

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**

**ANDERSON LIVI**

**ANÁLISE DE DINÂMICA LONGITUDINAL PARA UM PROJETO CONCEITUAL DE  
TRANSMISSÃO 4X4 APLICADA EM VEÍCULO MINI BAJA**

**PATO BRANCO**

**2023**

**ANDERSON LIVI**

**ANÁLISE DE DINÂMICA LONGITUDINAL PARA UM PROJETO CONCEITUAL DE  
TRANSMISSÃO 4X4 APLICADA EM VEÍCULO MINI BAJA**

**Analysis of longitudinal dynamics for a conceptual 4x4 transmission project  
applied to a mini baja vehicle**

Trabalho de conclusão de curso de graduação apresentada como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Orientador(a): Fábio Rodrigo Mandello Rodrigues.

**PATO BRANCO**

**2023**



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/)

Esta licença permite remixe, adaptação e criação a partir do trabalho, mesmo para fins comerciais, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es) e que licenciem as novas criações sob termos idênticos. Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

**ANDERSON LIVI**

**ANÁLISE DE DINÂMICA LONGITUDINAL PARA UM PROJETO CONCEITUAL DE  
TRANSMISSÃO 4X4 APLICADA EM VEÍCULO MINI BAJA**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação  
apresentado como requisito para obtenção do título  
de Bacharel em Engenharia Mecânica da  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná  
(UTFPR).

Data de aprovação: 30 / Novembro / 2023

---

Prof. Dr. Fábio Rodrigo Mandello Rodrigues  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Departamento de Mecânica  
Orientador

---

Prof. Dr. Joviano Janjar Casarin  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Departamento de Mecânica

---

Prof. Dr. Adelino Carlos Maccarini  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Departamento de Mecânica

**PATO BRANCO**

**2023**

Dedico este trabalho à minha família, pelo apoio incondicional em todas as etapas desta graduação.

## **AGRADECIMENTOS**

Deixo aqui meus singelos agradecimentos a todos que de uma forma ou outra me ajudaram nessa caminhada.

Em especial, a Deus por me proporcionar a oportunidade de realizar esse sonho que é a graduação.

À minha família, por todo esforço e incentivo em todas as etapas percorridas.

Aos meus colegas de classe, pelo convívio e amizade.

A secretaria do curso, pela cooperação.

Ao meu orientador Prof. Dr. Fábio Rodrigo Mandello Rodrigues, por todo auxílio para desenvolver este trabalho.

E a todos os que por algum motivo contribuíram para a realização desta pesquisa.

Quando você conhece a sensação de fracasso, a  
determinação persegue o sucesso.  
(KOBE BRYANT).

## RESUMO

Devido aos novos regulamentos das competições Baja SAE, surgiu a necessidade de um projeto de transmissão 4x4 aplicado em veículos mini baja. Portanto, este trabalho teve como o objetivo desenvolver um estudo de dinâmica longitudinal para definir os parâmetros de construção do sistema de transmissão buscando o melhor desempenho e eficiência do veículo. Foram avaliadas as diversas condições de pista em que o protótipo é exposto e determinadas às condições de contorno que mais tinham influência no desempenho visando a competição. A partir desse estudo foi possível determinar a melhor relação de redução da transmissão para que fosse aproveitado toda a capacidade trativa disponível. Avaliou-se também a melhor forma construtiva do conjunto para que atendesse às necessidades de desempenho e fosse economicamente viável, levando em conta o aproveitamento de componentes, custos e processos de fabricação disponíveis. Por meio disso foram feitas modelagens conceituais dos componentes para validar a proposta de aplicação do projeto.

Palavras-chave: Baja; Transmissão 4x4; Dinâmica Longitudinal; Dinâmica Veicular.

## **ABSTRACT**

Due to the new regulations of the Baja SAE competitions, there arose the need for a 4x4 transmission project applied to mini baja vehicles. Therefore, the aim of this work is to develop a longitudinal dynamics study to define the construction parameters of the transmission system, aiming for the best performance and efficiency of the vehicle. This study considers the prototype in several track conditions, and the specification of the boundary conditions that had the most influence on performance for competition purposes. From the results of this analysis, we were able to determine the optimal transmission reduction ratio to make the most of the available tractive capacity. We also assessed the best constructive form of the assembly to meet performance needs and be economically viable, considering the utilization of components, costs, and available manufacturing processes. Conceptual modeling of the components was carried out to validate the proposed application of the project.

Keywords: Baja; Transmission; 4x4; Dynamics; Longitudinal.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Representação sistema de transmissão CVT.....	17
Figura 2 - Configurações típicas de transmissões em veículos. ....	18
Figura 3 - Representação de um sistema 4x4 convencional.....	20
Figura 4 - Sistema de tração 4WD <i>Part-time</i> . ....	21
Figura 5 - Sistema de tração 4WD <i>Full-time</i> .....	22
Figura 6 - Representação de um sistema de transmissão AWD. ....	23
Figura 7 - Caixas de transferência e suas configurações.....	25
Figura 8 - Componentes de um eixo de transmissão. ....	26
Figura 9 - Componentes de um diferencial. ....	27
Figura 10 - Esforços atuantes em um pneu. ....	28
Figura 11 – Representação da força de resistência ao rolamento.....	30
Figura 12 – Representação resistência ao aclave. ....	31
Figura 13 – Elementos rotativos que contribuem para a inércia de veículos. ....	34
Figura 14 - Mapa ideal de potência do motor.....	36
Figura 15 - Mapa ideal de força de tração. ....	36
Figura 16 - Fluxograma geral do projeto.....	37
Figura 17 – Resistência aerodinâmica em função da velocidade. ....	42
Figura 18 – Resistência ao aclave em função do ângulo de inclinação da pista. .....	43
Figura 19 – Reação no eixo dianteiro em função do ângulo de inclinação da pista.....	44
Figura 20 – Fluxo de componentes da transmissão. ....	45
Figura 21 – Resistência inercial pela aceleração do veículo.....	45
Figura 22 - Balança utilizada no teste de capacidade trativa. ....	46
Figura 23 – Capacidade trativa por eixo em função da aceleração do veículo..	47
Figura 24 – Curvas de torque e potência do motor.....	48
Figura 25 – Gráfico de demanda de força do veículo. ....	49
Figura 26 – Bancada de testes.....	54
Figura 27 – Relação entre rotação de motor e polia movida da CVT.....	54
Figura 28 – Mapa característico de entrega de força do veículo. ....	55
Figura 29 – Atual caixa de redução do protótipo. ....	56
Figura 30 – Par de engrenagens cônicas.....	56

<b>Figura 31 – Eixos para o sistema da caixa de transferência. ....</b>	<b>57</b>
<b>Figura 32 – Carcaça e tampa da caixa de transferência. ....</b>	<b>58</b>
<b>Figura 33 – Nova carcaça da caixa de redução. ....</b>	<b>59</b>
<b>Figura 34 – Montagem da caixa de transferência. ....</b>	<b>59</b>
<b>Figura 35 – Montagem do novo trem de engrenagens. ....</b>	<b>60</b>
<b>Figura 36 – Vista explodida do novo sistema de transmissão. ....</b>	<b>60</b>
<b>Figura 37 – Proposta de posicionamento sistema de transmissão de força para o eixo dianteiro. ....</b>	<b>61</b>
<b>Figura 38 – Posicionamento final do sistema de transmissão proposto. ....</b>	<b>62</b>

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 1 – Coeficientes de resistência à rolagem. ....</b>	<b>30</b>
<b>Tabela 2 – Parâmetros do veículo.....</b>	<b>41</b>
<b>Tabela 3 – Coeficiente de atrito.....</b>	<b>46</b>
<b>Tabela 4 – Reduções do sistema de transmissão. ....</b>	<b>51</b>

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

2WD	<i>Two Wheel Drive</i>
4WD.	<i>Four Wheel Drive</i>
AHP	<i>Analytic Hierarchy Process</i>
AWD	<i>All Wheel Drive</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CVT	<i>Continuously Variable Transmission</i>
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná
CG	Centro de Gravidade
4X4	Veículo com capacidade trativa em 4 rodas

## LISTA DE SÍMBOLOS

$Q_a$	Resistência Aerodinâmica
$\rho$	Densidade do ar
$C_d$	Coefficiente de resistência aerodinâmica
$A_f$	Área frontal do veículo
$V$	Velocidade do veículo
$Q_r$	Resistência ao rolamento
$f$	Coefficiente de resistência ao rolamento
$G$	Força peso do veículo
$Q_s$	Resistência ao aclone
$\theta$	Ângulo de inclinação da pista
$G_{fs}$	Reação normal no eixo dianteiro em superfície inclinada
$G_f$	Reação normal no eixo dianteiro
$h$	Altura do CG
$L$	Distância entre eixos
$Q'I$	Resistência a inércia de translação
$Q''I$	Resistência a inércia de rotação
$m$	Massa do veículo
$a$	Aceleração do veículo
$M$	Momento angular
$J$	Inércia rotacional
$\alpha$	Aceleração angular
$r_d$	Raio dinâmico do pneu
$J_m$	Inércia rotacional do motor
$J_t$	Inércia rotacional da transmissão
$J_r$	Inércia rotacional do conjunto das rodas
$i$	Relação de rotação
$QI$	Resistência total de inercia
$FL_t$	Força limite de tração
$G_r$	Força normal no eixo de rodagem
$\mu$	Coefficiente de atrito do pneu com o solo
$PN$	Potência necessária
$P_b$	Potência básica
$g$	Aceleração em termos de aceleração da gravidade

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>13</b>
<b>1.1</b>	<b>Tema .....</b>	<b>14</b>
<b>1.2</b>	<b>Justificativa.....</b>	<b>14</b>
<b>1.3</b>	<b>Objetivos .....</b>	<b>14</b>
1.3.1	Objetivo geral .....	14
1.3.2	Objetivos específicos.....	14
<b>2</b>	<b>REVISÃO DE LITERATURA .....</b>	<b>16</b>
<b>2.1</b>	<b>Tipo de transmissões.....</b>	<b>16</b>
2.1.1	Transmissão manual .....	16
2.1.2	Transmissão automática .....	16
2.1.3	Transmissão continuamente variável (CVT).....	17
2.1.4	Posicionamentos do conjunto de transmissão .....	18
<b>2.2</b>	<b>Tipos de tração .....</b>	<b>19</b>
2.2.1	Tração 4x2 .....	20
2.2.2	Tração 4x4 .....	20
2.2.2.1	Sistema 4WD Part-time .....	20
2.2.2.2	Sistema 4WD Full-Time.....	21
2.2.2.3	Sistema AWD .....	22
2.2.3	Pontos de vantagens e desvantagem da tração 4x4 .....	23
<b>2.3</b>	<b>Componentes de uma transmissão .....</b>	<b>24</b>
2.3.1	Caixa de transferência.....	24
2.3.2	Eixo cardan .....	25
2.3.3	Diferencial .....	26
2.3.4	Pneus .....	27
<b>2.4</b>	<b>Dinâmica longitudinal .....</b>	<b>28</b>
2.4.1	Resistência aerodinâmica .....	29
2.4.2	Resistência ao rolamento .....	29
2.4.3	Resistência ao aclave .....	31
2.4.4	Resistência de inércia .....	32
2.4.4.1	Massa de translação .....	32
2.4.4.2	Massa de rotação.....	33
2.4.4.3	Resistência total a inércia.....	34
2.4.5	Limite de tração .....	34

2.4.6	Potência necessária .....	35
2.4.7	Mapa característicos .....	35
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS .....</b>	<b>37</b>
<b>3.1</b>	<b>Identificação das necessidades da equipe .....</b>	<b>37</b>
<b>3.2</b>	<b>Definição das metas .....</b>	<b>38</b>
<b>3.3</b>	<b>Aquisição de dados necessários .....</b>	<b>38</b>
<b>3.4</b>	<b>Análise de dinâmica longitudinal .....</b>	<b>39</b>
<b>3.5</b>	<b>Capacidade trativa máxima .....</b>	<b>39</b>
<b>3.6</b>	<b>Relação de transmissão ideal para o conjunto .....</b>	<b>39</b>
<b>3.7</b>	<b>Determinar componentes .....</b>	<b>40</b>
<b>3.8</b>	<b>Modelar conjunto do sistema .....</b>	<b>40</b>
<b>4</b>	<b>DESENVOLVIMENTO .....</b>	<b>41</b>
<b>4.1</b>	<b>Análise dinâmica longitudinal .....</b>	<b>41</b>
4.1.1	Resistência aerodinâmica .....	41
4.1.2	Resistência ao rolamento .....	42
4.1.3	Resistência ao aclave .....	43
4.1.4	Resistência de inércia .....	44
4.1.5	Força limite de tração .....	46
4.1.6	Mapas característicos .....	48
<b>4.2</b>	<b>Definição da relação de transmissão .....</b>	<b>49</b>
<b>5</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>52</b>
<b>5.1</b>	<b>Velocidade máxima .....</b>	<b>52</b>
<b>5.2</b>	<b>Capacidade trativa em terra batida .....</b>	<b>52</b>
<b>5.3</b>	<b>Aceleração .....</b>	<b>52</b>
<b>5.4</b>	<b>Capacidade de vencer um aclave de 100% de inclinação .....</b>	<b>53</b>
<b>5.5</b>	<b>Mapa característico real .....</b>	<b>53</b>
<b>5.6</b>	<b>Modelagem conceitual do sistema .....</b>	<b>55</b>
5.6.1	Caixa de transferência .....	56
5.6.2	Demais componentes e posicionamento geral .....	61
<b>6</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>63</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>65</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Com o intuito de proporcionar aos estudantes de engenharia a oportunidade de aplicar os conhecimentos obtidos em sala de aula, a SAE desenvolveu uma competição chamada de Baja SAE. O objetivo principal é o desenvolvimento de um veículo *off road*, desde sua concepção, projeto detalhado, construção, validações, testes e por fim submeter o veículo a nas diversas provas da competição. (SAE Brasil, 2022).

A equipe Pato Baja que representa a Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR no câmpus de Pato Branco, é uma das participantes das etapas sul e nacional da competição. Atualmente, em seu projeto de transmissão, a equipe possui um sistema de tração que proporciona torque para as duas rodas traseiras.

Pode-se definir que em um projeto de veículo *off road*, o sistema de transmissão é uma das etapas mais importantes a serem definidas. Atualmente o sistema utilizado atende de forma satisfatória os requisitos da equipe, levando em conta a competitividade atual e as situações de prova em que o veículo é submetido.

Porém, com o aumento do nível da competição entre as equipes e os obstáculos se tornando progressivamente mais desafiadores, aliado a isso, existe um estímulo da organização para que sejam desenvolvidos novos sistemas de transmissão com tração nas quatro rodas. Na competição nacional de 2023, as equipes que participarem com um sistema 4x4 já efetivo, terão pontuação extra. Isso provavelmente se tornará obrigatório nas competições subsequentes.

Para um projeto de transmissão, devemos avaliar todas as situações em que o veículo será exposto para definir as resistências ao movimento que terão mais influência. A partir disto, é definido a relação de transmissão ideal levando em conta todos os componentes que serão adicionados para levar a tração a mais um eixo no veículo, buscando sempre aproveitar toda a energia disponível do motor alinhada a capacidade dos pneus em transmiti-la para o solo.

Portanto, levando em conta todos esses fatores, a proposta é dimensionar um sistema de transmissão 4x4 com o objetivo de melhorar a capacidade de tração sem que haja grandes perdas no comportamento dinâmico do veículo, para que dessa forma a equipe mantenha a competitividade e atenda a futuros regulamentos da competição.

## 1.1 Tema

O presente trabalho aborda assuntos referentes à engenharia mecânica e automotiva. Destina-se a elaboração de um projeto de transmissão 4x4 aplicado em um veículo fora de estrada do tipo mini baja.

## 1.2 Justificativa

Na Competição Regional Sul do ano de 2020, o comitê da BAJA SAE Brasil propôs um desafio onde as equipes competidoras deveriam elaborar um relatório com possíveis soluções para a implementação de um sistema de transmissão 4x4 visando uma possível obrigatoriedade deste sistema nas competições subsequentes. Após isso, no ano de 2022, alguns informativos foram repassados pela organização trazendo o fato de que a competição internacional do ano de 2023 teve obrigatoriedade deste sistema de transmissão. Além disso, equipes que participaram da etapa nacional de 2023 com o projeto já implementado, tiveram pontuação extra.

Além destes fatos, é interessante salientar que a procura por veículos comerciais com tração 4x4 integral vem aumentando significativamente. Segundo NAUNHEIMER, 1999, veículos com essas características proporcionam melhorias em relação ao comportamento dinâmico em estradas.

## 1.3 Objetivos

### 1.3.1 Objetivo geral

Projetar um sistema de transmissão com tração nas quatro rodas aumentando a capacidade trativa do veículo sem que haja grande perda em seu comportamento dinâmico.

