

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LUCCA TARDIVO CIRQUEIRA

**PROJETO DE CAIXA DE REDUÇÃO POR
ENGRENAGENS PARA VEÍCULO BAJA SAE E
IMPACTO DA INÉRCIA ROTACIONAL DOS
COMPONENTES NA PERFORMANCE**

SÃO CARLOS -SP
2023

LUCCA TARDIVO CIRQUEIRA

**PROJETO DE CAIXA DE REDUÇÃO POR ENGRENAGENS PARA VEÍCULO BAJA SAE E
IMPACTO DA INÉRCIA ROTACIONAL DOS COMPONENTES NA PERFORMANCE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de São Carlos, para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador:
Prof. Dr. Alexandre Tácito Malavolta

São Carlos-SP
2023

FICHA CATALOGRÁFICA

Cirqueira, Lucca Tardivo

Projeto de caixa de redução por engrenagens para veículo Baja SAE e impacto da inércia rotacional dos componentes na performance / Lucca Tardivo Cirqueira - 2023.
78f.

TCC (Graduação) - Universidade Federal de São Carlos, campus São Carlos, São Carlos
Orientador: Alexandre Tácito Malavolta
Banca Examinadora: João Gustavo Pereira da Silva, Luis Antonio Oliveira Araujo
Bibliografia

1. Baja. 2. Caixa de redução. 3. Inércia rotacional. I. Cirqueira, Lucca Tardivo. II. Título.



FUNDAÇÃO UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS

COORDENAÇÃO DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA - CCEMec/CCET

Rod. Washington Luís km 235 - SP-310, s/n - Bairro Monjolinho, São Carlos/SP, CEP 13565-905

Telefone: (16) 33519703 - <http://www.ufscar.br>

DP-TCC-FA nº 4/2023/CCEMec/CCET

Graduação: Defesa Pública de Trabalho de Conclusão de Curso

Folha Aprovação (GDP-TCC-FA)

FOLHA DE APROVAÇÃO

LUCCA TARDIVO CIRQUEIRA

PROJETO DE CAIXA DE REDUÇÃO POR ENGRENAGENS PARA VEÍCULO BAJA SAE E IMPACTO DA INÉRCIA ROTACIONAL DOS COMPONENTES NA PERFORMANCE

Trabalho de Conclusão de Curso

Universidade Federal de São Carlos – Campus São Carlos

São Carlos, 16 de março de 2023

ASSINATURAS E CIÊNCIAS

Cargo/Função	Nome Completo
Orientador	Alexandre Tácito Malavolta
Membro da Banca 1	Luis Antonio Oliveira Araujo
Membro da Banca 2	João Gustavo Pereira da Silva



Documento assinado eletronicamente por **Alexandre Tácito Malavolta, Docente**, em 16/03/2023, às 15:41, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Joao Gustavo Pereira da Silva, Docente**, em 16/03/2023, às 15:41, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Luis Antonio Oliveira Araujo, Docente**, em 16/03/2023, às 15:42, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site <https://sei.ufscar.br/autenticacao>, informando o código verificador **0954890** e o código CRC **613EE41B**.

Dedico este trabalho à minha família e amigos, em especial aos meus pais, Renata e Marcelo, e ao meu irmão, Igor, por todo suporte e apoio incondicional em todos os momentos. Dedico também à equipe Baja UFSCar, por ter me proporcionado as melhores e mais marcantes experiências da minha graduação, onde pude me desenvolver tecnicamente e, acima de tudo, como pessoa.

AGRADECIMENTO

Aos meus pais, Renata e Marcelo, pela educação e amor que me deram e por nunca medirem esforços para me ajudar a encontrar meu caminho.

Ao meu irmão, Igor, por me incentivar a sempre procurar ser a minha melhor versão e me lembrar de nunca desistir.

À minha família e aos meus amigos, por me acompanharem durante toda a jornada, onde compartilhamos as conquistas e nos apoiamos nas dificuldades.

Ao professor Alexandre Malavolta, pela orientação e paciência no desenvolvimento deste trabalho e durante a graduação.

Ao técnico Leonildo Pivotto, pelo suporte e disponibilidade de sempre para ajudar na evolução da equipe Baja UFSCar.

Aos demais professores e técnicos-administrativos da UFSCar, que contribuíram para minha formação.

Ao senhor Braz Martins Teixeira (*in memoriam*), responsável pelo excelente trabalho na fabricação dos modelos de fundição da carcaça da caixa de redução.

À equipe Baja UFSCar e todos os seus membros e ex-membros, que tive o prazer de compartilhar experiências e aprendizados, tanto no âmbito técnico quanto pessoal, além de me presentear com amizades que levarei para o resto da vida. Em especial, gostaria de agradecer aos amigos e colegas de equipe, Fernando Kojima, João Victor Teixeira e Anna Luiza Ribeiro, que tiveram enorme participação no desenvolvimento deste trabalho, tornando-o possível de ser realizado.

“Esforce-se pelo progresso, não pela perfeição.”

Autor desconhecido

RESUMO

O presente trabalho apresenta o projeto de uma caixa de redução por engrenagens para um veículo Baja SAE, para a equipe Baja UFSCar, e um estudo para mensurar o impacto da inércia rotacional dos componentes rotativos do sistema de transmissão na performance do protótipo. A caixa de redução (ou redutor) representa o segundo estágio da transmissão, e tem como função complementar o primeiro estágio, realizado por uma CVT (*Continuously Variable Transmission*, ou Transmissão Continuamente Variável), de forma a fornecer torque suficiente às rodas para que o veículo tenha o melhor desempenho possível e seja capaz de transpor os obstáculos presentes nas competições oficiais da SAE (*Society of Automotive Engineers*, ou Sociedade dos Engenheiros da Mobilidade). O objetivo do trabalho foi apresentar o projeto desenvolvido do redutor do protótipo “M8”, utilizado de 2020 a 2022 pela equipe Baja UFSCar, destacando as principais considerações feitas e decisões tomadas, baseadas nos parâmetros de entrada, limitações e recursos disponíveis da equipe. O principal foco foi a redução de massa dos componentes (engrenagens, eixos, carcaça), visando melhorar a performance geral do veículo e superar o desempenho de seu antecessor, o protótipo “Moisés” usado em 2018 e 2019. O dimensionamento dos componentes foi realizado seguindo normas e bibliografias tradicionais, porém com uma abordagem menos conservadora buscando evitar o superdimensionamento característico dessas metodologias, e através de simulações em elementos finitos buscando otimização. Além da performance, outro indicador adotado para avaliar a evolução do projeto foi a inércia rotacional dos componentes rotativos do sistema de transmissão. Foi feito o equacionamento da inércia rotacional equivalente do sistema, e sua conversão para uma massa equivalente, possibilitando mensurar seu impacto na performance do veículo. O estudo realizado mostrou que o principal fator que contribuiu para o aumento da performance foi a redução de massa do veículo como um todo, sendo a inércia rotacional dos componentes um fator secundário. De maneira geral, o presente trabalho atingiu seus objetivos propostos, pois ainda que existam melhorias a serem implementadas, o projeto da caixa de redução apresentado contribuiu para a que a equipe Baja UFSCar atingisse resultados expressivos nas competições da SAE.

Palavras-chave: Baja; Caixa de Redução; Sistema de Transmissão; Inércia Rotacional; Performance.

ABSTRACT

This work describes the design of a gearbox for a Baja SAE vehicle, for the Baja UFSCar team, and a study to measure the impact of the rotational inertia of the transmission system on the prototype's performance. The gearbox represents the second stage of the transmission, and its function is to complement the first stage, carried out by a CVT (Continuously Variable Transmission), in order to provide enough torque to the wheels so that the vehicle will have the best possible performance and be able to overcome the obstacles present in official SAE (Society of Automotive Engineers) competitions. The objective of this work was to present the developed project of the gearbox of the "M8" prototype, used from 2020 to 2022 by the Baja UFSCar team, highlighting the main considerations made and decisions taken, based on the team's input parameters, limitations, and available resources. The focus was on reducing the mass of components (gears, shafts, housing), aiming to improve the vehicle's overall performance and outperform its predecessor, the "Moisés" prototype used in 2018 and 2019. The dimensioning of the components was made according to traditional standards and bibliographies, but with a less conservative approach in order to avoid the oversizing that is typical of these methodologies, and also using finite element simulations for optimization. Besides performance, another indicator used to evaluate the evolution of the project was the rotational inertia of the rotating components of the transmission system. The equivalent rotational inertia of the transmission was equated, and converted to an equivalent mass, making it possible to measure its impact on the vehicle's performance. The study showed that the main factor that contributed to the performance increase was the mass reduction of the vehicle as a whole, with the rotational inertia of the components being a secondary factor. In general, the present work achieved its proposed objectives, because even though there are improvements to be made, the gearbox project presented contributed to Baja UFSCar team reaching expressive results in SAE competitions.

Keywords: Baja; Gearbox; Transmission System; Rotational Inertia; Performance.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Protótipo “Moisés” da equipe Baja UFSCar, utilizado em 2018 e 2019	17
Figura 2 - Sistema de transmissão do protótipo “Moisés”	17
Figura 3 - Motor Briggs & Stratton® utilizados pelos veículos Baja SAE.....	18
Figura 4 - Modelo CVTech-AAB® utilizado pela equipe Baja UFSCar.....	18
Figura 5 - Modelo 3D da caixa de redução do protótipo "Moisés"	19
Figura 6 - Par de engrenagens	23
Figura 7 - Geometria de contato de um par de engrenagens	24
Figura 8 - Tipos de acoplamento entre eixos e elementos mecânicos.....	27
Figura 9 - Método de lubrificação por banho	31
Figura 10 - Fluxograma do projeto.....	34
Figura 11 - Engrenagens do redutor do “Moisés” após ensaio de líquido penetrante.....	35
Figura 12 – Pinhão do segundo par de engrenagens após falha mecânica	35
Figura 13 - Usinagem da carcaça da caixa de redução do “Moisés” no LPF	36
Figura 14 - Interior da carcaça do redutor do “Moisés”	37
Figura 15 - Modelo 3D da caixa de redução do protótipo “Moisés” montada.....	37
Figura 16 - Curva de torque do motor Briggs & Stratton®.....	38
Figura 17 - Curva de redução da CVT da marca CVTech-AAB®	38
Figura 18 - Fluxograma do cálculo da redução fixa ideal	39
Figura 19 - Representação dos eixos do sistema de transmissão do veículo baja.....	44
Figura 20 - Inércia rotacional de componente obtida do modelo 3D	46
Figura 21 - Experimento da oscilação do pêndulo de torção	47
Figura 22 - Procedimento para mensurar o momento de inércia dos componentes	48
Figura 23 - Simulação dos alívios de massa da coroa 1	52
Figura 24 - Simulação dos alívios de massa da coroa 2	52
Figura 25 - Engrenagens da transmissão do protótipo "M8"	53
Figura 26 - Eixos da caixa de redução do protótipo "M8"	54
Figura 27 - Carcaça da caixa de redução do protótipo “M8”	55
Figura 28 - Entalhes nas abas da carcaça da transmissão do “M8”	56
Figura 29 - Modelos de fundição da carcaça do transmissão do “M8”	56
Figura 30 - Carcaça, engrenagens e eixos do redutor do “M8” pós-fabricação	57
Figura 31 - Tensões obtidas na simulação da carcaça do redutor do “M8”	57
Figura 32 - Deslocamento e deformação obtidos na carcaça do redutor do “M8”.....	58
Figura 33 - Vista explodida da caixa de redução do protótipo “M8”	58
Figura 34 - Modelo 3D da caixa de redução do protótipo “M8” (2020-2022).....	59
Figura 35 - Posicionamento do redutor no chassi do protótipo “M8”.....	59
Figura 36 - Comparação da massa rotacional equivalente entre os protótipos	62
Figura 37 - Protótipo "M8" nas competições nacionais de 2020 (esquerda) e 2022 (direita) ..	68
Figura 38 - Protótipo "Ryu" utilizado na competição Baja SAE Brasil 2023.....	69

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comparação da performance teórica entra os protótipos “M8” e “Moisés”	49
Tabela 2 - Parâmetros geométricos dos pares de engrenagens da transmissão do “M8”	50
Tabela 3 - Coeficientes de segurança das engrenagens da transmissão do “M8”	51
Tabela 4 - Coeficientes de segurança das almas das coroas do “M8”	53
Tabela 5 - Coeficientes de segurança dos eixos do redutor do “M8”	54
Tabela 6 - Comparação da massa dos componentes dos redutores	60
Tabela 7 - Comparação da inércia rotacional dos componentes dos redutores	60
Tabela 8 - Comparação da massa equivalente total dos redutores	61
Tabela 9 - Dados gerais dos protótipos “Moisés” e “M8”	61
Tabela 10 - Impacto da inércia rotacional na performance do protótipo "Moisés"	63
Tabela 11 - Impacto da inércia rotacional na performance do protótipo "M8"	63
Tabela 12 - Massa rotacional equivalente por eixo, no estado inicial de aceleração	63
Tabela 13 - Massa rotacional equivalente por eixo, no estado de velocidade plena	64
Tabela 14 - Massa dos componentes rotativos por eixo do sistema de transmissão	64
Tabela 15 - Resultados dos testes práticos do protótipo "M8"	65
Tabela 16 - Prova de aceleração do Baja SAE Brasil 2020.....	66
Tabela 17 - Prova de aceleração do Baja SAE Brasil 2022.....	67
Tabela 18 - Prova de velocidade do Baja SAE Brasil 2022	67
Tabela 19 - Prova de tração do Baja SAE Brasil 2022.....	68
Tabela 20 - Prova de tração do Baja SAE Brasil 2023.....	69
Tabela 21 - Prova de velocidade do Baja SAE Brasil 2023	69
Tabela 22 - Prova de aceleração do Baja SAE Brasil 2023.....	70

LISTA DE SÍMBOLOS

i	Relação de transmissão
$T_{entrada}$	Torque de entrada do sistema de transmissão
$T_{saída}$	Torque de saída do sistema de transmissão
$n_{entrada}$	Rotação de entrada do sistema de transmissão
$n_{saída}$	Rotação de saída do sistema de transmissão
η	Eficiência ou rendimento do sistema de transmissão
$P_{entrada}$	Potência de entrada do sistema de transmissão
$P_{saída}$	Potência de saída do sistema de transmissão
m	Módulo da engrenagem
p_d	Passo diametral
d_p	Diâmetro primitivo da engrenagem
z	Número de dentes da engrenagem
Φ	Ângulo de pressão do par de engrenagens
Z	Comprimento de ação do par de engrenagens
C	Distância entre centros do par de engrenagens
r_p	Raio primitivo do pinhão
r_g	Raio primitivo da coroa
a_p	Adendo do pinhão
a_g	Adendo da coroa
m_p	Razão de contato do par de engrenagens
σ_b	Tensão de flexão na raiz do dente da engrenagem
σ_c	Tensão superficial na face do dente da engrenagem
W_t	Força tangencial atuante no dente da engrenagem
F	Espessura da face do dente
d	Diâmetro primitivo da menor engrenagem do par
J	Fator geométrico de resistência à flexão
I	Fator geométrico de superfície
K_a e C_a	Fator de aplicação de carga
K_m e C_m	Fator de distribuição de carregamento
K_s e C_s	Fator de tamanho
K_v e C_v	Fator dinâmico
K_b	Fator de espessura de borda
K_i	Fator de ciclo de carga
C_f	Fator de acabamento superficial
C_p	Coefficiente elástico
S'_{fb}	Resistência à fadiga de flexão pela AGMA
S'_{fc}	Resistência à fadiga superficial pela AGMA
S_{fb}	Resistência à fadiga de flexão corrigida
S_{fc}	Resistência à fadiga superficial corrigida
K_L e C_L	Fator de vida

K_T e C_T	Fator de temperatura
K_R e C_R	Fator de confiabilidade
C_H	Fator de razão de dureza
N_{fb}	Coefficiente de segurança para fadiga de flexão
N_{fc}	Coefficiente de segurança para fadiga de superfície
σ_a	Tensão de flexão alternada
σ_m	Tensão de flexão média
τ_a	Tensão de cisalhamento alternada
τ_m	Tensão de cisalhamento média
K_f	Fator de concentração de tensão de fadiga por flexão
K_{fS}	Fator de concentração de tensão de fadiga por torção
d	Diâmetro nominal do eixo
M_a	Momento fletor alternado máximo atuante na seção crítica do eixo
M_m	Momento fletor médio atuante na seção crítica do eixo
T_a	Torque alternado máximo atuante na seção crítica do eixo
T_m	Torque médio atuante na seção crítica do eixo
σ'_a	Tensão alternada equivalente de Von Mises
σ'_m	Tensão média equivalente de Von Mises
N_y	Coefficiente de segurança estático
S_y	Resistência ao escoamento do material
σ'_{max}	Tensão equivalente máxima
N_f	Coefficiente de segurança de fadiga
S_{ut}	Tensão limite de resistência à tração do material
S_e	Tensão limite de fadiga corrigida
S'_e	Tensão limite de fadiga
C_{carreg}	Fator de carregamento
$C_{tamanho}$	Fator de tamanho
C_{superf}	Fator de acabamento superficial
C_{temp}	Fator de temperatura
C_{conf}	Fator de confiabilidade
y	Deflexão transversal
θ_f	Inclinação
M	Momento fletor
I	Momento de inércia ou inércia rotacional
E	Módulo de elasticidade do material
I_{rot}	Inércia rotacional equivalente do sistema de transmissão
I_j	Inércia rotacional do j-ésimo componente
i_j	Relação de transmissão entre o j-ésimo componente e as rodas
M_{rot}	Massa equivalente dos componentes rotativos
r	Raio dinâmico das rodas
M	Massa total do veículo com piloto
M_{eq}	Massa equivalente total do veículo

F_{liq}	Força trativa líquida para acelerar o veículo
T_M	Torque do motor
i_{CVT}	Relação de transmissão da CVT
$i_{redutor}$	Relação de transmissão da caixa de redução
F_{res}	Forças resistivas ao deslocamento
F_{rol}	Força de resistência ao rolamento
F_{aer}	Força de resistência aerodinâmica
F_{grad}	Força de resistência gradiente
a	Aceleração linear do veículo
$I_{cvt-mot}$	Inércia rotacional da polia motora da CVT
$I_{cvt-mov}$	Inércia rotacional da polia movida da CVT
I_{eixo1}	Inércia rotacional do primeiro eixo do redutor
I_{eixo2}	Inércia rotacional do segundo eixo do redutor
I_{eixo3}	Inércia rotacional do terceiro eixo do redutor
$I_{pinhão1}$	Inércia rotacional do pinhão do primeiro par de engrenagens do redutor
I_{coroa1}	Inércia rotacional da coroa do primeiro par de engrenagens do redutor
$I_{pinhão2}$	Inércia rotacional do pinhão do segundo par de engrenagens do redutor
I_{coroa2}	Inércia rotacional da coroa do segundo par de engrenagens do redutor
I_{tulipa}	Inércia rotacional da tulipa
I_{semi}	Inércia rotacional do semieixo
I_{junta}	Inércia rotacional da junta homocinética
I_{cubo}	Inércia rotacional do cubo de roda
I_{roda}	Inércia rotacional da roda
I_{pneu}	Inércia rotacional do pneu
i_{total}	Relação de transmissão total do trem de força
i_1	Relação de transmissão do primeiro par de engrenagens do redutor
i_2	Relação de transmissão do segundo par de engrenagens do redutor
$I_{redutor}$	Inércia rotacional equivalente dos componentes rotativos do redutor
$M_{rot-red}$	Massa rotacional equivalente do redutor
T	Período de oscilação do pêndulo de torção
k	Constante de torção do fio
σ_{alma}	Tensão máxima obtida na alma da coroa

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	Programa Baja SAE	16
1.2	Equipe Baja UFSCar	16
1.3	Sistema de transmissão da equipe Baja UFSCar	17
1.4	Objetivos	19
1.4.1	Objetivo geral	19
1.4.2	Objetivos específicos	20
1.5	Motivação	20
1.6	Estrutura da monografia	21
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	22
2.1	Sistemas de transmissão	22
2.2	Engrenagens	23
2.3	Eixos	27
2.4	Carcaça	30
2.5	Inércia rotacional e massa equivalente	32
3	METODOLOGIA	34
3.1	Análise do redutor do protótipo “Moisés” (2018-2019)	34
3.2	Projeto do redutor do protótipo “M8” (2020-2022)	37
3.2.1	Metas e parâmetros de entrada	37
3.2.2	Relação de transmissão e performance teórica	39
3.2.3	Dimensionamento dos componentes	41
3.2.3.1	Engrenagens	41
3.2.3.2	Eixos	42
3.2.3.3	Carcaça	42
3.2.3.4	Elementos padronizados	43
3.3	Inércia rotacional e massa equivalente do sistema de transmissão	43
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	49
4.1	Relação de transmissão e performance teórica	49
4.2	Projeto final da caixa de redução do protótipo “M8”	50
4.2.1	Engrenagens	50
4.2.2	Eixos	53
4.2.3	Carcaça	55
4.2.4	Montagem	58

4.3	Massa equivalente e performance	60
4.4	Testes práticos e desempenho nas competições SAE	65
5	CONCLUSÕES	71
5.1	Sugestões para futuros projetos	72
	REFERÊNCIAS	74
	APÊNDICES	76

1 INTRODUÇÃO

1.1 Programa Baja SAE

O programa Baja oferecido pela SAE (*Society of Automotive Engineers*, ou Sociedade dos Engenheiros da Mobilidade) tem como proposta desafiar os estudantes de engenharia a desenvolver um protótipo de veículo *off-road* (fora de estrada), onde os alunos têm a oportunidade de aplicar na prática os conhecimentos obtidos em sala de aula, desde a concepção, planejamento e projeto até a manufatura de peças e construção do produto final (SAE BRASIL, 2023).

