

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS

DIOGO NEGRI ZANETTI

DIMENSIONAMENTO OTIMIZADO DE ELEMENTOS DA CAIXA DE REDUÇÃO DE UM VEÍCULO BAJA SAE
COM BASE NA DINÂMICA LONGITUDINAL DO VEÍCULO

BENTO GONÇALVES

2026

DIOGO NEGRI ZANETTI

**DIMENSIONAMENTO OTIMIZADO DE ELEMENTOS DA CAIXA DE REDUÇÃO DE UM VEÍCULO BAJA SAE
COM BASE NA DINÂMICA LONGITUDINAL DO VEÍCULO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
ao curso de Engenharia Mecânica da
Universidade de Caxias do Sul, como requisito
parcial à obtenção do grau de Bacharel em
Engenharia Mecânica.

Orientador Prof. Me. Vagner Grison

BENTO GONÇALVES

2025/2026

DIOGO NEGRI ZANETTI

**DIMENSIONAMENTO OTIMIZADO DE ELEMENTOS DA CAIXA DE REDUÇÃO DE UM VEÍCULO BAJA SAE
COM BASE NA DINÂMICA LONGITUDINAL DO VEÍCULO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador Prof. Me. Vagner Grison

Aprovado em

Banca Examinadora

Prof. Me. Vagner Grison
Universidade de Caxias do Sul

Prof. Dr. Vagner do Nascimento
Universidade de Caxias do Sul

Me. Eng. Mec. Renan Sartori
Universidade de Caxias do Sul

RESUMO

O sistema de transmissão exerce papel fundamental no desempenho de veículos Baja SAE, influenciando diretamente a capacidade de tração, aceleração e velocidade máxima. Nesse contexto, este trabalho teve como objetivo realizar o dimensionamento otimizado da caixa de redução de um veículo Baja SAE com base na dinâmica longitudinal do veículo, visando à redução da massa do conjunto sem comprometer sua resistência mecânica e vida útil. Inicialmente, foi realizada a modelagem da dinâmica longitudinal do veículo considerando o motor Honda GX390, o sistema de transmissão continuamente variável (CVT) e diferentes condições de operação, permitindo determinar a relação de transmissão mais adequada às provas da competição. Em seguida, foram dimensionadas as engrenagens, os eixos e as chavetas utilizando metodologias consolidadas de projeto de máquinas e critérios de resistência à flexão, contato e fadiga. Como estratégia de otimização de massa, foram avaliadas diferentes combinações de módulos, materiais e larguras de face das engrenagens, bem como a utilização de eixos tubulares em substituição aos eixos maciços. Os componentes foram modelados em ambiente CAD para determinação da massa real do conjunto e comparação com as estimativas analíticas. Os resultados indicaram que a relação de transmissão de 10:1 apresentou o melhor compromisso entre capacidade de tração e desempenho longitudinal nas condições analisadas. Além disso, a utilização de engrenagens em aço SAE 4340 e de eixos tubulares proporcionou redução significativa da massa da caixa de redução, mantendo os requisitos de resistência mecânica, rigidez e vida útil estabelecidos para a aplicação. Dessa forma, conclui-se que a metodologia adotada permitiu desenvolver uma caixa de redução 34,2% mais leve que a caixa atualmente utilizada no projeto, contribuindo para o aumento do desempenho e da competitividade do veículo Baja SAE.

Palavras-chave: Baja SAE. Caixa de redução. Dinâmica longitudinal. Dimensionamento mecânico. Otimização de massa.

ABSTRACT

The transmission system plays a fundamental role in the performance of Baja SAE vehicles, directly influencing traction capability, acceleration, and maximum speed. In this context, the objective of this study was to perform the optimized design of a Baja SAE vehicle reduction gearbox based on the vehicle's longitudinal dynamics, aiming to reduce the assembly mass without compromising its mechanical strength and service life. Initially, the vehicle's longitudinal dynamics were modeled considering the Honda GX390 engine, the continuously variable transmission (CVT), and different operating conditions, enabling the determination of the gear ratio best suited to the competition events. Subsequently, the gears, shafts, and keys were designed using established machine design methodologies and criteria related to bending strength, contact stress, and fatigue resistance. As a mass optimization strategy, different combinations of gear modules, materials, and face widths were evaluated, as well as the use of hollow shafts instead of solid shafts. The components were modeled in a CAD environment to determine the actual mass of the assembly and compare it with the analytical estimates. The results indicated that the 10:1 gear ratio provided the best balance between traction capability and longitudinal performance under the analyzed conditions. Furthermore, the use of SAE 4340 steel gears and hollow shafts resulted in a significant reduction in the reduction gearbox mass while meeting the mechanical strength, stiffness, and service life requirements established for the application. Therefore, it was concluded that the adopted methodology enabled the development of a reduction gearbox that is 34.2% lighter than the gearbox currently used in the project, contributing to improved performance and competitiveness of the Baja SAE vehicle.

Keywords: Baja SAE. Reduction gearbox. Longitudinal dynamics. Machine design. Mass optimization.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Fratura por fadiga de flexão em um dente de engrenagem.....	18
Figura 2 - Fluxograma de atividades.....	24
Figura 3 – Curva de torque em função da rotação dos motores Honda GX390 e Briggs & Stratton S19.....	25
Figura 4 – Curva de potência em função da rotação dos motores Honda GX390 e Briggs & Stratton S19.....	26
Figura 5 - Geometria do veículo em rampa e representação da força peso.....	27
Figura 6 - Diagrama de corpo livre do veículo, em um plano inclinado.....	28
Figura 7 – Mapeamento da pista de enduro da Universidade de Caxias do Sul com segmentação em trechos e parâmetros geométricos.....	29
Figura 8 - Curvas do tempo necessário para percorrer a pista de aceleração em diferentes tipos de terrenos em função da redução total da transmissão.....	33
Figura 9 - Curvas do tempo necessário para percorrer a pista de enduro para diferentes massas do veículo em função da redução total da transmissão.....	35
Figura 10 - Curva da posição final alcançada pelo veículo com diferentes massas em função da redução total da caixa de transmissão.....	36
Figura 11 - Curva do comportamento da variação do módulo na massa das engrenagens.....	40
Figura 12 - Geometria definida para a posição dos componentes nos eixos.....	44
Figura 13 - Propriedades físicas das engrenagens dimensionadas obtidas no Solid Edge.....	51
Figura 14 - Propriedades físicas do conjunto formado pelas engrenagens e eixos obtidas no Solid Edge.....	52
Figura 15 – Modelo tridimensional da caixa de transmissão completa utilizada para determinação da massa do conjunto.....	53
Figura 16 – Comparação da massa dos eixos e engrenagens em cada estágio das caixas de transmissão.....	54

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros do motor e da CVT.....	25
Tabela 2 - Parâmetros do veículo.....	26
Tabela 3 - Parâmetros da pista de enduro da Universidade de Caxias do Sul.....	28
Tabela 4 - Parâmetros de interação do pneu-solo utilizado nas simulações.....	30
Tabela 5 - Condições de contorno imposta ao algoritmo de otimização GRG não linear.....	37
Tabela 6 - Soluções viáveis para diferentes módulos no 1º estágio de acordo com a massa....	38
Tabela 7 - Soluções viáveis para diferentes módulos no 2º estágio de acordo com a massa....	38
Tabela 8- Dimensões das engrenagens.....	40
Tabela 9 - Forças máximas nos dentes das engrenagens.....	40
Tabela 10 - Tensões nas engrenagens.....	41
Tabela 11 - Momentos e torques atuantes nos eixos.....	44
Tabela 12 - Dimensionamento das chavetas.....	44
Tabela 13 - Diâmetro mínimo calculado para os eixos.....	45
Tabela 14 - Vida projetada em horas para as engrenagens antes de cada falha.....	46
Tabela 15 - Resultados da análise de fadiga e vida útil dos eixos maciços.....	47
Tabela 16 - Resultados da análise de fadiga e vida útil dos eixos tubulares.....	48
Tabela 17 - Diâmetro adotado para os eixos.....	49
Tabela 18 - Comparação da massa dos eixos maciços e tubulares.....	49

LISTA DE SIGLAS

AGMA	American Gear Manufacturers Association
AISI	American Iron and Steel Institute
ASME	American Society of Mechanical Engineers
CAD	Computer-Aided Design
CG	Centro de Gravidade
CVT	Continuously Variable Transmission
GRG	Gradiente Reduzido Generalizado
IMT	Instituto Mauá de Tecnologia
ISO	International Organization for Standardization
PVT	Polaris Variable Transmission
RPM	Rotações por Minuto
SAE	Society of Automotive Engineers
UCS	Universidade de Caxias do Sul
UTV	Utility Terrain Vehicle

LISTA DE SÍMBOLOS

b	Distância horizontal do eixo dianteiro ao centro de gravidade (m)
c	Distância horizontal do eixo traseiro ao centro de gravidade (m)
d	Diâmetro do eixo (mm)
d_o	Diâmetro externo do eixo tubular (mm)
d_s	Diâmetro do eixo maciço (mm)
$F_{trativa\ máx}$	Força trativa máxima (N)
h	Altura do centro de gravidade em relação ao solo (m)
H_m	Potência do motor (W)
J	Fator geométrico de flexão (-)
K	Razão entre diâmetros externos e internos dos eixos (-)
K_a	Fator de aplicação (-)
K_f	Fator de concentração de tensões em flexão (-)
K_{fs}	Fator de concentração de tensões em torção (-)
K_L	Fator de vida (-)
K_m	Fator de distribuição de carga (-)
K_v	Fator dinâmico (-)
L	Distância entre eixos do veículo (m)
m	Módulo da engrenagem (mm)

M_a	Momento alternante (Nmm)
M_{car}	Massa do veículo (kg)
M_{eng}	Massa das engrenagens (kg)
M_m	Momento médio (Nm)
n	Fator de segurança (-)
n_m	rotação do eixo do motor (rpm)
N	Número de dentes da engrenagem (-)
T_a	Torque alternante (Nm)
T_m	Torque médio (Nm)
S_e	Limite de resistência à fadiga (MPa)
S_{ut}	Limite de resistência última à tração (MPa)
W	Peso do veículo (N)
θ	Ângulo de inclinação da pista (°)
μ	Coeficiente de atrito entre pneu e solo (-)
ρ	Densidade do material (kg/mm ³)
r	Raio do pneu (m)

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	13
1.1 JUSTIFICATIVA.....	14
1.2 OBJETIVOS.....	15
1.2.1 Objetivo geral.....	15
1.2.2 Objetivos específicos.....	15
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	16
2.1 SISTEMAS DE TRANSMISSÃO EM VEÍCULOS OFF-ROAD.....	16
2.2 PRINCÍPIOS DO DIMENSIONAMENTO DOS ELEMENTOS DE MÁQUINAS.....	18
2.2.1 Engrenagens.....	18
2.2.2 Eixos.....	20
2.3 OTIMIZAÇÃO DE MASSA EM CAIXAS DE TRANSMISSÃO.....	21
3 MATERIAIS E MÉTODOS.....	23
3.1 MÉTODO DA PROPOSTA DE SOLUÇÃO.....	23
4 DESENVOLVIMENTO.....	25
4.1 MOTORIZAÇÕES DISPONÍVEIS PARA O PROTÓTIPO.....	25
4.2 LEVANTAMENTO DE DADOS.....	27
4.3 DINÂMICA LONGITUDINAL.....	28
4.4 DIMENSIONAMENTO DE COMPONENTES.....	37
4.4.1 Engrenagens.....	37
4.4.2 Eixos.....	43
5 RESULTADOS.....	47
5.1 ENGRENAGENS.....	47
5.2 EIXOS.....	48
5.3 MASSA DA CAIXA DE TRANSMISSÃO.....	51

6 CONCLUSÃO.....	55
-------------------------	-----------

REFERÊNCIAS.....	56
-------------------------	-----------

1 INTRODUÇÃO

A competição Baja SAE é um projeto estudantil internacional promovido pela *Society of Automotive Engineers (SAE)*, que desafia equipes de estudantes de engenharia a projetar, construir e validar protótipos de veículos *off-road* em escala reduzida. Esses veículos, popularmente conhecidos como Baja, são submetidos a avaliações em provas dinâmicas e estáticas, que envolvem desempenho, resistência e inovação do projeto (SAE, 2023). A competição tem como objetivo estimular a aplicação prática dos conhecimentos adquiridos ao longo da graduação, proporcionando aos participantes uma vivência próxima das demandas da indústria automotiva e do setor de mobilidade (MOTTA; ALMEIDA, 2020).

O desenvolvimento do projeto de um Baja SAE exige a integração de múltiplas áreas da engenharia, como projeto estrutural, sistemas de suspensão, direção, freios, transmissão e motorpropulsor, além da gestão de projeto e custos. Nesse contexto, a complexidade do veículo, aliada às exigências de desempenho em terrenos irregulares e de alta resistência mecânica, demanda soluções inovadoras e eficientes por parte das equipes (MENEZES; SANTOS, 2021). Assim, o projeto da transmissão se destaca como um dos elementos-chave, pois está diretamente relacionado ao aproveitamento da potência do motor e ao comportamento dinâmico do veículo durante as provas.

A caixa de transmissão, em particular, assume um papel estratégico na competição. Um sistema de transmissão bem dimensionado garante que a potência gerada pelo motor seja transmitida de forma eficiente às rodas, possibilitando maior desempenho em aceleração, velocidade final e capacidade de transpor obstáculos. Além disso, a confiabilidade e a durabilidade da transmissão são fatores determinantes para o sucesso em provas de resistência, que frequentemente expõem os componentes a esforços elevados e condições severas de operação (NORTON, 2013). Até o ano de 2024, o único motor permitido pelo regulamento Baja SAE era o Briggs & Stratton série 19, referência tradicional nos projetos da competição. Entretanto, a partir da atualização do regulamento, também foram homologados os motores Honda GX 390 e Kohler CH440. Essa ampliação de opções mantém a padronização e a restrição de potência, mas permite às equipes explorar diferentes estratégias de integração com o sistema de transmissão e com o conjunto mecânico do veículo.

No histórico da equipe Bajagual, vinculada à Universidade de Caxias do Sul (UCS), campus de Bento Gonçalves, dois projetos de caixas de transmissão destacam-se nos últimos anos. O primeiro foi desenvolvido por Alberti (2018), tratando-se de uma caixa de

transmissão de uma única marcha, projetada para simplificar o sistema e reduzir riscos de falhas. Já o segundo projeto, desenvolvido por Coser (2019), apresentou uma evolução significativa ao propor uma caixa de duas marchas e um neutro, permitindo maior versatilidade operacional e melhor aproveitamento da faixa de torque do motor Briggs & Stratton série 19. Esses dois estudos serviram de base para avanços na eficiência e confiabilidade do sistema de transmissão da equipe, mas abriram espaço para novas pesquisas voltadas à redução de massa e aumento da competitividade.

A solução prevista neste trabalho consistirá no dimensionamento otimizado da caixa de redução do veículo Baja SAE da equipe Bajagual, considerando os requisitos do motor Honda GX390 e os resultados obtidos na análise da dinâmica longitudinal do veículo, que servirão de base para a definição da relação de transmissão mais adequada às condições de competição. A partir dessa relação, serão dimensionados os componentes da transmissão, adotando-se como estratégia de projeto a otimização de massa por meio da seleção das dimensões geométricas, dos materiais das engrenagens e da utilização de eixos tubulares, buscando reduzir a massa total do conjunto sem comprometer a resistência mecânica, a rigidez e a vida útil dos componentes, de modo a contribuir para a melhoria do desempenho do veículo.

1.1 JUSTIFICATIVA

A equipe Bajagual utilizava, até recentemente, o motor Briggs & Stratton série 19, que entrega aproximadamente 10 HP de potência e 19 Nm de torque. Com a substituição pelo motor Honda GX 390, que oferece cerca de 13 HP de potência e 26 Nm de torque (HONDA, 2023), surgiu a necessidade de revisar o projeto da transmissão. O aumento de potência e torque altera diretamente as solicitações sobre os componentes da caixa de transmissão, exigindo novas relações de transmissão.

Além da mudança de motorização, as caixas de transmissão atualmente utilizadas pela equipe já apresentam falhas associadas à fadiga dos componentes em razão do elevado tempo de uso e da repetição dos ciclos de carregamento durante testes e competições.

O motor tem papel central no dimensionamento da caixa de transmissão, já que suas características de torque e potência condicionam o cálculo das forças transmitidas pelas engrenagens e eixos (JUVINALL; MARSHEK, 2017). Assim, a mudança de motorização impacta não apenas nas relações de transmissão, mas também na necessidade de buscar

soluções construtivas que atendam às exigências do novo conjunto. Nesse contexto, torna-se igualmente relevante considerar estratégias de redução de massa, especialmente em veículos *off-road*, onde o peso influencia diretamente no desempenho dinâmico e na agilidade em terrenos irregulares.

