

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

**ALEX RODRIGUES DE PAULA**

**PROJETO DE UM SISTEMA DE DIREÇÃO E TRAÇÃO DIANTEIRA PARA  
VEÍCULO BAJA 4X4**

**CAXIAS DO SUL**

**2024**

**ALEX RODRIGUES DE PAULA**

**PROJETO DE UM SISTEMA DE DIREÇÃO E TRAÇÃO DIANTEIRA PARA  
VEÍCULO BAJA 4X4**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à  
Universidade de Caxias do Sul como requisito  
para a conclusão do curso de Engenharia  
Mecânica. Área de concentração: Processos de  
fabricação.

Orientador Prof. Me. Paulo Roberto Linzmaier

**CAXIAS DO SUL**

**2024**

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Maiores mercados de automóveis do mundo.....	8
Figura 2 - Sistema simplificado de automóvel .....	11
Figura 3 - Esterçamento de veículo .....	12
Figura 4 - Possibilidades de trajetórias de acordo com CG.....	13
Figura 5 - Raio de curva de veículo.....	15
Figura 6 - Variações de veículos 4x4 .....	17
Figura 7 - Forças perturbadoras por inclinação da pista.....	18
Figura 8 - Foto de carros em competição Nascar em pista inclinada .....	19
Figura 9 - Roda com ângulo de camber.....	20
Figura 10 - Motor Briggs & Stratton 10 hp .....	22
Figura 11 - Curva torque e potência M19H 10.0 hp.....	23
Figura 12 - Motor Kohler Command PRO CH440 14 cv.....	23
Figura 13 - Curva torque e potência Kohler CH440 .....	24
Figura 14 - Articulação de uma junta homocinética.....	25
Figura 15 - Diferencial .....	25
Figura 16 - Exemplo de corrente dupla .....	27
Figura 17 - Fluxograma de eficiência do powertrain 4x4 .....	30
Figura 18 - Fluxograma de eficiência do powertrain 4x2 .....	31
Figura 19 - Esforços sobre o veículo .....	34
Figura 20 - Gráfico da força tangencial sofrida de acordo com o número de dentes na engrenagem.....	39
Figura 21 - Corte de montagem com corrente traseira e dianteira .....	43
Figura 22 - Caixa de Acoplamento.....	43
Figura 23 - Forças de tração das corretes. ....	44
Figura 24 - Momentos fletores no eixo feita no Ftool.....	45
Figura 25 - Propriedades de material utilizadas no software Simsolid (AISI 1045 temperado e revenido).....	46
Figura 26 - Análise do eixo feita no Simsolid .....	47
Figura 27 - Vista frontal da caixa de acoplamento acoplada.....	48
Figura 28 - Vista frontal em perspectiva da caixa de acoplamento não acoplada.....	48
Figura 29 - Renault Kwid .....	49
Figura 30 - Dados de potência do Renault Kwid.....	49

Figura 31 - Modelo CAD de diferencial do Kwid.....	50
Figura 32 - Caixa do diferencial. ....	50
Figura 33 - Correntes traseira e dianteira. ....	51
Figura 34 - Cremalheira fixada na frente da caixa do diferencial. ....	52
Figura 35 - Esquema de geometria Ackermann com saída de traseira.....	52
Figura 36 - Dimensionais mandatórios da manga de eixo.....	53
Figura 37 - Esterçamento máximo da roda para fora (51,13°). ....	54
Figura 38 - Esterçamento máximo da roda para dentro (29,27°). ....	54
Figura 39 - Esboço 3D utilizado para análise de Bum Steer. ....	55
Figura 40 - Máximo ângulo de Bumb Steer (0,4°). ....	56
Figura 41 - Ângulo da suspensão sem deslocamento (0°). ....	56
Figura 42 - Centro de articulação da roda gerada pela homocinética passando pelo pino rei..	57
Figura 43 - Dimensional de semieixo dianteiro completo Renault Kwid lado esquerdo. ....	57
Figura 44 - Comprimento da barra do semieixo. ....	58

## LISTA DE TABELA

Tabela 1 - Dados da Condição 1.....	36
Tabela 2 - Dados de eficiências.....	36
Tabela 3 - Resultantes das Condições 1 e 2. ....	38
Tabela 4 - Fator de serviço $K_s$ .....	41
Tabela 5 - Fator de correção de acordo com o número de fileiras. ....	41
Tabela 6 - Dados calculados de esforços sobre corrente e engrenagem.....	41

## LISTA DE SÍMBOLOS

$E$	Módulo de elasticidade (MPa)
$F_c$	Carga concentrada (N)

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
SAE	Sociedade dos Engenheiros Automotivos
Vol.	Volume
mm	Milímetro
m	Metro
cm	Centímetro
kg	Kilograma
g	Gramma
N	Newton
F	Força
a	Aceleração ( $m/s^2$ )
M	Massa (kg)
kgf	Kilo grama força (9,81 N)
Z	Número de dentes da engrenagem
n	Rotação por minuto
dp	Diâmetro primitivo da engrenagem
de	Diâmetro externo da engrenagem
r	Raio
CS	Coefficiente de Segurança
p	Passo da engrenagem
T	Torque
V	Velocidade

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>8</b>
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO .....	8
1.2	JUSTIFICATIVA .....	9
1.3	OBJETIVOS .....	10
<b>1.3.1</b>	<b>Objetivos Geral .....</b>	<b>10</b>
<b>1.3.2</b>	<b>Objetivos específicos .....</b>	<b>10</b>
<b>2</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO .....</b>	<b>11</b>
2.1	ESTERÇAMENTO .....	11
2.2	RAIO DE CURVATURA .....	14
2.3	TIPOS DE TRAÇÃO .....	15
2.4	SISTEMAS 4X4 .....	15
2.5	ESTABILIDADE DIRECIONAL .....	17
2.6	SISTEMA DE DIREÇÃO .....	19
<b>2.6.1</b>	<b>Bump Steer .....</b>	<b>20</b>
<b>2.6.2</b>	<b>Direção mecânica .....</b>	<b>21</b>
2.7	POTÊNCIA.....	22
2.8	TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA .....	24
<b>2.8.1</b>	<b>Juntas homocinéticas.....</b>	<b>24</b>
<b>2.8.2</b>	<b>Diferencial .....</b>	<b>25</b>
<b>2.8.3</b>	<b>CVT (Transmissão Continuamente Variável) .....</b>	<b>26</b>
<b>2.8.4</b>	<b>Correntes de roletes .....</b>	<b>26</b>
<b>2.8.5</b>	<b>Rolamentos .....</b>	<b>27</b>
2.9	SOFTWARES.....	27
<b>2.9.1</b>	<b>SimSolid .....</b>	<b>28</b>
<b>2.9.2</b>	<b>Excel.....</b>	<b>28</b>
<b>2.9.3</b>	<b>Ftool .....</b>	<b>28</b>
<b>2.9.4</b>	<b>SolidWorks .....</b>	<b>28</b>
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA.....</b>	<b>30</b>
<b>4</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>33</b>
4.1	TRAÇÃO MÁXIMA NORMAL .....	33

4.2	TRAÇÃO MÁXIMA EM EIXO DIANTEIRO TRAVADO .....	36
4.3	DIMENSIONAMENTO DE CORRENTES DE ROLO E ENGRENAGENS .....	38
4.4	DIMENSIONAMENTO Da CAIXA DE ACOPLAMENTO .....	43
4.5	DIMENSIONAMENTO DE DIFERENCIAL .....	48
4.6	SISTEMA DE DIREÇÃO .....	51
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>59</b>
<b>6</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>60</b>

# 1 INTRODUÇÃO

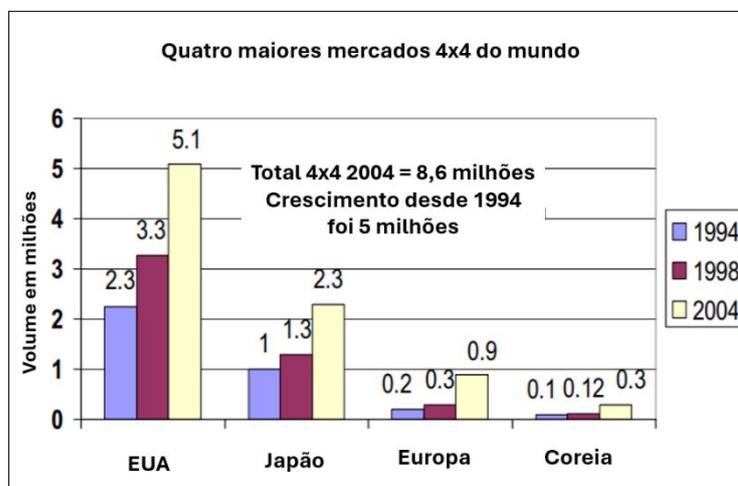
## 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

A competição SAE Baja, regulamentada pela Society of Automotive Engineers, é uma das mais renomadas competições estudantis no campo da engenharia automobilística, desafiando equipes de estudantes universitários a projetar, construir e competir com veículos do tipo mini-baja. Este programa é composto por etapas regionais e nacionais, proporcionando uma plataforma para a aplicação prática dos conhecimentos acadêmicos na construção de veículos off-road robustos e eficientes. As equipes participantes, compostas exclusivamente por estudantes, assumem um papel central na responsabilidade integral pelo projeto e construção dos veículos tipo baja.

Para garantir a equidade e a segurança na competição, todos os veículos são submetidos a um conjunto rigoroso de requisitos de projeto e segurança antes de serem autorizados a competir. Essa abordagem visa a promover um ambiente de competição justo para todas as equipes, ao mesmo tempo em que assegura que os veículos atendam a padrões essenciais de segurança, contribuindo para um ambiente de competição seguro e desafiador.

Conforme descrito por WILLIAMS (2006) e evidenciado na Figura 1 o mercado de veículos 4x4 vem crescendo ao longo dos anos, com dados dos maiores mercados de 2004 comparados aos de 1994, o crescimento foi de mais de cinco milhões de automóveis. Nos Estados Unidos a cada três carros 1 possui algum tipo de tração 4x4.

Figura 1 - Maiores mercados de automóveis do mundo



Fonte: Adaptado de Williams 2006

Se tornou obrigatório em 2023 nas competições baja SAE dos Estados Unidos que os carros possuam tração nas 4 rodas, mas sendo opcionais para a competição no Brasil, entretanto de acordo com o informativo 02 do mesmo órgão regulamentador brasileiro, as equipes nacionais que optarem por esse novo sistema terão a possibilidade de conquistar até 130 pontos de bônus com relação a um carro ainda não atualizado com esse sistema. Esse mesmo informativo traz diversas regras para o desenvolvimento desse novo sistema de tração, como restrições do posicionamento dos componentes de transmissão de potência para o eixo dianteiro e o aumento de altura obrigatório do banco do piloto com suportes, caso este sistema de transmissão de potência venha a ficar dentro do carro.

Diante destes novos desafios de projeto, esse trabalho de conclusão de curso de engenharia mecânica desenvolverá um projeto para um sistema de direção e tração dianteira em um veículo com tração 4x4.

## 1.2 JUSTIFICATIVA

Este trabalho de conclusão de curso se justifica pela eminente obrigatoriedade de adequação ao novo regulamento da competição SAE Baja e estratégia de possibilidade de ganho extra de pontuação nas próximas competições, bonificando veículos com sistemas de transmissão 4x4.

Com as alterações regulatórias, a introdução da possibilidade de sistemas de tração 4x4 representa uma mudança significativa, tornando-se obrigatória nas competições SAE baja dos Estados Unidos de 2023, e no Brasil ainda em formato optativo. Algumas equipes brasileiras já adotaram esse novo sistema de tração, demonstrando uma prontidão em antecipar-se às futuras exigências competitivas. É fundamental compreender que, no cenário internacional, somente veículos com tração nas quatro rodas terão permissão para competir no mundial. Além da conformidade com as normas regulatórias, há uma relevância estratégica em considerar essa mudança, estes veículos com sistema 4x4 têm a oportunidade de serem avaliados em regras adicionais, podendo acumular até 130 pontos de vantagem em relação aos veículos ainda não adaptados.

Assim, este trabalho se propõe em desenvolver e projetar os sistemas de direção e tração dianteira para um veículo mini-baja 4x4 em consonância com as novas demandas regulatórias, contribuindo para a competitividade das equipes brasileiras não apenas em âmbito nacional, mas também no cenário internacional do SAE Baja.

## 1.3 OBJETIVOS

### 1.3.1 Objetivos Geral

Pretende-se desenvolver um de sistema de tração dianteira e direção para um veículo SAE baja 4x4.

### 1.3.2 Objetivos específicos

Realizar interações no projeto dos sistemas de direção e tração dianteira, através da verificação dos requisitos da emenda SAE Baja 2023, dimensionais e peças disponíveis para aquisição e fabricação.

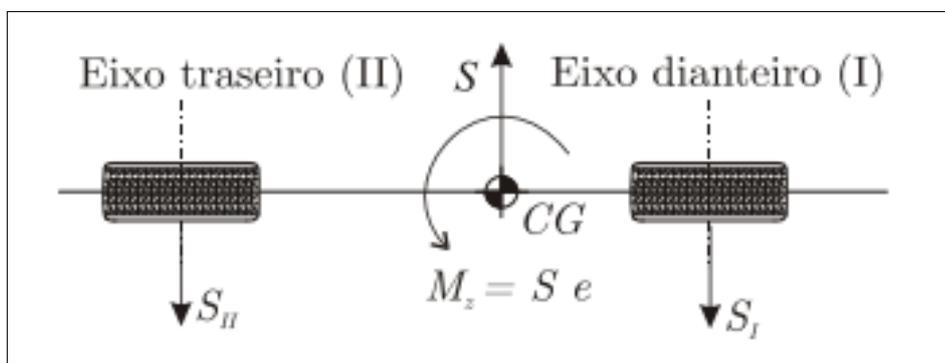
## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

A correta distribuição de massa e dimensionais deve ser feita considerando diversos parâmetros, que juntos podem resultar não somente em boa performance, mas também na segurança de um veículo. Dessa forma, neste capítulo serão apresentados os principais conhecimentos necessários para a conclusão com êxito desse trabalho.

### 2.1 ESTERÇAMENTO

Para melhor entendimento das forças que podem atuar em um veículo, é comumente adotado um modelo simplificado de automóvel como mostrado na Figura 2, este é discretizado tendo somente duas rodas, dianteira e traseira, das quais são responsáveis por mostrar os esforços de cada eixo (NICOLAZZI, 2012).

Figura 2 - Sistema simplificado de automóvel



Fonte: Nicolazzi 2012

Levando a distribuição de cargas de um automóvel em consideração se pode supor três condições possíveis, uma em que a maior concentração de massa está na parte dianteira, outra que está na parte traseira e a última que fica concentrada exatamente entre os eixos dianteiro e traseiro.

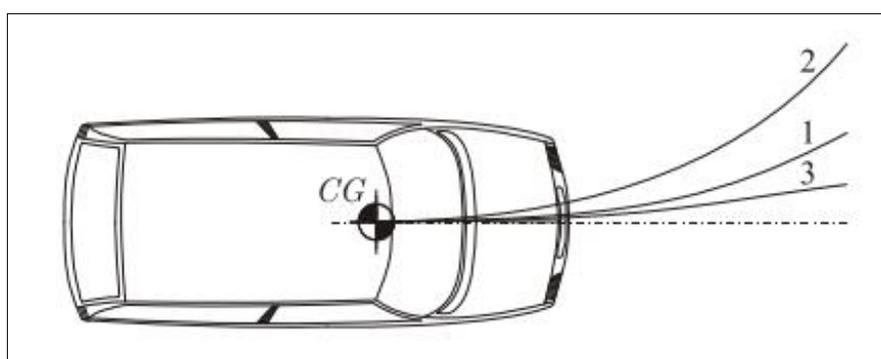
Considerando que os pneus dianteiros e traseiros do veículo sejam de mesmo tipo e estejam nas mesmas condições, além disso, que o terreno que comporte esse veículo seja o mesmo sob os pneus, as forças recebidas e exercidas pelos pneus serão diferentes e as componentes de deslocamento em cada eixo irá variar conforme a distribuição de massa do veículo, afetando diretamente o ângulo de deriva (NICOLAZZI, 2012).

Exemplificando, um veículo cuja massa esteja mais concentrada na parte traseira terá maior esterçamento traseiro, entretanto, o contrário ocorre quando a massa está mais concentrada na parte dianteira.

Ao se analisar esses esforços recebidos pelo pneu que foram resultados de ação de componentes agindo no CG se pode verificar que os veículos que possuem distribuições de cargas mais próximas do eixo traseiro tendem a ser mais instáveis, aumentando a necessidade de ações do motorista para possíveis correções de rota.

A correção da trajetória pode ser feita em todos os casos acima descritos, mas exige maior esforço no caso em que as distribuições de carga são traseiras. Além disso, a rigidez dos pneus também influencia essas condições, se os pneus traseiros forem menos rígidos que os dianteiros, a instabilidade tenderá a aumentar. A Figura 3 descreve as possíveis trajetórias de esterçamento para veículos muito esterçantes (2), neutros (1) e pouco esterçantes (3).