Criado nos anos 70, na Universidade da Carolina do Sul, nos Estados Unidos, o programa foi introduzido no Brasil no ano de 1994, logo após a criação da SAE Brasil no início da década de 90. A primeira competição nacional em território brasileiro foi realizada no ano de 1995, e a partir de 1997, a SAE Brasil também promove a realização de competições regionais, nomeadas como Etapa Sul, Sudeste e Nordeste.

Atualmente, o programa Baja possui grande popularidade no país, contando com a participação de cerca de 80 equipes de instituições de ensino superior na competição nacional Baja SAE Brasil realizada anualmente.

1.2 Equipe Baja UFSCar

Oferecida como um dos projetos de extensão do Departamento de Engenharia Mecânica (DEMec) da Universidade Federal de São Carlos (UFSCar), a equipe Baja UFSCar é composta por alunos de vários cursos, em especial, as engenharias.

A estrutura da equipe é dividida em três grandes áreas: projeto, manufatura e administração. Dentro dessas áreas existem subdivisões nas quais os membros da equipe são distribuídos e alocados de acordo com o seu interesse, nível de conhecimento e necessidade da equipe. Na área de projeto, cada subdivisão corresponde aos principais subsistemas do veículo, sendo eles: *design*, eletrônica, freios, suspensão e direção, e *powertrain*, além do cálculo estrutural, que trabalha diretamente com todos os outros subsistemas.

A **Figura 1** mostra o protótipo desenvolvido pela equipe conhecido como “Moisés” utilizado nas competições dos anos 2018 e 2019. Os resultados de destaque obtidos pelo veículo foram o 12º em aceleração (tempo para percorrer 30 metros) e 11º em velocidade (atingida ao percorrer 100 metros) na Etapa Sudeste 2018, e 7º na retomada da Etapa Sudeste 2019.

Figura 1 - Protótipo “Moisés” da equipe Baja UFSCar, utilizado em 2018 e 2019



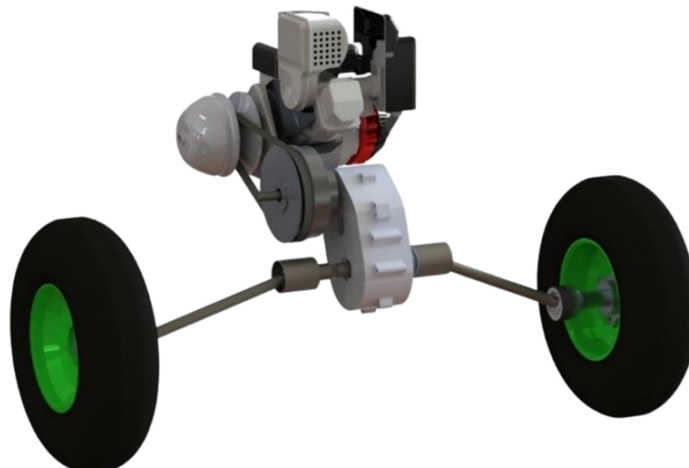
Fonte: Autoria própria.

1.3 Sistema de transmissão da equipe Baja UFSCar

As competições organizadas pela SAE são compostas por provas que exigem do veículo Baja a transposição de diversos obstáculos no menor tempo possível, de forma a recompensar com maior pontuação a equipe cujo protótipo apresentar o melhor desempenho. Nesse contexto, um sistema de transmissão eficiente se mostra essencial para que o veículo tenha torque suficiente para ultrapassar os obstáculos e, simultaneamente, seja veloz para terminar o percurso rapidamente.

O sistema de transmissão da equipe Baja UFSCar, mostrado na **Figura 2**, é composto basicamente por um motor a combustão padronizado, dois estágios de redução, sendo o primário variável e o secundário fixo, além de um par de semieixos homocinéticos responsáveis por transmitir a rotação e o torque para os cubos, que são acoplados às rodas do veículo.

Figura 2 - Sistema de transmissão do protótipo “Moisés”



Fonte: Autoria própria.

O motor utilizado é fabricado pela Briggs & Stratton®, monocilíndrico, de 305cc, 4 tempos, potência nominal de 10 cv (à 4000RPM) e torque nominal de 18,7 N.m (à 2600 RPM), mostrado na **Figura 3**. Esse motor é determinado pelo regulamento das competições da SAE, visando nivelar as equipes quanto a unidade de potência. Desse modo, a performance do veículo depende diretamente do sistema de transmissão desenvolvido pelas equipes, principalmente pelos estágios de redução responsáveis por amplificar o torque transmitido às rodas.

Figura 3 - Motor Briggs & Stratton® utilizados pelos veículos Baja SAE



Fonte: Briggs & Stratton®.

A redução primária é realizada por um mecanismo CVT (*Continuously Variable Transmission*, ou Transmissão Continuamente Variável), que consiste em um par de polias expansíveis acopladas por uma correia dentada em “V”. Esse mecanismo possui uma relação de transmissão variável, dependendo da rotação do motor fornecida à polia motora, de modo que em baixas rotações a CVT terá uma redução que forneça mais torque ao sistema para acelerar o veículo, e, uma vez acelerado, a redução diminui gradativamente, pois a necessidade de torque é menor e deseja-se aumentar a velocidade. O modelo de CVT utilizado pela equipe Baja UFSCar é da marca CVTech-AAB®, mostrado na **Figura 4** cuja relação de transmissão varia na faixa de 3:1 até 0,43:1.

Figura 4 - Modelo CVTech-AAB® utilizado pela equipe Baja UFSCar

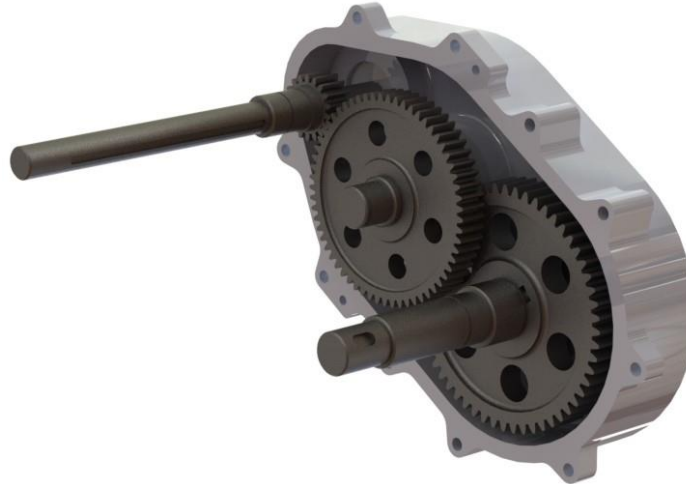


Fonte: CVTech-AAB®.

O segundo estágio de redução é necessário, pois apenas a CVT não consegue transmitir a quantidade de torque requerida para que o veículo funcione de maneira adequada e tenha um

bom desempenho. Tendo isso em vista, a redução secundária consiste em uma caixa de redução por engrenagens com relação de transmissão fixa, mostrada na **Figura 5**.

Figura 5 - Modelo 3D da caixa de redução do protótipo "Moisés"



Fonte: Autoria própria.

Considerando o fato de o motor e a CVT utilizados serem produtos comerciais com especificações definidas, o projeto da redução secundária de maneira geral é de extrema importância para a performance do veículo. A definição da relação de transmissão fixa e o dimensionamento dos componentes da caixa de redução devem garantir que o protótipo seja eficiente, tanto em transmitir o torque necessário para ter o melhor desempenho possível quanto em resistir aos esforços atuantes durante o funcionamento.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo geral

O objetivo desse projeto é realizar o dimensionamento de uma caixa de engrenagens com relação de transmissão fixa para um protótipo Baja SAE, tomando como base o sistema utilizado pela equipe Baja UFSCar, buscando implementações e melhorias que contribuam para o melhor desempenho e confiabilidade do veículo. O foco principal do presente trabalho será na redução de massa dos componentes através de um dimensionamento otimizado para performance, além de desenvolvimento de estudo para mensurar o impacto da inércia rotacional do sistema de transmissão no desempenho do veículo.

1.4.2 Objetivos específicos

- Análise da caixa de redução do protótipo “Moisés” para identificação de possíveis pontos de melhoria;
- Projeto da caixa de redução da equipe Baja UFSCar para o protótipo “M8”;
- Dimensionamento dos componentes seguindo normas e bibliografias consagradas de elementos de máquinas;
- Otimização do dimensionamento visando reduzir a massa dos componentes, mantendo a confiabilidade;
- Aplicação de conceitos de DFMA (*Design for Manufacturing and Assembly*) no projeto do redutor;
- Desenvolvimento de estudo da inércia rotacional do sistema de transmissão do veículo;
- Mensurar o impacto da inércia rotacional dos componentes na performance do veículo;
- Documentação das etapas contribuindo para a gestão de conhecimento da equipe Baja UFSCar em futuros projetos.

1.5 Motivação

A principal motivação para esse projeto foi a participação do autor na equipe Baja UFSCar entre os anos de 2017 e 2020, fazendo parte do subsistema de *powertrain*. Durante esse período, teve envolvimento direto do ciclo de desenvolvimento do sistema de transmissão de dois protótipos, “Moisés” e “M8”, sendo este último o foco desta monografia.

Além disso, deseja-se contribuir para a gestão de conhecimento da equipe, uma vez que a alta rotatividade de membros ocorre com frequência nos projetos de extensão de maneira geral, dificultando o processo de evolução contínua. Desse modo, o presente projeto também tem como motivação contribuir para a continuidade da equipe no desenvolvimento de novos projetos, através da consolidação dos conceitos e experiências aqui tratadas, auxiliando no aprendizado dos futuros membros.

1.6 Estrutura da monografia

Neste primeiro capítulo, **Introdução**, foi apresentado o programa Baja SAE e suas competições, bem como a equipe Baja UFSCar e o seu sistema de transmissão, além dos objetivos e motivações para a realização dessa monografia.

No segundo capítulo, **Fundamentação Teórica**, será discutido a importância dos sistemas de transmissão nos veículos automotivos, com destaque para as transmissões por engrenagens e seus principais componentes, além de apresentar os conceitos de inércia rotacional e massa equivalente.

O terceiro capítulo, **Metodologia**, irá abordar todas as etapas do desenvolvimento do presente trabalho. Primeiramente, será feita uma análise do projeto da caixa de redução utilizada no protótipo “Moisés” para identificação de pontos de melhoria. Em seguida, será mostrado o projeto da caixa de redução do protótipo “M8”, apresentando inicialmente os dados de entrada e metas do projeto, seguindo com a metodologia do cálculo da relação de transmissão e da performance teórica e a descrição do dimensionamento de seus componentes. O capítulo ainda apresentará um estudo para converter a inércia rotacional do sistema de transmissão do veículo em uma massa equivalente.

No quarto capítulo, **Resultados E Discussões**, serão mostrados os componentes da caixa de redução finalizados, e as principais decisões de projeto que foram tomadas durante o desenvolvimento. Também será feita a comparação entre os projetos “Moisés” e “M8”, tanto na performance dos veículos quanto na massa e inércia rotacional dos componentes do sistema de transmissão, além de analisar o impacto da inércia rotacional no desempenho. Além disso, serão apresentados os principais resultados obtidos pelo protótipo “M8” nas competições oficiais.

Por fim, o quinto capítulo, **Conclusões**, abordará as considerações finais do projeto, avaliando se os objetivos estabelecidos foram atingidos e sugerindo possíveis melhorias para futuros projetos.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Sistemas de transmissão

De acordo com Mello (2003), o sistema de transmissão de um veículo é responsável por transmitir a potência, rotação e torque do motor até as rodas. Além disso, tem como função adequar o balanço de força e velocidade de acordo com a necessidade, ou seja, quando o veículo precisar acelerar ou superar um obstáculo, por exemplo, o sistema de transmissão deve fornecer uma quantidade maior de torque às rodas, e no caso de o veículo já estar acelerado, a exigência de torque é menor, priorizando a rotação.

Esse balanço é definido pelas relações de transmissão, que são necessárias para transformar o torque disponível do motor na força trativa requerida. Isso ocorre devido às unidades de propulsão trabalharem em faixas de rotação limitadas, de forma que o torque e a potência não são fornecidos de maneira uniforme, precisando adaptá-los à necessidade (BOSCH, 2005).

Essencialmente, a relação de transmissão (i) entre a entrada (motor) e a saída (rodas) do sistema é o fator pelo qual são multiplicados o torque (T) e a rotação (n), de maneira inversamente proporcional, como mostrado na **Equação (1)**.

$$i = \frac{T_{saída}}{T_{entrada}} = \frac{n_{entrada}}{n_{saída}} \quad (1)$$

Os redutores de velocidade recebem esse nome, pois são sistemas mecânicos que reduzem a rotação proveniente da unidade de potência, e aumentam o torque de saída na mesma proporção. Por esse motivo, a relação de transmissão também é muitas vezes chamada de redução.

Segundo Jelaska (2012), as transmissões mecânicas podem ser divididas de acordo com a maneira como é realizada a transmissão do movimento. Uma das maneiras seria a transmissão por fricção, como as transmissões por correias e por discos de fricção, enquanto a outra maneira seria a transmissão por contato, onde se encontram as engrenagens, correntes e correias dentadas.

Considerando o contexto das competições de Baja SAE, onde o motor é padronizado para todas as equipes, o desempenho do veículo está diretamente ligado à eficiência com que a potência (P) é transmitida. Dessa forma, a eficiência (η), ou rendimento, do sistema de transmissão pode ser definida através da **Equação (2)**.

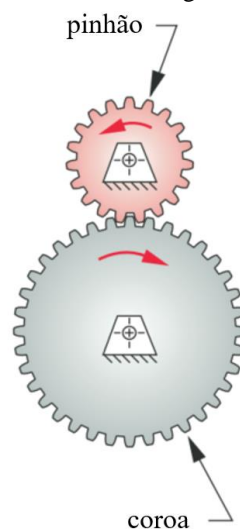
$$\eta = \frac{P_{saída}}{P_{entrada}} = \frac{T_{saída} n_{saída}}{T_{entrada} n_{entrada}} \quad (2)$$

Além disso, os obstáculos aos quais o veículo é submetido durante as provas exigem robustez e confiabilidade dos componentes, para que estes resistam às condições severas do terreno. Tendo isso em vista, as engrenagens cilíndricas se mostram uma opção promissora para o sistema de transmissão de um veículo baja, pois apresentam grande eficiência na transmissão de potência, além de elevada durabilidade, resistência à sobrecargas e facilidade de manutenção.

2.2 Engrenagens

De acordo com Norton (2013), a maneira mais fácil de transmitir movimento rotativo de um eixo para outro é através de um par de cilindros rodando. No entanto, a capacidade de transmissão de torque é relativamente baixa, pois se não houver atrito suficiente entre os cilindros, ou o carregamento for maior que o admissível na interface de contato, ocorre escorregamento e, conseqüentemente, dessincronização entre os eixos. A partir desse fato, surge a necessidade da adição de dentes aos cilindros, transformando-os em um par de engrenagens, de forma que a menor delas (motora) é chamada de pinhão e a maior (movida) é chamada de coroa, como mostrado na **Figura 6**.

Figura 6 - Par de engrenagens



Fonte: Adaptado de Norton (2013).

Para que um par de engrenagens funcione corretamente, o tamanho dos dentes das engrenagens deve ser padronizado, através do módulo (m), expresso em milímetros pelo

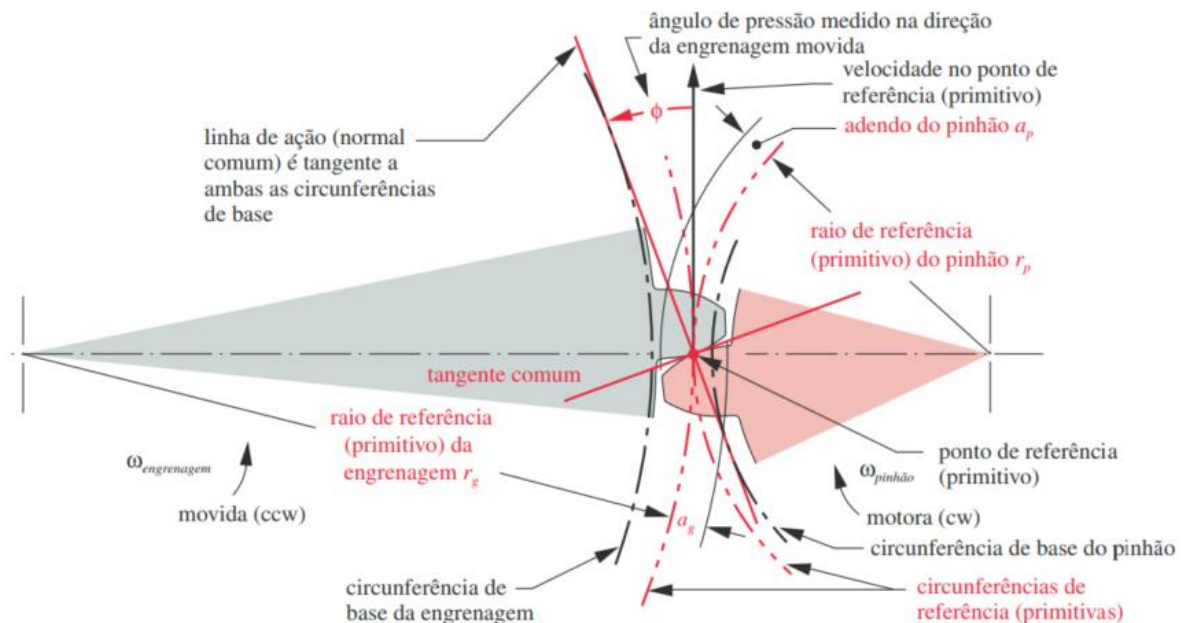
Sistema Internacional de Unidades (SI), ou pelo passo diametral (p_d), utilizado pela AGMA (*American Gear Manufacturers Association*), em polegadas. O módulo nada mais é do que o diâmetro primitivo da engrenagem (d_p) dividido pelo número de dentes (z), como mostrado na **Equação (3)**. O passo diametral por sua vez pode ser descrito como o inverso do módulo, porém realizando a devida conversão da unidade de medida.

$$m = \frac{d_p}{z} = \frac{1}{p_d} \quad (3)$$

Segundo Budynas e Nisbett (2016), o diâmetro primitivo é um círculo teórico no qual todos os cálculos se baseiam, sendo que os círculos primitivos de um par de engrenagens são tangentes entre si, representando o braço onde atua a força que gera o torque. Devido ao perfil evolvente dos dentes das engrenagens, a transmissão do movimento angular ocorre de maneira uniforme, evitando que ocorram acelerações e desacelerações que possam causar eventuais problemas em altas velocidades.

A linha de ação, ou normal comum, representa a linha formada pela trajetória dos pontos de contato durante o engrenamento, sendo esta linha tangente às circunferências de base de ambas as engrenagens. O ângulo formado entre a linha de ação e a direção da velocidade linear no ponto primitivo é chamado de ângulo de pressão (Φ), conforme mostrado na **Figura 7**. Da mesma forma que o módulo, os valores do ângulo de pressão são padronizados, sendo 20° o mais utilizado.

Figura 7 - Geometria de contato de um par de engrenagens



Fonte: Norton (2013).

Norton (2013) afirma que a distância ao longo da linha de ação entre os pontos de entrada e saída de contato dentro do engrenamento é chamada de comprimento de ação (Z), e é descrita pela **Equação (4)**.

$$Z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cos \Phi)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cos \Phi)^2} - C \sin \Phi \quad (4)$$

A partir do comprimento de ação, é possível obter a razão de contato (m_p) do engrenamento, dado pela **Equação (5)**, que se trata do número médio de dentes que estão em contato a todo momento durante a operação. De acordo com Norton (2013), uma razão de contato maior que 1 possibilita a distribuição do carregamento entre os dentes, além de o ponto de contato ser localizado abaixo da altura total do dente, o que diminui a carga de flexão. Para engrenagens de dentes retos, é recomendada uma razão de contato entre 1,4 e 2.

$$m_p = \frac{p_d Z}{\pi \cos \Phi} = \frac{Z}{m \pi \cos \Phi} \quad (5)$$

O dimensionamento das engrenagens geralmente é realizado seguindo normas padronizadas que se baseiam em critérios de falhas, sendo que algumas das normas mais utilizadas são a AGMA, DIN (*Deutsches Institut für Normung*) e JIS (*Japanese Industrial Standards*). Essas normas estabelecem dois modos de falha para os dentes de engrenagens, que seriam a fratura por fadiga de flexão na raiz do dente e fadiga superficial na face do dente. No entanto, cada uma das normas considera diferentes fatores de correção da tensão, baseados nas características do engrenamento como geometria do dente, carregamento, qualidade de fabricação, tratamento térmico, entre outros. De acordo com a norma AGMA, a tensão de flexão (σ_b) e a tensão superficial (σ_c) são dadas pelas **Equações (6) e (7)**, respectivamente.

$$\sigma_b = \frac{W_t}{F m J} \frac{K_a K_m K_s K_b K_i}{K_v} \quad (6)$$

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F I d} \frac{C_a C_m C_s C_f}{C_v}} \quad (7)$$

Uma vez calculadas as tensões atuantes nos dentes, é necessário obter as tensões admissíveis dos materiais das engrenagens, com o objetivo de realizar uma comparação entre elas, estabelecendo um coeficiente de segurança. A AGMA fornece valores de resistência à

fadiga de alguns materiais recomendados, porém essas propriedades são obtidas em condições simuladas, de forma que são necessários fatores de correção de acordo com as condições de uso. Dessa forma, a resistência à fadiga de flexão corrigida (S_{fb}) e a resistência à fadiga superficial corrigida (S_{fc}) são dadas pelas **Equações (8) e (9)**, respectivamente.