Nesse contexto, o dimensionamento otimizado de caixas de transmissão representa um desafio relevante no desenvolvimento de veículos Baja SAE, uma vez que a relação de transmissão influencia diretamente o desempenho longitudinal do veículo e as dimensões dos componentes internos. A definição adequada dessa relação, aliada à seleção dos materiais, das dimensões geométricas das engrenagens e à utilização de eixos tubulares, possibilita a redução da massa do conjunto sem comprometer sua resistência mecânica e vida útil.

1.2 OBJETIVOS

Este capítulo define o objetivo geral e os objetivos específicos do Trabalho de Conclusão de Curso, estabelecendo metas que orientam sua execução.

1.2.1 Objetivo geral

Desenvolver o dimensionamento otimizado de uma caixa de redução para um veículo Baja SAE, com base na análise da dinâmica longitudinal do veículo, visando à redução da massa do conjunto.

1.2.2 Objetivos específicos

- a) desenvolver uma rotina matemática baseada na dinâmica veicular de corpo rígido para avaliação de desempenho em função de parâmetros da transmissão;
- b) determinar a relação de transmissão mais adequada para o veículo Baja SAE por meio da análise da dinâmica longitudinal em diferentes condições de operação.
- c) dimensionar as engrenagens, os eixos e as chavetas da caixa de redução, visando à redução de massa e ao atendimento dos requisitos de resistência mecânica, rigidez e vida útil.
- d) comparar a massa da caixa de redução desenvolvida com projetos anteriores da equipe Bajagual.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 SISTEMAS DE TRANSMISSÃO EM VEÍCULOS OFF-ROAD

Os sistemas de transmissão em veículos off-road são projetados para atender às severas condições impostas por terrenos irregulares, baixa aderência e elevada exigência de tração. Diferente dos veículos convencionais, nos quais a transmissão prioriza eficiência energética e conforto, em aplicações off-road a robustez, a multiplicação de torque e a capacidade de adaptação ao terreno são os fatores determinantes (MILLER; SCHENK, 2017).

Um exemplo relevante encontra-se nos veículos utilitários recreativos (*Utility Terrain Vehicles – UTVs*) produzidos por fabricantes como Can-Am e Polaris, amplamente utilizados em atividades recreativas, agrícolas e até militares. Esses veículos empregam, majoritariamente, transmissões CVT (*Continuously Variable Transmission*), compostas por polias variáveis e correias em V de alto desempenho. Esse tipo de transmissão oferece ajuste contínuo da relação de transmissão, permitindo maior flexibilidade em diferentes condições de carga e terreno (HSU; GILLESPIE, 2011).

O Polaris RZR XP 1000 é equipado com transmissão automática do tipo PVT (*Polaris Variable Transmission*), que disponibiliza duas gamas principais de operação, “High” e “Low”, além de marcha à ré, ponto morto e estacionamento (POLARIS, 2023). As relações de transmissão para a saída traseira são de aproximadamente 10,73:1 no modo “High” e 18,77:1 no modo “Low”, enquanto no sistema dianteiro as relações atingem valores de 11,42:1 e 19,98:1, respectivamente, quando acionado o sistema 4WD (POLARIS, 2023). Em versões turbinadas, ajustes de fábrica registram relações próximas de 11,58:1 no modo “High” e 20,25:1 no modo “Low” (UTV GUIDE, 2019). Essa variação evidencia a preocupação em equilibrar a capacidade de velocidade em pista com a necessidade de alto torque em baixas rotações, especialmente em subidas íngremes e terrenos acidentados. Um dado adicional relevante é a capacidade de fluido do compartimento da transmissão traseira, que é de aproximadamente 1,3 litros, valor que reflete a necessidade de lubrificação eficiente e dissipação térmica em transmissões submetidas a esforços cíclicos intensos (POLARIS, 2023).

Assim, a análise de veículos comerciais de referência como Can-Am e Polaris fornece subsídios valiosos para o dimensionamento e desenvolvimento de transmissões em protótipos

Baja SAE, permitindo que soluções já testadas em condições reais inspirem e fundamentem inovações acadêmicas.

Ao longo de sua trajetória no Baja SAE, a equipe Bajagual buscou desenvolver soluções próprias para o sistema de transmissão, visando conciliar robustez, confiabilidade e desempenho competitivo. Duas soluções se destacam: a proposta de Alberti (2018) e a de Coser (2019), ambas baseadas em motores Briggs & Stratton série 19.

O sistema desenvolvido por Alberti (2018) consistia em uma caixa redutora de velocidade fixa, composta por dois pares de engrenagens de dentes retos. Essa configuração fornecia uma relação de transmissão final de 12:1, garantindo elevado torque disponível nas rodas, porém sem a possibilidade de alteração da relação pelo piloto durante a condução. A caixa apresentava como vantagens a simplicidade construtiva, menor número de componentes móveis e maior confiabilidade, mas em contrapartida limitava a versatilidade em diferentes condições de pista. O peso total do conjunto era de 19 kg, o que corresponde a aproximadamente 7% da massa do carro.

Já o projeto de Coser (2019) buscou atender à demanda por maior flexibilidade no desempenho, incorporando uma caixa redutora de duas marchas e um ponto neutro. A relação em primeira marcha era de 12,96:1, próxima à utilizada no projeto anterior, garantindo força em arrancadas e trechos de maior resistência, enquanto a segunda marcha reduzia a relação para 8:1, permitindo maior velocidade final em trechos de alta. A presença da opção de neutro facilita manobras e operações de manutenção. Contudo, a introdução de um sistema de engate de marchas e maior número de engrenagens resultou em aumento considerável do peso total, atingindo 32 kg, o que representava um acréscimo de aproximadamente 68% em relação à caixa de 2018.

A análise comparativa mostra que a evolução da equipe Bajagual partiu de uma solução mais simples, leve e robusta, mas pouco flexível, para uma solução mais sofisticada e versátil, porém significativamente mais pesada. Esse contraste evidencia o desafio central no desenvolvimento de transmissões para veículos Baja SAE: equilibrar desempenho, simplicidade construtiva e redução de massa.

2.2 PRINCÍPIOS DO DIMENSIONAMENTO DOS ELEMENTOS DE MÁQUINAS

2.2.1 Engrenagens

As engrenagens são elementos de máquinas amplamente utilizados para a transmissão de potência e movimento rotativo entre dois ou mais eixos. Dentre as diferentes tipologias existentes, as engrenagens cilíndricas de dentes retos são as mais simples em termos construtivos e conceituais, sendo empregadas principalmente quando os eixos de rotação são paralelos (DINIZ; MARCONDES; COPPINI, 2010).

Segundo Norton (2013), a força tangencial é responsável pela transmissão efetiva do torque e, portanto, constitui a componente principal no projeto de engrenagens. A força radial, por sua vez, não contribui para a transmissão de potência, mas gera esforços que tendem a separar as engrenagens, influenciando diretamente os mancais de apoio e o alinhamento dos eixos.

A tensão de flexão está associada ao esforço repetitivo suportado à base do dente, região que se comporta de maneira semelhante a uma viga em balanço submetida a carregamento cíclico. Na Figura 1, é possível observar a falha por ruptura em um dente da engrenagem do baja. O cálculo dessa tensão, amplamente fundamentado na fórmula de Lewis e adaptado pelas normas AGMA e ISO, considera a força tangencial transmitida, a largura da face do dente, o módulo e o fator geométrico de forma, além de fatores de correção de tensão baseados na aplicação, velocidade tangencial nos pontos de contato entre dentes, em parâmetros de qualidade e de montagem. (NORTON, 2013; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2011).

Figura 1 - Fratura por fadiga de flexão em um dente de engrenagem.



Fonte: Autor (2025)

A tensão de contato, por sua vez, resulta da pressão localizada entre os flancos dos dentes em contato e está intimamente relacionada ao fenômeno conhecido como *pitting*, caracterizado pela fadiga superficial causada pela repetida compressão hertziana. (BUDYNAS; NISBETT, 2011) .

A escolha dos materiais exerce papel central na determinação da resistência tanto à flexão quanto ao contato. Materiais com alta resistência mecânica e elevado limite de fadiga tendem a apresentar melhor desempenho em relação às tensões de flexão, enquanto elevada dureza superficial é determinante para resistir ao desgaste. Por esse motivo, aços cementados, temperados ou nitretados são largamente empregados em engrenagens de alto desempenho, pois combinam elevada resistência superficial com tenacidade adequada no núcleo. Dessa forma, a seleção adequada do material e do tratamento térmico não apenas garante a confiabilidade estrutural do conjunto, mas também possibilita a redução de dimensões e massas, aspecto relevante em projetos que priorizam a eficiência e a otimização, como no caso de veículos Baja SAE (HEISLER, 1999; LEWIS; DUTTON, 2017).

Observa-se preferência por aços suscetíveis a tratamento superficial (carbonetação/cementação) como o SAE 8620, por aços-ligados de alta resistência como AISI 4340/AISI 4140 para componentes mais críticos, e por aços-carbono de média resistência e boa usinabilidade como AISI 1045 (CIPOLLA, 2015; PAULINO, 2024; MANDARINO; GONÇALVES, 2014). Esses trabalhos de projeto, típicos de trabalhos acadêmicos e relatórios de equipe, documentam tanto a justificativa de projeto (aplicação da norma AGMA para tensões de flexão e contato) quanto a escolha prática do material em função de custo, disponibilidade e processo de tratamento térmico.

O aço SAE 8620 aparece frequentemente como opção padrão para dentes de engrenagem em projetos de Baja SAE por possibilitar uma superfície endurecida por cementação e têmpera, superfície endurecida com um núcleo mais tenaz, favorável para transmissões que operam sob carregamentos cíclicos e choques. Além disso, estudos realizados por equipes mostram que engrenagens concebidas em SAE 8620 são frequentemente usadas como referência em trabalhos experimentais (e, em alguns casos, substituídas por soluções alternativas como sinterização/HIP para redução de custo), o que reforça o papel do SAE 8620 como base de projeto (PAULINO, 2024).

Para aplicações com exigência maior de resistência à tração e à fadiga no núcleo — por exemplo, pinhões de pequeno diâmetro submetidos a altos níveis de carga cíclica ou eixos

integrados às engrenagens — as equipes também recorrem a aços-ligados como AISI 4140 e AISI 4340 (têmpera/revenimento ou normalização), que oferecem tenacidade e maior resistência ao escoamento, permitindo menores fatores de segurança geométricos e melhor comportamento à fadiga de raiz de dente; trabalhos acadêmicos e relatórios de projeto corroboram essa escolha quando restrições de massa e custo não a tornam inviável (MANDARINO; GONÇALVES, 2014).

Quando o critério é custo, facilidade de usinagem e disponibilidade local, várias equipes adotam aços de médio carbono como AISI 1045 / C45 para engrenagens menos críticas ou para protótipos de validação, aceitando tratar apenas por têmpera superficial limitada ou mesmo utilizar peça com endurecimento total quando a solicitação de contato não é severa. Relatórios recentes de projeto e trabalhos acadêmicos de equipes universitárias indicam essa abordagem pragmática: AISI 1045 aparece em dimensionamentos e tabelas de materiais para componentes de menor exigência quando o endurecimento superficial não é mandatório (MANDARINO; GONÇALVES, 2014).

2.2.2 Eixos

Os eixos constituem elementos responsáveis pela transmissão de potência entre diferentes componentes, como engrenagens e polias. Budynas e Nisbett (2016) destacam que sua geometria é usualmente cilíndrica, com comprimento relativamente grande em relação ao diâmetro, podendo apresentar usinagens localizadas, como rasgos para chavetas ou regiões de apoio em mancais.

O dimensionamento adequado de eixos é crucial em projetos como o de uma caixa de transmissão para veículos Baja SAE, visto que eles estão sujeitos a carregamentos severos e de natureza variada observam que eixos acoplados a engrenagens sofrem simultaneamente esforços de flexão, resultantes das forças de contato entre os dentes, e esforços de torção, oriundos da transmissão de potência. A combinação desses esforços favorece o surgimento de falhas por fadiga, especialmente em regiões com descontinuidades geométricas, como chavetas e entalhes.

Além da resistência mecânica, deve-se verificar a rigidez do eixo, uma vez que deformações excessivas podem provocar desalinhamento das engrenagens, distribuição irregular das cargas nos dentes e redução da vida útil dos mancais. O efeito da rigidez e, conseqüentemente, da deflexão é geralmente mais crítico em eixos longos, pois o

deslocamento aumenta significativamente com o comprimento entre os apoios. Entretanto, essa condição não é predominante nos eixos empregados em caixas de redução, que normalmente apresentam pequenos comprimentos entre mancais e configuração compacta. Nesses casos, o dimensionamento tende a ser governado principalmente pelos critérios de resistência e fadiga

Para o cálculo do diâmetro mínimo de um eixo maciço submetido a flexão e torção, é possível utilizar o critério de fadiga segundo o critério de Goodman (Equação 1) que leva em consideração o efeito das cargas alternantes (a) e médias (m).. Nessa expressão o diâmetro (d) é obtido a partir da combinação de momentos fletores (M) e torques (T), ponderados pelos limites de resistência do material. O termo S_e representa o limite de resistência à fadiga, enquanto S_{ut} corresponde à resistência última à tração do material, parâmetros fundamentais para estimar a durabilidade do componente. Nesta avaliação, os fatores de Marin não foram aplicados ao limite de resistência à fadiga dos eixos, dessa forma, não foram consideradas correções associadas ao acabamento superficial, ao tamanho, ao tipo de carregamento, à temperatura, à confiabilidade e a outros efeitos modificadores. Os fatores K_f e K_{fs} são aplicados para corrigir os efeitos de concentração de tensões em flexão e torção, respectivamente, refletindo a influência de descontinuidades geométricas. Além disso, o fator de segurança (n) garante uma margem adicional contra falhas, levando em consideração incertezas no carregamento e nas propriedades do material.

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad (1)$$

Dessa forma, a durabilidade de eixos em caixas de transmissão automotivas dependem diretamente da análise correta das solicitações atuantes, do dimensionamento baseado em critérios de fadiga e da seleção adequada do material.

2.3 OTIMIZAÇÃO DE MASSA EM CAIXAS DE TRANSMISSÃO

A redução da massa da caixa de transmissão constitui uma das principais estratégias para aumentar o desempenho de veículos Baja SAE, uma vez que a diminuição das massas rotativas reduz a inércia do sistema, melhora a resposta dinâmica do trem de força e contribui para a eficiência na transmissão de potência.

A otimização de massa é normalmente realizada por meio da definição adequada da relação de transmissão, dos materiais e da escolha das dimensões geométricas das engrenagens e dos eixos. Parâmetros como módulo, largura de face, número de dentes e diâmetro dos eixos exercem influência direta tanto na capacidade de transmissão de torque quanto na massa total da caixa, sendo frequentemente tratados como variáveis de projeto em procedimentos de otimização (Norton, 2013; Budynas e Nisbett, 2020).

No contexto do Baja SAE, Perez e Bachman (2020) desenvolveram uma metodologia para o projeto de uma caixa de transmissão com foco no desempenho e na redução de massa, utilizando modelos da dinâmica veicular para definir a relação de transmissão e dimensionar os componentes da caixa. Os autores demonstram que a seleção adequada das relações de transmissão e das dimensões das engrenagens permite obter um conjunto mais leve sem comprometer os requisitos de resistência mecânica.

Em um estudo desenvolvido para a equipe Baja UFSCar, Cirqueira (2023) projetou uma caixa de redução por engrenagens e avaliou a influência da inércia rotacional dos componentes sobre o desempenho do veículo. O trabalho mostrou que a redução da massa dos elementos rotativos e a adequada seleção das relações de transmissão contribuem significativamente para a melhoria da aceleração e da eficiência do trem de força, reforçando a importância da otimização de massa como estratégia de projeto para veículos Baja SAE.

Além das aplicações em veículos Baja SAE, estudos sobre engrenagens leves demonstram que a redução de massa pode ser obtida por meio da otimização das dimensões geométricas e da seleção adequada dos parâmetros de projeto, preservando os requisitos de resistência e desempenho. Cosco *et al.* (2022), por exemplo, desenvolveram uma metodologia de otimização multiobjetivo para engrenagens leves.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo são apresentados os procedimentos e os fundamentos técnicos utilizados para o desenvolvimento do dimensionamento otimizado da caixa de redução do veículo Baja SAE. Inicialmente, são descritas as características dos motores e do sistema de transmissão continuamente variável (CVT) adotados, que serviram como base para a análise da dinâmica longitudinal do veículo e para a definição da relação de transmissão mais adequada às condições de competição. Na sequência, são apresentados os métodos empregados no dimensionamento das engrenagens, eixos e chavetas, considerando critérios de resistência mecânica, rigidez, vida útil e viabilidade construtiva. Por fim, são descritos os procedimentos utilizados para a otimização de massa da caixa de transmissão, por meio da dinâmica veicular, dos parâmetros geométricos dos componentes e da utilização de eixos tubulares.