Figura 3 - Esterçamento de veículo



Fonte: Nicolazzi 2012

Toda força perturbadora que o veículo sofrer irá agir diretamente no CG do veículo. A partir disso é possível afirmar que a distribuição de carga em um veículo é muito importante porque com ela é possível se verificar quais os comportamentos ele deverá ter ao sofrer cargas laterais e quais serão os seus ângulos de deriva.

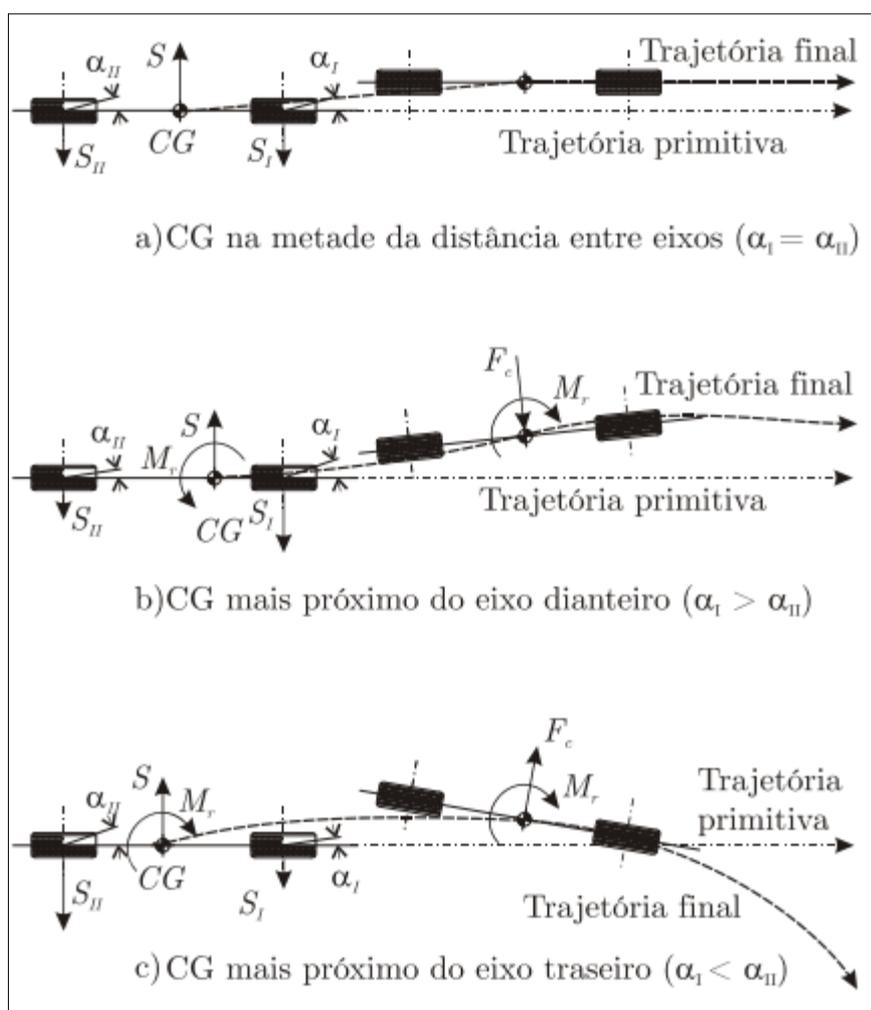
Resumidamente haverá três possibilidades de distribuição de carga, sendo ela com CG equidistante de cada eixo, com CG mais próximo a traseira ou com CG mais próximo a dianteira, essas distribuições geram em curvas comportamentos neutros, sobresterçantes e substerçantes respectivamente.

Um veículo é considerado estável quando submetido a alguma força perturbadora no seu CG e os ângulos de deriva das rodas dianteiras se resultam em maiores do que as das rodas

traseiras. Esse tenderá a seguir a mesma direção da força perturbadora, saindo da direção primitiva e se deslocando em sentido curvo até essa força ser extinta.

O oposto ocorre em um veículo não estável, que se submetido a mesma força perturbadora gerará uma força centrífuga no CG e continuará a se afastar da trajetória primitiva em sentido curvilínea de direção contrária à da força perturbadora (NICOLAZZI, 2012). A Figura 4 descreve as possibilidades das trajetórias de acordo com o posicionamento do CG no veículo.

Figura 4 - Possibilidades de trajetórias de acordo com CG



Fonte: Nicolazzi 2012

O esterçamento do veículo pode ser aumentado se a força do power-train para as rodas ultrapassarem os limites de escorregamento entre o solo e os pneus, resultando em derrapagem quando esse é ultrapassado. Em veículos 2x4, a força de potência é dividida em duas partes, por outro lado, em veículos 4x4, a força de potência é distribuída em quatro partes, aumentando o

limite de derrapagem e tornando mais difícil atingi-lo. Isso resulta em uma melhor aderência na pista, proporcionando maior segurança, especialmente em curvas, quando ocorrem transferências de massa. (HEISLER, 2002)

## 2.2 RAIOS DE CURVATURA

Conforme descrito em Nicolazzi (2012), o esterçamento do veículo está diretamente ligado aos ângulos de deriva gerados durante as manobras do carro e suas reações devido aos esforços resultantes no seu CG. Desse modo sendo necessário além de um bom dimensionamento do sistema de direção, também um bom dimensionamento das distribuições de cargas do veículo, bem como seu sistema de suspensão.

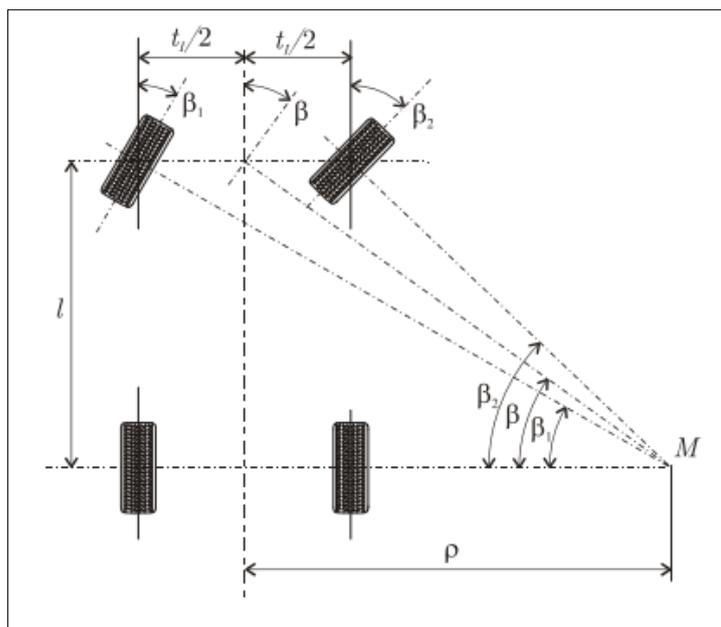
Em velocidades baixas e sobre terrenos com razoável coeficiente de atrito, como o asfalto seco, o esterçamento é resultado puramente da geometria de direção do veículo, pois a influência das resultantes de esforços sobre o CG do veículo tendem a ser insignificantes.

O raio geométrico de curva do carro pode ser encontrado de acordo com a geometria descrita na Figura 5 e pela equação (1).

$$\rho = \frac{l}{\tan(\beta)} \quad (1)$$

Sendo  $\beta$  o ângulo entre o a linha do raio geométrico e a linha imaginária formada pela perpendicular do mediano dos ângulos de deriva dianteiros.

Figura 5 - Raio de curva de veículo



Fonte: Nicolazzi 2012

### 2.3 TIPOS DE TRAÇÃO

De acordo com Nicolazzi (2012), o local de posicionamento do CG de um veículo é fortemente impactado pelo tipo de tração que este possui, isso se deve pela alta massa do motor, que é responsável pela tração do carro. Logo é possível afirmar que a sua distribuição de massa pode ser ligada diretamente com o tipo de tração escolhida para o carro e seus comportamentos dinâmicos são dependentes um do outro.

No tipo de tração dianteira o veículo tende a ter um esterçamento menor, mas mais estável em curvas e retas, em contrapartida, na tração traseira o contrário ocorre, em que se observa um veículo sobresterçante e instável, não só em curvas, mas também em retas. Lembrando que em ambos os casos é considerado que o motor está posicionado o mais próximo possível do eixo tracionado.

### 2.4 SISTEMAS 4X4

De acordo com Williams (2006), o termo "4x4" é utilizado para descrever qualquer sistema de tração nas quatro rodas, sendo um termo geral. No entanto, 4WD (Four-Wheel

Drive) e AWD (All-Wheel Drive) se distinguem principalmente pela forma de ativação da tração.

O sistema 4WD geralmente requer ativação por parte do motorista e está presente principalmente em veículos off-road para uso em terrenos de difícil acesso. Além disso, carros com esse sistema, na sua maioria, podem ser comparados ao RWD (Rear-Wheel Drive), com tração primária nas rodas traseiras e transmitida para as rodas dianteiras por meio de uma caixa de transferência, ativada manualmente pelo motorista. Já o sistema AWD, em grande parte dos veículos, é ativado automaticamente quando necessário ou está sempre ativo. Sua função se distingue quanto à abordagem e transmissão de potência para as rodas, das quais possui um controle individual melhorado. O AWD opera de acordo com a demanda do terreno, principalmente para evitar derrapagens em superfícies como neve, gelo e outros terrenos escorregadios. Ambos os modelos, 4WD e AWD, podem utilizar a caixa de transferência para funções semelhantes, como acoplar ou desacoplar.

A variação desses sistemas depende do tipo de caixa de transferência que possuem, sendo classificados em 7 tipos principais. No tipo "Part Time", em determinado momento ou quando necessário, o eixo traseiro é rigidamente acoplado ao eixo dianteiro por meio do sistema de caixa de transferência. Nesse sistema, não há diferenças de torque entre os dois eixos quando o sistema está ligado, o que pode gerar alguns problemas. Por essa razão, o sistema é controlado, sendo ligado e desligado quando necessário, por meio de um sistema mecânico ou elétrico.

Ainda conforme Williams (2006), no tipo "Permanente Aberto", o sistema de caixa diferencial que acopla os dois eixos permite diferenciação entre eles. No entanto, não há nenhum meio de controle entre os eixos.

Os sistemas "Permanente Ativo" e "Permanente Passivo" possuem controle do escorregamento dos eixos. O "Ativo" utiliza uma embreagem normalmente eletrônica, enquanto o "Passivo" utiliza mecanismos diretamente acionados, como discos de fricção, bombas de fluidos etc. Existem variações desses sistemas que possuem meios de acionamento semelhantes, mas a resposta para a necessidade desses acionamentos parte de sistemas elétricos no "Ativo" e da fricção do próprio sistema no "Passivo". O Sétimo tipo de caixa observado permitiria velocidade síncrona entre ambos os sistemas AWD e 4WD.

Conforme mostrado na Figura 6, o mercado de veículos 4x4 ainda pode ser destrinchado em diferentes variações a depender das necessidades de cada um.

Figura 6 - Variações de veículos 4x4

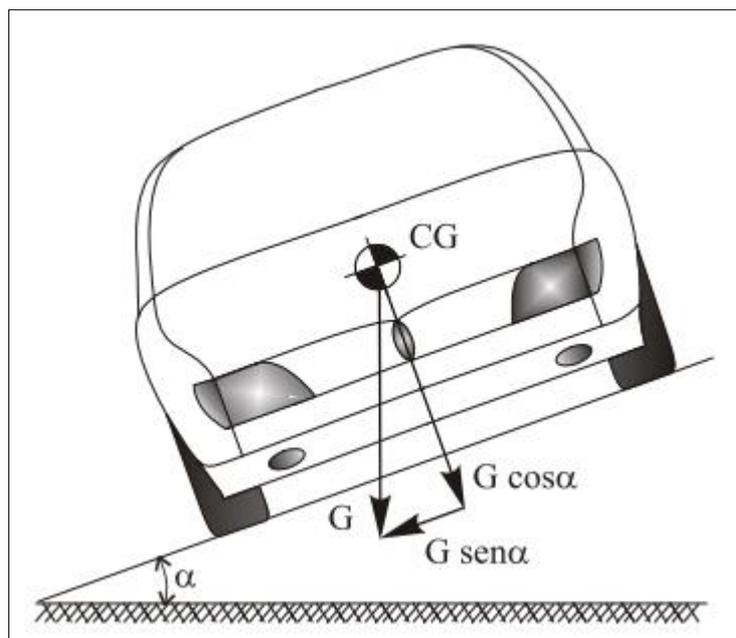


Fonte: Williams 2006

## 2.5 ESTABILIDADE DIRECIONAL

De acordo com Nicolazzi (2012), na condução em linha reta, as forças de tração e frenagem atuam nos pneus, enquanto as forças de inércia afetam o CG do veículo. Por outro lado, as forças laterais podem surgir de várias maneiras. Um exemplo disso pode ser visto na Figura 7, quando o veículo se move em uma pista inclinada. Nesse caso, o peso do veículo é dividido em duas componentes, sendo a principal ainda orientada perpendicularmente ao solo, enquanto a outra componente tem uma direção lateral.

Figura 7 - Forças perturbadoras por inclinação da pista



Fonte: Nicolazzi 2012

Outro cenário em que ocorre uma força lateral é durante uma curva. Nessa situação, é gerada uma força centrífuga que atua diretamente no centro de gravidade do veículo, apontando radialmente para fora da curva.

Essas forças laterais podem se combinar se ambas as situações ocorrerem ao mesmo tempo, como em curvas inclinadas, onde as forças centrífugas predominantes se somam às componentes de peso originadas pela inclinação da pista. Essa soma pode resultar em uma força lateral de intensidade variável atuando no centro de gravidade do veículo, potencialmente afetando sua estabilidade. Isso é uma das principais razões pelas quais as curvas em pistas de Nascar (Figura 8) de alta velocidade são inclinadas para dentro da curva por motivos de segurança, melhorando assim a estabilidade do veículo.

Figura 8 - Foto de carros em competição Nascar em pista inclinada



Fonte: Terra 2023

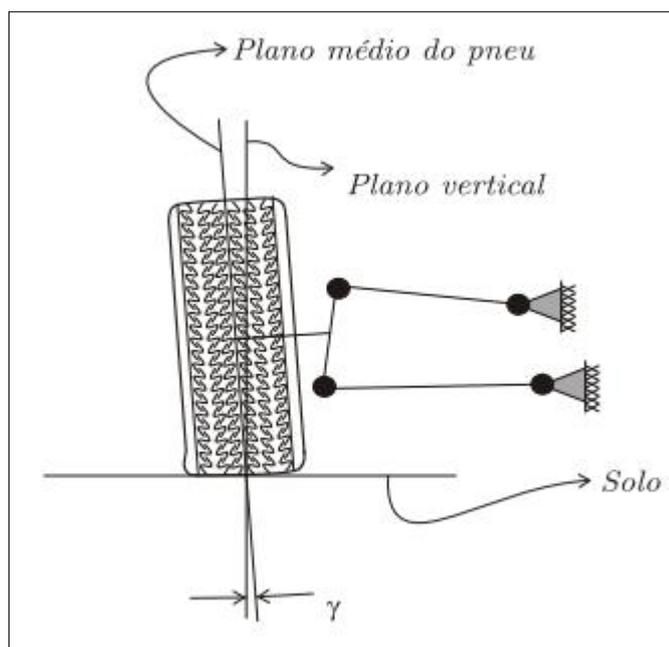
A dinâmica veicular conta com uma série de variáveis que podem ser dependentes entre si, como os dimensionais da suspensão que são diretamente dependentes de outros do próprio chassi NICOLAZZI (2012).

## 2.6 SISTEMA DE DIREÇÃO

Outros dimensionais como o camber e pino mestre são extremamente importantes na geometria de direção.

Camber é o ângulo formado entre o ângulo perpendicular ao solo e o ângulo médio do pneu, essa dimensão pode ser considerada positiva, negativa ou neutra a depender da abertura formada entre eles. Um camber é dado como positivo se a parte superior do pneu está mais afastado do veículo. A Figura 9 demonstra o camber em uma roda, resultado da abertura para fora dela.

Figura 9 - Roda com ângulo de camber



Fonte: Nicolazzi 2012

O camber afeta diretamente o desgaste dos pneus. Se for excessivo, pode causar desgaste acentuado em um dos lados do pneu. No entanto, também pode ter um impacto positivo ou negativo nas curvas. Para carros de passeio, os valores de camber geralmente variam entre  $0^\circ$  e  $1^\circ$ . O camber negativo pode ser benéfico nas curvas, pois melhora a absorção de forças laterais ao permitir uma maior área de contato durante a curva. Geralmente se procura projetar uma direção que diminua o ângulo de camber conforme a altura do pneu sobe em relação ao chassi (NICOLAZZI, 2012).