### 1.3.2 Objetivos específicos

- Levantar hipóteses e conceitos de transmissões 4x4;
- Definir as metas do projeto;

- Definir uma relação de transmissão que atenda as metas propostas;
- Definir um sistema de transmissão adequado que se aplique ao protótipo baja SAE;
- Selecionar componentes necessários para o conjunto;
- Modelar o conjunto na estrutura para que atenda às necessidades do projeto.

## **2 REVISÃO DE LITERATURA**

O sistema de transmissão é o conjunto de componentes responsável pelo deslocamento de um veículo. Ele possibilita que o carro mantenha a desenvoltura e agilidade em diversas situações encontradas nas ruas, pistas e rodovias. (FRAS-LE, 2021).

Segundo CROLLA (2009), pode-se também chamar o sistema de linha de transmissão, o qual inclui todos os conjuntos entre o motor e as rodas do veículo. Nesses conjuntos encontra-se as relações de transmissão que são responsáveis por multiplicar o torque ou a velocidade do eixo do motor, fazendo com que o veículo se mova em diferentes níveis de piso e com diversas velocidades.

### **2.1 Tipo de transmissões**

Pode-se encontrar no mundo automotivo diversas maneiras de converter a rotação e torque do motor em movimentos para as rodas. Na maioria dos casos o diferencial entre elas é a forma com que são selecionados os diferentes níveis de relação de transmissão. Os mais comuns estão descritos nos itens 2.1.

#### **2.1.1 Transmissão manual**

Como o nome sugere, é o sistema em que o motorista precisa selecionar manualmente a relação de transmissão. Essa seleção só é possível devido à presença de uma embreagem junto ao sistema. Esta tem como função desligar o motor das rodas motrizes quando se efetua uma troca de marcha ou quando se necessita sair do repouso. (COSTA, 2002).

#### **2.1.2 Transmissão automática**

As transmissões automáticas possuem diversas formas de funcionamento, porém o que elas têm em comum é a capacidade de alterar as relações de velocidade sem que seja necessário a intervenção do motorista. (CROLLA, 2009).

O modelo mais encontrado em veículos convencionais é a que dispõe de um conversor de torque entre o motor e a transmissão. Este conversor são

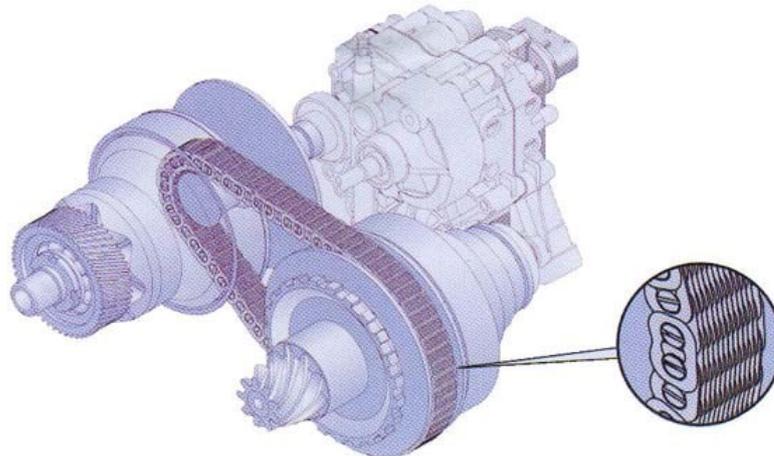
acoplamentos que utilizam de princípios hidrodinâmicos para amplificar a entrada de torque no câmbio. Devido ao deslizamento possível com acoplamento via fluido, a velocidade do câmbio pode ser zero enquanto o motor continua em funcionamento, simulando uma marcha neutra. (GILLESPIE, 1992).

### 2.1.3 Transmissão continuamente variável (CVT)

É um modelo de transmissão capaz de variar as relações entre entrada e saída de maneira contínua (CROLLA, 2009).

Possui um princípio de funcionamento simples, onde duas polias cônicas são ligadas geralmente por uma correia em V como mostra a Figura 1. Estas polias são bipartidas e suas metades se afastam ou se aproximam de acordo com a necessidade. Isso proporciona uma variação nos diâmetros de atuação da correia alterando as relações de transmissão. (COSTA, 2002).

**Figura 1 - Representação sistema de transmissão CVT.**



**Fonte: Costa (2002)**

Além da variada combinação de relações de transmissão, o CVT proporciona outras vantagens em relação aos câmbios convencionais como funcionamento suave, consumo de combustível inferior além de proporcionar uma faixa de trabalho mais eficiente para o motor (COSTA, 2002).

O maior desempenho que pode ser obtido utilizando um CVT está ligado à possibilidade de o motor operar em sua maior faixa de potência em uma situação de aceleração máxima. Em um veículo com transmissão por engrenagens, o motor só

atua em sua faixa máxima de potência apenas em um momento para cada marcha disponível. (CROLLA, 2009).

Existe, porém, alguns fatores que impediram a popularização desses tipos de transmissão no mercado de automóveis. A principal desvantagem em relação à transmissão por engrenagens é a menor eficiência. As perdas no sistema de engrenagens ocorrem pelo atrito entre os componentes da transmissão, porém a velocidade de saída real será a mesma que a velocidade ideal calculada. Nos sistemas com CVT além de uma certa parcela do torque perdido ocorre também a perda de velocidade devido ao deslizamento entre as relações. (CROLLA, 2009).

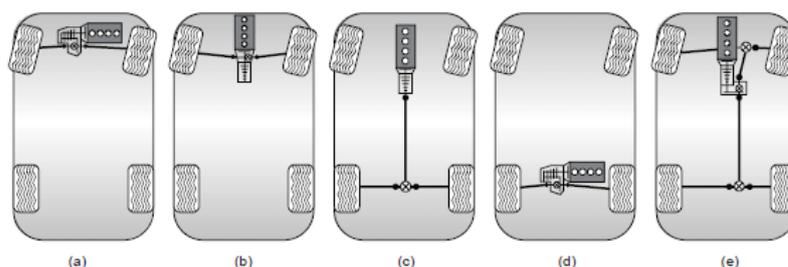
Outro fator é a forma como o CVT é controlado e a sensação que passa para o motorista em relação ao comportamento do veículo. Isso está ligado à dirigibilidade que é condicionada com a experiência do condutor, muitas vezes acostumado com uma transmissão manual convencional, não se sentem confortáveis ao dirigir um veículo com CVT (CROLLA, 2009).

#### 2.1.4 Posicionamentos do conjunto de transmissão

Em um projeto de transmissão de um veículo, pode-se encontrar uma variedade de conjuntos com seus componentes montados em diversas posições diferentes. A disposição destes componentes interfere diretamente na engenharia do veículo. Ela vai depender do espaço disponível para o trem de força, do eixo destinado às rodas motrizes, irá influenciar a distribuição de peso, uma vez que os componentes são relativamente pesados, além da estrutura para comportar e reagir contra os torques de acionamento. (CROLLA, 2009).

As principais configurações de transmissões encontradas no mercado automobilístico estão representadas na Figura 2.

**Figura 2 - Configurações típicas de transmissões em veículos.**



Fonte: Crolla, (2009)

A configuração mais utilizada nos dias de hoje em carros populares é a de tração dianteira mostrada da Figura 2-a. Ela possui o conjunto de motor e câmbio posicionados de forma transversal ao eixo do veículo com o diferencial acoplado na carcaça da transmissão, proporcionando um conjunto mais compacto. Outra opção é mostrada na Figura 2-b, onde o conjunto de transmissão e motor é montado de forma longitudinal, novamente com um diferencial incorporado ao conjunto levando a tração para o eixo dianteiro do veículo. (CROLLA, 2009).

Uma configuração que é clássica para tração no eixo traseiro é como na Figura 2-c, onde o motor e o câmbio são montados na dianteira do veículo de forma longitudinal e os semieixos e diferencial na traseira, conectados através de um eixo cardan. Uma outra opção, porém, menos comum, é a configuração da Figura 2-d, onde o motor e transmissão são montados transversalmente no eixo traseiro. Essa configuração comumente vista em carros esportivos. (CROLLA, 2009).

O último exemplo mostrado na Figura 2-e, é a configuração onde todas as quatro rodas do veículo apresentam possibilidade de tração. É frequentemente utilizado em veículos fora de estrada, onde sua maior altura em relação ao solo permite a instalação do motor acima da linha do eixo possibilitando acomodar um diferencial dianteiro (CROLLA, 2009). O conjunto de motor e câmbio são montados na dianteira de forma longitudinal, e acoplado à transmissão existe um outro componente que possibilita a saída de um eixo cardan tanto para o diferencial traseiro como para o diferencial dianteiro, transmitindo torque para todas as rodas do veículo.

Existem muitas outras variantes de conjuntos de tração, tanto dianteira, traseira, quanto nas quatro rodas, porém as mais comuns encontradas nos modelos atuais de veículos foram listadas na Figura 2 (CROLLA, 2009).

## **2.2 Tipos de tração**

Define-se o sistema de tração quanto à quantidade de rodas em que o torque do motor é transmitido. Neste caso é possível classificar como tração 4x2, 4x4 e AWD em veículos convencionais que serão detalhados a seguir.

### 2.2.1 Tração 4x2

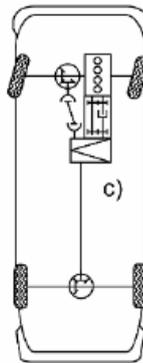
É denominado o veículo que possui quatro rodas e duas delas sendo motrizes. A potência pode ser transmitida tanto para o eixo dianteiro quanto para o eixo traseiro (CROLLA, 2009).

A maioria dos veículos rodoviários atuais possui esta configuração, devido ao seu leve peso e simplicidade de construção, além do fato que a tração em estradas é geralmente atendida através de um conjunto 4x2. (NAUNHEIMER, 1999).

### 2.2.2 Tração 4x4

É o sistema que permite com que todas as quatro rodas do veículo possuam a capacidade de tracionar. É um sistema usual em veículos que trafegam em terrenos acidentados ou escorregadios, onde possibilita que o carro tenha maior capacidade de tração devido ao fato de que todo peso está sendo utilizado na tração (COSTA, 2002).

**Figura 3 - Representação de um sistema 4x4 convencional.**



**Fonte: adaptado de NAUNHEIMER (1999)**

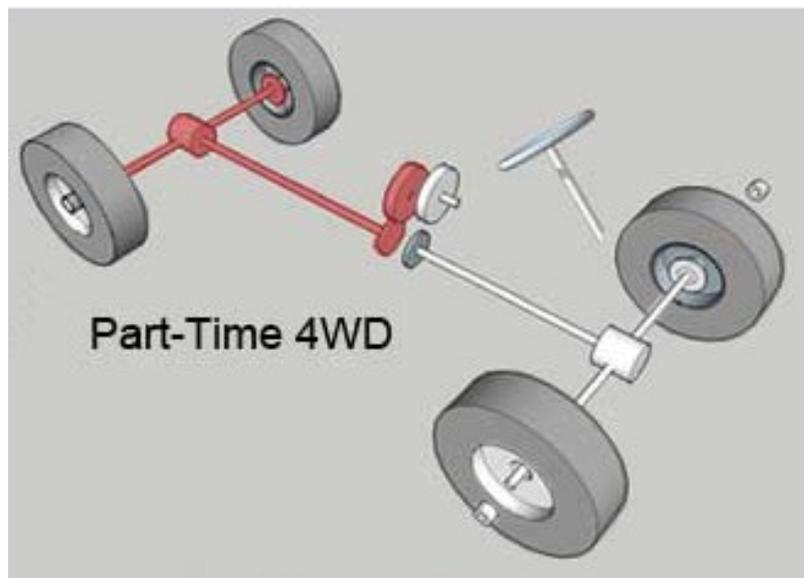
#### 2.2.2.1 Sistema 4WD Part-time

Este sistema de transmissão possui uma caixa de transferência que faz a ligação entre os eixos dianteiro e traseiro como representado na Figura 4, porém o sistema atua em situação normal como um carro com tração em duas rodas. A partir do momento em que o motorista sinta a necessidade da tração nas quatro rodas, ele aciona por meio de uma alavanca, ou eletronicamente um acoplamento que liga a

caixa de câmbio ao eixo dianteiro, proporcionando assim a tração em todas as rodas. (OUTBACK CROSSING, 2013).

Em terrenos em boas condições, não há a necessidade de as quatro rodas atuarem como motrizes, além do fato que não é recomendado trafegar em alta velocidade com o sistema acionado pelo motivo de não haver um diferencial central e por tanto, não haver uma compensação de rotação entre o eixo dianteiro e traseiro. Uma utilização do sistema nessas condições em uma pista com elevado coeficiente de atrito pode levar o sistema a elevados níveis de carga e consequentemente alta probabilidade de danos (COSTA, 2002).

**Figura 4 - Sistema de tração 4WD *Part-time*.**



**Fonte: adaptado de Outback Crossing (2013)**

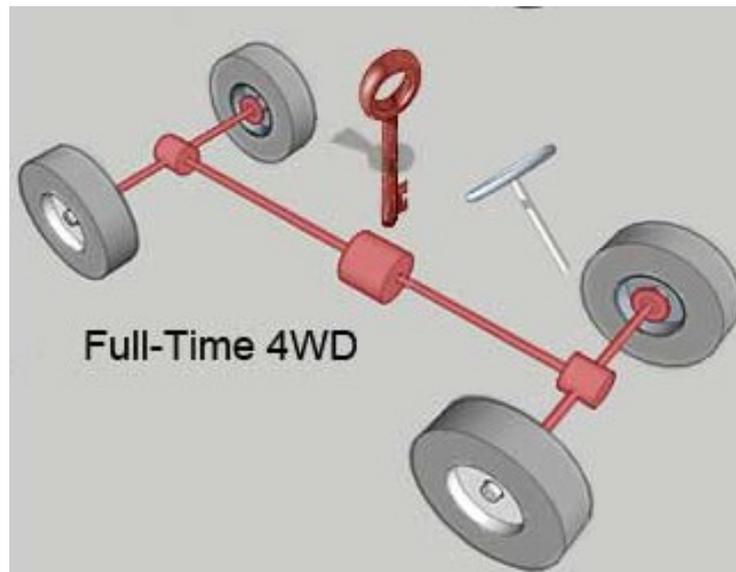
#### 2.2.2.2 Sistema 4WD Full-Time

A concepção de uma direção mais segura e estável estimulou a consideração da aplicação de tração nas quatro rodas em situações rodoviárias e urbanas, ampliando as perspectivas de segurança e desempenho. Para que isso se tornasse possível, foi necessário a instalação de um diferencial central, entre os diferenciais dianteiros e traseiros. Com isso, esse sistema permite o deslizamento entre os eixos de tração dianteiros proporcionando que cada roda gire conforme sua necessidade de tração (OUTBACK CROSSING, 2013).

Quando for necessário, em situações difíceis, o motorista tem a opção de bloquear esse diferencial central proporcionando torque igualmente para ambos os eixos do veículo (Figura 5), obtendo um comportamento de um 4WD convencional (OUTBACK CROSSING, 2013).

Nesse sistema o motorista não possui a possibilidade de selecionar o 2WD, o sistema opera em 4x4 integralmente (OUTBACK CROSSING, 2013).

**Figura 5 - Sistema de tração 4WD Full-time.**

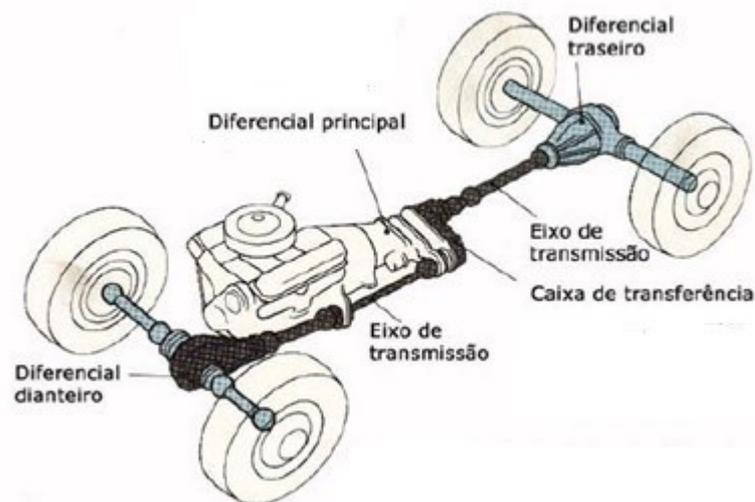


**Fonte: adaptado de Outback Crossing (2013)**

### 2.2.2.3 Sistema AWD

O sistema de transmissão AWD é um modo de tração nas quatro rodas simultaneamente sem a possibilidade de desacoplar um dos eixos. Ela consiste em uma tecnologia dotada de um diferencial central capaz de distribuir o torque para as diferentes rodas conforme a necessidade como representado na Figura 6. (OUTBACK CROSSING, 2013).

