



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DO SEMI-ÁRIDO
PRÓ-REITORIA DE GRADUAÇÃO
DEPARTAMENTO DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA (DCT) - CARAÚBAS
CURSO DE INTERDISCIPLINAR EM CIÊNCIA E TECNOLOGIA

MIKAELLY PAIVA SOARES DE SOUZA

**ELABORAÇÃO DE UMA METODOLOGIA PARA ANÁLISE DOS PARÂMETROS
DO PROJETO DE TRANSMISSÃO EM UM VEÍCULO TIPO BAJA**

CARAÚBAS

2021

MIKAELLY PAIVA SOARES DE SOUZA

**ELABORAÇÃO DE UMA METODOLOGIA PARA ANÁLISE DOS PARÂMETROS
DO PROJETO DE TRANSMISSÃO EM UM VEÍCULO TIPO BAJA**

Monografia apresentada a Universidade Federal Rural do Semiárido como requisito para obtenção do título de Bacharel Interdisciplinar em Ciência e Tecnologia.

Orientador: Jackson De Brito Simões, Prof. Dr.

CARAÚBAS

2021

© Todos os direitos estão reservados a Universidade Federal Rural do Semi-Árido. O conteúdo desta obra é de inteira responsabilidade do (a) autor (a), sendo o mesmo, passível de sanções administrativas ou penais, caso sejam infringidas as leis que regulamentam a Propriedade Intelectual, respectivamente, Patentes: Lei nº 9.279/1996 e Direitos Autorais: Lei nº 9.610/1998. O conteúdo desta obra tomar-se-á de domínio público após a data de defesa e homologação da sua respectiva ata. A mesma poderá servir de base literária para novas pesquisas, desde que a obra e seu (a) respectivo (a) autor (a) sejam devidamente citados e mencionados os seus créditos bibliográficos.

S719e Souza, Mikaelly Paiva Soares de .
Elaboração de uma metodologia para análise dos
parâmetros do projeto de transmissão em um veículo
tipo baja / Mikaelly Paiva Soares de Souza. -
2021.
72 f. : il.

Orientador: Jackson de Brito Simões.
Monografia (graduação) - Universidade Federal
Rural do Semi-árido, Curso de Ciência e
Tecnologia, 2021.

1. Baja. 2. SAE. 3. Transmissão. 4.
Metodologia 8D. I. Simões, Jackson de Brito,
orient. II. Título.

MIKAELLY PAIVA SOARES DE SOUZA

**ELABORAÇÃO DE UMA METODOLOGIA PARA ANÁLISE DOS PARÂMETROS
DO PROJETO DE TRANSMISSÃO EM UM VEÍCULO TIPO BAJA**

Monografia apresentada a Universidade Federal Rural do Semiárido como requisito para obtenção do título de Bacharel Interdisciplinar em Ciência e Tecnologia.

Defendida em: 21 /05 / 2021.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Jackson de Brito Simões (UFERSA)
Presidente

Prof. Dr. Diego David Silva Diniz (UFERSA)
Membro Examinador

Prof. Msc. Victor de Andrade Dantas (UFERSA)
Membro Examinador

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus e a todos os seres de luz que me auxiliaram no caminho até aqui, dando força e sabedoria, para viver um dia de cada vez.

Agradeço a minha família, que em todos os momentos me apoiaram a prosseguir.

Agradeço aos meus amigos, que tornaram até mesmo os dias mais sombrios em apenas lembranças de leveza e paz, que me faziam perceber que momentos de tristeza são o que são, apenas momentos, e que como qualquer outro, logo iriam passar.

Agradeço ao Prof. Dr. Jackson de Brito Simões, por todo apoio, tempo e inspiração, que me concedeu para o desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço a Banca Examinadora pela disposição e atenção.

Agradeço, aos meus companheiros da equipe CaraubajaSAE e pela existência deste projeto, que por muitos momentos foi o que me motivou a me manter na busca pela minha formação, o qual não apenas me ensinou do que realmente se trata ser um engenheiro ou engenheira, mas também me ensinou a sempre dar o meu melhor, que cuidar dos detalhes sempre faz diferença, que coisas como falar furo e não buraco, podem virar um dilema sem fim, mas que sobre tudo me mostrou o quão importante é saber a forma certa de se comunicar, e a necessidade de se ter compreensão por aqueles que lhe cercam.

Por fim, só me resta deixar, os meus mais profundos agradecimentos por todos que, de alguma forma, colaboraram com a minha chegada até aqui e me ensinaram a ser quem sou.

A todos, gratidão.

A tarefa não é tanto ver aquilo que ninguém viu,
mas pensar o que ninguém ainda pensou sobre
aquilo que todo mundo vê.

Arthur Schopenhauer

RESUMO

A Sociedade de Engenheiros da Mobilidade (SAE) Brasil, lança desafios para os estudantes de engenharia desenvolverem projetos que gerem um aumento nas suas capacitações para o mercado de trabalho, e dentre estes desafios temos o Baja SAE. Visando gerar material teórico para defesa da eficiência dinâmica do protótipo Baja da equipe CaraubajaSAE, juntamente com o desenvolvimento de um material didático para o repasse dos conhecimentos sobre sistemas de transmissões, o presente trabalho é estruturado com base na metodologia 8D, a qual direcionou para a determinação da causa raiz que fundamentou a criação do mesmo. Sendo assim, definindo o déficit de conhecimento como o problema, é traçada as etapas para a correção desse, e dentre elas está o desenvolvimento de uma planilha com equações que auxiliem na determinação da configuração do sistema de transmissão. Para isso, os equacionamentos são previamente validados, comparando seus resultados com os obtidos em testes. A planilha é então desenvolvida para apresentar os valores teóricos para velocidade, tração e aceleração. Com os dados obtidos, pode-se realizar uma análise comparativa e assim determinar a melhor configuração para o sistema. Dessa forma, é possível ter a comprovação teórica da eficiência da relação de redução já utilizada no protótipo. Por meio das informações coletadas, traça estratégias para gerar o maior aproveitamento da potência disponível.

Palavras-chave: Baja. SAE. Transmissão. Metodologia 8D.

ABSTRACT

The Society of Mobility Engineers (SAE) Brazil, launches challenges for engineering students to develop projects that generate an increase in their skills for the labor market, and among these challenges we have Baja SAE. Aiming to generate theoretical material to defend the dynamic efficiency of the CaraubajaSAE Team's Baja prototype, along with the development of a didactic material to pass on knowledge about transmission systems, the present work is structured based on the 8D methodology, which directed to the determination of the root cause that grounded its creation. Thus, defining the knowledge deficit as the problem, the steps for its correction are outlined, and among them is the development of a spreadsheet with equations that help determine the configuration of the transmission system. To do this, the equations are previously validated by comparing their results with those obtained in tests. The spreadsheet is then developed to present the theoretical values for speed, traction, and acceleration. With the data obtained, a comparative analysis can be performed and thus determine the best configuration for the system. In this way, it is possible to have theoretical proof of the efficiency of the reduction ratio already used in the prototype. and then, through the information collected, strategies can be outlined to generate the greatest use of the available power. Through the information collected, it outlines strategies to generate the greatest use of the available power.

Keywords: Baja. SAE. Transmission. 8D Methodology.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Prova de aceleração e velocidade.....	21
Figura 2 – Prova de tração.....	21
Figura 3 – Transmissão por correia	23
Figura 4 – Transmissão por corrente	23
Figura 5 – Transmissão por engrenagens	24
Figura 6 – Parâmetros que influenciam a escolha de uma transmissão mecânica	25
Figura 7 – Sequência de transmissão de potência	26
Figura 8 – Sistema de transmissão do protótipo Severo 2.0.....	26
Figura 9 – Caixa de redução	27
Figura 10 – Operação de um cilindro básico de um motor de ciclo Otto.....	28
Figura 11 – Variação de abertura das polias.....	30
Figura 12 – Estrutura das correntes de rolo	31
Figura 13 – Partes de uma engrenagem de dentes retos	32
Figura 14 – Componentes da árvore de transmissão homocinética.....	33
Figura 15 – Junta homocinética.....	34
Figura 16 – Representação de um sistema ampliador e um redutor	35
Figura 17 – Relação com engrenagens de números de dentes iguais.....	36
Figura 18 – Representação de um sistema de redução em engrenagens	36
Figura 19 – Transmissão por engrenagens compostas	37
Figura 20 – Esforço de tração.....	39
Figura 21 – Representação para o cálculo de porcentagem de inclinação	42
Figura 22 – Etapas da metodologia 8D	44
Figura 23 – Aplicação da metodologia 8D	48
Figura 24 – Diagrama de Ishikawa.....	52
Figura 25 – Relação da planilha Dimensionamento de transmissão	54
Figura 26 – Tela da planilha para dimensionamento da transmissão	55
Figura 27 – Estimativa da velocidade na planilha	56
Figura 28 – Estimativa da capacidade trativa na planilha	56
Figura 29 – Área de coleta de dados na planilha	57
Figura 30 – Gráficos de análise da planilha	57

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Notas do sistema de transmissão em cada nacional	47
Gráfico 2 – Comparativo de valores reais e teóricos.....	53
Gráfico 3 – Rotação x Velocidade.....	58
Gráfico 4 – Rotação x Tração.....	60
Gráfico 5 – Rotação x Tempo de aceleração.....	61
Gráfico 6 – Variação da rotação: Tração x Velocidade.....	62
Gráfico 7 – Variação da rotação: Tempo de aceleração x Tração.....	63
Gráfico 8 – Variação da relação: Tração x Velocidade.....	63
Gráfico 9 – Variação da relação: Tempo de aceleração x Velocidade.....	64

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Fontes principais da origem da força de resistência aerodinâmica	40
Quadro 2 – Fontes principais da origem da força de resistência ao rolamento	41
Quadro 3 – Descrição da metodologia 8D.....	45
Quadro 4 – Detalhamento das 8 disciplinas	46

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Coeficientes de resistência ao rolamento.....	42
Tabela 2 – Faixa considerada de trabalho do motor.....	49
Tabela 3 – Faixa considerada para relação fixa.....	49
Tabela 4 – Dados de referência para velocidade real	50
Tabela 5 – Dados de referência para o fator de escorregamento.....	50
Tabela 6 – Dados de referência para a tração gerada	51
Tabela 7 – Dados de referência para as resistências e cálculos de aceleração	51
Tabela 8 – Valores médios obtidos em testes.....	52
Tabela 9 – Valores teóricos calculados com base nos parâmetros dos testes.....	53
Tabela 10 – Dados obtidos pela equação da velocidade máxima para redução de 7,30	58
Tabela 11 – Valores de velocidade obtidos com a variação de relação a 3500 rpm	59
Tabela 12 – Dados obtidos pela equação de tração máxima para redução de 7,30.....	59
Tabela 13 – Valores obtidos de tração com a variação de relação a 3500 rpm.....	60
Tabela 14 – Dados obtidos pela equação de aceleração máxima para redução de 7,30.....	61
Tabela 15 – Valores obtidos de aceleração com a variação de relação a 3500 rpm.....	62

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANFAVEA	Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores
CV	Cheval vapeur
CVT	Vontinuously variable transmission
GM	General motors
HP	Horse power
MASP	Método de avaliação e solução de problemas
OHV	Over head valves
PIB	Produto interno bruto
RATBSB	Regulamento Administrativo e Técnico Baja Sae Brasil
SAE	Society of Automotive Engineers
SENAI/SC	Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial de Santa Catarina

LISTA DE SÍMBOLOS

Δs	Comprimento da pista
η_T	Eficiência do conjunto de transmissão
a	Aceleração disponível
A	Área frontal do veículo
Al	Altura
C	Carga total do veículo juntamente com o piloto
C_a	Coeficiente de arrasto
Co	Comprimento
D	Diâmetro
D_1	Diâmetro da polia motora
D_2	Diâmetro da polia movida
e	Coeficiente de escorregamento
F_{max}	Força máxima gerada pelo conjunto de transmissão
F_R	Força de resistência ao rolamento
F_t	Força de tração máxima disponível
$Grad$	Gradiente de resistência
i	Relação de transmissão
i_c	Relação de redução fixa da caixa
i_d	Relação de redução final da cvt
n_1	Rotações por minuto da polia motora
n_2	Rotações por minuto da polia movida
n_m	Rotações por minuto do motor
R_A	Resistencia aerodinâmica
r_e	Raio estático
r_d	Raio dinâmico
R_m	Coeficiente de resistência ao rolamento
S	Porcentagem de inclinação
t	Tempo
v	Velocidade
v_{p1}	Velocidade periférica da polia motora
v_{p2}	Velocidade periférica da polia movida

v_r	Velocidade real
v_{re}	Velocidade real estimada
v_t	Velocidade teórica
Z_1	Número de dentes da motora
Z_2	Número de dentes da movida

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	18
2 OBJETIVOS	19
2.1 Objetivos Geral	19
2.2 Objetivos Específicos.....	19
3 REFERENCIAL TEÓRICO	20
3.1 Programa Baja SAE BRASIL	20
3.2 Sistemas de transmissão.....	22
3.2.1 Componentes de um sistema de transmissão para veículos Baja Sae	26
3.2.1.1 Motor	28
3.2.1.2 Transmissão por correia	29
3.2.1.3 Transmissão por corrente	30
3.2.1.4 Transmissão por engrenagem	31
3.2.1.5 Árvore de transmissão	33
3.3 Dimensionamento do Sistema de transmissão	34
3.3.1 Determinação da relação de transmissão.....	34
3.3.2 Processo de obtenção da velocidade máxima.....	37
3.3.3 Processo de obtenção da tração máxima	39
3.3.4 Processo de obtenção da aceleração máxima	43
3.4 As 8 disciplinas para a resolução de problemas.....	44
4 METODOLOGIA.....	47
4.1 Dados de Entrada do Dimensionamento	48
4.2 Análise e Determinação da causa raiz	52
4.3 Determinação dos parâmetros do Sistema de transmissão.....	52
5 ANÁLISE DOS RESULTADOS	54
5.1 Apresentação da planilha de dimensionamento do sistema de transmissão	54
5.2 Análise da velocidade máxima.....	58
5.3 Análise da tração máxima.....	59
5.4 Análise de aceleração.....	61
5.5 Análise comparativa dos resultados.....	62
6 CONCLUSÕES.....	65
7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	66
REFERÊNCIAS	67

APÊNDICE A – QUADRO DE ANÁLISE COMPARATIVA DAS TRANSMISSÕES MECÂNICAS	73
ANEXO A – FIGURA DOS RESULTADOS DOS TESTES REALIZADOS PELO INSTITUTO MAUÁ DE TECNOLOGIA NO MOTOR BRIGGS & STRATTON OHV VANGUARD MODEL 19.....	74

1 INTRODUÇÃO

Os veículos a cada dia se tornam indispensáveis para o homem moderno, assim o setor automotivo vem crescendo e se aperfeiçoando continuamente para entregar veículos que promovam, facilidade e conforto para o dia a dia dos usuários. Segundo a Anfavea (2018), 22% do PIB industrial brasileiro é oriundo do mercado automobilístico, com isso, os investimentos em pesquisa e desenvolvimento, são indispensáveis e vem aumentando consideravelmente, visando a geração de melhorias nos produtos ou processos de fabricação além de ganho de qualidade e/ou produtividade, sendo que alguns desses objetivos principais são motivados pela Lei 13.755/18, mais conhecida como “ROTA 2030”, que tem como foco principal o incentivo em projetos de pesquisa e desenvolvimento no setor automobilístico.

Com propostas semelhantes a estabelecida pela “ROTA 2030”, temos os programas desenvolvidos no Brasil pela Sociedade de Engenheiros da Mobilidade - (SAE), onde pode-se dar destaque ao projeto Baja SAE, que desafia estudantes de engenharia a desenvolverem projetos que gerem um aumento nas capacitações para o mercado de trabalho capacitando os envolvidos de forma introdutória, além de desenvolver por meio de uma competição incremento de *networking*.

A competição Baja SAE Brasil é realizada com equipes de instituições de ensino superior de todo o país, nela é promovida uma avaliação comparativa dos projetos, sendo dividida em duas categorias, as avaliações estáticas e as dinâmicas. O projeto é avaliado desde os conceitos utilizados e dimensionamentos realizados, até as validações do projeto, suas etapas de fabricação, testes e seu perfeito funcionamento. Com isso, vence a competição a equipe que for capaz de apresentar o projeto de engenharia mais completo e funcional dentro das regras e objetivos estabelecidos.

O Baja se trata de um veículo off-road (fora de estrada) cuja principal característica é transpor locais de difícil acesso, com isso, há a necessidade de uma estrutura favorável a superação de obstáculos, juntamente com um desenvolvimento dinâmico satisfatório, assimilando força trativa e velocidade, um quesito de suma importância para o veículo. Com esse quesito é analisado o aperfeiçoamento do sistema de transmissão do protótipo desenvolvido pela equipe Caraubaja SAE na UFRSA-Campus Caraúbas.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivos Geral

Gerar material didático para repassar o conhecimento sobre o sistema de transmissão veicular. Redimensionar o sistema de transmissão do protótipo da equipe CaraubajaSAE.

2.2 Objetivos Específicos

- Expor os conceitos básicos dos componentes que caracterizam um sistema de transmissão e selecionar equações que apresentem resultados com grande similaridade dos obtidos em testes.
- Explicar o redimensionamento de forma detalhada (através de planilhas, gráficos e equações), para assim simplificar a compreensão do funcionamento do mesmo e facilitar o desenvolvimento de futuras pesquisas.
- Criar uma planilha de simples utilização, com as equações obtidas, para facilitar a coleta de dados e assim, com as variações dos dados de entrada, recolher valores para alimentar tabelas e gráficos comparativos.
- Analisar as informações coletadas e verificar quais configurações podem apresentar o melhor desempenho dinâmico.

3 REFERENCIAL TEÓRICO

3.1 Programa Baja SAE BRASIL

Segundo a SAE Brasil (2020b), é preciso saber o que trata a sociedade que cria as leis e o desenvolvimento deste projeto. Visto isso, face ao processo de globalização, executivos dos segmentos automotivo e aeroespacial conscientes da necessidade de abrir as fronteiras do conhecimento para os profissionais brasileiros de mobilidade, tiveram a iniciativa de criar no Brasil uma afiliada da SAE International (SAE BRASIL, 2020).

Sendo a SAE International “(...) uma das principais fontes de normas e padrões relativas aos setores automotivo e aeroespacial em todo o mundo (...)” (SAE BRASIL, 2020d), a SAE Brasil tem como intuito, enriquecer o mercado brasileiro com profissionais capacitados, buscando disseminar a tecnologia e o progresso da mobilidade.

Com esse intuito foi desenvolvido, juntamente com outros programas, o Baja SAE, no qual se caracteriza como:

(...) um desafio lançado aos estudantes de Engenharia que oferece a chance de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, visando incrementar sua preparação para o mercado de trabalho. Ao participar do programa Baja SAE, o aluno se envolve com um caso real de desenvolvimento de um veículo off road, desde sua concepção, projeto detalhado, construção e testes. (SAE BRASIL, 2020a).

Visando então o maior engajamento dos estudantes e a maior disseminação dos conhecimentos, vem sendo realizadas, como parte do programa, as competições Baja SAE. Então para a participação dos estudantes no programa e nas competições, alunos da mesma instituição devem se unir, formando uma equipe multidisciplinar para prover ações que contemple os desafios lançados pela SAE Brasil.

Assim, as equipes participantes desenvolvem projetos conceituais por meio de amplo conhecimento teórico. Posteriormente, esses projetos devem ser defendidos por meio de apresentação durante as competições onde uma equipe técnica de engenheiros selecionados pela SAE avaliam os projetos. Durante as competições além de avaliação teórica do projeto, que se caracteriza como uma das provas estáticas, o protótipo das equipes são submetidos a provas dinâmicas, como por exemplos as de tração, aceleração e velocidade.

