

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA  
FONSECA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**GABRIEL ANDRADE ARAUJO  
RAFAEL ROLO DE ALMEIDA  
TIAGO DOS SANTOS FRIAS DE OLIVEIRA**

**ESTUDO DE VIABILIDADE DE UMA TRANSMISSÃO 4X4 AWD EM  
UM VEÍCULO BAJA SAE FUNDAMENTADO NA DINÂMICA  
VEICULAR**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**RIO DE JANEIRO  
2022**

**GABRIEL ANDRADE ARAUJO  
RAFAEL ROLO DE ALMEIDA  
TIAGO DOS SANTOS FRIAS DE OLIVEIRA**

**ESTUDO DE VIABILIDADE DE UMA TRANSMISSÃO 4X4 AWD EM  
UM VEÍCULO BAJA SAE FUNDAMENTADO NA DINÂMICA  
VEICULAR**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado como requisito parcial à  
obtenção do título de Bacharel em  
Engenharia Mecânica, do Departamento  
de Engenharia Mecânica.

Prof. Orientador: Ricardo Alexandre Amar  
de Aguiar

Coorientadores: Christian Nolte, Brenno  
Duarte Tavares

**RIO DE JANEIRO**

**2022**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

A663 Araujo, Gabriel Andrade  
Estudo de viabilidade de uma transmissão 4x4 AWD em um veículo baja SAE fundamentado na dinâmica veicular / Gabriel Andrade Araujo, Rafael Rolo de Almeida [e] Tiago dos Santos Frias de Oliveira. — 2022.  
xiii, 103f. : il.(algumas color). ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2022.  
Bibliografia : f. 101-103  
Orientador: Ricardo Alexandre Amar de Aguiar  
Coorientadores: Christian Nolte [e] Brenno Duarte Tavares

1. Engenharia mecânica. 2. Engrenagens. 3. Peças de máquinas. 4. Veículos a motor. I. Almeida, Rafael Rolo de. II. Oliveira, Tiago dos Santos Frias de. III. Aguiar, Ricardo Alexandre Amar de (Orient.) IV. Nolte, Christian. (Coorient.). V. Tavares, Brenno Duarte. (Coorient.). VI. Título.

CDD 621

Elaborada pela bibliotecária Tania Mello – CRB/7 nº 5507/04

## AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer a todo apoio dado pelos integrantes da equipe Mud Runner Baja SAE, do CEFET Maracanã, ao longo do trabalho, por meio de auxílios técnicos, fornecimento de dados dos protótipos entre outros.

Os autores agradecem também aos orientadores Ricardo Alexandre Amar de Aguiar, Brenno Tavares Duarte e Christian Nolte, por todo o apoio e auxílio durante a concepção do trabalho.

Os autores agradecem ainda à toda comunidade do CEFET/RJ, pela oportunidade de crescimento e desenvolvimento pessoal e profissional que os foi oferecida ao longo dos anos de curso de graduação.

### Agradecimentos especiais – Gabriel

Agradeço aos meus pais e minha irmã por todo o apoio durante todo o período de graduação e suporte nos momentos difíceis. Agradeço também a minha namorada, Natalia Maia, e a todos os amigos especiais, que serão muitos a citar, pelo apoio emocional e motivação para superar os desafios e dificuldades.

### Agradecimentos especiais - Rafael

Agradeço a minha família por ter acreditado no meu potencial e me apoiado em todos os momentos difíceis até aqui, assim como, a todos os mais próximos a mim durante esses anos de grandes desafios.

### Agradecimentos especiais – Tiago

Primeiramente agradeço à minha mãe, minha maior apoiadora durante toda a caminhada da faculdade e que sempre esteve comigo, mesmo nos momentos mais difíceis. Agradeço também ao meu pai por todo o auxílio e orientação. Agradeço às minhas avós, minha madrasta e minha irmã, por todo amor e carinho que me foi tão importante durante esses anos.

Agradeço também à minha querida equipe Mud Runner e ao projeto Baja, paixão que encontrei nestes anos de CEFET e que carregarei para sempre comigo. Um agradecimento especial a todos os amigos que fiz no baja, que me acompanharam nesta caminhada e que me incentivaram a continuar, em especial aos queridos Daniel,

Gabriel Alves, Kevin, Felipe Fonseca, Tanaka, Luiz Henrique, Daniel Freitas, Rodrigo Gomes, Lanes, William, Vinicius e todos os outros que participaram deste projeto junto comigo, e que hoje fazem parte da minha vida.

Por fim, agradeço aos meus companheiros de projeto final, de baja, de faculdade e de vida, Gabriel e Rafael, que fizeram parte de toda essa caminhada junto comigo e que foram essenciais nesta reta final.