**Figura 6 - Representação de um sistema de transmissão AWD.**



**Fonte: Adaptado de Costa (2002)**

Este sistema vem cada vez ganhando mais espaço entre os automóveis de passeio devido à maior estabilidade e capacidade de tração em curvas. Contudo, esses veículos não são realmente efetivos em pistas fora de estrada, apesar de apresentarem um comportamento adequado em situações menos exigentes. Esse fato se deve por não haver a possibilidade de um bloqueio do diferencial central. (OUTBACK CROSSING, 2013).

Nem todos os sistemas AWD possuem as mesmas características. O sistema da Subaru, por exemplo, direciona a maior parte da potência para o eixo traseiro, podendo aumentar conforme a necessidade de tração. Outros sistemas operam com 100 % da potência indo para o eixo dianteiro, e ao perceber a necessidade por meio de um escorregamento dos pneus, o sistema libera uma quantidade de potência para o eixo traseiro. (CONSUMER REPORTS, 2021).

### 2.2.3 Pontos de vantagens e desvantagem da tração 4x4

O aumento na produção e na procura por veículos com tração nas quatro rodas está diretamente relacionado com algumas vantagens técnicas do sistema. Ela possui um desempenho de tração superior em qualquer tipo de terreno, isto se deve a utilização total do atrito estático. Possibilitam uma maior carga útil e carga de reboque e uma melhor capacidade em transpor obstáculos. Além disso, veículos

com essas características proporcionam melhorias em relação ao comportamento dinâmico em estradas (para o caso de tração integral). (NAUNHEIMER, 1999).

Dentre as séries de vantagens do sistema de tração 4x4, existe também algumas desvantagens que precisam ser levadas em consideração. O projeto desse sistema em comparação a um 4x2 convencional demanda uma complexidade muito maior, especialmente se existir algum sistema de distribuição de torque por demanda. O acréscimo de massa deve ser considerado, podendo levar em conta cerca de 10% a mais na massa total do veículo. Junto a isso, um maior consumo de combustível é esperado devido não só a massa total do conjunto, mas a inércia rotacional de todos os componentes, além de que o sistema demanda de um maior espaço para acomodar todos os componentes. (NAUNHEIMER, 1999).

### **2.3 Componentes de uma transmissão**

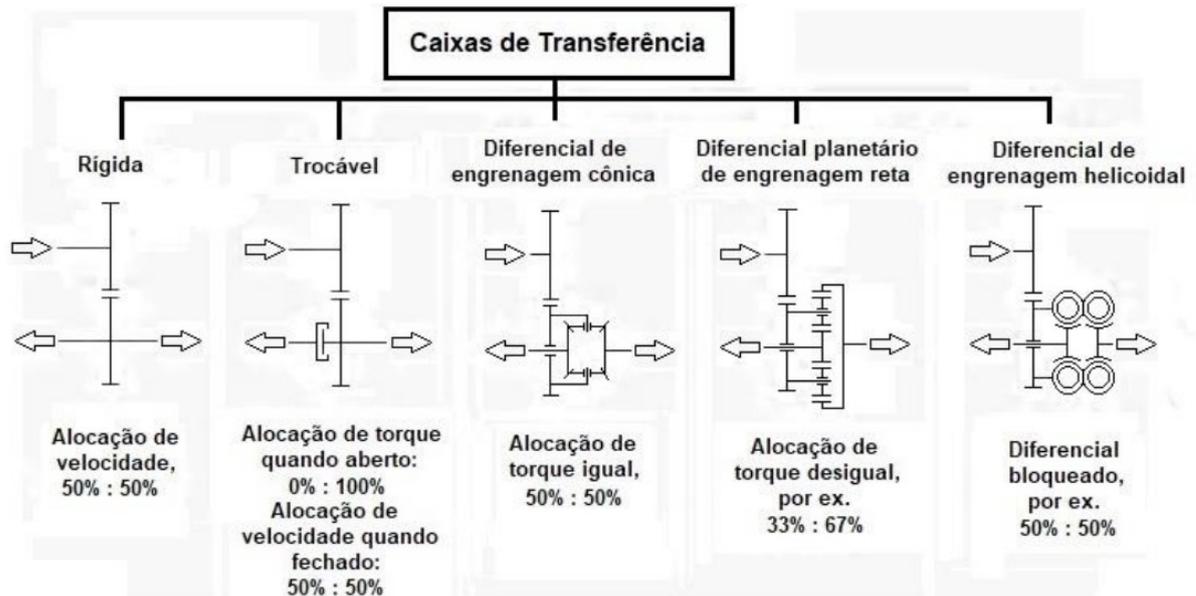
Neste capítulo será descrito os principais equipamentos e seus respectivos conceitos que diferem um sistema de transmissão 4x2 para um sistema 4x4.

#### **2.3.1 Caixa de transferência**

É uma caixa de engrenagens utilizada em veículos com mais de um eixo motriz. Tem como principal função transferir o torque proveniente do conjunto motor e transmissão para os eixos de saída. A ligação entre a caixa de transferência e os eixos motrizes são geralmente feitas por um eixo cardam. Ela pode ser montada com um flange diretamente na caixa de câmbio ou separada dele. (NAUNHEIMER, 1999).

As caixas de transmissões podem ser classificadas estruturalmente em cinco grupos conforme apresentado na Figura 7.

Figura 7 - Caixas de transferência e suas configurações.



Fonte: Adaptado de Naunheimer (1999)

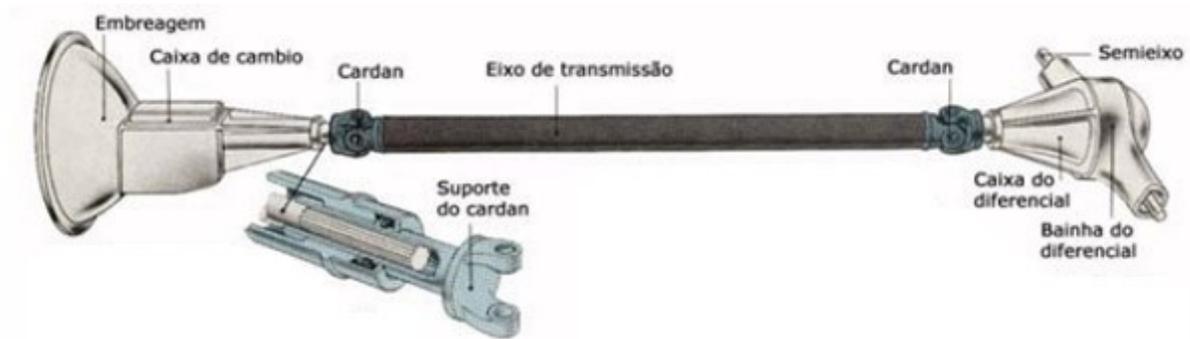
É na caixa de transferência que ocorre a seleção da mudança de tração 4x2 para 4x4 e em casos de um conjunto AWD, onde fica alocado o diferencial central, responsável pela distribuição de torque entre os eixos dianteiros e traseiros conforme a necessidade.

### 2.3.2 Eixo cardan

Na maioria dos casos, onde o conjunto motor e transmissão não ficam alocados próximos aos eixos onde serão transmitidos o torque para as rodas, principalmente em sistemas 4x4, a forma de transmitir a energia é através de um eixo de transmissão denominado como cardan. Este consiste em um tubo metálico, resistente o suficiente para transmitir a potência fornecida pelo trem de engrenagens como na Figura 8. Este eixo deve ser construído de modo que seu peso seja distribuído uniformemente a fim de evitar qualquer tipo de vibração em altas velocidades. (COSTA, 2002).

Em automóveis onde o eixo de transmissão trabalha junto com o sistema de suspensão, a distância entre o eixo e a caixa de câmbio irá variar conforme a compressão das molas, com isso, se faz necessário uma união deslizante em uma das extremidades do eixo para compensar essa diferença de tamanho. (COSTA, 2002).

**Figura 8 - Componentes de um eixo de transmissão.**



**Fonte: Adaptado de Costa (2002)**

Muitas vezes a saída da caixa de câmbio e o diferencial não ficam alinhados e para que seja possível a transmissão através do eixo é necessária uma conexão geralmente do tipo *Hook* em cada extremidade do eixo. Este tipo de conexão consiste em duas forquilha articuladas numa peça central em forma de cruz – cruzeta - formada por dois pinos que se interceptam em ângulo reto. Isso permite aos eixos rodarem solidários, mesmo que os seus eixos não estejam em linha reta (COSTA, 2002).

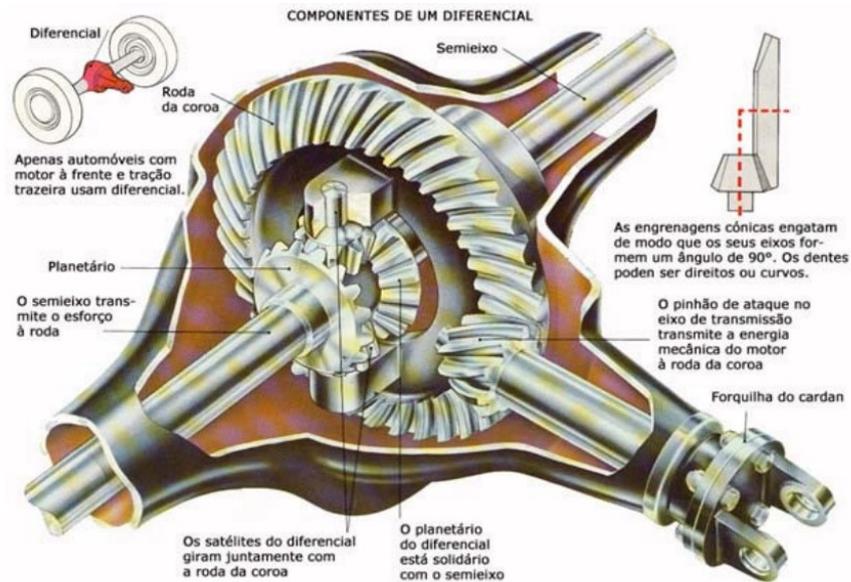
### 2.3.3 Diferencial

Antes de chegar nas rodas, a energia proveniente do motor passa por um último redutor denominado diferencial. Este possui três funções principais: de equalizar a rotação de saída da transmissão para as rodas, aumentando o torque, direcionar o sentido de rotação para as rodas do veículo, em casos de motores longitudinais permitindo que o torque seja transmitido em um ângulo de  $90^\circ$  e por fim permitir que ambas as rodas do mesmo eixo trabalhem em velocidades diferentes, conforme a necessidade. Desta última função que se deve o nome de diferencial. (COSTA, 2002).

Quando o automóvel faz uma curva, a roda interna percorre uma distância menor do que a roda externa curva, se ambas as rodas estiverem fixas em um mesmo eixo, teriam que rodar na mesma velocidade, provocando uma derrapagem da roda interna. A fim de evitar este problema, o eixo é dividido em dois semieixos movidos independentes pelo diferencial para que ocorra uma compensação de velocidade em casos de curvas. (COSTA, 2002).

Na Figura 9 pode-se identificar os principais componentes que compõem o diferencial.

**Figura 9 - Componentes de um diferencial.**



Fonte: Costa (2002)

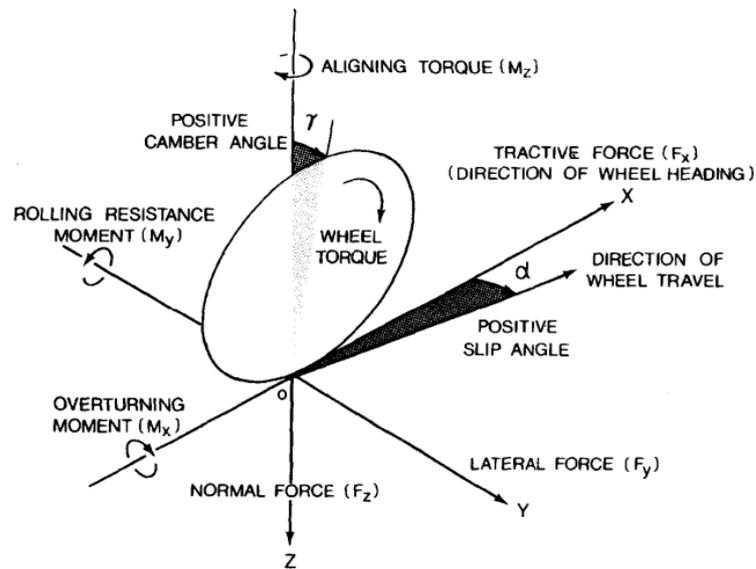
### 2.3.4 Pneus

Segundo WONG, 2001, o mecanismo de contato entre o veículo e o solo precisa atender alguns requisitos importantes: suportar o peso do automóvel, amortecer as irregularidades da pista, fornecer tração suficiente para acelerar e frear além de fornecer controle de direção. Para isto, os pneus são a melhor alternativa para desempenhar essas funções. São amplamente utilizados em aplicações rodoviárias além de veículos fora de estrada.

Os pneus consistem em um invólucro semitubular de borracha envolvido em uma roda cheio de ar no seu interior. Possui uma carcaça com cabos metálicos incorporados na zona de contato com a roda e paredes laterais flexíveis para absorver as cargas externas. Possui ainda em sua superfície externa ranhuras que facilitam a aderência em diferentes tipos de solo. (COSTA, 2002).

Pode-se analisar o comportamento de um pneu a partir dos esforços que ele é submetido. WONG, 2001 define que existem três forças e três momentos atuando no pneu desde o chão. Essas componentes podem ser vistas na Figura 10.

Figura 10 - Esforços atuantes em um pneu.



Fonte: Wong (2001)

Por meio dessa análise pode-se definir vários parâmetros de desempenho do pneu. Por exemplo, o deslocamento lateral pode ser definido como a razão entre o momento de tombamento e a carga normal. O deslocamento longitudinal é definido pela razão entre o momento de resistência a rolagem e a carga normal. A interação entre as tensões de cisalhamento em toda a área de contato representa a força de tração ou frenagem. (WONG, 2001).

## 2.4 Dinâmica longitudinal

Para que sejam alcançados os comportamentos de aceleração, velocidade e capacidade de tração esperados no veículo, é necessário um estudo das forças que agem sobre o veículo, especificamente naquelas que se opõem ao seu movimento, para assim determinar o nível de potência necessário para atender as especificações.

A dinâmica longitudinal de modo geral aborda a aceleração e a frenagem de um determinado veículo. As forças longitudinais externas que atuam no veículo incluem forças de arrasto, forças gravitacionais, forças longitudinais do pneu e forças de resistência ao rolamento. (RAJAMANI, 2006).

### 2.4.1 Resistência aerodinâmica

A resistência aerodinâmica é proveniente de duas fontes principais. A primeira devido ao escoamento de ar pela parte externa da carroceria do veículo e a outra devido ao escoamento pelas partes internas para fins de refrigeração no motor ou radiadores. Porém a primeira fonte representa mais de 90% da resistência aerodinâmica do veículo. (WONG, 2001).

De modo geral pode-se definir a resistência aerodinâmica da seguinte forma:

$$Q_a = \frac{\rho}{2} C_D A_f V^2 \quad (01)$$

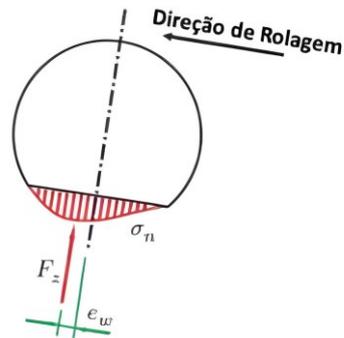
onde:  $A_f$  é a projeção da área normal ao sentido do escoamento do veículo em  $m^2$ ,  $C_D$  é o coeficiente de resistência aerodinâmico,  $V$  é a velocidade do veículo em  $m/s$  e  $\rho$  a densidade do ar em  $kg/m^3$ .

Um fator relevante a se destacar é que em um veículo fora de estrada, a influência da resistência aerodinâmica não é grande, devido a velocidades consideravelmente baixas que os veículos atingem. (WONG, 2001).

### 2.4.2 Resistência ao rolamento

As perdas que dão origem à resistência ao rolamento são provenientes de duas fontes dissipadoras, uma do próprio pneu e outra do terreno onde o veículo trafega (NICOLAZZI, 2012). Essas perdas são causadas resumidamente pela distribuição assimétrica de tensão normal no caminho de contato pneu solo, quando a roda está em movimento como representado na Figura 11.

Figura 11 – Representação da força de resistência ao rolamento.



Fonte: Araujo (2022)

Pode-se considerar então que a força para manter o carro em movimento é proporcional à carga normal que age sobre a roda (NICOLAZZI, 2012). Esta proporcionalidade pode ser expressa como:

$$Q_r = fG \quad (02)$$

sendo:

$Q_r$  - Resistência ao rolamento [N];

$f$  - Coeficiente de resistência ao rolamento;

$G$  - Força peso do veículo [N];

Na Tabela 01 são dadas algumas orientações para os valores de coeficiente de resistência a rolamento para vários tipos de terreno.

Tabela 1 – Coeficientes de resistência à rolamento.