### 2.6.1 Bump Steer

De acordo com Longacre (2024) Bump Steer é o nome que se dá ao movimento involuntário da roda para dentro ou para fora do veículo, que é gerado pelo movimento da suspensão, esse pode ser medido de diferentes formas, sendo as mais comuns em deslocamento por comprimento de curso de suspensão. É extremamente difícil criar e regular uma suspensão com zero Bump Steer, entretanto, valores aceitáveis ficam na ordem de 5% a 15%.

## 2.6.2 Direção mecânica

A direção veicular mecânica é um sistema simples e fundamental que permite ao motorista controlar a direção do veículo sem depender de componentes eletrônicos ou hidráulicos. Nesse tipo de direção, os componentes principais incluem:

- **Volante:** O motorista gira o volante, que está conectado a uma coluna de direção.
- **Coluna de direção:** A coluna de direção é uma haste que se estende do volante até a caixa de direção.
- **Caixa de direção:** A caixa de direção é o componente central da direção veicular mecânica. Ela é montada na parte inferior da coluna de direção e conectada às rodas dianteiras do veículo.
- **Barras de direção:** A partir da caixa de direção, barras de direção se estendem para os braços de direção esquerdo e direito.
- **Braços de direção:** Os braços de direção ficam com suas extremidades ligadas a componentes que permitem o giro da roda em sentido transversal.

O funcionamento desse sistema ocorre da seguinte forma: quando o motorista gira o volante, a coluna de direção gira, o que faz com que a caixa de direção mova a barra de direção. Isso, por sua vez, faz com que os braços de direção empurrem e puxem as rodas dianteiras para a esquerda ou direita, alterando a direção do veículo. Essa simplicidade, com ausência de componentes elétricos e hidráulicos atuando em conjunto, contribui para sua confiabilidade. Esse é considerado o sistema mais robusto e seguro no meio automobilístico. (FABBRI CENTER PEÇAS, 2023)

O regulamento baja SAE Brasil é bem específico quanto aos sistemas de direção que se podem ser utilizados nos veículos, eles devem ser do tipo mecanicamente operados e não permitem o uso de elétricos, hidráulicos ou por steer-by-wire, mas podem ter variações quanto aos seus componentes mecânicos. Levando esse aspecto em consideração é fácil de perceber a razão do sistema pinhão-cremalheira ser o mais usual entre as equipes, do qual é composto principalmente por uma engrenagem de dentes retos ou helicoidais e uma cremalheira.

## 2.7 POTÊNCIA

No presente momento, três motores estão disponíveis para escolha de acordo com as normas dispostas no regulamento e no fórum SAE Baja Brasil. No modelo de carro anterior, foi instalado um motor Briggs & Stratton OHV Intek Model 20 que pode ser visto na Figura 10, com sua curva de torque por rotação evidenciado na Figura 11, entretanto, em 2022, foi divulgada uma nota informando que a empresa Kohler seria a distribuidora oficial de motores a partir de 2023. Por essa razão, nos cálculos realizados para este trabalho, foram considerados os dados de motor coletados e disponibilizados pelo mesmo órgão. Essa ação foi considerada visando maior confiabilidade e segurança nos cálculos realizados. O regulamento não foi alterado, mas no fórum foram disponibilizados três modelos de motores, sendo o mais potente o KOHLER CH440 de 14 CV, Figura 12, do qual foi disponibilizada a curva real de torque por rpm. Os dados utilizados foram desse motor e sendo esse o mais potente entre os três permitidos, resultará em casos mais críticos de torque e velocidade para cálculos de dimensionamento.

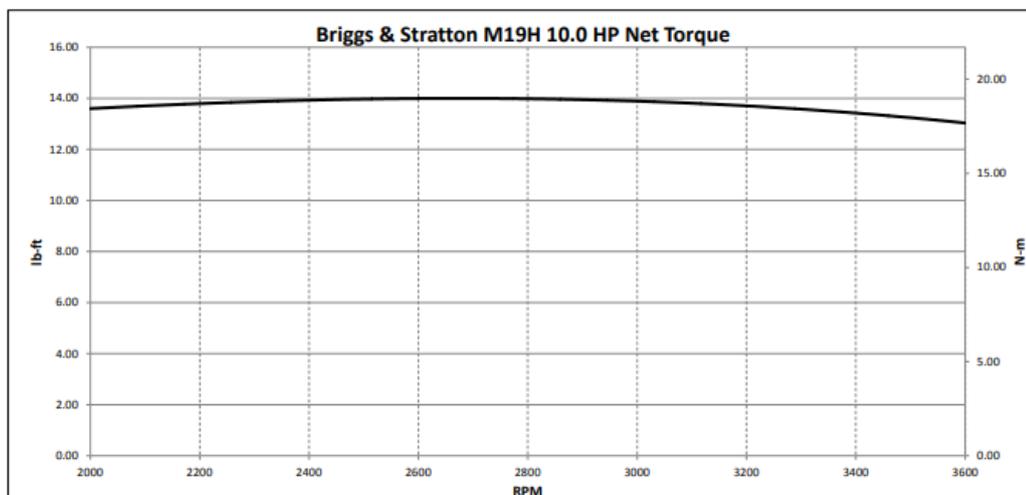
Figura 10 - Motor Briggs & Stratton 10 hp



Fonte: Briggs & Stratton 2023

O levantamento dos esforços disponibilizados pelo motor é altamente necessário para qualquer projeto de transmissão de potência de um veículo, pois sem os conhecimentos das forças a que serão necessárias que o sistema suporte não será feito um bom projeto. Para esse projeto serão utilizadas as especificações presentes em catálogos, manuais técnicos e fóruns da SAE Baja Brasil, dos quais foram disponibilizados pelo próprio fabricante ou por entidades que realizaram verificações no motor de mesmo modelo ou idêntico ao que será utilizado.

Figura 11 - Curva torque e potência M19H 10.0 hp



Fonte: Briggs & Stratton 2023

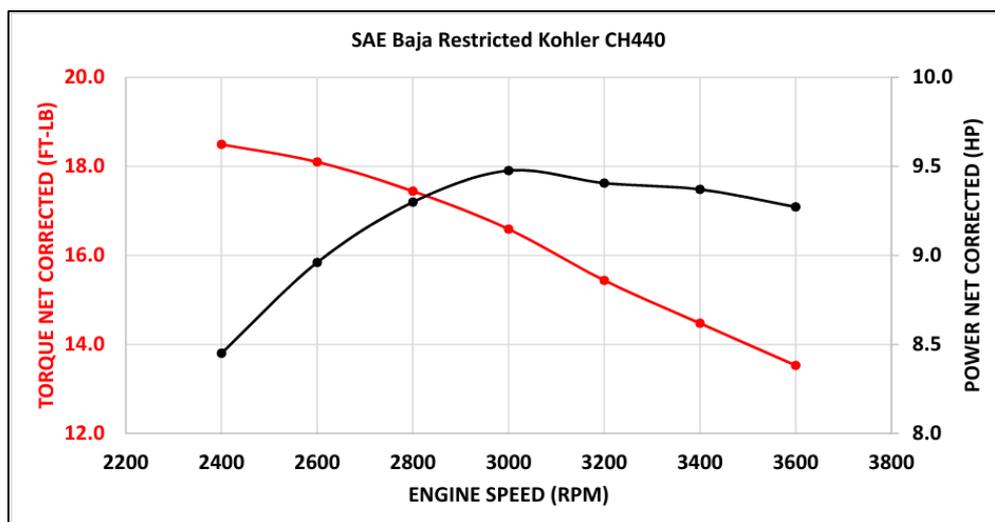
Figura 12 - Motor Kohler Command PRO CH440 14 cv



Fonte: Kohler 2024

Apesar da potência do motor Kohler CH440 ser mais alta de fábrica, na competição há restrições que são empregadas a ele a fim de deixá-lo equiparado aos demais. Esta ação pode ser observada na Figura 13, da qual demonstra a curva de torque e potência deste motor na competição.

Figura 13 - Curva torque e potência Kohler CH440



Fonte: Forum SAE BAJA 2024

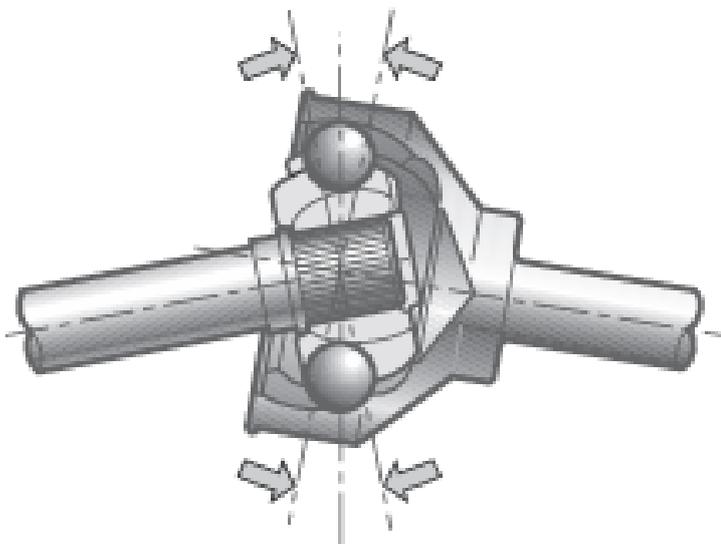
## 2.8 TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA

De acordo com o informativo 02 SAE Baja (2022) a transmissão de potência para o eixo dianteiro pode ser feita tanto por correntes, como por cardã, cada um possui uma peculiaridade e necessidade de se adequar ao regulamento, mas ambas não podem seccionar nenhum membro da gaiola, como passar entre tubos da estrutura principal do veículo.

### 2.8.1 Juntas homocinéticas

De acordo com o Manual de Manutenção de Juntas Homocinéticas Spicer (2024) Juntas homocinéticas são utilizadas para a transmissão de torque e rotação, além de manter a rotação constante sem diferenças angulares em relação ao eixo de entrada e saída. Possuem diferentes configurações e podem ter variação de ângulos de articulação de até 47°. A Figura 14 mostra o corte de um exemplo de junta homocinética e seus graus de articulação.

Figura 14 - Articulação de uma junta homocinética



Fonte: Manual de manutenção de juntas homocinéticas do fabricante Spicer (2024)

## 2.8.2 Diferencial

Como verificado anteriormente, ao realizar uma curva a roda externa tende a percorrer um caminho maior do que a interna, esse fato pode gerar alguns problemas caso o eixo transmissor de movimento seja compartilhado por ambas as rodas. Um dos mecanismos que possibilita essa diferenciação de movimento entre eixos pode ser visto na Figura 15.

Figura 15 - Diferencial



Fonte: Wikipédia 2023

No artigo da revista Popular Science (1946) - How Your Car Turns Corners – exhibe a explicação sobre o funcionamento do mecanismo que tornou possível o carro realizar curvas sem que houvesse problemas mecânicos ou de deslizamentos, o diferencial, que já tinha sido utilizado primeiramente em um veículo motorizado por David Shearer em 1897 se tornaria um item necessário em todos os veículos feitos posteriormente. Diferenciais nada mais são do que um conjunto mecânico que permite a diferenciação de torque entre seus eixos, sendo o mais básico do tipo aberto, ou seja, sem nenhum controle ativo ou passivo de torque.

Conforme descrito em Rill Geord (2011) geralmente veículos 4x4 possuem 3 diferenciais, comumente necessários para controlar o torque entre cada roda e eixo, dividindo o para dianteira e traseira. Como mencionado anteriormente em HEISLER (2002), os diferenciais geram perdas de potência no sistema de powertrain do veículo na casa dos 10% a 15%, dessa forma, para os cálculos que serão feitos será utilizada a eficiência de 90%.

### **2.8.3 CVT (Transmissão Continuamente Variável)**

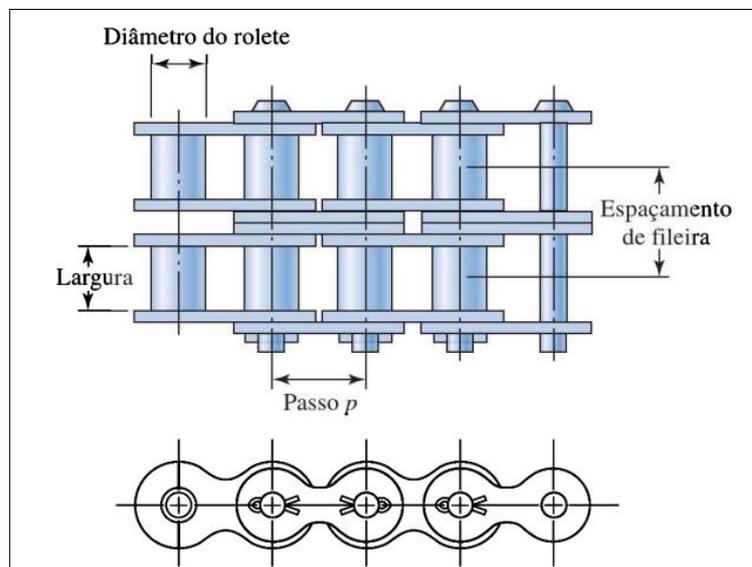
Como descrito por Chaudhari (2015), um dispositivo CVT (Transmissão Continuamente Variável) é composto basicamente por dois conjuntos de pratos giratórios e uma correia. A correia transmite mais ou menos torque dependendo do afastamento dos pratos, o que altera o raio efetivo de cada conjunto. Isso permite que a CVT tenha infinitas variações de relação entre um mínimo e um máximo, resultando em um aumento de torque mais suave e possibilitando que o motor opere na condição de maior eficiência conforme a sua rotação. No entanto, devido à dependência do atrito para transmitir torque, pode haver perdas por deslizamento da correia em relação aos pratos. Para cálculos de eficiência será utilizado o valor de 89%, como descrito em KLUGER (1999).

### **2.8.4 Correntes de roletes**

De acordo com Budynas e Nisbett (2016) as correntes de roletes são um dos tipos de transmissão de potência flexível, são usualmente utilizadas no lugar de eixos e engrenagens e possuem várias vantagens, como a absorção de choques provenientes do sistema mecânico, o baixo custo se comparado a engrenagens, mancais e eixos, a possibilidade de serem utilizados em grandes distâncias e a possibilidade de serem empregadas no movimento de vários eixos com somente uma fonte de potência. Como são itens padronizados por norma, são baratos, fáceis de se encontrar e de alterar o seu comprimento útil. Será utilizado a eficiência de 93% conforme

descrito em Zhang (2020). O desenho descritivo de dimensionais de um tipo de corrente pode ser visto na Figura 16.

Figura 16 - Exemplo de corrente dupla



Fonte: Budynas e Nisbett (2016)

### 2.8.5 Rolamentos

Segundo o fabricante SKF (2024), um rolamento é um componente que suporta e guia elementos rotativos ou oscilantes, como eixos ou rodas em máquinas. Ele transfere as cargas entre os componentes da máquina, oferecendo alta precisão e baixo atrito. Existem muitos tipos diferentes de rolamentos e cada um pode desempenhar um tipo de solução diferente para cada projeto.

## 2.9 SOFTWARES

Nos dias de hoje, as tecnologias de software estão cada vez mais acessíveis, especialmente no setor de engenharia. Essa acessibilidade não só facilita o trabalho dos engenheiros, como também aumenta a confiança na análise de problemas complexos. Quatro exemplos de softwares que serão utilizados neste trabalho são o SimSolid, o Excel, o Ftool e o Solidworks, cada um desempenhando um papel crucial em diferentes aspectos da engenharia.

### **2.9.1 SimSolid**

Segundo a empresa Altair (2024) o SimSolid é um software de simulação estrutural que se destaca pela sua capacidade de realizar análises rápidas e precisas de modelos CAD complexos sem a necessidade de simplificações ou malhas de elementos finitos tradicionais. Ele é ideal para engenheiros que precisam obter resultados de forma eficiente em projetos de design, permitindo iterações rápidas e análises de múltiplos cenários em pouco tempo. Ele será utilizado para análises MEF de componentes nesse projeto.

### **2.9.2 Excel**

De acordo com a empresa Microsoft (2024) o Excel é uma ferramenta de planilhas eletrônicas amplamente utilizada em diversas áreas, incluindo engenharia. Ele permite a criação e manipulação de grandes volumes de dados, realização de cálculos complexos, visualização de dados através de gráficos e automação de tarefas repetitivas com o uso de macros. Sua versatilidade faz dele um aliado poderoso para análises estatísticas, gestão de projetos e otimização de processos. Através do uso de equações presentes em literaturas o Microsoft Excel será utilizado para calcular e facilitar a análise dos resultados.

### **2.9.3 Ftool**

O Ftool é um software específico para a análise de estruturas reticuladas planas, como treliças e pórticos. Ele é amplamente utilizado em cursos de engenharia civil e estrutural por sua interface intuitiva e capacidade de gerar resultados precisos de esforços, deslocamentos e reações de apoio. O Ftool permite aos engenheiros modelar estruturas de maneira detalhada, facilitando a compreensão e a solução de problemas estruturais. Ele será utilizado para melhor descrever reações em diagramas de corpo livres que serão feitos ao decorrer deste trabalho.