## RESUMO

ALMEIDA, Rafael; ARAUJO, Gabriel; OLIVEIRA, Tiago. **Estudo de Viabilidade de uma Transmissão 4x4 AWD em um Veículo Baja Sae Fundamentado Na Dinâmica Veicular**. 2022. 116. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2022.

O presente trabalho aborda a viabilidade da aplicação de um sistema de transmissão 4x4 em um veículo mini Baja SAE, através do estudo da dinâmica longitudinal e lateral, e meios de aplicação dos componentes necessários para compor o sistema. Foram considerados como principais componentes do sistema, e foco de estudo, o sistema de diferencial, eixos de transmissão e juntas necessárias para os acoplamentos, assim como os componentes de transmissão comuns já existentes nesse tipo de veículo. Foram observadas as mudanças nas características e desempenho do veículo, e indicadas possíveis soluções para a aplicação do sistema de transmissão sem que haja muitas mudanças nos demais sistemas ou um investimento muito alto.

**Palavras-chave:** Baja. Transmissão. 4x4. Dinâmica. Diferencial

## ABSTRACT

ALMEIDA, Rafael; ARAUJO, Gabriel; OLIVEIRA, Tiago. **Viability Study of a 4x4 AWD Transmission in a Baja Sae Vehicle Based on Vehicle Dynamics**. 2022. 116. Course Completion Work – Federal Center for Technological Education Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2022.

The present work addresses the viability of applying a 4x4 transmission system in a mini Baja SAE vehicle, through the study of longitudinal and lateral dynamics, and means of applying the components necessary to compose the system. The main components of the system, and focus of study, were considered as the differential system, transmission shafts and joints necessary for the couplings, as well as the common transmission components already existing in this type of vehicle. Changes in the characteristics and performance of the vehicle were observed, and possible solutions were indicated for the application of the transmission system without too many changes in the other systems or a very high investment.

**Keywords:** Baja. Transmission. 4x4. Dynamics. Differential

## SUMÁRIO

<b>1.</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1.	MOTIVAÇÃO E OBJETIVOS.....	1
1.2.	O BAJA SAE .....	2
<b>2.</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>6</b>
2.1.	PROTÓTIPO BAJA SAE DA EQUIPE MUD RUNNER.....	6
2.1.1.	Caracterização Geral do Veículo .....	6
2.1.2.	Trem de Força .....	7
2.1.2.1.	Motor .....	8
2.1.2.2.	CVT .....	9
2.1.2.3.	Caixa de redução fixa .....	13
2.1.2.4.	Juntas homocinéticas .....	14
2.1.2.5.	Rodas .....	14
2.1.2.6.	Esquema de operação do trem de força.....	15
2.1.1.	Suspensão e Direção .....	16
2.1.2.	Chassi.....	17
2.1.3.	Freios .....	17
2.2.	SISTEMA DE DIFERENCIAL .....	19
2.2.1.	História do Sistema de Diferencial .....	19
2.2.2.	Conceitos Básicos Sobre Diferencial .....	21
2.2.3.	Tipos de Diferencial.....	22
2.2.3.1.	Diferencial livre .....	22
2.2.3.2.	Diferencial blocante .....	24
2.2.3.3.	Diferencial de deslizamento limitado (LSD) .....	26
2.2.3.4.	Diferencial LSD viscoso.....	27
2.2.3.5.	Diferencial LSD de embreagem mecânica.....	28
2.2.3.6.	Diferencial LSD TORSEN .....	30
2.2.4.	Revisão Uso de Diferenciais em Baja SAE .....	32
2.3.	SISTEMA DE TRAÇÃO 4X4.....	33
2.3.1.	História da Transmissão 4x4 .....	33
2.3.2.	Conceitos Básicos .....	35
2.3.3.	Tipos de Transmissão 4x4 .....	36
2.3.3.1.	Part time (optativa) .....	36
2.3.3.2.	Full-time (integral).....	37
2.3.3.3.	On-demand (por demanda) .....	38
2.3.4.	Uso do Eixo Cardan .....	38
2.3.5.	Uso de Transmissão 4x4 no Baja SAE.....	39
2.3.5.1.	Primeira proposta.....	39
2.3.5.2.	Segunda proposta .....	40
2.3.5.3.	Terceira proposta .....	41
2.4.	DINÂMICA VEICULAR LONGITUDINAL.....	42
2.4.1.	Resistências das Rodas.....	43