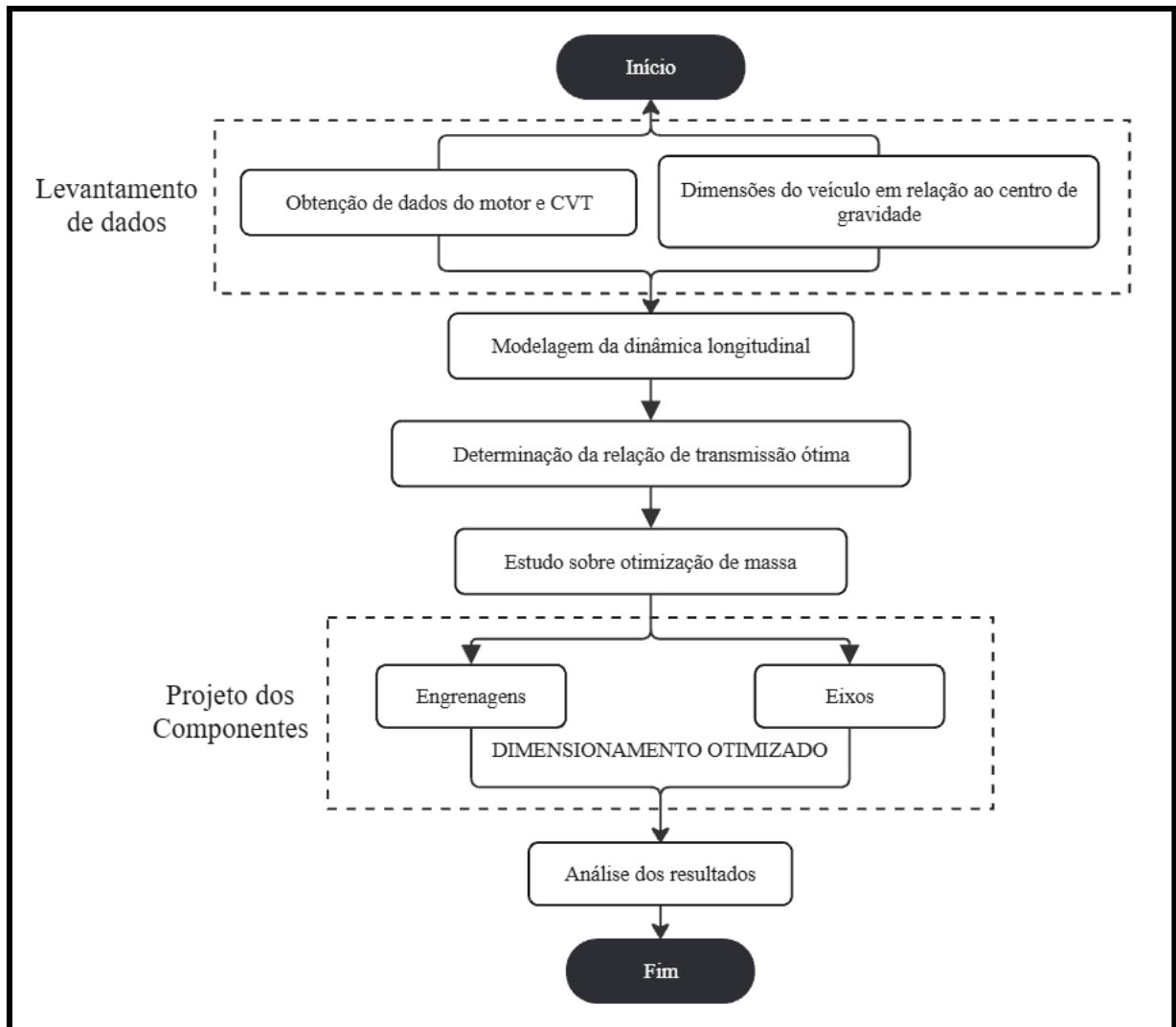
3.1 MÉTODO DA PROPOSTA DE SOLUÇÃO

O desenvolvimento do projeto e o dimensionamento otimizado da caixa de redução foram realizados considerando as exigências de desempenho impostas pelas provas da competição Baja SAE.

O processo teve início com o levantamento dos dados necessários ao dimensionamento, incluindo as características do motor e do sistema CVT, bem como as dimensões do veículo em relação ao seu centro de gravidade. Essas informações serviram de base para a modelagem da dinâmica longitudinal, a partir da qual foi determinada a relação de transmissão mais adequada para atender às diferentes condições de operação previstas nas competições Baja SAE.

Na etapa de projeto dos componentes, foram dimensionadas as engrenagens e os eixos com base em metodologias consolidadas de projeto de máquinas, considerando critérios de resistência mecânica, rigidez, vida útil e redução de massa. Para as engrenagens, foram avaliadas diferentes combinações de módulos e larguras de face, enquanto para os eixos foi realizada a comparação entre configurações maciças e tubulares, visando à redução da massa do conjunto. A sequência das etapas desenvolvidas neste trabalho é apresentada na Figura 2.

Figura 2 - Fluxograma de atividades.



Fonte: Autor (2025).

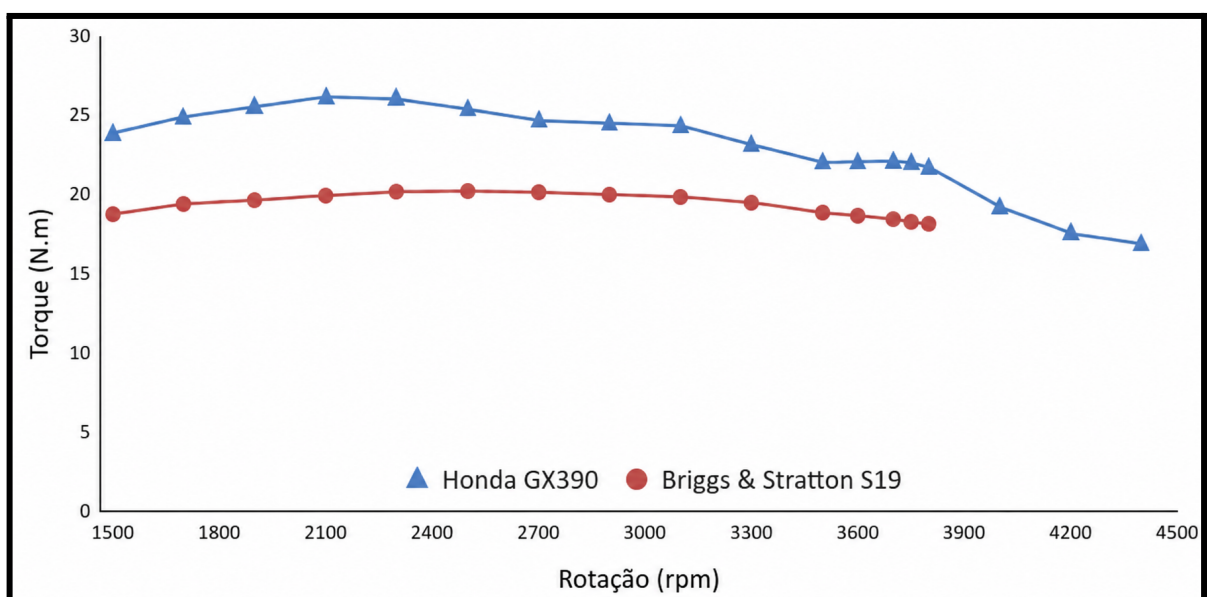
4 DESENVOLVIMENTO

Neste capítulo são apresentadas as condições de contorno e restrições aplicadas no processo de dimensionamento e otimização. Foram desenvolvidos os cálculos baseados na dinâmica longitudinal, no desempenho da transmissão e nos procedimentos normalizados para o dimensionamento de componentes críticos.

4.1 MOTORIZAÇÕES DISPONÍVEIS PARA O PROTÓTIPO

A análise comparativa entre os motores Briggs & Stratton S19 e Honda GX390 permite avaliar o comportamento de torque e potência em função da rotação, parâmetros essenciais para o desempenho de um veículo Baja SAE. Conforme ilustrado na Figura 3, que apresenta a curva de torque em função da rotação, observa-se que o motor Honda GX390 (linha azul) entrega valores de torque significativamente superiores em toda a faixa de rotação quando comparado ao Briggs & Stratton S19 (linha vermelha). O GX390 atinge torque máximo próximo de 26 Nm entre 2100 e 2400 rpm, enquanto o S19 estabiliza em torno de 20 Nm na mesma faixa. Essa diferença representa uma vantagem de aproximadamente 30% em torque, refletindo em maior força disponível nas rodas, fator determinante para vencer terrenos irregulares e obstáculos típicos das competições *off-road* do Baja SAE.

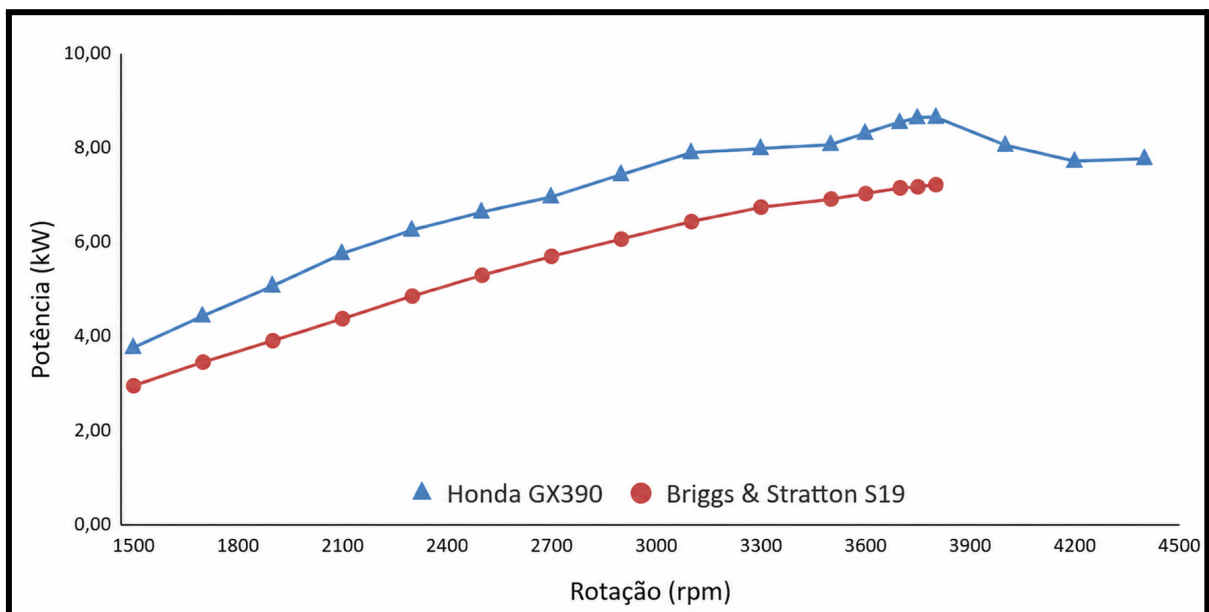
Figura 3 – Curva de torque em função da rotação dos motores Honda GX390 e Briggs & Stratton S19.



Fonte: adaptado de IMT (2024).

Na Figura 4, que apresenta a variação de potência em função da rotação, o comportamento é coerente com o observado no torque. O Honda GX390 atinge potências próximas de 8,5 kW em torno de 3800 rpm, enquanto o Briggs & Stratton S19 alcança cerca de 7,0 kW no mesmo regime. Essa diferença evidencia uma maior capacidade de conversão energética do GX390, garantindo acelerações mais rápidas e melhor desempenho em situações que exigem resposta imediata do motor, como retomadas de velocidade ou subidas íngremes.

Figura 4 – Curva de potência em função da rotação dos motores Honda GX390 e Briggs & Stratton S19.



Fonte: adaptado de IMT (2024).

O levantamento dos parâmetros do sistema de propulsão considerou as características do motor Honda GX390 associado a uma transmissão continuamente variável (CVT) Comet 360, conforme apresentado na Tabela 1. Foram definidos dados como a relação máxima e mínima da CVT, torque máximo do motor e rotação correspondente, os quais são essenciais para a modelagem do comportamento do conjunto motriz. Esses parâmetros permitem descrever a entrega de torque e potência ao longo da faixa de operação, sendo fundamentais para os cálculos de desempenho longitudinal, como aceleração, força de tração disponível e adequação da transmissão às condições de uso do veículo.

Tabela 1 - Parâmetros do motor e da CVT.

Definição	Valor	Unidade de Medida
Relação máxima da CVT	3,31	-
Torque máximo do motor	26,5	Nm
Rotação do motor	2500	rpm
Relação mínima da CVT	0,69	-

Fonte: Autor (2026).

4.2 LEVANTAMENTO DE DADOS

A potência disponível no eixo do motor em função de sua rotação foi modelada por meio da Equação 2, que representa uma aproximação linear da relação entre potência e rotação do motor Honda GX390, no intervalo de 2100 a 3600 rpm, apresentado na Figura 4.

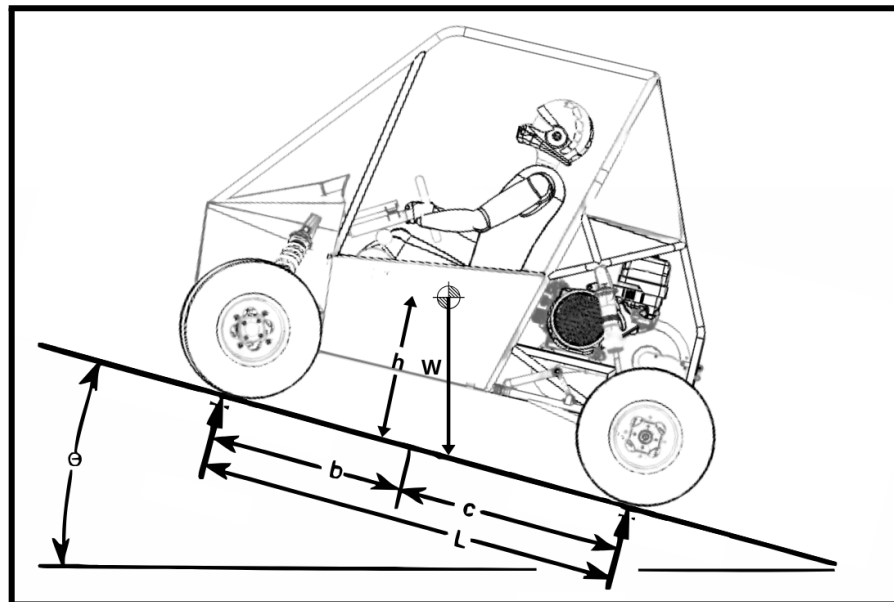
$$Hm = 2 \cdot n_m + 1600 \quad (2)$$

Sendo:

Hm = potência do motor (W)

n_m = rotação do eixo do motor (rpm)

Figura 5 - Geometria do veículo em rampa e representação da força peso



Fonte: Autor (2026).

Foram definidos parâmetros como massa total do conjunto veículo-piloto, distribuição de cargas nos eixos, distâncias horizontais e verticais do CG em relação aos eixos e ao solo, além do raio efetivo do pneu, evidentes na Figura 5 e demonstrados na Tabela 2. Esses dados

são aplicados na modelagem da dinâmica longitudinal, e influenciam diretamente na transferência de carga, capacidade de tração, forças resistentes e comportamento do veículo.

Tabela 2 - Parâmetros do veículo.

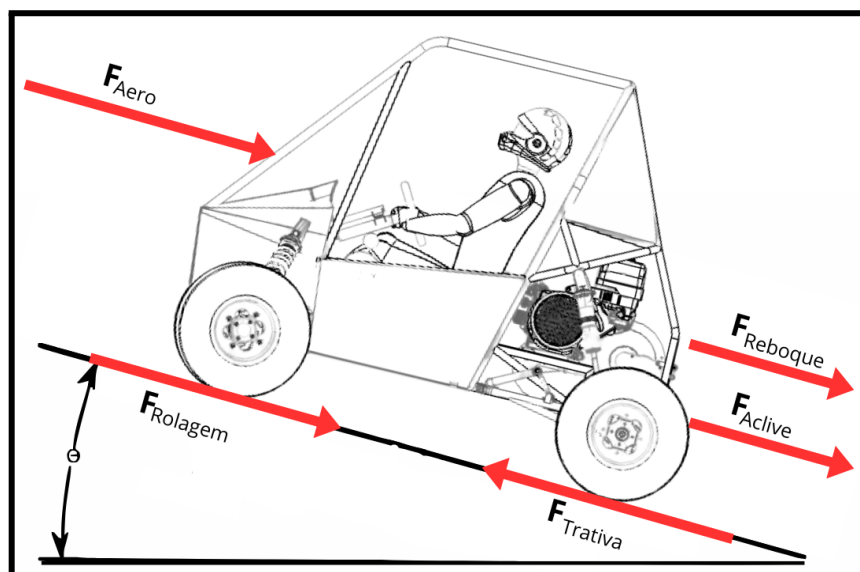
Definição	Símbolo	Valor	Unidade de Medida
Massa do veículo + piloto	M_{car}	283	kg
Força Peso do carro	W	2766	N
Dist horiz eixo dianteiro até o CG	b	0,88	m
Dist horiz eixo traseiro até o CG	c	0,54	m
Dist entre eixos	L	1,42	m
Dist vert do solo até o CG	h	0,57	m
Raio do Pneu	r	0,27	m

Fonte: Autor (2026).

