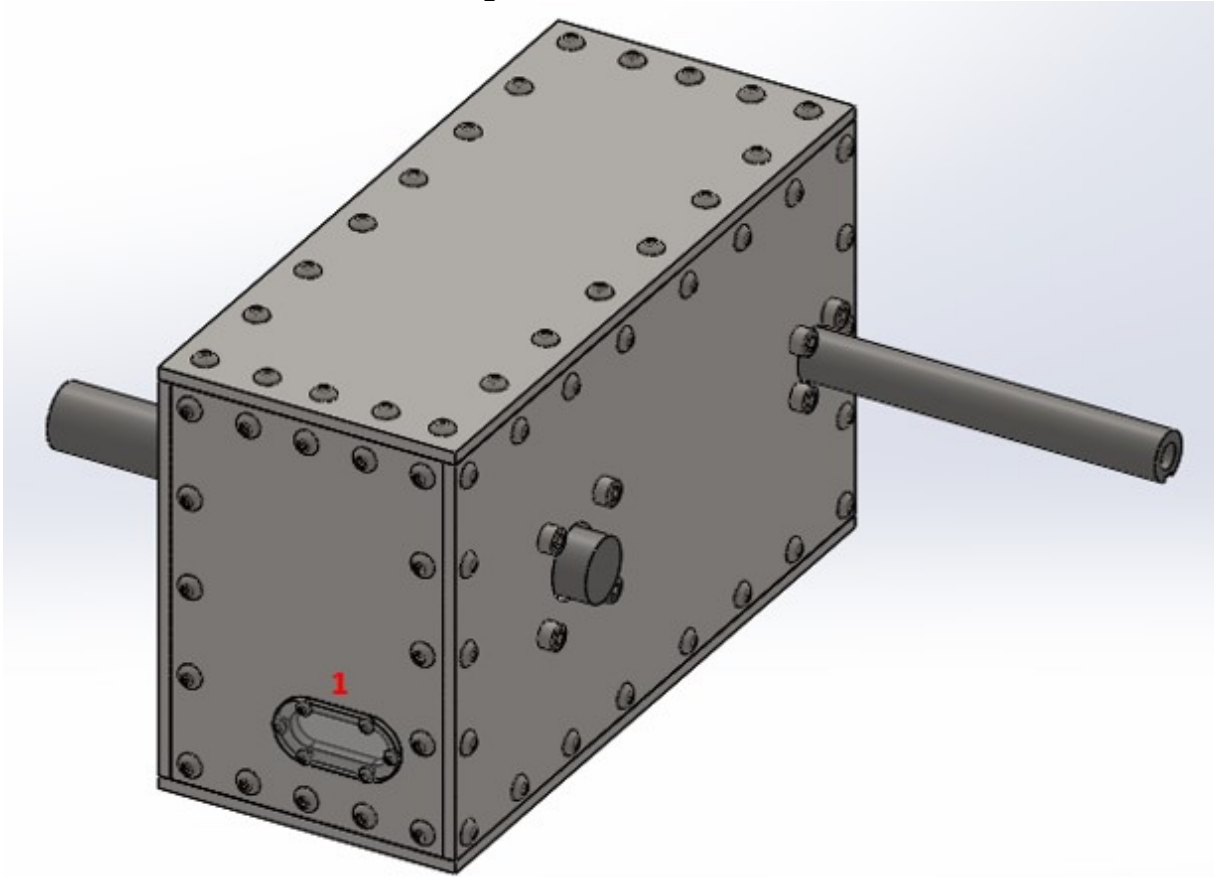
A criação dos conceitos, levou em consideração os resultados da etapa informacional, sendo criado então o primeiro conceito que prioriza o baixo custo de fabricação (2ª maior importância relativa, Tabela 3), o segundo conceito, dando prioridade para a fácil manutenção (3ª maior importância relativa) e o último conceito que tem como objetivo atender a necessidade de ser compacto (4ª maior importância relativa). A maior importância relativa (Ser confiável) pode ser atendida nos três conceitos, ao trabalhar com um dimensionamento correto e com um fator de segurança bem definido para o projeto.

4.2.1 Conceito 1

O conceito 1, como previamente comentado, foi definido com a premissa de baixo custo de fabricação, sendo assim, a principal característica que o define como um produto com baixo custo de fabricação agregado é o fato dele ser fabricado sem a necessidade de usinagem, apenas cortes a laser e mancais comerciais são necessários para fabricação do mesmo.

A Figura 30 ilustra um modelo em CAD deste conceito, que utiliza as soluções de fechamento superior, lubrificação por imersão, fabricado em aço e corte a laser. Com ênfase no ponto 1 que ilustra a utilização de uma região em policarbonato que possibilita a conferência no nível de óleo interno.

Figura 30- Conceito 1



Fonte: Autor (2022)

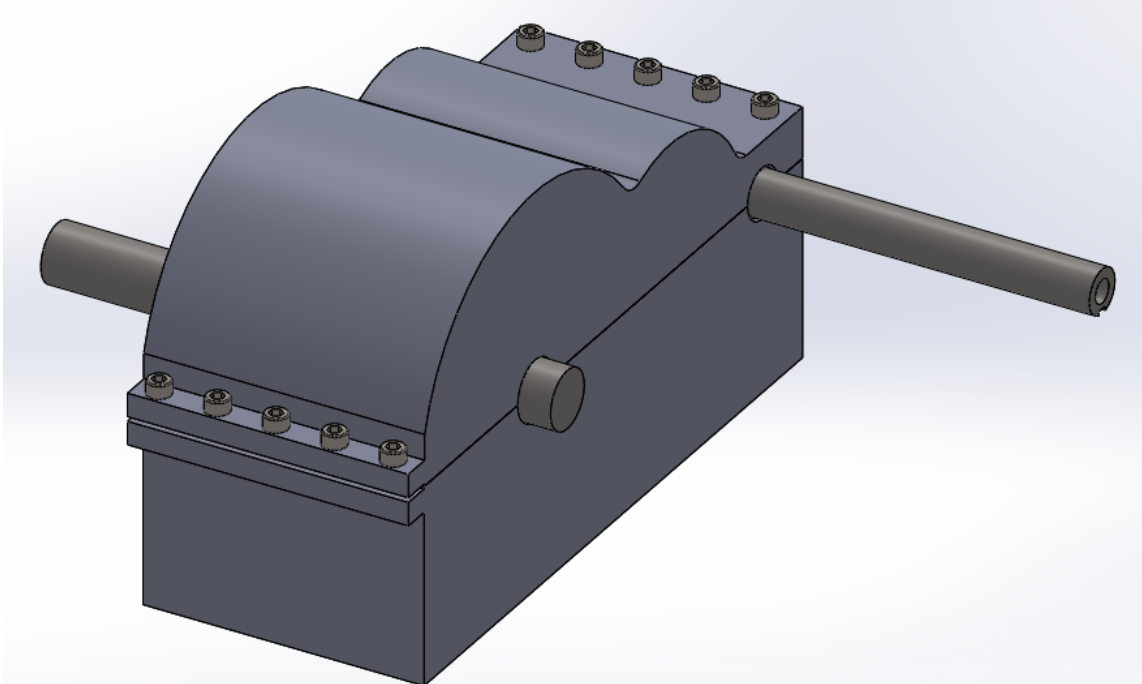
É notável a simplicidade na geometria, visto que sua fabricação se dá apenas por chapas de aço lisas, com as furações para os suportes dos mancais quadrados e as cantoneiras que realizam a junção das chapas perpendiculares. Contudo, ao priorizar a necessidade de baixo custo de fabricação, outras necessidades são prejudicadas, sendo elas: ser compacto, ter fácil manutenção e ser confiável, visto que a geometria é de um paralelepípedo, não contornando a geometria das engrenagens, por ser composta de mais de 4 partes, além do possível vazamento de óleo nas junções das chapas e o grande número de fixadores.

4.2.2 Conceito 2

Para a definição do conceito 2 o que foi definido pelo autor como prioridade a fácil manutenção criando uma geometria com poucas partes, além de visar um componente que pode ser desmontado com a remoção de poucos fixadores. Tendo isso em vista, o conceito 2 foi criado pelo autor que pode ser observado na Figura 31.

As soluções utilizadas foram fechamento radial (linha 1, coluna 1, Quadro 4), lubrificação por imersão (linha 2, coluna 3, Quadro 4), fabricado em ferro fundido (linha 3 e 4, coluna 3 e 1, Quadro 4).