2.4.2.	Resistência ao Rolamento .....	43
2.4.3.	Resistência à Película D'água e Resistência dos Rolamentos .....	45
2.4.4.	Resistência de Convergência/Divergência .....	46
2.4.5.	Resistência Aerodinâmica .....	47
2.4.6.	Resistência ao Gradiente.....	48
2.4.7.	Limite de Ângulo de Rampa .....	49
2.4.8.	Resistência à Aceleração .....	50
2.4.9.	Performance.....	51
2.4.10.	Limite de Tração .....	53
2.4.11.	Curva Ideal da Transmissão.....	54
2.5.	<b>DINÂMICA VEICULAR LATERAL.....</b>	<b>55</b>
2.5.1.	Slip Angle .....	55
2.5.2.	Sub- e Sobre-Esterçamento.....	57
2.5.3.	Curvas de Baixa Velocidade .....	57
2.5.4.	Curvas em Alta Velocidade.....	58
2.5.5.	Coeficiente de Sub-Esterçamento.....	59
<b>3.</b>	<b>DESENVOLVIMENTO .....</b>	<b>62</b>
3.1.	<b>SELEÇÃO DE COMPONENTES .....</b>	<b>62</b>
3.1.1.	Sistema de Diferencial.....	62
3.1.1.1.	Escolha do sistema de diferencial .....	63
3.1.2.	Eixos e Juntas de Conexão .....	72
3.2.	<b>DIMENSIONAMENTO – DINÂMICA LONGITUDINAL.....</b>	<b>74</b>
3.2.1.	Resistência ao Rolamento .....	75
3.2.2.	Resistência Aerodinâmica .....	75
3.2.3.	Resistência ao Gradiente.....	76
3.2.4.	Resistência à Aceleração .....	77
3.2.5.	Limite de Tração .....	79
3.2.6.	Performance.....	81
3.2.7.	Redução Total.....	82
3.2.7.1.	Redução do diferencial.....	86
3.2.7.2.	Sentidos de rotação .....	86
3.3.	<b>DIMENSIONAMENTO – DINÂMICA LATERAL .....</b>	<b>88</b>
3.3.1.	Curva de Baixa Velocidade .....	89
3.3.2.	Curva de Alta Velocidade .....	89
3.3.2.1.	Influência do diferencial.....	90
3.3.2.2.	Influência de tração 4x4.....	90
3.4.	<b>MONTAGEM DOS COMPONENTES .....</b>	<b>92</b>
3.4.1.	Posicionamento Geral .....	92
3.4.2.	Alterações no Veículo.....	96
3.5.	<b>CUSTOS.....</b>	<b>97</b>
3.5.1.	Custos das Alterações .....	97
<b>4.</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>99</b>
<b>5.</b>	<b>BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>101</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Alinhamento para enduro de resistência na competição nacional 2020 Baja SAE Brasil .....	2
Figura 2: Protótipo da equipe Mud Runner a disputar a competição nacional 2020 Baja SAE Brasil, MR19.....	3
Figura 3: Modelagem do Protótipo MR21 .....	7
Figura 4: Motor utilizado pelo veículo Baja SAE.....	8
Figura 5: Curva de potência do motor .....	9
Figura 6: Curva de torque do motor .....	9
Figura 7: Curvas de RPM x Velocidade do veículo de uma transmissão manual (esquerda) e uma CVT (direita).....	10
Figura 8: Nomenclatura das polias de uma CVT .....	10
Figura 9: Mecanismo de alteração da relação de redução da CVT.....	11
Figura 10: Principais componentes e dinâmica de funcionamento da CVT. ....	12
Figura 11: Modelo de CVT utilizado pela equipe (Gaged GX9).....	12
Figura 12: Modelo da Caixa de redução fixa em CAD .....	13
Figura 13: Junta do tipo homocinética.....	14
Figura 14: Modelo de pneu de tração utilizado pela equipe .....	15
Figura 15: Esquema da transmissão de potência do trem de força do veículo Baja SAE .....	15
Figura 16: Modelagem da suspensão utilizada no veículo Baja atual da Mud Runner .....	16
Figura 17: Modelo em CAD do chassi atual da equipe Mud Runner, mostrando as dimensões dos tubos utilizados.....	17
Figura 18: Vista explodida da montagem do suporte da pinça traseira e do disco de freio na caixa de redução .....	18
Figura 19: Montagem do suporte da pinça dianteira na manga de eixo .....	18
Figura 20: Diferença de velocidade das rodas internas e externas à curva .....	19
Figura 21: Giro do veículo devido a 1WD.....	20
Figura 22: Esquema dos componentes de um diferencial livre [11] .....	22
Figura 23: Componentes de diferencial livre [11] .....	23
Figura 24: Diagrama de torque bias .....	24
Figura 25: Esquema dos componentes de um diferencial bloqueado .....	25