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

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

O coeficiente de segurança para fadiga de flexão (N_{fb}) é dado pela **Equação (10)**, comparando a tensão de flexão admissível com a tensão de flexão atuante no dente da engrenagem. No caso do coeficiente de segurança para fadiga de superfície (N_{fc}), como a tensão superficial atuante no dente está relacionada à raiz quadrada da carga tangencial, a comparação é feita com a tensão superficial admissível e a tensão superficial efetiva elevadas ao quadrado, como mostrado na **Equação (11)**.

$$N_{fb} = \frac{S_{fb}}{\sigma_b} \quad (10)$$

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

Os fatores modificadores contidos na metodologia da AGMA, implicam em um superdimensionamento das engrenagens, pois levam em conta diversas condições e características impostas ao engrenamento. Melconian (2009) utiliza um método mais prático, considerando apenas um fator geométrico e um fator de serviço, além de estimar o desgaste superficial somente para o pinhão, pois esta é a engrenagem com o maior número de ciclos do par. Tendo isso em vista, nota-se que as dimensões das engrenagens podem variar bastante dependendo da metodologia utilizada, além das considerações, tipo de aplicação e decisões de projeto tomadas.

A abordagem conservadora adotada pelas normas e bibliografias de elementos de máquinas é justificada pelo foco em dimensionar peças robustas para garantir o funcionamento de máquinas pesadas, e não no projeto de alto desempenho com menor massa e inércia rotacional possível, característico do âmbito automobilístico e de competição, como é o caso do projeto Baja SAE.

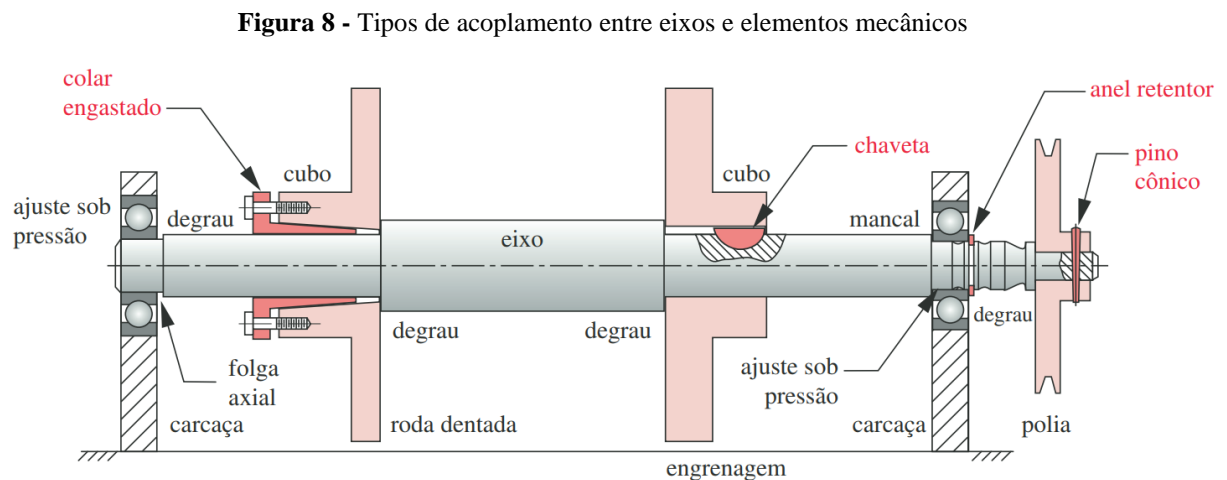
Nesse contexto, o uso de simulações em Método dos Elementos Finitos (MEF) se mostra uma ferramenta interessante no dimensionamento dos componentes do sistema de transmissão, possibilitando a realização de análises para otimização, como por exemplo na implementação de alívios de massa na alma das coroas.

2.3 Eixos

Budynas e Nisbett (2016) definem os eixos como elementos rotativos de seção circular, utilizados para transmitir potência ou movimento. Os eixos são componentes utilizados em praticamente todas as máquinas rotativas, podendo ou não suportar outros elementos mecânicos como engrenagens, polias e rolamentos, com a função de transmitir torque e rotação de um ponto a outro.

No que diz respeito ao projeto de eixos alguns fatores principais devem ser levados em consideração, como o diâmetro nominal do eixo, que deve suportar os carregamentos e mantê-lo rígido o suficiente para transmitir adequadamente o torque, os tipos de acoplamento com os outros elementos mecânicos e os pontos críticos de concentração de tensão. Outro ponto importante é a seleção dos elementos padronizados, como rolamentos, retentores e anéis elásticos, pois geralmente se faz necessária a adequação das dimensões do eixo para utilização desses produtos comerciais, uma vez que a fabricação de um elemento sob medida elevaria o custo do projeto.

Os elementos de construção podem ser montados nos eixos de diversas formas, como ilustrado na **Figura 8**.



O escalonamento do eixo é uma das formas mais simples e utilizadas, de forma que o componente tem seu movimento axial restringido em um sentido, enquanto o outro lado pode ser restringido por um anel elástico, por exemplo. Em relação a transmissão do torque, o tipo de acoplamento entre os eixos e os elementos mecânicos mais comum e utilizado são as chavetas, pois além de uma baixa complexidade e custo de fabricação, ainda funciona como um fusível mecânico do sistema, de forma que em uma possível sobrecarga, ela será o primeiro componente a falhar, reduzindo as chances de danificação nos demais elementos, que geralmente são mais complexos e caros de serem produzidos. Outra alternativa de acoplamento são as estrias, que distribuem melhor as tensões do que as chavetas, possibilitando eixos com diâmetros menores para um mesmo torque, porém com uma complexidade e custo de fabricação maiores, além de não possuírem o efeito de fusível.

O dimensionamento de eixos geralmente é feito em um processo iterativo, onde primeiramente são estimados os diâmetros iniciais de acordo com as especificações de montagem e restrições do projeto. A partir dessa primeira estimativa, são calculados os esforços atuantes e verificados os coeficientes de segurança, de modo que caso seja necessário, são realizadas iterações para otimizar o projeto até que os coeficientes sejam considerados adequados.

Segundo Norton (2013), os eixos estão sujeitos a esforços de torção devido ao torque transmitido, e flexão devido às cargas transversais dos elementos acoplados. Através desses carregamentos, são construídos diagramas de esforço cortante e momento fletor, possibilitando a identificação dos pontos críticos do eixo, onde serão calculadas as tensões de flexão e de cisalhamento. Para o caso de eixos maciços com seção circular, as tensões de flexão alternada (σ_a) e média (σ_m), e as tensões de cisalhamento alternada (τ_a) e média (τ_m) podem ser calculadas respectivamente pelas **Equações (12), (13), (14) e (15)**.

$$\sigma_a = K_f \frac{32 M_a}{\pi d^3} \quad (12)$$

$$\sigma_m = K_f \frac{32 M_m}{\pi d^3} \quad (13)$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16 T_a}{\pi d^3} \quad (14)$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16 T_m}{\pi d^3} \quad (15)$$

Devido ao fato de as tensões de flexão e cisalhamento atuarem de forma combinada, se faz necessário o cálculo das tensões equivalentes de Von Mises para as componentes alternada (σ'_a) e média (σ'_m), dadas pelas **Equações (16) e (17)**.

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \tau_a^2} \quad (16)$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \tau_m^2} \quad (17)$$

Com as tensões calculadas, é possível determinar os coeficientes de segurança para cada seção do eixo. O coeficiente de segurança estático (N_y), pode ser obtido através de uma comparação entre a resistência ao escoamento do material do eixo (S_y) com a tensão equivalente máxima (σ'_{max}) no ponto verificado, como mostrado na **Equação (18)**.

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma'_{max}} = \frac{S_y}{\sqrt{(\sigma_a + \sigma_m)^2 + 3 (\tau_a + \tau_m)^2}} \quad (18)$$

O critério de falha por fadiga mais utilizado de acordo com Norton (2013) é o critério de Goodman modificado, cujo coeficiente de segurança de fadiga (N_f) é determinado pela **Equação (20)**, onde as tensões de Von Mises são comparadas com a tensão limite de resistência à tração do material (S_{ut}) e a tensão limite de fadiga corrigida (S_e) para o componente em análise, dado pela **Equação (19)**.

$$S_e = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf} S'_e \quad (19)$$

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (20)$$

Caso a estimativa inicial dos coeficientes de segurança não alcancem os valores estipulados ou estejam superdimensionados, pode-se realizar uma nova iteração a partir da metodologia de dimensionamento dada pela norma da ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) (NORTON, 2013). A **Equação (21)** define o diâmetro mínimo adequado para a sessão crítica analisada do eixo, de acordo com o coeficiente de segurança estabelecido para o projeto. Os diâmetros mínimos calculados são ajustados de acordo com os elementos acoplados (engrenagens, rolamentos, etc.) e utilizados na próxima iteração.

$$d = \left\{ \frac{32 N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(K_f M_a)^2 + \frac{3}{4} (K_{fs} T_a)^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{(K_f M_m)^2 + \frac{3}{4} (K_{fs} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (21)$$

Outro fator a ser considerado no projeto de eixos é a deflexão, que ocorre devido aos esforços de torção e flexão, podendo comprometer o funcionamento e integridade dos componentes caso excedam os valores considerados admissíveis. De acordo com Norton (2013) e Budynas e Nisbett (2016), a deflexão transversal nos eixos nos pontos onde estão acopladas engrenagens não devem ser superiores a 0,127 mm, e a inclinação relativa deve ser menor que 0,0005 radianos, enquanto que para mancais de rolamentos de esferas a inclinação não deve exceder 0,026 radianos.

A deflexão transversal (y) e a inclinação (θ_f) devido a flexão do eixo podem ser obtidas através da integração do momento fletor (M) pelo momento de inércia (I) ao longo do comprimento como mostrado nas **Equações (22)** e **(23)**, sendo E o módulo de elasticidade do material do eixo. Como a curva M/I possui descontinuidades devido a geometria escalonada do eixo, ela deve ser descrita como uma função de singularidade.

$$\theta_f = \int \frac{M}{EI} dx + C_1 \quad (22)$$

$$y = \iint \frac{M}{EI} dx + C_1 x + C_2 \quad (23)$$

2.4 Carcaça

A carcaça é um importante elemento em transmissões automotivas, pois tem a função de proteger e garantir o correto posicionamento dos componentes internos da transmissão, além de fornecer robustez para suportar os esforços produzidos durante o funcionamento.

De acordo com Jelaska (2012), o projeto da carcaça depende dos tipos de rolamento utilizados, além da disposição dos componentes internos. Devido ao fato de os assentos dos rolamentos serem as regiões mais solicitadas das carcaças, a espessura das paredes nesses locais são as maiores de todo o corpo da carcaça, de modo a suportar as tensões geradas pelas reações dos apoios. Orlov (1976) recomenda a utilização de nervuras como uma forma de aumentar a rigidez do componente e distribuição dos esforços, sendo essa uma alternativa de projeto amplamente aplicada em carcaças de transmissões.

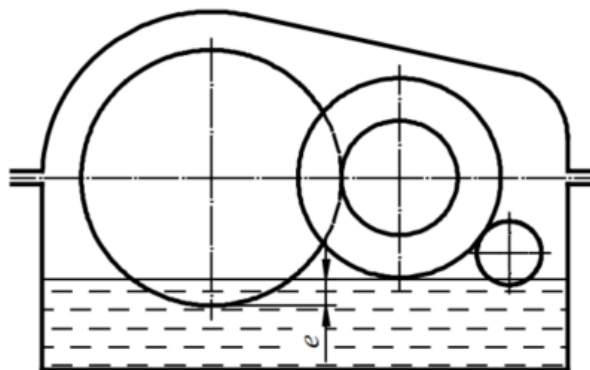
Na indústria automobilística, a constante demanda por melhoria na performance implica na busca por redução de massa dos componentes. Como resultado disso, os materiais das carcaças de redutores automotivos geralmente são ligas leves fundidas como as ligas de alumínio e de magnésio, que apresentam um bom meio termo entre custo e densidade (NAUNHEIMER *et al.*, 2010).

Por se tratar geralmente de um componente com geometria complexa, o Método de Elementos Finitos é utilizado com frequência no projeto de carcaças otimizadas. Naunheimer *et al.* (2010) afirma que são boas práticas de engenharia a utilização das nervuras sempre na direção da tensão normal principal, aumentando a seção transversal de apoio, de forma a reduzir as tensões de tração que são perigosos para materiais fundidos, e nas paredes de assentos de rolamentos, as nervuras devem ser dispostas radialmente em formato de estrela, aumentando a distribuição dos esforços.

A lubrificação também é um fator importante a ser considerado na escolha da carcaça, uma vez que ela é necessária para que os componentes internos como engrenagens e rolamentos funcionem corretamente. Uma lubrificação adequada em redutores de velocidade ajuda a diminuir o desgaste por atrito e na proteção contra corrosão dos componentes, além de contribuir para a dissipação do calor e na remoção de impurezas.

No caso das transmissões de protótipos Baja SAE, o método de lubrificação por banho é o mais recomendado e utilizado, devido a sua menor complexidade e baixas velocidades periféricas. Jelaska (2012) recomenda o preenchimento da carcaça com lubrificante até a metade do raio primitivo da engrenagem, ou seja, aproximadamente 25% da altura total desse componente, como ilustrado na **Figura 9**.

Figura 9 - Método de lubrificação por banho



Fonte: Jelaska (2012).

Outra característica que deve ser considerada no projeto de carcaças é a facilidade de montagem e de manutenção, especialmente levando em conta as condições envolvidas nas

competições de Baja SAE, onde existem muitos obstáculos que causam impacto, lama e poeira nos componentes. Tendo isso em vista, é interessante a aplicação de conceitos de DFMA (*Design for Manufacturing and Assembly*) ao projetar carcaças de redutores, que permitam uma maior facilidade e rapidez na realização de manutenções periódicas.

2.5 Inércia rotacional e massa equivalente

De acordo com Leal, Da Rosa e Nicolazzi (2012), a resistência inercial em veículos automotivos é representada pelo conjunto de massas em translação e em rotação, que expressam o grau de dificuldade do veículo para alterar seu estado de movimento, acelerando ou desacelerando. A massa em translação pode ser descrita como a massa total do veículo, enquanto a inércia rotacional (ou momento de inércia) dos componentes rotativos representam a resistência inercial de rotação.

As inércias rotativas estão relacionadas à aceleração angular dos componentes, de modo que para mensurar de maneira direta o impacto na performance do veículo, é necessário converter a inércia rotacional de todo o sistema de transmissão em uma massa equivalente, possibilitando relacioná-la à aceleração linear do veículo.

Segundo Leal, Da Rosa e Nicolazzi (2012), a inércia rotacional equivalente de um sistema de transmissão não pode ser obtida através de uma soma simples das inércias dos componentes, pois deve-se levar em conta a lei de conservação de energia. Seguindo esse princípio, Gillespie (1992) mostra que a inércia rotacional de cada componente do sistema deve ser “amplificada” pelo quadrado da relação de transmissão existente entre o componente e as rodas, que o ponto de contato com o solo onde a força trativa é aplicada para acelerar o veículo. Por exemplo, em um veículo convencional, a inércia dos componentes internos do motor é amplificada pela redução total do veículo, ou seja, a redução combinada da caixa de transmissão e do diferencial, enquanto a inércia dos eixos de tração não é amplificada, pois a redução entre o mesmo e às rodas é de 1:1.

Ou seja, pode-se calcular a inércia rotacional equivalente do sistema de transmissão (I_{rot}) pelo somatório da inércia rotacional do j -ésimo componente (I_j) multiplicada pela relação de transmissão entre o j -ésimo componente e as rodas do veículo (i_j) à segunda potência, conforme a **Equação (24)**.

$$I_{rot} = \sum I_j \cdot i_j^2 \quad (24)$$

Com a inércia rotacional equivalente calculada, é possível convertê-la na massa equivalente dos componentes rotativos (M_{rot}) dividindo-a pelo raio dinâmico dos pneus (r) à segunda potência, conforme a **Equação (25)**.

$$M_{rot} = \frac{I_{rot}}{r^2} \quad (25)$$

Somando a massa equivalente rotacional com a massa total do veículo (M), obtêm-se a massa equivalente total (M_{eq}) que representa a resistência inercial à aceleração, mostrada na **Equação (26)**.

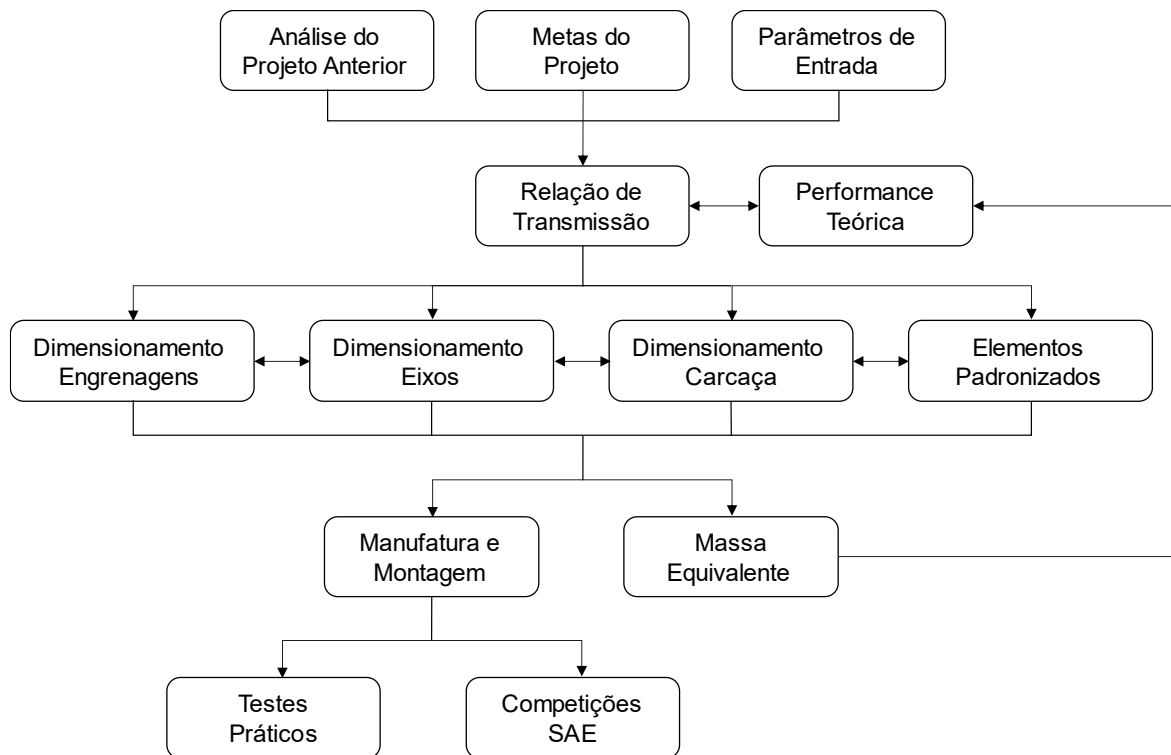
$$M_{eq} = M + M_{rot} \quad (26)$$

Em seu estudo sobre a redução de inércia no trem de força de um carro, Haim (2011) pôde confirmar que a inércia rotacional equivalente do sistema de transmissão possui uma influência considerável na massa equivalente total do veículo nas marchas menores, podendo representar mais de um terço do total. Isso ocorre devido a relação de transmissão ser alta durante a aceleração, para fornecer mais torque às rodas, enquanto em marchas mais altas a parcela de massa equivalente rotacional é menor, devido às menores relações de transmissão.

3 METODOLOGIA

O fluxograma apresentado na **Figura 10** mostra as etapas do projeto desenvolvido. As primeiras etapas envolveram a análise do projeto anterior, estabelecimento das metas e parâmetros de entrada para calcular a relação de transmissão e a performance teórica. Em seguida foram dimensionados os componentes da caixa de redução para manufatura e montagem. Com os componentes finalizados, realizou-se um estudo e análise da inércia rotacional equivalente do sistema de transmissão para obter a massa equivalente total do veículo e mensurar o impacto na performance. Por fim, foram feitos testes práticos no protótipo e apresentados os resultados obtidos nas competições oficiais da SAE.

Figura 10 - Fluxograma do projeto



Fonte: Autoria própria.

3.1 Análise do redutor do protótipo “Moisés” (2018-2019)

A primeira etapa do trabalho foi realizar uma análise detalhada da caixa de redução do protótipo “Moisés” da equipe Baja UFSCar utilizado nos anos 2018 e 2019, com o objetivo identificar os pontos críticos do projeto, principalmente as falhas e possíveis melhorias que poderiam ser implementadas para o projeto do novo redutor.

As engrenagens da transmissão foram dimensionadas para vida infinita seguindo a norma AGMA, uma vez que a equipe optou por uma abordagem mais conservadora a fim de

estabelecer um projeto base confiável, devido à pouca experiência no assunto. Foram feitos alívios de massa simples, mostrados na **Figura 11**, sem um estudo aprofundado de otimização topológica, o que configurou em componentes pesados, pouco interessantes no contexto de competição automobilística. O material escolhido foi o aço SAE 8620, sendo essa uma liga amplamente utilizada para fabricação de componentes mecânicos tais como engrenagens, devido a sua grande aptidão para tratamento térmico, principalmente a cementação.

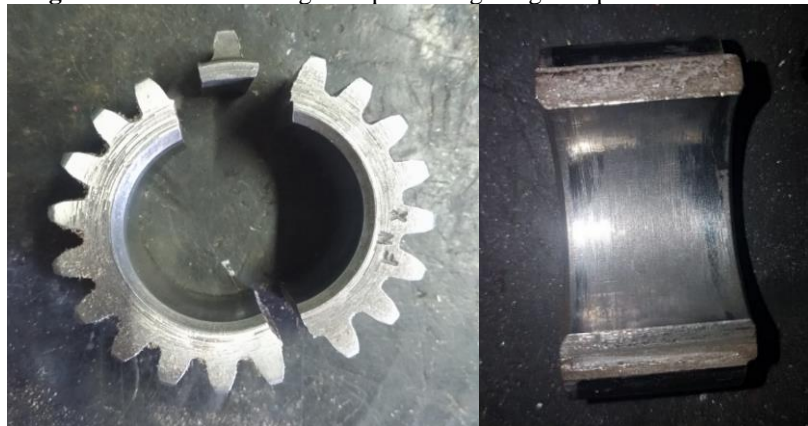
Figura 11 - Engrenagens do redutor do “Moisés” após ensaio de líquido penetrante



Fonte: Autoria própria.