Após avaliação dos resultados das provas e apresentações, as que tiverem conquistado as maiores pontuações no geral são premiadas. Na competição nacional, um dos prêmios, para

os três primeiros colocados no geral, é a oportunidade de participar da competição internacional, localizada nos Estados Unidos da América (EUA).

Com o intuito de gerar maior conhecimento sobre as provas dinâmicas desenvolvidas nas competições, na Figura 1 e Figura 2, é possível ver o protótipo da equipe CaraubajaSAE realizando algumas destas provas na etapa nordeste 2018 da competição Baja SAE.

Figura 1 – Prova de aceleração e velocidade



Fonte: Autoria própria

Figura 2 – Prova de tração



Fonte: Autoria própria

Dessa forma, o Projeto Baja SAE é um programa de aprendizado de extrema importância na formação dos futuros engenheiros; isto porque diuturnamente, os participantes

se comportam já na graduação como profissionais, cumprindo normas, procedimentos organizacionais e também exercitando as relações interpessoais.

3.2 Sistemas de transmissão

Os sistemas de transmissão servem para transmitir potência mecânica, desse modo, transmitindo e deslocando o torque de um componente para o outro. Esses sistemas quando ligados ao meio automobilístico possuem como principal função gerar a movimentação dos veículos, sendo assim, segundo o Núcleo de Educação a Distância (NED) do SENAI/SC (2012), o sistema de transmissão é responsável por:

(...) transformar potência em força, multiplicar o torque do motor dando potência ao veículo (velocidade) em terrenos planos e torque (força) em subidas, uma vez que os motores, por mais potentes que sejam, não seriam suficientes para serem acoplados diretamente às rodas.

Entre os tipos de transmissões, segundo Flores *et al.* (2017b), as hidráulicas e mecânicas são as que possuem maiores destaques no domínio científico-técnico das máquinas e mecanismos.

O sistema de transmissão hidráulico, segundo Niemann (2002), trata-se de uma possibilidade de transmitir e transformar a energia cinética, produzida pelo fluido hidráulico em escoamento/compressão, em movimento mecânico do sistema de transmissão. Podendo isso ocorrer, por meio de bombas e motores hidráulicos intermediários de forma a permitir maior liberdade de disposição dos componentes (NIEMANN, 2002).

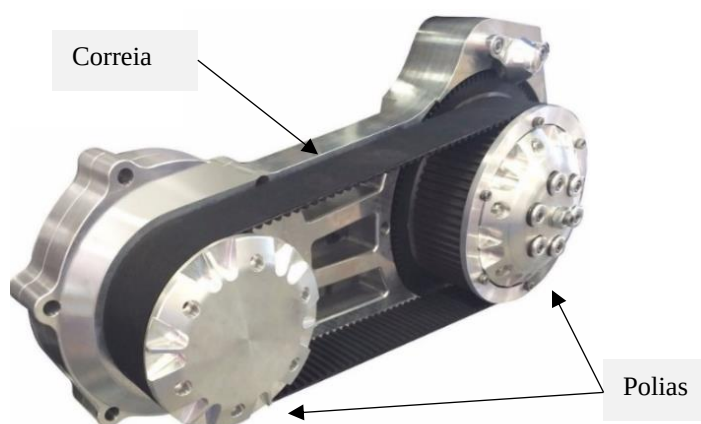
No entanto, com essa inclusão de agentes intermediários, pode ter maiores perdas de energia, maior custo de fabricação e maior sensibilidade a variação de temperatura, do que em um sistema de transmissão apenas mecânica, no qual basicamente, se trata de “um conjunto composto por dispositivos mecânicos que se interligam a fim de realizar movimento”(NED DO SENAI/SC, 2012)

Para um sistema que garanta melhor rendimento, é então indicado o aprofundamento nos conceitos para os sistemas de transmissões mecânicas, as quais, segundo Flores *et al.* (2017b), tem o seu princípio de funcionamento baseado no atrito entre as superfícies dos componentes ou no contato entre os elementos das máquinas. Dessa forma, para o sistema de

transmissão do veículo Baja é necessário utilizar componentes mecânicos que sejam capazes de transformar e transmitir até às rodas, a potência gerada pelo motor, em forma de energia mecânica, com a máxima eficiência.

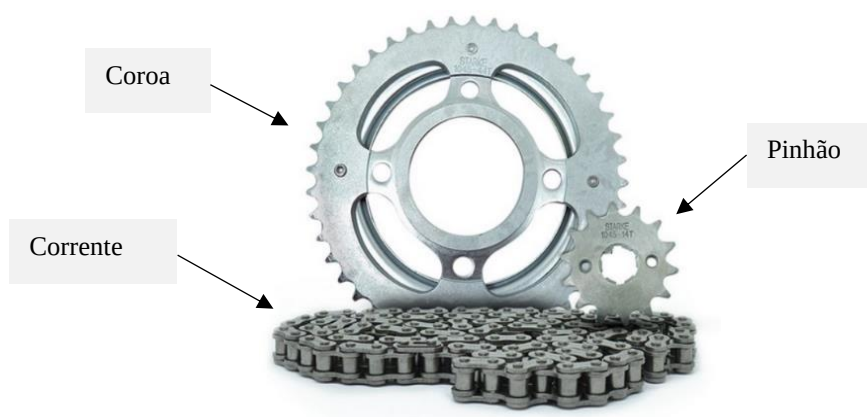
Então para a transmissão mecânica de potências, ou mais especificamente, para a transferência do movimento de rotação, temos como principais meios utilizados em máquinas e mecanismos, as transmissões por correias (Figura 3), correntes (Figura 4) e engrenagens (Figura 5).

Figura 3 – Transmissão por correia



Fonte: Adaptado de Hdpecas (2020)

Figura 4 – Transmissão por corrente



Fonte: Adaptado de Vivemosmoto (2021)

Figura 5 – Transmissão por engrenagens



Fonte: Adaptado de Dreamstime (2020)

Para a compreensão inicial destes meios de transmissão, suas principais características e vantagens, temos segundo Ricardo José da Silva (1996) :

(...) As transmissões por correias possuem baixo custo inicial, alto coeficiente de atrito, elevada resistência ao desgaste e funcionamento silencioso; são flexíveis, elásticas e adequadas para grandes distâncias entre centros, já nas transmissões por corrente “Um ou vários eixos podem ser acionados através de corrente. A transmissão de potência é feita através do engrenamento entre os dentes da engrenagem e os elos da corrente; não ocorre o deslizamento”, sendo que “(...) normalmente é utilizada quando não se podem usar correias por causa da umidade, vapores, óleos, etc. É, ainda, de muita utilidade para transmissões entre eixos próximos, substituindo trens de engrenagens intermediárias”.

Então para as engrenagens, Ricardo José da Silva (1996) afirma que “ Elas permitem a redução ou aumento do momento torsor, com mínimas perdas de energia, e aumento ou redução de velocidades, sem perda nenhuma de energia, por não deslizarem”. Sendo que,

A mudança de velocidade e torção é feita na razão dos diâmetros primitivos. Aumentando a rotação, o momento torsor diminui e vice-versa. Assim, num par de engrenagens, a maior delas terá sempre rotação menor e transmitirá momento torsor maior. A engrenagem menor tem sempre rotação mais alta e momento torsor menor.
(Ricardo José da Silva, 1996)

A transformação de movimento pode então ser realizada de duas formas, por ligação intermediária ou por contato direto. Segundo Flores *et al.* (2017b), as transmissões por correias e correntes se caracterizam como do tipo por ligação intermediária, sendo assim, os componentes motor e movido são ligados por um outro componente intermediário. Já as engrenagens estariam caracterizadas como do tipo por contato direto, ou seja, quando há a existência do contato entre as superfícies dos componentes motor e movido.

Assim, para a seleção do tipo de transmissão mais adequado para o veículo Baja é imprescindível que seja considerado alguns parâmetros comparativos para analisar a eficácia, das opções dispostas, no cumprimento das exigências e condições de funcionamento do projeto.

Logo, para essa análise, é listado alguns dos principais parâmetros avaliativos na Figura 6.

Figura 6 – Parâmetros que influenciam a escolha de uma transmissão mecânica

1 - Condições de funcionamento
•Existem limites superiores para potência, binário e velocidade
2 - Disposição relativa dos eixos dos órgãos motor e movido
•Eixos paralelos ou perpendiculares
3 - Condições ambientais
•Capacidade de resistir a poeiras, humidade, etc.
4 - Compacidade e custo
•Parâmetros que variam em sentido oposto, requerendo compromisso
5 - Distância entre eixos
•A distância entre eixos condiciona o tipo de transmissão
6 - Duração
•Em determinadas aplicações requer-se uma duração elevada
7 - Precisão na transmissão do movimento
•Garantir constância na relação de transmissão
8 - Manutenção
• A facilidade e frequência de manutenção é também muito importante
9 - Ruído
•O nível de ruído é por demais importante em determinadas aplicações
10 - Confiabilidade
•Muito importante em termos de segurança
11 - Rendimento
•Tem relevância na problemática da economia de energia
12 - Montagem
•Facilidade/dificuldade de acesso.

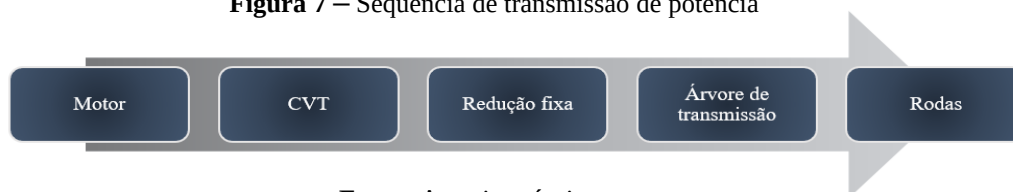
Fonte: Adaptado de Flores *et al.* (2017)

Após a determinação destes parâmetros (APÊNDICE A), analisando-os, é possível realizar a escolha mais adequada para o projeto a ser desenvolvido conforme seus parâmetros iniciais, visto que, é de suma importância que os componentes utilizados sejam capazes de suprir as solicitações e se adaptarem ao meio de funcionamento a estes impostas.

3.2.1 Componentes de um sistema de transmissão para veículos Baja Sae

Os veículos Baja SAE tem seus sistemas de Transmissão normalmente compostos por um motor padrão (Briggs&Stratton de 10hp), podendo esse utilizar um conjunto snorkel acoplado a sua entrada de ar. Além de contar com uma *continuously variable transmission* (CVT), um mecanismo para a redução fixa e uma árvore de transmissão infinita. Sendo esses itens responsáveis pela transferência de potência do motor até as rodas numa sequência que pode ser representada na Figura 7.

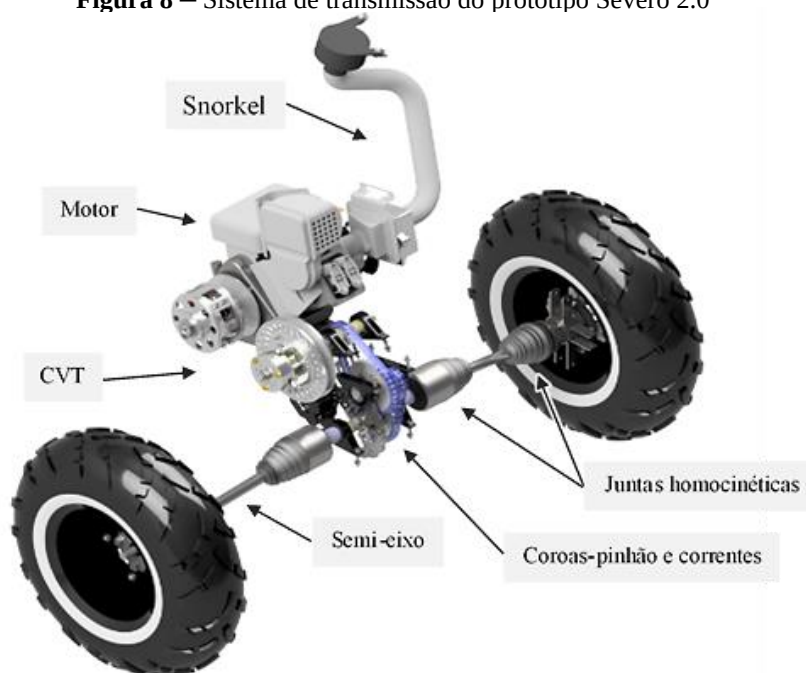
Figura 7 – Sequência de transmissão de potência



Fonte: Autoria própria

No ano de 2019 a equipe CaraubajaSAE utilizou na composição do seu sistema um motor Briggs & Stratton OHV Vanguard Model 19 acompanhado de um snorkel, um CVT do modelo Gaged Gx9 do fabricante Gaged Engineering, além de uma redução fixa utilizando dois pares de coroas-pinhão e correntes, juntamente com um conjunto de semi-árvores e juntas homocinéticas da fabricante General Motors (GM), sendo adaptado o uso de uma junta deslizante e outra fixa. Esse sistema está ilustrado na Figura 8.

Figura 8 – Sistema de transmissão do protótipo Severo 2.0



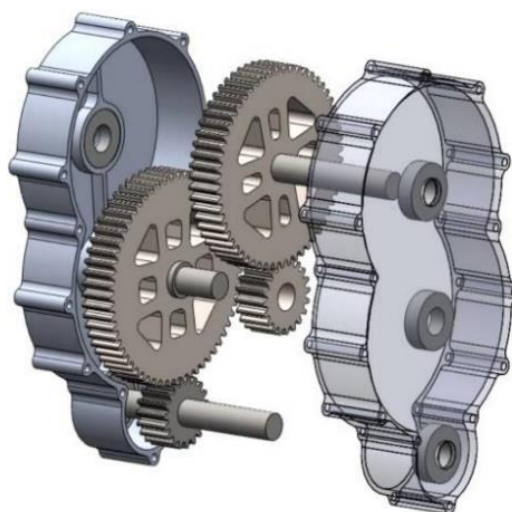
Fonte: Autoria própria

Os componentes citados anteriormente são exemplos do que pode ser utilizado nas transmissões dos veículos Baja, não sendo eles obrigatórios para todos estes veículos, haja vista que temos liberdade de selecionar os componentes que mais se adequem aos projetos desenvolvidos, desde que estes estejam de acordo com as restrições e especificações impostas no Regulamento Administrativo e Técnico Baja Sae Brasil (RATBSB). No entanto, no que se refere ao motor, não se tem assim tanta liberdade de escolha, visto que esse deve ser da marca Briggs&Stratton com a potência de 10HP, com suas especificações técnicas, e os possíveis aperfeiçoamentos permitidos, previamente delimitado pelo RATBSB.

Assim, devido essas restrições impostas sobre o motor, é necessário que haja, para os demais componentes do sistema de transmissão, um dimensionamento capaz de aproveitar ao máximo a sua potência de acordo com as características individuais de cada projeto. Desse modo é comum que haja a utilização de meios de transferência de potência que sejam capazes de gerar a variação necessária entre as rotações que são obtidas no eixo do motor para a que se tem nas rodas.

Dentre os componentes apresentados, temos a CVT e os conjuntos de coroas-pinhão e correntes como componentes que geram a variação de potência, desenvolvendo uma redução final que permita a melhor dinâmica no protótipo desenvolvido. Outro meio, entre os projetos baja, para a alteração da redução final é a caixa de redução (onde é possível ver um exemplo apresentado na Figura 9), que apesar de apresentar maior peso comparado aos conjuntos de coroas-pinhão e correntes, vem substituindo esses nas competições baja SAE devido sua eficiência, durabilidade e confiabilidade.

Figura 9 – Caixa de redução



Fonte: Anais do CREEM (2014)

3.2.1.1 Motor

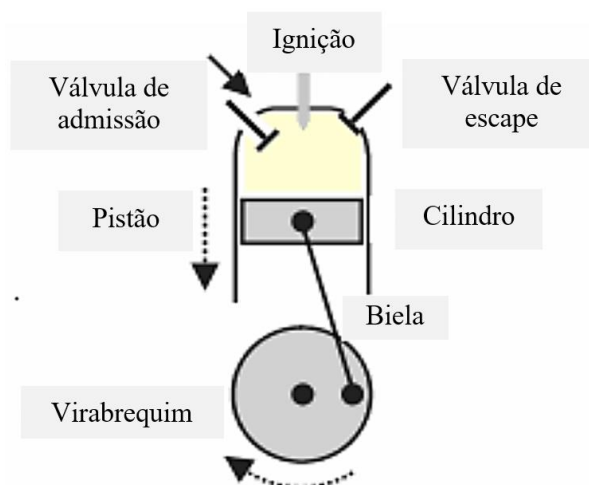
Com base em Luz (2013), tem-se que, o motor é a fonte de energia do veículo, responsável por transformar a energia calórica produzida pela combustão interna (decorrente da queima da mistura gasosa no interior dos cilindros do motor) em mecânica.

O primeiro motor de combustão interna a ser produzido em série “(...) foi construído pelo mecânico alemão Lenoir, em 1860, e tinha a potência de 1 cv, trabalhando com gás de iluminação” (LUZ, 2013). Em seguida muitos outros estudiosos aperfeiçoaram e desenvolveram novos projetos baseados no de Lenoir, um deles foi Nikolaus August Otto, desenvolveu os motores de ciclo Otto. Estes motores, para poderem funcionar,

De acordo com Dias (2009), esses motores necessitam de um combustível que seja capaz de resistir à alta pressão sem explodir espontaneamente, assim, possibilitando que a mistura de ar e combustível atinja o volume mínimo, e em seguida possa explodir com o centelhamento da vela de ignição (DIAS, 2009).

Um cilindro básico desse tipo de motor, segundo Dias (2009), dispõe “(...) de 2 válvulas (admissão no lado esquerdo e escape no lado direito) e de um dispositivo de centelha elétrica para ignição (vela)”, o que pode ser melhor compreendido observando a Figura 10, além disto tem-se que “A mistura de ar e combustível é fornecida por um sistema de alimentação (carburador ou sistemas de injeção eletrônica)” (DIAS, 2009).

Figura 10 – Operação de um cilindro básico de um motor de ciclo Otto



Fonte: Adaptado de Dias (2009)

Seguindo estas características se tem o motor utilizado nos protótipos Baja SAE, o Briggs & Stratton OHV Vanguard Model 19, um motor do ciclo otto de 4 tempos, monocilíndrico com combustão interna e injeção de gasolina por carburação. Considerando sua estrutura monocilíndrica tem-se que “Sua maior característica é a capacidade de gerar torque mesmo em baixas rotações, tornando-o ideal para situações que exigem força, como superar um obstáculo (...)” (CHIPTRONIC, 2020a), tornando-o adequado para as condições impostas nas competições baja SAE.

Segundo Chiptronic, (2020b), para que haja o funcionamento do motor é necessário primeiramente que a gasolina seja combinada com o ar, para então ser injetada no sistema. Uma maneira de realizar essa combinação é por meio de um carburador, que irá realizá-la de forma mecânica. Para Chiptronic, (2020b),

O carburador é composto, basicamente, de um tubo por onde flui o ar que é admitido pelo coletor. Nele, há um estreitamento em que se forma vácuo e o combustível é injetado de maneira contínua. Ao acionar o acelerador, o sistema envia a mistura de ar e combustível ao motor. (CHIPTRONIC, 2020b).

Dessa forma o carburador apresenta um funcionamento simples, com uma estrutura compacta, no entanto sem apresentar capacidade de adaptação a variação das condições de uso, “Por essa razão, ele também não permite que o motor desenvolva o máximo da sua potência, já que a relação entre ar e combustível dificilmente será a ideal” (CHIPTRONIC, 2020b).