Figura 26: Reações nas rodas trativas. (a) situação acelerada, (b) situação desacelerada.....	26
Figura 27: Componentes de um diferencial LSD viscoso [11].....	28
Figura 28: Relação entre diferença trativa ( $\Delta C$ ) e diferença de velocidade angular das rodas ( $\Delta\omega$ ).....	28
Figura 29: Componentes de um diferencial LSD de embreagem mecânica .....	30
Figura 30: Componentes de um diferencial LSD TORSEN.....	31
Figura 31: Visão explodida do projeto de diferencial.....	33
Figura 32: Audi Quattro .....	34
Figura 33: Tração Quattro .....	34
Figura 34: Tração 4x4 optativa.....	36
Figura 35: Tração 4x4 integral.....	37
Figura 36: Sistema de tração 4x4 por demanda.....	38
Figura 37: Sistema de Tração proposta 1 .....	40
Figura 38 Sistema de Tração proposta 2 .....	41
Figura 39: Sistema de Tração proposta 3, mecanismo 1 .....	41
Figura 40: Sistema de Tração proposta 3, mecanismo 2 .....	42
Figura 41: Raio estático do pneu.....	43
Figura 42: Ilustração da excentricidade da força resultante da distribuição normal sobre o caminho de contato durante a rotação da roda. ....	44
Figura 43: Coeficientes de resistência ao rolamento para diferentes terrenos e tipos de veículos. ....	45
Figura 44: Ilustração dos ângulos de Toe-in e Toe-out. ....	47
Figura 45: Ilustração da região de pressão negativa na parte traseira do veículo. ...	47
Figura 46: Ilustração da força de resistência ao gradiente .....	49
Figura 47: Fluxo de transmissão de potência do protótipo baja atual da Mud Runner. ....	51
Figura 48: Gráfico de demanda de potência. ....	52
Figura 49: Gráfico de demanda de força trativa. ....	53
Figura 50: Ilustração de um gráfico de demanda de força trativa.....	54
Figura 51 Deformação do pneu em curva e Slip Angle. ....	56
Figura 52 Geometria de curva em baixa velocidade .....	58
Figura 53 Modelo de bicicleta para curva de alta velocidade .....	59
Figura 54 Modelo de bicicleta para curva considerando tração .....	60

Figura 55: Comportamento de um veículo com diferencial bloqueado (eixo rígido) em curva .....	62
Figura 56: Esquema da distribuição de torque de um diferencial aberto em situação de perda parcial de tração.....	64
Figura 57: Funcionamento do diferencial de bloqueio a ar comprimido .....	66
Figura 58: Placas de conversão de diferencial.....	67
Figura 59: Placas de conversão instaladas em um diferencial.....	67
Figura 60: Funcionamento desbloqueado das placas de conversão.....	68
Figura 61: Forças de afastamento nas placas de conversão .....	69
Figura 62: Diferencial - Honda Civic.....	70
Figura 63: Configurações Plana e Perpendicular de diferenciais .....	70
Figura 64: Diferencial de Mercedes Sprinter 310 .....	71
Figura 65: Detalhe estrias Cardan – Diferencial.....	73
Figura 66: Detalhe Diferencial - Semi Eixo.....	74
Figura 67: Fluxo de potência do sistema de transmissão 4x4.....	78
Figura 68 - Gráfico de demanda de força trativa .....	81
Figura 69: Redução carro 4x2 .....	83
Figura 70: Redução carro 4x4, sem alteração na caixa de redução .....	83
Figura 71: Redução carro 4x4, com alteração na caixa de redução .....	84
Figura 72: Gráfico Força Trativa x Velocidade .....	85
Figura 73: Sentidos de rotação - Diferenciais traseiro e dianteiro .....	87
Figura 74: Fluxograma de sentidos de rotação - Transmissão 4x4.....	88
Figura 75: Vista Lateral do trem de força .....	93
Figura 76: Vista traseira do trem de força .....	93
Figura 77: Vista em perspectiva do trem de força.....	94
Figura 78: Montagem do sistema 4x4 .....	95
Figura 79: Configuração hipóide – Engrenamento pinhão-coroa .....	96

**LISTA DE TABELAS**

Tabela 1: Principais características do motor.....	8
Tabela 2: Parâmetros Baja Mud Runner .....	74
Tabela 3: Ângulo de rampa x Reação Dianteira.....	77
Tabela 4: Tabela Transmissão 4X4.....	84
Tabela 5: Custos das alterações - Nova transmissão 4x4 .....	98
Tabela 6: Influência 4x4 nas Provas Baja SAE .....	99
Tabela 7: Comparação Características 4x4 vs 4x2 .....	100

## 1. INTRODUÇÃO

Durante o período de graduação, os alunos buscam constantemente se desenvolver, aplicando os conhecimentos adquiridos nas disciplinas cursadas e obtendo novas experiências através das atividades complementares encontradas. Um projeto que promove esse desenvolvimento ao aluno são as equipes de competição mini Baja SAE.

A organização SAE Brasil, desenvolve diversos eventos pelo Brasil, a fim de promover uma competição entre instituições de ensino, através da concepção e fabricação de um protótipo mini Baja. E para garantir um bom ambiente de desenvolvimento dos alunos, diversas regras são impostas, garantindo a segurança e estimulando a inovação das equipes.