4.3 DINÂMICA LONGITUDINAL

A dinâmica longitudinal de um veículo trata da análise dos movimentos e forças atuantes na direção do deslocamento, envolvendo principalmente os fenômenos de aceleração e frenagem. Nesse contexto, são consideradas as forças de tração disponíveis nas rodas, as resistências ao movimento, como a resistência ao rolamento e o arrasto aerodinâmico, além da transferência de carga entre os eixos, diretamente influenciada pela posição do centro de gravidade, evidenciado na Figura 6.

Figura 6 - Diagrama de corpo livre do veículo, em um plano inclinado.



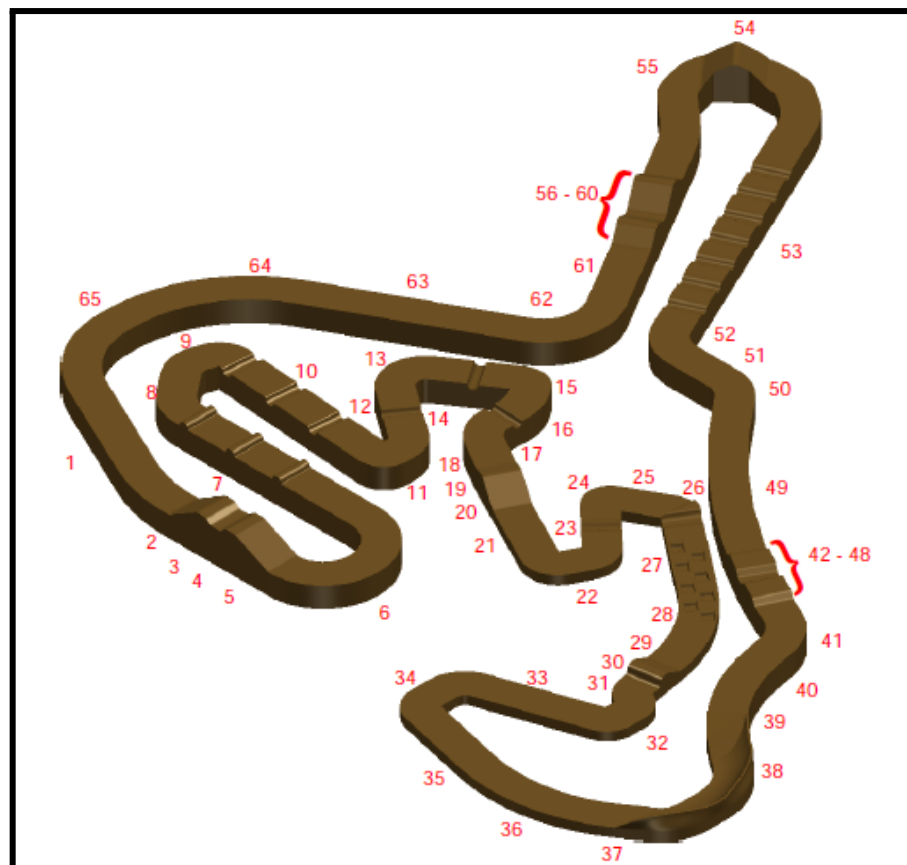
Fonte: Autor (2026).

Foram realizadas simulações e estudos considerando diferentes cenários típicos das competições Baja SAE. Os estudos foram conduzidos com base nas principais provas às quais o veículo é submetido nas competições, incluindo aceleração e frenagem, tração e a prova de enduro.

Para a prova de enduro, foi realizado um mapeamento detalhado da pista da Universidade de Caxias do Sul, já utilizada na competição regional Sul do Baja SAE. A geometria da pista foi gerada a partir de dados obtidos diretamente no percurso, registrando o trajeto por meio dos aplicativos Walk Tracker: Hiking Trails GPS, da Videgro, e Google Earth, juntamente com dados gravados em vídeo, os quais permitiram identificar detalhes dos obstáculos e irregularidades presentes no trajeto. Com base nessas informações, a pista foi modelada no software Solid Edge (Siemens).

Conforme ilustrado na Figura 7, a pista foi segmentada em diversos trechos, sendo definidos, para cada um deles, parâmetros como distância, ângulo de inclinação e, nos casos de trechos em curva, o raio e o ângulo do arco correspondente, evidentes na Tabela 3.

Figura 7 – Mapeamento da pista de enduro da Universidade de Caxias do Sul com segmentação em trechos e parâmetros geométricos



Fonte: Autor (2026).

Tabela 3 - Parâmetros da pista de enduro da Universidade de Caxias do Sul

Trecho	Distância (m)	Raio da Curva (m)	Ângulo formado pelo arco da curva (°)	Inclinação (°)	Trecho	Distância (m)	Raio da Curva (m)	Ângulo formado pelo arco da curva (°)	Inclinação (°)
0	0	0	0	0	33	384	0	0	0
1	100	0	0	0	34	396	4,8	148	0
2	106	0	0	30	35	407	0	0	0
3	107	0	0	-40	36	428	25,8	48	0
4	108	0	0	40	37	449	10,9	106	0
5	115	0	0	-25	38	455	0	0	0
6	137	7	180	0	39	467	23,5	-29	0
7	167	0	0	0	40	471	0	0	0
8	171	5	-52	0	41	477	6,7	52	0
9	180	3,8	-132	0	42	479	0	0	43
10	205	0	0	0	43	482	0	0	0
11	220	6	149	0	44	484	0	0	-43
12	232	0	0	0	45	487	0	0	0
13	240	3,8	-110	0	46	489	0	0	43
14	249	0	0	0	47	492	0	0	0
15	257	3,6	-127	0	48	494	0	0	-43
16	261	0	0	0	49	526	0	0	5
17	266	4,7	63	0	50	529	5	38	0
18	271	0	0	0	51	536	0	0	0
19	273	0	0	15	52	543	5,4	65	0
20	278	0	0	-30	53	593	0	0	5
21	288	0	0	0	54	639	15,6	172	0
22	300	4,1	163	0	55	654	0	0	-6
23	308	0	0	0	56	658	0	0	33
24	311	1,3	-107	0	57	662	0	0	-33
25	318	0	0	0	58	665	0	0	30
26	321	1,9	-113	0	59	668	0	0	-30
27	337	0	0	0	60	698	0	0	-6
28	354	21,4	-43	0	61	708	8	-70	0
29	357	0	0	25	62	743	0	0	0
30	359	0	0	-40	63	820	24,9	177	0
31	360	1,9	51	0	64	820	0	0	0
32	368	3,5	-134	0	65	820	0	0	0

Fonte: Autor (2026).

Além da prova de enduro, as demais avaliações dinâmicas também foram consideradas na análise do comportamento longitudinal do veículo. A prova de aceleração e frenagem é caracterizada por um percurso retilíneo de curta distância, no qual o veículo parte do repouso e deve atingir a maior velocidade possível no menor tempo, seguido de uma desaceleração. Nessa condição, predominam as forças de tração máxima disponível, limitada

pela aderência pneu-solo, além das forças resistentes, sendo a transferência de carga para o eixo traseiro um fator determinante para o desempenho em aceleração e, inversamente, para o eixo dianteiro durante a frenagem.

Já a prova de tração é realizada em um trecho de terreno de alta aderência, geralmente com inclinação acentuada rebocando um objeto de massa elevada. O objetivo é avaliar a capacidade do veículo em superar resistências elevadas ao movimento, sendo predominantes as forças de resistência ao rolamento e a componente do peso associada à inclinação do terreno. Nessa situação, a disponibilidade de torque nas rodas e a correta relação de transmissão são fundamentais para garantir o deslocamento do veículo sem perda significativa de tração.

Para avaliar o desempenho longitudinal do veículo, foi desenvolvido uma rotina de cálculos iterativos em planilha eletrônica capaz de simular a aceleração e frenagem do veículo ao longo da pista, considerando diferentes relações de redução da transmissão e diferentes condições de terreno. O objetivo principal dessa análise foi determinar uma possível relação de transmissão que proporciona o menor tempo de percurso para cada condição de aderência, permitindo identificar a configuração mais adequada para cada tipo de superfície.

O método de cálculo foi baseado na discretização do percurso em pequenos incrementos de deslocamento. Em cada etapa da simulação foram calculadas as forças atuantes no veículo, incluindo a força trativa disponível nos pneus, a resistência ao rolamento, a resistência aerodinâmica e as limitações impostas pela potência e pelo torque do motor.

Para determinar a força trativa máxima no eixo traseiro, foi utilizado a Equação 3, que define o valor limite de força que pode ser transmitido ao solo sem ocorrência de escorregamento dos pneus.

$$F_{trativa\,máx} = \frac{W \cdot (b \cdot \cos(\theta) + h \cdot \sin(\theta))}{h - \frac{L}{\mu}} \quad (3)$$

Na Equação (3), foi considerado o ângulo de inclinação da rampa (θ), de modo a decompor a força peso do veículo em suas componentes paralela e perpendicular ao solo, permitindo uma representação mais realista das condições de tração durante a subida. O procedimento adotado considerou o coeficiente de atrito (μ) entre o pneu e o solo, responsável por determinar a aderência disponível; o peso total do protótipo (W), correspondente à força gravitacional atuante sobre o veículo; e as dimensões geométricas do chassi, incluindo a distância entre eixos (L), a distância horizontal do eixo dianteiro até o centro de gravidade (b)

e a altura do centro de gravidade em relação ao solo (h), as incógnitas apresentadas na Equação (3) podem ser visualizadas na Figura 5.

A aceleração disponível em cada instante foi obtida pela diferença entre a aceleração trativa e as acelerações resistivas associadas ao rolamento e ao arrasto aerodinâmico. A partir da aceleração líquida calculada, foram atualizadas iterativamente a velocidade, a posição e o tempo de percurso, permitindo reproduzir o comportamento longitudinal do veículo ao longo de toda a pista de aceleração. Além disso, o modelo considerou a limitação da velocidade máxima imposta pela rotação máxima do motor e pela relação de transmissão adotada, garantindo maior fidelidade aos resultados obtidos. A modelagem considerou ainda os efeitos da aceleração centrípeta para estabelecer a velocidade máxima que se poderia desenvolver em curvas.

Os parâmetros de interação entre pneu e solo adotados nas simulações são apresentados na Tabela 4. Os coeficientes de atrito foram utilizados para determinar a força trativa máxima disponível antes da ocorrência de patinagem, enquanto os coeficientes de resistência ao rolamento foram empregados no cálculo das forças resistivas que atuam contra o movimento do veículo.

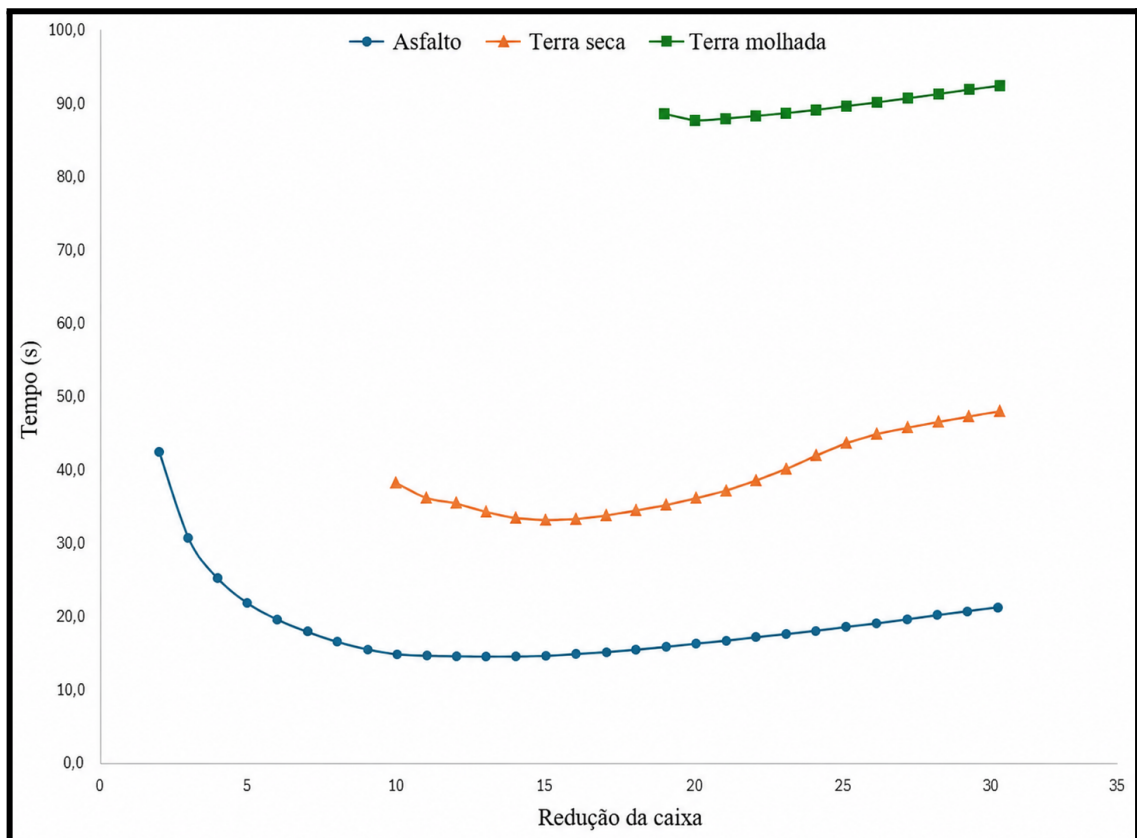
Tabela 4 - Parâmetros de interação do pneu-solo utilizado nas simulações

Tipo de Terreno	Coeficiente de Atrito	Coeficiente de Resistência a Rolagem
Asfalto Seco / Concreto	1,0	0,01
Asfalto Molhado	0,7	0,012
Terra Seca	0,65	0,05
Terra Molhada	0,55	0,2
Cascalho / Areia	0,5	0,15

Fonte: adaptado de Leal, Rosa e Nicolazzi (2012).

Com a metodologia implementada na prova de aceleração, foram simuladas diversas relações de redução da caixa de transmissão para três condições de terreno: asfalto, terra seca e terra molhada. Os resultados obtidos são apresentados no gráfico da Figura 8, que relaciona o tempo necessário para percorrer a pista de aceleração em função da redução total da transmissão.

Figura 8 - Curvas do tempo necessário para percorrer a pista de aceleração em diferentes tipos de terrenos em função da redução total da transmissão



Fonte: Autor (2026).

Observa-se que, para todas as condições de terreno analisadas, existe uma relação de transmissão ótima que minimiza o tempo de percurso. Isso ocorre devido ao compromisso existente entre força trativa e velocidade máxima. Relações de transmissão muito reduzidas (reduções elevadas) aumentam significativamente o torque disponível nas rodas, porém limitam a velocidade máxima do veículo. Por outro lado, reduções muito baixas permitem velocidades mais elevadas, mas reduzem a capacidade de aceleração devido à menor multiplicação de torque.

Os resultados da prova de aceleração demonstraram que a redução ótima da transmissão depende diretamente das condições de aderência do terreno. Para o asfalto, a melhor configuração foi de 10:1, resultando em um tempo de percurso de 14,6 s, velocidade média de 24,2 km/h e velocidade máxima de 44,4 km/h, favorecida pela elevada aderência do solo. Em terra seca, a menor capacidade de transmissão de força para o solo deslocou a redução ótima para 15:1, obtendo-se um tempo de 32,7 s, velocidade média de 11 km/h e velocidade máxima de 13,6 km/h. Já na condição de terra molhada, em que a limitação de

tração é ainda mais severa, a redução ótima aumentou para 20:1, resultando em um tempo de 87,5 s, velocidade média de 4,1 km/h e velocidade máxima de 7,1 km/h, evidenciando que a diminuição da aderência exige maiores multiplicações de torque para maximizar o desempenho do veículo.

Embora exista uma redução ótima para cada terreno, há uma faixa relativamente ampla de relações próximas a esse ponto com pequenas variações de desempenho. No asfalto, por exemplo, reduções entre aproximadamente 10:1 e 15:1 resultam em tempos semelhantes, comportamento também observado nas demais condições.

Os resultados são coerentes com as soluções empregadas nos veículos comerciais analisados no Capítulo 2. Conforme apresentado na Fundamentação Teórica, o Polaris RZR XP 1000 utiliza as faixas “High” e “Low”, com relações de aproximadamente 10,73:1 e 18,77:1, respectivamente. A relação “High” aproxima-se da redução ótima de 10:1 para o asfalto, enquanto a “Low” se aproxima das reduções de 15:1 e 20:1 obtidas para terra seca e molhada, condições que exigem maior multiplicação de torque devido à menor aderência e às maiores resistências ao movimento.