Figura 31- Conceito 2



Fonte: Autor (2022)

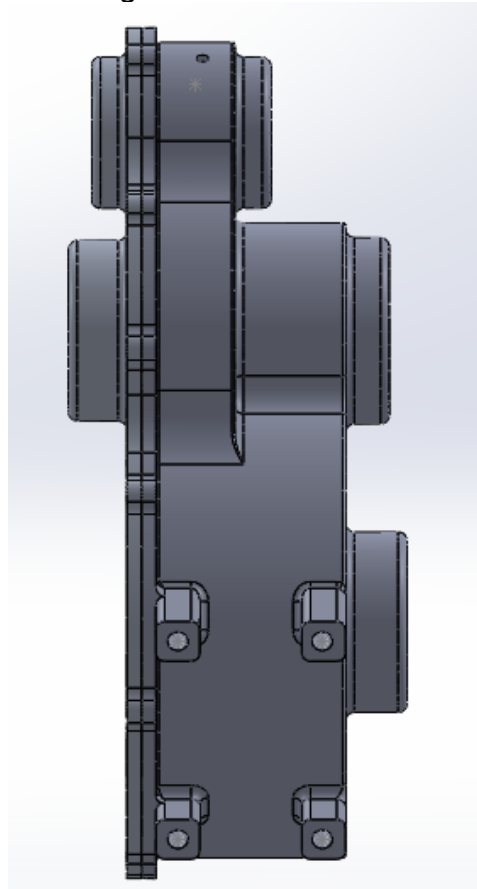
É possível observar no modelo em CAD o aumento da complexidade da geometria, comparado ao conceito 1, visto que neste, existe a necessidade da usinagem para a criação da geometria em questão. Contudo, atende à premissa de fácil manutenção, tendo em vista que é composto de apenas duas partes, além de possibilitar a abertura apenas com a remoção de poucos fixadores e até possibilitar a remoção dos eixos, pois o plano de fechamento da carcaça coincide com o centro dos eixos.

O ponto crítico levantado pelo autor, deste conceito, é relativo à possibilidade de vazamentos de óleo, pois não existe um plano liso de fechamento, que impossibilitaria a utilização de uma junta sólida, afetando negativamente o requisito da confiabilidade, ponderada com a maior importância relativa. Para o controle de nível de óleo, este conceito propõe a utilização de um parafuso no ponto em que o nível de óleo deve atingir, possibilitando a remoção do mesmo e realizando a conferência do nível, método utilizado em sistemas de transmissão veicular.

4.2.3 Conceito 3

Para a definição do último conceito, foi levado em consideração a priorização da necessidade de ser compacto, esse fato afetou negativamente a questão de baixo custo de fabricação, porém, atende todos os demais requisitos. A Figura 32 apresenta um modelo do conceito 3.

Figura 32- Conceito 3



Fonte: Autor (2022)

As soluções utilizadas foram, fechamento axial (linha 1, coluna 3, Quadro 4),,, lubrificação por imersão (linha 2, coluna 3, Quadro 4), fabricada em alumínio (linha 4, coluna 3, Quadro 4), fundido e usinado (linha 3, coluna 3, Quadro 4) ou até mesmo unicamente usinado, possibilitando a liberdade de escolha da equipe CTJ Baja, em função da disponibilidade de recursos. Este conceito traz grande semelhança do modelo atualmente utilizado pela equipe, contudo, realizando a melhoria nos pontos negativos levantados nas justificativas deste trabalho. O método adotado para a conferência do nível de óleo deste conceito é similar ao do conceito 2.

4.2.4 Seleção do conceito

Após a criação dos conceitos é necessário realizar a seleção final de um dos conceitos, esta seleção foi realizada utilizando a matriz de decisão, que consiste em um método que mensura quanto cada conceito atende as necessidades dos clientes e os requisitos. Este método se dá na comparação das alternativas de conceitos e leva em conta o quanto cada conceito atende as necessidades, ponderando-os com o grau de importância, proveniente da importância relativa de cada um deles (MORITZ; PEREIRA, 2015).

A matriz de decisão dos conceitos pode ser observada na Tabela 5.

Tabela 5 - Matriz de decisão

Necessidade do cliente	Importância relativa	Conceito 1	Nota	Conceito 2	Nota	Conceito 3	Nota
Possuir baixo custo de fabricação	17,76%	5	0,89	3	0,53	3	0,53
Ter fácil manutenção	17,75%	2	0,35	5	0,89	4	0,71
Ser compacto	13,60%	1	0,13	3	0,41	4	0,54
Ser leve	11,49%	2	0,23	2	0,23	4	0,46
Ser confiável	19,80%	2	0,39	3	0,59	4	0,79
Ter sistema de lubrificação eficiente	12,52%	3	0,37	4	0,50	4	0,50
Ter sistema de controle de nível de óleo	6,99%	5	0,35	3	0,21	3	0,21
Total	100%	--	2,73	--	3,36	--	3,74

Fonte: Autor (2022)

As pontuações de cada um dos conceitos foram definidas pelo autor, tendo em mente todos os problemas já observados no redutor atual e pela experiência em competições Baja SAE as quais promoviam um Benchmarking entre as equipes participantes. Sendo assim, definido como o melhor conceito, dentre os propostos, o 3º, afetando negativamente a necessidade de baixo custo de fabricação, porém justificável, tendo em vista que este projeto possibilitará a sua utilização para diversas competições.

4.3 ETAPA PRELIMINAR DA CARÇAÇA

Nessa seção será realizada a determinação dos fixadores utilizados, a escolha dos pontos de fixação do redutor, e a determinação do volume de óleo necessário no interior da carcaça.

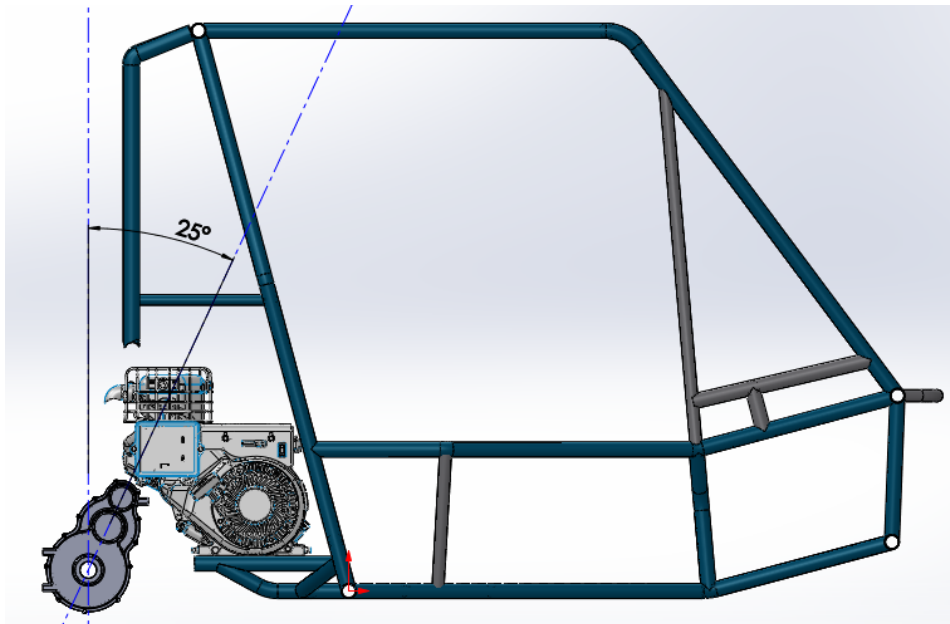
4.3.1 Pontos de Fixação

Para a obtenção dos resultados das simulações numéricas é necessário definir as restrições dos corpos, ou seja, a definição dos pontos de apoio da carcaça e as formas de interação entre os dois corpos, lado A da carcaça e lado B. Para isso foram modelados cinco pontos de apoio na carcaça, visando uma fácil montagem juntamente aos demais sistemas veiculares do Baja, assim como os pontos de fechamento entre as duas partes A e B.

A modelagem dos pontos de fixação foi realizada tendo em vista a fixação da carcaça inclinada 25 graus em relação ao plano frontal do Baja, isso se deu visando o posicionamento do eixo de saída da caixa para a traseira do veículo, e também considerando as possíveis interferências da parte superior da carcaça com o cabeçote do motor, visto que no projeto de 2020 da equipe CTJ Baja apresentou a distância mínima entre a carcaça e o motor de apenas 15 mm (BAJA, 2022).

A Figura 33 ilustra a geometria final da carcaça posicionada com o ângulo de 25°.