### **2.9.4 SolidWorks**

O SolidWorks é um software de modelagem 3D usado principalmente para design mecânico. Ele permite aos engenheiros e designers desenhar peças, montagens e desenhos detalhados de forma intuitiva e eficiente. Com uma vasta gama de ferramentas para simulação, análise de movimento, e visualização de projetos, o SolidWorks ajuda a garantir que os produtos sejam desenvolvidos com alta qualidade e precisão, desde o conceito inicial até a produção

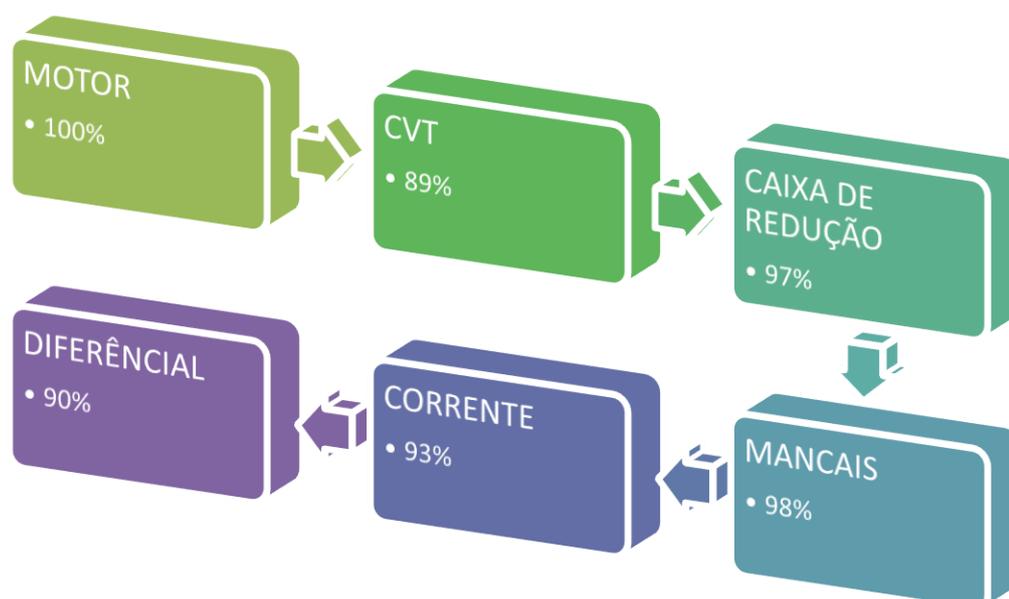
final. Ele será utilizado com principal software CAD (Desenho Assistido por Computador), principalmente para verificações de colisões entre componentes e facilitação de dimensionamento de partes articuladas da direção e suspensão.

### 3 METODOLOGIA

Para iniciar o dimensionamento dos componentes que farão parte da direção e 4x4 estes foram divididos em dois sistemas que não possuem ligação direta e dependência entre si. A primeira linha foi dividida em sistema de powertrain enquanto a segunda foi a de direção. O sistema de powertrain foi composto do motor, caixa de redução, CVT, corrente de rolos, caixa de acoplamento e diferencial. O sistema de direção foi composto pela geometria de suspensão e direção.

Fluxogramas de distribuição de potência do sistema do powertrain representados na Figura 17 e Figura 18 foram feitos para melhor entendimento das eficiências dos componentes necessários para o funcionamento ótimo do sistema, sendo em ordem de transferência de potência respectivamente sendo o motor, CVT, caixa de redução, mancais (caixa de acoplamento), corrente e diferencial.

Figura 17 - Fluxograma de eficiência do powertrain 4x4

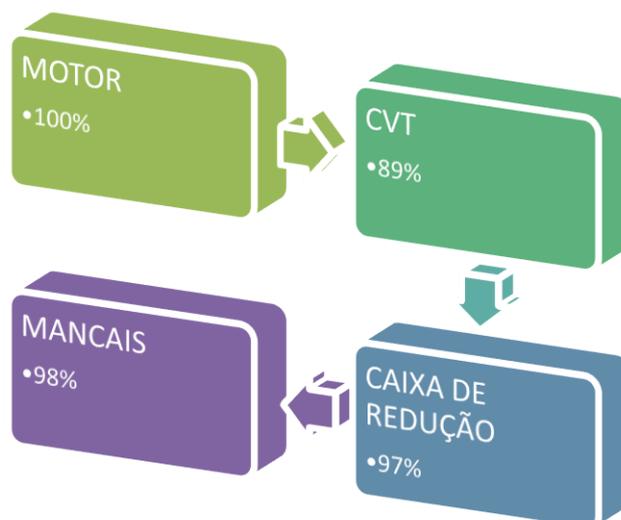


Fonte: O Autor (2024)

Como o objetivo desse trabalho é criar um veículo mini baja 4WD e não um AWD, o sistema de 4x4 deverá ter a possibilidade de ser habilitado e desabilitado quando o piloto achar necessário, este também é um dos requisitos presentes no Informativo-02-Transmissao-4x4 (SAE Baja 2022) para carros 4x4 seguindo o regulamento SAE Baja Brasil, levando isso em consideração a potência gerada pelo motor por vezes não chegará a ser transferida para parte

frontal do veículo e não irá gerar potência de tração dianteira. Dessa forma serão calculados ambos as condições de acoplamento do sistema.

Figura 18 - Fluxograma de eficiência do powertrain 4x2



Fonte: O Autor (2024)

O motor, escolhido para realização dos dimensionamentos, bem como para compor o novo carro Baja UCS 2024 foi o KOHLER CH440, do qual disponha de 14 hp de potência de fábrica, mas é limitado a 9,5 hp na competição SAE Baja Brasil, esse motor foi escolhido por ter a maior potência dentre os motores disponibilizados na competição, dessa forma, ao dimensionar os componentes para suportar os carregamentos para ele ainda nos possibilitaria utilizar o mesmo sistema e componentes dimensionados em caso de troca por outro motor de menor potência, entretanto para maior confiabilidade dos cálculos foi retirado uma curva de potência e torque real disponibilizada pelo próprio fabricante no fórum SAE Baja, desse gráfico foram colhidos os resultados de maior torque e velocidade do motor, ambos os valores foram verificados para que se pudesse calcular as condições de operação mais críticas do sistema de powertrain. No geral os motores possuem algumas regulagens para serem semelhantes em termos de potência fornecida.

A CVT que fica ligada ao eixo de saída do motor utilizada no mini baja é a Comet 780, do qual possui redução máxima em alto de 0,68:1 e baixo de 3,41:1. Entretanto, para baixo será utilizado somente a relação 3:1 porque em o CVT inicialmente fica em estado desacoplado, enquanto a máxima pode acoplar normalmente.

A caixa de redução utilizada tem redução fixa de 9:1, nesse caso em todos os cálculos dinâmicos de torque e velocidade será adotado a mesma redução.

A ideia principal desse projeto é transmitir o torque do eixo traseiro para o eixo dianteiro, nesse caso só haverá potência dianteira se o eixo traseiro girar.

O dimensionamento da caixa foi feito com o intuito de ser simples, de baixo custo e com boa confiabilidade. Para isso foram utilizados alguns componentes de máquina dos quais se optou pelo dimensionamento utilizando catálogos de fabricantes, como o de rolamentos da empresa SKF. Todas essas peças foram escolhidas de acordo com os diâmetros internos dos rolamentos, dos quais foram selecionados com base na disponibilidade e custo (no próprio catálogo online são apontados quais os rolamentos mais populares). Para a carcaça se optou por ser feita de chapas metálicas cortadas a laser em vez de blanks ou tarugos usinados, essa escolha foi a principal responsável pela possível diminuição no custo total da caixa. Essa caixa foi projetada para ter somente duas posições de trabalho, sendo essas acoplado e não acoplado. Como a entrada e a saída de torque terão o mesmo tipo de engrenagem, sendo ambas idênticas, as condições de rotação serão mantidas iguais no eixo traseiro e dianteiro.

Para verificação dos esforços de tração necessários para o 4x4 foram verificadas as componentes de carregamentos de peso do veículo, esses cálculos obtiveram as condições mais críticas para o sistema de transmissão de corrente.

A escolha dos componentes automotivos de mercado utilizados foi feita com base principalmente na sua disponibilidade e preço de compra em lojas das proximidades e online.

O dimensionamento da direção foi feito sobre restrições de geometrias de suspensão previamente definidas de Caster, Camber e Scrub Radius, dessa forma se propôs realizar adaptações dentro da possibilidade de usufruir de materiais já adquiridos.

As análises de ângulos de bump Steer foram realizados diretamente em software CAD, do qual dispunha de esboço 3D, essa análise será feita através de interações e restrições dimensionais após o dimensionamento do sistema de tração dianteiro.

## 4 RESULTADOS

Diversos estudos foram realizados para dimensionamento dos componentes e sistema 4x4 do veículo mini baja. A seguir é possível verificar de acordo com o tema cada condição calculada.

Pela falta de espaço disponível na área em torno do eixo traseiro o acoplamento do sistema de tração dianteiro teve que ser posicionado logo após a chapa corta fogo, além disso, se optou pela separação dos sistemas de corrente traseiro e dianteiro. A corrente vinda da parte traseira ficou exposta ao ambiente, enquanto a parte da corrente que liga a dianteira ficou enclausurada. Essa medida foi adotada para diminuir o acúmulo de sujeira no sistema de tração dianteiro, visto que isso poderia dificultar tanto o engrenamento da corrente com o diferencial, quanto danificar as engrenagens desse sistema.

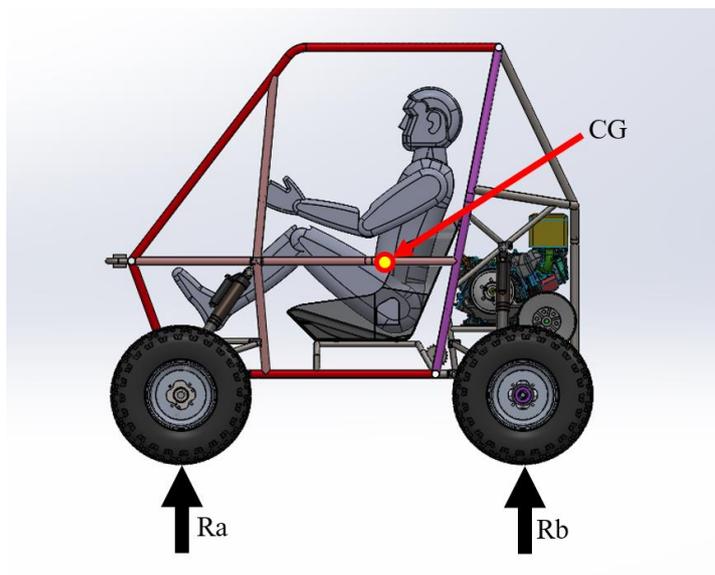
A escolha das engrenagens de 19 dentes foi motivada tendo em vista a pequena área disponível e o torque calculado, esse tamanho foi o mínimo disponível seguindo valores de força de ruptura de acordo com o catálogo do fabricante, além disso o tamanho da engrenagem maior, de 31 dentes, foi escolhido tendo em vista o menor tamanho possível de ser encaixado ao redor do diferencial.

### 4.1 TRACÇÃO MÁXIMA NORMAL

Ao acionar o 4x4 do veículo e acelerar para frente ele tenderá a aumentar as reações no eixo traseiro fazendo com que a força normal resultante no eixo dianteiro fique menor, por outro lado, caso ocorra alguma aceleração para trás (por força externa), não haverá tração no veículo, visto que a CVT se desacoplará (veículo não possui marcha ré) e por essa razão não haverá tração no eixo dianteiro. Para o cálculo de tração máxima em condição normal de pilotagem foi adotada a massa de 260 kg composta do carro completo mais o piloto.

Verificou-se que a condição mais solicitante seria quando o veículo estivesse com a tração dianteira acoplada, em pista de asfalto plano horizontal e parado prestes a iniciar o movimento ou em movimento para frente sem aceleração. Considerando esses dados o carregamento máximo encontrado seria de 40% na dianteira e 60 % na traseira. Abaixo segue o dimensionamento de tração máxima no eixo para essa condição. O CG foi encontrado ao avaliar os dimensionais do carro no software Solidworks Figura 19.

Figura 19 - Esforços sobre o veículo



Fonte: O Autor 2024.

Os dados do veículo para os cálculos são os seguintes:

- Massa do veículo: 260 kg
- Entre eixos de 1,35 m
- Altura do CG: 0,786 m
- Distância do eixo dianteiro até o CG: 0,81 m
- Distância do eixo traseiro até o CG: 0,54 m

Para o carregamento total do veículo se pode utilizar a equação (2):

$$\text{Força} = \text{Massa} \cdot \text{aceleração} \quad (2)$$

$$F_p = 260 \cdot 9,81$$

$$F_p = 2550,6 \text{ N}$$

$F_p$  = Força peso do veículo aplicada no CG

Para encontrar as reações em cada eixo se pode simplesmente realizar a somatória dos esforços e momentos em cada um deles, considerando o veículo parado em plano horizontal:

- Somatória em  $x = 0$  (Sem reações horizontais)
- Somatório dos momentos no pneu traseiro:
- Somatório no pneu dianteiro = 0

$$\begin{aligned}
 R_a \cdot 0 - F_p \cdot 0,81 + R_b \cdot 1,35 &= 0 \\
 2550,6 \cdot 0,81 + 1,35R_b &= 0 \\
 R_b &= \frac{2065,99}{1,35} \\
 R_b &= 1530,36 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Substituindo na somatória de reações verticais é encontrado a reação em A ( $R_a$ ):

- Somatória em  $y = 0$

$$\begin{aligned}
 R_a - F_p + R_b &= 0 \\
 R_a &= 2550,6 - 1530,36 \\
 R_a &= 1020,24 \text{ N}
 \end{aligned}$$

O torque máximo no eixo dianteiro até o escorregamento dependerá da força de atrito entre o pneu e o solo, para resultar em maior torque foi considerando o coeficiente de atrito médio de 0,8 do pneu para com o asfalto segundo TEIXEIRA (2024), sendo  $\mu$  a força de atrito, se pode encontrar a máxima força de atrito através da equação (3):

$$\begin{aligned}
 F_{a \text{ máx}} &= R_a \mu & (3) \\
 F_{a \text{ máx}} &= 1020,24 \cdot 0,8 \\
 F_{a \text{ máx}} &= 816,19 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Essa força de atrito é composta por ambos os pneus dianteiros, ou seja, é considerado que juntos realizem essa força máxima sem escorregar.

O torque máximo no eixo pode ser encontrado ao multiplicar o raio do pneu ( $r_p$ ) com a força máxima de atrito. O pneu utilizado nesse novo modelo de veículo tem 22 polegadas (0,559 m), para esses cálculos a fim de simplificação não será considerado o achatamento provocado pelo contato entre o pneu e o solo, o que diminuiria o raio efetivo de tração dele e por consequência o torque. Sendo  $T_{máx}$  o Torque máximo no eixo dianteiro nessa primeira condição se pode utilizar a equação (4):

$$T_{máx} = F_{a \text{ máx}} \cdot r_p \quad (4)$$

$$T_{m\acute{a}x} = 816,19 \cdot \left(\frac{0,56}{2}\right)$$

$$T_{m\acute{a}x} = 228,53 \text{ Nm}$$

## 4.2 TRAÇÃO MÁXIMA EM EIXO DIANTEIRO TRAVADO

A outra condição de maior severidade para esforços nas correntes e sistema de tração dianteira quando 4x4 acoplado pode ser evidenciada em caso de completa perda de tração traseira e total tração dianteira (4x2 dianteiro) com travamento do eixo dianteiro. Nesse caso foi estipulado que todo o torque do sistema de powertrain poderia atuar diretamente sobre o eixo dianteiro.

Utilizando os dados da curva de torque e rotação do motor Kohler CH440 se estipulou duas condições extremas para os componentes, denominando condição 1 para a de maior torque e baixa velocidade e condição 2 para a de maior velocidade e menor torque. Para isso foram consideradas as máximas e mínimas reduções da CVT e a redução fixa da caixa de redução.

Como é mostrada na Tabela 1, a condição 1 tem pico de torque do motor que foi alcançado em 2400 rpm resultou em 25,4 Nm.