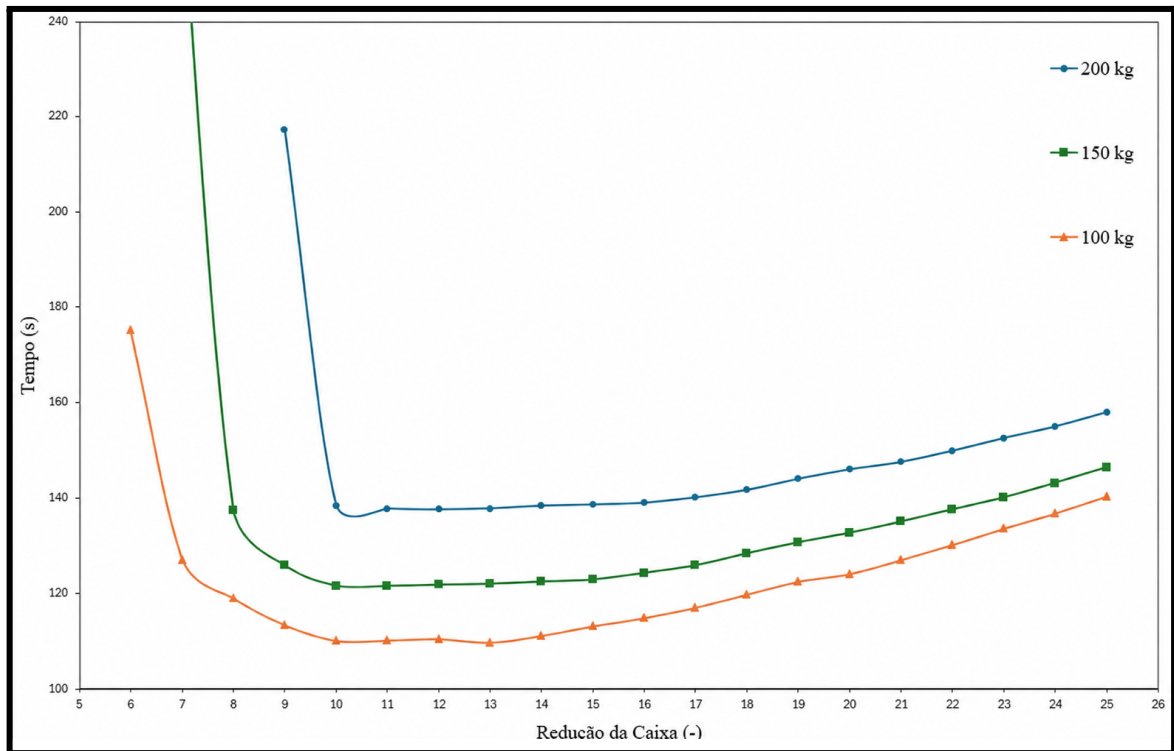
Nesse contexto, uma transmissão com múltiplas relações poderia proporcionar melhor adaptação às diferentes condições de operação, conciliando velocidade e capacidade de tração. Entretanto, a adoção desse sistema implica aumento da complexidade mecânica, do custo e, principalmente, da massa do conjunto. Considerando que os resultados indicaram uma mesma faixa de reduções com desempenho satisfatório em diferentes cenários, a utilização de uma caixa de redução fixa mostra-se uma solução mais equilibrada para o Baja SAE, privilegiando a simplicidade construtiva, a confiabilidade e a redução de massa, sem comprometer significativamente o desempenho global do veículo.

De maneira análoga à análise realizada para a prova de aceleração, foi avaliada a influência da relação de transmissão no desempenho do veículo durante a prova de enduro. Entretanto, nesta etapa, as curvas de desempenho foram obtidas em função da massa total do veículo, uma vez que o enduro é uma prova de longa duração em que a massa exerce influência significativa sobre a capacidade de aceleração, a resistência ao movimento e o consumo de potência ao longo do percurso.

Os resultados apresentados na Figura 9 demonstram que, para todas as massas analisadas, existe uma relação de transmissão capaz de minimizar o tempo de percurso. Observa-se, contudo, que o aumento da massa do veículo desloca a redução ótima para

valores maiores, evidenciando a necessidade de uma maior multiplicação de torque para compensar o aumento da inércia e das forças resistivas.

Figura 9 - Curvas do tempo necessário para percorrer a pista de enduro para diferentes massas do veículo em função da redução total da transmissão



Fonte: Autor (2026).

Para o veículo com massa total de 200 kg, a melhor condição foi obtida com uma redução de 12:1, resultando em um tempo de percurso de 137,6 s, velocidade média de 21,5 km/h e velocidade máxima de 41,2 km/h. Já para a configuração de 150 kg, a redução ótima encontrada foi de 11:1, proporcionando um tempo de 121,5 s, velocidade média de 24,3 km/h e velocidade máxima de 44,6 km/h. Por sua vez, para o veículo com massa de 100 kg, a melhor condição ocorreu com uma redução de 10:1, alcançando um tempo de 110 s, velocidade média de 26,9 km/h e velocidade máxima de 47,4 km/h.

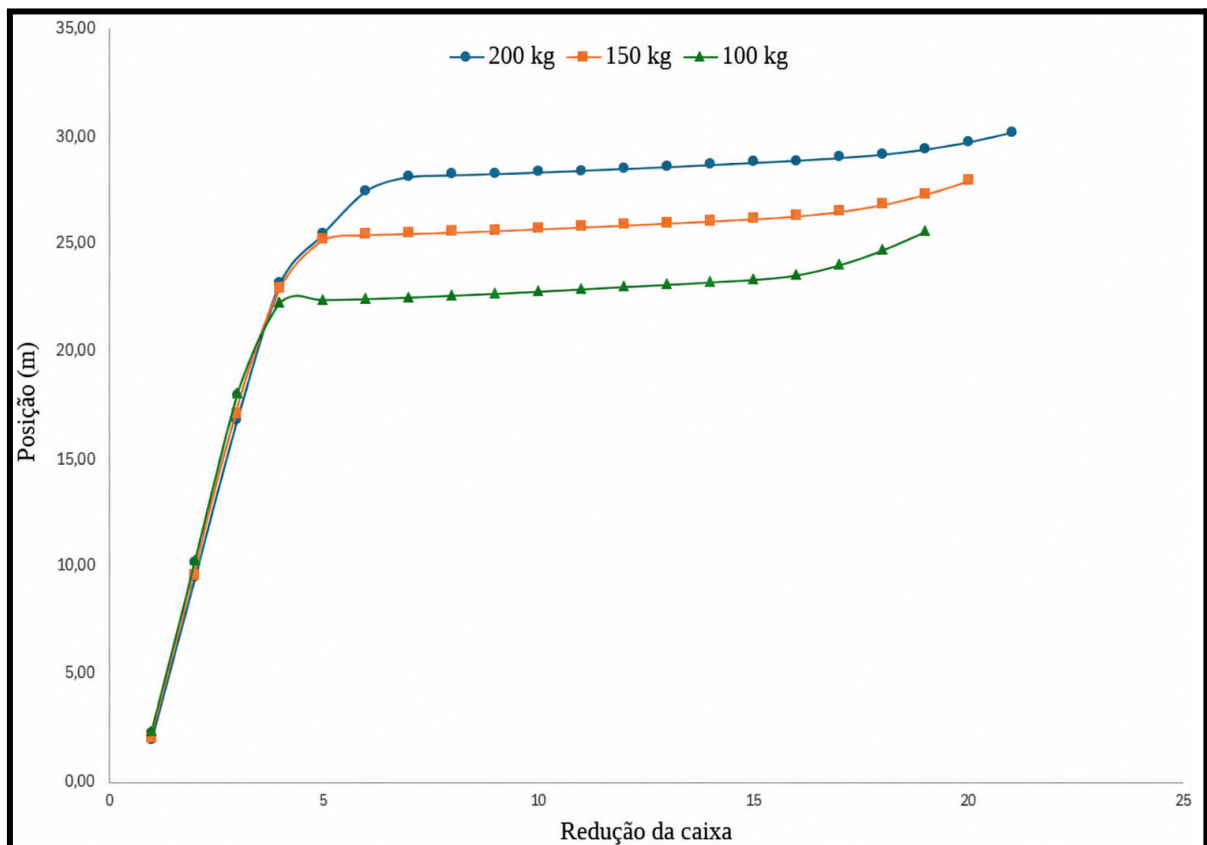
Os resultados mostram que a redução da massa melhora o desempenho longitudinal do veículo. Em comparação ao veículo de 100 kg, o tempo de percurso aumentou 10,5% para 150 kg e 25,1% para 200 kg. Também se verificou que os menores tempos ocorrem entre as reduções de 10:1 e 12:1, indicando que a diminuição da massa proporciona ganhos mais significativos do que pequenas variações na relação de transmissão.

Além das análises de aceleração e enduro, foi realizada uma avaliação do desempenho longitudinal do veículo em uma condição de tração. Dessa forma, o critério de desempenho adotado nesta análise foi a distância percorrida pelo conjunto rebocado até que a velocidade do Baja se tornasse nula.

Para a simulação foi considerado um veículo rebocado com massa de 1500 kg, valor representativo de uma condição severa de carregamento. O percurso foi modelado como uma rampa com comprimento total de 65 m, cuja inclinação aumenta progressivamente ao longo da trajetória. A cada metro percorrido ocorre um acréscimo de $0,25^\circ$ na inclinação da pista, resultando em uma inclinação máxima de $16,25^\circ$ ao final do percurso.

O modelo matemático utilizado foi semelhante ao empregado nas análises anteriores, porém com a inclusão dos esforços adicionais decorrentes da massa rebocada e do aumento gradual da componente gravitacional ao longo da rampa. Os resultados obtidos para o terreno de asfalto são apresentados na Figura 10, que relaciona a posição final alcançada pelo veículo com diferentes massas em função da redução total da caixa de transmissão.

Figura 10 - Curva da posição final alcançada pelo veículo com diferentes massas em função da redução total da caixa de transmissão.



Fonte: Autor (2026).

Observa-se que o aumento da redução da transmissão proporciona inicialmente um crescimento significativo da distância percorrida. Esse comportamento ocorre porque a multiplicação de torque nas rodas aumenta a capacidade do veículo de vencer as resistências impostas pela carga rebocada e pela inclinação crescente da pista. Entretanto, a partir de determinado ponto, os ganhos tornam-se cada vez menores, caracterizando uma região de saturação. Isso ocorre porque reduções excessivamente elevadas passam a limitar a velocidade do veículo sem proporcionar aumentos significativos da força trativa efetivamente transmitida ao solo.

A análise conjunta das provas de aceleração, enduro e tração mostrou que o aumento da relação de redução inicialmente melhora o desempenho do veículo devido à maior multiplicação do torque nas rodas. Entretanto, a partir de determinada faixa de reduções, os ganhos tornam-se progressivamente menores, pois a capacidade de tração passa a ser limitada pela aderência entre pneu e solo. Assim, mesmo havendo força de tração disponível, o coeficiente de atrito do terreno impede que essa força seja integralmente transmitida ao solo, resultando em ganhos marginais de desempenho.

Os resultados também evidenciaram a existência de uma ampla faixa de relações de transmissão com desempenhos muito próximos entre si, indicando que a escolha da redução final não deve ser baseada apenas no melhor resultado individual de uma determinada prova, mas sim no equilíbrio entre velocidade máxima, capacidade de aceleração e força trativa. Nesse contexto, reduções próximas de 10:1 apresentaram desempenho competitivo nas diferentes condições analisadas, mostrando-se uma solução equilibrada para atender às exigências das provas dinâmicas do Baja SAE sem penalizar significativamente o desempenho global do veículo.

4.4 DIMENSIONAMENTO DE COMPONENTES

4.4.1 Engrenagens

O projeto da transmissão do veículo Baja SAE foi desenvolvido com o objetivo de obter uma caixa de redução capaz de atender aos requisitos de resistência mecânica e desempenho do veículo com a menor massa possível. Para isso, foi adotada uma metodologia de otimização baseada na análise simultânea da geometria das engrenagens e das condições de

carregamento impostas pela transmissão continuamente variável (CVT) e pelo motor utilizado.

Inicialmente, foi realizada uma análise das condições de operação mais críticas da transmissão. Observou-se que o torque máximo fornecido pelo motor ocorre em uma faixa específica de rotação e que, quando combinado com a maior relação de transmissão da CVT, resulta na condição de maior torque transmitido ao primeiro estágio da caixa de redução.

Além da análise de carregamento, foi avaliada a influência da vida útil das engrenagens sobre a resistência admissível do material. Verificou-se que o fator de vida responsável pelo ajuste da resistência admissível à flexão dos dentes tem menor efeito do que as variações de torque sofridas pelo conjunto. Por exemplo, o pinhão operando sob rotação de 2100 rpm terá $KL = 1,0$ para vida de 100 horas e KL 8% menor para 1.000 horas. Dessa forma, concluiu-se que o dimensionamento baseado na condição de máximo torque constitui a abordagem mais adequada e conservadora para o projeto.

Além disso, foi desenvolvida uma expressão que relaciona diretamente a massa das engrenagens com seus parâmetros geométricos. Para tanto, é possível expressar a massa de cada engrenagem em função do módulo e do número de dentes, conforme a Equação 4.

$$M_{eng} = 3\pi\rho m^3 N^2 \quad (4)$$

Onde:

M_{eng} = massa da engrenagem (kg)

ρ = densidade do material (kg/mm³)

m = módulo (mm)

N = número de dentes (-)

Foi elaborada uma planilha eletrônica no software Excel (Microsoft) contendo as equações geométricas, e de tensão de flexão da AGMA aplicadas a engrenagens e de resistência. O método GRG (gradiente reduzido generalizado) não linear foi aplicado para obter a combinação de módulo e número de dentes que resulta na menor massa do conjunto formado por dois pares de engrenagens. As variáveis de decisão consideradas foram os números de dentes dos pinhões e das engrenagens dos dois estágios da caixa de redução. Durante o processo de otimização foram impostas as restrições apresentadas na Tabela 5.

Tabela 5 - Condições de contorno imposta ao algoritmo de otimização GRG não linear

Número de dentes (-)	Módulo mínimo (mm)	Módulo máximo (mm)	Largura relativa das engrenagens (vezes o módulo)	Resistência à fadiga por flexão (MPa)	Resistência à fadiga superficial (MPa)
> 18	1	5	8 a 16	301	1143

Fonte: Autor (2026).

Inicialmente, realizou-se a análise de sensibilidade do módulo do primeiro estágio para o aço SAE 4340 temperado, revenido e nitretado, considerando dureza de núcleo de aproximadamente 320 HB e dureza superficial entre 900 e 1100 HV. Para a flexão, adotou-se uma tensão admissível de 350 MPa, corrigida pelo fator de vida de 0,86, resultando em uma resistência à fadiga de 301 MPa, utilizada como condição de contorno da otimização, com fator de segurança superior a 1. Para o contato, consideraram-se uma tensão admissível de 1160 MPa e um fator de vida de 0,985, obtendo-se uma resistência à fadiga superficial de 1143 MPa para a verificação das tensões de contato. Os resultados das diferentes combinações geométricas são apresentados na Tabela 6.

Tabela 6 - Soluções viáveis para diferentes módulos no 1º estágio de acordo com a massa

1º par de engrenagens						2º par de engrenagens							
Módulo (mm)	Número de dentes do pinhão	Número de dentes da coroa	Largura dos dentes (mm)	Redução	Massa das engrenagens (kg)	Módulo (mm)	Número de dentes do pinhão	Número de dentes da coroa	Largura dos dentes (mm)	Redução	Massa das engrenagens (kg)	Relação total	Massa total das engrenagens (kg)
1	104	195	16	1,9	4,8	2,1	18	96	28	5,3	7,4	10,00	12,2
1,25	47	113	20	2,4	2,8	2,4	18	75	27	4,2	5,8	10,02	8,6
1,5	25	79	24	3,2	2,2	2,4	18	57	36	3,2	4,5	10,01	6,7
1,75	18	65	23	3,6	2,0	2,4	18	50	39	2,8	4,0	10,03	6,0
2	18	60	18	3,3	1,7	2,4	18	54	37	3,0	4,3	10	6,0
2,25	18	60	18	3,3	2,2	2,5	18	54	34	3,0	4,3	10	6,5
2,5	18	54	20	3,0	2,5	2,5	18	60	32	3,3	4,7	10	7,2
2,75	18	54	22	3,0	3,3	2,5	18	60	32	3,3	4,7	10	8,0
3	18	45	24	2,5	3,1	2,3	18	72	30	4,0	5,5	10	8,7

Fonte: Autor (2026).

A rotina desenvolvida indicou a menor massa do conjunto para os módulos de 1,75 e 2,0 mm do par do primeiro estágio. Dentre eles, o módulo 2,0 mm resultou na menor massa para o primeiro estágio.

Após a determinação do módulo ótimo para o primeiro estágio, procedeu-se à análise de sensibilidade do segundo estágio, mantendo fixo o módulo ótimo anteriormente obtido e variando-se apenas o módulo do segundo estágio. Os resultados obtidos são apresentados na

Tabela 7. Observa-se que, embora o módulo 3,25 mm resulte na menor massa do segundo para de engrenagens, a massa total do conjunto acaba não sendo minimizada.