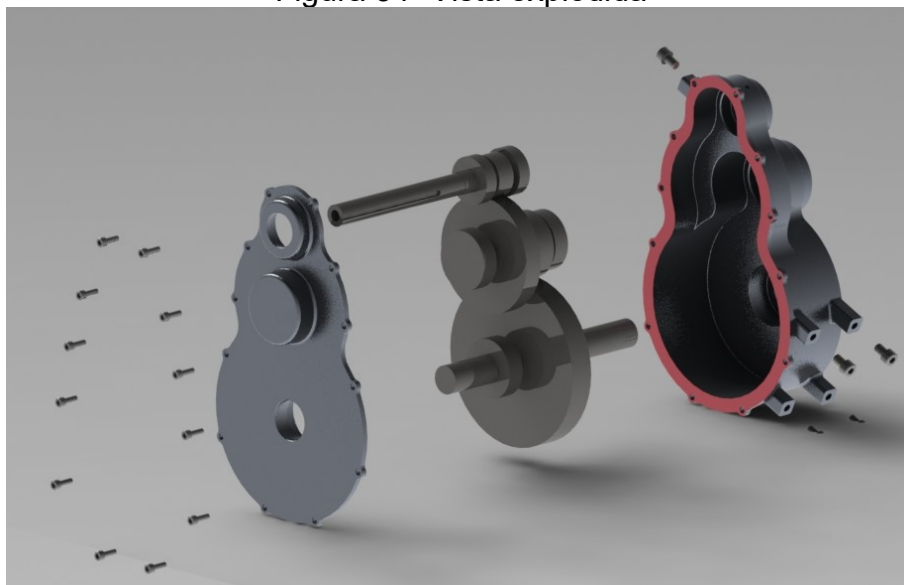
Figura 33 - Posicionamento da carcaça no Baja



Fonte: Autor (2022)

Para o projeto do fechamento da carcaça foram levantados os problemas discutidos na justificativa deste trabalho, juntamente com as sugestões propostas por Thirugnanasambandam, P. et al. (2009) para um projeto de redutor, e então foi definido o fechamento e os pontos de interação entre as partes A e B, a Figura 34 apresenta a vista explodida da carcaça já com os fixadores.

Figura 34- Vista explodida



Fonte: Autor (2022)

Note a região com o destaque em vermelho, essa foi definida como a região de contato entre as partes, apresentando uma área de 8.537 mm² para aplicação de uma junta sólida ou líquida, que proporcionará a estanqueidade da carcaça. Assim também foi definida a região de interação entre as partes A e B da carcaça na simulação numérica.

4.3.2 Fixadores

Para a definição dos fixadores foram analisadas as tensões máximas nos pontos de fechamento da carcaça e fixação da mesma, obtidos da simulação numérica e então comparados aos valores máximos de tração suportados pelos fixadores de cabeça cilíndrica com sextavado interno (1,24 GPa em cisalhamento), presentes no catálogo de produtos da fabricante Ciser. Definindo assim os fixadores do tipo Allen tamanho M5 para o fechamento e os do tipo Allen tamanho M8 para os pontos de fixação no chassi do protótipo Baja (CISER, 2022).

4.3.3 Óleo lubrificante

A definição do lubrificante é uma etapa de extrema importância para o projeto do redutor, visto que não só o dimensionamento mecânico define a vida útil do componente, mas também a definição do lubrificante e sua eficiência de lubrificação.

Para estimar o volume interno de óleo foi utilizado o equacionamento de Mazzo (2013) utilizando os parâmetros de potência transmitida pelo trem de engrenagens, velocidade tangencial máxima, número de dentes e ângulo de pressão. Valores aplicados apenas para a engrenagem submersa, visto que o posicionamento da caixa se dá à 25° da vertical.

O volume resultado do equacionamento de Mazzo (2013) foi de 118 ml. Sendo assim, a próxima etapa se dá pela definição das características físicas do lubrificante.

Utilizando a AGMA 9005-D94 foi determinado o tipo de lubrificante que relaciona a temperatura de trabalho e velocidade de trabalho. A Tabela 6 determina a viscosidade do fluido em função da temperatura de trabalho e velocidade relativa.

Tabela 6 - Lubrificantes AGMA 9005

Pitch line velocity of final reduction stage ^{a,b}	AGMA lubricant numbers, ^{c-e} ambient temperature °C/(°F) ^{f,g}			
	-40 to -10 (-40 to +14)	-10 to +10 (14 to 50)	10 to 35 (50 to 95)	35 to 55 (95 to 131)
Less than 5 m/s (1000 ft/min) ^h	3S	4	6	8
5–15 m/s (1000–3000 ft/min)	3S	3	5	7
15–25 m/s (3000–5000 ft/min)	2S	2	4	6
Above 25 m/s (5000 ft/min) ^h	0S	0	2	3

Fonte: Wessol A., Pirro e Daschner (2001, p. 222)

Considerando os resultados apresentados no relatório de projeto Baja, CTJ (2022), a temperatura de trabalho da carcaça anterior era em torno de 35~40°C e que a velocidade tangencial máxima na coroa 2 do eixo de saída é de 4,2 m/s, a viscosidade ideal para o lubrificante interno da carcaça deve ser 8, na escala AGMA ou ISO 680, com a viscosidade de aproximadamente 680 mm²/s à 40°C (LOBO, 2022).

Estimando assim, inicialmente, a seleção do fluido lubrificante e do volume necessário, contudo, é sugerido para um trabalho futuro, uma análise detalhada da dissipação de calor dos componentes internos do redutor, assim como a capacidade do fluido e da carcaça de dissipar esse calor para o ambiente, garantindo a temperatura de trabalho ideal dos mecanismos.

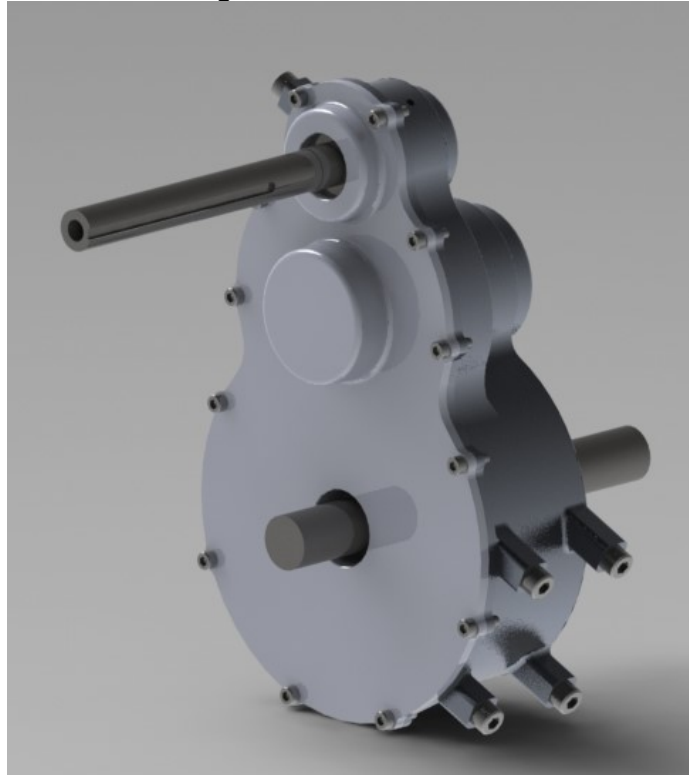
4.4 ANÁLISE NUMÉRICA

Na etapa de análise geométrica serão apresentados os resultados das simulações numéricas, analisando as tensões máximas encontradas, deformações e discutidos os resultados, analisando a possibilidade da implementação deste projeto, assim como as possíveis falhas.

4.4.1 Geometria preliminar

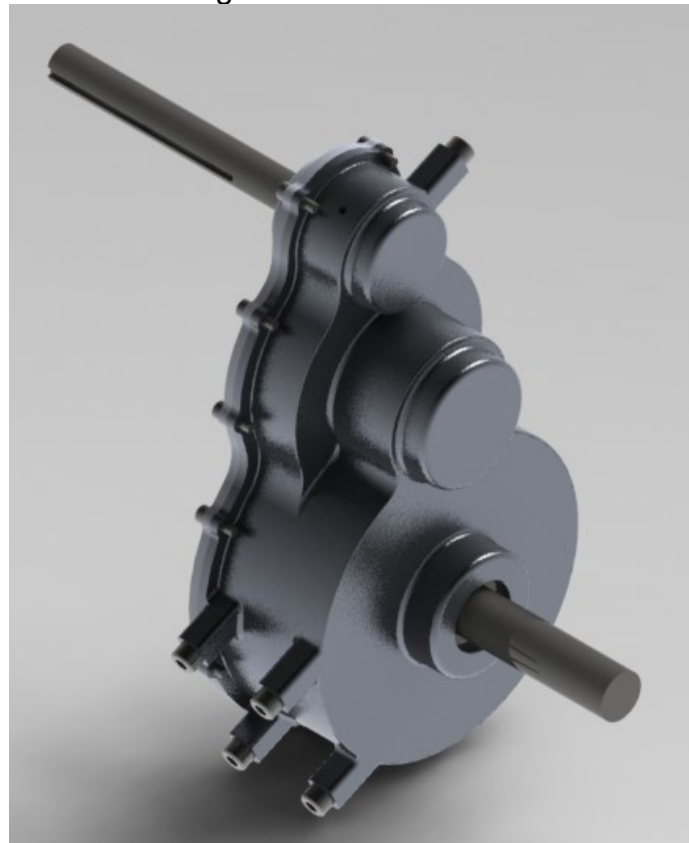
Nessa seção serão apresentadas as vistas da geometria final da carcaça que foi posteriormente simulada no software ANSYS, utilizando os carregamentos previamente levantados. As Figuras 35 e 36 são vistas renderizadas da carcaça, obtidas utilizando o software SolidWorks.