Como o ambiente das competições simulam terrenos fora de estrada, uma inovação para estes veículos é a utilização de sistemas de transmissão 4x4, como visto em diversos carros voltados a esse terreno.

Tendo em vista o grande retorno que essa aplicação pode proporcionar, o desenvolvimento de projetos de viabilidade é importante para essas equipes de competição, uma vez que quando forem aplicar aos seus projetos, será mais fácil e proveitoso para os alunos.

### 1.1. MOTIVAÇÃO E OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é proporcionar uma solução simples e eficiente para a implementação de um sistema de transmissão 4x4 AWD no protótipo de 2022 da equipe de Baja SAE do CEFET/RJ – Maracanã. Este tipo de transmissão traz diversas vantagens competitivas para o veículo, uma vez que este é projetado para traçados off-road. Não obstante, alterações recentes no regulamento das competições Baja SAE indicam que este tipo de transmissão se tornará obrigatório para todas as equipes, como forma de incentivar a evolução técnica dos veículos e o desenvolvimento das habilidades de engenharia dos estudantes das equipes.

## 1.2. O BAJA SAE

O programa Baja SAE consiste em uma proposta de desafio lançada aos estudantes de engenharia e física com o objetivo de ampliar os conhecimentos através da aplicação prática dos estudos teóricos adquiridos academicamente. O programa foi criado na Universidade da Carolina do Sul em 1976, e foi introduzido no Brasil em 1991, onde houve atividades sem competições até 1995, quando foi realizada a primeira competição de Baja SAE do Brasil. Desde então foram realizadas mais de 25 competições nacionais deste tipo, e outras várias competições regionais, as quais tem o apoio da SAE Brasil desde 1997. A competição nacional realizada em 2020 contou com a presença de 78 equipes divididas em 14 estados brasileiros e mais de 70 instituições de ensino diferentes [17]. A figura 1 mostra o alinhamento dos bajas das diversas instituições participantes.



**Figura 1: Alinhamento para enduro de resistência na competição nacional 2020 Baja SAE Brasil**

**Fonte: Autoria Própria**

O programa Baja SAE propõe aos estudantes a construção de um protótipo veicular *off-road*, desde sua concepção, idealização de mecanismos e componentes, projeto e dimensionamento dinâmico, estrutural e operacional, construção, testagem e finalmente utilização, através das competições. Tais competições avaliam diversos aspectos das equipes de estudantes, envolvendo a durabilidade do veículo, sua capacidade de transposição de obstáculos ligados à trajetos *off-road* (como troncos, pedras, valas, lama etc.), o conforto e dirigibilidade que este veículo oferece ao piloto e todo o seu processo de desenvolvimento de projeto e construção. A ideia é estimular

nos estudantes uma vivência prática de engenharia, e através do projeto e construção dos protótipos, trazer aprendizados práticos muito importantes para a preparação dos alunos para o mercado de trabalho, não somente ligados às partes técnicas envolvidas na engenharia de um veículo, mas também questões como trabalho em equipe, gerenciamento de pessoas e conhecimento, gestão de tempo e definições de priorização. As principais provas dinâmicas das competições (provas que testam o comportamento dinâmico dos veículos) envolvem, principalmente, as seguintes características dos protótipos: durabilidade e confiabilidade, força trativa, segurança, manobrabilidade lateral, conforto e interface com o piloto, velocidade e aceleração e capacidade de transposição de obstáculos verticais. Além disso, as equipes também são avaliadas pela estética e design do seu protótipo, uma vez que a ideia é simular um produto a ser comercializado, e o visual faz parte da atratividade do produto ao público. A maioria das demais avaliações não são diretamente ligadas ao veículo, mas sim ao projeto deste, e são dadas através das apresentações de projeto e do relatório de projeto [17].

O CEFET/RJ tem uma equipe representante no projeto Baja SAE desde a primeira competição, e desde 2007, esta equipe é a Mud Runner Baja SAE. A equipe atualmente está em fase de construção de um novo protótipo, visando a próxima competição nacional, e ainda possui o protótipo anterior, que disputou 2 competições nacionais, em 2019 e 2020, além de 2 competições estaduais. A figura 2 mostra o protótipo da equipe Mud Runner utilizado na competição nacional de 2020, que é mencionado como MR19.