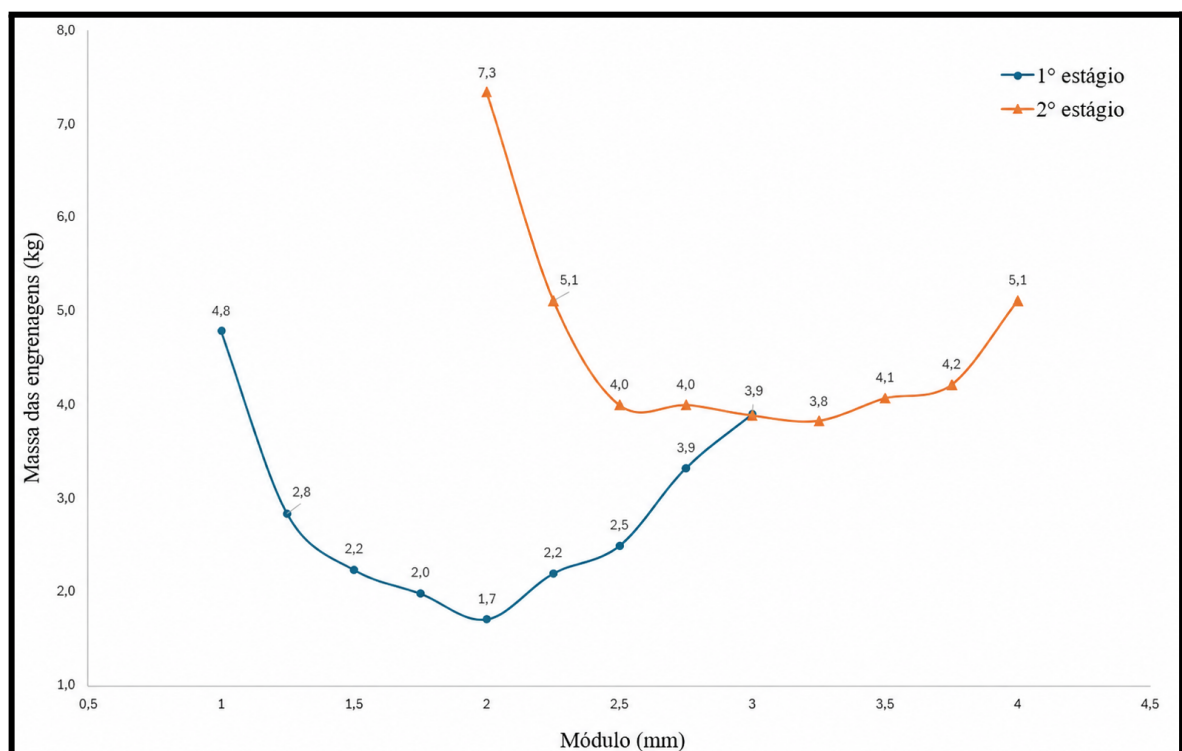
Tabela 7 - Soluções viáveis para diferentes módulos no 2º estágio de acordo com a massa

1º par de engrenagens						2º par de engrenagens						Relação total	Massa total das engrenagens (kg)
Módulo (mm)	Número de dentes do pinhão	Número de dentes da coroa	Largura dos dentes (mm)	Redução	Massa das engrenagens (kg)	Módulo (mm)	Número de dentes do pinhão	Número de dentes da coroa	Largura dos dentes (mm)	Redução	Massa das engrenagens (kg)		
2	33	63	16	1,9	2,0	2	18	95	32	5,3	7,3	10,08	9,3
2	20	59	16	3,0	1,5	2,25	19	65	36	3,4	5,1	10,09	6,7
2	18	65	18	3,6	2,0	2,5	18	50	37	2,8	4,0	10,03	6,0
2	18	65	18	3,6	2,0	2,75	18	50	30	2,8	4,0	10,03	6,0
2	18	68	18	3,8	2,2	3	18	48	27	2,7	3,9	10,07	6,0
2	18	74	18	4,1	2,5	3,25	18	44	26	2,4	3,8	10,05	6,4
2	18	81	18	4,5	3,0	3,5	18	40	28	2,2	4,1	10	7,1
2	18	90	18	5,0	3,7	3,75	18	36	30	2,0	4,2	10	7,9
2	18	90	18	5,0	3,7	4	18	36	32	2,0	5,1	10	8,8

Fonte: Autor (2026).

Para o aço SAE 4340 a menor massa foi observada em uma faixa próxima de 3,25 mm, com uma massa no segundo estágio de 3,8 kg. Com base nos resultados apresentados nas Tabelas 5, 6, foi elaborada a Figura 11, que apresenta as curvas de comportamento da massa das engrenagens em função do módulo para ambos os estágios.

Figura 11 - Curva do comportamento da variação do módulo na massa das engrenagens



Fonte: Autor (2026).

Dessa forma, a metodologia de otimização adotada mostrou-se capaz de identificar, de maneira sistemática, as combinações geométricas que conduzem às menores massas possíveis, fornecendo uma base técnica consistente para a definição da configuração final da transmissão proposta.

A partir da rotina de otimização implementada no Excel utilizando o suplemento Solver, verificou-se que a solução de menor massa para uma relação total próxima de 10 foi obtida com módulo de 2 mm, pinhão de 18 dentes e coroa de 65 dentes no primeiro estágio, associados a uma largura de face de 18 mm. Para o segundo estágio, a solução ótima apresentou módulo de 2,5 mm, pinhão de 18 dentes, coroa de 50 dentes e largura de face de 37 mm. Essa configuração resultou em uma relação total de transmissão de 10,03 e uma massa total estimada de 6 kg para o conjunto de engrenagens.

Considerando esses aspectos, optou-se por selecionar a configuração composta exclusivamente por módulos comerciais, apresentada na Tabela 8, que representa a solução padronizada mais próxima daquela identificada como ótima pelo processo de otimização.

Tabela 8- Dimensões das engrenagens

Conjuntos		Módulo (mm)	Número de dentes	Largura das engrenagens (mm)
1° Par de engrenagens	Pinhão	2	18	18
	Coroa	2	65	18
2° Par de engrenagens	Pinhão	2,5	18	37
	Coroa	2,5	50	37

Fonte: Autor (2026).

Com a definição das dimensões geométricas finais das engrenagens, tornou-se possível determinar os esforços mecânicos transmitidos entre os dentes durante a condição crítica de operação adotada para o projeto. Os valores calculados para torque, rotação e força tangencial em cada engrenamento são apresentados na Tabela 9. Os resultados foram obtidos considerando a aplicação do torque máximo do motor.

Tabela 9 - Forças máximas nos dentes das engrenagens

Conjuntos		Torque no eixo (N.m)	Rotação no eixo (rpm)	Força tangencial (N)
1° Par de engrenagens	Pinhão	26	2400	1444
	Coroa	93,9	664,6	1444
2° Par de engrenagens	Pinhão	93,9	664,6	4173
	Coroa	260,8	239,2	4173

Fonte: Autor (2026).

A partir da determinação dos carregamentos atuantes nos dentes das engrenagens, apresentados na Tabela 9, tornou-se possível realizar a análise das tensões atuantes no sistema de transmissão utilizando os critérios estabelecidos pela norma AGMA. Essa metodologia permite avaliar tanto a resistência à flexão na raiz do dente quanto a resistência ao desgaste superficial por contato, garantindo maior confiabilidade no dimensionamento das engrenagens.

De acordo com Budynas e Nisbett (2016), os cálculos foram realizados considerando os fatores de correção de tensão recomendados pela AGMA. Em todos os casos, adotaram-se fator de aplicação $K_a = 1,75$ e fator de distribuição de carga $K_m = 1,15$. Os fatores de tamanho, ciclo de carga e espessura foram considerados unitários, conforme recomendado pela literatura. O fator dinâmico (K_v) foi calculado em função da velocidade tangencial, enquanto o fator geométrico de flexão (J), cujos valores tabelados variam entre 0,33 e 0,37 para as combinações de dentes analisadas, foi fixado em 0,35.

Os resultados das tensões de flexão e de contato calculadas para cada engrenagem são apresentados na Tabela 10. As maiores tensões ocorreram nos pinhões de ambos os estágios, devido ao menor diâmetro primitivo e ao maior número de ciclos de carregamento, caracterizando-os como os componentes mais críticos da transmissão. As resistências à fadiga de flexão e superficial foram determinadas para o aço SAE 4340 submetido à têmpera, revenimento e nitretação. A resistência à fadiga de flexão e superficial foi obtida a partir da resistência do material temperado e revenido, acrescida de um ganho de aproximadamente 7,5%, correspondente à condição de nitretação adotada, com base nos resultados experimentais de Sirin *et al.* (2008), que avaliaram o comportamento em fadiga do aço AISI 4340 nitretado por íons e demonstraram que o tratamento promove aumento da resistência à

fadiga em função do endurecimento superficial e das tensões residuais compressivas introduzidas pela nitretação. Observa-se que todas as tensões calculadas permaneceram inferiores às respectivas resistências à fadiga, demonstrando que o dimensionamento atende aos requisitos de resistência mecânica e fornece subsídios para a avaliação da vida útil das engrenagens.

Tabela 10 - Tensões nas engrenagens

Conjuntos		Tensão de flexão (MPa)	Resistência à fadiga de flexão (MPa)	Tensão de contato (Mpa)	Resistência à fadiga superficial (MPa)
1º Par de engrenagens	Pinhão	302	574	1014	1682
	Coroa	257	574	534	1682
2º Par de engrenagens	Pinhão	313	574	1350	1682
	Coroa	281	574	714	1682

Fonte: Autor (2026).

4.4.2 Eixos

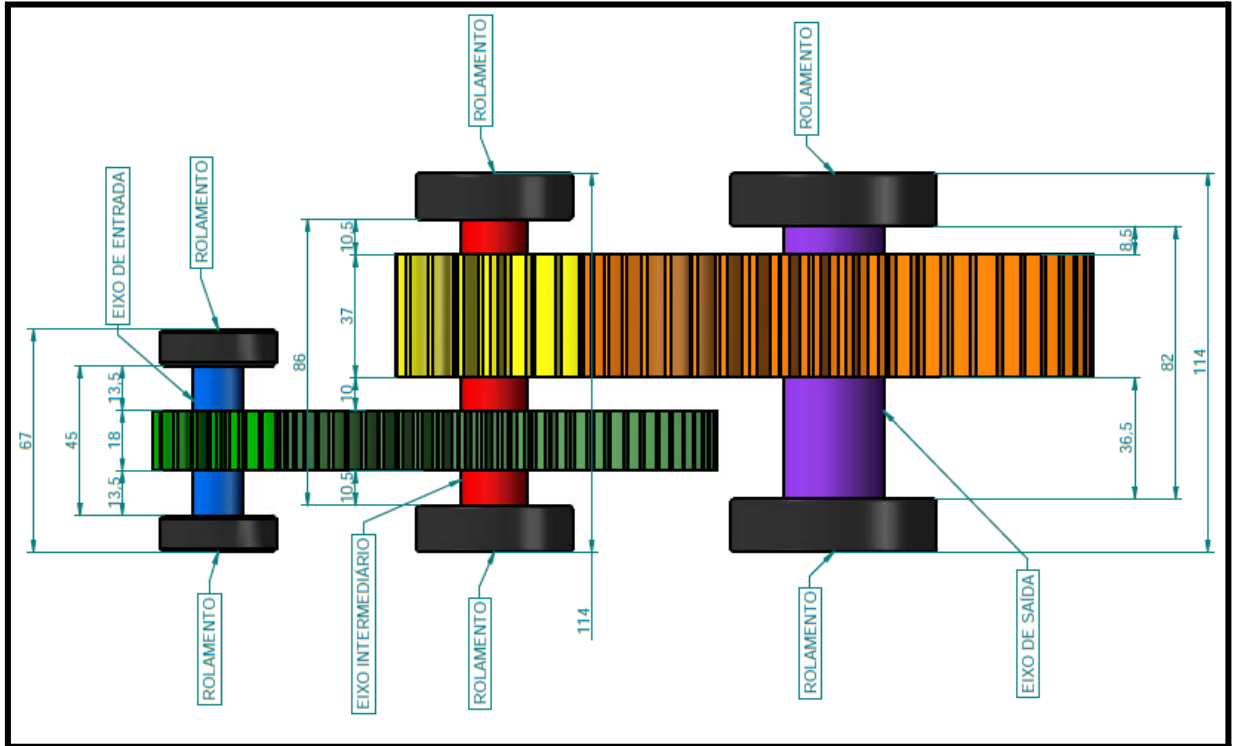
O dimensionamento dos eixos da caixa de redução foi realizado considerando simultaneamente os critérios de resistência à fadiga, transmissão de torque, esforços provenientes do engrenamento e limitações construtivas relacionadas à montagem dos componentes. Inicialmente, foi definida a geometria básica dos eixos e a posição relativa dos rolamentos e engrenagens, buscando-se um conjunto compacto, leve e estruturalmente rígido.

A distância entre os mancais foi estabelecida de forma a atender aos requisitos mínimos de montagem dos componentes, evitando excessos de comprimento que resultariam em aumento dos momentos fletores e, conseqüentemente, em maiores tensões e deflexões nos eixos. Dessa forma, buscou-se posicionar as engrenagens o mais próximo possível dos mancais, respeitando apenas os espaços necessários para montagem dos rolamentos, chavetas, elementos de fixação e tolerâncias construtivas.

As distâncias entre mancais adotadas foram de 45 mm para o eixo de entrada, 86 mm para o eixo intermediário e 82 mm para o eixo de saída, evidente na Figura 12. Essas dimensões permitiram obter uma configuração compacta, reduzindo os momentos fletores

atuantes e contribuindo para a diminuição da massa total do conjunto.

Figura 12 - Geometria definida para a posição dos componentes nos eixos.



Fonte: Autor (2026).

Com a geometria dos eixos definida, foram determinadas as reações nos mancais por meio das equações de equilíbrio estático nos planos tangencial e radial, utilizando as forças provenientes do engrenamento obtidas na análise cinemática da transmissão. A partir dessas reações, calcularam-se os momentos fletores em cada plano e, posteriormente, o momento fletor resultante foi obtido pela combinação vetorial dos esforços atuantes.

Considerando que o veículo utiliza um motor monocilíndrico Honda GX390, foram incluídas no dimensionamento as oscilações de torque características dos ciclos de combustão. Para representar esse comportamento de forma conservadora, adotou-se uma flutuação de torque de aproximadamente 50% em relação ao valor nominal, permitindo a determinação dos componentes médios e alternantes de flexão e torção empregados na análise de fadiga, os valores encontrados estão na Tabela 11.

Tabela 11 - Momentos e torques atuantes nos eixos

Conjuntos		Momento alternante (Nm)	Momento médio (Nm)	Torque alternante (Nm)	Torque médio (Nm)
Eixo de entrada	Pinhão 1º estágio	8,64	17,29	6,5	19,50
Eixo intermediário	Coroa 1º estágio	10,75	21,14	23,47	70,42
	Pinhão 2º estágio	25,25	50,50	23,47	70,42
Eixo de saída	Coroa 2º estágio	35,90	71,81	65,20	195,60

Fonte: Autor (2026).

O dimensionamento dos eixos foi realizado pelo critério de fadiga de Shigley, Equação 1, para carregamentos combinados de flexão e torção, comparando os esforços alternantes com o limite de fadiga corrigido do material e os esforços médios com a resistência última à tração. Os eixos foram especificados em aço SAE 4140 temperado e revenido, adotando-se propriedades mecânicas de 655 MPa para a resistência última à tração e 262 MPa para o limite de fadiga corrigido, além de um fator de segurança igual a 2,0.

A influência dos rasgos de chaveta também foi considerada, uma vez que essas descontinuidades geométricas provocam concentrações de tensão e reduzem a resistência à fadiga dos eixos. Após a determinação dos diâmetros preliminares, as chavetas foram dimensionadas e verificadas quanto às tensões de cisalhamento e esmagamento, demonstrados na Tabela 12, utilizando dimensões padronizadas pela norma DIN 6885. Em todos os casos, as tensões calculadas permaneceram abaixo dos limites admissíveis, resultando em fatores de segurança adequados para a aplicação proposta.

Tabela 12 - Dimensionamento das chavetas

Conjuntos		Base X Altura (mm)	Largura (mm)	Tensão de cisalhamento (MPa)	Tensão de esmagamento (MPa)
Eixo de entrada	Pinhão 1º estágio	5x5	18	38,52	77,04
Eixo intermediário	Coroa 1º estágio	6x6	18	86,93	173,87
	Pinhão 2º estágio	6x6	37	42,29	84,58
Eixo de saída	Coroa 2º estágio	8x7	37	58,74	134,26

Fonte: Autor (2026).