Figura 35- Vista lado A



Fonte: Autor (2022)

Figura 36- Vista lado B



Fonte: Autor (2022)

Nota-se que a geometria apresenta grande similaridade com o modelo anterior, diferenciando pelo fato do fechamento plano e a diferença dos pontos de fixação, pontos de fechamento, que de acordo com Baja (2022) no projeto anterior compartilhavam as duas funções e apresentava a espessura mínima de 3mm e no projeto novo tem a espessura mínima de 5 mm, devido a necessidade do aumento da rigidez estrutural. Outro ponto importante de ser observado são os cantos arredondados que promovem o alívio das tensões nas arestas da carcaça (NORTON 2013).

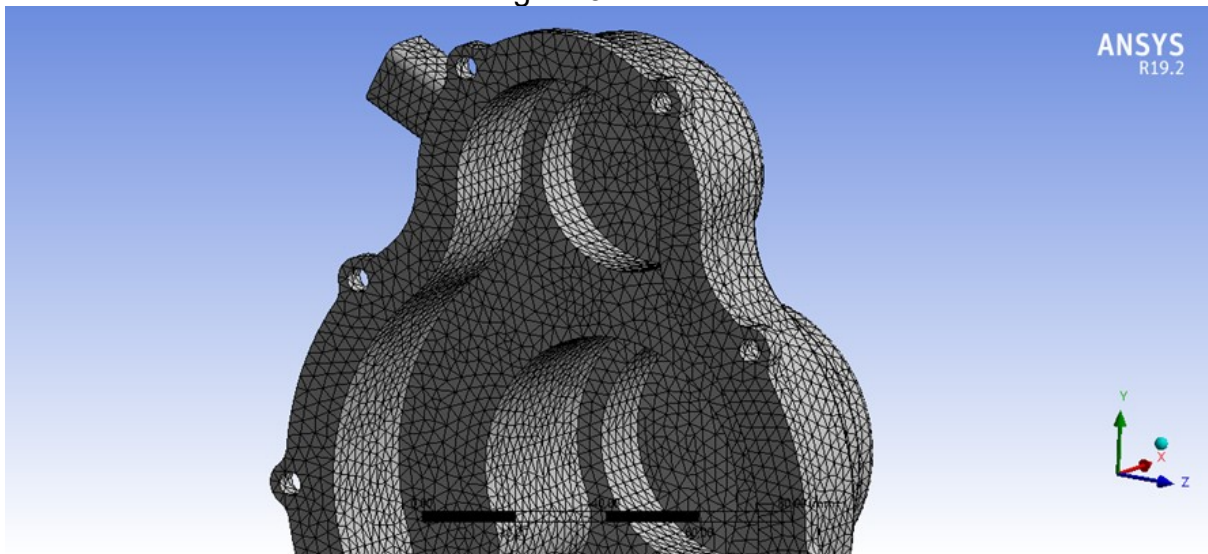
4.4.2 Malha

Para a simulação numérica alguns cuidados devem ser tomados visando a convergência dos resultados e a confiança nos mesmos, para isso foram criadas restrições de malha em algumas regiões da carcaça. Foram elas: Dimensão máxima de elemento em 3 mm e Mapeamento dos elementos interno aos mancais e pontos de fixação.

O ponto de maior influência na veracidade dos resultados obtidos se deu ao definir o tipo de elemento utilizado e o método de solução das equações diferenciais. A configuração adotada foi de elementos tetraédricos, os quais tendem a apresentar um contorno próximo ao da geometria em CAD, comparado ao elemento hexaédrico, para geometrias complexas. Além do fato de adotar o método de solução quadrático, que requer uma demanda computacional maior do que o linear, porém evita resultados com tensões concentradas nos nós dos elementos (FILHO, 2008).

A malha pode ser observada na Figura 37, com o foco na região interna do lado B da carcaça.

Figura 37- Malha



Fonte: Autor (2022)

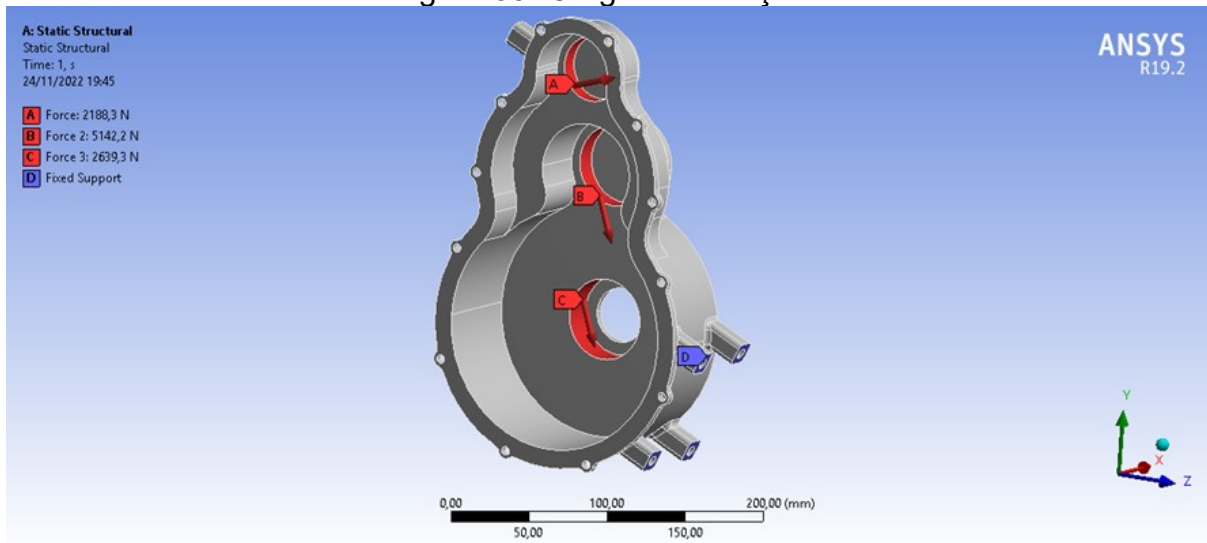
A média de qualidade dos elementos foi de 0,87. Os elementos com baixa qualidade encontram-se nos filetes externos da carcaça de 1 mm de raio, o refinamento desta região não foi realizado visto que após a simulação estes não foram pontos críticos de alta tensão.

Para validar a convergência dos resultados e a veracidade dos mesmos foi realizado um estudo de convergência dos resultados em função do tamanho da malha. O primeiro modelo com elementos de 5 mm de tamanho máximo, 68 mil elementos e qualidade média de elementos de 0,72 apresentou um nó com tensão concentrada em um dos filetes com raio de 3 mm. Após o refinamento dos elementos para 3 mm, a qualidade média subiu para 0,81 e a tensão máxima se manteve na mesma ordem de grandeza e ainda localizada na região filetada. E por fim, a malha final com refinamento nos filetes e mapeamento nos alojamentos dos mancais foram atingidos os resultados apresentados na seção de resultados.

4.4.2 Condições de contorno

Como previamente levantado na seção dos esforços, as cargas foram aplicadas na região interna dos mancais dos rolamentos, de acordo com os valores presentes na Tabela 5 e os pontos de fixação nas faces em contato com o chassi do veículo, como ilustra a Figura 38.

Figura 38- Cargas e restrições



Fonte: Autor (2022)

Note a orientação da carga A, no mancal do eixo primário, isso se dá pelo fato do eixo primário sofrer esforços da polia da CVT, causados pela tensão da correia, aumentando em 350 N, aproximadamente, a força na direção X do eixo.

4.4.3 Material

Para a definição do material, como previamente levantado no projeto conceitual, foi definido o alumínio. Sendo assim foi definido, no software ANSYS, a criação de materiais um material isotrópico com: Módulo de elasticidade de 71,7 GPa e o Coeficiente de Poisson de 0,34, parâmetros necessários para a solução das equações diferenciais (NORTON, 2013).

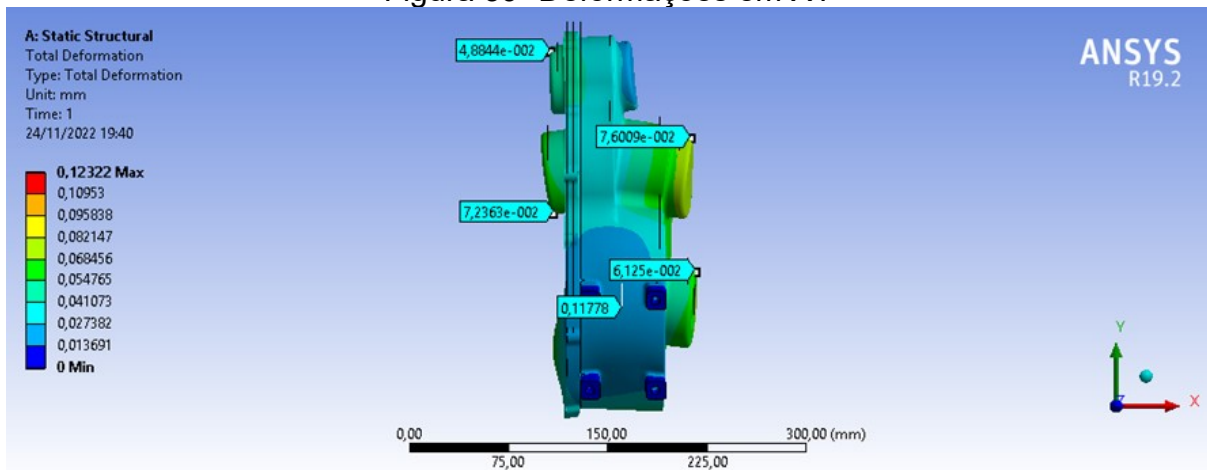
5 RESULTADOS

Nesta seção serão apresentados e discutidos todos os resultados provenientes da simulação numérica.