Um dos principais pontos críticos foi identificado durante uma bateria de testes práticos com o veículo, onde o pinhão do segundo par de engrenagens da transmissão apresentou falha mecânica, mostrado na **Figura 12**. Posteriormente foi identificado em ensaio de dureza que as durezas superficial e interna eram iguais, concluindo que o tratamento térmico da engrenagem foi feito incorretamente, uma vez que a cementação penetrou por completo no componente, tornando-o completamente frágil. Essa condição aliada a alma pequena do pinhão levou a ruptura total do componente no rasgo da chaveta, sendo este um concentrador de tensão.

Figura 12 – Pinhão do segundo par de engrenagens após falha mecânica



Fonte: Autoria própria.

Assim como as engrenagens, os eixos foram dimensionados de acordo com a bibliografia de Norton (2013) e com coeficiente de segurança elevado tornando-os superdimensionados e pesados. O material de fabricação foi o aço SAE 4340, devido a sua alta resistência mecânica, além de ser amplamente usado pelas equipes para esse componente.

O eixo primário da caixa de redução apresentou deformação por flexão devido a tensão excessiva da correia da CVT. Posteriormente foi detectado um erro de montagem da CVT no veículo, em que as polias estavam desalinhadas e com a distância entre centros maior do que o recomendado pelo fabricante, de modo que a correia estava operando mais esticada, produzindo um momento fletor maior do que o considerado no eixo.

A carcaça foi fabricada utilizando a liga de magnésio AZ-91-D fundida e usinada. A opção por este material foi feita devido a menor densidade comparado as ligas de alumínio normalmente utilizadas, mantendo uma boa resistência mecânica. Além disso, o custo foi levado em conta, uma vez que o modelo e o processo de fundição foram realizados por uma empresa patrocinadora da equipe, e as usinagens necessárias foram feitas no próprio Departamento de Engenharia Mecânica (DEMec) da UFSCar, no Laboratório de Processos de Fabricação (LPF), retratado na **Figura 13**.

Figura 13 - Usinagem da carcaça da caixa de redução do “Moisés” no LPF



Fonte: Autoria própria.

O formato da carcaça com dois lados simétricos teve como intuito facilitar o processo de manufatura, pois foi necessário a construção de apenas um modelo para fundição. No entanto, o dimensionamento não otimizado do componente implicou em uma espessura de parede grande, tornando-o pesado, mesmo com o material de menor densidade. O grande volume interno, como visto na **Figura 14**, também contribuiu para o aumento do peso, devido a necessidade de maior quantidade de óleo para preencher o interior da carcaça até a altura em que a lubrificação dos componentes fosse adequada.

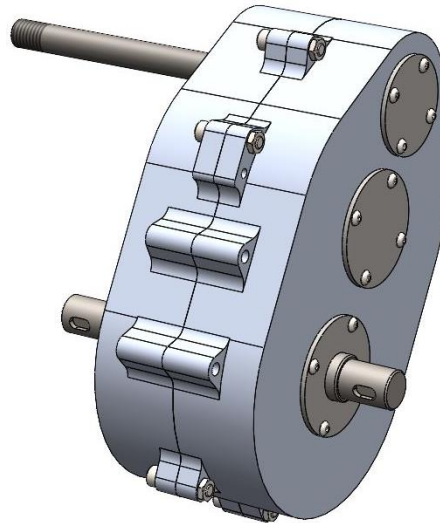
Figura 14 - Interior da carcaça do redutor do “Moisés”



Fonte: Autoria própria.

Além disso, o redutor apresentava dificuldade em ser desmontado para eventuais manutenções, pois a carcaça não apresentava nenhum mecanismo ou característica que auxiliasse nesse processo, demandando muito tempo e esforço da equipe. A **Figura 15** ilustra a caixa de redução do protótipo “Moisés” completamente montada.

Figura 15 - Modelo 3D da caixa de redução do protótipo “Moisés” montada



Fonte: Autoria própria.

3.2 Projeto do redutor do protótipo “M8” (2020-2022)

3.2.1 Metas e parâmetros de entrada

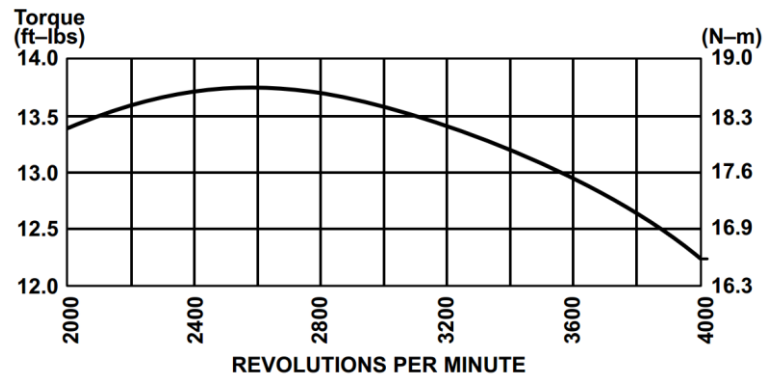
Após a análise da transmissão do protótipo “Moisés”, iniciou-se o desenvolvimento do projeto da caixa de redução do protótipo “M8”. As metas definidas para o projeto foram de acordo com o estabelecido pelo subsistema de *powertrain* da equipe Baja UFSCar, buscando evoluir em relação ao desempenho obtido com o protótipo anterior:

- tempo para percorrer 30 metros menor que 4,6 segundos;
- tempo de retomada menor que 15 segundos;
- velocidade em 100 metros maior que 42 km/h;
- diminuição de pelo menos 20% da massa equivalente total do redutor.

Os parâmetros de entrada utilizados tanto nos cálculos de performance quanto no dimensionamento foram:

- massa total estimada do veículo com piloto: 250kg;
- diâmetro dos pneus de 21 polegadas (raio nominal de 0,2667 m);
- curva de torque do motor Briggs & Stratton® Model 20, mostrada na **Figura 16**, com torque máximo de 18,7 N.m à 2600 RPM;

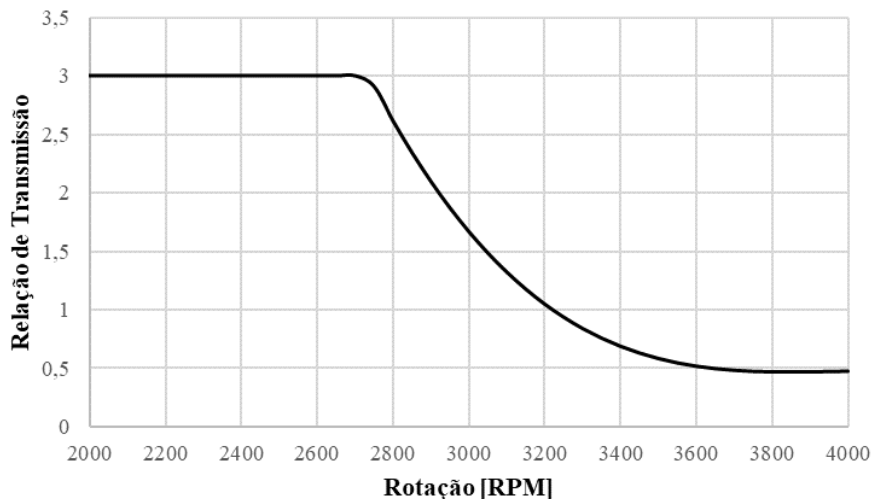
Figura 16 - Curva de torque do motor Briggs & Stratton®



Fonte: Briggs & Stratton®.

- curva de redução da CVT, mostrada na **Figura 17**, da marca CVTech-AAB® com relação de transmissão variável na faixa de 3:1 até 0,43:1;

Figura 17 - Curva de redução da CVT da marca CVTech-AAB®



Fonte: Adaptado de Ferreira (2018)

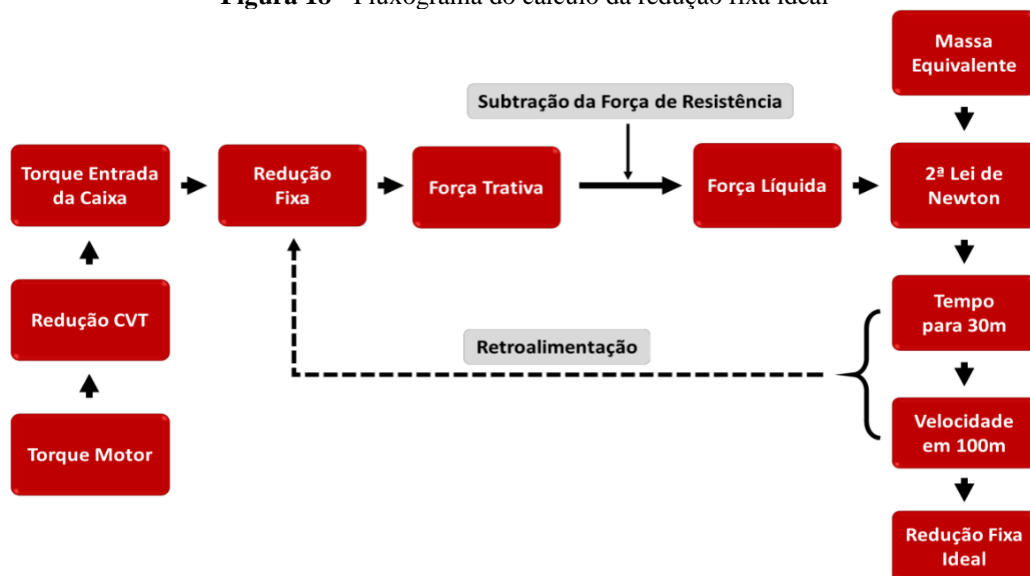
- eficiência média da CVT de 80%;
- eficiência do par de engrenagens de 98%;
- eficiência do par de rolamentos de 99%;
- eficiência de montagem (semieixos e cubos) de 100%;
- raio dinâmico do pneu de 95% do raio nominal.

Os valores de eficiência e do raio dinâmico do pneu foram adotados de acordo com os utilizados por Nishiguchi (2018) em sua metodologia, que será explicada à seguir.

3.2.2 Relação de transmissão e performance teórica

A relação de transmissão do redutor foi calculada utilizando o método iterativo proposto por Nishiguchi (2018), também ex-membro da equipe Baja UFSCar, em que é verificada performance teórica do veículo para diversos valores de redução fixa, até que seja obtida a considerada ideal, ou seja, a que apresenta o melhor desempenho de acordo com os critérios da equipe. O fluxograma da **Figura 18** representa de maneira simplificada as etapas dessa metodologia. Como este cálculo não é o foco principal do presente trabalho, ele será brevemente explicado, sem entrar em muitos detalhes, destacando apenas as passagens mais importantes para o entendimento geral.

Figura 18 - Fluxograma do cálculo da redução fixa ideal



Fonte: Nishiguchi (2018).

A rotina de cálculos consiste em multiplicar ponto a ponto as curvas de torque do motor Briggs & Stratton® (T_M) e a de redução da CVT (i_{CVT}), ambas em função da rotação do motor, por um valor de redução fixa ($i_{redutor}$), entre 7 e 12, intervalo este definido de acordo

com a experiência da equipe. A curva resultante é então multiplicada pela eficiência combinada do sistema de transmissão (η) e dividida pelo raio dinâmico do pneu (r), obtendo-se a força trativa disponível nas rodas do veículo. Em seguida são subtraídas as forças resistivas ao deslocamento (F_{res}), resultando na força líquida efetiva para acelerar o veículo (F_{liq}), descrita na **Equação (27)**.

$$F_{liq} = \frac{T_M \cdot i_{CVT} \cdot i_{reductor} \cdot \eta}{r} - F_{res} \quad (27)$$

A força resistiva ao deslocamento é composta pelas seguintes forças: resistência ao rolamento (F_{rol}), que é relacionada a deformação dos pneus ao contato com o solo; resistência aerodinâmica (F_{aer}), proveniente da ação do ar contra o veículo em movimento; e resistência gradiente (F_{grad}), relacionada à inclinação da pista. Desse modo, a força resistiva pode ser reescrita de acordo com a **Equação (28)**.

$$F_{res} = F_{rol} + F_{aer} + F_{grad} \quad (28)$$

Existem outras duas forças de resistência que são inseridas no cálculo de formas diferentes: a resistência mecânica, relacionada a perda de energia devido ao atrito entre componentes, representada pela eficiência do sistema de transmissão (η), já inserido na **Equação (27)**; e a resistência inercial, representada pela massa equivalente total (M_{eq}), correspondendo a soma das massas do veículo, do piloto, e a equivalente da inércia rotacional dos componentes rotativos do sistema de transmissão, de forma que estas consomem parte da energia disponível para aceleração, como visto na 2ª Lei de Newton.

Como não é possível obter a inércia rotacional dos componentes antes do dimensionamento, o cálculo da relação de transmissão leva em conta apenas a soma das massas do veículo com piloto estimadas. O cálculo da inércia rotacional equivalente será apresentado na **Seção 3.3**, e acrescentada posteriormente na massa equivalente total para mensurar seu impacto na performance do veículo.

Aplicando a 2ª Lei de Newton na **Equação (27)**, ou seja, dividindo-a pela massa equivalente total (M_{eq}), é possível calcular a curva de aceleração linear do veículo (a), representada pela **Equação (29)**.

$$a = \frac{F_{liq}}{M_{eq}} \quad (29)$$

A partir da curva de aceleração em função da rotação do motor, é possível calcular os indicadores de performance estipulados pela equipe. Dessa forma, a redução fixa é obtida a partir do valor testado que apresenta os melhores resultados teóricos de desempenho.

3.2.3 Dimensionamento dos componentes

Com a relação de transmissão definida, foi realizado o dimensionamento das engrenagens, eixos, carcaça e demais componentes da caixa de redução. Nessa etapa, considerou-se o torque máximo fornecido pelo motor (18,7 N.m) e sua respectiva rotação (2600 RPM), bem como a redução máxima da CVT (3:1) como sendo constantes, com a intenção de dimensionar os componentes para suportarem o maior esforço possível. Além disso, a eficiência da CVT adotada para os cálculos de esforços foi de 100%, visando estabelecer uma margem de segurança visto que a eficiência da transmissão desse componente é de difícil medição, devido ao escorregamento da correia.

Serão destacadas as metodologias utilizadas e principais decisões de projeto tomadas baseados em diversos fatores, como os pontos críticos identificados no projeto anterior, os recursos disponíveis para a manufatura, dentre outros.

3.2.3.1 Engrenagens

Os dentes das engrenagens foram dimensionados de acordo com a norma da AGMA apresentada em Norton (2013), considerando critérios de falha para fadiga de flexão na raiz do dente e fadiga superficial na face do dente. Assumiu-se uma vida de 15 horas para as engrenagens, baseado no tempo de operação estimado de uma competição mais um período de testes, além da disponibilidade de peças de reposição.

As variáveis de entrada no dimensionamento foram módulo, ângulo de pressão, número de dentes, largura da face e material, enquanto que a razão de contato (**Equação (5)**) e os coeficientes de segurança para fadiga de flexão (**Equação (10)**) e fadiga superficial (**Equação (11)**) foram definidos como as parâmetros de saída.

Os fatores modificadores utilizados para determinar as tensões de flexão e superficial, tanto as efetivas (**Equações (6) e (7)**) quanto as admissíveis (**Equações (8) e (9)**), foram determinados com a abordagem menos conservadora possível dentro das condições e características que envolvem o projeto, uma vez que tais fatores definidos pela AGMA já implicam essencialmente em um superdimensionamento.

O tipo de acoplamento entre engrenagem e eixos (união eixo-cubo) escolhido foi o chavetado, devido a menor complexidade de usinagem. Os rasgos de chaveta foram dimensionados de acordo com a norma DIN 6885.

As engrenagens ainda foram submetidas a tratamento térmico (cementação e revenimento), visando garantir a dureza adequada para resistir ao desgaste da superfície dos dentes. Além disso, foi utilizado o Método de Elementos Finitos para dimensionar os alívios de massa das coroas, através do *software* Solidworks®. Para que os alívios não implicassem na fragilidade da alma da engrenagem, foram levados em conta a espessura de penetração da cementação de 1,5 mm, e a recomendação da AGMA de espessura de borda de pelo menos 1,2 vezes o tamanho do dente.

3.2.3.2 Eixos

O dimensionamento dos eixos foi realizado com base na metodologia mostrada em Norton (2013) que segue a norma ASME, considerando as tensões equivalentes de Von Mises e estabelecendo um coeficiente de segurança estático (**Equação (18)**) e um para fadiga (**Equação (20)**). O material foi escolhido levando em conta a resistência ao escoamento e a resistência à tração, além da possibilidade de tratamento térmico caso necessário.

Foram feitos diagramas de corpo livre para determinar os momentos fletores e tensões cisalhantes, além dos carregamentos nos apoios. As seções dos eixos foram definidas de acordo com as restrições impostas pelo projeto, como os elementos acoplados (polia, engrenagens), de restrição axial (escalonamentos, anéis elásticos), de transmissão de torque (chavetas), além dos rolamentos. Desse modo, as tensões são calculadas em cada seção do eixo, através das equações de (12) a (17), e determinados os coeficientes de segurança. Também foram determinadas as deflexões e inclinações máximas, através das equações (22) e (23).

3.2.3.3 Carcaça

A carcaça da transmissão foi projetada utilizando o *software* Solidworks®, utilizando medidas parametrizadas de acordo com as dimensões das engrenagens e eixos. Foram seguidas as recomendações de Orlov (1976) para uso de nervuras, buscando aumentar a rigidez e distribuição de esforços, principalmente nas regiões dos assentos dos rolamentos.

Para o material utilizado, optou-se por manter uma liga leve fundida com baixa densidade, que fornece boa resistência ao escoamento para suportar os esforços gerados durante

a operação, tanto os provenientes dos apoios quanto possíveis impactos externos durante o funcionamento do veículo. Devido à geometria complexa, utilizou-se o Método dos Elementos Finitos para os cálculos de esforços e otimização da carcaça do redutor.

Além disso, buscou-se implementar entalhes nas laterais em posições opostas para auxiliar na desmontagem da transmissão, inspirados na solução apresentada por Bier (2018). Em relação a lubrificação, optou-se por utilizar o método por banho, seguindo a recomendação de Jelaska (2012) para a quantidade de lubrificante, além de inserir um respiro na carcaça para aliviar a pressão interna causada pelo aumento da temperatura durante o funcionamento.

3.2.3.4 Elementos padronizados

Os elementos padronizados utilizados na caixa de redução foram dimensionados e escolhidos seguindo normas específicas e catálogos dos respectivos fabricantes.

Os rolamentos foram escolhidos com auxílio do catálogo da NSK, optando-se pelos fixos de esferas blindados, devido à falta de carregamentos axiais nos eixos do redutor. Os retentores para os eixos de entrada e saída da caixa de redução, cuja função é evitar vazamento de óleo e entrada de impurezas no redutor, foram escolhidos de acordo com o catálogo da Sabó. As chavetas, responsáveis por transmitir o torque entre os eixos e engrenagens, foram dimensionadas seguindo a norma DIN 6885. Os anéis elásticos para restrição axial dos componentes na montagem do eixo, foram escolhidos de acordo com a norma DIN 471. Os pinos guia utilizados para garantir o alinhamento e posicionamento correto entre as partes da carcaça, foram determinados usando a norma DIN 6325.

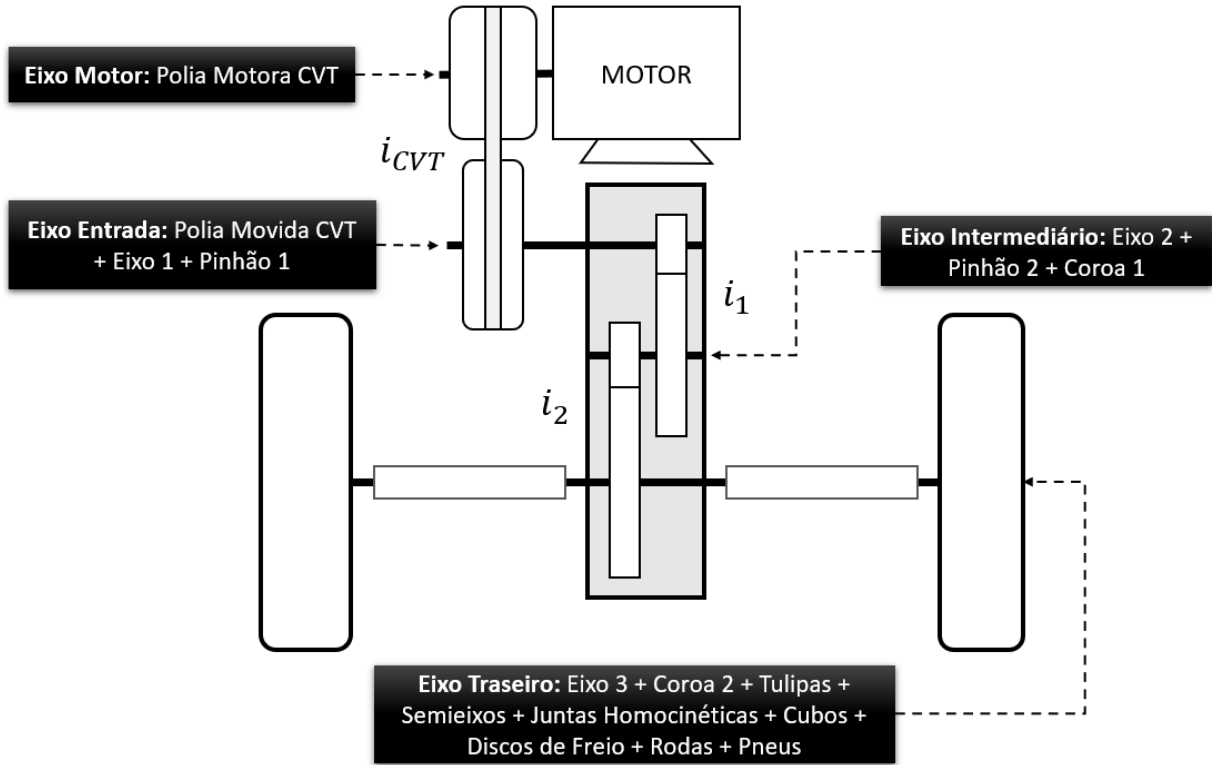
3.3 Inércia rotacional e massa equivalente do sistema de transmissão

Além da performance do veículo, um dos indicadores adotados para avaliar a evolução do projeto foi quantidade de massa equivalente reduzida dos componentes da caixa de redução, que por sua vez está relacionada à resistência inercial do veículo.