**Figura 2: Protótipo da equipe Mud Runner a disputar a competição nacional 2020 Baja SAE Brasil, MR19**

**Fonte: Autoria Própria**

Os veículos do tipo Baja SAE da equipe Mud Runner e de todas as demais equipes brasileiras possuem estrutura tubular, motor do fabricante *Briggs & Stratton* (a ser melhor explicado posteriormente), são monopostos (acomodam apenas uma pessoa, o condutor) e em geral tem características que mais se assemelham à veículos comerciais do tipo *off-road*, tais como pneus com sulcos mais profundos, vão livre maior, suspensão menos rígida e independente e maior robustez. Todos os veículos das equipes que participam das competições nacionais Baja SAE Brasil devem respeitar o regulamento administrativo e técnico Baja SAE Brasil, o RATBSB, que é atualizado constantemente pelo comitê da competição, visando trazer novos desafios para as equipes e aumentar a segurança dos protótipos, principalmente. Algumas destas atualizações visam evitar problemas que possam ser causados pelos protótipos às pessoas envolvidas nas competições (pilotos, juízes, voluntários, integrantes das equipes e espectadores), e geralmente tais alterações são feitas após a ocorrência de um problema inédito. Outras alterações realizadas no regulamento da competição são as relacionadas à novos desafios que visam a melhora do desempenho dinâmico dos veículos das equipes, e uma destas mudanças é a obrigatoriedade de sistemas 4WD ou AWD. Esta mudança ainda não foi introduzida no Brasil, mas já está presente no regulamento competitivo das competições Baja SAE internacionais, cenário no qual os Estados Unidos apresentam maior participação. Segundo [18], a partir de 2023, todos os veículos a participarem das competições Baja SAE sob a regulamentação norte-americana, deverão ser equipados com sistemas 4WD ou AWD, mudança que tem como objetivo evoluir e desafiar os conhecimentos teóricos e práticos das equipes, bem como melhorar o desempenho dinâmico dos veículos, aproximando-os ainda mais da maioria dos veículos comerciais do tipo *off-road*.

Vale destacar que embora a obrigatoriedade de sistemas 4WD ou AWD seja citada apenas recentemente nos regulamentos Baja SAE, o sistema nunca foi proibido nas competições, e, portanto, quaisquer equipes que optassem por ele poderiam competir sem nenhum problema. Há alguns casos de equipes que optaram por este sistema, a maioria nas competições norte-americanas, porém até o presente momento o sistema não é usual aos protótipos Baja SAE por questões de adição de peso, espaço requerido, complexidade de projeto e fabricação, custos de fabricação, potência disponível do motor, entre outros. Assim, o objetivo deste trabalho está diretamente ligado ao desenvolvimento desta nova funcionalidade nos veículos Baja

SAE, utilizando o veículo atual da equipe Mud Runner, mencionado como MR21, como base para as modificações a serem propostas, auxiliando também os futuros membros da equipe a implementar tais modificações.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Como base para o estudo em questão, foram analisados e revisados o projeto atual (MR21) da equipe Mud Runner, considerando as subdivisões dos sistemas que compõem o protótipo, o funcionamento de um sistema diferencial, o funcionamento do sistema de tração 4x4 e os parâmetros necessários para os estudos de dinâmica longitudinal e lateral.

### 2.1. PROTÓTIPO BAJA SAE DA EQUIPE MUD RUNNER

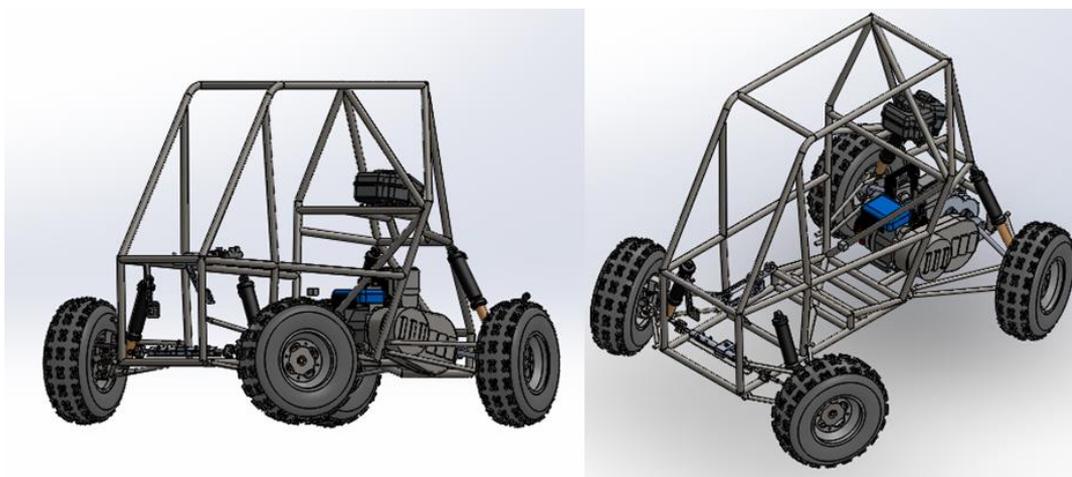
As alterações que serão propostas neste trabalho, com o objetivo de transformar o veículo atual da Mud Runner em um do tipo 4WD, necessitam de um entendimento dos componentes, mecanismos e posicionamentos existentes atualmente nos veículos da equipe. Assim, baseado nos últimos relatórios de projeto da equipe ([4] e [5]) e nas inspeções diretas dos autores aos veículos da equipe, as principais particularidades que tangem as alterações para implementação do sistema 4WD são elucidadas a seguir. A equipe Mud Runner atualmente divide o projeto de seu protótipo em diversos subsistemas, e para facilitar o entendimento, esta revisão bibliográfica seguiu a mesma divisão.