Tabela 1 - Dados da Condição 1

Velocidade Motor (RPM)	Torque Motor (N.m)	Relação CVTb (Redução)	Redução caixa Caixa (fixa)
2400	25,4	3:1	9:1

Fonte: O Autor 2024

A eficiência geral do sistema de powertrain 4x4 foi encontrada ao multiplicar cada eficiência individual, como mostrado na Tabela 2:

Tabela 2 - Dados de eficiências

Componente	Eficiência ( $\eta$ )
MOTOR	100%
CVT	89%
CAIXA	97%
MANCAL	98%
CORRENTE	93%
DIFERENCIAL	90%
<b>Total</b>	<b>71%</b>

Fonte: O Autor 2024

Para torque máximo nesse sistema se tem a seguinte equação (5):

$$\begin{aligned} T_{m\acute{a}x} &= T_{motor} \cdot Red_{CVTb} \cdot Red_{Caixa} \cdot \eta \\ T_{m\acute{a}x} &= 25,4 \cdot 3 \cdot 9 \cdot 0,71 \\ T_{m\acute{a}x} &= 486,92 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (5)$$

O escorregamento entre os componentes será considerado desprezível em ambos os casos, dessa forma as velocidades de rotação nesse sistema serão afetadas somente pelas reduções da CVT e caixa de redução conforme equação (6):

$$\begin{aligned} n_{m\acute{i}n} &= \frac{n_{motor}}{Red_{CVTb} \cdot Red_{Caixa}} \\ n_{m\acute{i}n} &= \frac{2400}{3 \cdot 9} = 88,89 \text{ rpm} \end{aligned} \quad (6)$$

Para a condição 2 o pico de velocidade de rotação do eixo do motor foi atingido em 3600 rpm do qual resultou no torque de 18,6 Nm. Nesse caso de maior velocidade a CVT foi considerada com abertura máxima da qual resultaria em redução de 0,69:1. Realizando os cálculos agora para torque mínimo conforme equação (7).

$$\begin{aligned} T_{m\acute{i}n} &= T_{motor} \cdot Red_{CVTa} \cdot Red_{Caixa} \cdot \eta \\ T_{m\acute{i}n} &= 18,6 \cdot 0,69 \cdot 9 \cdot 0,71 \\ T_{m\acute{i}n} &= 82,01 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (7)$$

Conforme equação (8), para velocidade máxima de rotação se tem:

$$\begin{aligned} n_{m\acute{a}x} &= \frac{n_{motor}}{Red_{CVTa} \cdot Red_{Caixa}} \\ n_{m\acute{a}x} &= \frac{3600}{0,69 \cdot 9} = 579,71 \text{ rpm} \end{aligned} \quad (8)$$

Na Tabela 3 são mostrados os resultados em cada condição.

Tabela 3 - Resultantes das Condições 1 e 2.

CONDIÇÃO	Torque final (Nm)	Vel. Saída (rpm)
1	486,92	88,89
2	82,01	579,71

Fonte: O Autor 2024

Se pode observar de acordo com os cálculos que o torque no eixo dianteiro quando travado pode chegar a até 486,92 Nm se o tracionamento do eixo traseiro chegar a zero. Como o veículo terá um diferencial na parte dianteira essa ocasião só será possível em caso de travamento de ambas as rodas dianteiras.

#### 4.3 DIMENSIONAMENTO DE CORRENTES DE ROLO E ENGRENAGENS

Para a primeira parte dessa verificação será analisado diretamente componentes existentes no mercado de acordo com catálogo de fabricante que mostra a carga de ruptura como sendo o principal impeditivo com relação a esforços solicitantes. Além disso se adotou o tamanho mínimo de engrenagem dentada possível de fixar no diferencial.

A força de ruptura será calculada com base na condição mais crítica encontrada para o sistema sendo eixo travado em torque máximo de 486,92 Nm. O diâmetro primitivo  $D_p$  de uma engrenagem ASA 40 de 31 dentes tem 125,5 mm, dessa forma se pode calcular a força tangente com a seguinte equação (9):

$$F_t = \frac{T}{D_p/2} = \frac{T}{R_p} = \frac{486,92 \text{ Nm}}{0,0627 \text{ m}} = 7757,8 \text{ Nm} = 790,8 \text{ kgf} \quad (9)$$

De acordo com o catálogo do fabricante Multicor (2024) a carga de ruptura para uma corrente do tipo ASA 40 e 1 fileira é igual à 1410 kgf. O coeficiente de segurança para essa condição pode ser encontrado pela equação (10):

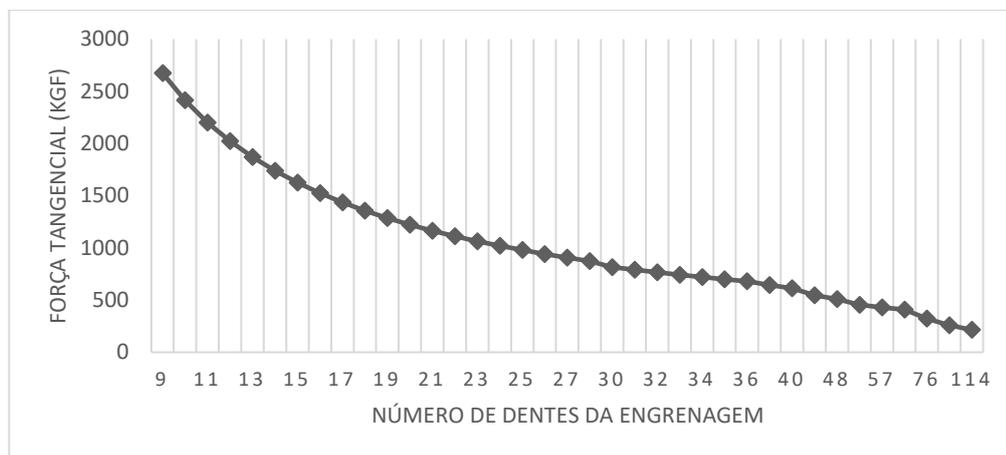
$$CS = \frac{F_{Rup}}{F_t} \quad (10)$$

$$CS = \frac{1410 \text{ kgf}}{790,8 \text{ kgf}} = 1,78$$

Retirando os dados do catálogo de correntes do fabricante Multicor, se pode realizar uma análise mais rápida através da Figura 20, que demonstra diretamente a força tangencial

máxima que cada engrenagem sofreria de acordo com a carga de ruptura estipulada pelo fabricante.

Figura 20 - Gráfico da força tangencial sofrida de acordo com o número de dentes na engrenagem.



Fonte: O Autor (2024)

É possível verificar que a força tangente diminui conforme o tamanho da engrenagem aumenta.

Para a continuação do dimensionamento das correntes de rolos e engrenagens dentadas foi adotado a teoria de Budynas e Nisbett (2016), em que descreve os passos para cálculos de esforços sobre os limites de fadiga de rolos e elos. Em virtude do pouco espaço disponível, facilidade de compra e massa foram escolhidas duas engrenagens ASA 40 de 31 dentes cada para compor a parte de transmissão de potência do sistema 4x4. Houve diversos dimensionamentos, e todos foram seguidos a fim de se manter engrenagens com números de dentes ímpares e número de passos sendo par.

A relação de transmissão escolhida foi de 1:1 visando a diminuição do escorregamento entre os pneus.

A verificação da potência máxima de acordo com a fadiga das placas de elo pode ser encontrada pela equação (11).

$$H_1 = 0,003N_1^{1,08} n_1^{0,9} (p/25,4)^{(3-\frac{0,07}{25,4}p)} kW \quad (11)$$

$$H_1 = 0,89 kW$$

E para verificação da potência máxima delimitada pela fadiga dos rolos é utilizada a equação (12).

$$H_2 = \frac{746K_r N_1^{1,5} (p/25,4)^{0,8}}{n_1^{1,5}} kW \quad (12)$$

$$H_2 = 1500,12 kW$$

$N_1$  = Número de dentes da menor engrenagem

$n_1$  = Velocidade em rpm da engrenagem menor

$p$  = Passo da corrente

$K_r$  = Fator de correção sendo 17 para ASA 40

A potência admissível  $H_a$  mostrada na equação (13) leva em consideração o menor valor encontrado entre  $H_1$  e  $H_2$  e o número de fileiras ( $K_2$ ) que a engrenagem menor possui, que para esse caso é igual a 1. Na Tabela 5 se pode verificar outros fatores para diferentes números de fileiras.

$$H_a = K_2 H_{1,2} \quad (13)$$

A potência nominal  $H_{nom}$  necessária para o cálculo da potência corrigida  $H_d$  pode ser encontrada simplesmente através do torque e velocidade do projeto, conforme equação (142).

$$H_{nom} = T \cdot n \quad (142)$$

E a potência corrigida conforme equação (153):

$$H_d = H_{nom} \cdot K_s \cdot n_d \quad (153)$$

$n_d$  = Fator de Projeto/ Fator de Segurança

$K_s$  = Fator de serviço

Os fatores de serviço da Tabela 4 podem ser empregados de acordo com as condições a que os componentes serão submetidos.

Tabela 4 - Fator de serviço  $K_s$ 

Maquinaria acionada	Torque normal	Torque anormal/alto
Uniforme	1,0 a 1,2	1,1 a 1,3
Choque leve	1,1 a 1,3	1,2 a 1,4
Choque médio	1,2 a 1,4	1,4 a 1,6
Choque intenso	1,3 a 1,5	1,5 a 1,8

Fonte: Adaptado de Budynas e Nisbett (2016)

Já os fatores da Tabela 5 de número de fileiras de dentes devem ser escolhidos de acordo com cada engrenagem.

Tabela 5 - Fator de correção de acordo com o número de fileiras.

Número de fileiras	$K_2$
1	1
2	1,7
3	2,5
4	3,3

Fonte: adaptado de Budynas e Nisbett (2016)

Todos os cálculos foram feitos no software Microsoft Excel e os resultados calculados foram dispostos na Tabela 6 para melhor visualização e organização

Tabela 6 - Dados calculados de esforços sobre corrente e engrenagem

Termos calculados	Condição 1 de maior torque	Condição 2 de maior velocidade	Operação Normal
T (Nm)	486,92	82,01	194,768
n (rpm)	88,89	579,71	88,89
$H_1$ (kW)	0,89	4,81	0,89
$H_2$ (kW)	1500,12	90,07	1500,12
$K_1$ (Fator N dentes)	1,91	1,91	1,91
$K_2$ (Fator N fileiras)	1,00	1,00	1,00
$H_d$ (kW)	1,70	9,20	1,70
$H_{nom}$ (W)	4532,51	4978,59	1813,01
$K_s$ (Fator de serviço)	1,40	1,40	1,40
$H_d$ (W)	6345,52	6970,02	2538,21
nd (CS)	0,27	1,32	0,67

Fonte: O autor 2024

A teoria de Budynas e Nisbett (2016) para dimensionamento de engrenagens de rolos se retem em falha por fadiga e emprega como Fator de Projeto igual a 1 para um tipo de engrenagem diferente da utilizada nos cálculos apresentados, dos quais possui diferentes aspectos dimensionais e operacionais. A engrenagem a que essa literatura se baseia considera 15000 horas a carga completa como tempo de vida até a falha. Esse tempo é considerado muito acima do necessário ao projetar um veículo protótipo mini baja.

Para o cálculo estimado de vida do sistema que será utilizado no veículo mini baja se faz necessário a verificação do comprimento da corrente.

A distância medida de centro a centro de cada engrenagem é dada por  $C = 323,5$  milímetros.

Segundo Melconian (2018) para encontrar o comprimento da corrente em passos, são necessárias iterações de valores, pois o cálculo resultante da equação nem sempre resulta em um número inteiro. Além disso, a literatura recomenda um número par de passos, visto que um número ímpar exigiria uma conexão especial entre os elos. A primeira parte do cálculo determina o comprimento da corrente necessário para unir ambas as engrenagens em um sistema de transferência de tração. Esse comprimento é dado pela equação (16):

$$L = \frac{2C}{p} + \left(\frac{N_1 + N_2}{2}\right) + \left(\frac{N_2 - N_1}{2\pi}\right)^2 \times \frac{p}{C} \quad (16)$$

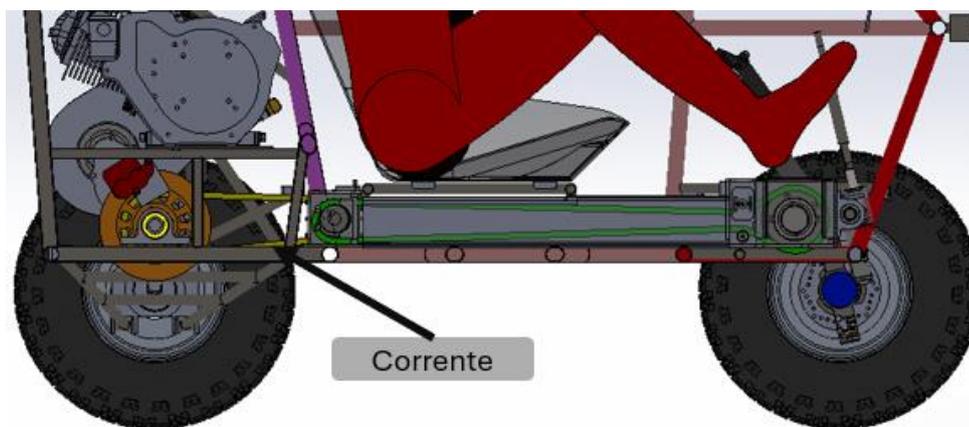
$$L = 75,9 \text{ passos}$$

Neste caso será utilizado o comprimento mínimo de 78 passos na corrente traseira presente na Figura 21, e ao verificar o comprimento real da correia conforme equação (17) se tem:

$$L_c = L \cdot p \quad (17)$$

$$L_c = 78 \cdot 12,7 = 990,6 \text{ mm} = 0,99 \text{ m}$$

Figura 21 - Corte de montagem com corrente traseira e dianteira



Fonte: O Autor (2024)

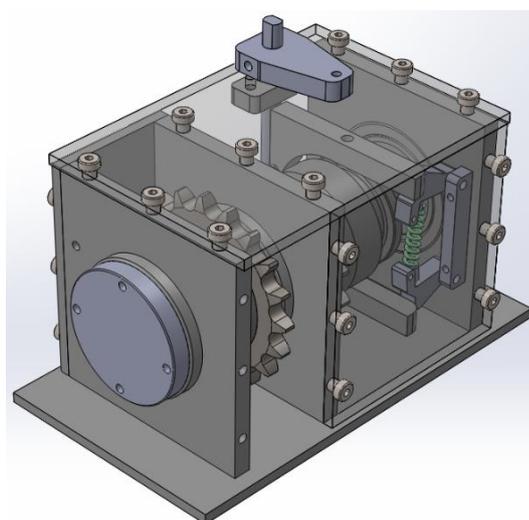
#### 4.4 DIMENSIONAMENTO DA CAIXA DE ACOPLAMENTO

Para que o veículo possa funcionar hora como 4x4 e hora como 4x2 foi necessário a criação de um sistema de desacoplamento.

Hoje em dia existem diversas peças prontas que podem realizar essa ação, entretanto, baseado no regulamento do SAE Baja é mandatório que esse seja de acoplamento e desacoplamento mecânico e que o piloto consiga realizar essa ação quando dentro do veículo.

Como não foram encontrados modelos mecânicos de custo acessível, foi feita uma caixa simples para esse fim como mostrada na Figura 22.

Figura 22 - Caixa de Acoplamento

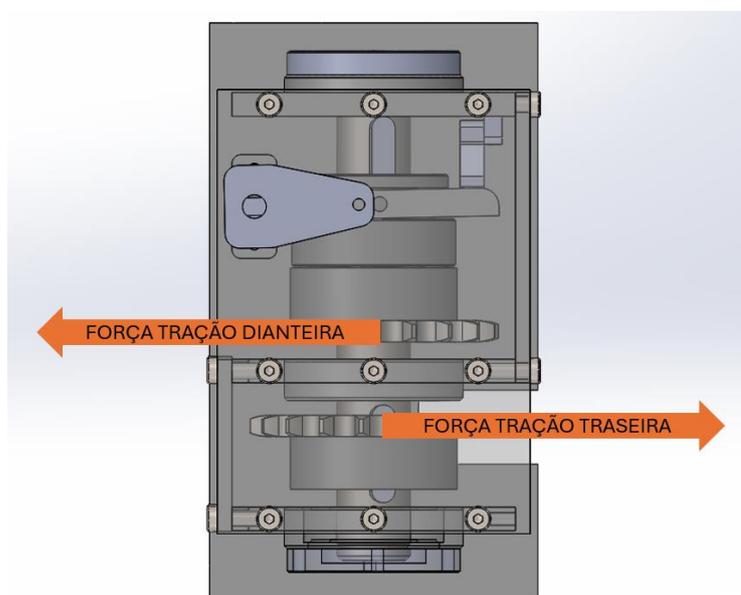


Fonte: O Autor (2024)

A caixa criada é composta de um eixo girante, uma engrenagem que é comunicante com o eixo traseiro, uma engrenagem que possui uma de suas laterais com encaixes de pinos que é comunicante com o diferencial dianteiro, mas que fica livre sobre o eixo e a outra parte fixa deslizante que possui os pinos para se acoplar a engrenagem livre. A engrenagem livre se comunica com o diferencial dianteiro e quando o sistema é fechado, a tração do eixo traseiro é transmitida para a parte dianteira. Na Figura 23 são mostradas as forças atuantes na corrente.

Como as engrenagens que compõem esse sistema são de 19 e 31 dentes a relação entre elas é de 1,63:1, dessa forma o torque resultante no eixo da caixa é reduzido para 298,4 Nm.

Figura 23 - Forças de tração das corretes.