Além da configuração convencional com eixos maciços, foi avaliada a possibilidade de utilização de eixos tubulares visando a redução da massa do conjunto. Para isso foi adotada a relação geométrica entre os diâmetros interno e externo definida pelo parâmetro k , segundo Norton (2013) e Budynas e Nisbett (2020), valores de k compreendidos entre 0,5 e 0,7 proporcionam uma combinação eficiente entre resistência mecânica, rigidez e redução de peso. Neste trabalho foi adotado valor de k igual a 0,6, valor amplamente utilizado em aplicações automotivas e de competição. Além disso, esse valor mantém espessura de parede suficiente para a usinagem do rasgo de chaveta, preservando a integridade estrutural da região e evitando reduções excessivas da seção resistente do eixo. A determinação dos diâmetros dos eixos tubulares foi realizada a partir da equivalência da capacidade resistente entre a seção maciça e a seção tubular, resultando na Equação 5.

$$d_s^3 = d_o^3(1 - k^4) \quad (5)$$

em que d_s representa o diâmetro equivalente do eixo maciço, d_o corresponde ao diâmetro externo do eixo tubular e k é a razão entre os diâmetros interno e externo. A partir dessa relação foram determinados os diâmetros externos e internos dos eixos tubulares capazes de suportar os mesmos esforços calculados para os eixos maciços.

Os resultados finais do dimensionamento encontram-se apresentados na Tabela 13. Observa-se que os diâmetros mínimos calculados para os eixos maciços variaram entre 11,29 mm e 23,68 mm. Para a configuração com eixos tubulares, os diâmetros externos variaram entre 12,13 mm e 24,8 mm, enquanto os diâmetros internos variaram entre 7,28 mm e 14,88 mm. A utilização dos eixos tubulares permitiu reduzir aproximadamente 29% da área transversal e, consequentemente, da massa dos componentes, mantendo a mesma capacidade resistente calculada para os eixos maciços.

Tabela 13 - Diâmetro mínimo calculado para os eixos

Conjuntos		Diâmetro eixo maciço (mm)	Diâmetro externo eixo tubulares (mm)	Diâmetro interno eixo tubulares (mm)
Eixo de entrada	Pinhão 1º estágio	11,59	12,13	7,28
Eixo intermediário	Coroa 1º estágio	17,29	18,11	10,87
	Pinhão 2º estágio	19,06	19,97	11,98
Eixo de saída	Coroa 2º estágio	23,68	24,8	14,88

Fonte: Autor (2026).

5 RESULTADOS

5.1 ENGRENAGENS

A vida útil das engrenagens foi estimada a partir das tensões de flexão e de contato obtidas pelo método da AGMA, apresentadas na Tabela 10, considerando separadamente os mecanismos de falha por fadiga na raiz do dente e por fadiga superficial. Para os cálculos, foi adotado o aço SAE 4340 submetido aos tratamentos térmicos de têmpera, revenimento e nitretação.

A determinação da vida útil foi realizada por meio dos fatores de vida da AGMA, para fadiga de flexão e para fadiga de contato. Esses fatores relacionam a resistência do material ao número de ciclos suportados antes da falha e, posteriormente, os ciclos foram convertidos em horas de operação com base na rotação de funcionamento das engrenagens.

Os resultados apresentados na Tabela 14 mostram que a fadiga por flexão foi o mecanismo mais crítico para o dimensionamento das engrenagens. O menor tempo de vida foi obtido para o pinhão do primeiro estágio, com 75 h, seguido pelo pinhão do segundo estágio, com 197 h. As coroas apresentaram vidas significativamente superiores, alcançando 1020 h para a coroa do segundo estágio e 1360h para a coroa do primeiro estágio, comportamento esperado em função do maior número de dentes e da consequente redução das tensões de flexão na base do dente.

Tabela 14 - Vida projetada em horas para as engrenagens antes de cada falha

Conjuntos		Vida útil por flexão (h)	Vida útil por contato (h)
1° Par de engrenagens	Pinhão	75	86125
	Coroa	1020	$3,0 \cdot 10^{10}$
2° Par de engrenagens	Pinhão	197	1900
	Coroa	1360	$4,6 \cdot 10^8$

Fonte: Autor (2026).

O componente mais crítico foi novamente o pinhão do segundo estágio, com vida projetada de 1900 h, em decorrência da elevada tensão de flexão atuante. Em contrapartida, o pinhão do primeiro estágio apresentou vida de 86125 h, enquanto as coroas atingiram vidas extremamente elevadas, de aproximadamente $3,0 \times 10^{10}$ h para a coroa do primeiro estágio e

$4,6 \times 10^7$ h para a coroa do segundo estágio. Esses resultados evidenciam a elevada resistência superficial proporcionada ao aço SAE 4340 pelos tratamentos de têmpera, revenimento e nitretação, que promovem o endurecimento da superfície e o aumento da resistência à fadiga de contato, assegurando ampla margem de segurança para a maioria dos componentes da transmissão.

5.2 EIXOS

Os resultados da análise de fadiga para os eixos maciços são apresentados na Tabela 15. As tensões alternantes e médias equivalentes foram determinadas a partir dos momentos fletores e torques alternantes e médios obtidos durante o dimensionamento dos eixos. Em seguida, essas tensões foram corrigidas pelo critério de Goodman, permitindo considerar simultaneamente os efeitos dos carregamentos alternantes e das tensões médias sobre a resistência à fadiga. Verifica-se que as tensões corrigidas variaram entre 48 MPa e 109 MPa, permanecendo inferiores ao limite de fadiga corrigido do aço SAE 4140, adotado com 262 MPa.

Tabela 15 - Resultados da análise de fadiga e vida útil dos eixos maciços

Conjuntos		Tensão alternante equivalente (MPa)	Tensão média equivalente (MPa)	Correção pelo critério de Goodman (MPa)	Vida útil (horas)
Eixo de entrada	Pinhão 1° estágio	40	100	48	Infinita
Eixo intermediário	Coroa 1° estágio	56	142	71	Infinita
	Pinhão 2° estágio	79	180	109	Infinita
Eixo de saída	Coroa 2° estágio	40	114	49	Infinita

Fonte: Autor (2026).

Os resultados obtidos para os eixos tubulares são apresentados na Tabela 16. O procedimento de cálculo foi idêntico ao utilizado para os eixos maciços, diferenciando-se apenas pela utilização do módulo resistente da seção tubular, o que resultou em tensões equivalentes ligeiramente superiores devido à redução da área resistente da seção transversal. Após a aplicação do critério de Goodman, as tensões corrigidas permaneceram entre 56 MPa e 133 MPa, também abaixo do limite de fadiga do material. Assim, mesmo com o aumento

das tensões em relação aos eixos maciços, a configuração tubular apresentou vida útil infinita, demonstrando que a redução de massa obtida com os eixos tubulares não comprometeu sua resistência à fadiga para a aplicação proposta.

Tabela 16 - Resultados da análise de fadiga e vida útil dos eixos tubulares

Conjuntos		Tensão alternante equivalente (MPa)	Tensão média equivalente (MPa)	Correção pelo critério de Goodman (MPa)	Vida útil (horas)
Eixo de entrada	Pinhão 1º estágio	47	115	56	Infinita
Eixo intermediário	Coroa 1º estágio	64	164	86	Infinita
	Pinhão 2º estágio	91	207	133	Infinita
Eixo de saída	Coroa 2º estágio	46	131	58	Infinita

Fonte: Autor (2026).

A vida útil foi considerada infinita em ambos os casos porque as tensões alternantes equivalentes corrigidas permaneceram inferiores ao limite de fadiga corrigido do material. Nessa condição, segundo a teoria clássica de fadiga para aços, o componente passa a operar na região de vida infinita, na qual não ocorre propagação progressiva de trincas por fadiga, mesmo após um elevado número de ciclos de carregamento. Dessa forma, conclui-se que tanto os eixos maciços quanto os eixos tubulares atendem aos requisitos de durabilidade estabelecidos para a caixa de redução desenvolvida.

Os diâmetros finais adotados para os eixos são apresentados na Tabela 17. Embora os cálculos tenham fornecido diâmetros mínimos inferiores, optou-se pela adoção de diâmetros padronizados de 15 mm, 20 mm e 30 mm, visando compatibilizar o projeto com rolamentos comerciais disponíveis no mercado. Essa padronização facilita a fabricação e a montagem da caixa de redução, além de permitir a utilização de rolamentos normalizados, reduzindo custos e simplificando futuras manutenções.

Tabela 17 - Diâmetro adotado para os eixos

Conjuntos		Diâmetro eixo maciço (mm)	Diâmetro externo eixo tubular (mm)	Diâmetro interno eixo tubular (mm)
Eixo de entrada	Pinhão 1º estágio	15	15	8
Eixo intermediário	Coroa 1º estágio	20	20	11
	Pinhão 2º estágio	20	20	11
Eixo de saída	Coroa 2º estágio	30	30	18

Fonte: Autor (2026).

A partir dos diâmetros adotados, foi realizada uma comparação entre as massas dos eixos maciços e tubulares, considerando seus comprimentos finais e a densidade do aço SAE 4140. Os resultados são apresentados na Tabela 18, na qual se observa que a utilização de eixos tubulares proporcionou reduções de massa entre 28% e 32%, dependendo do diâmetro do eixo. No conjunto completo, a massa foi reduzida de 1 kg para 0,692 kg, representando uma redução de aproximadamente 31%.

Tabela 18 - Comparação da massa dos eixos maciços e tubulares

Conjuntos	Massa do eixo maciço (kg)	Massa do eixo tubular (kg)	Redução de massa (%)
Eixo de entrada	0,093	0,067	28
Eixo intermediário	0,281	0,196	30
Eixo de saída	0,631	0,429	32

Fonte: Autor (2026).

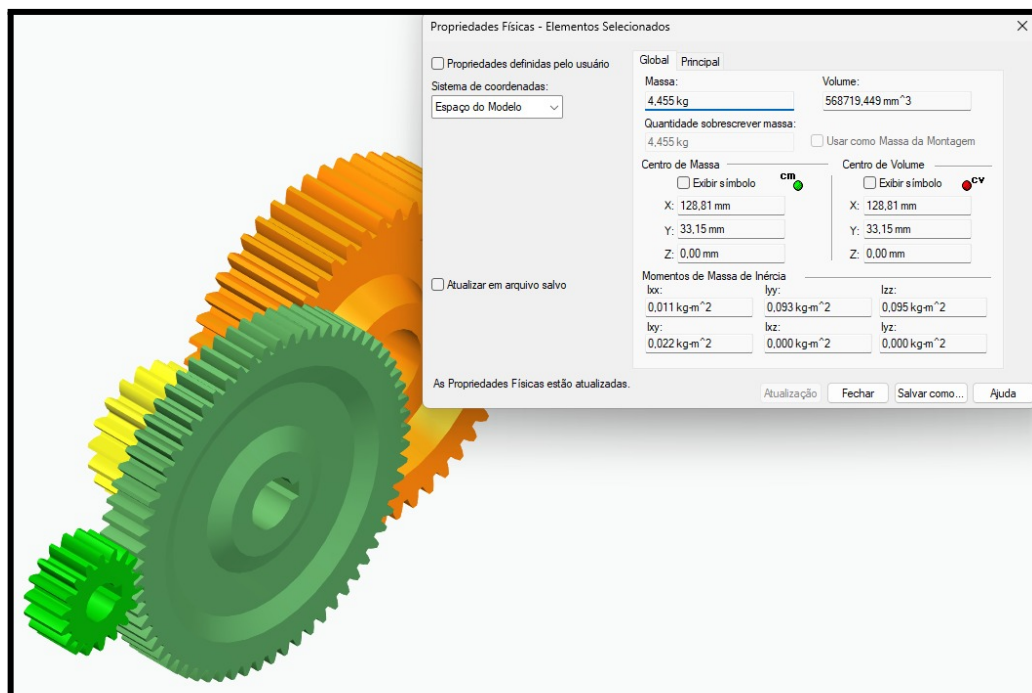
Dessa forma, considerando que o objetivo principal deste trabalho é a otimização da massa da caixa de redução, optou-se pela utilização dos eixos tubulares. Conforme demonstrado anteriormente nas análises de resistência e fadiga, essa configuração mantém a capacidade resistente e a vida útil dos componentes, ao mesmo tempo em que proporciona uma redução significativa da massa do conjunto, tornando-se a alternativa mais adequada para aplicação em um veículo Baja SAE.

5.3 MASSA DA CAIXA DE TRANSMISSÃO

A estimativa inicial da massa das engrenagens foi realizada por meio da Equação 3, a qual considera a geometria simplificada da engrenagem a partir do diâmetro externo, do módulo, do número de dentes e da densidade do material. Como essa equação desconsidera os vazios existentes entre os dentes, o resultado obtido representa uma aproximação conservadora da massa do conjunto. Para a configuração selecionada, foi estimada uma massa total de 6 kg para as quatro engrenagens.

Com o dimensionamento final definido, as engrenagens foram modeladas tridimensionalmente no software Solid Edge, permitindo a determinação da massa considerando sua geometria real, incluindo o perfil dos dentes e o furo central. Conforme apresentado na Figura 13, a massa total calculada pelo software foi de 5,622 kg, aproximadamente 6,7% inferior ao valor estimado pela Equação 3. Além disso, foi realizado o alívio de massa nas faces das coroas, seguindo a mesma metodologia empregada por Alberti (2018) e Coser (2019), reduzindo a massa das engrenagens para 4,455 kg, o que representa uma redução adicional de aproximadamente 20,8%. Essa diferença confirma que a equação analítica é adequada para a etapa de pré-dimensionamento, porém tende a superestimar a massa por não representar integralmente a geometria da engrenagem.

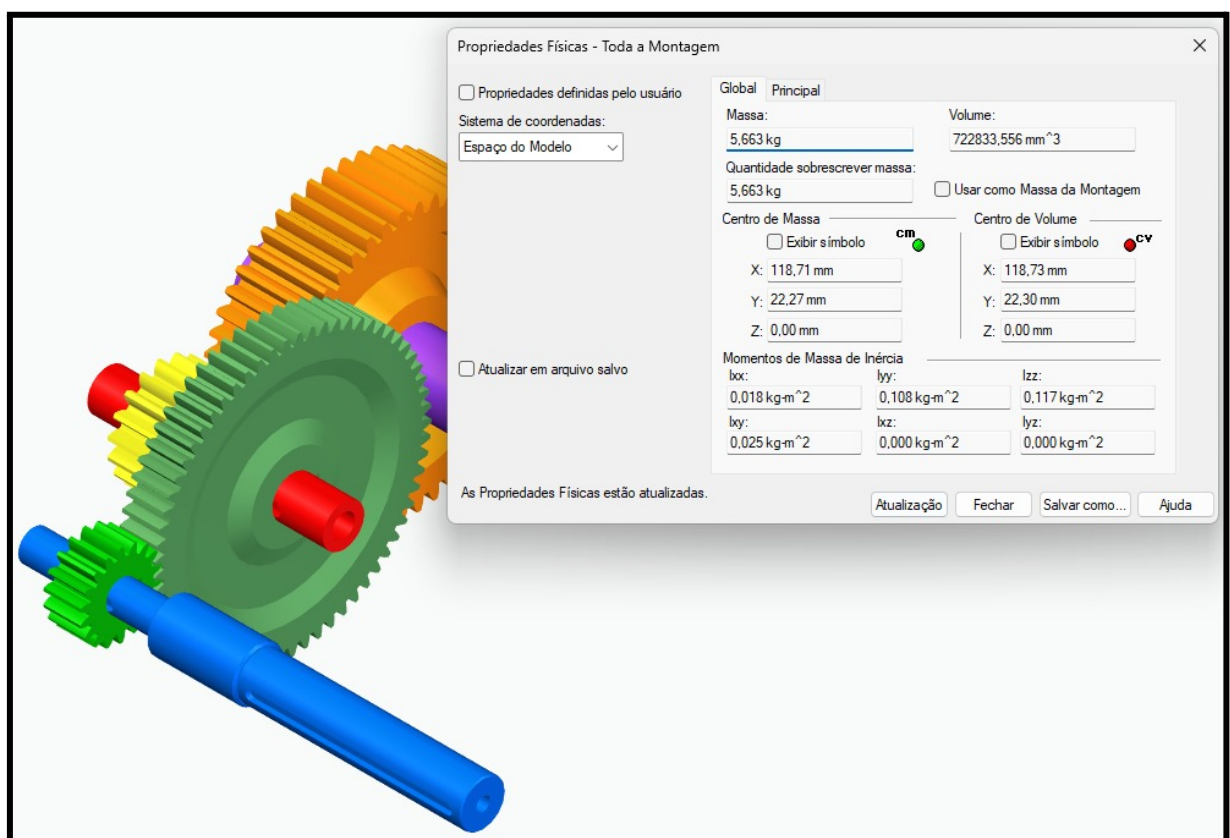
Figura 13 - Propriedades físicas das engrenagens dimensionadas obtidas no Solid Edge



Fonte: Autor (2026).

Na sequência, foi realizada a montagem composta apenas pelas engrenagens e pelos eixos, conforme ilustrado na Figura 14, resultando em uma massa de aproximadamente 5,663 kg. Ressalta-se que essa montagem não contempla componentes como chavetas, rolamentos, retentores, carcaça, parafusos de fixação e elementos de vedação, representando apenas a massa dos principais componentes responsáveis pela transmissão de potência.