TIPO DE PISO	VALOR PARA "f"
Asfalto liso	0,01
Asfalto rugoso	0,011
Cimento rugoso	0,014
Paralelepípedo	0,02
Pedras irregulares	0,032
Terra batida	0,6
Areia solta	0,1 a 0,3
Gramma	0,045 a 0,1
Barro	0,1 a 0,4
Neve	0,075 a 0,3

Fonte: adaptado de Nicolazzi (2012)

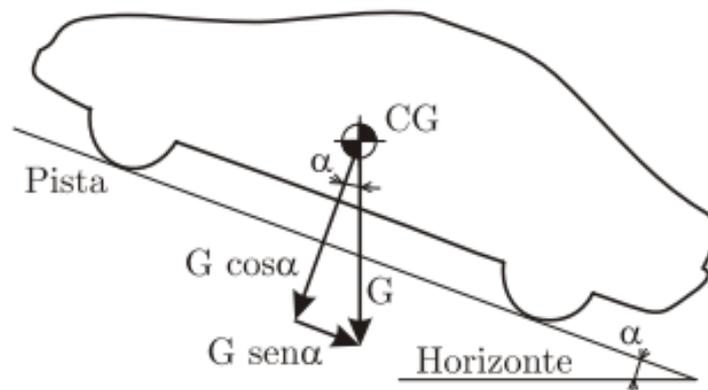
No cálculo de desempenho de um veículo, a transferência de peso dinâmico, forças de reboque e forças de arrasto do ar possuem influencia. No entanto para uma estimativa de cálculo pode-se desprezar essas variáveis pois não acrescentam mudanças significativas na precisão. Por essa razão o peso estático do veículo é o suficiente para calcular a resistência ao rolamento. (GILLESPIE, 1992).

#### 2.4.3 Resistência ao aclive

Um veículo ao subir um aclive, parte de seu peso é convertido em força normal ao solo e outra parte atua no CG em uma componente paralela ao piso tendendo com que o veículo desça o aclive como na Figura 12. Esta componente do peso é a resistência ao aclive, ou seja, a força que deve ser vencida para que haja o equilíbrio estático. Portanto a resistência ao aclive  $Q_s$  é escrita da seguinte forma:

$$Q_s = G * \sin \theta \quad (03)$$

**Figura 12 – Representação resistência ao aclive.**



**Fonte: Nicolazzi (2012)**

Na competição Baja SAE Brasil, o regulamento fala que o veículo deve ser capaz de superar um aclive de 100% de inclinação (45°).

É importante definir o limite de ângulo de rampa que o veículo consegue superar antes de as rodas do eixo dianteiro perderem contato com o solo e, conseqüentemente, tender a capotar para trás. Quando o veículo sobe uma rampa,

as reações normais no eixo dianteiro diminuem conforme o aumento do ângulo de inclinação (GILLESPIE, 1992). Essa reação pode ser calculada por:

$$G_{fs} = G_f * \cos\theta - \frac{G * h * \sin\theta}{L} \quad (04)$$

onde,

$G_{fs}$  - Reação normal no eixo dianteiro em situação de inclinação;

$G_f$  - Reação normal no eixo dianteiro com o veículo em superfície plana;

$\theta$  - Ângulo de rampa;

$h$  - Altura do CG;

$L$  - Distância entre eixos do veículo.

#### 2.4.4 Resistência de inércia

Na movimentação de um automóvel deve-se analisar, além do conjunto de massa em translação um conjunto de massa em rotação. Essas, presentes nos conjuntos rotativos do motor e transmissão são submetidas a acelerações angulares e em função das relações de câmbio podem ser responsáveis por uma grande parcela no consumo de força e conseqüentemente de potência do motor. Portanto a soma da inércia de translação e rotação são responsáveis pela resistência total de aceleração do veículo (NICOLAZZI, 2012).

##### 2.4.4.1 Massa de translação

De acordo com a segunda lei de Newton, para uma massa ter seu estado de movimento alterado é necessário aplicar uma força. Essa força deve ser aplicada pelo motor e corresponde a resistência de inércia de translação representado por:

$$Q'_I = ma \quad (05)$$

onde,

$m$  – Massa total do veículo;

$a$  – Aceleração do veículo.

#### 2.4.4.2 Massa de rotação

A potência produzida pelo motor do veículo passa por vários componentes de transmissão até chegar a roda e ser transmitida para o chão. Para causar uma aceleração angular nesses componentes é necessário aplicar um momento dado por:

$$M = J\alpha \quad (06)$$

onde,

$\alpha$  = aceleração angular

$J$  = Inércia rotacional, proporcional a massa e a geometria da peça.

Para obter a força inercial no contato pneu solo devemos então dividir o momento pelo raio dinâmico do pneu, portanto temos:

$$Q_I'' = \frac{J\alpha}{r_d} \quad (07)$$

Pode-se deixar ainda em função da aceleração linear:

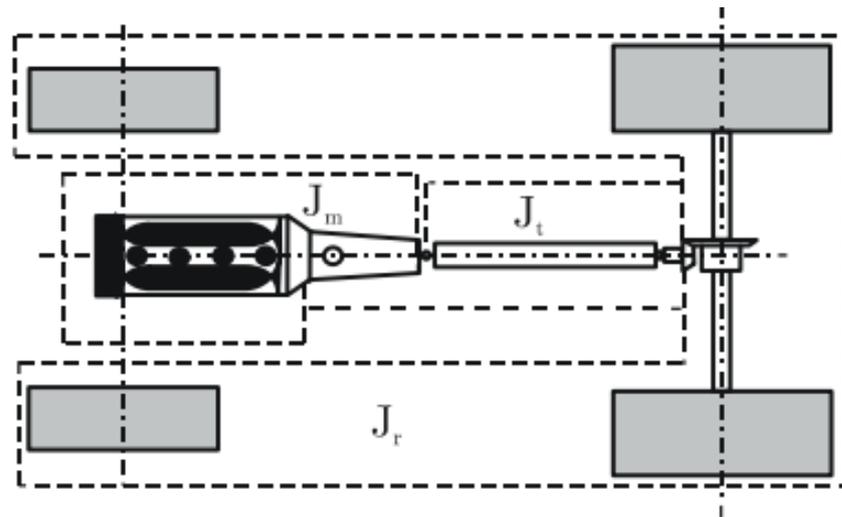
$$Q_I'' = \frac{Ja}{r_d^2} \quad (08)$$

Como em um veículo é encontrado variados massas girando em velocidades diferentes, deve-se encontrar uma inércia rotacional equivalente para cada componente, proporcional à relação de rotação “i” de cada conjunto presente na transmissão. Portanto a inércia rotacional total será a soma de todas as parcelas (NICOLAZZI, 2012).

Por exemplo, para o veículo representado na Figura 13, pode-se escrever que força inercial de rotação é dada por:

$$Q_I'' = \frac{(J_r + i_d^2(J_t + i_{c_j}^2 J_m))a}{r_d^2} \quad (09)$$

Figura 13 – Elementos rotativos que contribuem para a inércia de veículos.



Fonte: Nicolazzi (2012)

#### 2.4.4.3 Resistência total a inércia

A resistência total a aceleração é, portanto, dada pela soma das inércias de rotação e translação.

$$Q_I = ma\left(1 + \frac{J}{mr_d^2}\right) \quad (10)$$

#### 2.4.5 Limite de tração

Para avaliar o potencial desempenho do veículo deve-se determinar a capacidade máxima de tração que ele pode desenvolver. Existem dois fatores limitantes para o esforço máximo de tração, um é determinado pelo coeficiente de atrito pneu/piso e a carga normal e o outro é determinado pelas características do motor e transmissão. O menor desses dois determina a capacidade de tração do veículo (WONG, 2001).

Pode-se definir a capacidade de tração através do contato do pneu com o solo por uma relação entre as forças normais aos eixos de rodagem e o coeficiente de atrito entre as superfícies.

$$F_{lt} = G_r \mu \quad (11)$$

onde,

$G_r$  = Força normal no eixo de rodagem;

$\mu$  = Coeficiente de atrito entre pneu e solo;

As forças normais podem ser definidas por meio de um somatório de momentos entre os pontos de apoio. (WONG, 2001). Ela irá depender da carga estática do veículo somada a transferência de carga dinâmica devido a aceleração.

O coeficiente de atrito entre pneu e solo pode ser obtido de forma experimental, avaliando os diversos terrenos que o veículo pode percorrer.

#### 2.4.6 Potência necessária

A potência necessária para movimentar um veículo está ligada a três principais fatores: a velocidade do veículo, a soma das forças resistivas e ao deslizamento das rodas dos eixos motores (MEYWERK, 2015). Desprezando os deslizamentos em ambos os eixos pode-se calcular a potência necessária.

$$P_N = V * (Q_r * Q_a * Q_s * Q_I) \quad (12)$$

Essa potência calculada representa a demanda nas piores condições de forças resistivas do veículo, ou seja, está sobre o efeito das resistências básicas (aerodinâmica e rolamento), somadas à resistência ao gradiente e à aceleração, significando um veículo subindo um aclive e acelerando ao mesmo tempo. Para uma situação de demanda básica de potência, pode-se assumir um veículo em pista plana com velocidade constante, o que se resume a apenas resistência aerodinâmica e ao rolamento.

$$P_B = V * (Q_r * Q_a) \quad (13)$$

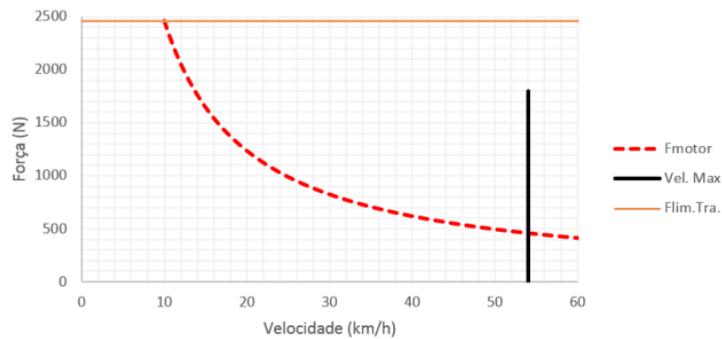
#### 2.4.7 Mapa característicos

Com todas as informações de resistências e limites de tração, é possível representar o mapa característico de demanda do veículo, que consiste no quanto de potência e tração é necessário para o projeto da transmissão do veículo (DUARTE, 2016). É adicionado a esse mapa, como condição de contorno, a

velocidade máxima do veículo o limite de tração, então busca-se a curva força x velocidade mais próximo possível da curva ideal do motor para aproveitar o máximo de potência disponível.

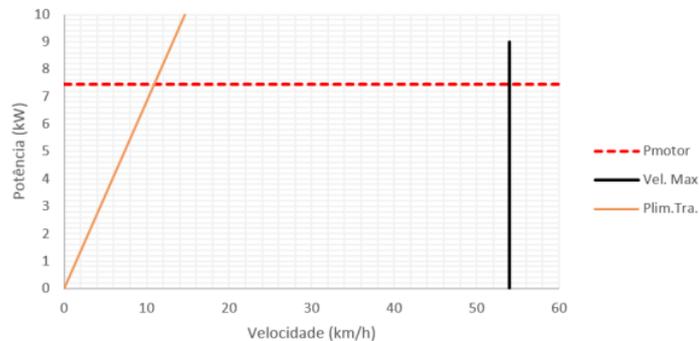
As Figuras 14 e 15 são exemplos de mapas ideais de potência do motor e da força de tração.

**Figura 14 - Mapa ideal de potência do motor.**



**Fonte: Duarte (2016)**

**Figura 15 - Mapa ideal de força de tração.**



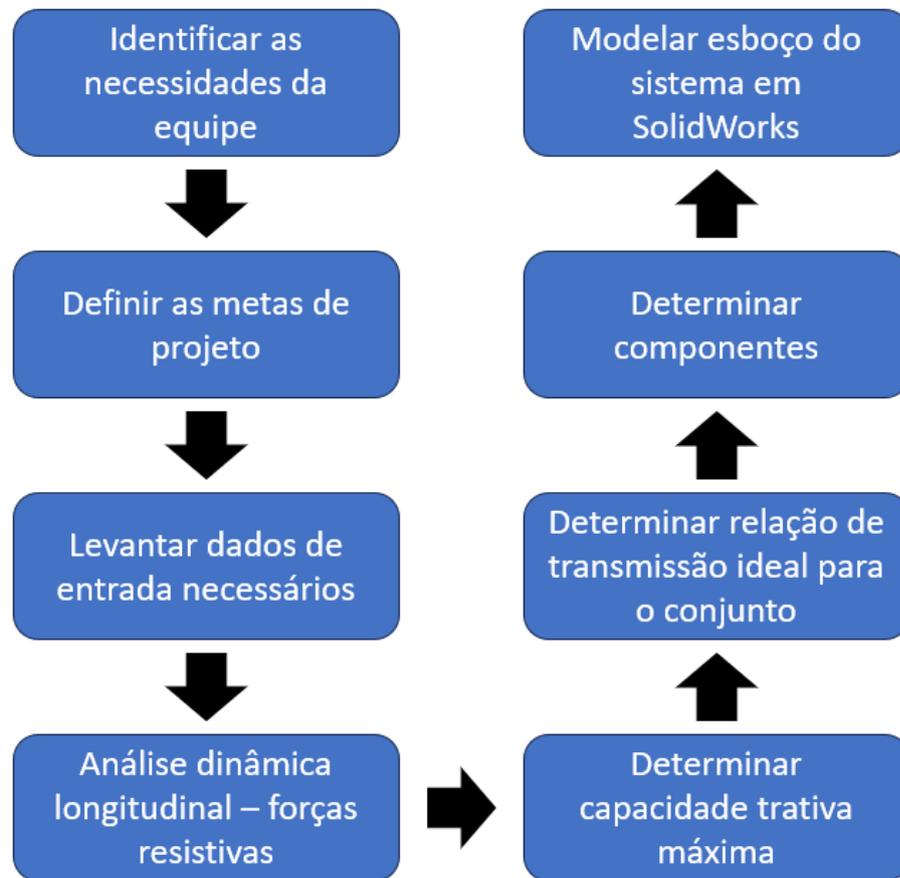
**Fonte: Duarte (2016)**

Por meio da análise desses mapas, é possível estabelecer diversos parâmetros cruciais. Esses incluem a limitação da força de tração do veículo para não exceder a capacidade de aderência dos pneus ao solo, a promoção de uma relação de potência superior às resistências fundamentais, viabilizando a locomoção do veículo em condições de menor exigência de potência, e a garantia de que o motor não seja submetido a uma relação de força superior à sua capacidade de entrega (ARAUJO, 2022).

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

Como forma de definir os métodos e materiais necessários para execução do projeto, foi elaborado um fluxograma com os passos essenciais. Através destas etapas pode-se definir todas as informações necessárias para executar as tarefas. Pode-se verificar no fluxograma na Figura 16.

Figura 16 - Fluxograma geral do projeto.



Fonte: Autoria própria (2023)

#### 3.1 Identificação das necessidades da equipe

Para definir os requisitos gerais da equipe é levado em conta dois fatores. Um deles é a pontuação das provas dinâmicas em competições anteriores, cuja a qual tem influência de 60 %, enquanto os outros 40 % é definido por uma pesquisa de mercado. Os critérios analisados são segurança, confiabilidade, custo, velocidade, aceleração, manobrabilidade, conforto, tração, manutenção, autonomia, aparência e transposição de obstáculos.

### 3.2 Definição das metas

Estes critérios, transformados em requisitos de clientes, onde a partir deles define-se os requisitos de produto para então identificar quais serão os parâmetros mais influentes no projeto.

Com esses parâmetros, pode-se definir então as metas específicas do subsistema. Dentre eles listamos os que terão influência direta em nosso projeto:

- Velocidade máxima (superior a 48 km/h);
- Aceleração (30 metros em menos de 4,6 segundos);
- Capacidade trativa (superior a 1715 N em pista de terra);
- Capacidade de vencer um aclave de 45° de inclinação.

### 3.3 Aquisição de dados necessários

Após definidas as metas específicas do projeto, se faz necessário adquirir alguns dados para dar entrada aos procedimentos de cálculo.

O primeiro dado que necessita ter conhecimento são as curvas de torque e potência do motor. Atualmente é utilizado um motor *Briggs & Stratton* modelo 19L232-0054-G1. Essas curvas podem ser obtidas pelo catálogo do fabricante ou por testes em dinamômetro.

A redução máxima do CVT também é necessária. Atualmente a equipe utiliza um CVT *Comet* 780 que possui uma faixa de relação entre 0,8:1 e 3,6:1.

É imperativo contar com dados dimensionais específicos do veículo, incluindo as dimensões dos pneus em uso, a massa total com o piloto, a distribuição de peso do carro, a posição do centro de massa e a distância entre eixos. Além disso, é essencial obter informações sobre as massas e momentos de inércia dos componentes da transmissão, a fim de calcular a resistência à aceleração rotacional do conjunto. Estes dados foram obtidos por meio da modelagem em CAD do protótipo.