5.1 DEFORMAÇÃO

Iniciando pela apresentação dos resultados de deformação máxima da carcaça e as suas influências na vida útil das engrenagens. A Figura 39 é a representação gráfica das deformações em relação ao plano XY, na referência do software ANSYS.

Figura 39- Deformações em XY



Fonte: Autor (2022)

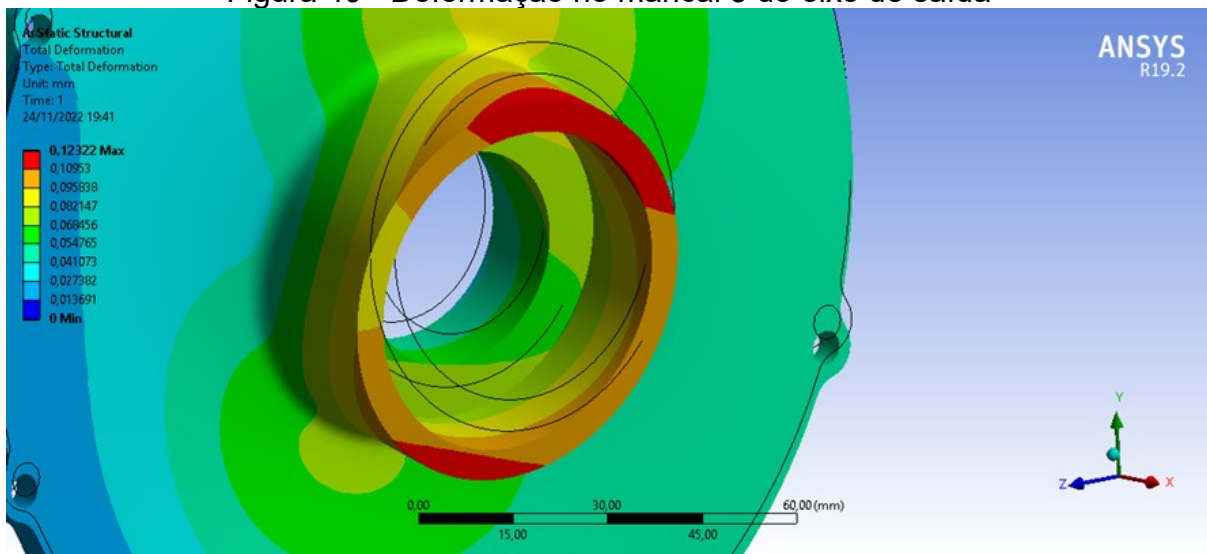
Foram destacados os pontos de deslocamento máximo na região dos mancais, visando realizar uma análise do deslocamento dos mancais que por sua vez causam o desalinhamento dos eixos, consequentemente desgastando irregularmente e até mesmo podendo causar a falha das engrenagens.

Para estimar o desalinhamento máximo, em graus, das engrenagens, foram obtidos os deslocamentos dos mancais, para cada um dos eixos e utilizando equações trigonométricas foi calculado o ângulo de inclinação máximo das engrenagens acopladas aos eixos. Foi adotado como fator crítico o desalinhamento angular das engrenagens pois a excentricidade dos eixos, causado pela flambagem dos eixos é

compensado pela geometria evolvente dos dentes das engrenagens, que compensam pequenas variações de excentricidade dos eixos (NORTON 2013).

Após o levantamento dos deslocamentos nos mancais, foi identificado o ponto crítico no eixo de saída, tornando assim, esse, o eixo da análise mais aprofundada de deslocamento. A representação gráfica da região de maior deformação está ilustrada na Figura 40 (escala de 89 vezes).

Figura 40 - Deformação no mancal 3 do eixo de saída



Fonte: Autor (2022)

Ao obter os valores de deslocamento nos mancais (δ) e o comprimento total do eixo (l), utilizando a equação 3 foi estimada a variação angular do eixo de saída.

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{\delta}{l} \right) \quad (3)$$

O resultado obtido foi de uma variação angular (φ) de $0,12^\circ$, este valor foi comparado com as referências presentes no livro de Norton (2013) que estima a variação angular de eixos em até $0,5^\circ$. E ainda como uma segunda verificação, foi estimado o deslocamento do eixo de saída, devido a deformação dos mancais e o valor de 0,12 mm, calculado pelo software ANSYS, que está dentro do estimado por Budynas e Nisbett (2011) de acordo com a Tabela 7.

Tabela 7 - Deflexões transversais máximas

Inclinações	
Engrenagens retas com $P < 4$ dentes/cm	0,25 mm
Engrenagens retas com $5 < P < 8$	0,125 mm
Engrenagens retas com $9 < P < 20$	0,075 mm

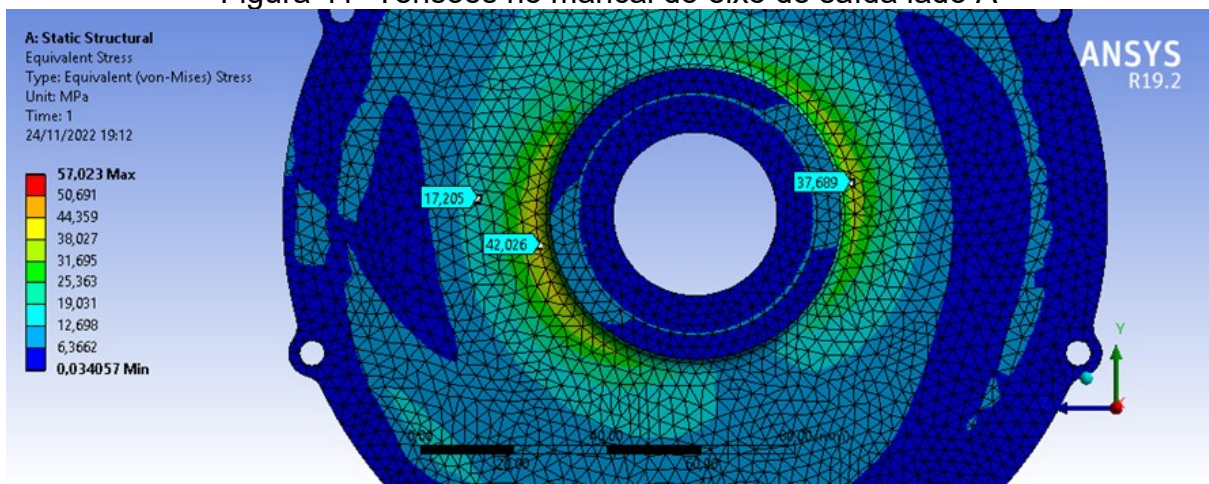
Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 393)

Onde P é calculado pela razão do diâmetro primitivo da engrenagem pelo número de dentes, enquadrando-se no caso 1 de uma deflexão transversal máxima de 0,25 mm. Sendo então validado que os resultados obtidos estão dentro do estimado pelas literaturas de projeto de máquina.

5.2 TENSÃO

Para análise das tensões, foi utilizada a análise de tensão equivalente de Von Mises para materiais dúcteis, proposta por Norton (2013). As Figuras 41, 42 e 43 são as representações gráficas das tensões máximas obtidas, localizadas na região dos mancais e ponto de ancoragem.