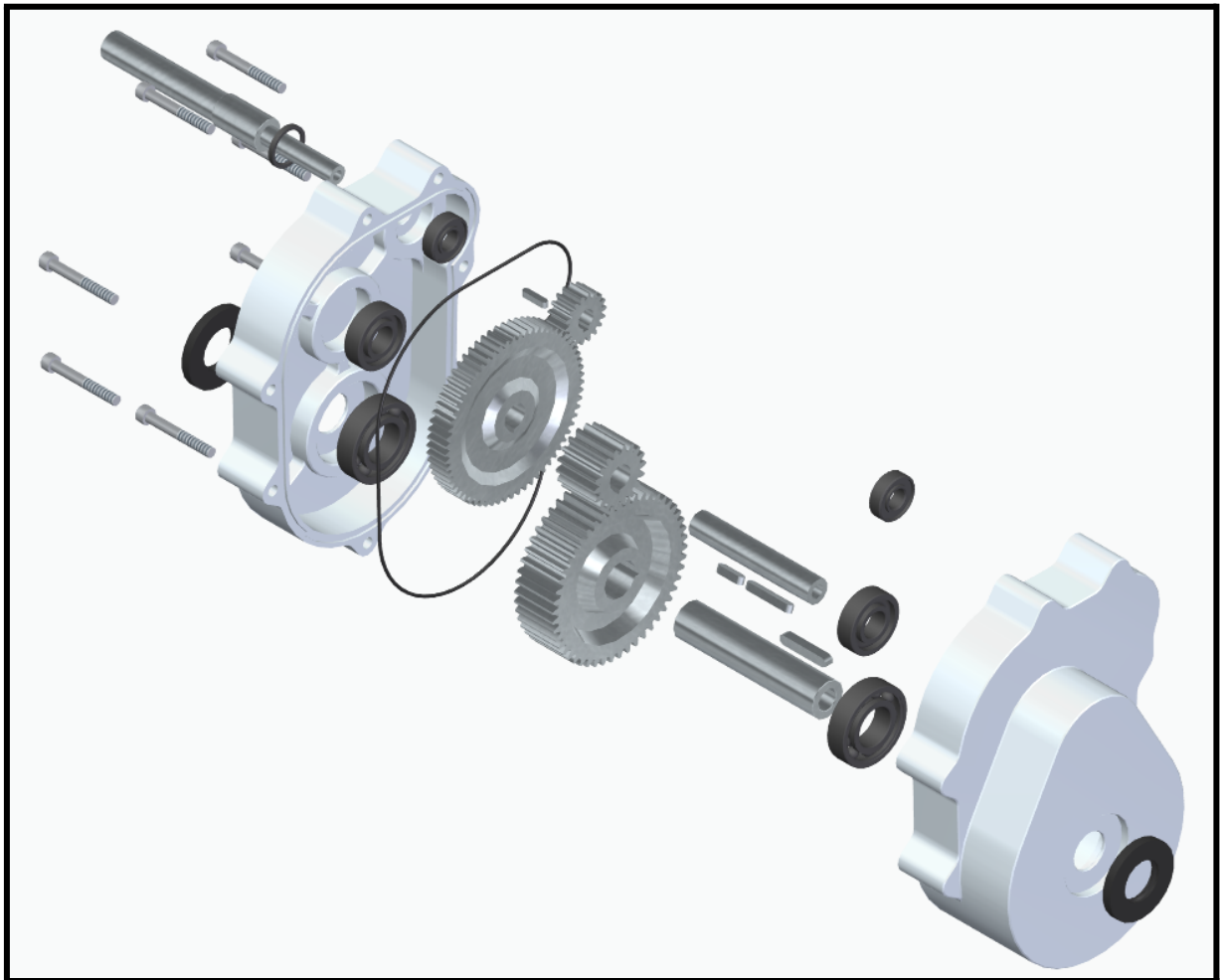
Figura 14 - Propriedades físicas do conjunto formado pelas engrenagens e eixos obtidas no Solid Edge



Fonte: Autor (2026).

Com a definição dos principais componentes da transmissão, foi realizada a modelagem tridimensional completa da caixa de transmissão no software Solid Edge, conforme apresentado na Figura 15. O conjunto foi composto pelas duas metades da carcaça, engrenagens, eixos, rolamentos, retentores, anel O-ring de vedação, chavetas e parafusos de fechamento, permitindo a obtenção de uma estimativa mais representativa da massa do sistema em sua configuração final de fabricação e montagem.

Figura 15 – Modelo tridimensional da caixa de transmissão completa utilizada para determinação da massa do conjunto

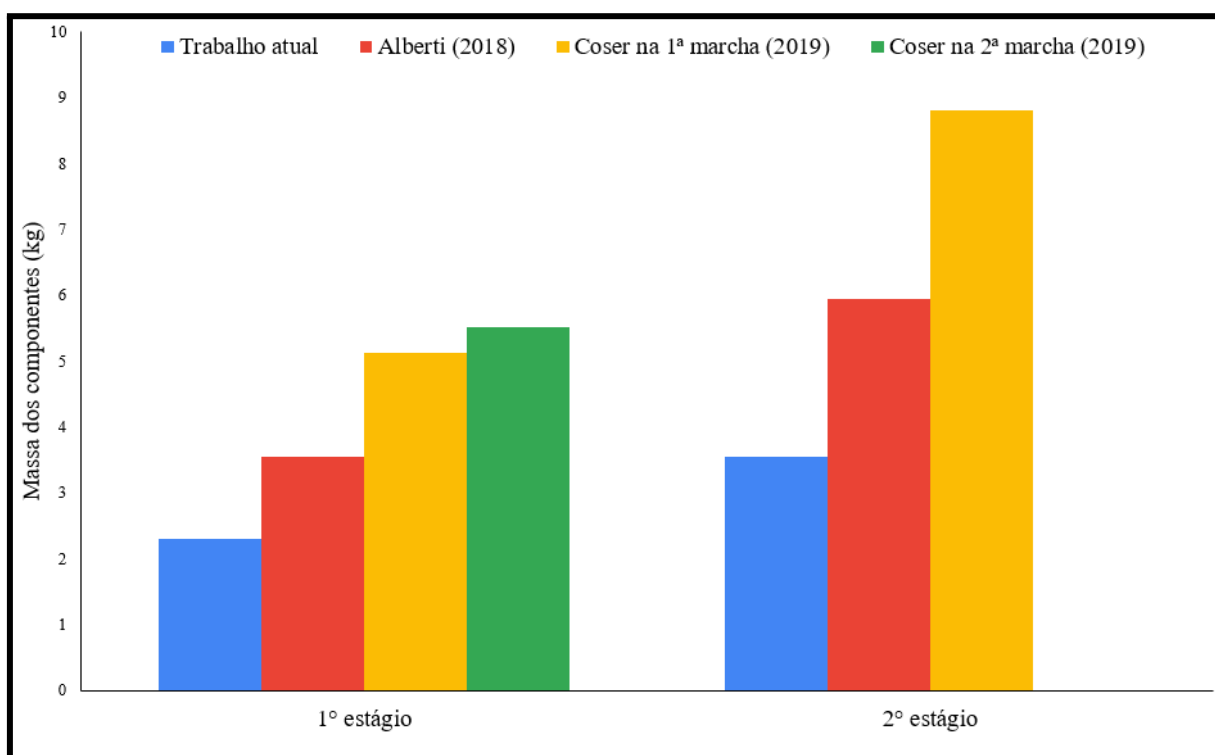


Fonte: Autor (2026).

A massa total obtida para a caixa de transmissão foi de aproximadamente 11,9 kg, sendo 5,663 kg correspondentes ao conjunto de engrenagens e eixos, cerca de 5,0 kg referentes às duas partes da carcaça e aproximadamente 1,2 kg distribuídos entre rolamentos, retentores, elementos de vedação, chavetas e parafusos. Observa-se que a carcaça representa cerca de 40% da massa total do conjunto, enquanto engrenagens e eixos correspondem a aproximadamente 51%, evidenciando que ambos os subconjuntos possuem contribuição significativa para a massa final da transmissão. Considerando um veículo Baja SAE com massa total de 283 kg, a caixa de transmissão representa aproximadamente 4,4% da massa do veículo.

A comparação da massa dos eixos e das engrenagens em cada estágio é apresentada na Figura 16. No primeiro estágio, o trabalho atual apresentou massa de aproximadamente 2,3 kg, inferior aos valores de 3,5 kg obtidos por Alberti (2018), 5,1 kg para a primeira marcha de Coser (2019) e 5,5 kg para a segunda marcha. No segundo estágio, a massa foi de aproximadamente 3,5 kg, enquanto Alberti (2018) apresentou cerca de 5,9 kg e a primeira marcha de Coser (2019), aproximadamente 8,8 kg. Esses resultados demonstram que a redução de massa ocorreu nos dois estágios da transmissão, com maior diferença observada no segundo estágio.

Figura 16 – Comparação da massa dos eixos e engrenagens em cada estágio das caixas de transmissão



Fonte: Autor (2026).

Comparando-se o resultado total com os projetos desenvolvidos anteriormente pela equipe Baja SAE da Universidade de Caxias do Sul, verifica-se uma redução expressiva da massa do conjunto. Em relação à caixa de transmissão desenvolvida por Alberti (2018), cuja massa era de 19 kg, o presente projeto apresentou uma redução de aproximadamente 34,2%, mantendo a configuração de dois estágios de engrenagens de dentes retos e preservando a simplicidade construtiva da transmissão. Quando comparado ao sistema proposto por Coser

(2019), com massa de 32 kg, a redução alcançou aproximadamente 60,9%, resultado obtido principalmente pela eliminação do mecanismo de seleção de marchas, pela otimização geométrica das engrenagens e dos eixos e pelo desenvolvimento de uma carcaça compacta.

Ressalta-se que todos os componentes da caixa de transmissão foram concebidos utilizando os mesmos materiais empregados nas caixas de transmissão desenvolvidas anteriormente pela equipe. Dessa forma, a expressiva redução de massa não está associada à substituição de materiais por ligas de maior resistência ou menor densidade, mas sim à metodologia de projeto adotada. O estudo detalhado da dinâmica longitudinal do veículo permitiu definir uma relação de transmissão adequada às condições de operação e às provas da competição, enquanto o dimensionamento otimizado das engrenagens e dos eixos possibilitou a redução de suas dimensões sem comprometer os requisitos de resistência, rigidez e vida em fadiga. Além disso, a concepção de uma carcaça mais compacta contribuiu para a redução da massa total do conjunto.

A diminuição da participação da caixa de transmissão para apenas 4,4% da massa total do veículo evidencia a eficiência da otimização desenvolvida, contribuindo diretamente para a melhoria da relação peso-potência e, conseqüentemente, para o desempenho do veículo Baja SAE nas provas de aceleração, tração e enduro.

6 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo desenvolver o dimensionamento otimizado de uma caixa de redução para um veículo Baja SAE, utilizando a dinâmica longitudinal como base para a definição da relação de transmissão e buscando reduzir a massa do conjunto sem comprometer sua resistência mecânica.

As simulações da dinâmica longitudinal demonstraram que diferentes condições de pista exigem distintas relações de transmissão. Entretanto, verificou-se uma faixa de reduções com desempenho semelhante, permitindo selecionar uma relação fixa próxima de 10:1 como solução equilibrada entre aceleração, força trativa e velocidade máxima. Essa configuração também possibilitou preservar a simplicidade construtiva, a confiabilidade e a menor quantidade de componentes quando comparada a uma transmissão com múltiplas marchas. Para sua construção, foram definidos dois pares de engrenagens de dentes retos, com módulos comerciais de 2,0 mm no primeiro estágio e 2,5 mm no segundo estágio.

As verificações realizadas demonstraram que as tensões de flexão e contato das engrenagens permaneceram abaixo das resistências à fadiga do aço SAE 4340 temperado, revenido e nitretado. O pinhão do primeiro estágio foi identificado como o componente mais crítico, apresentando vida estimada de 75 h por flexão, valores compatíveis com a aplicação prevista. Os eixos em aço SAE 4140 também atenderam aos critérios de fadiga e deflexão, sendo adotada a configuração oca, que reduziu a massa dos eixos de aproximadamente 1,0 kg para 0,692 kg, correspondendo a uma economia de cerca de 31%, sem comprometer sua capacidade resistente.

A modelagem realizada no software Solid Edge permitiu determinar uma massa de 5,622 kg para as engrenagens e de 6,339 kg para o conjunto formado pelas engrenagens e pelos eixos. Considerando também a carcaça, os rolamentos, retentores, chavetas, parafusos e elementos de vedação, a massa total da caixa de transmissão foi estimada em aproximadamente 12,5 kg, equivalente a 4,4% da massa total de 283 kg do veículo. Em comparação com os projetos de Alberti (2018) e Coser (2019), foram obtidas reduções de massa de aproximadamente 34,2% e 60,9%, respectivamente. Como foram mantidos os mesmos materiais utilizados nas transmissões anteriores, conclui-se que essa redução está diretamente relacionada ao estudo detalhado da dinâmica longitudinal, ao dimensionamento otimizado das engrenagens e dos eixos e à concepção mais compacta do conjunto.

REFERÊNCIAS

- ALBERTI, M. Projeto de caixa de transmissão para veículo Baja SAE. Bento Gonçalves: Universidade de Caxias do Sul, 2018. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica).
- BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. Elementos de máquinas de Shigley. 10. ed. Porto Alegre: AMGH, 2016.
- CIPOLLA, E. Projeto e fabricação de uma caixa de transmissão para veículo off-road tipo Baja SAE. São Carlos: Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, 2015. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica).
- CIRQUEIRA, L. T. Projeto de caixa de redução por engrenagens para veículo Baja SAE e estudo do impacto da inércia rotacional no desempenho longitudinal. 2023. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de São Carlos, São Carlos, 2023.
- COSCO, F. et al. Multiobjective Design Optimization of Lightweight Gears. *Machines*, Basel, v. 10, n. 9, p. 779, 2022.
- COSER, A. Desenvolvimento de uma caixa de transmissão de duas marchas para veículo Baja SAE. Bento Gonçalves: Universidade de Caxias do Sul, 2019. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica).
- DINIZ, A. E.; MARCONDES, F. C.; COPPINI, N. L. Tecnologia da usinagem dos materiais. 9. ed. São Paulo: Artliber, 2010.
- HEISLER, H. Vehicle and Engine Technology. 2. ed. London: Arnold, 1999.
- HONDA. Manual técnico do motor GX390. Tóquio: Honda Motor Co., 2023.
- HSU, T.; GILLESPIE, T. D. Design considerations for off-road vehicle transmissions. SAE Technical Paper 2011-01-1130. Warrendale: SAE International, 2011.
- JUVINALL, R. C.; MARSHEK, K. M. Fundamentals of Machine Component Design. 6. ed. Hoboken: Wiley, 2017.
- LEWIS, R.; DUTTON, B. Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application. 2. ed. Berlin: Springer, 2017.
- LEAL, Longuinho da Costa Machado; ROSA, Edison da; NICOLAZZI, Lauro Cesar. *Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis*. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, GRANTE, 2012. Apostila interna.
- MANDARINO, G.; GONÇALVES, R. Desenvolvimento de uma caixa de transmissão para veículo Baja SAE. Belo Horizonte: Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, 2014. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica).

MENEZES, R.; SANTOS, L. Análise de desempenho de sistemas de transmissão em veículos Baja SAE. *Revista Engenharia em Foco*, v. 8, n. 2, p. 89-101, 2021.

MILLER, J.; SCHENK, A. Off-road transmission design for high-torque applications. SAE Technical Paper 2017-01-2409. Warrendale: SAE International, 2017.

MOTTA, R.; ALMEIDA, L. A importância das competições estudantis na formação em engenharia. *Revista de Ensino de Engenharia*, v. 36, n. 2, p. 55-63, 2020.

NORTON, R. L. *Machine Design: An Integrated Approach*. 5. ed. Upper Saddle River: Prentice Hall, 2013.

PAULINO, J. V. Dimensionamento e análise estrutural de uma caixa de transmissão para veículo Baja SAE. Recife: Universidade Federal de Pernambuco, 2024. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica).

PEREZ, S. E.; BACHMAN, J. C. Design of Baja SAE Gearbox for Optimal Performance and Minimum Weight. SAE Technical Paper 2020-32-2311. Warrendale: SAE International, 2020.

POLARIS. Owner's Manual: RZR XP 1000. Medina: Polaris Inc., 2023. Disponível em: <<https://www.polaris.com>>. Acesso em: 3 out. 2025.

SAE INTERNATIONAL. Baja SAE Rules 2023. Warrendale: SAE International, 2023. Disponível em: <<https://www.sae.org>>. Acesso em: 21 ago. 2025.

SHIGLEY, J. E.; MISCHEKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. *Mechanical Engineering Design*. 10. ed. New York: McGraw-Hill, 2011.

ŞİRİN, Ş. Y.; ŞİRİN, K.; KALUÇ, E. Effect of the ion nitriding surface hardening process on fatigue behavior of AISI 4340 steel. *Materials Characterization*, v. 59, n. 4, p. 351–358, 2008. DOI: 10.1016/j.matchar.2007.01.019.

UTV GUIDE. Testing Lower Transmission Gears in Polaris RZR XP Turbo S. 2019. Disponível em: <<https://utvguide.net>>. Acesso em: 3 out. 2025.