Outro dado bastante importante no desenvolvimento do projeto é o coeficiente de atrito entre pneu e solo. Estes dados foram obtidos de forma experimental com o auxílio de uma célula de carga instalada na altura estática do eixo do pneu, para que não haja transferência de carga durante o teste. Após posicionado, as rodas do protótipo foram travadas e o carro foi rebocado até que as

rodas deslisem. Através do maior valor encontrado na célula de carga pode-se definir o coeficiente de atrito estático máximo entre pneu e solo. Esse teste pode ser feito em diferentes tipos de terrenos para fins de comparação.

### **3.4 Análise de dinâmica longitudinal**

Para a análise longitudinal é necessário calcular as forças resistivas as quais o veículo estará exposto nas mais diversas situações de rodagem. São elas, resistência aerodinâmica, resistência ao rolamento, resistência ao aclone, em uma situação de subida de rampa e resistência a aceleração.

### **3.5 Capacidade trativa máxima**

A capacidade trativa do veículo se dá por meio do coeficiente de atrito entre pneu e solo e da carga normal sobre os eixos de tração. Para definir a força normal nos eixos, é necessário analisar a transferência de carga para uma aceleração proposta. Isso pode ser definido por meio de uma análise de momentos, onde encontra-se a força de reação em cada eixo e assim determina-se a capacidade trativa máxima do veículo.

### **3.6 Relação de transmissão ideal para o conjunto**

Por meio da força trativa máxima encontrada e das forças de resistência na análise de dinâmica longitudinal, pode-se definir uma relação ideal de redução do conjunto de transmissão obtendo a melhor eficiência do conjunto.

Deve-se alinhar as informações de torque do motor com relação de transmissão da CVT e dimensões de pneu para então encontrar uma relação que aproveite ao máximo a capacidade trativa disponível e atenda a meta de velocidade máxima do veículo.

### **3.7 Determinar componentes**

Após todos os parâmetros de projeto atendidos deve-se determinar os componentes que serão utilizados para execução do protótipo, dentre eles eixos, engrenagens, diferencial, acoplamentos, dentre outros.

Estes componentes poderão ser fabricados pela própria equipe ou adquiridos comercialmente, determinados pelos recursos de fabricação disponíveis pela equipe.

### **3.8 Modelar conjunto do sistema**

Com todos os itens definidos, é possível elaborar uma modelagem do sistema para que seja possível analisar o empacotamento das peças e suas possíveis interferências com outras partes do carro, tudo isso levando em consideração o regulamento da competição para veículos 4x4 elaborado pela SAE. Para essa atividade será utilizado o *software SolidWorks*.

Após validação da modelagem e atendido a todas as metas e requisitos, o projeto estará apto a ser executado pela equipe.

## 4 DESENVOLVIMENTO

Nesta seção vamos desenvolver todos os parâmetros necessários para a seleção e fabricação dos componentes que irão compor a transmissão do veículo.

### 4.1 Análise dinâmica longitudinal

Para o dimensionamento longitudinal é necessário estabelecer alguns parâmetros que são característicos do veículo. Para isso foi tomado como base o protótipo atual da equipe visto que a implementação do sistema 4x4 não irá influenciar sobre eles. Para dados de peso e centro de gravidade, foi estimado valores de massa para os novos componentes com base em itens comerciais. Esses parâmetros são demonstrados na Tabela 2.

Tabela 2 – Parâmetros do veículo.

DESCRIÇÃO	VALOR	UNIDADE
Massa total do veículo sem piloto	183,65	kg
Massa no eixo dianteiro	87,22	kg
Massa no eixo traseiro	96,43	kg
Altura do CG em relação ao piso	540	mm
Posição do CG em relação ao eixo dianteiro	750,75	mm
Distância entre eixos	1430	mm
Área frontal	0,91	m <sup>2</sup>
Raio estático do pneu	272	mm

Fonte: Autoria Própria (2023)

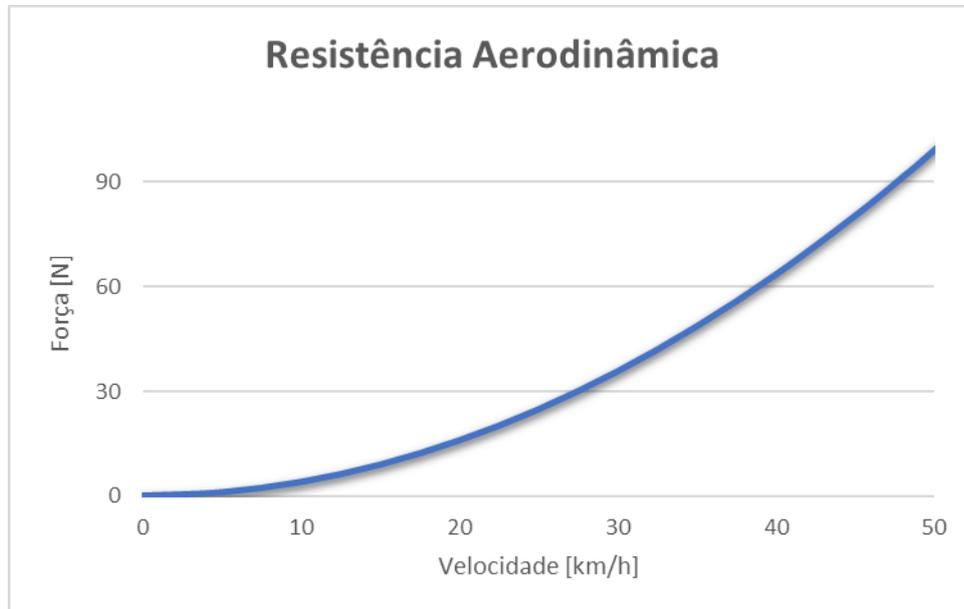
Calcula-se então as resistências ao movimento para determinar a demanda de potência e força trativa do veículo.

#### 4.1.1 Resistência aerodinâmica

Através da equação 01, observa-se que a resistência aerodinâmica será uma função da velocidade do veículo. Levando em consideração os estudos feitos por DUARTE, (2016) em um veículo baja, adota-se um valor de coeficiente de arrasto aerodinâmico de 0,92, além da área frontal calculada através do *software*

*SolidWorks*® de 0,91 m<sup>2</sup>. A partir disso pode-se observar no gráfico da Figura 17 a influência da resistência aerodinâmica em função da velocidade do veículo.

**Figura 17 – Resistência aerodinâmica em função da velocidade.**



**Fonte: Autoria Própria (2023)**

Nota-se que em velocidades próximas a 50 km/h a força de resistência é de aproximadamente 90 N. Ao comparar com as demais forças atuantes no veículo comprova-se que a resistência aerodinâmica não possui alta influência na performance, devido principalmente ao fato de que veículos *off-roads* geralmente não transitarem em elevadas velocidades.

Para cálculos de condições mais extremas pode-se considerar a força de resistência à velocidade máxima obtida como meta de projeto, 48 km/h. Portanto, a essa velocidade tem-se uma resistência aerodinâmica de 91,16 N.

#### 4.1.2 Resistência ao rolamento

A resistência ao rolamento é influenciada pelo peso do veículo e pelo coeficiente de resistência a rolagem visto na equação 02. Por meio da Tabela 01, pode-se determinar esse coeficiente como 0,13, uma média entre os terrenos de terra batida e areia solta, que simulam as condições de pista mais encontrados nas competições. Para a força peso é considerado a massa total do carro mais a de um piloto de 75 kg. Portanto tem-se que:

$$Q_r = 0,13 * 2537,35$$

$$Q_r = 329,8 \text{ N}$$

Pode-se considerar que este valor de resistência não possui influência da velocidade para esta aplicação, portanto ela atuará sobre o veículo em todo momento que o mesmo não estiver em repouso na mesma intensidade.

#### 4.1.3 Resistência ao acrive

Esta resistência depende da inclinação da pista onde o veículo está trafegando. Ela atuará toda vez em que esse ângulo não for nulo. No gráfico da Figura 18, utilizando a equação 03, com a massa total do veículo mais a do piloto pode-se observar as resistências ao acrive em função do ângulo de inclinação da pista.

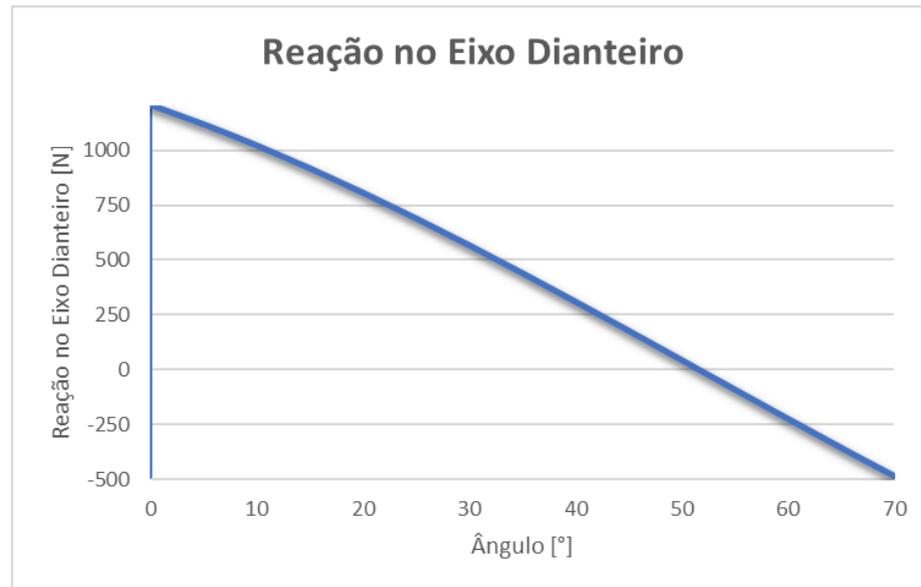
**Figura 18 – Resistência ao acrive em função do ângulo de inclinação da pista.**



**Fonte: Autoria própria (2023)**

Deve-se avaliar também a inclinação máximo a qual o veículo pode ser exposto sem que as rodas da frente percam o contato com o piso, ocasionando um tombamento. Utilizando os dados da Tabela 02 e a equação 04, desprezando a resistência aerodinâmica, força no ponto de reboque e a aceleração, consegue-se definir a reação no eixo dianteiro em função da inclinação da pista.

**Figura 19 – Reação no eixo dianteiro em função do ângulo de inclinação da pista.**



**Fonte: Autoria própria (2023)**

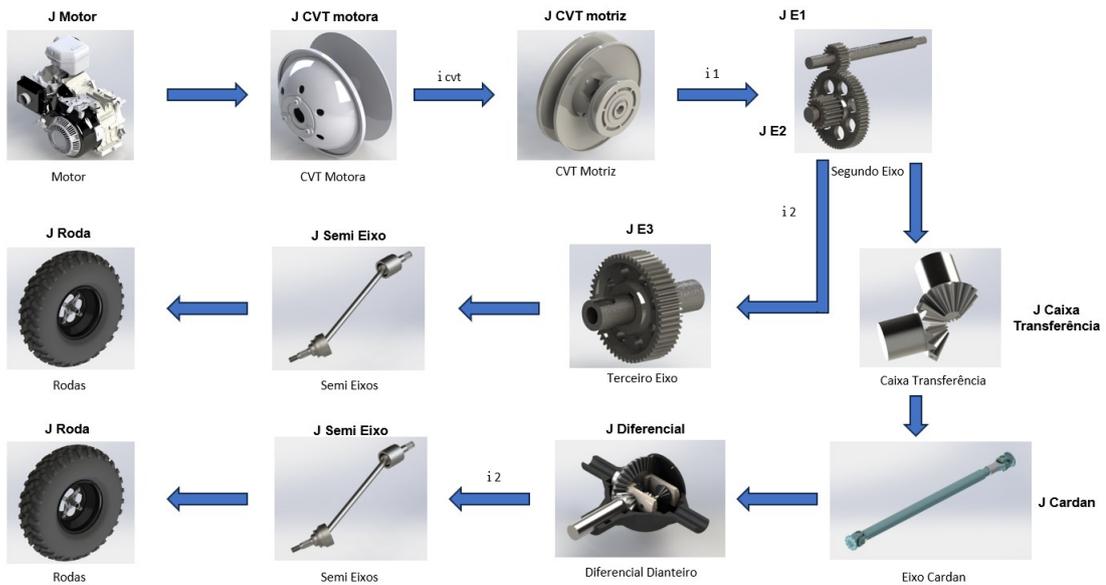
Por meio do gráfico da Figura 19 pode-se observar que a partir de certa inclinação o eixo dianteiro passa a ter uma força de reação negativa, ou seja não há mais o contato com o solo. Portanto, a máxima inclinação que o veículo pode ficar exposto é de  $51,51^\circ$  sem que haja capotamento. Essa inclinação é suficiente para que o veículo supere o ângulo de inclinação de pista de  $45^\circ$  a qual será submetido nas provas dinâmicas.

#### 4.1.4 Resistência de inércia

Primeiramente para calcular a resistência total de inércia deve-se estabelecer o fluxo de componentes de transmissão do veículo. Esse cálculo pode ser realimentado posteriormente com a definição de todos os componentes da transmissão. Por hora, serão considerados os elementos atuais do projeto para o eixo traseiro e para a dianteira elementos equivalentes.

Como é um cálculo interativo, que depende da relação de transmissão dos componentes, considera-se a redução do atual protótipo. Com isso o fluxo de componentes de transmissão fica disposto como demonstrado na Figura 20.

Figura 20 – Fluxo de componentes da transmissão.



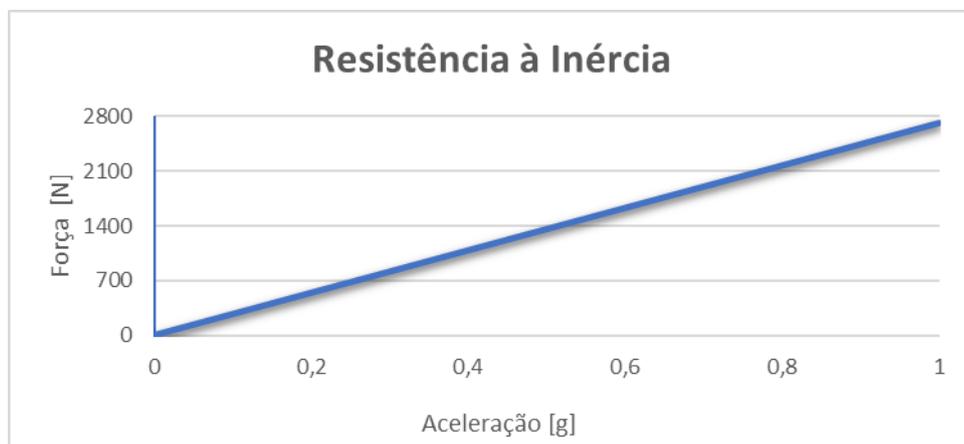
Fonte: Autoria própria (2023)

Por meio desse fluxo e dos dados de momento de inércia e rotação dos componentes consegue-se calcular a inércia rotativa total  $J$  pela seguinte relação:

$$J = (4 * J_{roda} + 4 * J_{eixo} + J_{coroa} + J_{3^{\circ}eixo}) + (J_{pinh\~{a}o} + J_{2^{\circ}eixo} + J_{cardan} + J_{transf.}) * i_2 + (J_{1^{\circ}eixo} + J_{mov.}) * i_2 * i_1 + (J_{mot.} * i_2 * i_3 * i_{cvt})$$

Sendo assim, por meio da equação 10 é determinado à força de resistência a inércia em função da aceleração linear do veículo, conforme o gráfico da Figura 21.

Figura 21 – Resistência inercial pela aceleração do veículo.



Fonte: Autoria própria (2023)

#### 4.1.5 Força limite de tração

A capacidade máxima de tração do veículo é dependente do coeficiente de atrito entre o pneu e solo e da força vertical sobre o eixo de tração.

O coeficiente de atrito entre o pneu e o solo foi determinado por meio de experimentação com o protótipo atual. Utilizando uma balança da marca CRANE Scale F&M, modelo CR1000, com capacidade máxima de 1000kg e precisão de 0,5kg (Figura 22), foi posicionada à altura estática do eixo do pneu, garantindo a ausência de transferência de carga. Posteriormente, o protótipo foi rebocado por outro veículo com as rodas travadas. O valor máximo de força obtido representa a força de atrito estática do veículo, permitindo o cálculo do coeficiente de atrito por meio da aplicação da Equação 11.

**Figura 22 - Balança utilizada no teste de capacidade trativa.**



Fonte: Equipe Pato Baja (2020)

Os testes foram realizados em quatro situações de pista diferentes e os resultados obtidos está descrito na Tabela 3.