Figura 41- Tensões no mancal do eixo de saída lado A

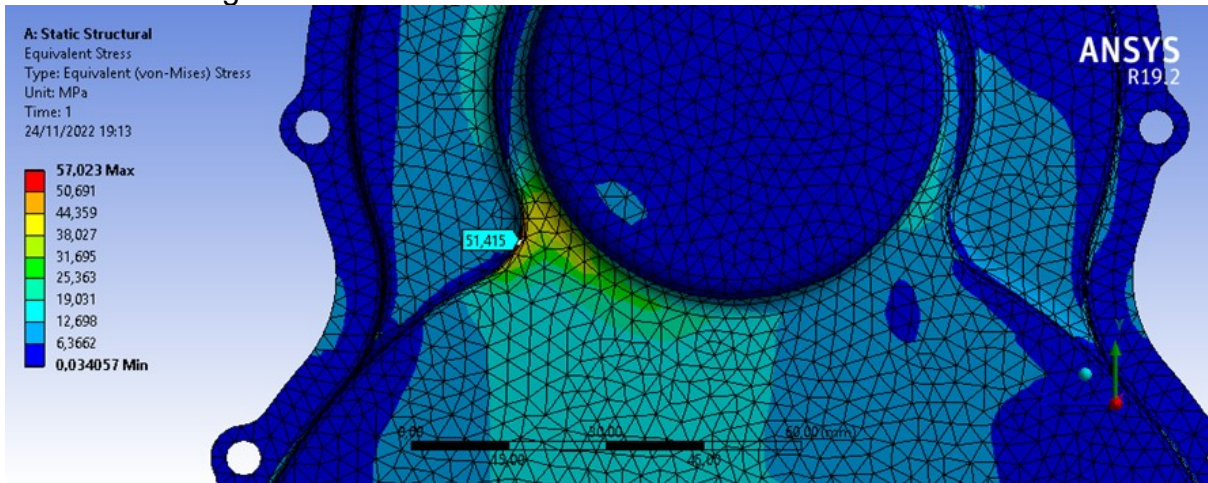


Fonte: Autor (2022)

Iniciando a análise no ponto onde ocorreu a maior deslocamento é possível observar que as tensões máximas estão localizadas na área filetada, que conecta o alojamento do mancal à face plana da caixa, chegando na tensão máxima de Von

Mises de 42 Mpa. Isso é justificado pelo fato de existir uma variação significativa da seção, proporcionando uma concentração de tensões.

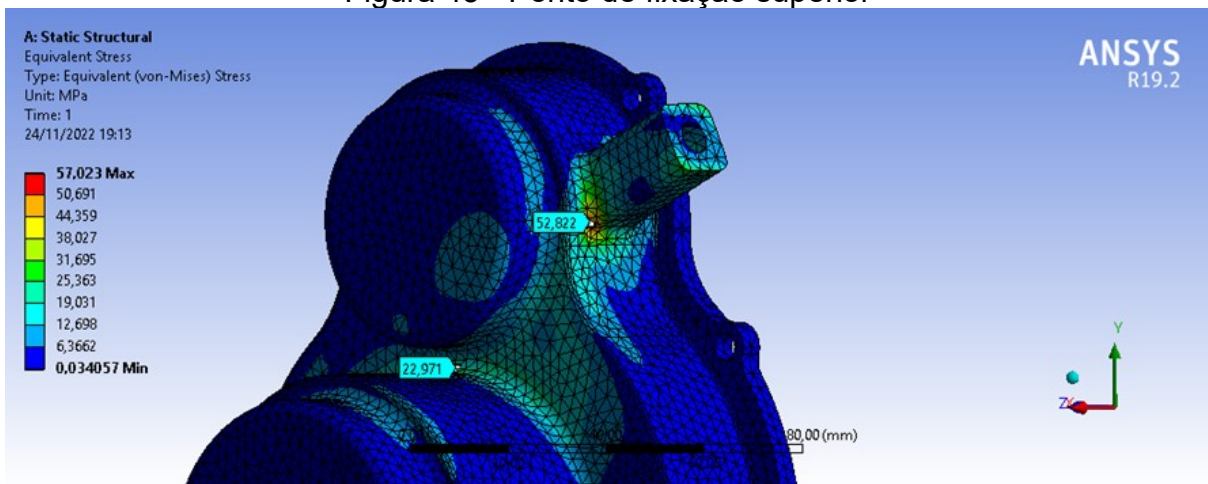
Figura 42- Tensão no mancal do eixo intermediário lado B



Fonte: Autor (2022)

Nota-se, assim, como anteriormente um aumento significativo da tensão na região filetada, porém dessa vez, no lado B, externamente, chegando ao valor de 51 Mpa. Porém o ponto crítico, de maior tensão foi no ponto de fixação superior, que atingiu o valor de 57,02 MPa, a Figura 43 ilustra o ponto em destaque.

Figura 43 - Ponto de fixação superior



Fonte: Autor (2022)

Para entender melhor o comportamento da tensão nesta região foi realizado um destaque na extremidade oposta do elemento com a tensão máxima, que atingiu o valor de 52,82 MPa, esse fato mostra que esse aumento abrupto de 4,2 MPa em um

único elemento representa uma falha de malha, e não um ponto de concentração de tensão. Podendo então, tomar como a tensão máxima sofrida na carcaça de 52,82 Mpa (FILHO, 2008).

5.3 DEFINIÇÃO DA LIGA

Por fim, após obter todos os resultados de tensões e deformações, é necessário escolher a liga de alumínio a ser utilizada para a fabricação do componente. Utilizando o catálogo de especificações técnicas das ligas de alumínio comercializadas pela empresa Alumiplast foi definida a liga 6063-T5, com seu limite de escoamento em 105 MPa, proporcionando um coeficiente de segurança de 1,99, que de acordo com o Quadro 3 e utilizando a equação 6 presentes na seção de fundamentação teórica (ALUMIPLAST, 2022).

6 CONCLUSÕES

Este trabalho teve como objetivo realizar o projeto de aprimoramento na carcaça da caixa de redução utilizado pela equipe CTJ Baja, visando otimizar o projeto do protótipo Baja. Para isso, foi realizada toda uma análise dos problemas relatados pelos integrantes da equipe, e então, utilizando a ferramenta PRODIP, a qual propôs a criação dos projetos: Informacional, Conceitual, Preliminar e Detalhado.

Na justificativa do trabalho, foram pontuados os principais problemas da caixa atualmente utilizada pela equipe CTJ Baja, através de entrevistas com os integrantes, além da inclusão das ponderações do autor, o qual foi responsável pelo setor de transmissão da equipe, por quatro anos. Dentre eles, o ponto crítico da carcaça foi o fato de não existir uma superfície plana para o fechamento da carcaça, além dos pontos de fixação e fechamento que são os mesmos, impossibilitando o fechamento e fixação posterior no chassi do veículo.

Em seguida, foi realizada etapa do projeto informacional, a qual levantou, por uma pesquisa divulgada entre integrantes de equipes Baja, as necessidades do cliente foram utilizadas como entradas na criação da matriz QFD, assim como o diagrama de Mudge ponderado pelo autor. Estimando então, as necessidades mais importantes: Possuir baixo custo de fabricação e Ter fácil manutenção, pontos esses de maior atenção na etapa conceitual do projeto.

No processo de criação dos conceitos, foi criada a matriz morfológica, que sugeriu 3 diferentes soluções para os requisitos de: Tipo de fechamento, Lubrificação, Fabricação e Material. Possibilitando então, a criação de três conceitos diferentes, cada um deles visando atender as três principais necessidades dos clientes, sendo o conceito 3 o selecionado, utilizando uma matriz de decisão. Em seguida, na etapa preliminar, foram estimadas as cargas e definidos parâmetros técnicos da carcaça, como a definição dos fixadores e lubrificante.

Para a etapa detalhada foi apresentada a geometria final proposta pelo autor e também as entradas utilizadas no software ANSYS para a simulação numérica para estimar as tensões máximas sofridas na carcaça da caixa, em função das cargas sofridas nos mancais dos eixos que suportam as engrenagens cilíndricas de dentes retos, além do levantamento das propriedades mecânicas do alumínio e inclusão na biblioteca de materiais do software.

Por fim, na etapa de apresentação dos resultados, foram levantadas análises de deformação máxima e suas influências na vida útil das engrenagens, validando então a rigidez necessária para o projeto, utilizando referências bibliográficas de projetos de máquina. Assim como foram apresentadas as tensões máximas na carcaça modelada em 3D e então defendia a liga 6063-T5 para a fabricação da nova carcaça, com um coeficiente de segurança de 1,99. Concluindo assim o objetivo geral e específico deste trabalho.

Como sugestão do autor, pra trabalhos futuros, é indicado um projeto detalhado, visando uma otimização da geometria para fabricação, possibilitando reduzir o custo de fabricação, aumentando assim, a satisfação dos clientes, além da sugestão previamente mencionada, relacionada à análise térmica para estimar com exatidão o volume necessário e fluido lubrificante, usando um método de balanço energético.