#### 2.1.1. Caracterização Geral do Veículo

Como citado anteriormente, a equipe Mud Runner Baja está atualmente em fase de construção de um novo protótipo, e devido a isso, parte dos posicionamentos finais dos componentes ainda não estão definidos. Apesar disso, o projeto deste protótipo já está concluído e por isso a maioria dos mecanismos, componentes e posicionamentos estão definidos e podem ser bem descritos. Não obstante, os principais componentes afetados (seja no dimensionamento ou no posicionamento) pelas modificações para implementação do sistema 4WD não sofreram alterações significativas em relação ao último protótipo, como é o caso do sistema de transmissão, a ser melhor descrito mais à frente. Sendo assim, este trabalho pautará

suas propostas de alteração nos componentes e posicionamentos do protótipo em fase de construção (MR21) sempre que possível, utilizando a sua modelagem computacional CAD e seus dados reais conforme disponibilizados pela equipe, à medida que este veículo é construído. Quando não for possível se basear no MR21, será utilizado como base o protótipo anterior, ainda existente, MR19.

Na figura 3, é mostrada uma imagem da modelagem computacional em *SolidWorks* do protótipo MR21 da equipe Mud Runner, veículo de estrutura tubular, monoposto, *off-road*, com sistema de tração RWD, suspensão independente e transmissão automática. Os subsistemas que serão descritos neste trabalho são: transmissão; suspensão e direção; estrutura; freios. Vale ressaltar que a maioria das alterações aqui propostas dizem respeito ao sistema de transmissão, e por isso, este será o subsistema a ser mais aprofundado.



**Figura 3: Modelagem do Protótipo MR21**

**Fonte: Autoria Própria**

### 2.1.2. Trem de Força

O sistema de transmissão de potência do protótipo MR21, também chamado de Trem de Força, trata-se de um sistema automático, que não contém uma caixa de marchas convencional, e por isso permite ao piloto maior facilidade no uso do veículo, similar aos carros de passeio automáticos atuais. O trem de força conta com 5 principais componentes, atualmente: motor, CVT, caixa de redução fixa, juntas homocinéticas e rodas ([4] e [5]).

### 2.1.2.1. Motor

O sistema de trem de força utiliza como base um motor do modelo *Briggs & Stratton OHV Vanguard Model 19*, que é o único permitido pelo regulamento Baja SAE Brasil, e, portanto, é utilizado por todas as equipes. Na tabela 1, são apresentadas as principais características técnicas do motor. Na figura 4 uma imagem do motor utilizado e suas características nas figuras 5 e 6.

**Tabela 1 - Principais características do motor**

Parâmetros	Tipo
Tipo	Combustão Interna
Ignição	Por centelha
Quantidade de cilindros	1
Combustível de alimentação	Gasolina
Potência nominal	10 HP
Torque máximo	18,7 N.m
Taxa de compressão	8:1
Cilindrada	305 cc