Fonte: O Autor (2024)

Utilizando um diagrama de corpo livre se pode encontrar as forças atuantes no eixo e analisar quais os locais mais solicitados. Esse estudo foi realizado com o auxílio do software ftool. Por meio do diagrama gerado na Figura 24 foi possível verificar que o maior momento fletor foi de 152 Nm.

Com esses dados, empregando o coeficiente de segurança igual a 1 e adotando o material como AISI 1045 temperado e revenido ( $S_y = 515$  MPa) se pode utilizar a equação (18) simplificada, presente em Shigley (2005) para a verificação do diâmetro de eixo escolhido:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16n}{\pi S_y} \sqrt{4(K_t M)^2 + 3(K_{ts} T)^2}} \quad (18)$$

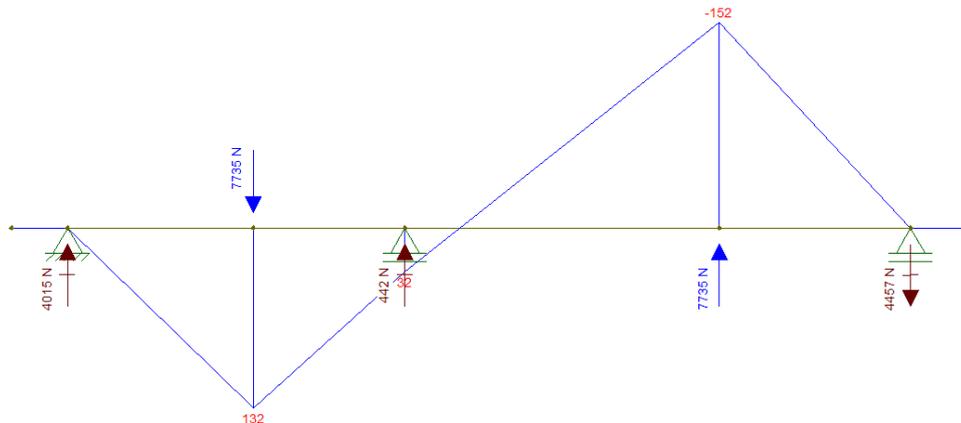
$$d = \sqrt[3]{\frac{16.1}{\pi \cdot 515} \sqrt{4(2,2 \cdot 152000)^2 + 3(3 \cdot 298000)^2}}$$

$$d = 25,55 \text{ mm}$$

$$CS = \left(\frac{25,00}{25,55}\right)^3 = 0,94$$

$K_t$  e  $K_{ts}$  são valores de concentradores de tensão, que equivalem respectivamente a 2,2 e 3.

Figura 24 - Momentos fletores no eixo feita no Ftool



Fonte: O Autor (2024)

Com as propriedades escolhidas o eixo poderia falhar se submetido a este caso mais crítico de torque.

Alterando o material para AISI 4140 temperado e revenido ( $S_y = 841 \text{ MPa}$ ) se pode verificar que o eixo exigido seria menor, o que indica que o já escolhido de 25 mm não falharia:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16n}{\pi S_y} \sqrt{4(K_t M)^2 + 3(K_{ts} T)^2}}$$

$$d = 21,70 \text{ mm}$$

$$CS = \left(\frac{25,00}{21,70}\right)^3 = 1,53$$

Além desta verificação analítica se pode utilizar algum dos vários softwares de elementos finitos disponíveis atualmente para otimização do tempo de projeto. Como exemplo, esta mesma análise foi feita no software Simsolid como evidenciado na Figura 26. A seguir serão apontadas as condições de contorno utilizadas e as propriedades de material (Figura 25):

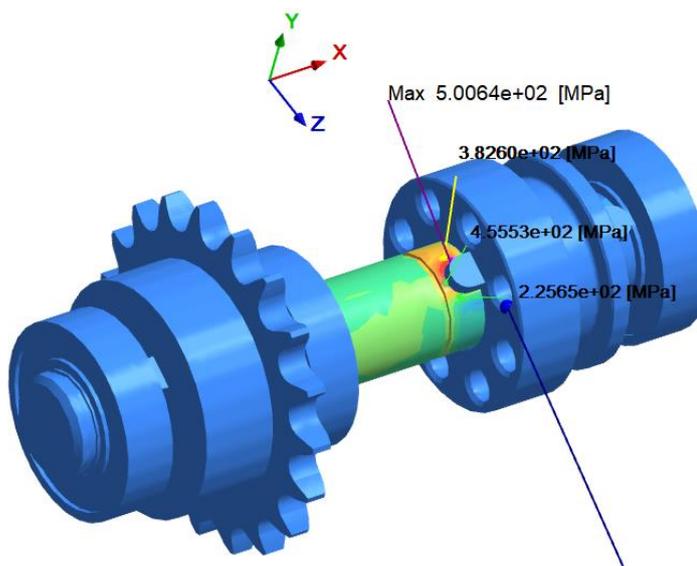
- Todos os componentes com exceção do eixo foram considerados como corpos rígidos.
- Condição de contato entre rolamentos e eixo foi considerado como deslizante.
- Chavetas foram consideradas como partes fixas dos corpos das engrenagens e peça de acoplamento.
- Face extrema esquerda do eixo foi travada de modo deslizante com seu plano.
- Condição de contato entre chaveta e eixo foram consideradas fixas somente nas faces de transferência de forças, não considerando os raios.
- Rolamentos foram considerados de modo deslizante com seu eixo axial.
- Força remota de 7735 N aplicada ao acoplamento com distância igual ao raio primitivo da engrenagem.
- A primeira engrenagem foi fixada no espaço.

Figura 25 - Propriedades de material utilizadas no software Simsolid (AISI 1045 temperado e revenido)

Mechanical properties		
Elasticity modulus	2.0600000000e+11	[pa]
Poisson's ratio	2.9000000000e-01	[dimensionless]
Density	7.8700000000e+03	[kg/m <sup>3</sup> ]
Ultimate tensile stress	6.5500000000e+08	[pa]
Tensile yield stress	5.1500000000e+08	[pa]

Fonte: O Autor (2024)

Figura 26 - Análise do eixo feita no Simsolid



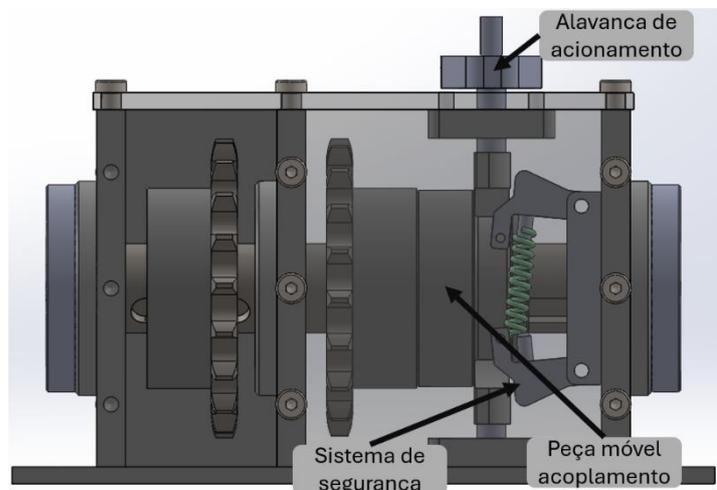
Fonte: O Autor (2024)

De acordo com os resultados apontados no software a maior tensão de Von Mises foi de 500,6 MPa, dessa forma, considerando que a tensão de escoamento do material é de 515 MPa significaria que o eixo não iria falhar. Calculando o coeficiente de segurança para esse caso é encontrado o seguinte:

$$CS = \frac{515}{500,6} = 1,03$$

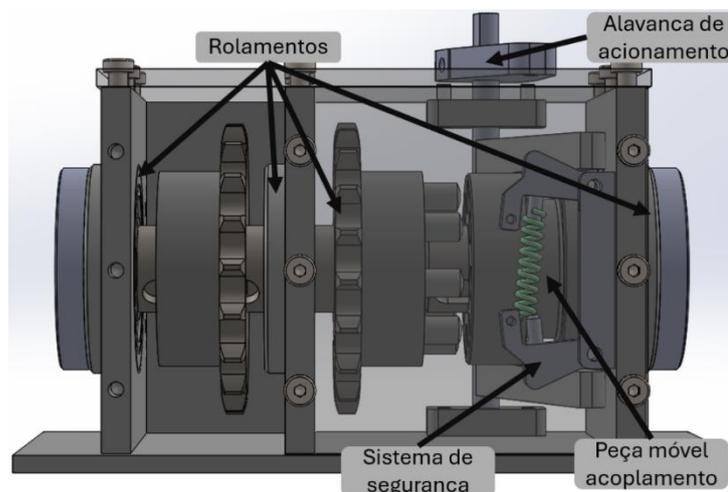
Os rolamentos foram escolhidos com base no diâmetro do eixo tendo em vista as reações em cada ponto de apoio calculadas na Figura 24, dessa forma optou-se pelos rolamentos com menor custo. Esse estudo foi feito utilizando o catálogo do fornecedor SKF, do qual classifica por dimensional, cargas e popularidade, sendo este último fortemente relacionando ao seu custo. Os rolamentos indicados na Figura 28 são do modelo 6005 da SKF que se provou como o de melhor custo-benefício, foram utilizados 4 desses nesta caixa, sendo um em cada bucha presente nas laterais e um suportando a engrenagem de transmissão da parte dianteira. Cada bucha de rolamento será soldada a lateral e a acomodação do eixo para não desencaixe da caixa será feita por anel elástico externo seguido de uma tampa para proteção do rolamento. A Figura 27 indica o acionamento, e o sistema de segurança mecânico que impossibilita a abertura acidental do sistema.

Figura 27 - Vista frontal da caixa de acoplamento acoplada



Fonte: O Autor (2024)

Figura 28 - Vista frontal em perspectiva da caixa de acoplamento não acoplada



Fonte: O Autor (2024)

#### 4.5 DIMENSIONAMENTO DE DIFERENCIAL

Para permitir que as rodas dianteiras possam girar em velocidades diferentes durante uma curva, foi escolhido um diferencial. Após diversas pesquisas, optou-se por comprar um planetário usado de um Renault Kwid mostrado na Figura 29, que apresentou o melhor custo-benefício.

Figura 29 - Renault Kwid



Fonte: Renault (2024)

Por se tratar de um componente OEM (Original Equipment Manufacturer) de um veículo popular de 71 cv conforme Figura 30, ele dispensa análises estruturais. Isso ocorre porque ele pertence a um veículo de dimensões muito maiores do que um Baja. Além disso, segundo o regulamento SAE Baja, componentes OEM não necessitam dessa comprovação. Além do planetário, também foram escolhidos o semieixo completo do mesmo veículo (incluindo tulipa, barra, homocinética e cubo de roda), que apresentaram baixo custo em comparação com outros.

Figura 30 - Dados de potência do Renault Kwid

<b>Motor</b>	Quatro tempos, três cilindros em linha, 12 válvulas, injeção multiponto, bicombustível (etanol e/ou gasolina) e refrigeração por circuito de água sob pressão
<b>Potência máxima (ABNT)</b>	71 cv @ 5.500 rpm (etanol) / 68 cv @ 5.500 rpm (gasolina)
<b>Torque máximo (ABNT)</b>	10,0 kgfm @ 4.250 (etanol) / 9,4 kgfm @ 4.250 (gasolina)
<b>Câmbio</b>	Manual 5 velocidades

Fonte: Ficha técnica Renault Kwid (2024)

Para análise de interferências na montagem dos sistemas dimensionados foi desenhado este modelo de diferencial.

Para acomodar o diferencial comprado na Figura 31, foi construída uma caixa de proteção mostrada na Figura 32, que além de proteger e acomodar o diferencial, também servirá de suporte para a cremalheira e a barra de direção.

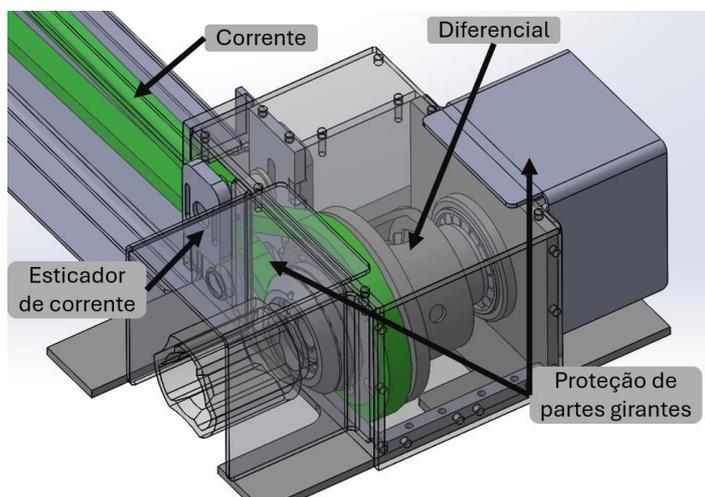
Figura 31 - Modelo CAD de diferencial do Kwid



Fonte: O Autor (2024)

A maioria de suas partes foi projetada em chapas de aço cortadas a laser, uma escolha feita para reduzir os custos de produção. Foram inseridos rolamentos de apoio em cada extremidade, semelhantes à caixa do planetário do veículo, além de um retentor para proteger o sistema contra sujeira.

Figura 32 - Caixa do diferencial.

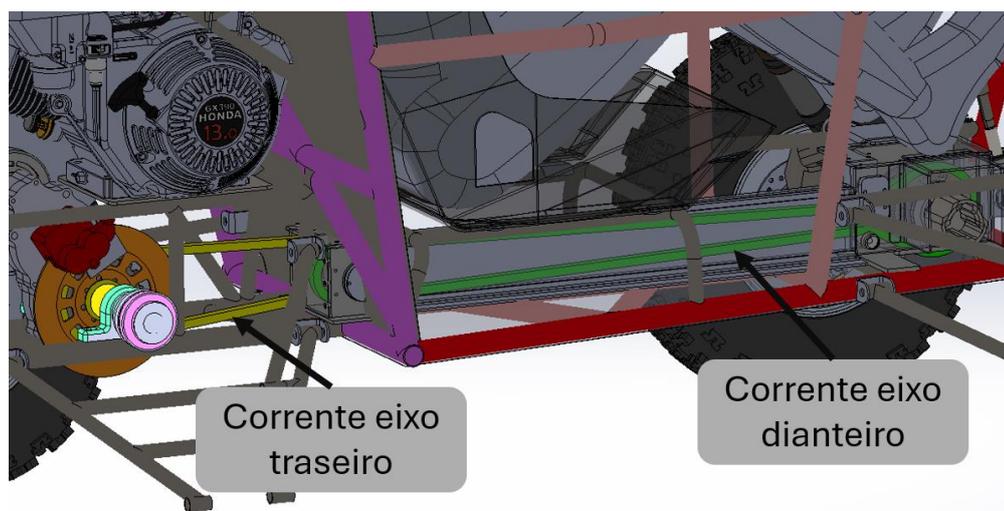


Fonte: O Autor (2024)

Todo o sistema de corrente indicado na Figura 33, desde a caixa de acoplamento até a caixa do diferencial, foi enclausurado para proteger tanto o piloto quanto o próprio sistema de powertrain dianteiro. Foi criado um sistema para regular a folga da corrente, que permitirá maiores ajustes para futuros desgastes que ela irá sofrer.

Foram utilizados dois rolamentos de rolos cônicos de uma carreira para prevenir movimentações axiais indesejadas, esses foram escolhidos com base no diâmetro externo das extremidades do diferencial, se optou por esses rolamentos pelo seu baixo custo e disponibilidade quando comparado com os originais do veículo. Os retentores utilizados na caixa foram os mesmos da caixa planetária do veículo.

Figura 33 - Correntes traseira e dianteira.



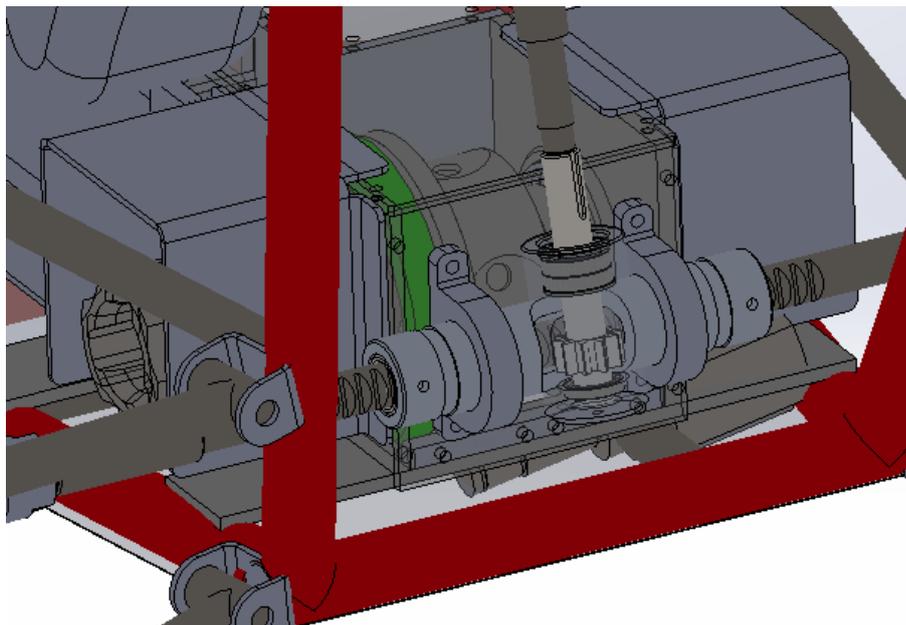
Fonte: O Autor (2024)

#### 4.6 SISTEMA DE DIREÇÃO

O sistema de direção foi adaptado para que se pudesse utilizar algumas peças já disponíveis no Baja.