REFERÊNCIAS

- AKASHI, Alexandre. **Câmbio automático: saiba se vale a pena e os principais problemas**. Disponível em: <https://autoesporte.globo.com/carros/noticia/2017/09/cambio-automatico-saiba-se-vale-pena-e-os-principais-problemas.ghtml>. Acesso em: 01 out. 2022.
- ALUMIPLAST. **Especificações Técnicas**. [mensagem pessoal] Mensagem recebida por: <vmmiguel9@gmail.com>. em: 15 nov. 2022.
- BACK, N. et al. **Projeto Integrado de produtos**. 1. ed. Barueri: Editora Manole, 2008.
- BAJA, C. **Relatório de projeto**. [mensagem pessoal] Mensagem recebida por: <vmmiguel9@gmail.com>. em: 10 nov. 2022.
- CTJ, B. **Relatório de Projeto Equipe CTJ Baja**. Joinville: [S.I.], 2022
- CTJ B. **CTJ Baja UFSC**. Disponível em: <https://www.linkedin.com/company/ctj-baja-ufsc/?originalSubdomain=br>. Acesso em: 16 out. 2022.
- BOSCH, Robert. **Manual de Tecnologia Automotiva**. 25. ed. São Paulo: Editora Edgard Blucher, 2005.
- BRETAS, Lucas. **Problemas do redutor**. [mensagem pessoal] Mensagem recebida por: <vmmiguel9@gmail.com>. em: 17 ago. 2022.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de máquinas de shigley: projeto de engenharia mecânica**. 8. ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda, 2011.
- CISER. **Catálogo de Produtos**. Disponível em: <https://www.ciser.com.br/userfiles/downloads/catalogo-de-produtos-ciser.pdf>. Acesso em: 15 nov. 2022.
- COLLINS, J. A.; BUSBY, H. R.; STAAB, G. H. **Machine design of machine elements and machines**. 2. ed. New York, United States of America: John Wiley and Sons, 2009.
- CROLLA, David A.; **Automotive Engineering: powertrain, chassis system and vehicle body**. Oxford: Elsevier, 2009.
- ESQUITINO, Rodrigo. **Memorial de cálculos**. [mensagem pessoal] Mensagem recebida por: <vmmiguel9@gmail.com>. em: 21 nov. 2022.
- FILHO, A. **Elementos finitos: a base da tecnologia CAE**. Sao Paulo: Editora Erica, 2008. ISBN 978-8571947412.
- FONSECA, A. J. H. **Sistematização do processo de obtenção das especificações de projeto de produtos industriais e sua implementação**

computacional. Tese de doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2000.

GAGED. **GX9 CVT System.** Disponível em: <https://www.gagedengineering.com/gx9-systems/#GX9-BAJA-CVT-LOADED-Read-to-Run-Out-of-the-Box>. Acesso em: 16 nov. 2022.

GENTA, G.; MORELLO, L. **The automotive Chassis - Volume 1: Components design.** 1. ed. Torino, Italy: Springer, 2009.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals.** Nova York: McGraw-Hill Education, 2018.

HONDA. **Scooter PCX.** Disponível em: <https://www.honda.com.br/motos/street/scooter/pcx>. Acesso em: 15 nov. 2022.

JELASKA, D. **Gears an gears drives.** 1. ed. Chichester, United Kingdom: John Wiley and Sons Ltda, 2012.

JUVINALL, R.; MARSHEK, K. M. **Projeto de componentes de máquina.** 4. ed. Rio de Janeiro: John Wiley and Sons, 2013.

LOBO, Marcos Thadeu. **Redutores de velocidade do tipo parafuso sem-fim e coroa.** Disponível em: <https://portallubes.com.br/2020/09/redutores-de-velocidade-do-tipo-parafuso-sem-fim-e-coroa/>. Acesso em: 22 nov. 2022.

MARTORANO, E. **O QFD no projeto e desenvolvimento de produto com ênfase na abordagem de 4 fases.** 1993, Tese (Mestrado). Curso de engenharia de produção e sistemas - Universidade Federal de Santa Catarina.

MAZZO, Norberto. **Engrenagens cilíndricas da concepção à fabricação.** São Paulo: Blucher, 2013.

MORITZ, Gilberto de Oliveira; PEREIRA, Maurício Fernandes. **Processo Decisório.** Florianópolis: Departamento de Ciências da Administração, 2015.

NAUNHEIMER, Harald et al. **Automotive Transmissions: fundamentals, selection, design and application.** 2. ed. Berlin: Springer, 2010.

NEDIP-UFSC. **Metodologia PRODIP.** Jan. 2022. Disponível em: <https://nedip.ufsc.br/sessao/modelo-prodip-1>. Citado nas pp. 34–37.

NITZKE, Claudio; HILGERT, Carlos Marcelo Todeschini. **Processo de fabricação de terminal de junta homocinética, terminal de junta homocinética aperfeiçoado e ferramenta para brochamento de terminal de junta homocinética.** BR n. PI 9802768-9. Depósito: 14 ago. 1998. Concessão: 25 abr. 2000.

NORTON, Robert L.. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada.** 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1028 p.

PAULI, Evandro Armini de et al. **Lubrificação - Mecânica**. Vitória: Senai, 1997.

ROMANO, L. N. **Modelo de referência para o processo de desenvolvimento de máquinas agrícolas**. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2003.

ROMEIRO, E. et al. **Projeto do Produto**. 1. ed. Rio de Janeiro: Elsevier, 2010.

ROSENFELD, H. et al. **Gestão e desenvolvimento de produtos**. 1. ed. São Paulo: Editora Saraiva, 2006.

SAE. **REGULAMENTO ADMINISTRATIVO E TÉCNICO BAJA SAE BRASIL**.

Disponível em: http://saebrasil.org.br/wp-content/uploads/2020/03/RATBSB_emenda_03.pdf. Acesso em: 18 nov. 2022.

SCHMID, S. R.; HAMROCK, B. J.; JACOBSON, B. O. **Fundamentals of machine elements**. 3. ed. Boca Raton, United States of America: CRC Press, 2014.

SHABBIR, Wassif; EVANGELOU, Simos A.. **Efficiency analysis of a continuously variable transmission with linear control for a series hybrid electric vehicle**. In: WORLD CONGRESS THE INTERNATIONAL FEDERATION OF AUTOMATIC CONTROL CAPE TOWN, 19., 2014, Africa do Sul. Proceedings [...] . [S.L.]: Ifac, 2014. p. 6264-6269.

SILVA, Cleyton. **Diferencial automotivo**. Disponível em: <https://namecanica.wordpress.com/2012/09/24/diferencial-automotivo/>. Acesso em: 23 nov. 2022.

SILVA, Vinícius. **QFD: OS 6 PASSOS PARA PREENCHER E ANALISAR A CASA DA QUALIDADE**. 2017. Disponível em: <https://www.kitemes.com.br/2017/05/02/qfd-os-6-passos-para-preencher-e-analisar-a-casa-da-qualidade/>. Acesso em: 18 nov. 2022.

STEPHENS, R. et al. **Metal Fatigue in Engineering**. 2. ed. New York, United States of America: Wiley Interscience, 2000.

STRATTON, Briggs &. **Specifications 7,5 Gross kW**. Disponível em: https://www.vanguardpower.com/eu/en_gb/product-catalog/engines/single-cylinder-horizontal-shaft/75-gross-kw.html. Acesso em: 16 nov. 2022.

THIRUGNANASAMBANDAM, Mirunalini; PARIDA, Bhubaneswari; WILLIAM, Andrew J; PRASAD, Navin; RAMAMURTI, V. **Design of Transmission Housing**. Proc Indian Natn Sci Acad, Montreal, v. 5, n. 75, p. 137-143, dez. 2009.

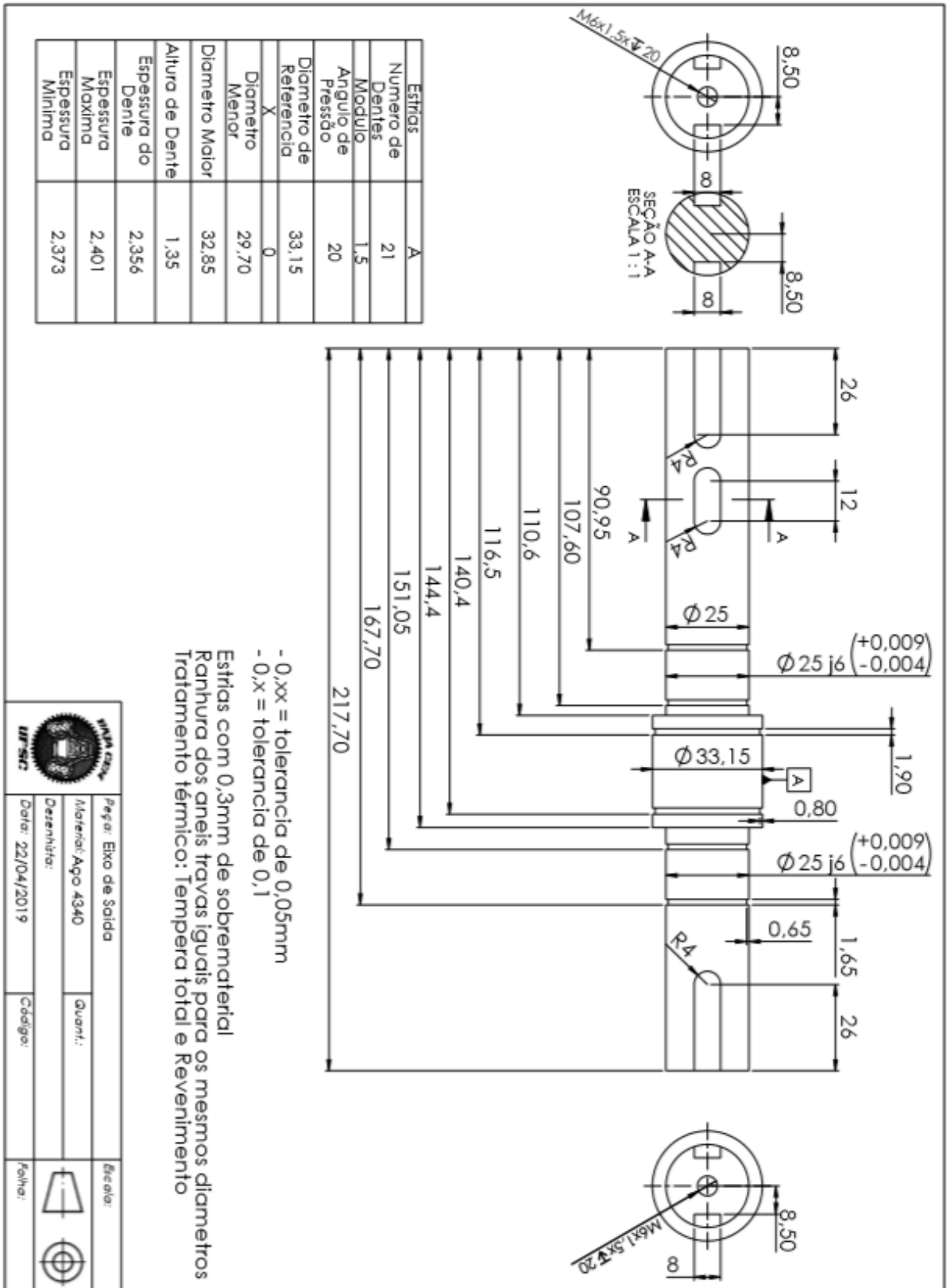
VAZ, Cleiton. **Matriz QFD em Excel**. 2016. Disponível em: <http://cleitonvaz.com.br/>. Acesso em: 18 nov. 2022.