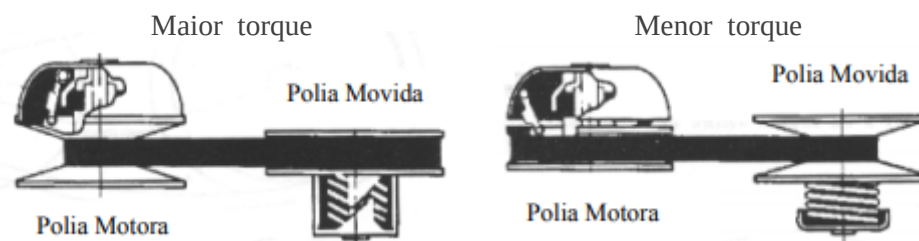
Com isso, para o conhecimento do desempenho real do motor é importante que haja a análise das capacidades deste, então por meio de estudos e testes, desenvolvidos no Instituto Mauá de Tecnologia, foi possível constatar o torque e a potência disponibilizada pelo motor Briggs & Stratton OHV Vanguard Model 19, de acordo com a variação de sua velocidade, como pode ser visto no ANEXO A.

3.2.1.2 Transmissão por correia

De acordo com Albuquerque (2003), tem-se que, diferente das transmissões por correias que apresentam finita relação de machas, a CVT ou transmissão continuamente variável, é assim denominado por simular uma quantidade infinita de relações de marcha. Essas relações de marcha infinitas são possíveis devido a um sistema de duas polias, de diâmetro variável,

interligadas por uma correia, que tem seu acionamento realizado devido à inércia das massas em rotação. Durante o funcionamento da CVT, há a variação de abertura entre as polias, como pode ser visto na Figura 11, e é essa variação que gera as alternâncias entre a disponibilidade de um maior ou menor torque.

Figura 11 – Variação de abertura das polias



Fonte: Adaptado de Albuquerque (2003)

Devido o corpo estrutural das polias e da correia, é possível gerar a transferência de potência “(...) de forma a evitar mudanças abruptas no torque e na velocidade de saída e, é especialmente útil onde um certo número fixo de relações de transmissão não é adequado para realizar a função desejada” (ALBUQUERQUE, 2003).

Seguindo essas características de uma CVT com acionamento devido à inércia de massas, tem-se, segundo a fabricante Gaged Engineering, a Gaged Gx9 que conta com uma estrutura de alumínio e liberdade para ajustes na configuração de abertura e fechamento das polias. Com base nos registros de análises da equipe Caraubaja, esse modelo possui uma massa total média de 4,95 kg, promovendo uma relação inicial de 3,9:1 e relação final de 0,9:1.

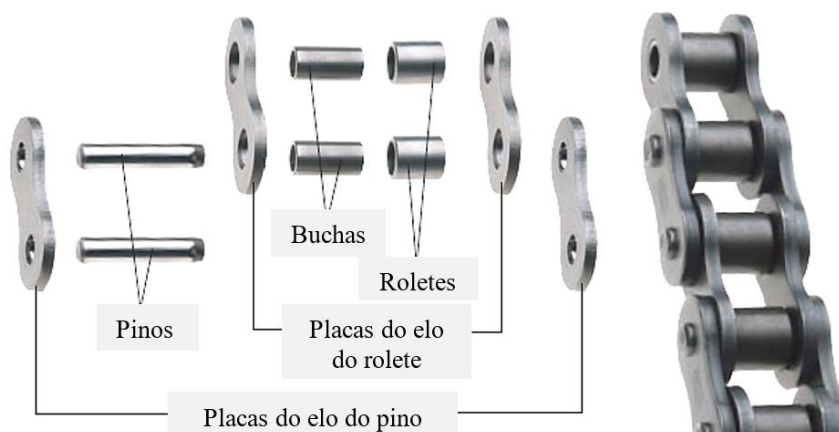
3.2.1.3 Transmissão por corrente

Para Andrade (2021), “As correntes são elementos de máquinas flexíveis utilizadas para a transmissão de potência ou transporte/movimentação de carga. Normalmente são utilizadas em situações em que transmissões por meio de engrenagens ou correias não sejam possíveis” (ANDRADE, 2021).

Para saber se esse tipo de transmissão se adequa ao projeto, é importante conhecer seu funcionamento e suas restrições. Desse modo, sobre as correntes de rolos, Andrade (2019)

esclarece que, de forma geral, essas “são fabricadas com diversos elos sendo cada um deles composto de placas, roletes, grampos ou anéis e pinos”, como é possível ver na Figura 12, e com isso ela “(...) se acopla a engrenagens motora (pinhão) e movida (coroa) que transmitem o movimento. Os dentes das engrenagens se acoplam com os roletes rotativos, onde o desgaste é reduzido, pois acontecem contatos do tipo deslizante e rolante” (ANDRADE, 2019).

Figura 12 – Estrutura das correntes de rolo



Fonte: Adaptado de Solutec (2021)

Além disso, segundo Flores *et al.* (2017c), é recomendado que as relações desse tipo de transmissão não ultrapassem o valor de 7:1, e para Andrade (2019), é ainda aconselhável que sua faixa de velocidade não ultrapasse 11 m/s, sendo, porém, que o ideal seria que ela estivesse entre 3 a 5 m/s. Assim, caso seja utilizado esse sistema fora dos limites e condições recomendadas, sua eficiência poderá ser afetada.

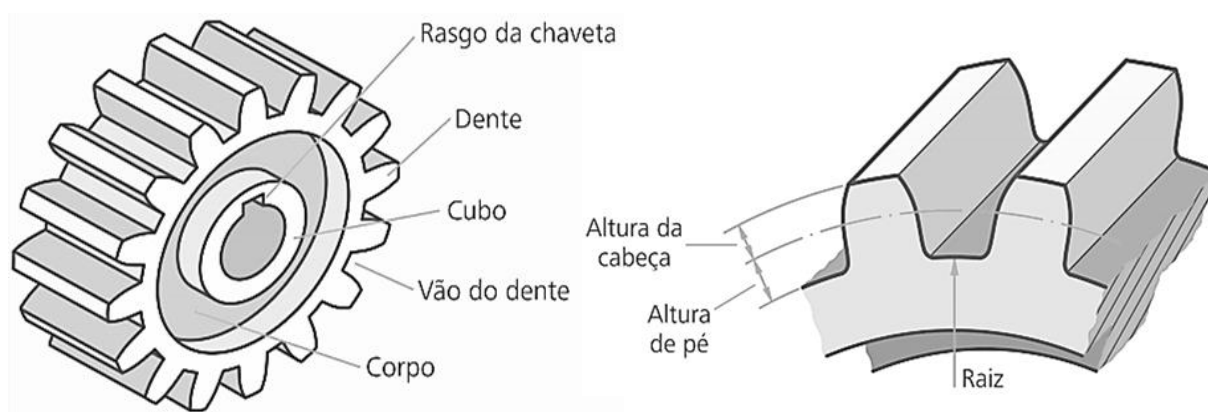
3.2.1.4 Transmissão por engrenagem

Para Flores *et al.* (2017a), as engrenagens são “(...) mecanismos compostos por rodas dentadas rígidas que transmitem movimento entre veios afastados e/ou quando se pretende diminuir ou aumentar a velocidade ou o binário do veio motor”, sendo que ele ainda afirma que elas “(...) permitem operar sistemas mecânicos de baixas e altas rotações”, desse modo por se tratar de mecanismos ligados por contato direto, pode-se afirmar que ele funciona de maneira

para que não haja escorregamento e que tenha uma relação constante independente das cargas em movimentação (FLORES *et al.*, 2017a).

Frequentemente nas caixas de transmissão por engrenagens de veículos baixa, são utilizadas as cilíndricas de dentes retos, pois de acordo com Flores *et al.* (2017a), essas são as mais recomendadas para aplicar em eixos paralelos por terem projeto, fabricação, montagem, custo e manutenção relativamente simples, quando comparadas a outros tipos de engrenagens. Assim, para conhecer um pouco de sua estrutura, a Figura 13 apresenta uma representação de uma engrenagem de dentes retos e seus principais parâmetros.

Figura 13 — Partes de uma engrenagem de dentes retos



Fonte: Adaptado de Franceschi e Antonello (2014)

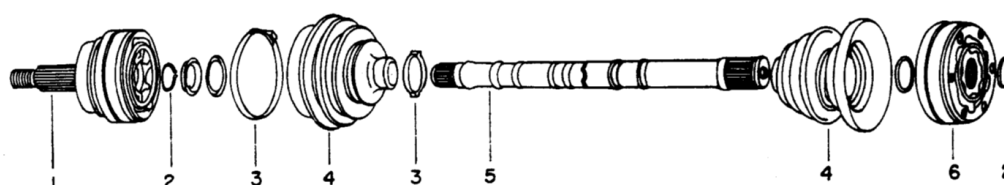
Flores *et al.* (2017a) ainda afirma que elas admitem grandes relações de transmissão, podendo ter valores de até 8:1, com a possibilidade da utilização em velocidades tangenciais de até 150 á 200 m/s.

No entanto, para Norton (2011); Budynas e Nisbett (2016), o limite de relação por par de engrenagens é de 10:1 (pois maior que isso o par ficaria muito grande, de maior custo e difícil de acomodar), porém, podendo ainda obter maiores relações com uma transmissão composta, que é quando pelo menos um eixo carrega mais do que apenas uma engrenagem, representando uma associação paralela ou em série-paralela (NORTON, 2011; BUDYNAS e NISBETT, 2016).

3.2.1.5 Árvore de transmissão

A árvore de transmissão, baseado em Eeep (2021), tem como função garantir que a potência disponível, nos mecanismos de mudança de relação, seja transmitida as rodas do veículo. Com isso, por meio de uma pesquisa empírica realizada durante as competições Baja SAE, notou-se que um dos modelos frequentemente utilizados nos projetos baja, devido seu custo-benefício, é a árvore de transmissão homocinética (Figura 14).

Figura 14 – Componentes da árvore de transmissão homocinética

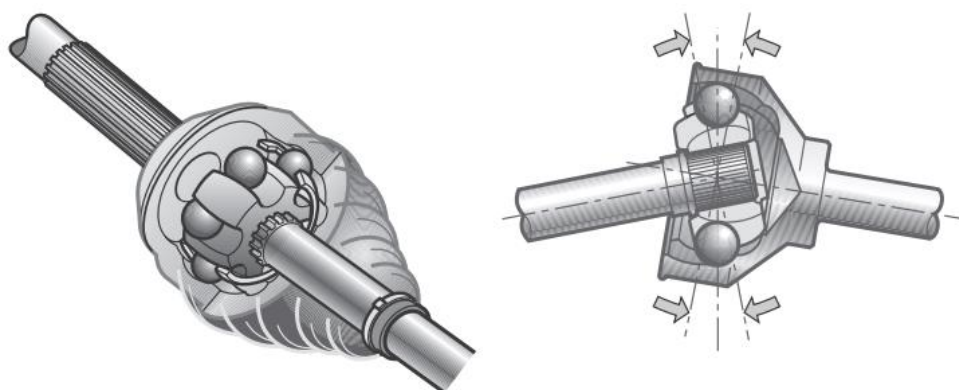


1. Árvore de saída (ponta de eixo) com junta homocinética
2. Anel de travamento
3. Braçadeiras
4. Coifa de proteção
5. Árvore de entrada (semi-árvore)
6. Junta homocinética

Fonte: Eeep (2021)

Para Padilha (2018), um dos itens que a compõe, é a árvore de entrada, também conhecida como semi-árvore ou semieixo. O que nada mais é que “(...) uma barra de aço cilíndrica cujas extremidades são preparadas para fazer acoplamentos com outras peças, por meio de entalhes ou conicidades com rasgos para chavetas e roscas de fixação” (PADILHA, 2018), nesta aplicação suas extremidades se conectam diretamente a juntas homocinéticas.

As juntas homocinéticas, para Spice (2021), se trata de um mecanismo com a concepção básica de uma articulação, sendo que “(...) em seu interior, são usinadas seis pistas, onde acomodam esferas. Essas esferas são mantidas no lugar por meio de uma gaiola” (Figura 15). Com isso elas tem a possibilidade de simultaneamente, “(...) permitir que as rodas virem, variar de comprimento para compensar os movimentos da suspensão e transmitir torque continuamente” (SPICE, 2021).

Figura 15 – Junta homocinética

Fonte: Spice (2021)

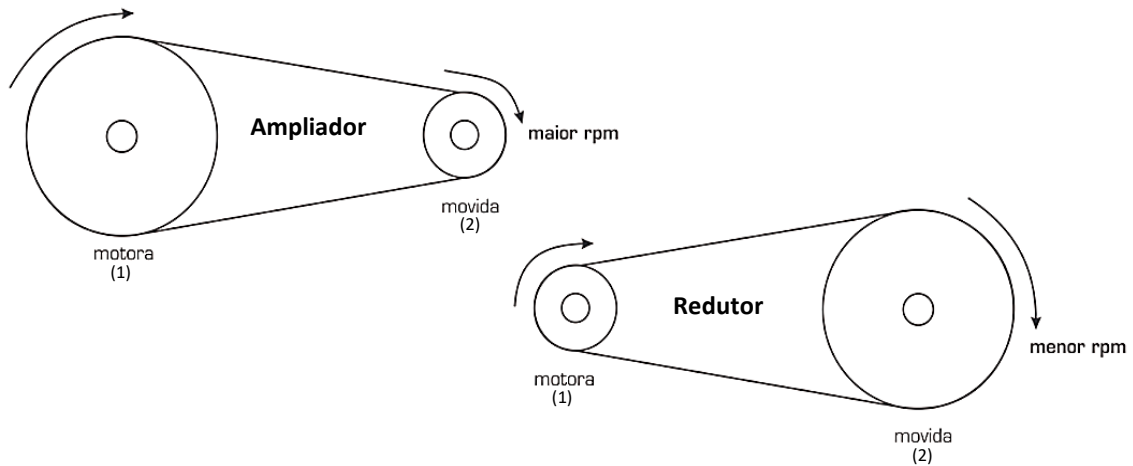
3.3 Dimensionamento do Sistema de transmissão

3.3.1 Determinação da relação de transmissão

Para a relação de transmissão, tem-se que esta será dependente dos diâmetros das polias, de tal forma que em polias de tamanhos similares, a velocidade final transmitida será idêntica a inicial recebida. Dessa forma, para que a velocidade seja alterada, pode-se ter um sistema ampliador ou redutor, sendo ele selecionado conforme a potência disponibilizada pelo motor, juntamente com a necessidade de velocidade e torque final do projeto. Como se tem que, em um sistema de polias, ambos, correspondem “(...) à relação existente entre o número de voltas das polias numa unidade de tempo e os seus respectivos diâmetros” (FRANCESCHI; ANTONELLO, 2014), é possível distingui-los de um ampliador ou redutor, pela variação dos diâmetros da polia motora e movida.

Uma relação com um sistema ampliador, para Redutores Ibr (2021), se caracteriza quando o movimento provém da motora com maior diâmetro, para a movida com o menor, dessa forma, ocorre o aumento da rotação final do sistema. Já na relação de redutor ocorre o inverso, assim, a motora é a que possui o menor diâmetro e com isso é gerado na movida uma menor rotação final. Na Figura 16, é possível visualizar a representação desses sistemas de relação de transmissão.

Figura 16 – Representação de um sistema ampliador e um redutor



Fonte: Adaptado de Redutores Ibr (2021)

Assim, segundo Franceschi e Antonello (2014), para calcular a relação (i) é preciso partir do princípio de que ambas as polias apresentam a mesma velocidade periférica (v_p), assim sendo, por meio do equacionamento dessa igualdade (Equação 1), é possível obter a equação de relação (Equação 2), considerando a rpm (n) e o diâmetro (D) de cada polia.

$$v_{p1} = v_{p2} \rightarrow \pi \cdot D_1 \cdot n_1 = \pi \cdot D_2 \cdot n_2 \quad \text{Logo: } D_1 \cdot n_1 = D_2 \cdot n_2 \quad (1)$$

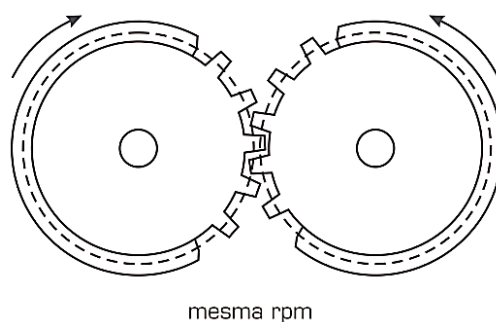
$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = i \quad (2)$$

Pode-se ainda ressaltar que, segundo Redutores Ibr (2021), quando o conjunto transmissor de velocidade é constituído por engrenagens, a alteração do valor resultante de rpm ocorre conforme a razão dos números de dentes das engrenagens (Z) conectadas e assim a equação de relação pode ser apresentada da seguinte maneira (Equação 3).

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = i \quad (3)$$

Isso é possível pois, em conjuntos de engrenagens, se tem que a distância existente entre os dentes delas sempre serão iguais, para que assim se tenha o engrenamento perfeito. Então, na Figura 17 pode-se notar que, equivalente a forma como ocorre no sistema de polias de iguais diâmetros, nos conjuntos de engrenagens de mesma quantidade de dentes, nas peças individuais, não ocorre a alteração da velocidade recebida pelo sistema.

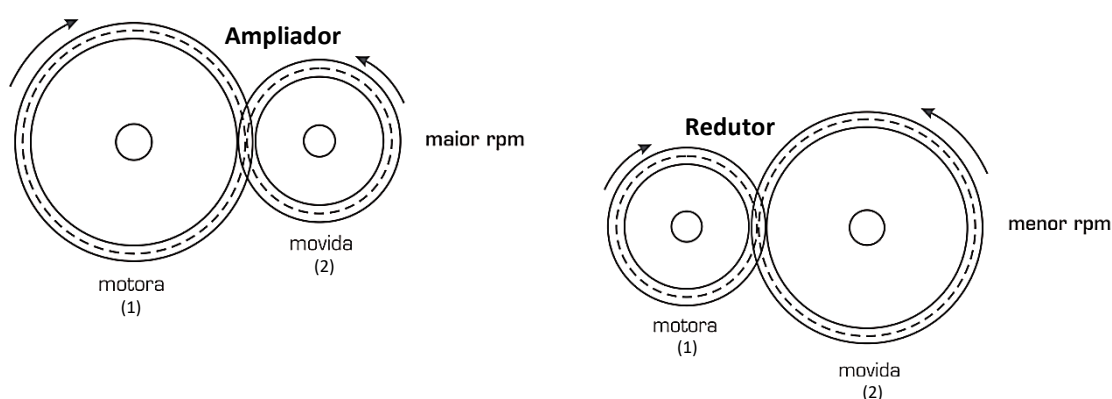
Figura 17 – Relação com engrenagens de números de dentes iguais



Fonte: Redutores Ibr (2021)

Com isso, o que classifica um conjunto de engrenagens como amplificador ou redutor é, em suma, a mesma teoria que classifica o conjunto de polias. Isso pode ser notado ao comparar a Figura 18 com a Figura 16 e comprovado matematicamente pela relação apresentado na Equação 2 e Equação 3 (considerando que não há escorregamento e que um sincronismo perfeito é realizado).