Como pode ser visto na Figura 34, foi necessário a passagem da barra de direção para o ponto mais à frente do veículo porque em carros anteriores ela ficava onde neste novo projeto fica a caixa do diferencial, esta passagem se feita pela parte traseira da caixa iria gerar colisões com o novo sistema de tração.

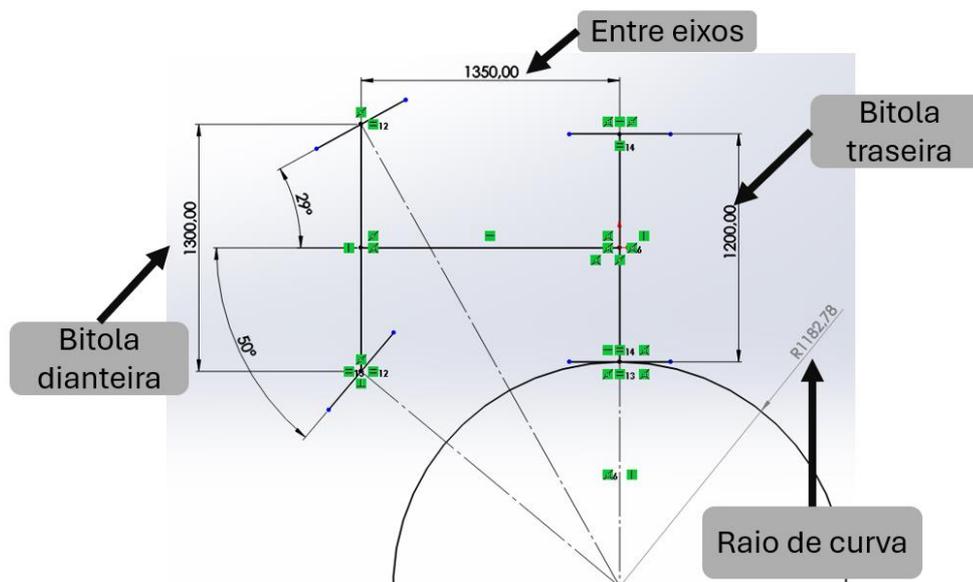
Figura 34 - Cremalheira fixada na frente da caixa do diferencial.



Fonte: O Autor (2024)

Como o carro novo teve seu entre eixos diminuído foi projetado um novo sistema de geometria Ackermann, do qual resultou em novos raios de curva, conforme pode ser visto na Figura 35 esse novo dimensional foi previamente analisado no software Solidworks, do qual teve como resultado configurações que podem ser obtidas a depender do esterçamento e velocidade do veículo, podendo chegar ao raio de curva igual a 1,18 metros.

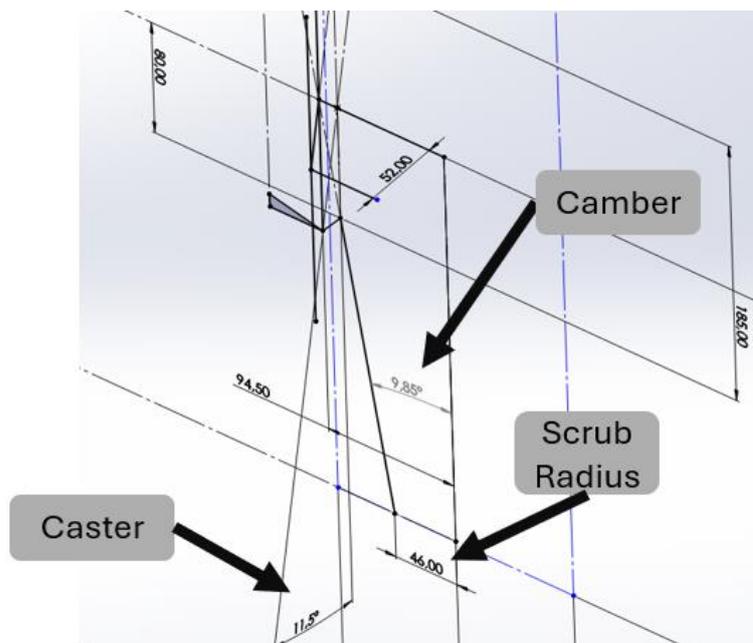
Figura 35 - Esquema de geometria Ackermann com saída de traseira



Fonte: O Autor (2024)

Foi coletado o deslocamento da cremalheira com relação ao giro do volante e se obteve 20 mm de deslocamento para 90° de esterçamento do volante. Na Figura 36 foram definidas as dimensões mandatórias da manga de eixo, esse componente já estava pronto.

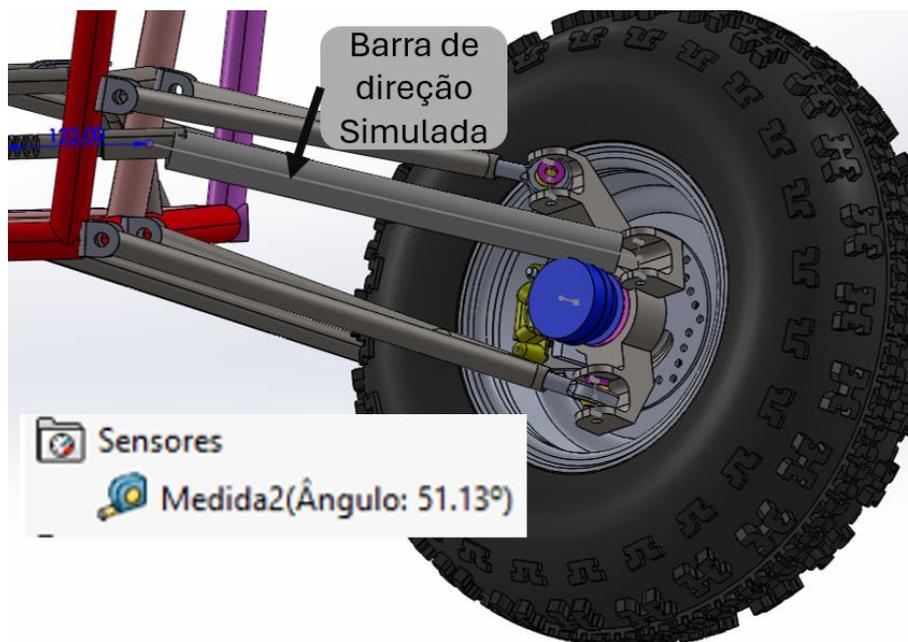
Figura 36 - Dimensionais mandatórios da manga de eixo.



Fonte: O Autor (2024)

Verificou-se através do software Solidworks os máximos ângulos de esterçamento das rodas até algum tipo de colisão, com isso se chegou aos ângulos de 51° para fora mostrado na Figura 37 e 29° para dentro mostrado na Figura 38, entretanto, como medida de segurança foram adicionados batentes limitadores de abertura nas extremidades da cremalheira, para que não excedessem 50° para fora.

Figura 37 - Esterçamento máximo da roda para fora (51,13°).



Fonte: O Autor (2024)

Figura 38 - Esterçamento máximo da roda para dentro (29,27°).



Fonte: O Autor (2024)

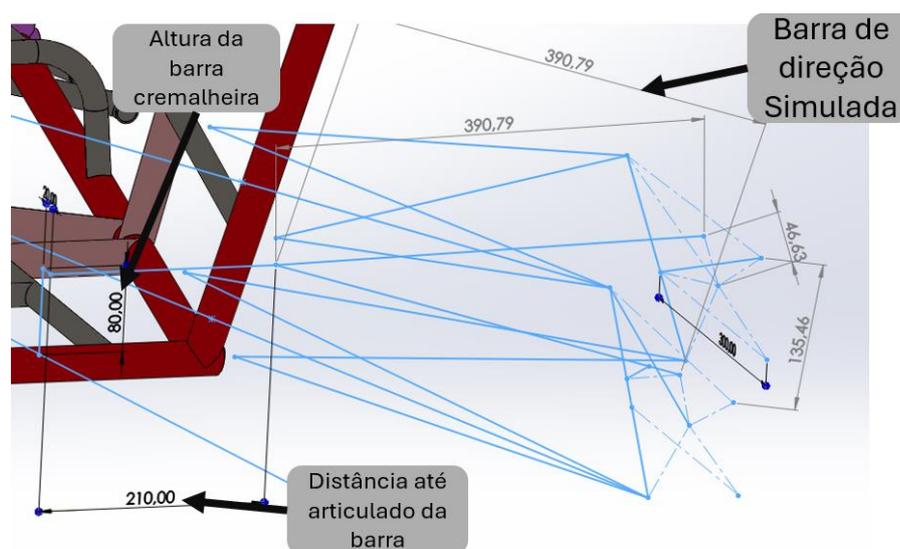
Uma das problemáticas que poderia surgir ao dimensionar a geometria de direção do veículo que não havia sido mapeada nos modelos de veículos baja anteriores foi o ângulo de Bumb Steer.

Este estudo de otimização foi feito no esboço 3D do Solidworks através de iterações de dimensionais, do qual após inseridos os ângulos de Caster, Camber, pino mestre para a manga de eixo e demais dimensionais que não poderiam ser modificados se restringiu esses em duas geometrias com os mesmos pontos de articulação, entretanto, diferenciando-se as no curso

de suspensão e empregando respectivamente o deslocamento mínimo e máximo para cada uma delas, além disso foi criado na manga de cada das geometrias uma linha com sentido paralelo ao eixo axial frontal do carro, isso permitiu que as iterações resultassem em determinados dimensionais de comprimento de barras de direção diferentes, mas sempre com ângulos de Bump Steer zerados. Essas iterações tiveram o objetivo de encontrar os dimensionais e posicionamentos ótimos da altura da barra cremalheira, do comprimento da barra articulada da direção e da altura do suporte da barra de direção presente na manga de eixo. Ao final desse estudo os dimensionais encontrados ficaram com medidas não arredondadas e dessa forma por motivos de facilitação na montagem e confecção foram arredondados.

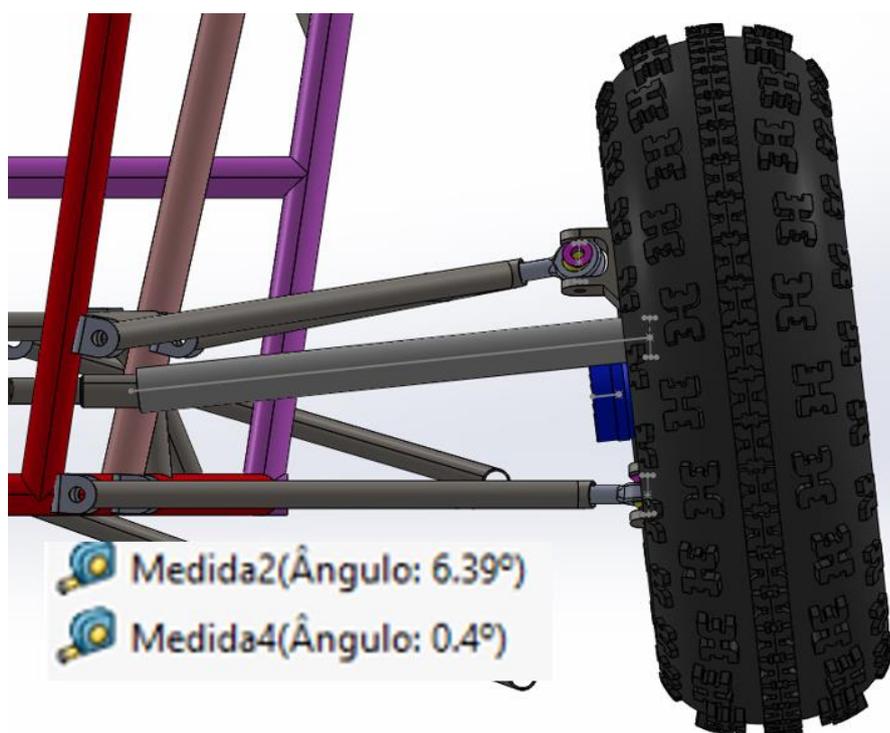
Na Figura 39 é possível verificar o esboço 3D utilizado para o estudo. Os dimensionais em cor preta foram definidos e restringidos enquanto os dimensionais em cor cinza foram os dimensionais resultantes.

Figura 39 - Esboço 3D utilizado para análise de Bum Steer.

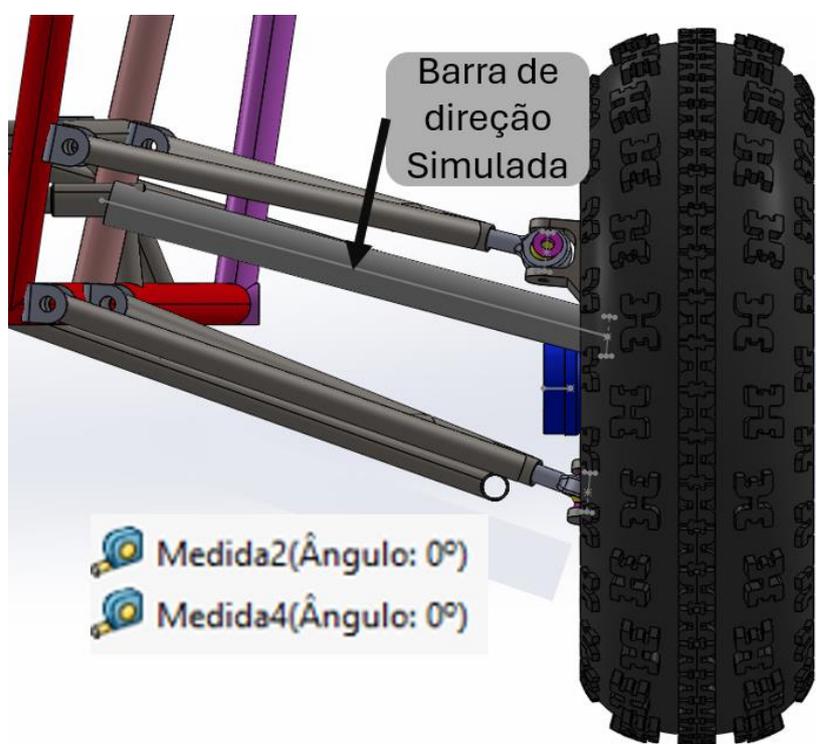


Fonte: O Autor (2024)

De acordo com estas análises feitas no Solidworks se obteve o ângulo máximo de  $0,4^\circ$  para 135 mm de curso da suspensão e  $6,39^\circ$  de Camber.

Figura 40 - Máximo ângulo de Bumb Steer ( $0,4^\circ$ ).

Fonte: O Autor (2024)

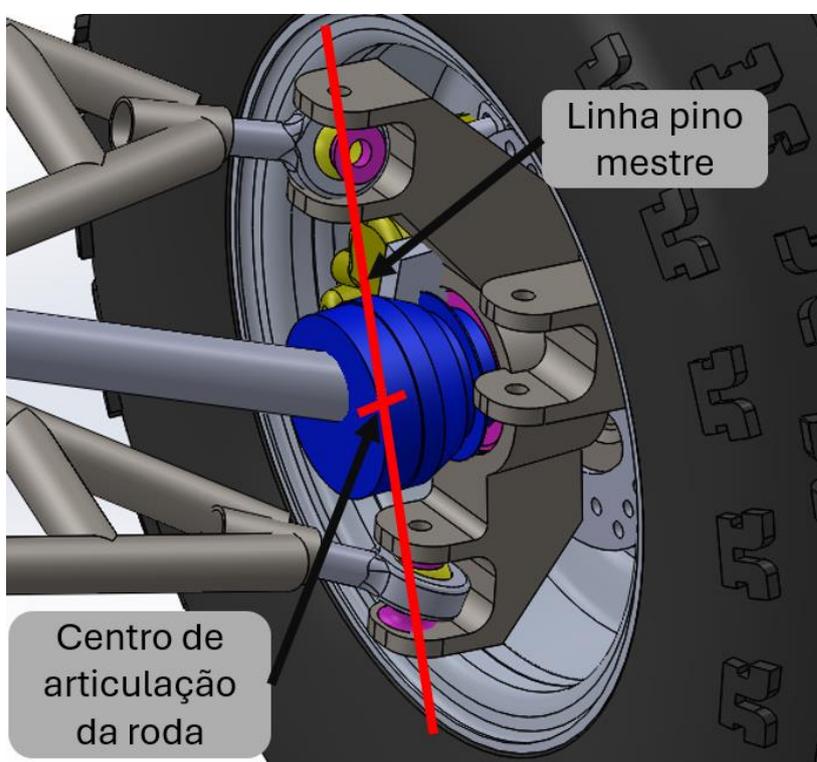
Figura 41 - Ângulo da suspensão sem deslocamento ( $0^\circ$ ).