Para calcular a massa equivalente total do veículo, primeiramente foi necessário obter a inércia rotacional equivalente do sistema de transmissão, e convertê-la em massa equivalente rotacional. Com o intuito de facilitar o entendimento e o equacionamento, dividiu-se o sistema de transmissão em eixos, de acordo com as relações de transmissão entre eles, como a redução da CVT (i_{CVT}) e dos pares de engrenagens do redutor (i_1 e i_2).

A **Figura 19** ilustra de maneira simplificada os eixos do sistema de transmissão do protótipo baja, as relações de transmissão entre eles, e seus respectivos componentes acoplados.

Figura 19 - Representação dos eixos do sistema de transmissão do veículo baja



Fonte: Autoria própria.

Seguindo o princípio da **Equação (24)**, a inércia rotacional equivalente (I_{rot}) do sistema de transmissão do veículo baja pode ser dada de acordo com a **Equação (30)**. Esse equacionamento não considera a inércia rotacional dos componentes internos do motor, pois assumiu-se que a curva de torque do mesmo (**Figura 16**) já considera as perdas devido a inércia, de forma que adicioná-las aqui duplicaria seu efeito.

$$\begin{aligned}
 I_{rot} = & I_{cvt-mot} \cdot i_{total}^2 + (I_{cvt-mov} + I_{eixo1} + I_{pinhão1}) \cdot i_{redutor}^2 \\
 & + (I_{eixo2} + I_{coroa1} + I_{pinhão2}) \cdot i_2^2 + I_{eixo3} + I_{coroa2} \\
 & + 2 \cdot (I_{tulipa} + I_{semi} + I_{junta} + I_{cubo} + I_{freio} + I_{roda} + I_{pneu})
 \end{aligned} \quad (30)$$

Em que:

$$i_{total} = i_{cvt} \cdot i_{redutor} \quad (31)$$

$$i_{redutor} = i_1 \cdot i_2 \quad (32)$$

Nota-se que existe uma parcela variável da inércia rotacional equivalente, pois a inércia rotativa da polia motora da CVT é amplificada pela redução da CVT, que varia durante o funcionamento. Isso significa que em baixas velocidades, quando a redução da CVT é alta devido a necessidade de mais torque para a aceleração, a polia motora representa a grande maioria da inércia rotacional equivalente do trem de força, e conforme o veículo desenvolve velocidade e a redução da CVT diminui, a inércia rotativa equivalente também diminui de magnitude.

Para efeitos de avaliação especificamente do projeto da caixa de redução, a inércia rotacional equivalente do redutor ($I_{redutor}$) pode ser obtida através da **Equação (33)**.

$$I_{redutor} = (I_{eixo1} + I_{pinhão1}) \cdot (i_1 \cdot i_2)^2 + (I_{eixo2} + I_{coroa1} + I_{pinhão2}) \cdot i_2^2 + I_{eixo3} + I_{coroa2} \quad (33)$$

Com a inércia rotacional equivalente calculada, é possível convertê-la para massa rotacional equivalente do sistema de transmissão (M_{rot}) conforme a **Equação (25)**. Analogamente, podemos obter a massa rotacional equivalente do redutor ($M_{rot-red}$) pela **Equação (34)**.

$$M_{rot-red} = \frac{I_{redutor}}{r^2} \quad (34)$$

Desse modo, é possível implementar a massa equivalente rotacional na metodologia de Nishiguchi (2018) mostrada na **Seção 3.2.2**, e quantificar as perdas devido a inércia rotacional dos componentes na performance do veículo,.

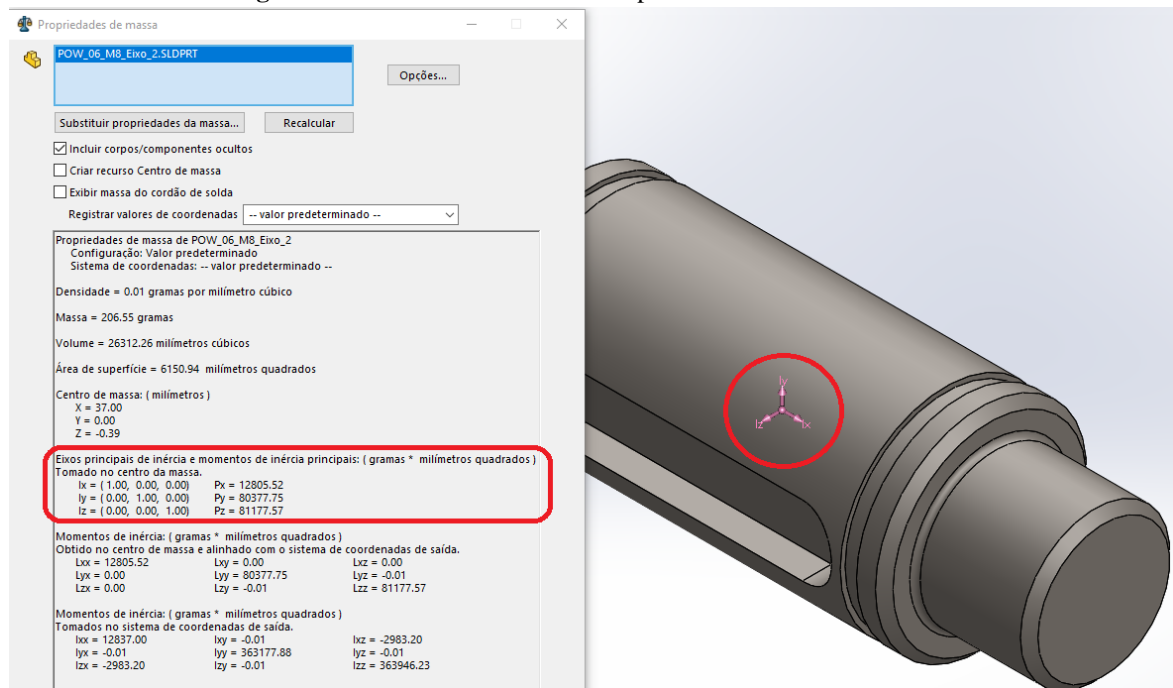
Para se obter as inércias rotacionais dos componentes do sistema de transmissão foram utilizados tanto o modelo 3D quanto o método experimental. O momento de inércia fornecido pelo modelo 3D possui uma aproximação bastante válida e com grande exatidão, além de ser o método mais prático e rápido para se obter as inércias. Esse recurso se mostra muito interessante e útil, tendo em vista a dificuldade de se calcular o momento de inércia manualmente em geometrias complexas, como por exemplo engrenagens e cubos de roda.

Contudo, para que essa ferramenta seja válida, é necessário que o modelo 3D tenha a geometria exata da peça real, e que a densidade do material ou a massa do componente esteja especificada no modelo virtual. No caso de componentes complexos, como as polias da CVT, o ideal é que cada peça que compõe a montagem esteja com seu material especificado, para que o centro de massa fique mais próximo da realidade. Caso algum desses requisitos não seja

cumprido, a medição da inércia rotacional pelo *software* não será válida, podendo fornecer valores com erro considerável.

No *software* Solidworks®, o recurso “Propriedades de Massa” fornece massa, volume, centro de massa, além do momento de inércia em cada eixo para determinado sistema de coordenada. Como indicado no exemplo da **Figura 20**, o momento de inércia é tomado no centro de massa no eixo de rotação da peça. Vale destacar que o eixo de rotação da peça não necessariamente é coaxial com o eixo do centro de massa, pois o centro de massa pode estar deslocado do centro da peça, por exemplo, em função da remoção de material para o rasgo de chaveta. Entretanto, esse pequeno deslocamento infere num erro considerado desprezível para os cálculos aqui realizados.

Figura 20 - Inércia rotacional de componente obtida do modelo 3D



Fonte: Autoria própria.

O momento de inércia também pode ser obtido experimentalmente através do estudo da oscilação do pêndulo de torção pelo método científico. Este experimento é recomendado para medir a inércia rotacional de componentes cujos valores fornecidos pelo modelo 3D não são válidos e/ou precisos, como é o caso das polias da CVT e do conjunto roda e pneu.

A primeira etapa do experimento consiste em suspender completamente um objeto cujo momento de inércia é conhecido (ou que seja possível calcular facilmente, como um cilindro ou disco) através um fio ou haste que passe virtualmente pelo seu centro de gravidade, como mostrado na **Figura 21**. Em seguida, deve-se rotacionar o objeto no seu eixo vertical em

no máximo 15° e soltá-lo, e cronometrar o tempo para completar de 7 a 10 oscilações. O procedimento deve ser repetido pelo menos 3 vezes para se obter uma média do período de oscilação e, assim, reduzir parcialmente os erros experimentais.

Figura 21 - Experimento da oscilação do pêndulo de torção



Fonte: Autoria própria.

Com a inércia rotacional do objeto conhecida (I) e a média do período de oscilação (T) calculada, pode-se obter a constante de torção do fio (k) através da **Equação (35)**.

$$k = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot I}{T^2} \quad (35)$$

O mesmo procedimento deve ser realizado para os componentes do sistema de transmissão que se deseja calcular a inércia rotacional, cronometrando e obtendo a média do período de oscilação. A **Figura 22** mostra o experimento sendo realizado para as polias da CVT e o conjunto roda e pneu do veículo.

Figura 22 - Procedimento para mensurar o momento de inércia dos componentes



Fonte: Autoria própria.

Com a constante de torção do fio obtida anteriormente, e os valores médios de período de oscilação medidos, pode-se calcular a inércia rotacional dos componentes através da **Equação (36)**.

$$I = \frac{k \cdot T^2}{4 \cdot \pi^2} \quad (36)$$

É importante ressaltar que por se tratar de um experimento, os valores calculados podem apresentar imprecisões, porém trata-se de um método que fornece uma estimativa aceitável para o estudo proposto, que é de avaliar o impacto da inércia rotacional na performance do veículo.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos através das metodologias introduzidas no capítulo anterior. Primeiramente será mostrada a relação de transmissão ideal calculada e seus indicadores de performance teóricos, e em seguida o projeto final dos componentes da caixa de redução do protótipo “M8”. Após o dimensionamento, será mensurado e discutido o impacto da inércia rotacional dos componentes do veículo na performance, e por fim, apresentado o desempenho obtido pelo protótipo durante os testes feitos pela equipe e nas competições disputadas.

4.1 Relação de transmissão e performance teórica

A partir dos parâmetros de entrada apresentados na **Seção 3.2.1** e da metodologia mostrada na **Seção 3.2.2**, a relação de transmissão ideal teórica obtida foi de 9,85. A condição de operação considerada foi a de aceleração plena a partir do repouso, em um terreno plano de terra batida e barro, sendo estas condições as normalmente enfrentadas pelo veículo nas provas de aceleração, velocidade e de tração nas competições da SAE.

A **Tabela 1** mostra os indicadores de performance teóricos calculados a partir da relação de transmissão ideal obtida para o protótipo “M8”, e os compara com os encontrados para o protótipo anterior, o “Moisés”.

Tabela 1 - Comparação da performance teórica entre os protótipos “M8” e “Moisés”

Parâmetro	Moisés	M8	Unidade	Comparação
Massa total estimada	275	250	[kg]	-9,09%
Relação de transmissão	10	9,85	[-]	-1,50%
Força líquida máxima	1370,12	1370,86	[N]	+0,05%
Aceleração máxima	4,982	5,483	[m/s ²]	+10,06%
Velocidade máxima	46,45	51,90	[km/h]	+11,74%
Velocidade em 100m	41,60	44,82	[km/h]	+7,74%
Tempo para 30m	4,867	4,679	[s]	-3,87%

Fonte: Autoria própria.

Com a redução ideal estimada de 9,85, o protótipo “M8” teoricamente atinge a meta estipulada de velocidade (> 42 km/h), porém não atinge a meta de aceleração (< 4,6 s). Entretanto, nota-se uma evolução em todos os indicadores quando comparado ao protótipo “Moisés”, com a força líquida máxima mantendo-se praticamente a mesma. Isso se deve principalmente à redução de massa do veículo, sendo este um objetivo comum de todos os subsistemas do carro. Alguns outros parâmetros geométricos também influenciam na

performance como, por exemplo, a posição do centro de gravidade (CG) e a área frontal do veículo, que impactam no limite de aderência dos pneus e na força resistiva ao movimento, porém esses parâmetros não são o foco do presente trabalho e não serão analisados, visto que a massa equivalente do veículo é o parâmetro resistivo de maior impacto na performance.

4.2 Projeto final da caixa de redução do protótipo “M8”

4.2.1 Engrenagens

A princípio, os módulos escolhidos para os pares de engrenagens foram de 2,5 para o primeiro par e 3 para o segundo. O motivo dessa escolha foi tornar os dentes mais robustos em relação aos do protótipo anterior (cujos módulos eram 2 e 2,5), possibilitando diminuir a largura de face dos dentes e, conseqüentemente, a espessura total do redutor. Porém, devido ao maior diâmetro das engrenagens, foram identificadas possíveis dificuldades na montagem e empacotamento da transmissão no veículo, de modo que se optou por utilizar o módulo 2,5 para ambos os pares. A **Tabela 2** apresenta os principais parâmetros geométricos obtidos para os pares de engrenagens.

Tabela 2 - Parâmetros geométricos dos pares de engrenagens da transmissão do “M8”

Parâmetro	Pinhão 1	Coroa 1	Pinhão 2	Coroa 2	Unidade
Módulo (m)	2,5		2,5		[mm]
Ângulo de pressão (Φ)	20		20		[°]
Número de dentes (z)	19	54	20	69	[-]
Redução real do par (i_{par})	2,84		3,45		[-]
Redução real total (i_{total})		9,81			[-]
Diâmetro primitivo (d_p)	47,50	135,00	50,00	172,50	[mm]
Diâmetro externo (d_e)	52,50	140,00	55,00	177,50	[mm]
Diâmetro de raiz (d_r)	41,25	128,75	43,75	166,25	[mm]
Adendo (a)	2,5	2,5	2,5	2,5	[mm]
Dedendo (b)	3,125	3,125	3,125	3,125	[mm]
Passo diametral (p_d)	0,4	0,4	0,4	0,4	[mm ⁻¹]
Passo circular (p_c)	7,854	7,854	7,854	7,854	[mm]
Passe da base (p_b)	59,690	169,646	62,832	216,770	[mm]
Entre centros (C)	91,25		111,25		[mm]
Comprimento de ação (Z)	12,220		12,408		[mm]
Razão de contato (m_p)	1,656		1,681		[-]

Fonte: Autoria própria.

Como identificado no projeto anterior, o pinhão do segundo par é a engrenagem mais solicitada do redutor, tornando-o um componente crítico. Tendo isso em vista, optou-se por uma diminuir a redução do primeiro par, pois isso implica em um torque menor transmitido ao

eixo intermediário do redutor, onde está acoplado o segundo pinhão, reduzindo as tensões aplicadas nesse componente. Na configuração definida, a redução do primeiro par é de 2,84 e do segundo par é de 3,45, chegando à uma redução total de 9,81, com uma concordância de 99,5% com a estimada como ideal teórica. Além disso, a razão de contato de ambos os pares é acima de 1,6, dentro da faixa recomendada e possibilitando uma boa distribuição de cargas entre os dentes.

O material escolhido para as engrenagens foi o aço SAE 8620, com tratamento térmico de cementação e revenimento. O dimensionamento dos dentes foi realizado seguindo a metodologia da AGMA, utilizando as equações mostradas na **Seção 2.2**, para uma vida de 15 horas, e largura de face de 12 e 18 mm para cada par de engrenagens, reduzindo 33% e 28% respectivamente em relação ao protótipo anterior (18 e 25 mm). O **Apêndice A** mostra parâmetros e fatores de correção usados para os cálculos. A **Tabela 3** mostra os coeficientes de segurança obtidos.

Tabela 3 - Coeficientes de segurança das engrenagens da transmissão do “M8”

Coeficiente de segurança	Pinhão 1	Coroa 1	Pinhão 2	Coroa 2
Fadiga de flexão (N_{fb})	1,20	1,73	0,80	1,19
Fadiga de superfície (N_{fc})	2,15	2,49	1,53	1,81

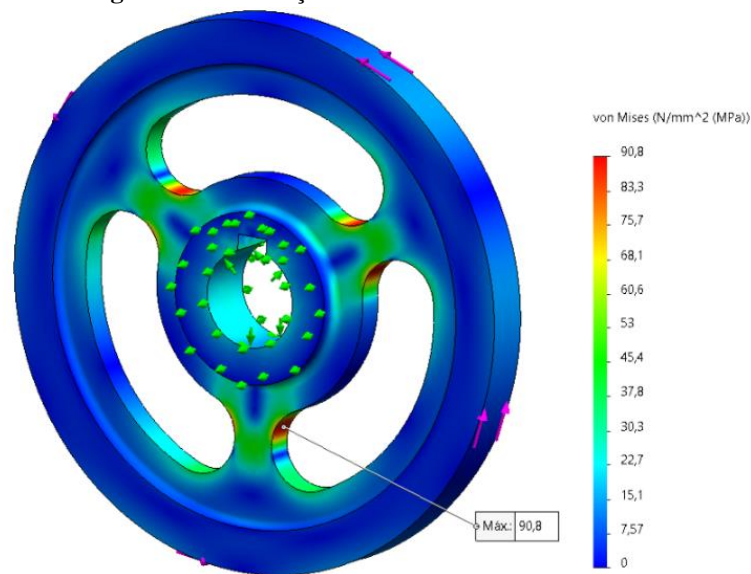
Fonte: Autoria própria.

É possível observar que para as condições impostas, o pinhão 2 possui a tensão de flexão na raiz do dente efetiva maior que a admissível, implicando em um coeficiente de segurança menor que 1,0. Entretanto, levando em conta os vários fatores de correção da norma da AGMA que implicam em um superdimensionamento, e o fato de os cálculos terem sido realizados para o maior torque de entrada teórico possível, sem considerar o escorregamento da correia da CVT, o coeficiente de segurança obtido foi considerado aceitável. Além disso, a possibilidade de troca de componentes e periodicidade de manutenção prevista para este projeto corrobora para essa decisão.

Os alívios de massa das almas das coroas foram verificados através de simulações em elementos finitos no *software* Solidworks®, onde foram feitas análises estáticas considerando o material isotrópico linear elástico, testando diversas opções de desenhos dos alívios e de espessuras até que se chegasse em uma solução considerada aceitável, que garantisse simultaneamente confiabilidade e otimização de massa do componente. Como condições de contorno, foram consideradas restrições de movimento radial, axial e de rotação no cubo da engrenagem, e a carga foi o torque nos dentes aplicado no diâmetro primitivo, simulando uma situação em que a rotação do eixo travasse e toda a carga fosse aplicada nos dentes da

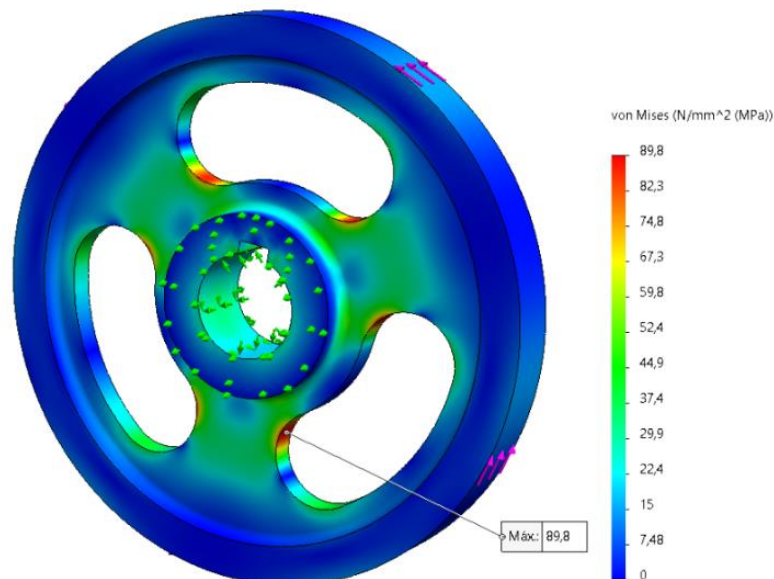
engrenagem. Considerando que os dentes já haviam sido dimensionados utilizando a norma e que o foco da simulação era otimizar as almas, o modelo 3D foi simplificado substituindo os dentes por uma face cilíndrica lisa com o diâmetro igual ao primitivo da engrenagem, reduzindo também o custo computacional. A malha utilizada para nas simulações foi do tipo triangular com tamanho máximo de elemento de 4 mm, além de um refinamento na região dos alívios, aplicando um tamanho máximo de elemento de 1,15 mm. A **Figura 23** e a **Figura 24** mostram os resultados obtidos nas simulações para as coroas do primeiro e do segundo par de engrenagens, sendo que o torque aplicado foi de 154,44 N.m e 550,08 N.m, respectivamente.