Figura 18 – Representação de um sistema de redução em engrenagens

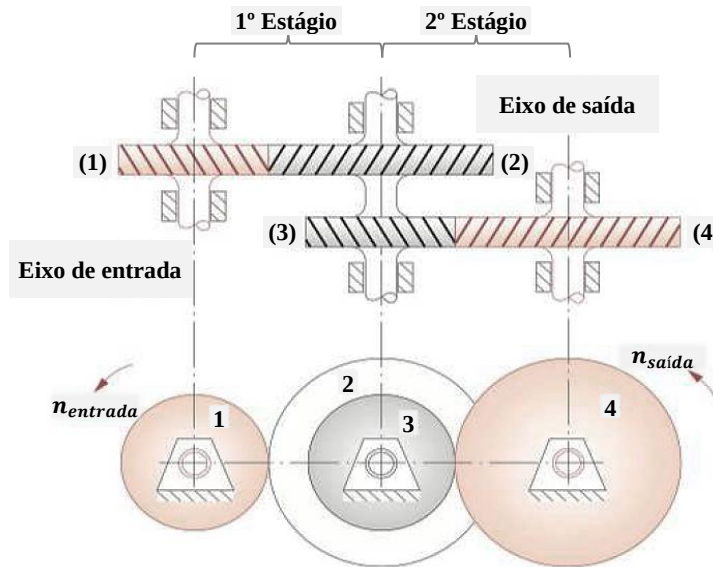


Fonte: Adaptado de Redutores Ibr (2021)

Para uma transmissão de engrenagens compostas, onde ocorre de, ao menos, um eixo possuir mais de uma engrenagem, tem-se que as acopladas no mesmo eixo tem igual velocidade e dessa forma, para obter a relação desse sistema, é possível primeiramente subdividir os

conjuntos de engrenagens em estágios (Figura 19) e para cada um desses aplicar a Equação (3), considerando que a rotação final de um conjunto antecessor será equivalente a inicial do seguinte, e assim sucessivamente.

Figura 19 – Transmissão por engrenagens compostas



Fonte: Adaptado de Norton (2011)

Dessa forma, para conhecer a redução final do sistema, para Norton (2011), torna-se necessário realizar a multiplicação dos valores obtidos nos estágios, como pode ser visto na Equação (4) .

$$\frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_3}{n_4} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} = i \quad (4)$$

3.3.2 Processo de obtenção da velocidade máxima

Para conhecer o valor da velocidade máxima de um veículo, baseado em Nicolazzi *et al.* (2001), primeiramente é preciso analisar que a potência disponível pelo motor não será a mesma transmitida pelos pneus ao solo, isso é devido, não apenas, a relação final de transmissão, como também, pelas perdas dependentes da eficiência dos componentes utilizados e da montagem deles.

Sendo assim, alguns dos fatores relevantes, para a variação da velocidade do veículo, são as características dos pneus a serem utilizados, isso devido a variação da flexibilidade e aderência das opções disponíveis para estes.

Nicolazzi *et al.* (2001), afirma que, “para um solo rígido, como concreto ou asfalto, todo o escorregamento é devido à deformação do pneu, enquanto em solos macios, a deformação desses é que apresenta maior peso no escorregamento”, com isso se tem o escorregamento como um dos fatores determinantes para a diferença que há entre, o valor da velocidade teórica de um veículo, para o de sua velocidade real. Assim, para reduzir as variações geradas por essas deformações, é recomendado utilizar nos cálculos o raio dinâmico do pneu (r_d). Então para obtê-lo, Nicolazzi *et al.* (2001) determina algumas equações, então, primeiramente é necessário determinar o raio estático do pneu (r_e), esse valor é encontrado pela seguinte Equação (5), utilizando o diâmetro do pneu (D).

$$r_e = 0,47 \cdot D \quad (5)$$

Com este valor determinado, aplicando-o na Equação (6) do raio dinâmico do pneu é possível obter o valor necessário para aplicar na equação da velocidade;

$$r_d = 1,02 \cdot r_e \quad (6)$$

A velocidade teórica de um veículo pode então ser estabelecida utilizando o valor da redução fixa da caixa (i_c), da redução final da cvt (i_d), do raio dinâmico do pneu, com a rotação do motor (n_m), juntamente a uma constante que possibilita se ter esse resultado em Km/h. Isso é então representado na seguinte Equação (7).

$$v_t = \frac{0,377 \cdot r_d \cdot n_m}{(i_c \cdot i_d)} \quad (7)$$

Dessa forma, para relacionar a velocidade teórica com a velocidade real (v_r), é possível partir da definição do coeficiente de escorregamento (e), podendo ele ser considerado como sem valor relativo quando a velocidade teórica for igual a real. Com isso, ele pode ser obtido pela seguinte Equação (8).

$$e = \frac{(v_t - v_r)}{v_t} \quad (8)$$

Por conseguinte, Nicolazzi *et al.* (2001) afirma que, ao considerar o escorregamento dos pneus, a velocidade real estimada (v_{re}) pode ser expressa conforme é descrita na Equação (9).

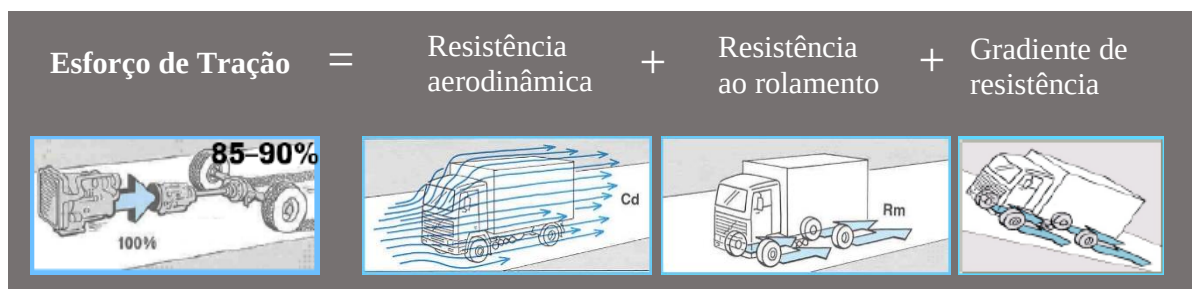
$$v_{re} = \frac{0,377 \cdot (1-e) \cdot r_d \cdot n_m}{(i_c \cdot i_d)} \quad (9)$$

3.3.3 Processo de obtenção da tração máxima

Representando a capacidade máxima de peso que o veículo poderá tracionar, a tração máxima, de acordo com Dias (2011), é obtida considerando a potência final que é transmitida aos pneus, juntamente com os esforços resistivos impostos pelas condições externas. E dentre estes esforços se tem três de suma importância para a análise; a resistência aerodinâmica, a resistência ao rolamento e o gradiente de resistência.

Para Dias (2011), a força de tração deve ser capaz de vencer todas as resistências para que o veículo possa se mover. Dessa forma, a força mínima para iniciar o movimento relativo pode ser compreendida como o esforço de tração, e este, será equivalente a somatória das resistências dinâmicas, como está representado na Figura 20.

Figura 20 – Esforço de tração



Fonte: Adaptado de Dias (2011)

Cada veículo possui uma certa quantidade de força trativa disponível, e segundo Dias (2011), para obtê-la primeiramente é preciso conhecer a força de tração disponível nas rodas do veículo, que é gerada pelo seu conjunto de transmissão. Assim, utilizando a relação mais curta do sistema da variação de relação, Dias (2011) afirma que, é possível obter a força máxima

gerada pelo conjunto (F_{max}), por meio da sua Equação (10). Que considera o torque do motor (T_m) e a eficiência do conjunto (η_T), junto das relações de transmissão e do raio dinâmico do pneu.

$$F_{max} = \frac{T_m \cdot i_c \cdot i_d \cdot \eta_T}{r_d} \quad (10)$$

Em seguida, é preciso conhecer os valores dos principais esforços resistivos, que impedirão a força máxima gerada pelo conjunto de ser equivalente a força trativa total disponível.

Assim, inicialmente se tem a resistência aerodinâmica, a qual, de maneira geral, pode ser descrita como a força apresentada pelo ar sobre o veículo durante o movimento dele. Mais especificamente, Canale (1989) define que essa força, quando aplicada sobre veículos terrestres, pode ser originada de três fontes, conforme é apresentada no Quadro 1.

Quadro 1 – Fontes principais da origem da força de resistência aerodinâmica

1	A resistência de forma – Definida conforme a estrutura aerodinâmica do corpo. Necessitando ênfase na importância do designer da estrutura traseira do veículo, a qual, é responsável por determinar a quantidade de turbulência do fluxo de ar ao deixar o corpo.
2	O atrito do ar com as laterais do veículo
3	O fluxo do ar através do automóvel – Sendo para refrigeração ou ventilação, a proporção de fluxo de ar para essa função pode sofrer um aumento ou uma diminuição de acordo com o posicionamento e o projeto dos canais aerodinâmicos.

Fonte: Adaptado de Canale (1989)

Segundo Canale (1989), esses fatores devem então ser considerados no momento de determinação do coeficiente de arrasto dos carros (C_a). Alguns destes coeficientes já estão definidos, como por exemplo, para modelos populares na indústria, enquanto outros mais específicos, ainda precisam ser calculados. No entanto há ainda outro meio de obter estes coeficientes, que é por meio das simulações computacionais.

Para o cálculo da resistência aerodinâmica (R_A), Dias (2011) afirma que deve ainda considerar a velocidade (v) em Km/h, e a área frontal do veículo (A) em m², para então aplicar na Equação (11).

$$R_A = \frac{C_a \cdot v^2 \cdot A}{21} \quad (11)$$

Sobre a resistência ao rolamento, Canale (1989) diz se tratar de uma força contrária ao movimento da roda, que atua em todos os instantes do movimento do veículo, especificamente, utilizando o termo “pneumático” para se referir ao pneu, ele relata que:

(...) O material que compõe o pneumático sofre deformações cíclicas provenientes da carga sobre a roda e do movimento de rolamento. Estas deformações cíclicas, por efeito da histerese do material e do atrito ao escorregamento, produzem uma transformação de parte da energia do movimento em energia térmica no próprio pneumático, o que resulta no aumento da sua temperatura de trabalho. Este aumento, quando excessivo, acelera o processo de envelhecimento do material (fadiga), tornando-o quebradiço e reduzindo com isso sua vida útil por desgaste (CANALE, 1989).

Com isso ele define as quatro fontes principais da origem da força de resistência ao rolamento, que pode ser visualizada no Quadro 2.

Quadro 2 – Fontes principais da origem da força de resistência ao rolamento

1	A ocorrência de deformações elásticas do pneumático na região de contato
2	A introdução do pneumático no solo – Seja ela elástica, plástica ou ambas
3	O escorregamento adicional nas curvas
4	A circulação de ar que ocorre – Dentro do pneu e fora dele, com o efeito da ventilação externa

Fonte: Adaptado de Canale (1989)

Canale (1989) afirmava ainda que, as duas primeiras fontes seriam as mais relevantes para a análise dessa resistência, considerando que, o tipo de solo e a pressão interna do pneu, geram as maiores variações. Então, resumindo e simplificando o que já foi dito anteriormente (CANALE, 1989).

Dias (2011), caracteriza a força de resistência ao rolamento (F_R) como sendo o efeito causado “(...) devido a deformação dos pneus e superfície do piso no ponto de contato”, considerando os coeficientes de resistência ao rolamento (R_m), juntamente com a carga total do veículo com o piloto (C). Podendo então ser representada pela seguinte Equação (12), utilizando os valores em função de kg, conforme é indicado por Dias (2011).

$$F_R = R_m \cdot C \quad (12)$$

Para o coeficiente de resistência ao rolamento, pode ser utilizado valores como os apresentados na Tabela 1, de acordo com o terreno da análise desejada.

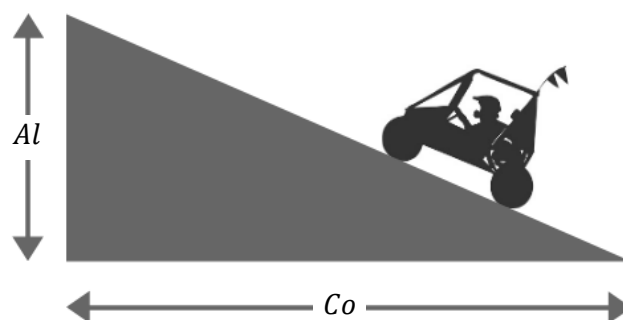
Tabela 1 – Coeficientes de resistência ao rolamento

Tipo de estrada	R_m (N/kg)
Asfalto seco / concreto	0,014
Asfalto molhado	0,014
Estrada de terra seca	0,050
Estrada de terra molhada	0,080
Cascalho	0,020
Areia	0,300

Fonte: Adaptado de HPWizard - Automotive design tools (2021)

Então, como última resistência de fundamental análise para Dias (2011), se tem o gradiente de resistência, que se trata da resistência gerada pela inclinação da estrada. Essa inclinação pode ser expressa em termos de porcentagem como pode ser visto na Figura 21.

Figura 21 – Representação para o cálculo de porcentagem de inclinação



Fonte: Autoria própria

Então, para a porcentagem de inclinação (S) é preciso conhecer a altura (Al) e o comprimento da pista (Co), no setor que há a variação de inclinação, e em seguida fazer a divisão como na Equação (13).

$$S = \frac{Al}{Co} \quad (13)$$

Com o conhecimento desta porcentagem, juntamente com a carga total do veículo com o piloto, é possível encontrar o gradiente de resistência (*Grad*) pela seguinte Equação (14).

$$Grad = \frac{C \cdot 9,81 \cdot S}{100} \quad (14)$$

Sendo assim, com base nas informações apresentadas por Dias (2011), para obter a força de tração máxima disponível, basta subtrair da máxima gerada pelo conjunto o somatório das resistências, como é exposto na Equação (15).

$$F_t = F_{max} - (R_A + F_R + Grad) \quad (15)$$

3.3.4 Processo de obtenção da aceleração máxima

Sendo a aceleração, segundo Júnior (2021), a razão entre a variação da velocidade no tempo, ela se caracteriza justamente como a grandeza que determina a taxa de variação desses fatores. Com isso, de acordo com a segunda lei de Newton, “a força resultante que atua sobre um corpo é proporcional ao produto da massa pela aceleração por ele adquirida”, a partir disso, é possível notar a relação que há entre a força de tração, a carga resultante da somatória piloto e veículo, e a própria aceleração disponível. Assim, isolando a aceleração, pode-se obter a seguinte Equação (16).

$$a = \frac{F_t}{C} \quad (16)$$

Então, conhecendo o valor da aceleração disponível, e de acordo com Helerbrock (2021), por meio da função horária da posição em função do tempo, é possível determinar o intervalo de tempo utilizado para percorrer certo percurso. Considerando o comprimento da pista (Δs), isolando o tempo e assumindo que a velocidade inicial é igual a zero, pode-se então chegar a esta Equação (17).

$$t = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta s}{a}} \quad (17)$$

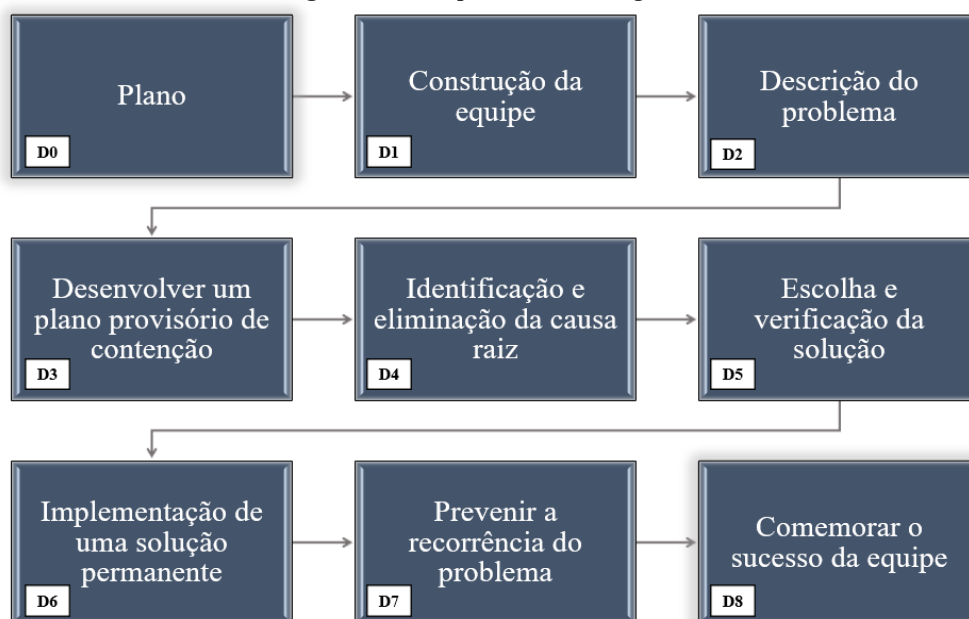
3.4 As 8 disciplinas para a resolução de problemas

Também conhecida como Metodologia 8D, foi projetada para determinar a causa raiz de um problema, gerar um planejamento para uma solução de curto prazo e por fim implementar, a longo prazo, uma solução para evitar problemas recorrentes.

Dessa forma, de acordo com Santos (2021), a metodologia desenvolvida pela Ford Motor Company foi projetada inicialmente para a aplicação nas indústrias de fabricação, de engenharia e aeroespacial, no entanto, ao longo do tempo ela se apresenta como útil e relevante em qualquer setor, Reis (2016) cita que essa “(...) metodologia se caracteriza por ter uma abordagem formal, rápida e meticulosa na resolução de problemas, onde a sinergia das pessoas envolvidas é valorizada”.

Além disso para Tener (2008), esse método se destaca entre tantos outros, por auxiliar a “(...) explorar o sistema de controle que permitiu que o problema ocorresse e porque ele não foi detectado”. A metodologia 8D consiste então em um cronograma de disciplinas que deve ser seguido na correta sequência para que se tenha a real eficácia (Figura 22).

Figura 22 – Etapas da metodologia 8D



Fonte: Adaptado de Santos (2021)

Sua aplicação, segundo Veloso (2021), pode ser feita em produtos, serviços e processos, para o tratamento de problemas e análise de falhas.

A etapa D0, que de acordo com Nunes (2021), “(...) diz respeito ao planejamento para implementação da solução de problemas”, foi a última a ser adicionada na metodologia e é por meio dela que é feita a análise da aplicabilidade da ferramenta na situação problema.

Assim, com o uso da metodologia, é possível ordenar a maneira de agir em diversas situações, de forma a aumentar a qualidade e produtividade das atividades. As etapas da 8D, de acordo com Santos (2021) e Veloso (2021), podem então ser realizadas conforme é apresentado no Quadro 3.

Quadro 3 – Descrição da metodologia 8D

D0	Planejar a abordagem, considerando a forma que será aplicada, o tempo e os recursos que vai necessitar.
D1	Selecionar a equipe com habilidades necessárias para a resolução do problema (no caso de aplicação de forma individual, sem equipe, esta etapa não é considerada).
D2	Definição detalhada do problema, para que haja completa compreensão.
D3	Implementar uma correção temporária de forma a conter a evolução do problema.
D4	Identificar e eliminar a causa raiz, o que pode ser feito com a análise de causa e efeito e em seguida com a análise de causa raiz.
D5	Verificar a solução determinada por meio de análises e testes.
D6	Implementar a solução permanente, garantir seu correto funcionamento e que não haja efeitos colaterais.
D7	Identificar e implementar formas de evitar a repetição do problema.
D8	Revisar o processo e gerar o reconhecimento pelo trabalho.

Fonte: Adaptado de Santos (2021) e Veloso (2021)

Reis (2016) cita que nessa metodologia “é ainda avaliado o impacto ao nível de custos, tempo, efeito no cliente e na organização”, e para ele, a 8D pode ser mais bem compreendida com o detalhamento de suas oito disciplinas de aplicação do método (REIS, 2016).

No Quadro 4 é possível visualizar esse detalhamento para a implantação e desenvolvimento do método.