**Tabela 3 – Coeficiente de atrito.**

<b>Superfície</b>	Terra Fofa	Terra Batida	Asfalto	Grama
<b>Coeficiente de Atrito</b>	0,61	0,69	0,88	0,82

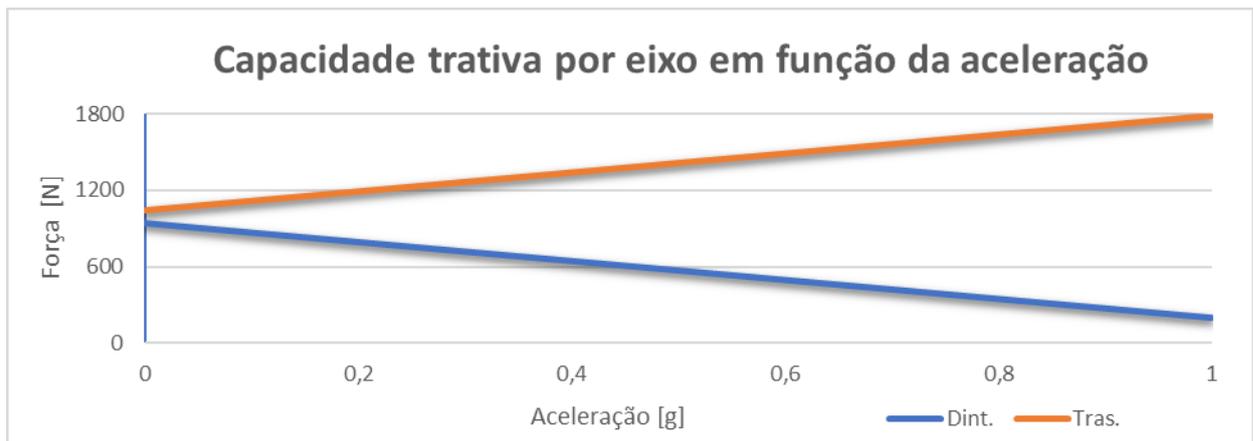
Fonte: Equipe Pato Baja (2019)

Para determinar a capacidade máxima de tração, adota-se para os cálculos um valor de coeficiente de atrito que se enquadre melhor nas situações de pista encontradas na competição. Portanto determina-se um valor para que, em situações

de terra batida não haja muito desperdício de energia e em asfalto o veículo obtenha uma performance melhor. Com isso o valor de coeficiente de atrito adotado foi de 0,78.

Como se trata de um projeto de transmissão 4x4, os dois eixos do veículo são motrizes, então para efeito de capacidade máxima de tração, toda massa do carro será aproveitada. Porém, a força vertical sobre os dois eixos irá variar conforme a transferência de carga longitudinal do veículo em situação de aceleração. Define-se então, por meio de uma análise de forças quais serão essas reações em função da aceleração do veículo e relacionando com o coeficiente de atrito define-se a capacidade trativa de cada eixo, como pode ser visto no gráfico da Figura 23.

**Figura 23 – Capacidade trativa por eixo em função da aceleração do veículo.**



**Fonte: Autoria própria (2023)**

Somando então a força trativa nos dois eixos encontra-se o valor de capacidade máxima de tração do veículo em 1979,14 N para todos os valores de aceleração. Porém para conseguir aproveitar essa capacidade trativa da melhor forma é necessário possuir um sistema de distribuição de torque entre os dois eixos conforme a transferência de carga o qual traria uma maior complexidade para o projeto. Portanto foi adotado um sistema convencional que distribui igualmente o torque proveniente do motor para os dois eixos motrizes.

Para contornar esse problema e aumentar a eficiência do sistema, determina-se que a capacidade trativa máxima será o dobro do limite do eixo traseiro a uma aceleração dada como meta do projeto, a qual determinava que o veículo conseguisse percorrer uma trajetória de 30 metros partindo do repouso em

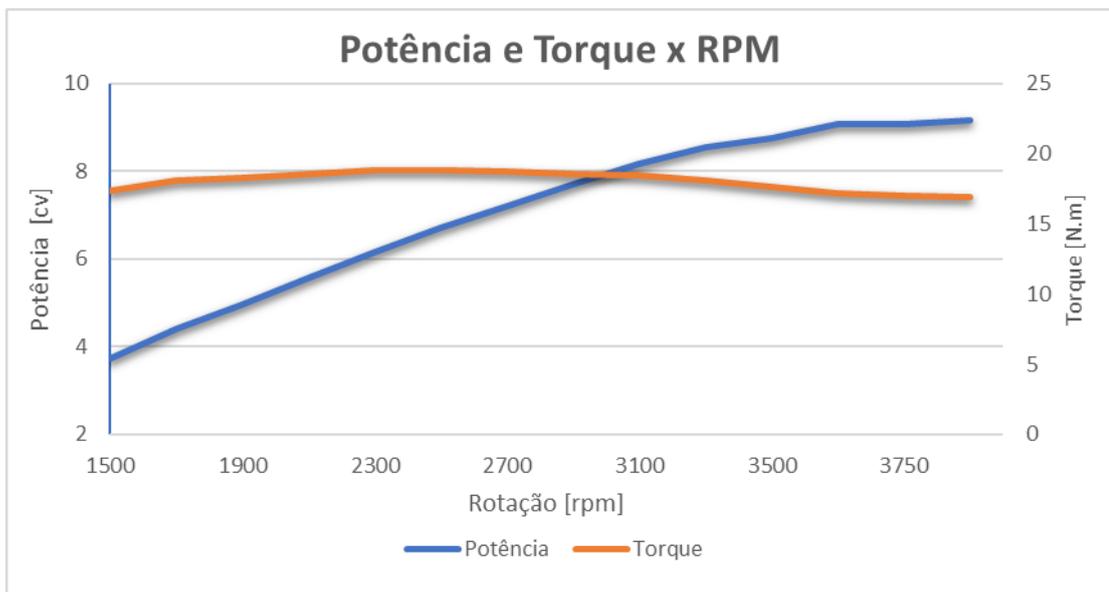
menos de 4,6 segundos. Esse valor arredondado convertido para aceleração gravitacional é de 0,3 g e, portanto, a capacidade trativa máxima do veículo será de 2526,51 N.

Com base nos históricos de eficiência de transmissões, pode-se considerar uma perda de 10% no sistema. Portanto para fins de dimensionamento de trem de força pode-se assumir uma capacidade trativa de 2779,16 N.

#### 4.1.6 Mapas característicos

Para iniciar essa análise foi obtido com o fabricante do motor suas curvas de torque e potência em função da rotação demonstrado no gráfico da Figura 24. Por meio dele obtem-se os dados de potência máxima de 9,15 cv a 3500 rpm e torque máximo de 18,8 N.m a 2500 rpm.

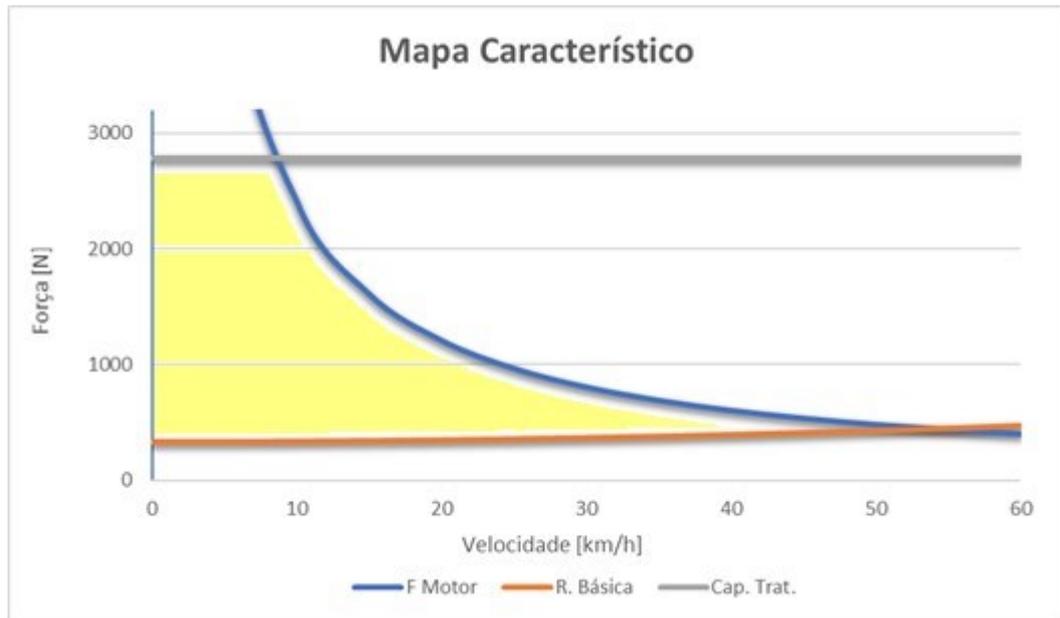
**Figura 24 – Curvas de torque e potência do motor.**



**Fonte: Manual motor Briggs & Stratton (2023)**

Por meio destes dados consegue-se plotar o mapa característico de demanda do veículo (Figura 25), indicando quanto de demanda de potência e tração é necessário para definir a relação da transmissão. Ele é definido com a demanda básica de potência, a força limite de tração, velocidade máxima e potência disponível no motor em função da velocidade.

**Figura 25 – Gráfico de demanda de força do veículo.**



**Fonte: Autoria própria (2023)**

Para a curva apresentada existe alguns limites indicados. O primeiro é a capacidade de tração. Qualquer força acima desse limite será desperdiçada e o veículo irá perder tração. O segundo ponto são as resistências básicas. Elas indicam a força mínima necessária para que o veículo entre em movimento. E por fim a curva de potência do motor, que define quanto de potência o veículo tem disponível para operar. A área pintada em amarelo representa a faixa útil de utilização do sistema. O conjunto de transmissão deverá trabalhar perto do limite desta área próximo as três curvas para que haja o melhor desempenho possível.

#### **4.2 Definição da relação de transmissão**

O protótipo atual utiliza uma transmissão CVT Comet 780 que possui uma faixa de relação que vai de 0,8:1 a 3,6:1, além de uma caixa de redução com dois pares de engrenagens com reduções de 2,95:1 e 3:1. O objetivo inicial é aproveitar o primeiro par de engrenagem de relação 2,95:1 e determinar uma redução para o restante do sistema que atenda aos requisitos do projeto.

Inicialmente é calculado a redução total para que haja o melhor aproveitamento da capacidade trativa do veículo. Para isso multiplica-se a força

trativa máxima pelo raio efetivo da roda e divide-se pelo torque máximo disponível no motor:

$$\frac{(2779,16 * 0,272)}{18,8} = 40,2$$

Obtém-se então a primeira proposta para relação total da transmissão de 40,2:1. Considerando a maior redução do CVT, 3,6:1, e aproveitando a relação do primeiro par de engrenagens da caixa atual, deve-se obter uma redução no conjunto de engrenagens final de 3,78:1.

Avaliando essa relação juntamente com a redução mínima do CVT, de 0,8:1, pode-se calcular a velocidade máxima teórica que o veículo irá alcançar. Para isso é dividido a rotação máxima do motor pela redução total e convertido a rotação da roda em velocidade linear:

$$\left( \frac{3800}{8,92 * 60} \right) * 2 * \pi * 0,272 * 3,6 = 43,7 \text{ km/h}$$

Um das metas do projeto era que o veículo conseguisse atingir uma velocidade acima de 48 km/h. Se essa relação proposta for reduzida para atingir a meta de velocidade iremos consequentemente diminuir a capacidade trativa do veículo. Porém avaliando que a capacidade de tração já está acima da meta proposta inicialmente, pode-se optar por diminuir a redução total a fim de atingir uma velocidade final mais alta. Calculando tem-se:

$$\frac{3800 * 2 * \pi * 0,272 * 3,6}{60 * 48} = 8,12$$

Este será o valor da relação final de transmissão e por meio dela define-se então as relações dos componentes que deverão ser fabricados e as demais relações do conjunto.

Como são valores de relações teóricas, nem sempre será possível atingir esses parâmetros de forma precisa devido aos fatores construtivos dos componentes. Portanto define-se um par de engrenagem com um pinhão de 16

dentes e uma coroa de 54 dentes. Esses parâmetros irão proporcionar uma relação no segundo par de engrenagens de 3,37:1.

Portando, as reduções do sistema de transmissão do protótipo terão os seguintes valores de redução, apresentados na Tabela 04.

**Tabela 4 – Reduções do sistema de transmissão.**

<b>CONJUNTO</b>	<b>REDUÇÃO</b>
CVT Inicial	3,6:1
CVT Final	0,8:1
Primeiro par de engrenagens	2,95:1
Segundo par de engrenagens/diferencial	3,37:1
Relação inicial total	35,8:1
Relação final total	7,95:1

**Fonte: Autoria própria (2023)**

## 5 RESULTADOS

Com todas as forças resistivas calculadas e os parâmetros de redução da transmissão definidos pode-se avaliar os resultados e se as metas de projeto foram atingidas.

### 5.1 Velocidade máxima

Para o cálculo da velocidade máxima teórica final, multiplica-se a rotação máxima do motor pela relação total de transmissão para chegarmos à rotação final da roda. Multiplicando pelo perímetro efetivo do pneu obtém-se uma velocidade máxima teórica de 49 km/h.

### 5.2 Capacidade trativa em terra batida

O valor de capacidade trativa será determinado pelo torque máximo que chega na roda, visto que o sistema foi dimensionado para que a força do sistema não exceda a capacidade de atrito entre pneu e solo.

Portanto multiplicando o torque máximo proveniente do motor pela máxima redução da transmissão e admitindo uma eficiência no sistema de 90% chega-se à um torque na roda de 605,7 N.m. Dividindo pelo raio efetivo da roda obtém-se uma capacidade trativa de 2226,9 N.

### 5.3 Aceleração

A meta inicial do projeto previa que o veículo conseguisse percorrer uma distância de 30 metros partindo do repouso em menos de 4,6 segundos, o que proporciona uma aceleração de 0,3 g.

Por meio da força máxima de tração que o veículo consegue desenvolver e das forças resistentes ao movimento nessas circunstâncias, define-se a aceleração máxima que o protótipo alcançará. A forças contrárias ao movimento são a resistência ao rolamento de 329,8N e a resistência a inércia que é uma função da aceleração,  $276,47 \cdot a$  N.

Portanto tem-se que a aceleração máxima que nosso veículo consegue desenvolver é de 0,7 g. Porém essa aceleração é teórica e irá depender da

capacidade da CVT em transmitir a força do motor às rodas, visto que sempre ocorre um deslizamento da correia em relação às polias diminuindo a velocidade teórica esperada na roda no início da aceleração.

#### **5.4 Capacidade de vencer um aclave de 100% de inclinação**

Para que se consiga validar esse dado, além das resistências à inércia e ao rolamento, é necessário a resistência ao aclave. Para uma inclinação de 100%, que corresponde a uma rampa de 45°, tem-se uma força resistiva de 1795,18 N. Somando a 329,8 N da resistência ao rolamento e 271,4 N da resistência a inércia considerando uma aceleração de 0,1 g, obtém-se uma resistência total ao movimento de 2396,38 N.

Pode-se observar que essa força está acima da capacidade máxima trativa do veículo e, portanto, o projeto não atenderia essa meta. Porém se for analisado uma situação onde o veículo sobe a rampa a uma velocidade constante não existe resistência a aceleração e possivelmente o protótipo irá transpor o obstáculo.

#### **5.5 Mapa característico real**

Com a relação de transmissão final definida, pode-se analisar como será a entrega de força trativa real do veículo por meio do mapa característico. Como o câmbio CVT possui uma relação que varia conforme a carga e a rotação aplicada, não se tem uma relação direta com a rotação do motor como nos câmbios convencionais de transmissão por engrenagens. Para obter esses dados referentes a CVT é necessário monitorar o comportamento da polia motora em relação a rotação do motor variando a carga nele aplicado, obtendo assim a curva de trabalho característica da transmissão.

A fim de avaliar diferentes configurações de carga de mola e largura de correias, a equipe realizou um ensaio em bancada para monitorar a relação de velocidades entre rotação do motor e polia movida e conseqüentemente a faixa de potência utilizada e a rampa de aceleração do veículo. Para tal experimento, foi fabricado um volante de inercia para simular a carga no sistema em uma situação de aceleração em pista plana como pode ser visto na Figura 26.