WESSOL, A; PIRRO, D; DASCHNER, E. **Lubrication Fundamentals**. Boca Raton: Crc Press, 2001.

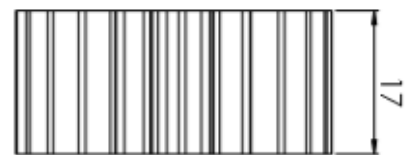
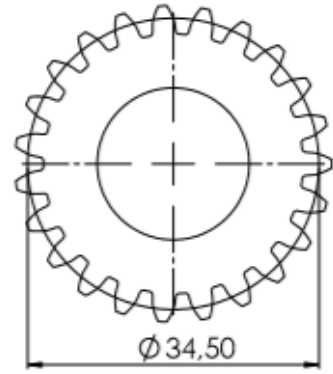
WONG, J. **Fundamentals of Ground Vehicles**. Ottawa: John Wiley & Sons, INC., 2001.

ZAVADILA, P. et al. **Possibilidades de uso da matriz morfológica no processo de geração de alternativas em design**. Blucher Design Proceedings, v. 1, n. 4, p. 1–12, 2014.

APÊNDICE C





APÊNDICE D

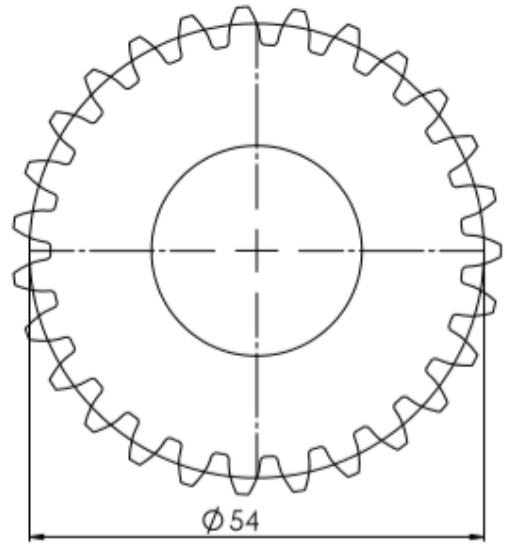


Tempera Total com Dureza de 60HRC

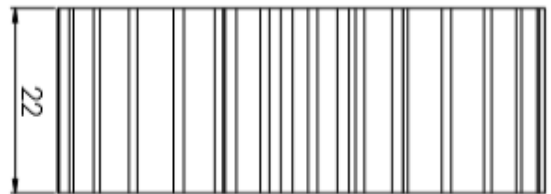
Pinhão 1	[mm]
Numero de Dentes	23
Modulo	1,5
Angulo de Pressão	20
Diametro Primitivo	34,50
X	0
Diametro de Base	32,42
Diametro Externo	37,50
Diametro de Raiz	30,75
Espessura do Dente	3,62

		Peça: Pinhão 1		Escala:	
Material: 4340		Quantidade: 1			
Desenhista:		Data: 07/04			
Caderno:		Folha:			

APÊNDICE E



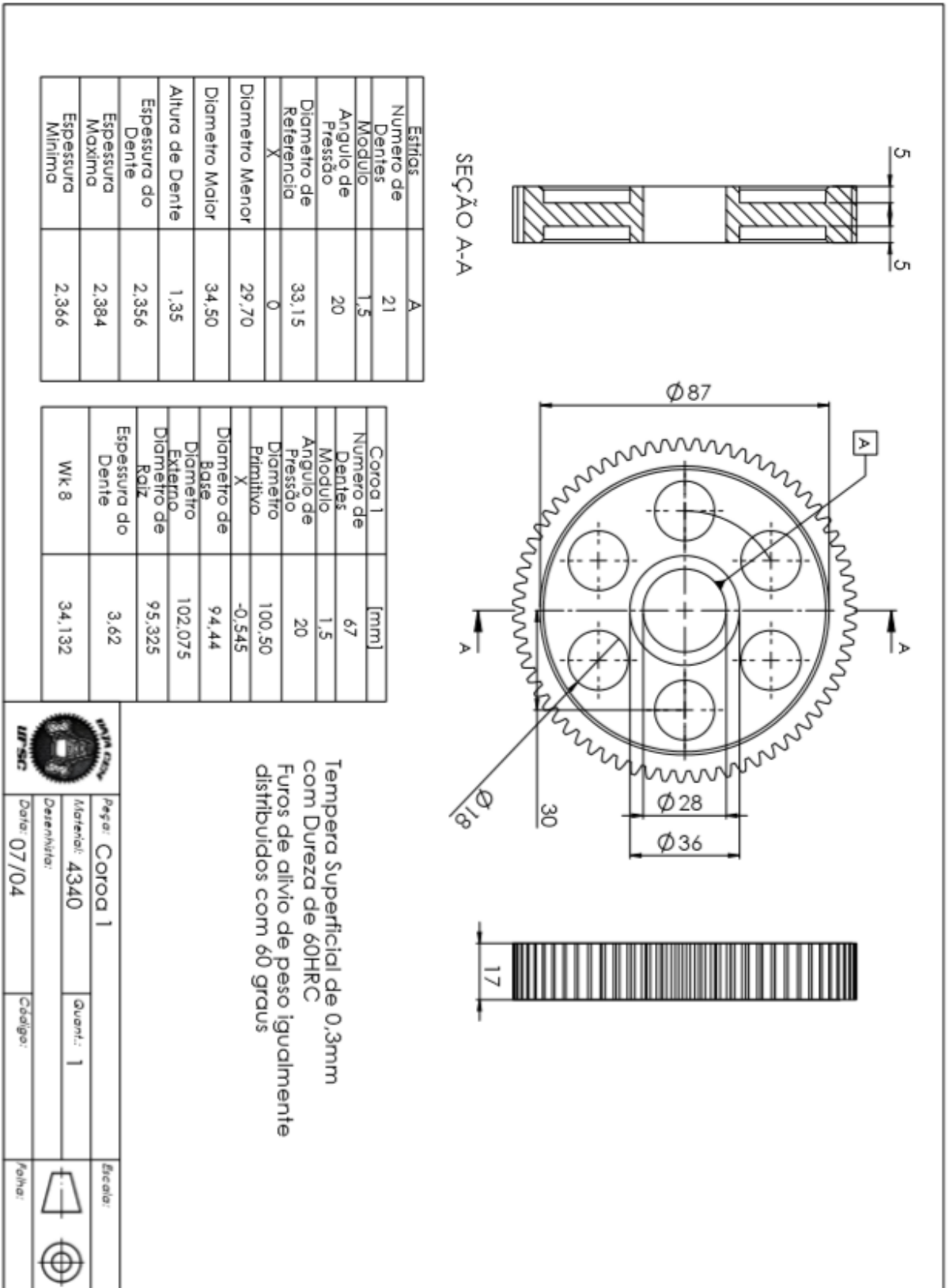
Pinhão 2	[mm]
Numero de Dentes	27
Modulo	2
Angulo de Pressão	20
Diametro Primitivo	54
X	0,13
Diametro de Base	50,74
Diametro Externo	58,00
Diametro de Raiz	49,00
Espessura do Dente	5,00



Tempera Total com dureza de 60HRB

		Peça: Pinhão 2		Escala:	
Material: 4340		Quant.: 1			
Desenhista:		Cálculo:			
Data: 07/04					

APÊNDICE F



APÊNDICE G