Quadro 4 – Detalhamento das 8 disciplinas

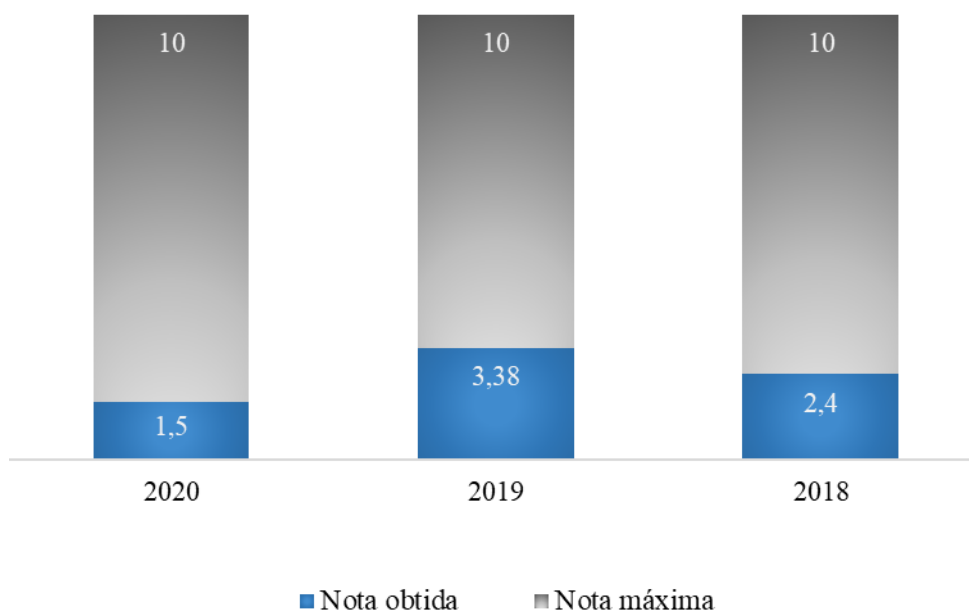
D1	O primeiro passo é estabelecer uma equipa constituída por pessoas com conhecimento, tempo, autoridade e capacidades para resolver o problema, e implementar ações corretivas. O grupo deverá escolher um líder.
D2	Nesta etapa tem-se como objetivo a descrição do problema de forma detalhada, isto é, compreender o problema sob diversos aspectos – o quê, quando e onde ocorre, e a sua relação direta com o problema detectado. Sempre que possível deve ser quantificado em relação a sua frequência. Para auxiliar a realização desta etapa pode-se recorrer a ferramentas da qualidade, tais como: Cartografia e diagrama “IS/ IS NOT”.
D3	Neste passo deverão ser definidas e implementadas ações imediatas de contenção que irão proteger o cliente do problema até as ações permanentes serem implementadas. Deve-se verificar com dados a eficiência dessas ações
D4	Neste passo devem ser identificadas os potenciais causas que podem explicar a origem do problema ocorrido. Estas deverão ser testadas/validadas com a descrição do problema e os dados recolhidos. Por fim deverá escolher-se a ou as ações para eliminar a causa raiz. Deve-se também realizar uma análise do impacto desta causa raiz. As ferramentas da qualidade recomendadas para este passo são: diagrama de Ishikawa, 5 Porquês, <i>Brainstorming</i> .
D5	Implementar a ou as ações corretivas e verificar se estas eliminam o problema através da eliminação da causa raiz, e se não provocam efeitos colaterais indesejados. Se tal acontecer é necessário a definição de novas soluções. A definição de ações adicionais pode ser necessária caso a potencial severidade do problema o justifique.
D6	Neste passo define-se e implementam-se as ações corretivas permanentes. Estas ações deverão ser monitoradas para garantir a eliminação da causa raiz.
D7	Deseja-se que problemas similares não voltem a ocorrer, para isso deverá se prevenir a ocorrência através da alteração de especificações, formação e revisão do procedimento de trabalho, melhoria das práticas e procedimentos de trabalho. Deve também verificar se as ações corretivas se mantêm com o tempo e se continuam eficazes.
D8	Os esforços coletivos da equipe na resolução do problema devem ser reconhecidos e felicitados. Além de merecido esta pequena congratulação manterá a equipe motivada no futuro. Os conhecimentos e aprendizagens adquiridas devem ser partilhados com toda a organização

Fonte: Adaptado de Reis (2016).

4 METODOLOGIA

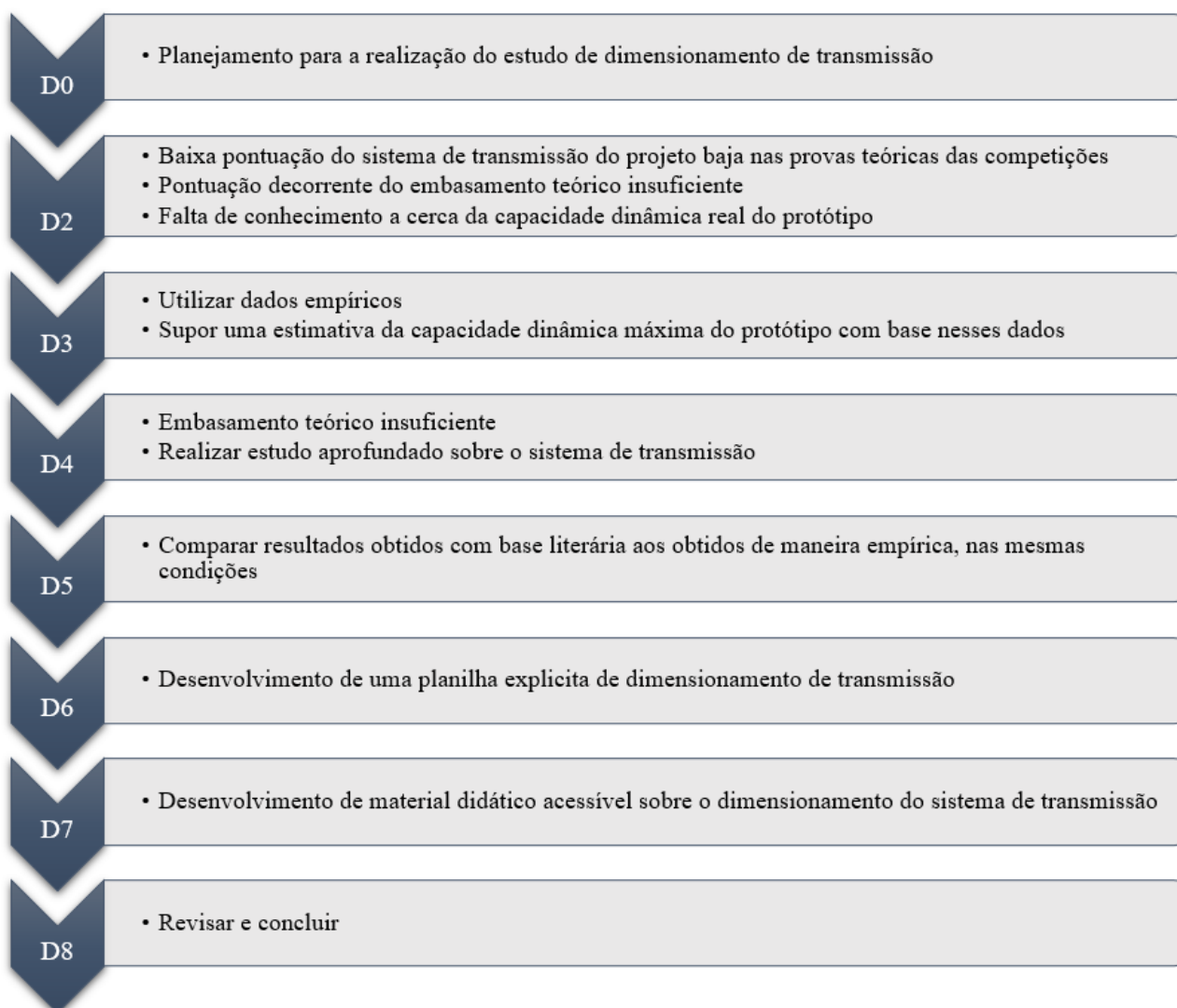
Nas provas teóricas das competições Baja SAE, a equipe Caraubaja apresentou um desempenho insatisfatório nas notas obtidas pelo sistema de transmissão do seu protótipo e no Gráfico 1 é possível notar esta afirmação, visto que sempre obteve valores baixos nas apresentações da transmissão das competições nacionais, onde o projeto é apresentado de forma mais detalhada.

Gráfico 1 – Notas do sistema de transmissão em cada nacional



Fonte: Adaptado de Baja Sae Brasil (2021)

Com isso, surgiu a necessidade de realizar o desenvolvimento de processos para solucionar esse problema. Assim, foi aplicado a metodologia 8D, as etapas desenvolvidas por meio desta são então apresentadas na Figura 23, desconsiderando a etapa D1 pelo fato de a metodologia ter sido aplicada de forma individual.

Figura 23 – Aplicação da metodologia 8D

Fonte: Autoria própria

4.1 Dados de Entrada do Dimensionamento

As etapas D0, D2, e D3 foram realizadas anteriormente ao desenvolvimento desse trabalho com o auxílio dos demais membros da equipe Caraubaja, com isso as informações levantadas nessas etapas serão consideradas nesse trabalho como dados de entrada para a execução do dimensionamento.

Então, a princípio, para a realização e análise dos equacionamentos foi considerado a faixa de variação de trabalho do motor, conforme apresentado na Tabela 2, com a variação dos

valores de relação fixa usualmente utilizada em veículos Baja, sendo que, esses dados foram obtidos de forma empírica e são apresentadas na Tabela 3.

Tabela 2 – Faixa considerada de trabalho do motor

Rotação (RPM)	Torque (N.m)
3800	1,54
3750	6,73
3700	8,47
3500	18,77
3300	19,49
3100	19,71
2700	20,01
2500	19,89
2100	19,75
1700	19,22

Fonte: Adaptado de Instituto Mauá de Tecnologia (2021)

Tabela 3 – Faixa considerada para relação fixa

Valor de relação
7,30
6,96
6,53
5,74
5,40

Fonte: Autoria própria

Para realizar os cálculos de velocidade, do protótipo desenvolvido pela equipe Caraubaja, é preciso ainda considerar valores referentes a alguns de seus componentes, como os apresentados na Tabela 4.

Tabela 4 – Dados de referência para velocidade real

Referência	Valor
Diâmetro externo do pneu (m)	0,60
Raio estático do pneu (m)	0,28
Raio dinâmico do pneu (m)	0,29
Redução final da CVT	0,91

Fonte: Autoria própria

Esses cálculos podem gerar o valor de velocidade real estimado, pela Equação (9), com o auxílio do coeficiente de escorregamento, o qual pode ser determinado pela Equação (8) e serve como elo entre a teoria e a prática. Para reproduzir na teoria variantes produzidas pelo meio, é preciso determinar o coeficiente de correção que pode ser obtido relacionando o valor gerado pelos cálculos de velocidade, visto durante testes do protótipo na estrada, ambos seguindo os mesmos parâmetros iniciais. Então, os valores utilizados na obtenção desse fator para o protótipo analisado são apresentados na Tabela 5.

Tabela 5 – Dados de referência para o fator de escorregamento

Referência	Valor
Rotações do motor (RPM)	3800
Redução fixa da caixa	7,30
Redução final da CVT	0,91
Velocidade real (Km/h)	51,00

Fonte: Autoria própria

O dimensionamento da capacidade trativa, é inicialmente realizado considerando as variações de torque e relação, com os dados característicos dos componentes expressos na Tabela 6. Essas informações são então utilizadas para determinar a força de tração gerada pelo sistema.

Tabela 6 – Dados de referência para a tração gerada

Referência	Valor
Redução inicial da cvt	3,90
Raio dinâmico do pneu (m)	0,29
Eficiência	0,96

Fonte: Autoria própria

Em seguida para conhecer a força de tração disponível, será subtraído da tração gerada, os valores das resistências, como se tem na Equação (15). A princípio o gradiente de resistência será desconsiderado devido a análise ser feita em uma pista sem inclinação, apresentando a porcentagem de inclinação igual a zero.

A velocidade utilizada para os cálculos, é obtida por meio da divisão do espaço percorrido, na prova de aceleração do nacional 2020, pelo tempo obtido na prova, sendo aplicada em todas as equações por ser um valor médio real alcançado pelo protótipo nos testes de aceleração. Outros valores, como o coeficiente de arrasto e o valor da área frontal do veículo, para o presente trabalho serão utilizados valores médios usualmente aplicados em protótipos Baja, por falta de condições para a determinação primitiva dos mesmos, para o protótipo da equipe Caraubaja.

Com isso, para os demais equacionamentos decorrentes da capacidade trativa, é utilizado os dados apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 – Dados de referência para as resistências e cálculos de aceleração

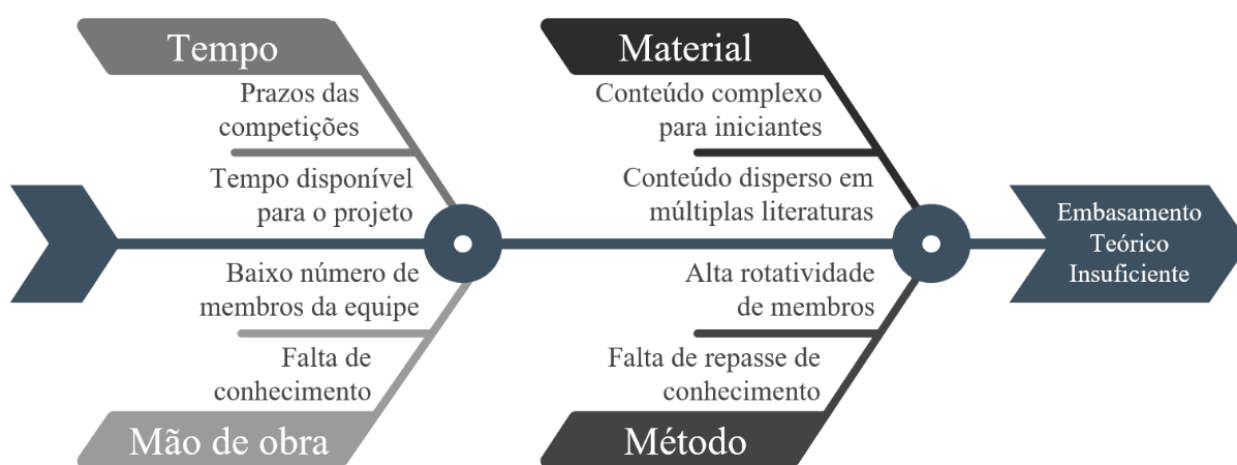
Referências	Valor
Coeficiente de arrasto	1,20
Área frontal do veículo (m ²)	0,50
Resistencia a rolamento (N/Kg)	0,05
Porcentagem de inclinação	0,00
Velocidade (Km/h)	26,24
Carga (Kg)	260,00
Comprimento da pista (m)	30,00

Fonte: Autoria própria

4.2 Análise e Determinação da causa raiz

Para o detalhamento do item D4 foi utilizado o diagrama de Ishikawa, o qual possibilitou que houvesse maior compreensão da causa raiz do problema. Dessa forma, foi possível indicar os pontos a serem corrigidos para que os objetivos pudessem ser alcançados. O diagrama desenvolvido pode ser visualizado na Figura 24.

Figura 24 – Diagrama de Ishikawa



Fonte: Autoria própria

4.3 Determinação dos parâmetros do Sistema de transmissão

Para o desenvolvimento da etapa D5, foram considerando os valores médios obtidos durante testes dinâmicos, realizados pelo protótipo da equipe CaraubajaSAE (Tabela 8), para analisar a veracidade dos esquecimentos. Dessa forma, para os cálculos de teste, foram utilizados dados que pudessem se assemelhar as condições nas quais os testes de obtenção de dados foram realizadas.

Tabela 8 – Valores médios obtidos em testes

Velocidade (Km/h)	Tração (N)	Tempo de aceleração (s)
51,00	1863,26	4,18

Fonte: Autoria própria

Para a velocidade, considerando a situação onde o protótipo está apresentando os dados da Tabela 5, e com o uso do fator escorregamento na Equação (8), tem-se que seguindo esses mesmos dados para a velocidade real estimada, com os dados apresentados na Tabela 4, pela Equação (9) é possível obter o mesmo valor.

Para a capacidade trativa, foi assumido que o torque tabelado com maior semelhança ao apresentado durante o teste do protótipo, para a tração, seja o obtido a 2700 RPM, que corresponde ao valor de 20,01 N.m, para uma relação fixa de 7,3. Com isso, utilizando os dados apresentados na Tabela 6, pela Equação 10, se tem a tração máxima do sistema de transmissão. Então, considerando a Equação (15), para a se ter a tração máxima disponível pelo sistema, é também preciso realizar os cálculos das resistências, pela Equação (11), Equação (12) e Equação (14). Esses cálculos são então realizados utilizando os dados apresentados na Tabela 7, e dessa forma é obtido o valor da tração máxima disponível.

Após isto, com os dados já considerados, alterando o valor do torque para o obtido a 3700 RPM para se assemelhar aos valores medidos em testes, todo o procedimento anterior é então repetido, utilizando o torque de 8,47 N.m. Assim, foi possível obter o valor de aceleração, pela Equação (16), e em seguida do tempo de aceleração, pela Equação (17).

Tabela 9 – Valores teóricos calculados com base nos parâmetros dos testes

Velocidade (Km/h)	Tração (N)	Tempo de aceleração (s)
51,00	1866,27	4,50

Fonte: Autoria própria

Então, considerando os dados obtidos nos equacionamentos (Tabela 9), no Gráfico 2, é possível notar que os valores reais e teóricos apresentam grande similaridade, tornando assim, os equacionamentos apresentados, passíveis de utilização.

Gráfico 2 – Comparativo de valores reais e teóricos



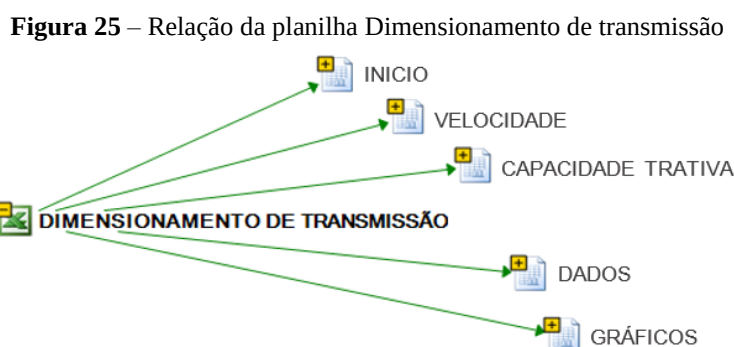
Fonte: Autoria própria

5 ANÁLISE DOS RESULTADOS

As etapas de D0 a D5 (exceto D1) descritas na metodologia foram finalizadas com o levantamento de dados conforme apresentado, a partir de agora será abordado os resultados das análises das etapas D6 em diante.

5.1 Apresentação da planilha de dimensionamento do sistema de transmissão

Para a etapa D6, foi utilizado o software *Microsoft Excel*, do *Office Professional Plus 2019* que a partir dos dados obtidos, com as equações para velocidade, tração e aceleração, foi desenvolvida uma planilha para agilizar e simplificar a obtenção de dados sobre o sistema de transmissão. A planilha foi subdividida em cinco setores, sendo que dentre todos apenas os dados entrada são editáveis. A relação da planilha com todos esses setores estão representados na Figura 25.