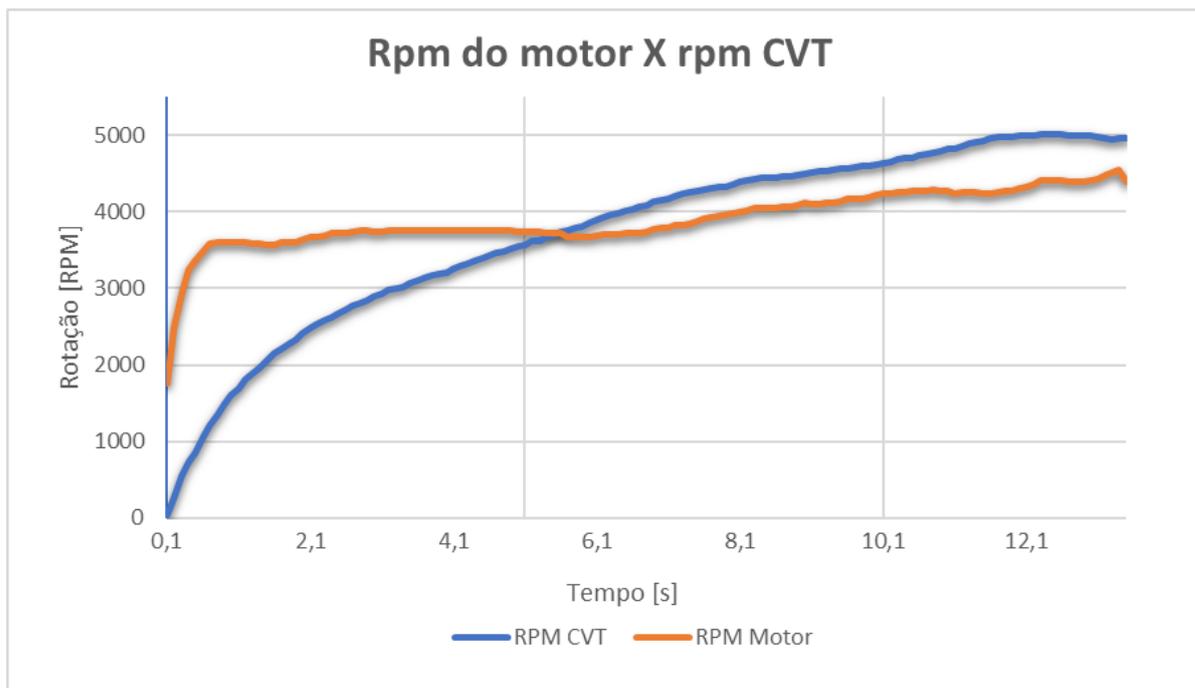
**Figura 26 – Bancada de testes.**



Fonte: Equipe Pato Baja (2019)

Por meio deste ensaio a equipe obteve na melhor configuração avaliada, a relação entre a velocidade do motor e da polia movida, apresentados no gráfico da Figura 27. Este gráfico possibilita então avaliar qual é a variação real da relação de transmissão ao longo de uma aceleração.

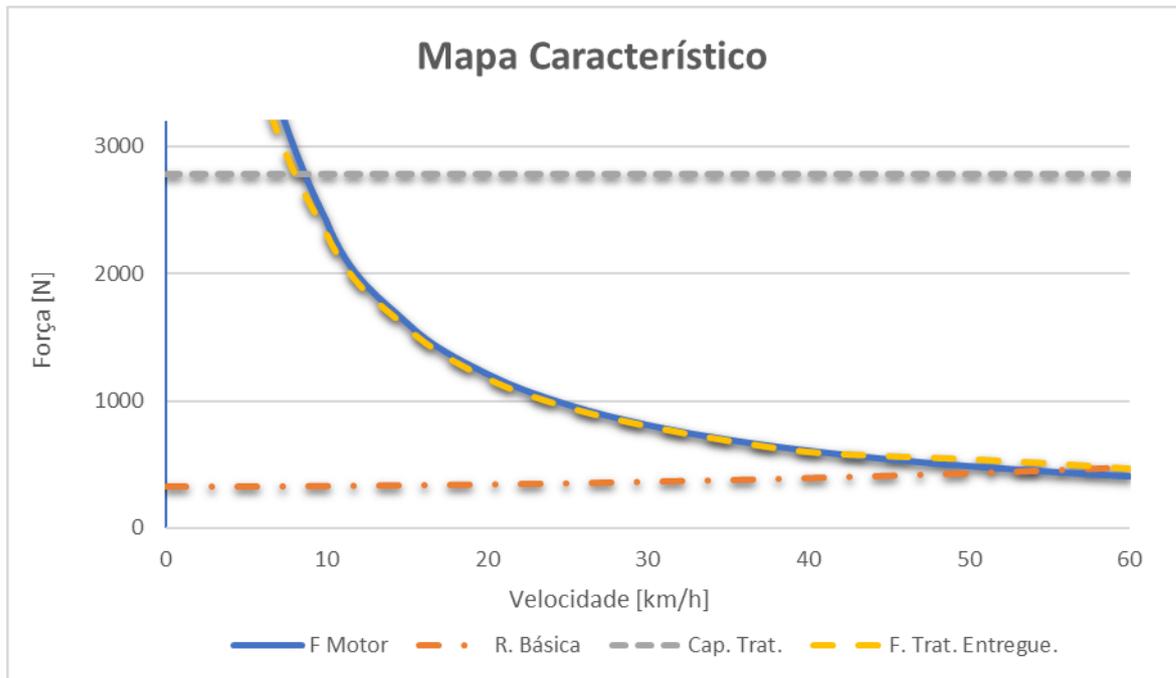
**Figura 27 – Relação entre rotação de motor e polia movida da CVT.**



Fonte: Equipe Pato Baja (2019)

Fazendo a análise desses dados, relacionando o torque entregue em função da velocidade do veículo, pode-se calcular força trativa real disponibilizada nas rodas do veículo representada pela curva amarela na Figura 28.

**Figura 28 – Mapa característico de entrega de força do veículo.**



**Fonte: Aatoria própria (2023)**

Por meio do gráfico da Figura 28 pode-se observar a principal vantagem do sistema de transmissão CVT, que possibilita com que o motor trabalhe sempre em sua faixa de maior eficiência.

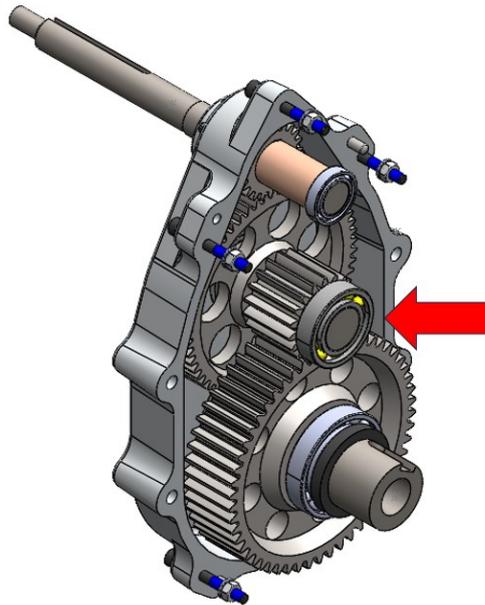
## 5.6 Modelagem conceitual do sistema

Buscando a viabilidade de aplicação do projeto da forma mais eficiente possível, levou-se em conta o projeto atual da equipe, com os componentes que já são utilizados, e então foi realizado uma modelagem conceitual das peças que serão necessárias adquirir ou fabricar e por fim o posicionamento delas para validar a aplicação.

### 5.6.1 Caixa de transferência

Prevendo a utilização da maioria dos componentes do trem de engrenagens da caixa de redução do atual protótipo, a fim de minimizar os custos de fabricação, propõe-se o acoplamento da caixa de transferência no segundo eixo do redutor, como demonstra a Figura 29.

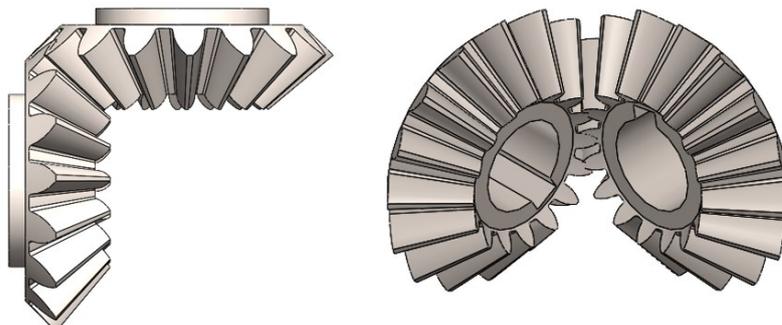
**Figura 29 – Atual caixa de redução do protótipo.**



Fonte: Equipe Pato Baja (2023)

Esta caixa de transferência contará com duas engrenagens cônicas posicionadas ortogonalmente uma em relação a outra para transferir o sentido de rotação do eixo na direção longitudinal do veículo como mostrado na Figura 30.

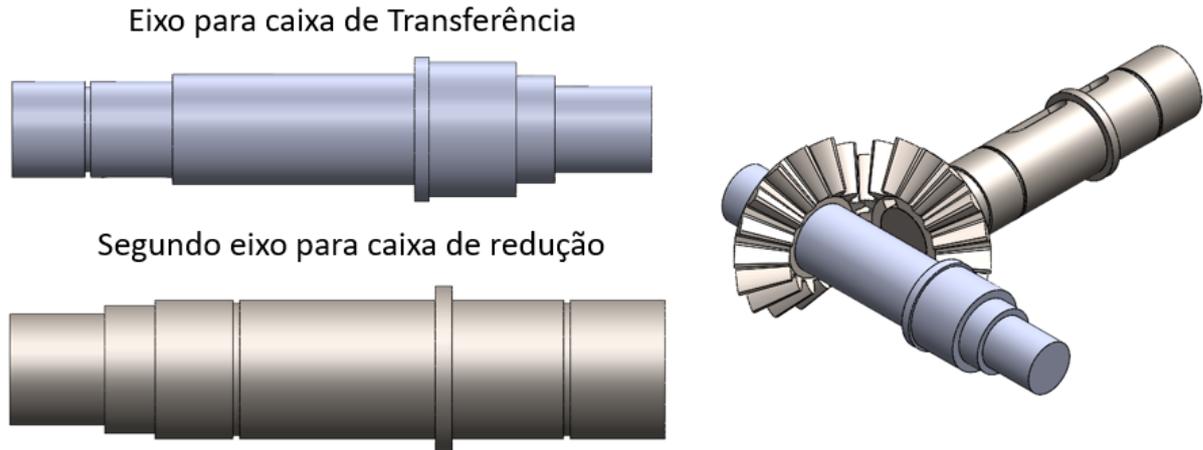
**Figura 30 – Par de engrenagens cônicas.**



Fonte: Autoria própria (2023)

Para o posicionamento destas engrenagens, se faz necessário a fabricação de dois eixos: um para substituir o atual eixo central da caixa de redução, com um maior comprimento e outro para posicionar a engrenagem de saída da caixa de transferência (Figura 31).

**Figura 31 – Eixos para o sistema da caixa de transferência.**

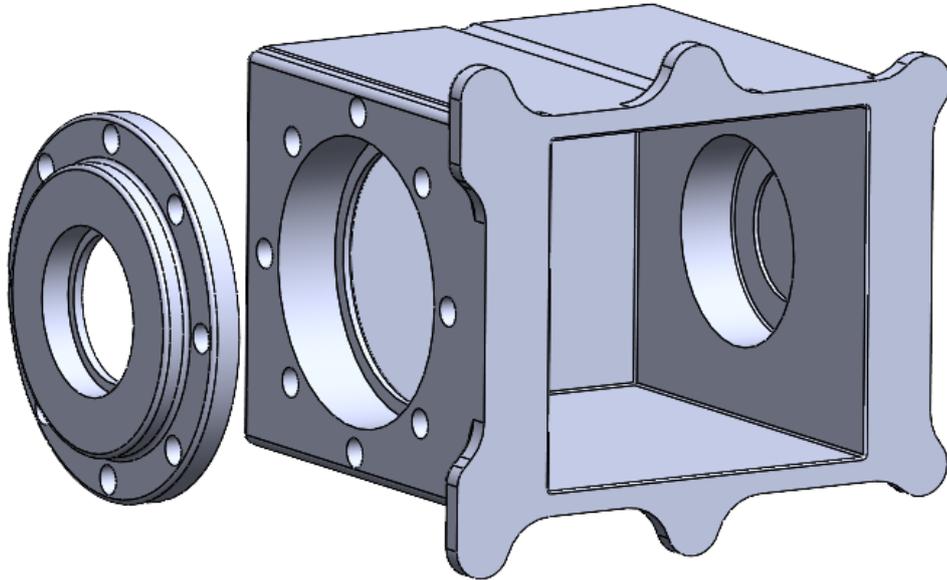


**Fonte: Autoria própria (2023)**

A carcaça da caixa de transferência deverá garantir o posicionamento das engrenagens, possuir dois mancais para acomodar o eixo longitudinal e uma abertura para que seja feita a montagem dos componentes. A sua geometria foi projetada para atender ao processo de fundição, devido ao fácil acesso da equipe a esse processo de fabricação. Além disso se faz necessário a fabricação de uma tampa flangeada para fechar a abertura onde é feita a montagem, travar a capa externa do rolamento e acomodar o retentor.

Será utilizado o processo de torneamento para a fabricação da tampa flangeada, além do torneamento dos mancais de rolamento e o fresamento das faces onde terá acoplamentos. A modelagem final da carcaça e da tampa pode ser visualizada na Figura 32.

**Figura 32 – Carcaça e tampa da caixa de transferência.**

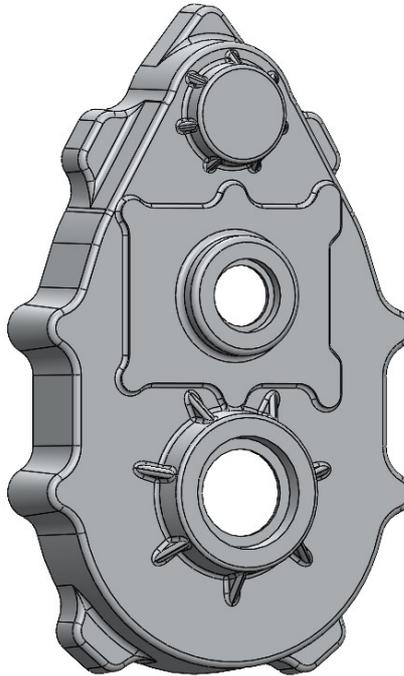


**Fonte: Autoria própria (2023)**

Para o acoplamento da caixa de transferência no redutor, serão necessários alguns reprojotos em sua carcaça. O primeiro é a usinagem para a passagem do eixo intermediário que faz a ligação com a caixa de transferência. Essa passagem deverá conter um assento para o retentor do eixo. A outra principal mudança é na face externa, onde serão posicionados os novos componentes. Deverá ter dimensões controladas pois precisa garantir o posicionamento das engrenagens cônicas, o perpendicularismo em relação ao eixo além de uma planicidade que garanta a vedação das duas partes com o auxílio de uma junta. Este detalhamento não é o foco da pesquisa e poderá ser feito em um trabalho futuro.

Outro ponto abordado é que as duas metades da carcaça possuam a mesma geometria para a fundição, facilitando a fabricação de moldes e modelos, otimizando o processo e deixando as geometrias características de cada uma para o processo de usinagem. Na Figura 33 pode-se observar como ficará a modelagem da nova carcaça da caixa de redução da equipe.

**Figura 33 – Nova carcaça da caixa de redução.**

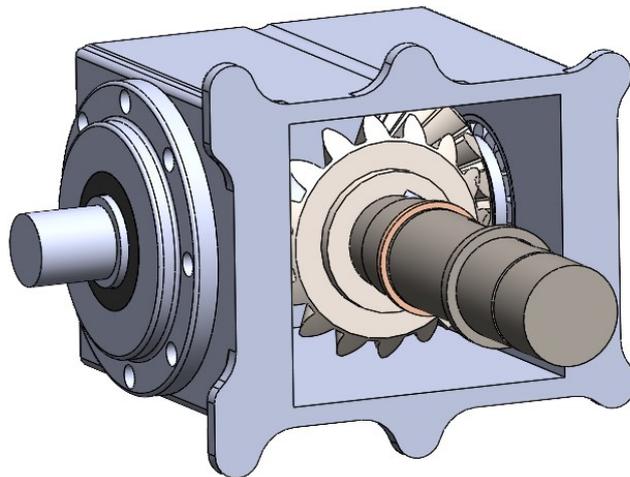


**Fonte: Autoria própria (2023)**

A lubrificação do sistema é independente da caixa de redução devido a fins construtivos e melhor garantia de lubrificação dos componentes. Portanto a carcaça da caixa de transferência deve conter um local para inserir e retirar o fluido lubrificante além de um respiro para o sistema.

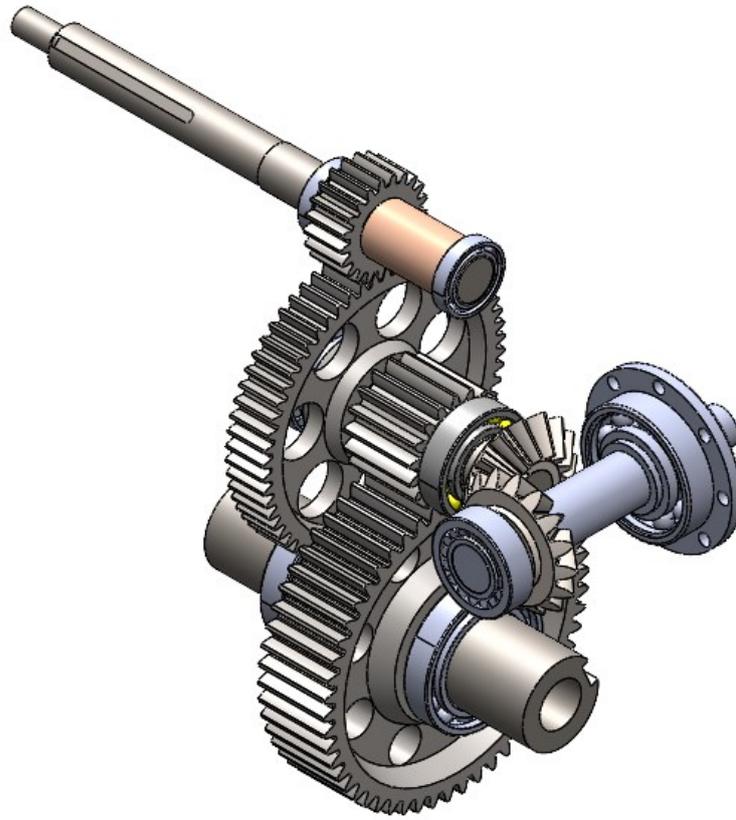
A modelo conceitual final da caixa de transferência está representada nas Figuras 34, 35 e 36.