Fonte: O Autor (2024)

Foi verificado no catálogo do fabricante Devigili (2022) os comprimentos totais do semieixo completo do Renault Kwid (Figura 43), dessa forma se pode verificar quais os tamanhos corretos para adaptações de acordo com a necessidade do novo baja. Para completa adequação do sistema de tração dianteira foi necessário o alongamento da barra do semieixo para 480 mm, como pode ser vista na Figura 44.

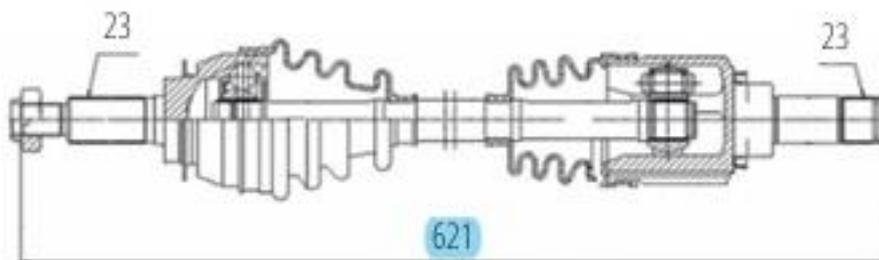
Essa adequação foi necessária para obedecer ao centro de articulação da roda e para não gerar grandes variações de movimento internamente na tulipa conforme Figura 42.

Figura 42 - Centro de articulação da roda gerada pela homocinética passando pelo pino rei.



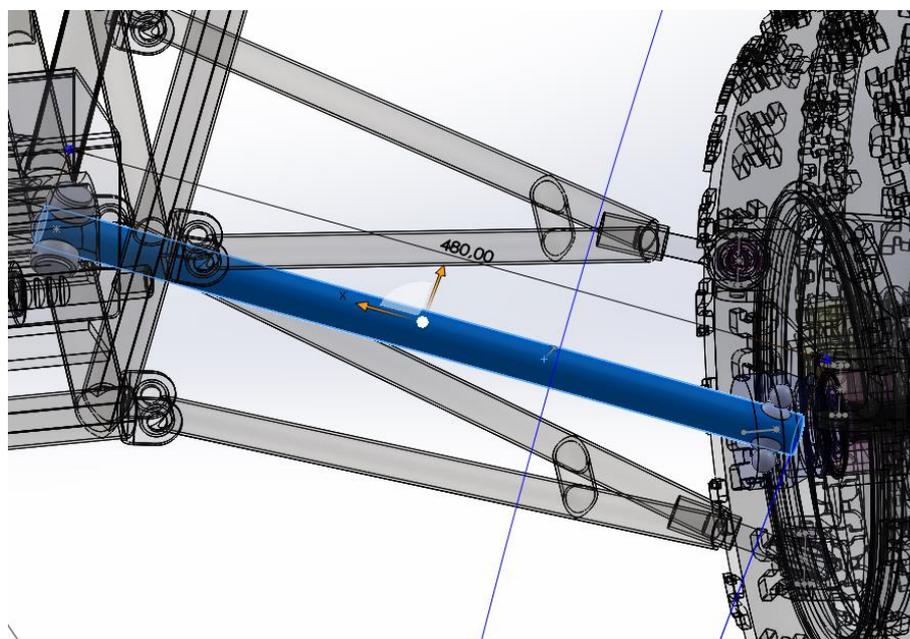
Fonte: O Autor (2024)

Figura 43 - Dimensional de semieixo dianteiro completo Renault Kwid lado esquerdo.



Fonte: Catálogo Devigili (2022)

Figura 44 - Comprimento da barra do semieixo.



Fonte: O Autor (2024)

## 5 CONCLUSÃO

O dimensionamento do sistema de tração foi concluído com sucesso, utilizando transmissão por correntes. Durante o trabalho, foram mapeados diferentes arranjos de esforços que esse sistema pode sofrer ao longo da competição. O dimensionamento começou com a definição dos critérios de potência de tração disponíveis para o carro e dos máximos esforços e condições mais críticas de operação durante a competição. Todos os dimensionais foram feitos com base em boas práticas de engenharia e no regulamento SAE Baja 2023.

O dimensionamento da direção foi realizado principalmente com o auxílio do software SolidWorks, proporcionando uma abordagem visual facilitada das geometrias avaliadas. Os resultados obtidos foram satisfatórios em relação aos ângulos de bump steer, com a análise sendo feita em três dimensões, diferindo da abordagem bidimensional proposta por muitas literaturas.

O trabalho seguiu um passo a passo detalhado para a criação dos sistemas, utilizando de modo interativo diversas ferramentas. Identificou-se a dificuldade e o acesso limitado a informações dimensionais de componentes automotivos, necessitando a compra de alguns componentes para o avanço do trabalho. A escolha de componentes padrões do mercado automotivo demonstrou benefícios em relação a custos e rapidez de obtenção, mas foi insatisfatória devido ao possuir maiores dimensionais, pois são projetados para veículos superiores e mais potentes. Componentes OEM são adequados para equipes com baixo orçamento e pouca mão de obra, mas para alta performance, é ideal a criação e fabricação de peças específicas. O uso de correntes como meio de transmissão de potência foi satisfatório em termos de custo e adaptações dimensionais, mas um sistema de cardã poderia ser mais leve e ocupar menos espaço ao longo do veículo. Devido a atrasos e falta de verbas na construção do veículo do qual seria incorporado o sistema 4x4, não puderam ser fabricadas as peças desse sistema, entretanto, os projetos seguirão disponíveis para aplicação futura.

Apesar dos atrasos que ocorreram se chega à conclusão de que este trabalho gerou resultados e metodologias que poderão servir a outras equipes que iniciarão seus estudos e implementação de um sistema 4x4 em futuros veículos SAE Baja. A interação entre softwares de engenharia se faz necessária para criação de projetos ótimos não só para veículos baja, mas também para demais áreas da engenharia.

## 6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

LEAL, Longuinho da Costa Machado; ROSA, Edison; NICOLAZZI, Lauro Cesar. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**. Santa Catarina: Universidade Federal de Santa Catarina, 2012.

BUDYNAS, Richard; NISBETT, J K. **Elementos de máquinas de Shigley**. Rio de Janeiro: Grupo A, 2016. E-book. ISBN 9788580555554. Disponível em: <<https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788580555554/>>. Acesso em: 09 nov. 2023.

ZOTTI, Eduardo; LENZ, Misael David Hattge; DE SOUZA, Ricson Rocha. **ESTUDO DE PROPOSTAS PARA UM SISTEMA DE TRAÇÃO 4X4 EM UM VEÍCULO DO TIPO BAJA SAE**. Revista Destaques Acadêmicos, v. 12, n. 4, 2020.

HEISLER, Heinz. **Advanced vehicle technology**. Elsevier, 2002.

RILL, Georg. **Road vehicle dynamics: fundamentals and modeling**. Crc Press, 2011.

WILLIAMS, Randolph C. **4WD-AWD Market Trends in Vehicles and Technology Differences and Similarities**, from 1997 to 2004 primarily in the US Market, and also some Global Comparisons. SAE Technical Paper, 2006.

Popular Science maio 1946. **HOW YOUR CAR TURNS CORNER**. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=kiEDAAAAMBAJ&lpg=PA76&hl=pt-BR&pg=PA76#v=onepage&q&f=false>>. Acesso em: 03/12/2023.

GOODE, John. Australia's Early Car Manufacturers. **Bulletin of the Business Archives Council of Australia**, v. 1, n. 6, p. 50-59, 1960.

BRIGGS & STRATTON. **M19H 10.0 HP NET POWER**. Disponível em: <[https://www.briggsandstratton.com/content/dam/briggsandstratton/as/zh\\_cn/files/baja-sea-materials/M19%E5%87%80%E5%8A%9F%E7%8E%87%E6%9B%B2%E7%BA%BF%E5%9B%BE.pdf](https://www.briggsandstratton.com/content/dam/briggsandstratton/as/zh_cn/files/baja-sea-materials/M19%E5%87%80%E5%8A%9F%E7%8E%87%E6%9B%B2%E7%BA%BF%E5%9B%BE.pdf)>. Acesso em: 03/12/2023.

Multicor. **Catálogo CORRENTES DE ROLO STANDARD ASA DIN 8188**. Disponível em: <[https://www.multicor.com.br/wa\\_files/correntes-de-rolo-standard-normas-8188.pdf](https://www.multicor.com.br/wa_files/correntes-de-rolo-standard-normas-8188.pdf)>. Acesso em: 24/07/2024.

BRIGGS & STRATTON. **MODEL 20**. Disponível em: <[https://www.briggsandstratton.com/na/en\\_us/product-catalog/engines/racing-engines/model-20.html](https://www.briggsandstratton.com/na/en_us/product-catalog/engines/racing-engines/model-20.html)>. Acesso em: 03/12/2023.

SAE BRASIL. RATBSB, **Regulamento Administrativo e Técnico BAJA SAE Brasil –Emenda 5**. 2023. Disponível em: <[http://arquivos.saebrasil.org.br/2023/Baja/RATBSB\\_emenda\\_05.pdf](http://arquivos.saebrasil.org.br/2023/Baja/RATBSB_emenda_05.pdf)>. Acesso em: 03/12/2023.

SPICER. **Manual de Manutenção de Juntas Homocinéticas Spicer**. Disponível em: <[https://spicer.com.br/wp-content/uploads/2022/06/Spicer\\_Manual\\_JUntasHomocineticas.pdf](https://spicer.com.br/wp-content/uploads/2022/06/Spicer_Manual_JUntasHomocineticas.pdf)>. Acesso em: 03/07/2024.

DIFERENCIAL. **TRANSMISSION DIAGRAM**. Disponível em: <[https://pt.wikipedia.org/wiki/Ficheiro:Transmission\\_diagram.JPG](https://pt.wikipedia.org/wiki/Ficheiro:Transmission_diagram.JPG)>. Acesso em: 03/12/2023.

**FOTO DE CARROS EM COMPETIÇÃO NASCAR**. Disponível em: <<https://p2.trrsf.com/image/fget/cf/774/0/images.terra.com/2021/04/19/nascar-atlanta-motor-speedway.jpg>>. Acesso em: 03/12/2023.

KLUGER, Michael A.; LONG, Denis M. An overview of current automatic, manual and continuously variable transmission efficiencies and their projected future improvements. **SAE transactions**, p. 1-6, 1999.

DISAL CONSÓRCIO. **Direção elétrica, como funciona.** Disponível em: <<https://www.disalconsorcio.com.br/blog/direcao-eletrica-como-funciona/#:~:text=A%20dire%C3%A7%C3%A3o%20el%C3%A9trica%20%C3%A9%20um, Garantindo%20mais%20precis%C3%A3o%20ao%20motorista.>>. Acesso em 03/12/2023.

BEIRAMAR CENTRO DE REPARAÇÃO MECÂNICA. **QUAIS AS DIFERENÇAS ENTRE: DIREÇÃO MECÂNICA, HIDRÁULICA E ELÉTRICA.** Disponível em: <<https://oficinabeiramar.com.br/quais-as-diferencas-entre-direcao-mecanica-hidraulica-e-eletrica/#:~:text=Dire%C3%A7%C3%A3o%20Mec%C3%A2nica%3A%20%C3%89%20um a%20dire%C3%A7%C3%A3o,um%20carro%20com%20essa%20dire%C3%A7%C3%A3o.>>. Acesso em 03/12/2023.

FABBRI CENTER PEÇAS. **Como funciona a direção mecânica.** Disponível em: <<https://cpfabbri.com.br/direcao-mecanica/>>. Acesso em 2023

INFORMATIVO 04. **Re: Informativo 04 - Modelo do motor Honda GX390H1 – ARG.** Disponível em: <<https://forum.bajasaebrazil.net/viewtopic.php?f=28&t=2867&p=11076&hilit=motor+2024#p11076>>. Acesso em 2023

COMETCLUTCHES. **CVT COMET 780.** Disponível em: <<https://www.cometclutches.com/products/torque-converters/780-automatic-torque/#productTab|1>>. Acesso em 2023

CHAUDHARI, Dhanashree Narendra; PATIL, P. N. A Review of Transmission System for performance of CVT. **Int. J. Eng. Tech**, v. 1, p. 63-67, 2015.

ZHANG, Sheng-Peng; TAK, Tae-Oh. Efficiency estimation of roller chain power transmission system. **Applied Sciences**, v. 10, n. 21, p. 7729, 2020.

KOHLER. **MOTOR KOHLER CH 440.** Disponível em:

<<https://engines.kohlerenergy.com/en/products/CH440>>. Acesso em 2023

TEIXEIRA, Mariane Mendes. "**Aquaplanagem**"; **Brasil Escola**. Disponível em: <https://brasilecola.uol.com.br/fisica/aquaplanagem.htm>. Acesso em 01 de junho de 2024.

LONGACRERACING. **BUMP STEER**. Disponível em:

<[https://www.longacreracing.com/userfiles/articles/text/Bump\\_Steer.pdf](https://www.longacreracing.com/userfiles/articles/text/Bump_Steer.pdf)>. Acesso em 03/07/2024.

MELCONIAN, SARKIS. **Elementos de Máquinas-Edição revisada, atualizada e ampliada**. Saraiva Educação SA, 2018.

RENAULT. **VEÍCULO RENAULT KWID**. Disponível em:

<[https://www.renault.com.br/veiculos-de-passeio/kwid.html?CAMPAIGN=br-pt-r-t-def-model-kwid-ice-go-classic-fast\\_start-shop\\_nacional&ORIGIN=sea\\_defensive&gclsrc=aw.ds&gad\\_source=1&gclid=CjwKCAjwhIS0BhBqEiwADAUhc1il5KH9iKj7TivMQxnNQzxVlm7p0uNZ99fYSnKWJy78XctocWZZRxoCks0QAvD\\_BwE](https://www.renault.com.br/veiculos-de-passeio/kwid.html?CAMPAIGN=br-pt-r-t-def-model-kwid-ice-go-classic-fast_start-shop_nacional&ORIGIN=sea_defensive&gclsrc=aw.ds&gad_source=1&gclid=CjwKCAjwhIS0BhBqEiwADAUhc1il5KH9iKj7TivMQxnNQzxVlm7p0uNZ99fYSnKWJy78XctocWZZRxoCks0QAvD_BwE)>. Acesso em 2024

SHIGLEY, Joseph E., et.al., "**Projeto de Engenharia Mecânica**". Editora Bookman. 7ª edição. 2005.

MATWEB. **Propriedades do material AISI 1045 temperado e revenido**. Disponível em:

<<https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=14c0da863d264998a97f0be6a0f92c70&ckck=1>>. Acesso em 03/07/2024.

MATWEB. **Propriedades do material AISI 4140 temperado e revenido**. Disponível em:

<<https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=34bcef511c0142bebc7bf066d6b38a0c>>. Acesso em 03/07/2024.

SKF. **CATÁLOGO SKF**. Disponível em:

<<https://www.skf.com/br/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings>>. Acesso em 03/07/2024.

**SKF. Rolamento 6005 SKF.** Disponível em:

<<https://www.skf.com/pt/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6005>>. Acesso em 03/07/2024.

**SKF. Rolamento 608 ZZ SKF.** Disponível em:

<<https://www.skf.com/br/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-608-2Z>>. Acesso em 03/07/2024.

**SKF. Rolamento 30207 SKF.** Disponível em:

<<https://www.skf.com/br/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/productid-30207>>. Acesso em 03/07/2024.

**VALEC. Retentor caixa planetário Kwid.** Disponível em:

<[https://pecas.valecrenault.com.br/retentor-lateral-383423705r-kwid-ii-1-0-12v-3-cilindros\\_cp80654](https://pecas.valecrenault.com.br/retentor-lateral-383423705r-kwid-ii-1-0-12v-3-cilindros_cp80654)>. Acesso em 01/07/2024.

**SKF. Rolamentos.** Disponível em:

<<https://www.skf.com/br/products/rolling-bearings>>. Acesso em 25/07/2024.

**Altair. Altair Simsolid.** Disponível em:

<<https://altair.com/simsolid>>. Acesso em 25/07/2024.

TCE-ES Escola de Contas Públicas. **Microsoft Excel.** Disponível em:

<<https://ava.tcees.tc.br/mod/book/tool/print/index.php?id=8703#:~:text=O%20Microsoft%20Excel%20%C3%A9%20um,a%20serem%20trabalhados%20s%C3%A3o%20n%C3%BAmeros.>>. Acesso em 25/07/2024.

**FTOOL. Ftool.** Disponível em:

<<https://www.ftool.com.br/Ftool/>>. Acesso em 25/07/2024.