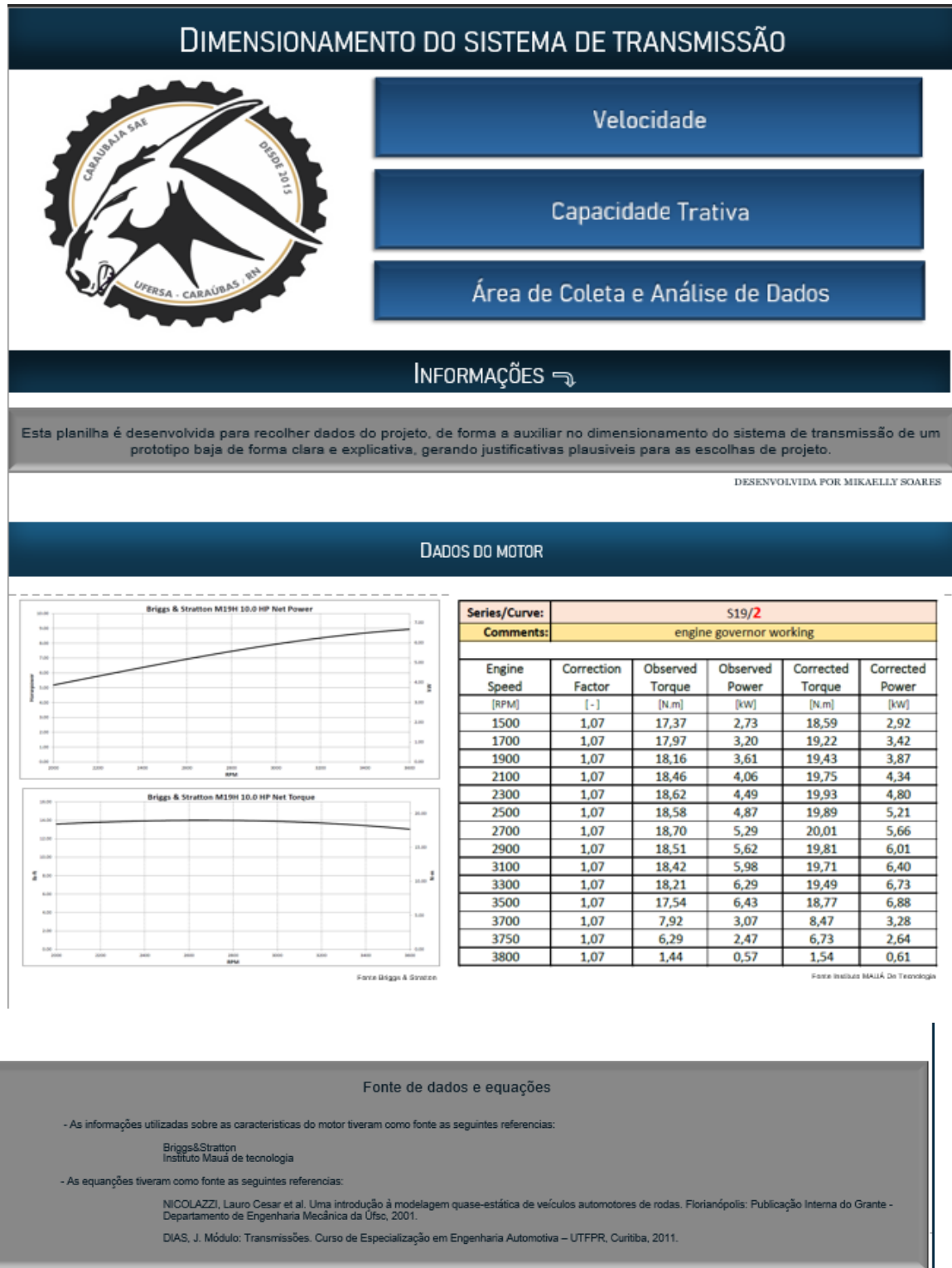
Fonte: Autoria própria

Dessa forma, a planilha conta com botões de interações que possibilitam circular de maneira agradável e intuitiva por todas as áreas. No início (Figura 26), tem-se três botões dando acesso aos setores da velocidade (Figura 27), capacidade trativa (Figura 28) e a área de coleta e análise de dados (Figura 29). Nesses três setores, há um menu na parte superior que possibilita o acesso ao início e aos demais setores já citados.

Na área de coleta e análise de dados, há a tabela dos resultados das variações das rotações e a dos resultados das variações das relações, e em cima de cada coluna, há minigráficos que indicam o melhor resultado dentre os valores dispostos na coluna. Nessa área,

além do menu de navegação, há um outro botão, em formato de grafico, ao lado do título que possibilita o acesso aos gráficos da análise (Figura 30). Na área dos gráficos é possível ver o efeito gerado por cada rotação ou relação nos gráficos apenas selecionando a ou as opções que se quer analisar.

Figura 26 – Tela da planilha para dimensionamento da transmissão



Fonte: Autoria própria

Figura 27 – Estimativa da velocidade na planilha

Inicio	VELOCIDADE	CAPACIDADE TRATIVA	DADOS																					
ESTIMATIVA DA VELOCIDADE MÁXIMA																								
ROTAÇÃO (RPM) <table border="1"> <tr> <td>1700</td> <td>2100</td> <td>2500</td> <td>2700</td> <td>3100</td> <td>3300</td> <td>3500</td> <td>3700</td> <td>3750</td> <td>3800</td> </tr> </table> Fonte Instituto MAUÁ De Tecnologia CALCULO PARA O RAO DINÂMICO DO PNEU $r_e = 0,47 \cdot D \rightarrow 0,28$ $r_d = 1,02 \cdot r_e \rightarrow 0,29$ CALCULO PARA VELOCIDADE TEORICA (Km/h) $v_t = \frac{0,377 \cdot r_d \cdot n_m}{(i_c \cdot i_d)} \rightarrow 53,87$				1700	2100	2500	2700	3100	3300	3500	3700	3750	3800											
1700	2100	2500	2700	3100	3300	3500	3700	3750	3800															
DADOS DE ENTRADA <table border="1"> <thead> <tr> <th>REFERENCIAS PARA A VELOCIDADE REAL</th> <th>VALOR</th> <th>UNIDADE</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Diâmetro externo do pneu (D)</td> <td>0,60</td> <td>m</td> </tr> <tr> <td>Raio estático do pneu (re)</td> <td>0,28</td> <td>m</td> </tr> <tr> <td>Raio dinâmico do pneu (rd)</td> <td>0,29</td> <td>m</td> </tr> <tr> <td>Rotações do motor (nm)</td> <td>3300</td> <td>RPM</td> </tr> <tr> <td>Redução fixa da caixa (ic)</td> <td>5,4</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>Redução final da CVT (id)</td> <td>0,91</td> <td>-</td> </tr> </tbody> </table> CALCULO DO FATOR DE ESCORREGAMENTO $e = \frac{(v_t - v_r)}{v_t} \rightarrow 0,18$ CALCULO PARA VELOCIDADE REAL ESTIMADA (Km/h) $v_{re} = \frac{0,377 \cdot (1-e) \cdot r_d \cdot n_m}{(i_c \cdot i_d)} \rightarrow 59,87$ Fonte Nicolazzi (2001)				REFERENCIAS PARA A VELOCIDADE REAL	VALOR	UNIDADE	Diâmetro externo do pneu (D)	0,60	m	Raio estático do pneu (re)	0,28	m	Raio dinâmico do pneu (rd)	0,29	m	Rotações do motor (nm)	3300	RPM	Redução fixa da caixa (ic)	5,4	-	Redução final da CVT (id)	0,91	-
REFERENCIAS PARA A VELOCIDADE REAL	VALOR	UNIDADE																						
Diâmetro externo do pneu (D)	0,60	m																						
Raio estático do pneu (re)	0,28	m																						
Raio dinâmico do pneu (rd)	0,29	m																						
Rotações do motor (nm)	3300	RPM																						
Redução fixa da caixa (ic)	5,4	-																						
Redução final da CVT (id)	0,91	-																						
REFERENCIAS PARA O FATOR DE ESCORREGAMENTO <table border="1"> <thead> <tr> <th>REFERENCIAS PARA O FATOR DE ESCORREGAMENTO</th> <th>VALOR</th> <th>UNIDADE</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Rotações do motor (nm)</td> <td>3800</td> <td>RPM</td> </tr> <tr> <td>Redução fixa da caixa (ic)</td> <td>7,30</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>Redução final da CVT (id)</td> <td>0,91</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>Velocidade real (vr)</td> <td>51,00</td> <td>Km/h</td> </tr> </tbody> </table>				REFERENCIAS PARA O FATOR DE ESCORREGAMENTO	VALOR	UNIDADE	Rotações do motor (nm)	3800	RPM	Redução fixa da caixa (ic)	7,30	-	Redução final da CVT (id)	0,91	-	Velocidade real (vr)	51,00	Km/h						
REFERENCIAS PARA O FATOR DE ESCORREGAMENTO	VALOR	UNIDADE																						
Rotações do motor (nm)	3800	RPM																						
Redução fixa da caixa (ic)	7,30	-																						
Redução final da CVT (id)	0,91	-																						
Velocidade real (vr)	51,00	Km/h																						

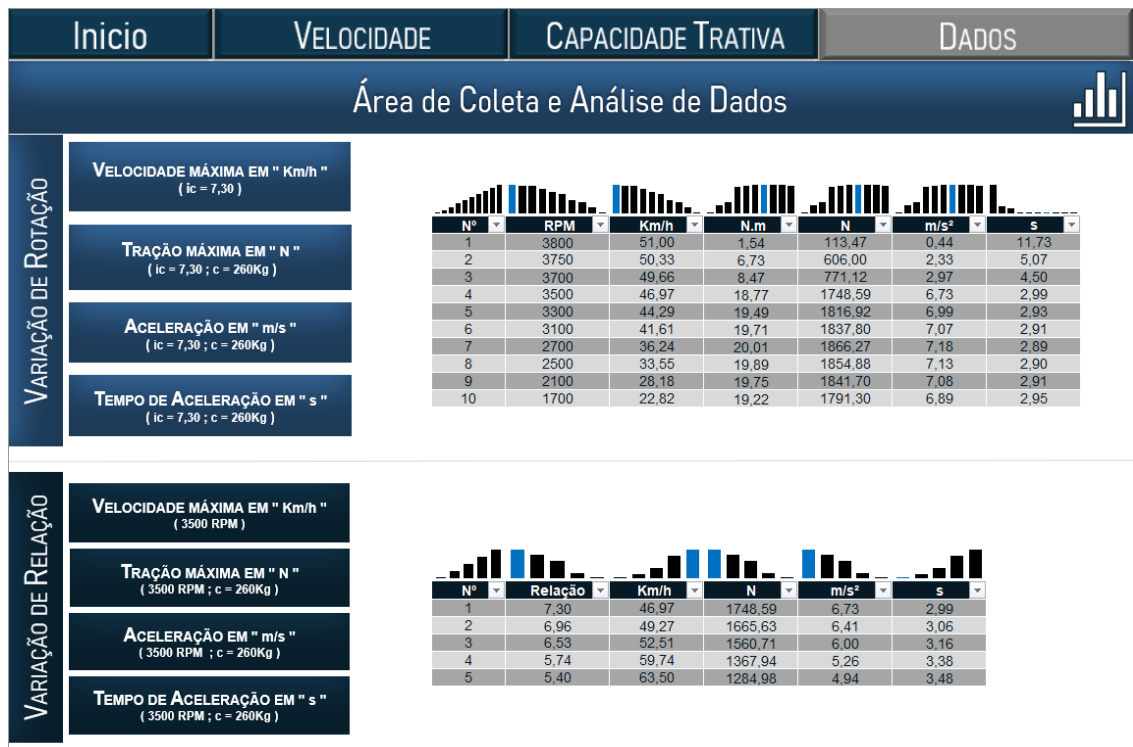
Fonte: Autoria própria

Figura 28 – Estimativa da capacidade trativa na planilha

Inicio	VELOCIDADE	CAPACIDADE TRATIVA	DADOS																								
ESTIMATIVA DA CAPACIDADE TRATIVA																											
TORQUE DE ACORDO COM CADA ROTAÇÃO <table border="1"> <tr> <td>1700</td> <td>2100</td> <td>2500</td> <td>2700</td> <td>3100</td> <td>3300</td> <td>3500</td> <td>3700</td> <td>3750</td> <td>3800</td> <td>RPM</td> </tr> <tr> <td>19,22</td> <td>19,75</td> <td>19,89</td> <td>20,01</td> <td>19,71</td> <td>19,49</td> <td>18,77</td> <td>8,47</td> <td>6,73</td> <td>1,54</td> <td>N.m</td> </tr> </table> CALCULO PARA FORÇA DE TRAÇÃO GERADA (N) $F_{max} = \frac{T_m \cdot i_c \cdot i_d \cdot \eta_r}{r_d} \rightarrow 1898,95$ CALCULO PARA FORÇA DE TRAÇÃO DISPONIVEL (N) $F_t = F_{max} - (R_A + F_R + Grad) \rightarrow 1866,27$ Fonte Dias (2011) e Chodoli (2012)				1700	2100	2500	2700	3100	3300	3500	3700	3750	3800	RPM	19,22	19,75	19,89	20,01	19,71	19,49	18,77	8,47	6,73	1,54	N.m		
1700	2100	2500	2700	3100	3300	3500	3700	3750	3800	RPM																	
19,22	19,75	19,89	20,01	19,71	19,49	18,77	8,47	6,73	1,54	N.m																	
DADOS DE RESISTÊNCIA AO ROLAMENTO <table border="1"> <thead> <tr> <th>Tipo de estrada</th> <th>R_m (N/kg)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Asfalto seco / concreto</td> <td>0,014</td> </tr> <tr> <td>Asfalto molhado</td> <td>0,014</td> </tr> <tr> <td>Estrada de terra seca</td> <td>0,050</td> </tr> <tr> <td>Estrada de terra molhada</td> <td>0,080</td> </tr> <tr> <td>Cascalho</td> <td>0,020</td> </tr> <tr> <td>Areia</td> <td>0,300</td> </tr> </tbody> </table> Fonte Adaptado do HPWizard - Automotive design tool (2021) CALCULO PARA PORCENTAGEM DE INCLINAÇÃO $S = \frac{At}{Co} \rightarrow 0,00$ CALCULO PARA A RESISTENCIA AERODINÂMICA $R_A = \frac{c_a \cdot v^2 \cdot A}{21} \rightarrow 19,68$ CALCULO PARA A RESISTENCIA DE ROLAMENTO $F_R = R_m \cdot C \rightarrow 13,00$ CALCULO PARA GRADIENTE DE RESISTÊNCIA $Grad = \frac{C \cdot 9,81 \cdot S}{100} \rightarrow 0$				Tipo de estrada	R _m (N/kg)	Asfalto seco / concreto	0,014	Asfalto molhado	0,014	Estrada de terra seca	0,050	Estrada de terra molhada	0,080	Cascalho	0,020	Areia	0,300										
Tipo de estrada	R _m (N/kg)																										
Asfalto seco / concreto	0,014																										
Asfalto molhado	0,014																										
Estrada de terra seca	0,050																										
Estrada de terra molhada	0,080																										
Cascalho	0,020																										
Areia	0,300																										
DADOS DE ENTRADA 01 <table border="1"> <thead> <tr> <th>PARA A TRAÇÃO GERADA</th> <th>VALOR</th> <th>UNIDADE</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Torque do motor (Tm)</td> <td>20,01</td> <td>N.m</td> </tr> <tr> <td>Redução fixa da caixa (ic)</td> <td>7,3</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>Redução inicial da CVT (id)</td> <td>3,90</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>Raio dinâmico do pneu (rd)</td> <td>0,29</td> <td>m</td> </tr> <tr> <td>Eficiência (nr)</td> <td>0,96</td> <td>-</td> </tr> </tbody> </table> CALCULO PARA ACELERAÇÃO DISPONIVEL (m/s²) $a = \frac{F_t}{C} \rightarrow 7,18$ Segunda lei de Newton (Isolando a Aceleração e sendo a carga equivalente a massa) TEMPO DE ACELERAÇÃO EM PISTA (s) $t = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta s}{a}} \rightarrow 2,89$ Função horária da posição em função do tempo (Isolando o tempo e considerando a velocidade inicial igual a zero)				PARA A TRAÇÃO GERADA	VALOR	UNIDADE	Torque do motor (Tm)	20,01	N.m	Redução fixa da caixa (ic)	7,3	-	Redução inicial da CVT (id)	3,90	-	Raio dinâmico do pneu (rd)	0,29	m	Eficiência (nr)	0,96	-						
PARA A TRAÇÃO GERADA	VALOR	UNIDADE																									
Torque do motor (Tm)	20,01	N.m																									
Redução fixa da caixa (ic)	7,3	-																									
Redução inicial da CVT (id)	3,90	-																									
Raio dinâmico do pneu (rd)	0,29	m																									
Eficiência (nr)	0,96	-																									
DADOS DE ENTRADA 02 <table border="1"> <thead> <tr> <th>PARA PORCENTAGEM DE INCLINAÇÃO</th> <th>VALOR</th> <th>UNIDADE</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Altura da pista (At)</td> <td>0,00</td> <td>m</td> </tr> <tr> <td>Comprimento da pista (Co)</td> <td>9,00</td> <td>m</td> </tr> </tbody> </table>				PARA PORCENTAGEM DE INCLINAÇÃO	VALOR	UNIDADE	Altura da pista (At)	0,00	m	Comprimento da pista (Co)	9,00	m															
PARA PORCENTAGEM DE INCLINAÇÃO	VALOR	UNIDADE																									
Altura da pista (At)	0,00	m																									
Comprimento da pista (Co)	9,00	m																									
DADOS DE ENTRADA 03 <table border="1"> <thead> <tr> <th>PARA AS RESISTÊNCIAS E ACELERAÇÃO</th> <th>VALOR</th> <th>UNIDADE</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Ceficiente de arrasto (C_a)</td> <td>1,20</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>Velocidade (V)</td> <td>26,24</td> <td>Km/h</td> </tr> <tr> <td>Área frontal do veículo (A)</td> <td>0,50</td> <td>m²</td> </tr> <tr> <td>Resistencia a rolamento (R_m)</td> <td>0,05</td> <td>N/Kg</td> </tr> <tr> <td>Porcentagem de inclinação (S)</td> <td>0,00</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>Carga (C)</td> <td>260,00</td> <td>Kg</td> </tr> <tr> <td>Comprimento da pista (Δs)</td> <td>30,00</td> <td>m</td> </tr> </tbody> </table>				PARA AS RESISTÊNCIAS E ACELERAÇÃO	VALOR	UNIDADE	Ceficiente de arrasto (C _a)	1,20	-	Velocidade (V)	26,24	Km/h	Área frontal do veículo (A)	0,50	m²	Resistencia a rolamento (R _m)	0,05	N/Kg	Porcentagem de inclinação (S)	0,00	-	Carga (C)	260,00	Kg	Comprimento da pista (Δs)	30,00	m
PARA AS RESISTÊNCIAS E ACELERAÇÃO	VALOR	UNIDADE																									
Ceficiente de arrasto (C _a)	1,20	-																									
Velocidade (V)	26,24	Km/h																									
Área frontal do veículo (A)	0,50	m²																									
Resistencia a rolamento (R _m)	0,05	N/Kg																									
Porcentagem de inclinação (S)	0,00	-																									
Carga (C)	260,00	Kg																									
Comprimento da pista (Δs)	30,00	m																									

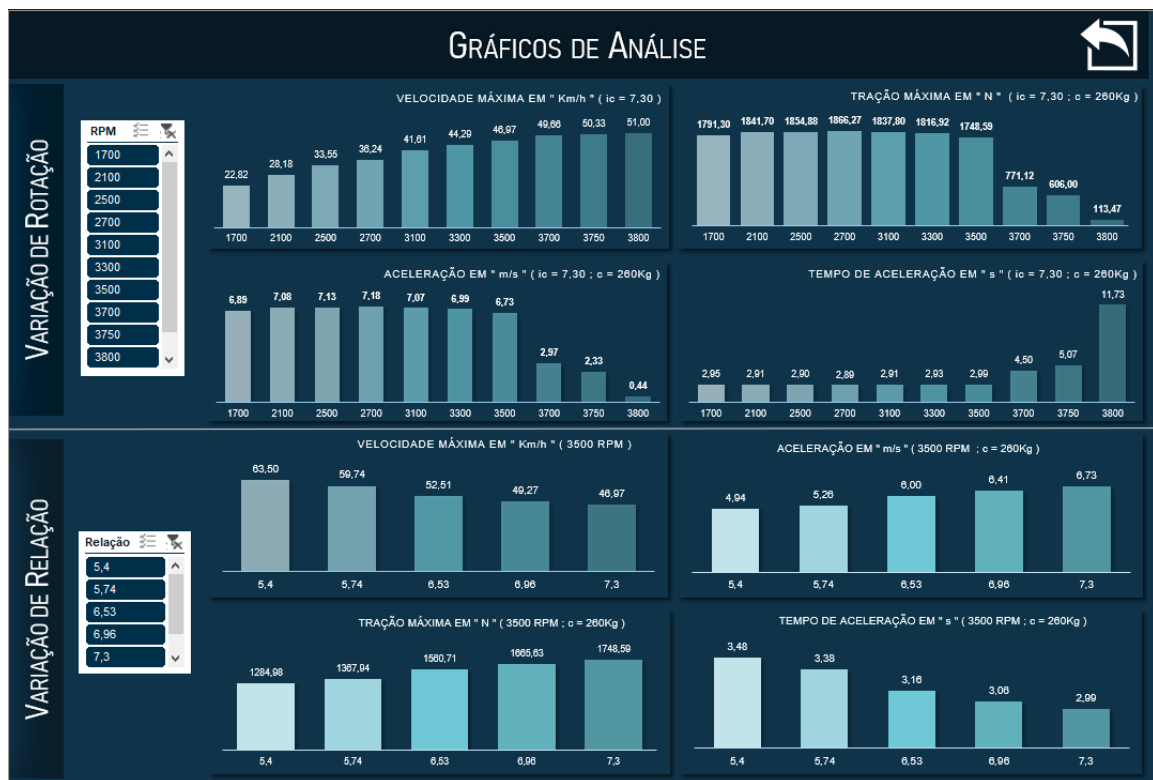
Fonte: Autoria própria

Figura 29 – Área de coleta de dados na planilha



Fonte: Autoria própria

Figura 30 – Gráficos de análise da planilha



Fonte: Autoria própria

5.2 Análise da velocidade máxima

A aplicação dos dados de referência nos equacionamentos de desempenho, apresenta informações que possibilitam realizar a análise comparativa dos valores resultantes das possíveis configurações do sistema de transmissão do protótipo.