Figura 23 - Simulação dos alívios de massa da coroa 1



Fonte: Autoria própria.

Figura 24 - Simulação dos alívios de massa da coroa 2



Fonte: Autoria própria.

Os resultados das simulações foram comparados com as propriedades mecânicas do material das engrenagens ($S_y = 330$ MPa e $S_{ut} = 560,9$ MPa), que foram obtidos através ensaio de tração em um corpo de prova. A tensão máxima obtida na alma (σ_{alma}) foi comparada com a tensão limite de escoamento do material (S_y) e com a tensão limite de fadiga corrigida (S_e). O **Apêndice B** mostra os fatores modificadores utilizados para correção do limite de fadiga. A **Tabela 4** mostra os coeficientes de segurança obtidos para a alma das coroas.

Tabela 4 - Coeficientes de segurança das almas das coroas do “M8”

Engrenagem	S_y [MPa]	S_e [MPa]	σ_{alma} [MPa]	N_y	N_f
Coroa 1	330,0	122,59	90,80	3,63	1,35
Coroa 2	330,0	119,71	89,80	3,67	1,37

Fonte: Autoria própria.

As espessuras definidas das almas das coroas foram de 7 e 8 mm, respectivamente, de forma que não ficassem frágeis após a cementação com penetração de 1,5 mm. Após o tratamento térmico, a dureza de todas as engrenagens foi mensurada em ensaio, obtendo-se em torno de 58 a 60 HRC, garantindo a resistência superficial ao desgaste dos dentes.

A **Figura 25** mostra o projeto final das engrenagens da caixa de redução do protótipo “M8”, comparando o modelo 3D e após a fabricação.

Figura 25 - Engrenagens da transmissão do protótipo "M8"



Fonte: Autoria própria.

4.2.2 Eixos

O material escolhido para os eixos foi o aço SAE 4340 normalizado, cujas propriedades mecânicas utilizadas para o dimensionamento ($S_y = 488$ MPa e $S_{ut} = 688$ MPa)

foram obtidas através de um ensaio de tração em um corpo de prova.

Os diagramas de esforços solicitantes mostrados no **Apêndice C** foram construídos e, a partir deles, identificados os pontos críticos e calculadas as tensões de flexão e cisalhamento. Os diâmetros das seções dos eixos foram determinados seguindo a norma da ASME e considerando as dimensões dos elementos construtivos como os engrenagens e rolamentos. A **Tabela 5** mostra os coeficientes de segurança mínimos calculados para cada eixo.

Tabela 5 - Coeficientes de segurança dos eixos do redutor do "M8"

Coeficiente de segurança	Eixo 1	Eixo 2	Eixo 3
Estático (N_y)	6,93	5,64	5,01
Fadiga (N_f)	1,55	1,61	3,18

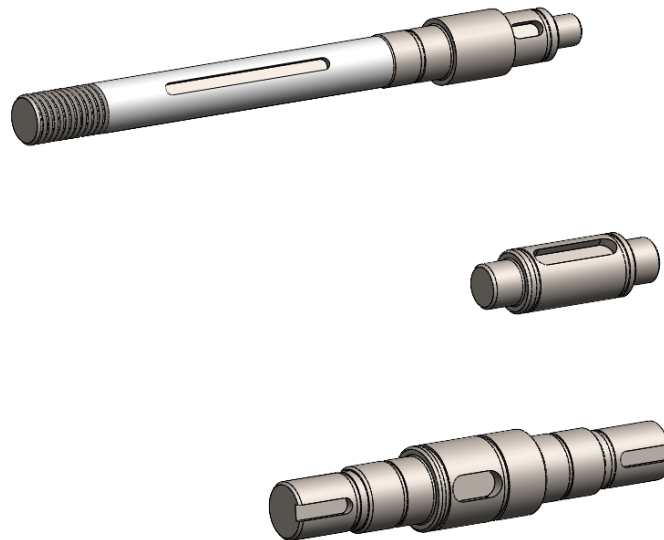
Fonte: Autoria própria.

As seções mais críticas dos eixos de entrada (1) e de saída (3) foram localizadas no escalonamento do mancal de rolamento mais próximo do acoplamento das engrenagens, enquanto no eixo intermediário (2), a região mais crítica é no rasgo de chaveta.

Além disso, a máxima inclinação encontrada nos eixos em uma região de mancal de rolamento foi de 0,15 mrad e em uma região de acoplamento de engrenagem foi de 0,24 mrad, ambas dentro dos valores admissíveis. Em relação à deflexão, o maior valor obtido em uma seção de engrenagem acoplada foi de 0,008 μm , bem abaixo do máximo admissível.

A modelagem final dos eixos é mostrada na **Figura 26**.

Figura 26 - Eixos da caixa de redução do protótipo "M8"



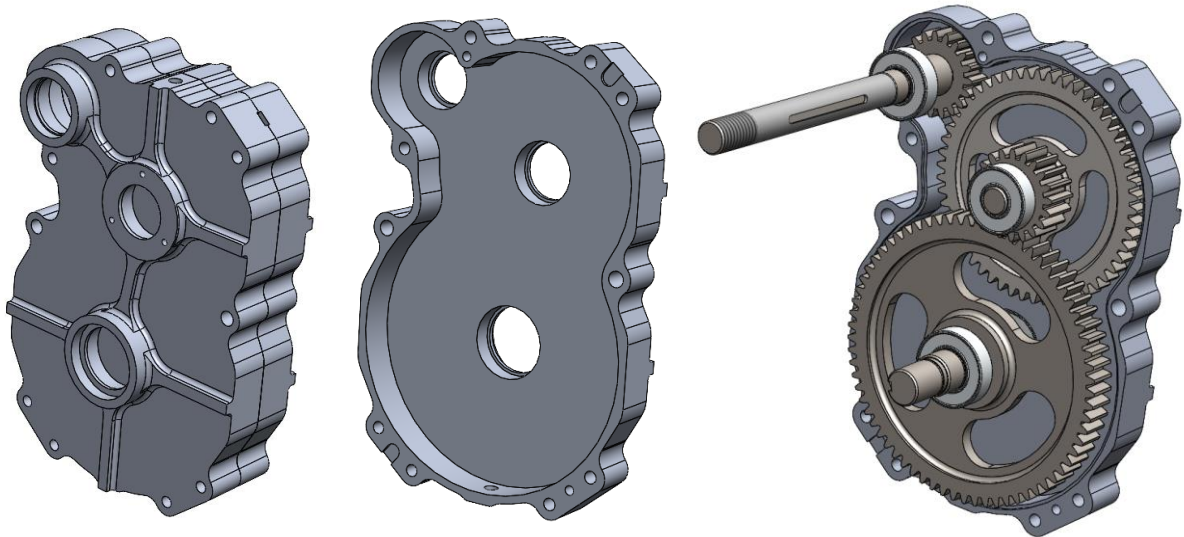
Fonte: Autoria própria.

4.2.3 Carcaça

A carcaça foi confeccionada de forma a se adequar as condições do projeto do veículo, levando em conta os pontos da suspensão traseira, o espaço disponível para o envelopamento do sistema de transmissão e possíveis pontos de fixação no chassi. Além disso, também foram consideradas restrições impostas pelos recursos, processos e maquinário disponíveis para a manufatura do componente.

Visando reduzir o volume interno da carcaça, a geometria foi feita de forma a contornar os componentes internos da transmissão, removendo espaços desnecessários. Em comparação com o projeto anterior, houve uma diminuição de 31% do volume interno da caixa de redução. A **Figura 27** mostra a geometria externa e interna da carcaça, bem como a disposição dos componentes em seu interior.

Figura 27 - Carcaça da caixa de redução do protótipo “M8”

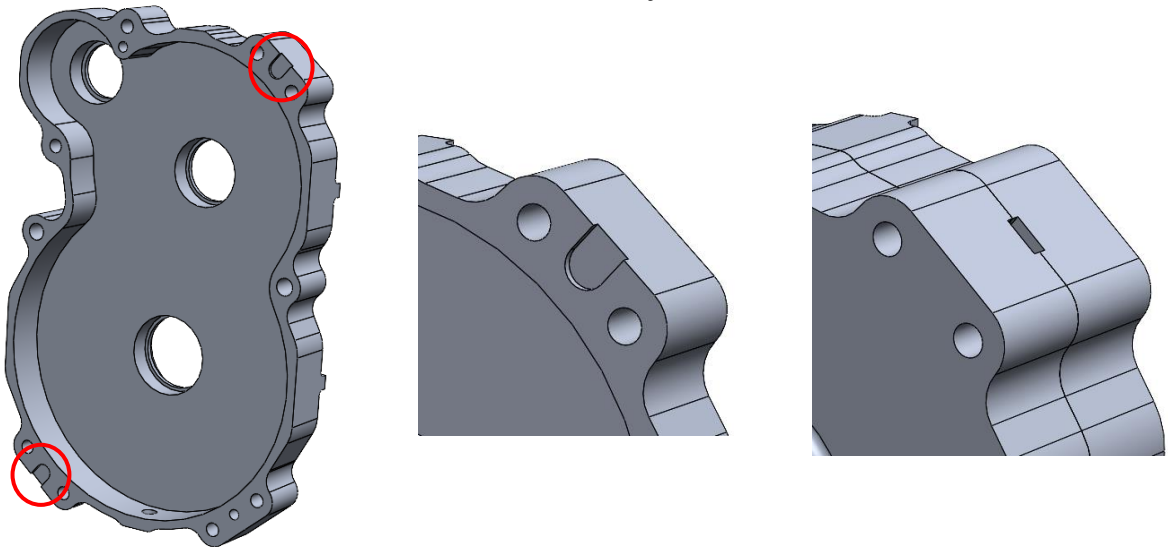


Fonte: Autoria própria.

Nervuras foram utilizadas ao redor dos assentos dos rolamentos, indo até as bordas da face da carcaça, com o objetivo de aumentar a distribuição de esforços e gerando mais estabilidade.

Para facilitar a abertura da caixa de redução nos procedimentos de manutenção, foram adicionados entalhes em duas abas laterais opostas entre si, mostrados na **Figura 28**, possibilitando o uso de qualquer dispositivo estreito como alavanca, e assim reduzindo o tempo e dificuldade na desmontagem.

Figura 28 - Entalhes nas abas da carcaça da transmissão do “M8”



Fonte: Autoria própria.

O material utilizado foi a liga de alumínio A356-T6 fundida em molde de areia. Os modelos de fundição (**Figura 29**), material e o processo de fundição foram fornecidos por um patrocinador da equipe, enquanto o Departamento de Engenharia de Materiais (DEMa) da UFSCar contribuiu com o material e uma segunda fundição para peças sobressalentes.

Figura 29 - Modelos de fundição da carcaça do transmissão do “M8”



Fonte: Autoria própria.

A usinagem da carcaça, bem como das engrenagens e dos eixos do redutor, foi realizada no Laboratório de Processos de Fabricação (LPF) do Departamento de Engenharia Mecânica (DEMec) da UFSCar. A **Figura 30** mostra os componentes após a finalização dos processos de fabricação.

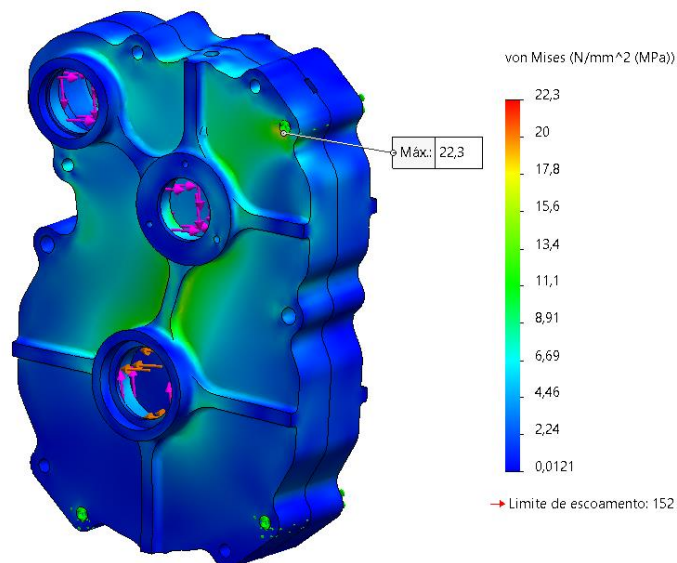
Figura 30 - Carcaça, engrenagens e eixos do redutor do “M8” pós-fabricação



Fonte: Autoria própria.

A validação da carcaça foi feita através de uma análise estática em elementos finitos no *software* Solidworks®, considerando o material isotrópico linear elástico. As restrições consideradas foram de apoio fixo nos 3 furos utilizados para fixar o redutor no chassi do veículo, e as cargas aplicadas foram as forças de reação dos apoios localizados nos mancais dos rolamentos, retirados dos diagramas de corpos livre. A malha considerada na simulação foi do tipo triangular com tamanho máximo de elemento de 5 mm. Os resultados das tensões obtidos da simulação estão mostrados na **Figura 31**.

Figura 31 - Tensões obtidas na simulação da carcaça do redutor do “M8”

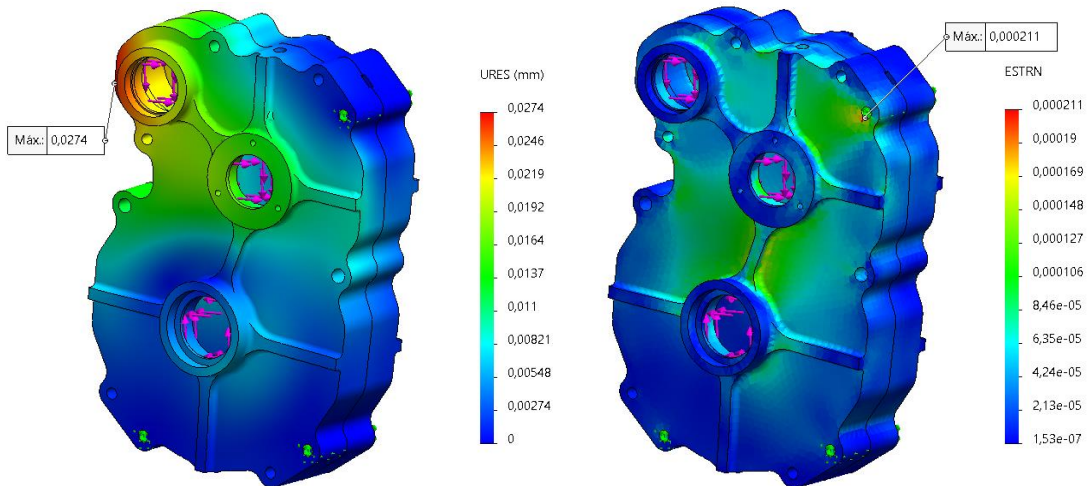


Fonte: Autoria própria.

A maior tensão obtida na simulação foi de 22,3 MPa, localizado no furo de fixação superior da carcaça no chassi, sendo 6,82 vezes menor que a tensão limite de escoamento do

material da carcaça (152 MPa), garantindo um fator de segurança confiável para este componente. Além disso, o deslocamento máximo foi de 0,027 mm na região do mancal do primeiro eixo, sendo este o local mais distante das fixações da carcaça, e a deformação máxima foi de 0,02%, também no furo de fixação superior, sendo estes valores considerados aceitáveis pela equipe, mostrados na **Figura 32**.

Figura 32 - Deslocamento e deformação obtidos na carcaça do redutor do “M8”

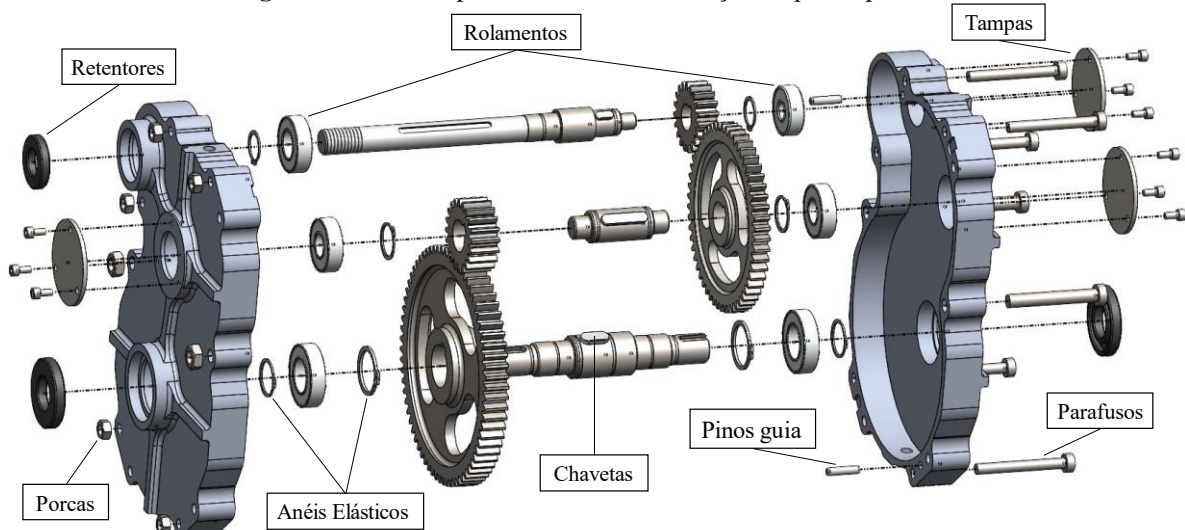


Fonte: Autoria própria.

4.2.4 Montagem

Os elementos padronizados da caixa de redução foram selecionados de acordo com seus catálogos específicos, como mencionado na **Seção 3.2.3.4**. A **Figura 33** mostra a vista explodida do redutor, indicando os elementos padronizados e sua disposição na montagem.

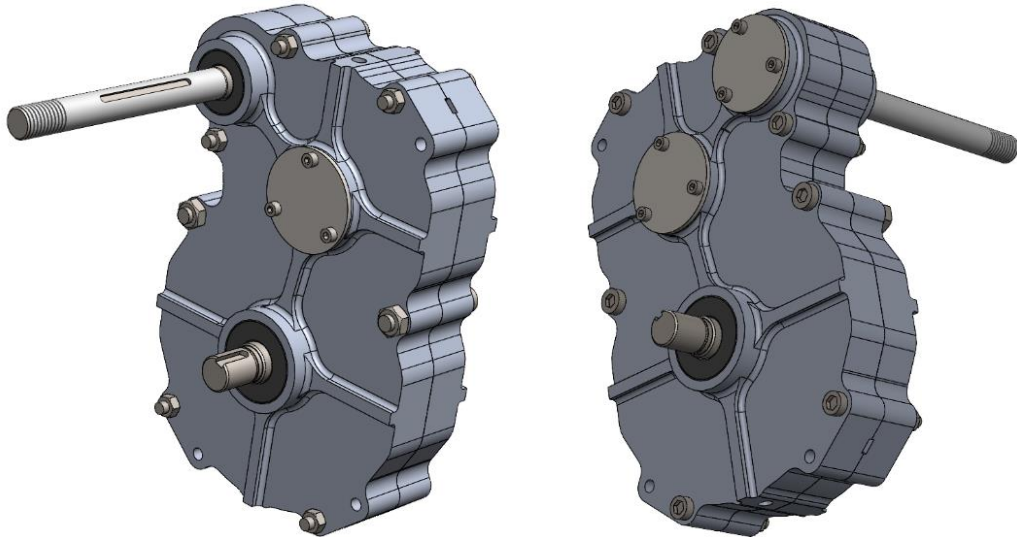
Figura 33 - Vista explodida da caixa de redução do protótipo “M8”



Fonte: Autoria própria.

A opção pela utilização de tampas nos mancais se deu pelo fato de facilitar a retirada dos rolamentos no processo de abertura e desmontagem, ao custo de um número maior de elementos totais da caixa de redução. A **Figura 34** mostra o modelo 3D do redutor do protótipo “M8” completamente montado.

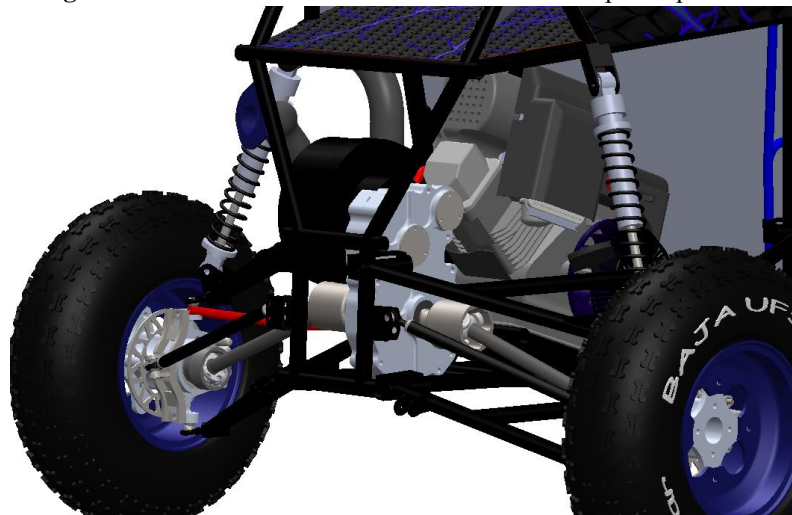
Figura 34 - Modelo 3D da caixa de redução do protótipo “M8” (2020-2022)



Fonte: Autoria própria.

O lubrificante selecionado para os componentes internos do redutor foi o óleo de transmissão SAE 90, sendo este um óleo com menor viscosidade em relação ao SAE 140 utilizado no protótipo anterior. A opção por esse lubrificante foi em decorrência do posicionamento vertical da caixa de redução no chassi do protótipo, como mostra a **Figura 35**, de modo que um óleo menos viscoso permite uma circulação mais rápida e facilita a lubrificação do primeiro par de engrenagens localizado mais acima na montagem.