**Figura 34 – Montagem da caixa de transferência.**



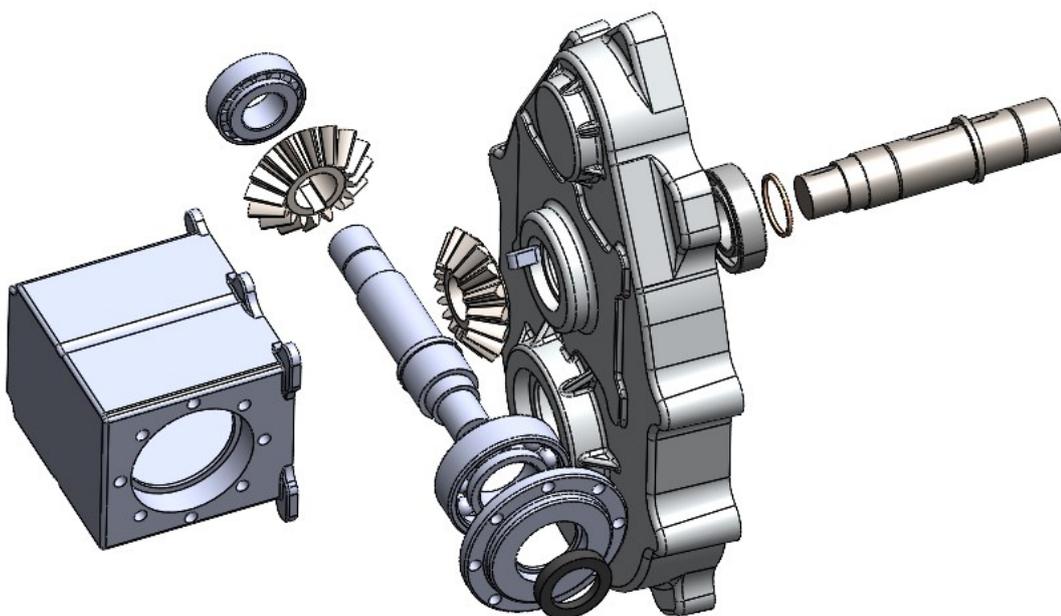
**Fonte: Autoria própria (2023)**

**Figura 35 – Montagem do novo trem de engrenagens.**



**Fonte: Autoria própria (2023)**

**Figura 36 – Vista explodida do novo sistema de transmissão.**

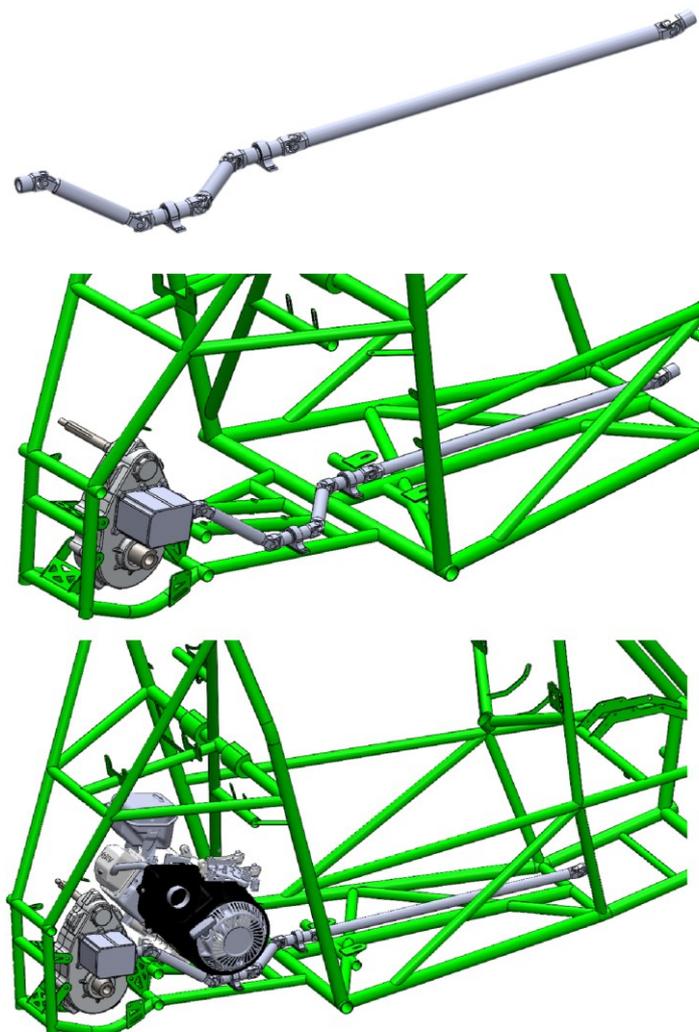


**Fonte: Autoria própria (2023)**

### 5.6.2 Demais componentes e posicionamento geral

A transmissão de potência para o eixo dianteiro é feita por meio de eixos cardans. Na atual configuração do protótipo, prevendo a menor quantidade de modificações no chassi e posicionamento do motor, serão necessários três eixos cardans para evitar o conflito entre os componentes. Esses cardans serão fixados através de mancais de rolamentos, comerciais ou fabricados pela própria equipe, fixando-os no chassi do veículo. A representação da montagem desses componentes visto na Figura 37 onde buscamos um posicionamento que proporcionasse o maior ângulo entre os eixos garantindo que não haja conflito entre os componentes.

**Figura 37 – Proposta de posicionamento sistema de transmissão de força para o eixo dianteiro.**

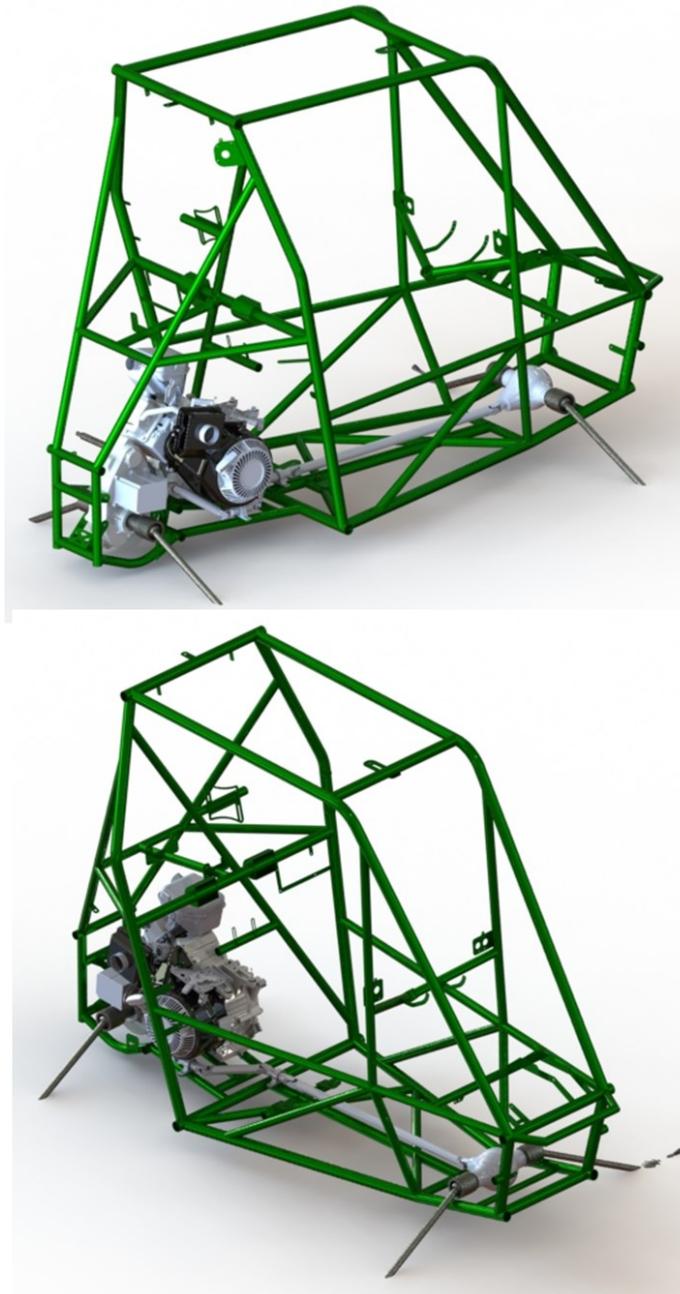


Fonte: Autoria própria (2023)

A distribuição de potência entre as rodas dianteiras deverá ser feita através de um diferencial posicionado no centro da linha do eixo dianteiro do veículo. Devido à complexidade de fabricação desse componente, a equipe pode optar por adquirir modelos comerciais de diferenciais que melhor se enquadrem no projeto, sempre levando em conta a relação de transmissão necessária.

O conceito e posicionamento dos componentes da transmissão 4x4 aplicado ao projeto da equipe Pato Baja estão ilustrados na Figura 38.

**Figura 38 – Posicionamento final do sistema de transmissão proposto.**



**Fonte: Autoria própria (2023)**

## 6 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo desenvolver um estudo de dinâmica longitudinal para dimensionamento de um sistema de transmissão 4x4 com aplicação em um veículo mini baja da equipe Pato Baja. O foco se deu pelo fato de novos regulamentos das competições exigirem um sistema que proporcione tração nas quatro rodas do veículo. Portanto o projeto buscava além do desempenho técnico, a viabilidade de fabricação, avaliando a disponibilidade de recursos da equipe.

Para o dimensionamento foram utilizadas bases de dados fornecidas por testes e simulações realizadas pela equipe. O tratamento destes dados e os cálculos foram feitos usando o *Microsoft Excel* e a modelagem conceitual dos componentes foi utilizado o software *SolidWorks*®.

O principal desafio foi determinar os parâmetros ideais para os cálculos, visto que o veículo é sujeito a diversas condições de pista e cargas diferentes. Para isso foi analisado quais condições eram mais influentes para os resultados na competição e em cima dessa análise definidos as condições de contorno ideais.

A partir da análise de dinâmica longitudinal foram determinadas as forças de resistência ao movimento para então, junto com o cálculo de capacidade máxima de tração, parâmetros de CVT e motor chegou-se à relação de transmissão ideal do conjunto, a qual se obteve a redução máxima de 35,8:1 e mínima de 7,95:1. Essa relação pode ser validada posteriormente pelo mapa característico de forças do veículo.

Em relação as metas do projeto definidas no início dos estudos obtemos que, a velocidade máxima teórica atingida foi de 49 km/h, atingindo o objetivo estabelecido de ser superior a 48 km/h. Em relação a aceleração, chegou-se a uma capacidade teórica de 0,7 g, parâmetro esse que atenderia a meta proposta que era percorrer uma distância de 30 metros em menos de 4,6 s. Porém como ocorre um deslizamento entre correia e polia na transmissão CVT quando o veículo parte do repouso, os parâmetros teóricos são alterados e, portanto, o tempo real final precisa ser validado em pista.

A capacidade trativa foi o parâmetro mais influenciado positivamente com a implementação do sistema 4x4. O objetivo era atingir uma força trativa acima de

1715 N, e com o sistema de tração nas quatro rodas foi possível atingir uma capacidade de 2226,9 N em terra batida.

A partir dos parâmetros calculados, iniciamos uma modelagem conceitual das peças, visando a viabilidade de construção do sistema. Procurou-se aproveitar a maior parte dos componentes já utilizados pela equipe para que os custos de fabricação fossem reduzidos. Definiu-se um sistema que aproveitasse a saída do eixo intermediário da atual caixa de redução para a construção de um sistema que levasse a transmissão de potência até um diferencial localizado no eixo dianteiro. Essa condição se apresentou viável, pois foi possível acomodar os componentes sem mudanças muito significativas no chassi e demais componentes do veículo.

A pesquisa apresentou os parâmetros ideais para aplicação e um sistema de transmissão 4x4 aplicado ao projeto da equipe Pato Baja, buscando sempre a viabilidade para implantação. Como sugestão de trabalhos futuros, é recomendado os dimensionamentos dos novos componentes da transmissão como eixos, engrenagens e rolamentos e também o dimensionamento de um diferencial dianteiro, como opção para um modelo comercial que se aplique melhor as condições do projeto.

## REFERÊNCIAS

ARAUJO, Gabriel. ALMEIDA, Rafael. OLIVEIRA Tiago. **Estudo de viabilidade de uma transmissão 4x4 AWD em um veículo baja SAE fundamentado na dinâmica veicular.** Trabalho de conclusão de curso - Engenharia Mecânica, CEFET/RJ. Rio de Janeiro. 2022.

COSTA. Paulo G. **A bíblia do automóvel.** Edição eletrônica. 2001-2002.

CROLLA, David A. **Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body.** 2009.

DIAS, Anderson L. **Fundamentos básicos da dinâmica veicular – Parte 2.** 2022. Disponível em: <https://carrosinfoco.com.br/2022/08/fundamentos-basicos-da-dinamica-veicular-parte-2/>. Acesso em: 30 out 2022.

ERLO, Bruno S. **Projeto preliminar de um sistema de tração 4x4 aplicado a um veículo baja.** Orientador: Prof. Me. Vagner Grison. 2021. TCC (Graduação) – Engenharia Mecânica, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul. 2021.

FRAS-LE. **Sistema de transmissão automotiva: o que é e como funciona?** 19 abr. 2021. Disponível em: <https://blog.fras-le.com/sistema-de-transmissao/>. Acesso em: 12 out. 2022.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics.** Warrendale.1999.

LOPES, Elias D. R. **Análise do comportamento dinâmico de um veículo leve 4x4 com sistema de controle de tração.** Orientador: Maj Ricardo Teixeira da Costa Neto – D.Sc. 2015. Dissertação (Mestrado) - Mestrado em Ciências em Engenharia Mecânica, Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro. 2015.

MACHADO, Longuinho. DA ROSA, Edison. NICOLAZZI, Lauro. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis.** 2012.

MEYWERK, Martin. **Vehicle Dynamics**. 1. ed. United Kingdom: John Wiley & Sons Ltd, 2015. 362 p.

MILLIKEN, William F. MILLIKEN, Douglas L. **Race Car Vehicle Dynamics**. Warrendale. 1995.

NAUNHEIMER, Harald. LECHNER, Gisbert. **Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application**. Stuttgart e Augsburg. Fevereiro de 1999.

OUTBACK CROSSING. **The Different Types of 4WD Systems**. 2013. Disponível em: [https://www-outbackcrossing-com-au.translate.google.com/translate/FourWheelDrive/Different\\_Types\\_of\\_4WD.shtml?\\_x\\_tr\\_sch=http&\\_x\\_tr\\_sl=en&\\_x\\_tr\\_tl=pt&\\_x\\_tr\\_hl=pt-BR&\\_x\\_tr\\_pto=sc](https://www-outbackcrossing-com-au.translate.google.com/translate/FourWheelDrive/Different_Types_of_4WD.shtml?_x_tr_sch=http&_x_tr_sl=en&_x_tr_tl=pt&_x_tr_hl=pt-BR&_x_tr_pto=sc). Acesso em 20 out. 2022.

RAJAMANI, Rajesh. **Vehicle Dynamics and Control**. Minnesota, 2006.

RILL, Georg. CASTRO, Abel A. **Road Vehicle Dynamics Fundamentals and Modeling with MATLAB**. 2. ed. 2020.

SAE Brasil (Sociedade Brasileira de Engenharia Automotiva). **Baja SAE Brasil**. Disponível em: <https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/>. Acesso em: 10 out. 2022.

TAVARES, Breno. RAMOS, Juliana. TRINDADE Pedro. **Análise de Dinâmica Veicular do Protótipo Baja SAE**. Trabalho de conclusão de curso – Engenharia Mecânica, CEFET/RJ. Rio de Janeiro. 2016.

WONG, J. Y. **Theory of Ground Vehicles**. 3. ed. Ottawa. 2001.

ZOTTI, Eduardo. LENZ, Misael D.H. SOUZA, Ricson R. Estudo de propostas para um sistema de tração 4x4 em um veículo do tipo baja SAE. **Revista Destaques Acadêmicos**, Lajeado, v. 12, n. 4, p. (253 – 265), 2020.