Dessa forma, inicialmente tem-se que os cálculos da velocidade máxima, realizados de acordo com a variação pré-determinada da rotação do motor, possibilita a geração das velocidades apresentadas na Tabela 10.

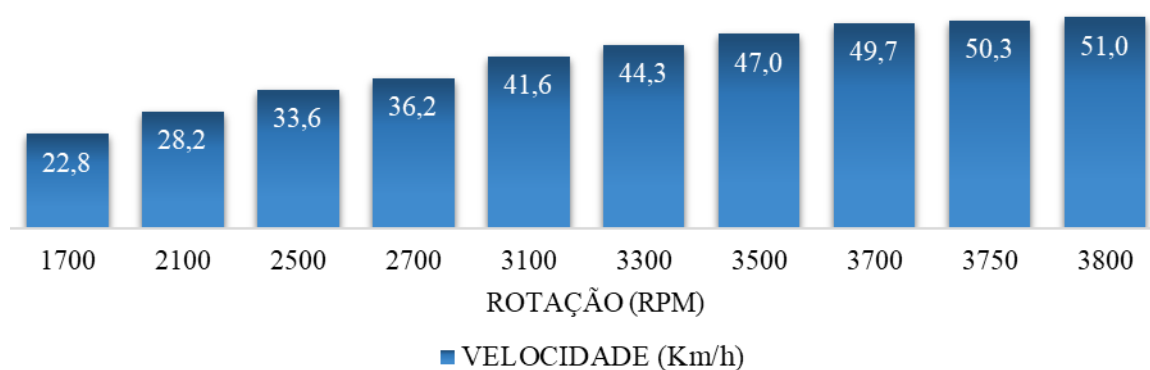
Tabela 10 – Dados obtidos pela equação da velocidade máxima para redução de 7,30

Nº	Rotação (RPM)	Velocidade (Km/h)
1	3800	51,00
2	3750	50,33
3	3700	49,66
4	3500	46,97
5	3300	44,29
6	3100	41,61
7	2700	36,24
8	2500	33,55
9	2100	28,18
10	1700	22,82

Fonte: Autoria própria

No Gráfico 3 é possível observar que a redução do valor da velocidade é proporcional ao da rotação e que nos três primeiros valores, que apresentam as maiores velocidades, é onde ocorre a menor variação entre eles.

Gráfico 3 – Rotação x Velocidade



Fonte: Autoria própria

Para gerar as análises baseadas nas alterações dos valores da relação de redução, foi fixado o dado de rotação em 3500 RPM. Esse valor foi o selecionado, por apresentar equilíbrio entre os valores utilizados nos cálculos desenvolvidos, e para assim, possibilitar um comparativo com equidade entre pontos de análise de desempenho.

Com isso, a variação da relação, nos cálculos de velocidade, gera os valores apresentados na Tabela 11. Nela se pode notar que, conforme o valor da relação diminui, ocorre o aumento da velocidade, ou seja, a velocidade é inversamente proporcional ao valor da relação.

Tabela 11 – Valores de velocidade obtidos com a variação de relação a 3500 rpm

Nº	Relação	Velocidade (Km/h)
1	7,30	46,97
2	6,96	49,27
3	6,53	52,51
4	5,74	59,74
5	5,40	63,50

Fonte: Autoria própria

5.3 Analise da tração máxima

Para a tração máxima, a aplicação dos valores no equacionamento, gera os resultados expressos na Tabela 12.

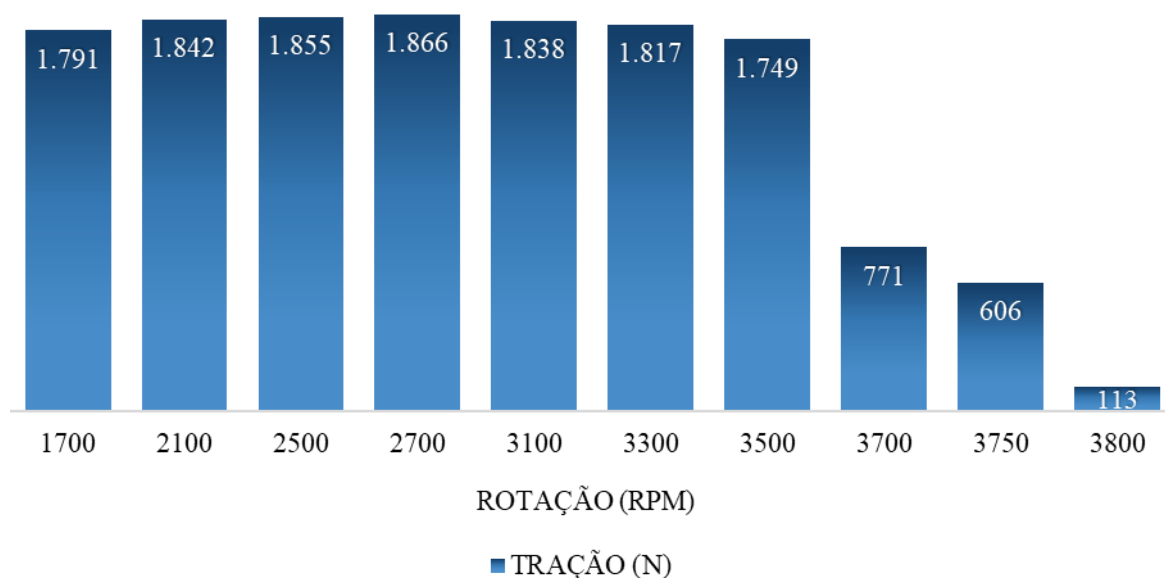
Tabela 12 – Dados obtidos pela equação de tração máxima para redução de 7,30

Nº	Rotação (RPM)	Torque (N.m)	Tração (N)
1	3800	1,54	113,47
2	3750	6,73	606,00
3	3700	8,47	771,12
4	3500	18,77	1748,59
5	3300	19,49	1816,92
6	3100	19,71	1837,80
7	2700	20,01	1866,27
8	2500	19,89	1854,88
9	2100	19,75	1841,70
10	1700	19,22	1791,30

Fonte: Autoria própria

Com isso, analisando o Gráfico 4, nota-se que nas rotações mais elevadas apresenta uma menor tração, e que o aumento da tração não é integralmente proporcional a diminuição do valor de rotação, pois após o pico, que ocorre a 2700 RPM, a tendência é que a tração reduza juntamente com o valor da rotação.

Gráfico 4 – Rotação x Tração



Fonte: Autoria própria

Realizando a análise dos valores de tração obtidos a partir da variação da relação de redução (Tabela 13), notar-se que a tração é proporcional a relação, ou seja, quanto maior for o valor da relação, maior será o valor da tração.

Tabela 13 – Valores obtidos de tração com a variação de relação a 3500 rpm

Nº	Relação	Relação final	Tração (N)
1	7,30	28,47	1748,59
2	6,96	27,14	1665,63
3	6,53	25,47	1560,71
4	5,74	22,39	1367,94
5	5,40	21,06	1284,98

Fonte: Autoria própria

5.4 Análise de aceleração

Sendo a aceleração diretamente proporcional a força trativa, pode-se admitir que seus melhores resultados serão obtidos nas mesmas situações que se obtém os da tração. Com isso, considerando uma pista com um comprimento de 30m para a análise, tem-se que na Tabela 14 essa suposição pode ser comprovada, considerando que o melhor resultado de aceleração é representado pelo valor que detém o menor tempo de aceleração.

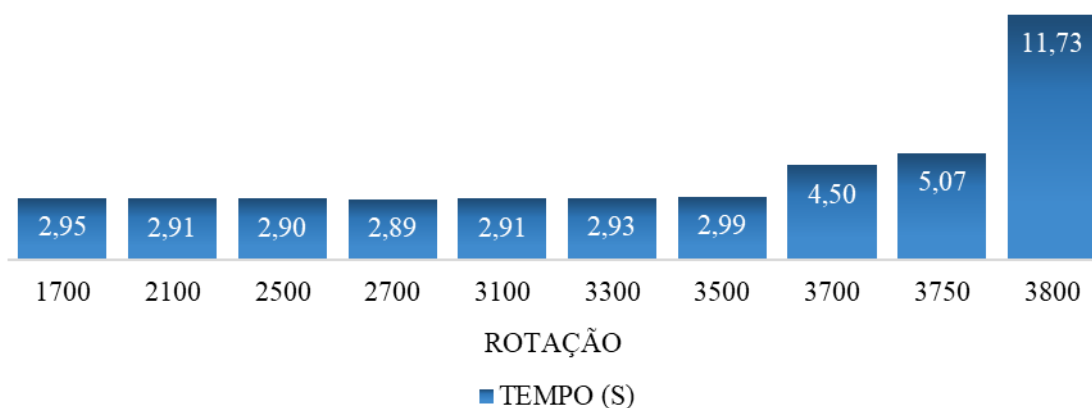
Tabela 14 – Dados obtidos pela equação de aceleração máxima para redução de 7,30

Nº	Rotação (RPM)	Torque (N.m)	Aceleração (m/s²)	Tempo (s)
1	3800	1,54	0,44	11,73
2	3750	6,73	2,33	5,07
3	3700	8,47	2,97	4,50
4	3500	18,77	6,73	2,99
5	3300	19,49	6,99	2,93
6	3100	19,71	7,07	2,91
7	2700	20,01	7,18	2,89
8	2500	19,89	7,13	2,90
9	2100	19,75	7,08	2,91
10	1700	19,22	6,89	2,95

Fonte: Autoria própria

No Gráfico 5, pode-se notar que os valores de aceleração mantêm a mesma proporcionalidade dos obtidos nos equacionamentos de tração, e que da mesma forma, o melhor valor é obtido a 2700 RPM.

Gráfico 5 – Rotação x Tempo de aceleração



Fonte: Autoria própria

Essa similaridade entre as tendências da aceleração e da tração também se estendem na análise do efeito gerado pela variação da relação, onde se pode notar que quanto maior a relação maior será a aceleração e dessa forma, menor será o tempo de aceleração. Pode então ser feita essa análise observando a Tabela 15.

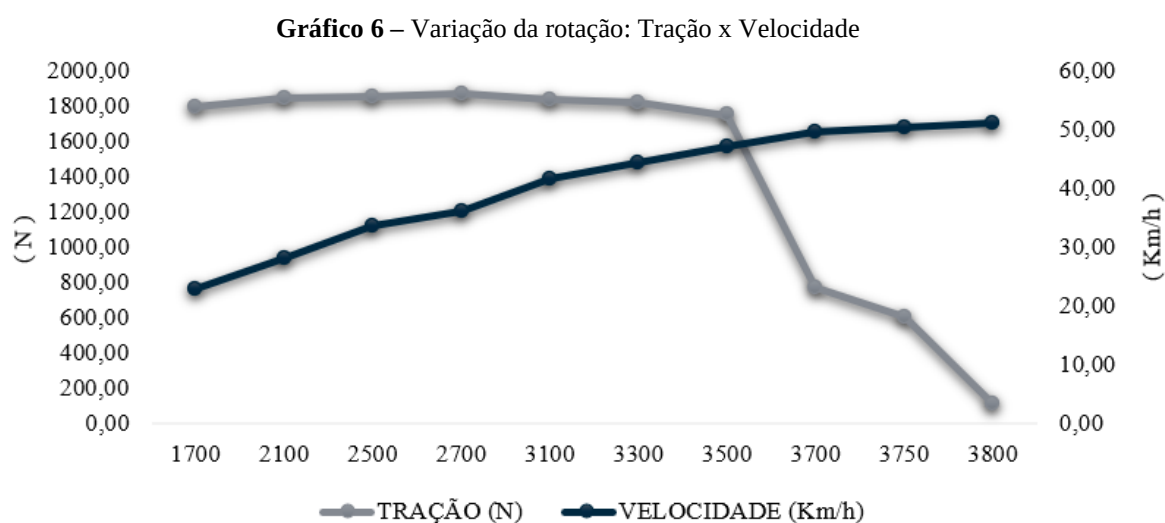
Tabela 15 – Valores obtidos de aceleração com a variação de relação a 3500 rpm

Nº	Relação	Relação final	Aceleração (m/s ²)	Tempo (s)
1	7,30	28,47	6,73	2,99
2	6,96	27,14	6,41	3,06
3	6,53	25,47	6,00	3,16
4	5,74	22,39	5,26	3,38
5	5,40	21,06	4,94	3,48

Fonte: Autoria própria

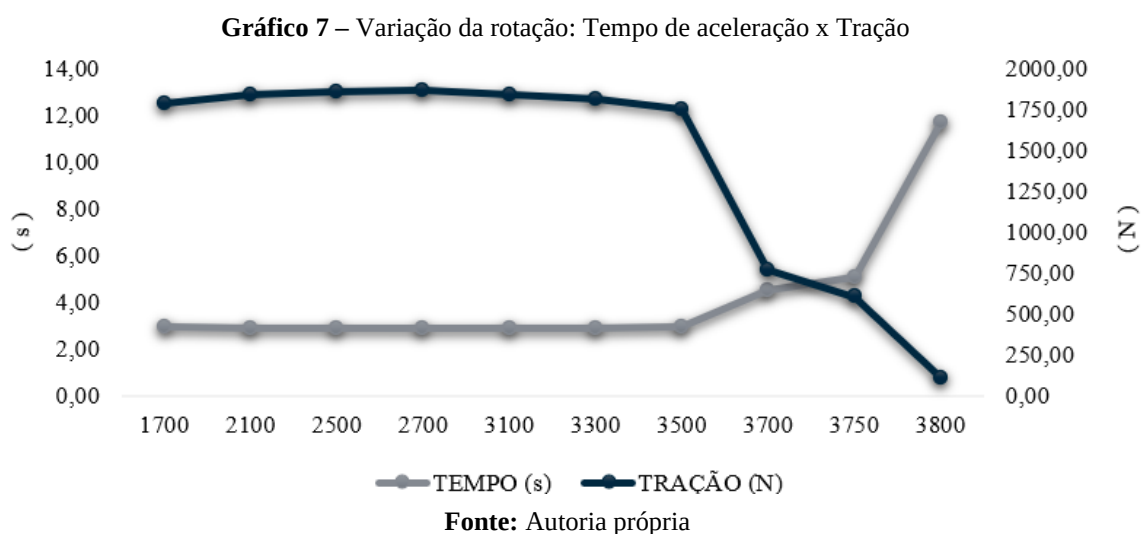
5.5 Análise comparativa dos resultados

Para compreender melhor o efeito gerado, pelas variações de rotação e relação, na dinâmica do veículo pode-se fazer um comparativo direto de seus valores resultantes. Com isso, primeiramente analisando o Gráfico 6, o qual relaciona o efeito gerado pela variação da rotação, na tração e na velocidade, é possível verificar o funcionamento dinâmico do veículo e conhecer seu provável comportamento em cada rotação.

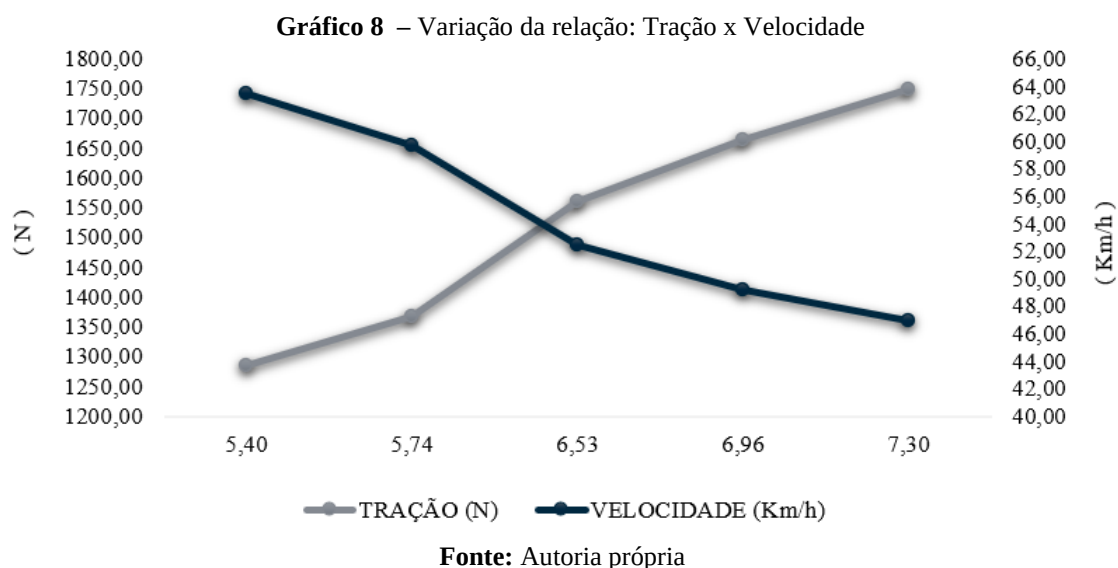


Fonte: Autoria própria

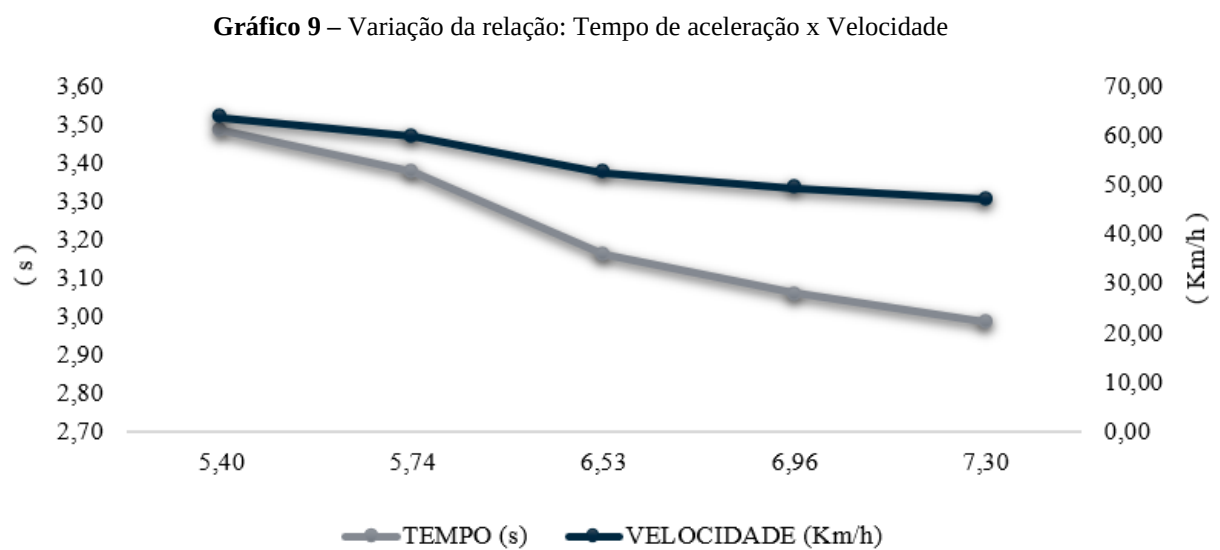
Além disso, realizando o comparativo entre o tempo de aceleração e a tração (Gráfico 7), é possível notar a similaridade que há em suas curvas e dessa forma perceber que altas rotação não apenas apresentam menor capacidade trativa, como também, em consequência, apresenta maior tempo de aceleração. Dessa forma, se pode dizer que quando se deseja um menor tempo de aceleração e uma maior tração, o recomendável, é se manter em uma rotação com valores medianos, para os melhores resultados, e apenas aumentar quando necessitar de maior desenvolvimento do veículo, ou seja de maior velocidade.