Figura 35 - Posicionamento do redutor no chassi do protótipo “M8”



Fonte: Autoria própria.

4.3 Massa equivalente e performance

Após o dimensionamento e projeto final dos componentes do redutor e do sistema de transmissão como um todo, comparou-se a massa e o momento de inércia em relação aos componentes do protótipo anterior, com o objetivo de estabelecer indicadores de evolução do projeto.

Observa-se na **Tabela 6** que houve uma redução de aproximadamente de 2,2 kg de massa total nos componentes, representando uma diminuição de 23,7%. Pode-se notar que quase todos os componentes tiveram redução de massa considerável, com exceção dos pinhões, cujo aumento da massa justifica-se pela opção de tornar esses componentes mais robustos para evitar as quebras vistas no projeto antigo.

Em contrapartida, nota-se na **Tabela 7** que houve um aumento de 28,5% da inércia rotacional equivalente (calculada pela **Equação (33)**), devido ao aumento do módulo das engrenagens no dimensionamento, ocasionando diâmetros maiores que por sua vez implicam em maiores momentos de inércia desses componentes.

Tabela 6 - Comparação da massa dos componentes dos redutores

Componente	Massa [kg]		
	Moisés	M8	Comparação
Eixo 1	0,660	0,573	-13,17%
Eixo 2	0,463	0,207	-55,39%
Eixo 3	1,327	0,682	-48,63%
Pinhão 1	0,102	0,175	+71,21%
Coroa 1	1,149	0,771	-32,93%
Pinhão 2	0,203	0,248	+21,85%
Coroa 2	1,953	1,712	-12,34%
Carcaça	3,382	2,684	-20,63%
Total	9,239	7,051	-23,69%

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7 - Comparação da inércia rotacional dos componentes dos redutores

Componente	Inércia rotacional [kg.m ²]		
	Moisés	M8	Comparação
Eixo 1	0,000034	0,000029	-13,74%
Eixo 2	0,000046	0,000013	-71,95%
Eixo 3	0,000161	0,000064	-60,46%
Pinhão 1	0,000022	0,000060	+177,81%
Coroa 1	0,002384	0,002098	-12,00%
Pinhão 2	0,000083	0,000098	+18,67%
Coroa 2	0,005534	0,007555	+36,51%
Equivalente	0,033042	0,042460	+28,50%

Fonte: Autoria própria.

Com a **Equação (34)** foi possível converter a inércia rotacional equivalente para uma massa equivalente, permitindo assim calcular a massa equivalente total do redutor, mostrada na **Tabela 8**. Pode-se observar que apesar do aumento da inércia rotacional dos componentes, ainda assim obteve-se uma redução de mais de 20% da massa equivalente total em relação ao projeto anterior, atingindo um dos objetivos estabelecidos.

Tabela 8 - Comparação da massa equivalente total dos redutores

Massa [kg]	Moisés	M8	Comparação
Total	9,239	7,051	-23,69%
Equivalente	0,515	0,661	+28,50%
Equivalente Total	9,754	7,712	-20,93%

Fonte: Autoria própria.

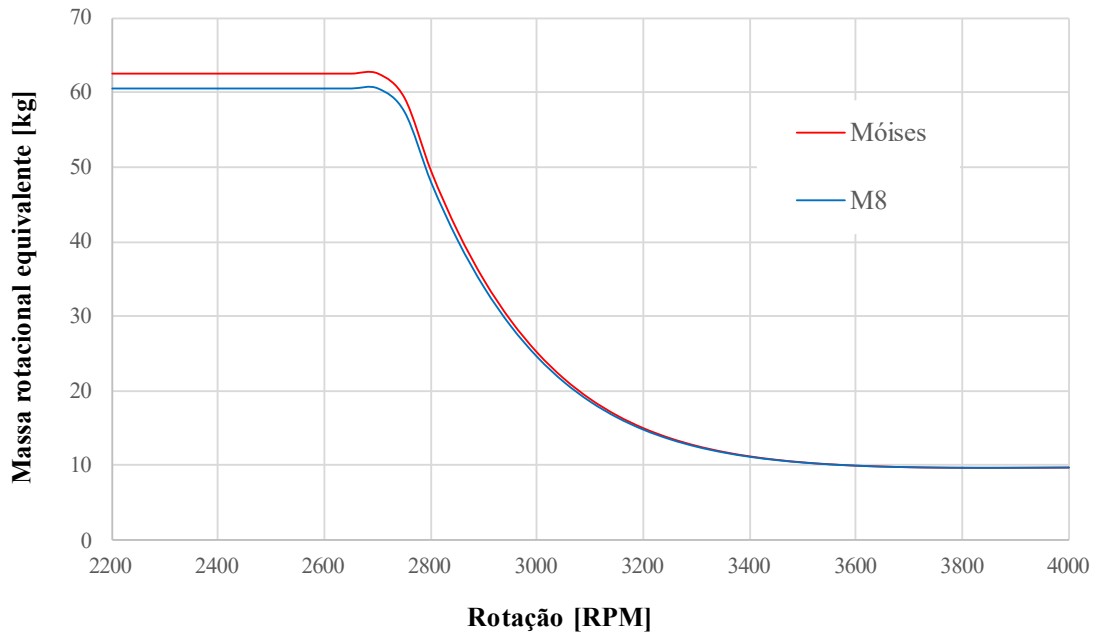
No entanto, para mensurar o impacto do momento de inércia na performance do veículo é necessário obter a massa rotacional equivalente de todos os componentes rotativos presentes no sistema de transmissão. O **Apêndice D** mostra a inércia rotacional e a massa de cada componente, cujos valores foram utilizados para os cálculos e análises a seguir. Aqui vale reforçar que as polias da CVT e o conjunto roda e pneu são os componentes que apresentam a maior imprecisão dos dados obtidos, como dito na **Seção 3.3**, porém para efeitos de comparação entre os protótipos essa imprecisão não é relevante, devido ao fato de serem exatamente os mesmos componentes utilizados em ambos os veículos. Os outros dados utilizados para as análises são apresentados na **Tabela 9**.

Tabela 9 - Dados gerais dos protótipos “Moisés” e “M8”

Dado	Moisés	M8
Redução CVT	Figura 17	
Redução Par 1	3,39	2,84
Redução Par 2	2,95	3,45
Redução Total	9,99	9,81
Massa total estimada [kg]	275	250
Raio Dinâmico do Pneu [m]	0,253	0,253

Fonte: Autoria própria.

O gráfico da **Figura 36** mostra a comparação da massa rotacional equivalente dos componentes rotativos do sistema de transmissão entre os protótipos. A curva foi construída através das **Equações (30)** e **(25)** em função da curva da redução da CVT, que por sua vez está em função da rotação do motor, como mostrado da **Figura 17**.

Figura 36 - Comparação da massa rotacional equivalente entre os protótipos

Fonte: Autoria própria.

Pelo gráfico, pode-se observar que a resistência ao movimento causada pela inércia rotacional dos componentes ocorre em sua maioria no início da aceleração, exigindo mais torque para sair do repouso, seguindo a curva da redução da CVT. Além disso, é possível notar que a maior diferença entre os protótipos é justamente nessa etapa inicial da aceleração, onde a redução da CVT tem seu valor máximo, de modo que o sistema de transmissão do protótipo “Moisés” oferece uma maior resistência a aceleração do que o sistema do “M8”. Nota-se ainda que à medida que a rotação do motor aumenta, as curvas praticamente se sobrepõem, o que significa que no estado de velocidade plena, não existe diferença substancial de resistência em decorrência da inércia rotacional entre os sistemas.

Com a massa rotacional equivalente calculada, foi possível mensurar seu impacto na performance teórica do veículo. O intuito dessa análise foi comparar o desempenho dos protótipos com e sem a massa rotacional equivalente, uma vez que o desempenho teórico preliminar mostrado na **Tabela 1** leva em conta apenas a massa total estimada dos veículos. As curvas das massas rotativas equivalentes mostradas na **Figura 36** foram somadas às massas totais estimadas dos protótipos, de modo que a massa equivalente total de cada veículo é calculada em função da redução da CVT, sendo assim possível calcular as performances teóricas pela metodologia apresentada na **Seção 3.2.2**. A **Tabela 10** mostra a comparação feita para protótipo “Moisés” e a **Tabela 11** para o “M8”.

Tabela 10 - Impacto da inércia rotacional na performance do protótipo "Moisés"

Indicador	s/ M_{rot}	c/ M_{rot}	Perda	Comparação
Força Líquida Máxima [N]	1368,19	1306,81	-61,38	-4,49%
Aceleração Máxima [m/s^2]	4,975	3,871	-1,104	-22,19%
Velocidade Máxima [km/h]	46,30	45,29	-1,00	-2,17%
Velocidade em 100m [km/h]	41,65	40,68	-0,96	-2,31%
Tempo para 30m [s]	4,885	5,166	+0,281	+5,75%

Fonte: Autoria própria.

Tabela 11 - Impacto da inércia rotacional na performance do protótipo "M8"

Indicador	s/ M_{rot}	c/ M_{rot}	Perda	Comparação
Força Líquida Máxima [N]	1363,49	1304,01	-59,48	-4,36%
Aceleração Máxima [m/s^2]	5,454	4,914	-0,540	-9,90%
Velocidade Máxima [km/h]	51,93	50,89	-1,04	-2,00%
Velocidade em 100m [km/h]	44,82	44,02	-0,80	-1,80%
Tempo para 30m [s]	4,679	4,774	+0,096	+2,05%

Fonte: Autoria própria.

Pelas tabelas acima, pode-se notar que a perda de performance devido ao acréscimo da massa rotacional equivalente foi menor no protótipo "M8". A principal diferença ocorre nos indicadores relacionados a aceleração, onde a perda no "Moisés" foi maior que o dobro comparado ao "M8", enquanto nos indicadores de velocidade a diferença entre os protótipos foi pequena. Esse comportamento é condizente com a diferença observada nas curvas da **Figura 36**, onde massa rotacional equivalente do "Moisés" é maior no estado de aceleração inicial do veículo, e no estado de velocidade plena a diferença é mínima.

Com o objetivo de realizar uma análise mais detalhada, calculou-se a massa rotacional equivalente dos componentes em cada eixo do sistema de transmissão, de acordo com o indicado na **Figura 19**. A **Tabela 12** mostra a massa rotacional equivalente calculada na etapa inicial de aceleração, ou seja, quando a redução da CVT é máxima (3:1), e a **Tabela 13** apresenta os resultados obtidos na etapa de velocidade plena, quando a redução da CVT é mínima (0,43:1).

Tabela 12 - Massa rotacional equivalente por eixo, no estado inicial de aceleração

Eixo	Massa rotacional equivalente [kg] (redução CVT = 3:1)			
	Moisés	M8	Diferença	% do total
Motor	54,294	52,322	-1,972	-3,15%
Entrada	3,177	3,112	-0,065	-0,10%
Intermediário	0,340	0,410	+0,070	+0,11%
Traseiro	4,755	4,793	+0,038	+0,06%
Total	62,566	60,636	-1,930	-3,08%

Fonte: Autoria própria.

Tabela 13 - Massa rotacional equivalente por eixo, no estado de velocidade plena

Massa rotacional equivalente [kg] (redução CVT = 0,43:1)				
Eixo	Moisés	M8	Diferença	% do total
Motor	1,115	1,075	-0,041	-0,43%
Entrada	3,177	3,112	-0,065	-0,69%
Intermediário	0,340	0,410	+0,070	+0,74%
Traseiro	4,755	4,793	+0,038	+0,40%
Total	9,387	9,389	+0,002	+0,02%

Fonte: Autoria própria.

Observando as tabelas, primeiramente podemos notar que nos eixos de entrada, intermediário e traseiro, a massa rotacional equivalente permanece a mesma nos dois estados, pois o momento inércia dos componentes desses eixos não é amplificado pela redução da CVT, como visto na **Equação (30)**. Além disso, nota-se que não houve diferença significativa nesses eixos do sistema de transmissão entre os dois protótipos.

A principal diferença ocorre no eixo motor no estado inicial de aceleração, confirmando o observado nas curvas da **Figura 36**. Considerando o fato de a CVT e o raio do pneu serem iguais em ambos os sistemas, essa diferença é justificada pela relação de transmissão total do redutor do “M8” ser menor que do “Moisés”, como visto na **Tabela 9**, de forma que ampliação do momento de inércia da polia motora da CVT é menor no “M8”, resultando em uma redução de aproximadamente 1,9 kg (ou 3,1%) de massa rotacional equivalente.

A **Tabela 14** mostra a comparação entre os protótipos da massa dos componentes rotativos em cada eixo do sistema de transmissão. Como dito anteriormente, o modelo de CVT é o mesmo nos dois protótipos de modo que não há diferença no eixo motor. Nos outros eixos do sistema, nota-se que houve diminuição da massa dos componentes do “M8” em relação ao “Moisés”, especialmente no eixo traseiro, totalizando uma redução de aproximadamente 3,8 kg (ou 10,6%).

Tabela 14 - Massa dos componentes rotativos por eixo do sistema de transmissão

Massa dos componentes rotativos [kg]				
Eixo	Moisés	M8	Diferença	% do total
Motor	3,970	3,970	0,000	0,00%
Entrada	3,132	3,118	-0,014	-0,03%
Intermediário	1,816	1,225	-0,590	-1,32%
Traseiro	26,527	23,360	-3,167	-7,06%
Total	35,445	31,673	-3,771	-10,64%

Fonte: Autoria própria.

A partir das análises realizadas, conclui-se que a evolução do sistema de transmissão é em decorrência da redução de massa do veículo como um todo, não só dos componentes rotativos, visto que esse é um objetivo em comum de todos os subsistemas do veículo. A diminuição de massa total do “M8” permite uma relação de transmissão menor do redutor, já que é necessário menos torque para superar a resistência inercial. Por sua vez, a relação de transmissão fixa menor também influencia diretamente na redução de massa rotacional equivalente, pois apesar de não existir grande diferença do momento de inércia dos componentes rotativos entre os protótipos, o fator de ampliação da inércia rotacional é menor.

Analisando somente a caixa de redução, que é o foco deste trabalho, pode-se notar que a massa rotacional equivalente de seus componentes, mostrada na **Tabela 8**, representa uma parcela muito pequena da massa equivalente total do veículo, cerca de 0,2%. Por outro lado, a perda de performance devido à inércia rotacional se mostra significativa quando analisada no contexto das provas dinâmicas das competições de baja, uma vez que muitas vezes a classificação e pontuação das equipes é decidida na ordem dos centésimos ou milésimos dos indicadores.

4.4 Testes práticos e desempenho nas competições SAE

Após a manufatura do protótipo, foram realizadas baterias de testes práticos pela equipe, onde aferiu-se a velocidade máxima, aceleração (tempo para 30 metros) e retomada (tempo para completar percurso em formato de “U”, sendo 50 metros na ida e 50 metros na volta). As medições foram realizadas utilizando cronometro digital manual e sensor de GPS, de forma que foi possível avaliar o desempenho preliminar do veículo, ainda que com incertezas dos dados. A **Tabela 15** mostra a média dos valores obtidos nos testes práticos e a comparação com as metas do projeto estabelecidas. Nota-se que todas as metas foram atingidas, confirmando a evolução do protótipo.

Tabela 15 - Resultados dos testes práticos do protótipo "M8"

Indicador	Testes	Meta	Comparação
Velocidade [km/h]	44,0	> 42,0	+2,0
Aceleração [s]	4,47	< 4,6	-0,13
Retomada [s]	14,74	< 15,0	-0,26

Fonte: Autoria própria.

Em relação as competições oficiais promovidas pela SAE, o protótipo “M8” foi utilizado pela equipe Baja UFSCar em apenas duas oportunidades, nos nacionais de 2020 e

2022. Devido à pandemia de COVID-19, não houve competições presenciais durante o segundo semestre de 2020, época em que normalmente ocorrem as etapas regionais, e nem durante todo o ano de 2021.

Na competição Baja SAE Brasil 2020, que contou com a participação de 78 equipes, o principal resultado obtido pela equipe Baja UFSCar foi o 8º lugar na prova de aceleração, mostrado na **Tabela 16**.

Tabela 16 - Prova de aceleração do Baja SAE Brasil 2020

Posição	Equipe	Tempo [s]	Diferença
1	Cactus Baja SAE	3,882	-
2	EESC USP	3,890	+0,008
3	Mangue Baja 2	4,073	+0,191
4	FEI Baja 2	4,078	+0,196
5	Vitória Baja	4,080	+0,198
6	Javalis Baja	4,085	+0,203
7	Caraubaja SAE	4,115	+0,233
8	Baja UFSCar	4,152	+0,270
9	CEFAST Baja SAE	4,154	+0,272
10	FAESA Baja	4,155	+0,273

Fonte: Baja SAE Brasil.

Devido à quebra de um componente da suspensão, o protótipo não pôde participar do restante das provas dinâmicas dessa competição, mas o resultado de destaque na prova de aceleração mostrou a evolução do projeto e o potencial do veículo.

Na competição Baja SAE Brasil 2022, o protótipo “M8” teve novamente um bom desempenho garantindo boas colocações entre as 69 equipes participantes, confirmando o potencial observado na competição anterior.

A colocação obtida pela equipe na prova de aceleração pode ser vista na **Tabela 17**, onde nota-se que houve uma queda de desempenho quando comparado à competição de 2020, que pode ser justificada pelo desgaste da correia da CVT, que aumenta o escorregamento e diminui o rendimento da transmissão. Aqui também é importante ressaltar que as condições de pista nessa prova foram diferentes entre as competições, sendo que em 2020 a prova foi realizada em um terreno em declive de terra batida e em 2022 foi feita em asfalto plano.

Tabela 17 - Prova de aceleração do Baja SAE Brasil 2022

Posição	Equipe	Tempo [s]	Diferença
1	EESC USP	3,891	-
2	FEI Baja 2	3,895	+0,004
3	Car-Kará Baja SAE	4,069	+0,178
4	FEI Baja 1	4,081	+0,190
5	Mangue Baja	4,086	+0,195
6	UFSC Baja SAE	4,093	+0,202
7	Equipe Poli de Baja	4,109	+0,218
8	Vitória Baja	4,125	+0,234
9	Equipe Tchê Baja	4,135	+0,244
10	Caraubaja SAE	4,173	+0,282
21	Baja UFSCar	4,408	+0,517

Fonte: Baja SAE Brasil.

A **Tabela 18** mostra o resultado da prova de velocidade, que também foi realizada no asfalto, de maneira simultânea à prova de aceleração. Apesar da queda de rendimento durante a aceleração inicial, o protótipo ainda teve uma boa performance, ficando próximo de figurar entre os dez primeiros colocados.

Tabela 18 - Prova de velocidade do Baja SAE Brasil 2022

Posição	Equipe	Velocidade [km/h]	Diferença
1	FEI Baja 1	44,14	-
2	Vitória Baja	43,97	-0,17
3	Car-Kará Baja SAE	43,11	-1,03
4	FEI Baja 2	42,90	-1,24
5	Rampage Baja UFJF	42,57	-1,57
6	Baja de Galpão UNISC	41,89	-2,25
7	Equipe Poli de Baja	41,81	-2,33
8	Pato Baja	41,54	-2,60
9	UFSC Baja SAE	40,75	-3,39
10	UDESC Velociraptor Baja	40,48	-3,66
12	Baja UFSCar	40,24	-3,90

Fonte: Baja SAE Brasil.

Outro resultado de destaque foi na prova de tração, mostrado na **Tabela 19**, onde o protótipo conseguiu a 8ª colocação. Nessa prova é avaliada a capacidade tratativa dos veículos, medindo a distância máxima que os mesmos conseguem percorrer puxando um dispositivo preso ao reboque, cuja carga aumenta progressivamente conforme o veículo avança.

Tabela 19 - Prova de tração do Baja SAE Brasil 2022

Posição	Equipe	Distância [m]	Diferença
1	Caraubaja SAE	10,17	-
2	Samambaja	9,94	-0,23
3	Equipe Poli de Baja	9,21	-0,96
4	Pato Baja	9,13	-1,04
5	Piratas do Cerrado	9,03	-1,14
6	Zebu Baja	8,92	-1,25
7	Baja SATC	8,64	-1,53
8	Baja UFSCar	8,61	-1,56
9	Baja Mud Racing	8,53	-1,64
10	EEP Baja	8,52	-1,65

Fonte: Baja SAE Brasil.

Além das provas diretamente relacionadas à performance, o protótipo “M8”, mostrado na **Figura 37**, conquistou resultados expressivos na prova de frenagem, onde a equipe obteve o 3º lugar, e na prova de manobrabilidade, com a 14ª colocação.

Figura 37 - Protótipo "M8" nas competições nacionais de 2020 (esquerda) e 2022 (direita)

Fonte: Autoria própria.

Os resultados obtidos garantiram o 11º lugar nas provas dinâmicas, e a 23ª posição na classificação geral, sendo este o melhor desempenho histórico da equipe Baja UFSCar em competições nacionais da SAE.

Na competição Baja SAE Brasil 2023, a equipe Baja UFSCar utilizou o protótipo “Ryu”, mostrado na **Figura 38**, cujo projeto é uma versão atualizada do protótipo “M8” com algumas modificações, porém o sistema de transmissão permaneceu praticamente inalterado, sendo a caixa de redução exatamente a mesma projetada neste trabalho.

Figura 38 - Protótipo "Ryu" utilizado na competição Baja SAE Brasil 2023

Fonte: Autoria própria.

Nessa competição, o veículo obteve excelentes resultados nas provas dinâmicas de performance, conquistando a 2ª posição na prova de tração (**Tabela 20**), a 3ª colocação em velocidade (**Tabela 21**) e o 12º lugar em aceleração (**Tabela 22**), sendo este o melhor desempenho em provas de performance da história da equipe.