Outra análise comparativa que pode ser feita, é a baseada nos resultados gerados pelas variações das relações. Com isso, o Gráfico 8 possibilita a maior compreensão dos efeitos que cada relação irá gerar na dinâmica do veículo e dessa forma é possível determinar qual a relação mais adequada para atender os objetivos do projeto.



Um ponto importante para se lembrar durante um dimensionamento dinâmico é que o tempo que um veículo usará para percorrer um certo espaço, não dependerá apenas da velocidade máxima que esse terá, mas também, do tempo que ele precisa para alternar entre os valores de velocidade, ou seja a aceleração que ele terá. Com isso, no Gráfico 9 se tem a comparação dos resultados que a variação da relação de redução pode gerar na velocidade e no tempo de aceleração para assim auxiliar na escolha da relação que mais se adeque aos objetivos do projeto.



Fonte: Autoria própria

6 CONCLUSÕES

Diante das análises, tem-se que a relação fixa mais adequada para o protótipo é a 7,30, e dessa forma, é recomendado que para a redução fixa seja utilizado uma caixa de engrenagens, devido a máxima recomendável de relação para a transmissão por corrente ser 7,10 e as engrenagens se adequarem melhor a essas configurações apresentadas no presente trabalho. Sobre os efeitos das variações das rotações, tem-se que para a velocidade máxima o melhor resultado do desenvolvimento será obtido a 3800 RPM, já para a maior capacidade de tração o ideal é que o protótipo se mantenha nas rotações próximas a 2700 RPM. Para o melhor tempo de aceleração, o recomendável é que o protótipo nos momentos iniciais se mantenha em torno de 2700 RPM, e apenas após notar a redução das resistências sobre o protótipo aumente as rotações.

O presente trabalho foi então capaz de atingir seus principais objetivos de gerar material teórico para defesa da eficiência dinâmica do protótipo Baja da equipe CaraubajaSAE, possibilitando o alcance de melhores resultados nas competições, juntamente com o desenvolvimento deste material didático determinado na etapa D7, e com isso a metodologia aplicada é finalizada na etapa D8.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Deixo como sugestões para trabalhos futuros, sendo eles então:

- Aplicação do equacionamento de dimensionamento de transmissão no software LabView;
- O desenvolvimento e implementação de uma caixa de transmissão para um protótipo Baja;
- Estudo da configuração da CVT Gaged Gx9;
- Análise e implantação de um sistema de resfriamento e proteção para a CVT de um protótipo Baja;
- Análise e dimensionamento dos componentes das arvores de transmissão para protótipos Baja;
- Plano de manutenção preventiva para o sistema de transmissão da equipe CarubajaSAE;
- Análise do óleo utilizado no motor Briggs & Stratton OHV Vanguard Model 19;
- Análise do combustível utilizada no motor Briggs & Stratton OHV Vanguard Model 19;
- Simulação e análise da resistência aerodinâmica do protótipo Baja;
- Desenvolvimento e implementação de uma transmissão 4x4 em veículos do tipo baja;
- Análise da viabilidade econômica do sistema de transmissão do protótipo baja.

REFERÊNCIAS

ALBUQUERQUE, Alfredo Alves de. **Caracterização da Resposta Dinâmica de uma CVT por Polias Expansivas**. 2003. 205 f. Monografia (Especialização) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2003.

ANDRADE, Alan de. **ELEMENTOS ORGÂNICOS DE MÁQUINAS II**. Curitiba: Universidade Federal do Paraná, 2019. Color.

ANFAVEA (São Paulo). **Governo apresenta nova política industrial para o setor automotivo**. 2018. Disponível em: http://www.anfavea.com.br/docs/Release_rota2030.pdf. Acesso em: 26 maio 2020.

BAJA SAE BRASIL (org.). Disponível em: <https://resultados.bajasaebrazil.online/20BR/>. Acesso em: 14 maio 2021.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 10. ed. São Paulo: Amgh Editora Ltda., 2016.

CANALE, Antonio Carlos. **Automobilística: dinâmica e desempenho**. São Paulo: Livros Érica Editora Ltda, 1989.

CHIPTRONIC. **Entenda os diferentes tipos de motores de motos**. Disponível em: <https://chiptronic.com.br/blog/entenda-os-diferentes-tipos-de-motores-de-motos>. Acesso em: 10 jan. 2020a.

CHIPTRONIC. **Moto com carburador ou injeção eletrônica: entenda a diferença!** Disponível em: <https://chiptronic.com.br/blog/moto-com-carburador-ou-injecao-eletronica-entenda-diferenca>. Acesso em: 10 jan. 2020b.

COSTA, Paulo G.. **A BÍBLIA DO CARRO**, 2002.

CREEM, 21., 2014, Rio de Janeiro. **DESENVOLVIMENTO DO PROJETO DE UM SISTEMA DE TRANSMISSÃO MECÂNICA POR ENGRENAGENS PARA UM**

PROTÓTIPO DE UM VEÍCULO OFF-ROAD BAJA SAE. Rio de Janeiro: Creem, 2014. Disponível em: <http://abcm.org.br/app/webroot/anais/creem/2014/Projeto%20de%20M%C3%A1quinas/DES ENVOLVIMENTO%20DO%20PROJETO%20DE%20UM%20SISTEMA%20DE%20TRANSMISS%C3%83O%20MEC%C3%82NICA%20POR%20ENGRENAGENS%20PARA%20UM%20PROT%C3%93TIPO%20DE%20UM%20VE%C3%8DCULO%20OFF-ROAD%20BAJA%20SAE.pdf>. Acesso em: 09 maio 2021.

DIAS, J. **Módulo: Transmissões.** Curso de Especialização em Engenharia Automotiva – UTFPR, Curitiba, 2011.

DIAS, Jorge Luiz Gomes. **Ciclo de Otto: aplicação teórica e utilidade prática.** 2009. 11 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Mestrado Profissional em Ensino de Física, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2009.

DREAMSTIME. **La boîte de vitesse des véhicules à moteur de transmission embrayé l'intérieur sur le fond blanc 3d pour rendre.** Disponível em: <https://fr.dreamstime.com/bo%C3%A0te-vitesse-des-v%C3%A9hicules-%C3%A0-moteur-transmission-embraye-l-int%C3%A9rieur-fond-blanc-d-rendre-image140127209>. Acesso em: 21 dez. 2020.

EEEP. Seduc (org.). **Curso Técnico em Manutenção Automotiva:** sistema de transmissão mecânica. Sistema de Transmissão Mecânica. Disponível em: https://educacaoprofissional.seduc.ce.gov.br/images/material_didatico/manutencao_automotiva/manutencao_automotiva_sistema_de_transmissao_mecanica.pdf. Acesso em: 31 jan. 2021.

FLORES, Paulo *et al.* **Órgãos de Máquinas II:** aspetos gerais sobre engrenagens. 2017. 57 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, Universidade do Minho, Guimarães, 2017a.

FLORES, Paulo *et al.* **Órgãos de Máquinas II:** sistemas de transmissão de movimento. 2017. 29 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, Universidade do Minho, Guimarães, 2017b.

FLORES, Paulo *et al.* **Órgãos de Máquinas II**: transmissões por correntes. 2017. 26 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, Universidade do Minho, Guimarães, 2017c.

FRANCESCHI, Alessandro de; ANTONELLO, Miguel Guilherme. **Elementos de Máquinas**. Santa Maria: Colégio Técnico Industrial de Santa Maria, 2014.

HDPECAS. **Kit Correia Transmissao Aberta Primaria Harley Twin Cam Softail Dyna 06-17 2" 58-960**. Disponível em: <https://www.hdpecas.com.br/departamentos/primaria-embreagem-transmiss-o/kit-correia-transmissao-aberta-primaria-harley-twin-cam-softail-dyna-06-17-2-58-960.html>. Acesso em: 21 dez. 2020.

HELERBROCK, Rafael. **Funções horárias do MUV**. Disponível em: <https://brasilecola.uol.com.br/fisica/funcao-horaria-muv.htm>. Acesso em: 10 maio 2021.

HPWizard - Automotive design tools. **Tire friction and rolling resistance coefficients**. Disponível em: <<http://www.hpwizard.com/tire-friction-coefficient.html>>. Acesso em: 22 fev. 2021.

INSTITUTO MAUÁ DE TECNOLOGIA. **Planilha - Correlação Motores B&S S19 S20**. Disponível em: <https://forum.bajasaebrazil.online/download/file.php?id=899&sid=80d7deda068ef1875191ab86e0680aee>. Acesso em: 21 mar. 2021.

LUZ, Maria Laura Gomes Silva da. **Apostila de Motores a Combustão Interna**. 2013. Disponível em: <https://wp.ufpel.edu.br/mlaura/files/2013/01/Apostila-de-Motores-a-Combust%C3%A3o-Interna.pdf>. Acesso em: 24 fev. 2021.

MOTORES a combustão interna. Pelotas: Ufpel, 2013. Disponível em: <https://wp.ufpel.edu.br/mlaura/files/2013/01/Apostila-de-Motores-a-Combust%C3%A3o-Interna.pdf>. Acesso em: 10 jan. 2021.

NICOLAZZI, Lauro Cesar *et al.* **Uma introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas**. Florianópolis: Publicação Interna do Grante - Departamento de Engenharia Mecânica da Ufsc, 2001.

NIEMANN, G. **Elementos de Máquinas**. 6. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2002, vol. 2.

NORTON, Robert L.. **Cinemática e dinâmica dos mecanismos**. São Paulo: Amgh Editora Ltda., 2011.

NED DO SENAI/SC (org.). **Sistemas de Transmissão Mecânica**. Santa Catarina: Senai, 2012.

NUNES, Larissa. **Metodologia 8D: como usar as 8 disciplinas para solução de problemas**. Disponível em: <https://www.voitto.com.br/blog/artigo/metodologia-8d>. Acesso em: 11 abr. 2021.

PADILHA, Jessé Luís. **SISTEMA DE TRANSMISSÃO AUTOMOTIVA**. Brasília: Nt Editora, 2018.

REDUTORES IBR. **Como se calcula a RPM em polias e engrenagens?** Disponível em: <http://www.redutoresibr.com.br/pt/Noticia/como-se-calcula-a-rpm-em-polias-e-engrenagens->. Acesso em: 07 fev. 2021.

REIS, Adriano Alves Benicio. RESOLUÇÃO DE PROBLEMAS UTILIZANDO A METODOLOGIA 8D (PPS):ESTUDO DE CASO DE UMA INDÚSTRIA FABRICANTE DE REFRATÁRIOS PARA CONTROLE DE FLUXO DO AÇO EM SIDERÚRGICAS. In: CONGRESSO NACIONAL DE EXCELÊNCIA EM GESTÃO, 12. 2016.

RICARDO JOSÉ DA SILVA (ed.). **Noções Básicas de Elementos de Máquinas**. Vitória: Senai / Cst, 1996.

SAE BRASIL (org.). **Baja SAE BRASIL**. Disponível em: <https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/>. Acesso em: 08 dez. 2020a.

SAE BRASIL (org.). **Quem somos**. Disponível em: <https://saebrasil.org.br/quem-somos/>. Acesso em: 07 dez. 2020b.

SAE BRASIL (org.). **Regulamento Administrativo e Técnico Baja Sae Brasil - RATBSB**. Disponível em: <http://portal.saebrasil.org.br/Portals/0/PE/Baja%20Nacional%202018/RATBSB.pdf>. Acesso em: 26 maio 2020c.

SAE BRASIL (org.). **SAE no mundo**. Disponível em: <https://saebrasil.org.br/quem-somos/sae-no-mundo/>. Acesso em: 08 dez. 2020d.

SANTOS, Virgilio Marques dos. **8D – As 8 disciplinas para resolução de problemas**. Disponível em: <https://www.fm2s.com.br/como-utilizar-o-8d/>. Acesso em: 15 mar. 2021.

SILVA JÚNIOR, Joab Silas da. **O que é aceleração?** Disponível em: <https://brasilescola.uol.com.br/o-que-e/fisica/o-que-e-aceleracao.htm>. Acesso em: 10 maio 2021.

SOLUTEC. **Correntes tsubaki**. Disponível em: <https://www.solutecindustrial.com.br/blog/correntes-tsubaki/>. Acesso em: 17 jan. 2021.

SPICE. Dana (org.). **Juntas homocinéticas**: manual de manutenção. Manual de manutenção. Disponível em: http://spicer.com.br/downloads/Spicer_Manual_JUntasHomocineticas.pdf. Acesso em: 31 jan. 2021.

TERNER, G. L. K. **Avaliação da aplicação dos métodos de análise e solução de problemas em uma empresa metal-mecânica**. Porto Alegre, 2008. 55 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Produção)- Programa de Pós Graduação em Engenharia de Produção, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2008.

VELOSO, Ronaldo. **O que é a metodologia 8D (Probleen Solving)**. Disponível em: <https://doutorgestao.com.br/o-que-e-o-problem-solving-methodology-8d/>. Acesso em: 16 mar. 2021.

VIVEMOSMOTO. **KIT RELAÇÃO XTZ 125 STARKE**. Disponível em: <https://www.vivemosmoto.com.br/kit-relacao-transmissao-xtz-125-starke>. Acesso em: 26 jan. 2021.

APÊNDICE A – QUADRO DE ANÁLISE COMPARATIVA DAS TRANSMISSÕES MECÂNICAS

Parametros de análise		Correias	Correntes	Engrenagens
1	Condições de Funcionamento	Velocidade de até 25 m/s e transmissão de potência 1000 kW, para correias trapezoidais.	Velocidade de até 17 m/s e transmissão de potência 4000 kW.	Velocidade de até 200 m/s e transmissão de potência 18000 kW para as engrenagens cilíndricas.
2	Posição Relativa dos Eixos	Veios paralelos e correias planas admitem veios não complanares.	Veios rigorosamente paralelos em um perfeito alinhamento.	Veios paralelos, concorrentes e não complanares. Necessita elevada precisão de fabrico e montagem.
3	Condições Ambientais	Resistência superior as demais para condições ambientais (humidade e poeira) e baixa para temperaturas elevadas.	Baixa resistência às condições ambientais e requerem sistemas de proteção.	Baixa resistência às condições ambientais e requerem sistemas de proteção e lubrificação.
4	Compacidade e Custo	Em geral, mais baratas e requerem o ajustamento do entre-eixo e da pré-tensão. No entanto as correias dentadas são mais compactas, pois não requerem pré-tensão, mas implicam maior custo.	Compacidade e custo entre as correias e as engrenagens, requerem ajustamento do entre-eixo.	Mais compactas e mais caras, sem existência de pré-tensão.
5	Distância Entre Eixos	Possibilita grandes distâncias entre eixos, com limitações quanto ao entre-eixo mínimo. Nas correias trapezoidais as relações de transmissão podem atingir o valor de 8.	Distâncias entre os eixos menores do que no caso da correias. Nas correntes as relações de transmissão podem atingir o valor de 7.	Não utilizadas para grandes distâncias entre os eixos. Nas engrenagens as relações de transmissão podem atingir o valor de 8, no caso do parafuso sem-fim as relações de transmissão podem atingir o valor de 60.
6	Duração	As correias trapezoidais podem ter uma vida até 10000 horas, as planas até 40000 horas e as dentadas apresentam menor vida devido à fadiga na raiz dos dentes.	Duração longa, até 15000 horas.	Apresentam uma duração superior à das correias e das correntes.
7	Precisão na Transmissão de Movimento	Correias planas e trapezoidais não asseguram uma relação de transmissão constante. Já as correias dentadas apresentam grande precisão devido à ausência de escorregamento.	Não apresentam constância do valor instantâneo da relação de transmissão devido o efeito poligonal.	Relação de transmissão rigorosamente constante e independente da carga transmitida.
8	Manutenção	Inspeção periódica da pré-tensão.	Lubrificação e verificação da pré-tensão.	Requerem uma manutenção bastante cuidada.
9	Ruído	Funcionamento silencioso.	Funcionamento mais ruidoso do que as correias.	Funcionamento menos ruidoso do que as correntes.
10	Fiabilidade	Menos fiáveis.	Fiabilidade intermédia.	Bastante fiáveis.
11	Rendimento	Planas apresentam um rendimento de 96-98%, as trapezoidais apresentam um rendimento de 94-97% e as correias dentadas apresentam um rendimento de 98%.	As correntes apresentam um rendimento de 97-98%.	As engrenagens cilíndricas apresentam um rendimento de 96-99%, as engrenagens cônicas apresentam um rendimento de 98-99% e as engrenagens de parafuso sem-fim roda helicoidal apresentam um rendimento de 45-70%.
12	Montagem	Fáceis de montar, requerindo um sistema de regulação da distância entre os eixos.	Montagem bastante fácil, requerindo um sistema de regulação da distância entre os eixos.	Montagem bastante fácil, requerendo uma rigorosa afinação da folga entre as rodas, principalmente nas engrenagens cônicas e hipoides. Tolerâncias de fabrico são bastante apertadas.

Fonte: Adaptado de Flores *et al.* (2017b)

**ANEXO A – FIGURA DOS RESULTADOS DOS TESTES REALIZADOS PELO
INSTITUTO MAUÁ DE TECNOLOGIA NO MOTOR BRIGGS & STRATTON OHV
VANGUARD MODEL 19**

Series/Curve:	S19/2				
Comments:	engine governor working				
Engine Speed	Correction Factor	Observed Torque	Observed Power	Corrected Torque	Corrected Power
[RPM]	[-]	[N.m]	[kW]	[N.m]	[kW]
1500	1,07	17,37	2,73	18,59	2,92
1700	1,07	17,97	3,20	19,22	3,42
1900	1,07	18,16	3,61	19,43	3,87
2100	1,07	18,46	4,06	19,75	4,34
2300	1,07	18,62	4,49	19,93	4,80
2500	1,07	18,58	4,87	19,89	5,21
2700	1,07	18,70	5,29	20,01	5,66
2900	1,07	18,51	5,62	19,81	6,01
3100	1,07	18,42	5,98	19,71	6,40
3300	1,07	18,21	6,29	19,49	6,73
3500	1,07	17,54	6,43	18,77	6,88
3700	1,07	7,92	3,07	8,47	3,28
3750	1,07	6,29	2,47	6,73	2,64
3800	1,07	1,44	0,57	1,54	0,61

Fonte: Instituto Mauá de Tecnologia (2021)