Tabela 20 - Prova de tração do Baja SAE Brasil 2023

Posição	Equipe	Distância [m]	Diferença
1	Pato Baja	10,00	-
2	Baja UFSCar	9,72	-0,28
3	Equipe Poli de Baja	9,45	-0,55
4	Rampage Baja UFJF	9,13	-0,87
5	Sinuelo	9,07	-0,93

Fonte: Baja SAE Brasil.

Tabela 21 - Prova de velocidade do Baja SAE Brasil 2023

Posição	Equipe	Velocidade [km/h]	Diferença
1	Equipe Poli de Baja	48,85	-
2	Vitória Baja	48,08	-0,77
3	Baja UFSCar	47,25	-1,60
4	Caledônia Racing Baja SAE	47,13	-1,72
5	Imperador	46,74	-2,11

Fonte: Baja SAE Brasil.

Tabela 22 - Prova de aceleração do Baja SAE Brasil 2023

Posição	Equipe	Tempo [s]	Diferença
1	Vitória Baja	4,207	-
2	Cactus Baja SAE	4,218	+0,011
3	Equipe Poli de Baja	4,225	+0,018
4	FEI Baja	4,313	+0,106
5	Rampage Baja UFJF	4,336	+0,129
6	Caraubaja SAE	4,354	+0,147
7	Pato Baja	4,355	+0,148
8	Piratas do Cerrado	4,397	+0,190
9	Itabaja	4,405	+0,198
10	Baja de Galpão UNISC	4,429	+0,222
12	Baja UFSCar	4,479	+0,272

Fonte: Baja SAE Brasil.

Os resultados conquistados representam a consolidação do sistema de transmissão da equipe Baja UFSCar, atingindo resultados expressivos de maneira consistente, e ainda com potencial para aprimoramentos.

5 CONCLUSÕES

O projeto da caixa de redução do protótipo “M8” tinha como principal objetivo a redução de massa de seus componentes em relação ao seu antecessor, visando melhorar a performance do veículo. De maneira geral, considera-se que o objetivo foi alcançado, visto que as metas estipuladas tanto para redução de massa quanto para os indicadores de desempenho foram atingidas, de forma que foi possível reduzir 20,93% da massa equivalente total (cerca de 2 kg) do redutor, contribuindo para o aumento da performance.

O dimensionamento e manufatura dos componentes da transmissão foi realizado levando em conta a experiência, as limitações e recursos disponíveis da equipe Baja UFSCar, de forma que é seguro dizer que há bastante espaço para implementações. As possíveis melhorias foram identificadas ao longo de todo o desenvolvimento do projeto, desde o projeto conceitual até as dificuldades encontradas na fabricação e montagem, além das observações e análises feitas durante o funcionamento do veículo.

Os eixos e engrenagens foram otimizados, já que tiveram uma abordagem de dimensionamento menos conservadora, possibilitando a redução de massa sem perder a confiabilidade. No entanto, apesar dessa abordagem, a utilização das normas convencionais garantiu o superdimensionamento das engrenagens, que não precisaram ser substituídas e apresentaram pouco desgaste, mesmo após serem utilizadas em três competições oficiais e várias baterias de testes, superando em muito as 15 horas de vida útil estipuladas.

A carcaça do redutor se tornou mais compacta e leve, além de se manter robusta graças a adição de nervuras e ter manutenção facilitada devido aos entalhes nas abas laterais para abertura. No entanto, o aumento do diâmetro das engrenagens e a posição restrita no chassi do veículo implicou na geometria final da carcaça complexa e assimétrica. Essa característica dificultou consideravelmente a fabricação, tanto na construção dos modelos para fundição, quanto nas usinagens posteriores, em que foi necessário a criação de dispositivos para fixação no centro de usinagem. Além disso, a lubrificação por banho também foi prejudicada graças a geometria somada ao posicionamento vertical do redutor no chassi.

Considerando que o *setup* de massas e molas da CVT foi o mesmo nos dois protótipos, ou seja, a curva da redução da CVT e, conseqüentemente, o comportamento da aceleração foram iguais, o que se nota é que o principal fator que contribuiu para o aumento da performance do “M8” em relação ao “Moisés” foi a redução de massa do veículo como um todo. A redução da massa rotacional equivalente se torna conseqüência da redução de massa total, pois um veículo mais leve exige menos torque para aceleração, logo a relação de

transmissão que amplifica a inércia rotacional dos componentes é menor. Por sua vez, reduzir o momento de inércia de cada componente pode ser visto como um “ajuste fino” do sistema de transmissão, pois além de otimizar a performance também auxilia na eficiência da frenagem do veículo, uma vez que é uma propriedade considerada no dimensionamento do sistema de freios.

O balanço final do projeto da caixa de redução foi considerado positivo, sendo um avanço em relação ao seu antecessor e contribuindo para a equipe Baja UFSCar atingir resultados históricos nas competições oficiais. Além disso, pode-se notar o potencial de evolução na equipe, pois mesmo com os bons resultados obtidos, os problemas identificados mostram que existem várias melhorias a serem feitas, que podem trazer resultados ainda melhores. Para que isso seja possível, o presente trabalho e seus estudos derivados foram registrados para gestão de conhecimento, de forma que servirão de material para aprendizado de futuros membros e como base para novos projetos da equipe.

5.1 Sugestões para futuros projetos

Por fim, a partir das dificuldades e problemas encontrados no projeto, seguem algumas sugestões para possíveis melhorias que possam contribuir para a continuidade da evolução da do sistema de transmissão da equipe Baja UFSCar:

- Incluir de maneira formal como um dos primeiros passos para os próximos projetos, a realização de um *brainstorming* para levantamento e anotação de diversas possíveis soluções, além dos requisitos necessários para implementá-las;
- Verificação dos parâmetros de entrada para o otimizar o dimensionamento da caixa de redução, visto que os cálculos são feitos considerando a maior torque nominal teórico. Mensurar do torque do motor em um dinamômetro e realizar um estudo para verificar a real eficiência da CVT forneceriam valores mais precisos para a validação dos cálculos;
- Buscar outros métodos para mensurar a inércia rotacional, tanto dos componentes individualmente quanto a equivalente do sistema de transmissão. Uma possível opção seria através de um dinamômetro.
- Diminuir o módulo das engrenagens tanto quanto possível, para reduzir o diâmetro e conseqüentemente o momento de inércia. Aumentar a espessura da face para compensar na distribuição dos esforços é uma opção, porém o balanço “diâmetro-espessura” deve ser determinado com cautela, pois a engrenagem deve ser o mais leve e compacta possível sem prejudicar sua confiabilidade;

- Estudar a viabilidade de utilizar estrias nos acoplamentos (união eixo-cubo) ao invés de chavetas, ou ainda dimensionar e fabricar os pinhões integrados aos eixos, pois além de ajudar na distribuição de esforços, também implica em uma quantidade menor elementos totais na montagem;
- Estudar a viabilidade de dimensionar os eixos vazados, que possivelmente tornariam os componentes mais leves e com menor inércia rotacional;
- Priorizar a simetria e simplicidade na geometria da carcaça da transmissão, de maneira a facilitar a fabricação. Além disso, avaliar a possibilidade fazer completamente usinada, pois tornaria mais confiável e compacta, e menos suscetível a falhas causadas por bolhas da fundição;
- Aprofundar os estudos em elementos finitos, especialmente em simulações dinâmicas e de fadiga, possibilitando otimizar o dimensionamento dos componentes e evitar a abordagem conservadora das normas convencionais;
- Avaliar a viabilidade de adquirir nova CVT, com maior *range* da relação de transmissão e mais variações de *setups*. A CVT com maior relação de transmissão máxima possibilitaria que o redutor tivesse uma redução fixa menor e, conseqüentemente, componentes menores e mais leves. Entretanto, essa seria uma grande mudança em todo o sistema de transmissão, sendo necessário estudar o funcionamento da nova CVT, de forma que os resultados esperados seriam atingidos apenas a médio e longo prazo. Além disso, o alto valor financeiro para adquirir esse componente é um limitante, ainda mais tendo em vista as mudanças drásticas de regulamentação da SAE para os próximos anos, que irão exigir a tração 4x4 nos veículos, exigindo novos estudos, projetos e investimento das equipes;
- Realizar uma análise estatística para avaliar a precisão e confiabilidade dos resultados obtidos, especialmente em relação aos valores medidos para grandezas como massa, comprimento, tempo, velocidade, etc.

REFERÊNCIAS

- BIER, L. E. M. **Projeto e manufatura de um redutor de engrenagens para veículo Baja SAE**. 2018. 67 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal-RN, 2018.
- BOSCH, R. **Manual de Tecnologia Automotiva**. 25 ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.
- BRIGGS & STRATTON. Racing Engines. **Model 20**. Disponível em: <https://www.briggsandstratton.com/na/en_us/product-catalog/engines/racing-engines/model-20.html>. Acesso em: 24 jan. 2023.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 10. ed. Porto Alegre: AMGH, 2016.
- CVTECH-AAB. **CVTech-AAB Catalog 2013**. 2012. 404 p.
- FERREIRA, R. M. **Modelagem, Simulação e Validação de uma Transmissão Continuamente Variável (CVT)**. 2018. 75 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de São Carlos, São Carlos-SP, 2018.
- GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 1992.
- HAIM, D. **Redução da Inércia Rotacional no Projeto do Trem de Força**. 2011. 107 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo-SP. 2011.
- JELASKA, D. **Gears and Gear Drives**. Split: Wiley, 2012.
- LEAL, L. da C. M.; DA ROSA, E.; NICOLAZZI, L. C. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**. Florianópolis: Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2012.
- MELCONIAN, S. **Elementos de Máquinas**. 9. ed. São Paulo: Érica, 2009.
- MELLO, R. de. **Análise da Sensibilidade do Campo Acústico Veicular à Excitação do Sistema de Transmissão**. 2003. 251 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC, 2003.
- NAUNHEIMER, H. *et al.* **Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application**. 2. ed. Berlin: Springer, 2010.
- NISHIGUCHI, V. A. **Projeto Cinemático do Sistema de Transmissão de um Protótipo Baja**. 2018. 78 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de São Carlos, São Carlos-SP, 2018.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

NSK. **Catálogo Geral NSK**. 2013. Disponível em: <https://nsk.com.br/uploads/Catalogo_Geral_Novo_Portugues.pdf>. Acesso em: 13 fev. 2023.

ORLOV, P. **Fundamentals of Machine Design**. Moscow: Mir Publishers, 1976. 1 v.

SABÓ. **Catálogo web**. Disponível em: <<https://www.sabo.com.br/catalogo-web/>>. Acesso em: 13 fev. 2023.

SAE BRASIL. Programas Estudantis. **Baja SAE Brasil**. Disponível em: <<https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/>>. Acesso em: 24 jan. 2023.

SAE BRASIL. Resultados. **Baja SAE Brasil**. Disponível em: <<https://resultados.bajasaebrasil.online/>>. Acesso em: 5 mar. 2023.

APÊNDICES

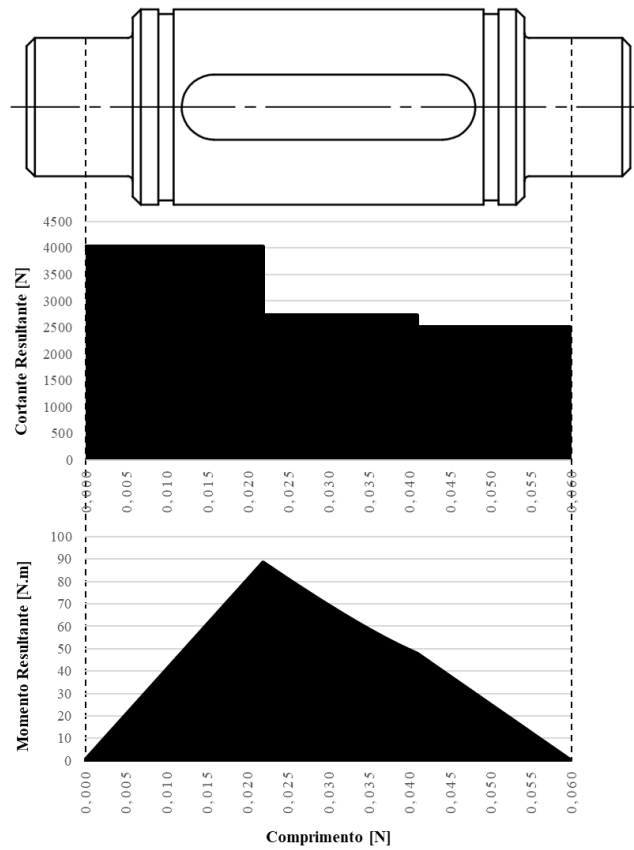
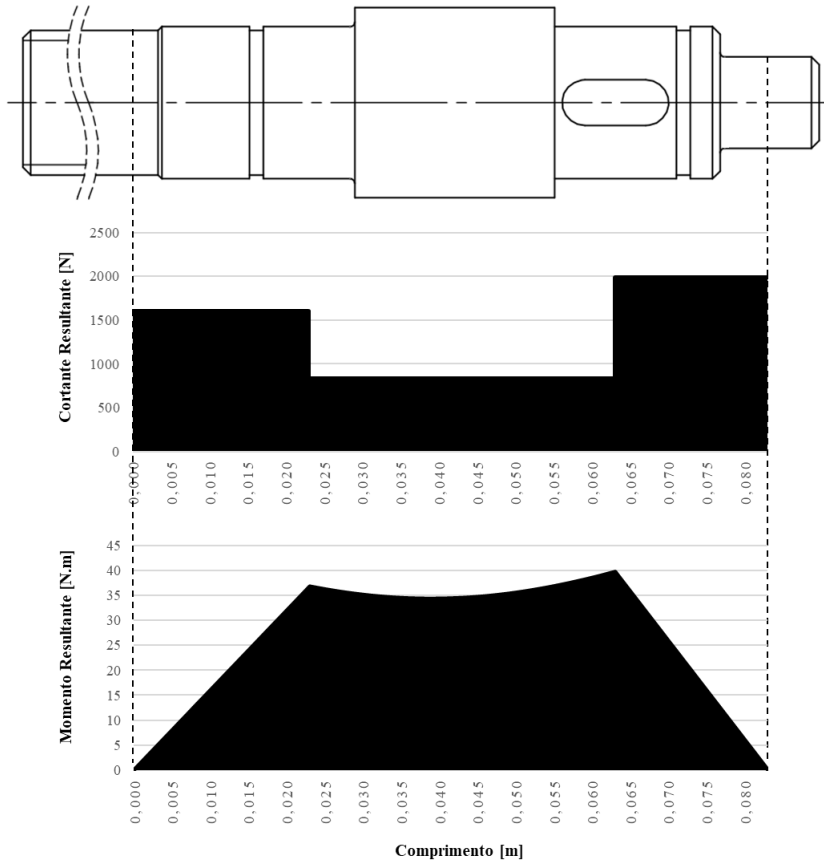
APÊNDICE A - Parâmetros e fatores de correção do dimensionamento das engrenagens

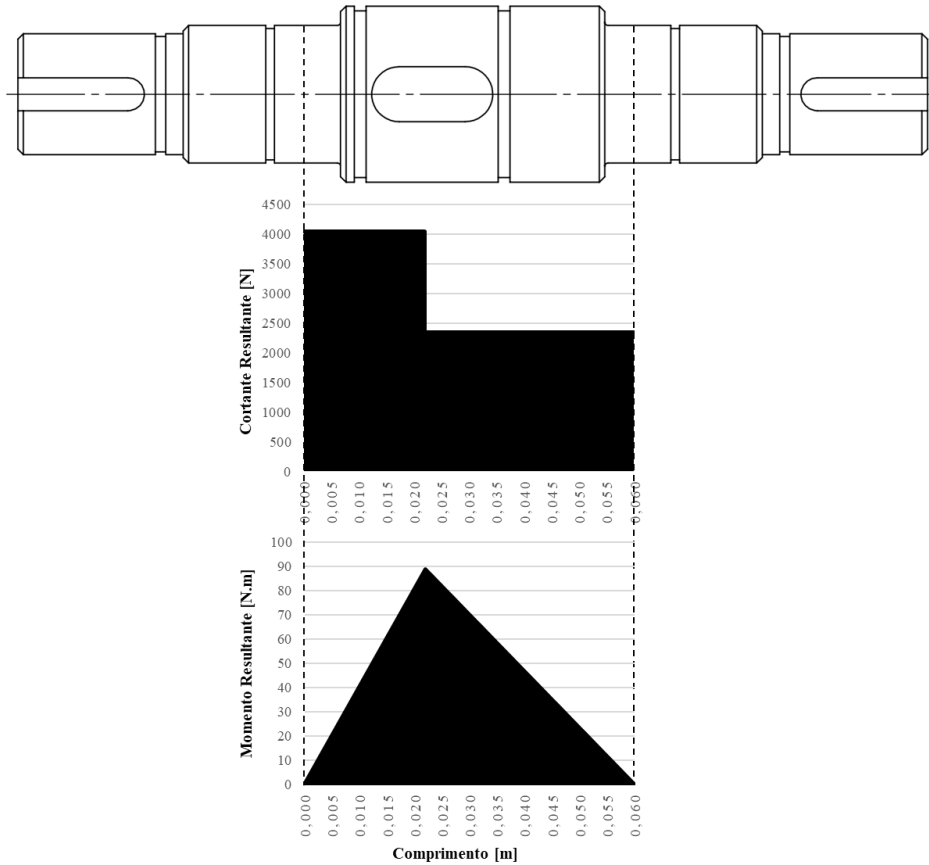
Parâmetro	Pinhão 1	Coroa 1	Pinhão 2	Coroa 2	Unidade
Força tangencial (Wt)	2338,5	2268,8	6125,8	5943,2	[N]
Largura da face (F)	12,0		18,0		[mm]
Módulo (m)	2,5		2,5		[mm]
Diâmetro primitivo do pinhão do par (d)	47,5		50,0		[mm]
Coeficiente elástico (Cp)	189,78	189,78	189,78	189,78	[MPa ^{1/2}]
Fator geométrico de resistência à flexão (J)	0,325	0,400	0,335	0,415	[-]
Fator geométrico de superfície (I)	0,238	0,238	0,249	0,249	[-]
Fator de aplicação de carga (Ka/Ca)	1,5	1,5	1,5	1,5	[-]
Fator de distribuição de carregamento (Km/Cm)	1,6	1,6	1,6	1,6	[-]
Fator de tamanho (Ks/Cs)	1	1	1	1	[-]
Fator dinâmico (Kv/Cv)	0,832	0,832	0,832	0,832	[-]
Fator de espessura de borda (Kb)	1	1	1	1	[-]
Fator de ciclo de carga (Ki)	1	1	1	1	[-]
Fator de acabamento superficial (Cf)	1	1	1	1	[-]
Fator de correção de vida (flexão) (KI)	1,221	1,383	1,383	1,603	[-]
Fator de correção de vida (superfície) [CI]	1,154	1,223	1,223	1,311	[-]
Fator de confiabilidade (Kr/Cr)	0,763	0,763	0,763	0,763	[-]
Fator de temperatura (Kt/Ct)	1	1	1	1	[-]
Fator de razão de dureza (Ch)	1	1	1	1	[-]
Resistência à fadiga em flexão AGMA [S'fb]	520	520	520	520	[MPa]
Resistência à fadiga superficial AGMA [S'fc]	1300	1300	1300	1300	[MPa]
Tensão de flexão na raiz do dente (σ_b)	691,86	545,39	1172,17	918,01	[MPa]
Tensão de flexão admissível (Sfb)	831,74	942,03	942,03	1091,87	[MPa]
Tensão superficial no dente (σ_c)	1338,96	1318,86	1684,62	1659,33	[MPa]
Tensão de superficial admissível (sfc)	1964,85	2083,21	2083,21	2232,81	[MPa]

APÊNDICE B - Fatores modificadores p/ corrigir o limite de fadiga da alma das coroas

Engrenagem	S_{ut} [MPa]	$S_{e'}$ [MPa]	C_{carreg}	$C_{tamanho}$	C_{superf}	C_{temp}	C_{conf}
Coroa 1				0,739			
Coroa 2	560,9	280,45	1	0,721	0,843	1	0,702

APÊNDICE C - Diagramas de esforços solicitantes dos eixos





APÊNDICE D - Inércia rotacional e massa dos componentes rotativos

Componente	Inércia rotacional [kg.m ²]			Massa [kg]		
	Moisés	M8	Comparação	Moisés	M8	Comparação
Polia Motora CVT	0,003882	0,003882	0,00%	3,970	3,970	0,00%
Polia Movidora CVT	0,001989	0,001989	0,00%	2,370	2,370	0,00%
Eixo 1	0,000034	0,000029	-13,74%	0,660	0,573	-13,17%
Eixo 2	0,000046	0,000013	-71,95%	0,463	0,207	-55,39%
Eixo 3	0,000161	0,000064	-60,46%	1,327	0,682	-48,63%
Pinhão 1	0,000022	0,000060	+177,81%	0,102	0,175	+71,21%
Coroa 1	0,002384	0,002098	-12,00%	1,149	0,771	-32,93%
Pinhão 2	0,000083	0,000098	+18,67%	0,203	0,248	+21,85%
Coroa 2	0,005534	0,007555	+36,51%	1,953	1,712	-12,34%
Tulipa	0,001494	0,000944	-36,80%	1,706	1,191	-30,14%
Semieixo	0,000352	0,000243	-30,92%	2,562	1,747	-31,80%
Junta Homocinética	0,000823	0,000804	-2,26%	1,860	1,818	-2,26%
Cubo Traseiro	0,000939	0,001161	+23,62%	0,693	0,857	+23,59%
Disco Freio Traseiro	0,001845	0,002548	+38,08%	0,506	0,573	+13,24%
Roda	0,029562	0,029562	0,00%	2,105	2,105	0,00%
Pneu	0,114761	0,114761	0,00%	2,192	2,192	0,00%