**Fonte: Retirado de [3]**

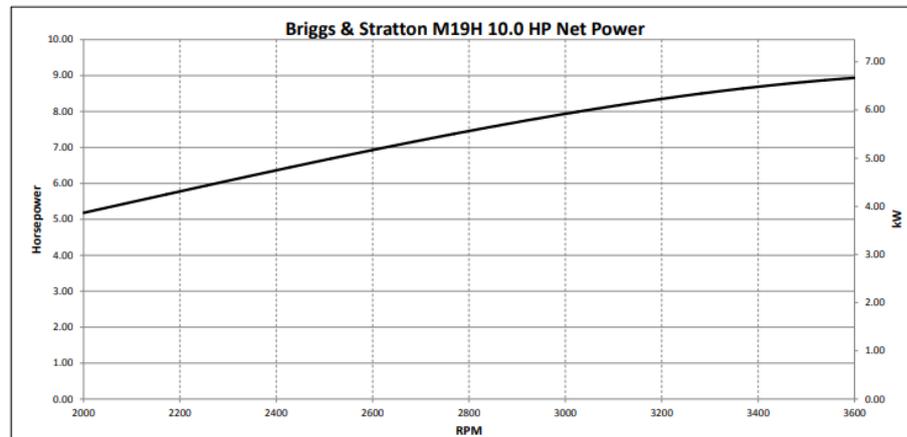


**Figura 4: Motor utilizado pelo veículo Baja SAE**

**Fonte: Retirado de [3]**

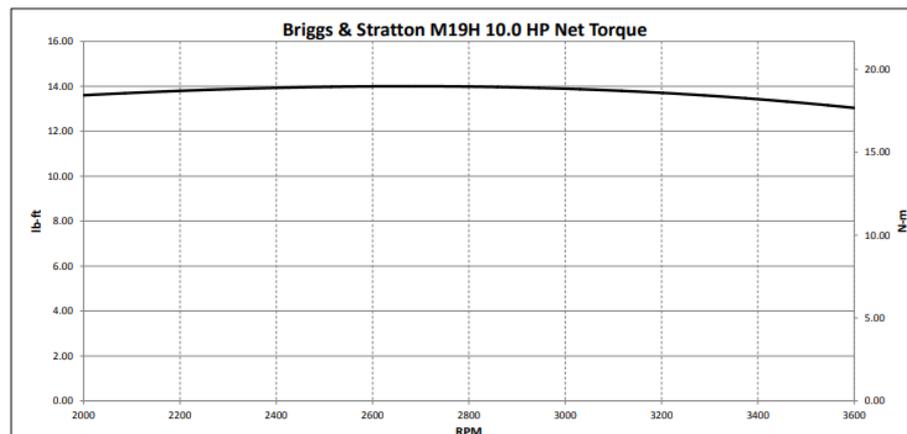
Geralmente, para os cálculos de dimensionamentos dinâmicos, são utilizados os valores máximos de torque e potência do motor, porém, tais valores não são

constantes. Abaixo são apresentadas as curvas de potência e torque do motor, fornecidas pelo fabricante.



**Figura 5: Curva de potência do motor**

Fonte: Retirado de [3]



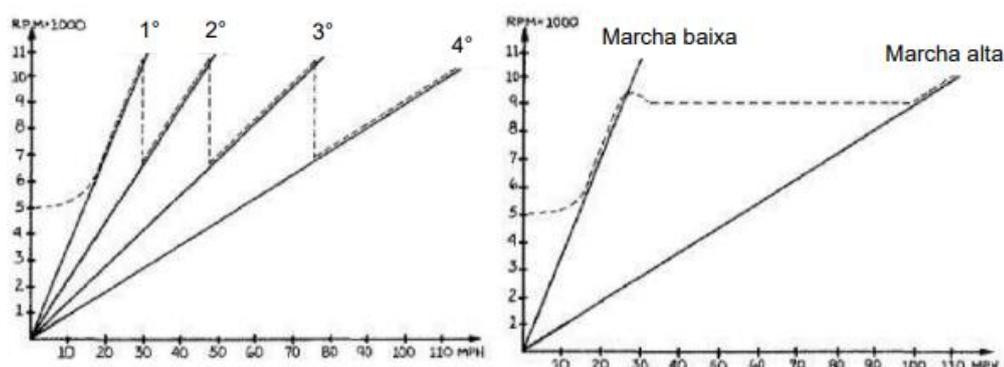
**Figura 6: Curva de torque do motor**

Fonte: Retirado de [3]

#### 2.1.2.2. CVT

A CVT (*Continuously Variable Transmission*) funciona como o primeiro estágio de redução do trem de força do veículo Baja, e trata-se de um mecanismo que altera sua relação de redução de forma automática e contínua, não exigindo intervenção do piloto e proporcionando um maior conforto e suavidade na aceleração ([4] e [5]). O mecanismo CVT já é amplamente utilizado nos veículos de passeio com transmissão automática atuais, e sua aplicação traz vantagens não só de conforto, mas também

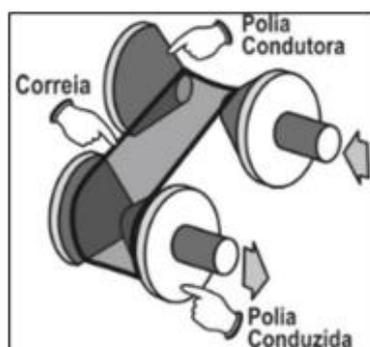
de economia de combustível, menor peso e espaço ocupado, menor ruído gerado, e menor desperdício de potência, quando comparado aos tipos convencionais de redução (caixas de marcha). A maioria destas vantagens ocorre por conta da adaptação constante da relação torque/velocidade que a CVT propicia, garantindo a todos os momentos que o torque requerido pelo sistema é o ideal para a velocidade desempenhada pelo veículo no momento [12]. A figura 7 mostra a curva RPM x Velocidade do veículo.



**Figura 7: Curvas de RPM x Velocidade do veículo de uma transmissão manual (esquerda) e uma CVT (direita).**

**Fonte: Retirado de [16]**

A CVT utilizada pela maioria das equipes de Baja, inclusive pela Mud Runner, é do tipo CVT por polias expansivas e correia, e possui como principais componentes duas polias (chamadas de motriz e movida) e uma correia entre elas. Cada polia é formada por dois pratos cônicos, e assim, ambas têm um formato de duplo cone, como demonstrado na figura 8.

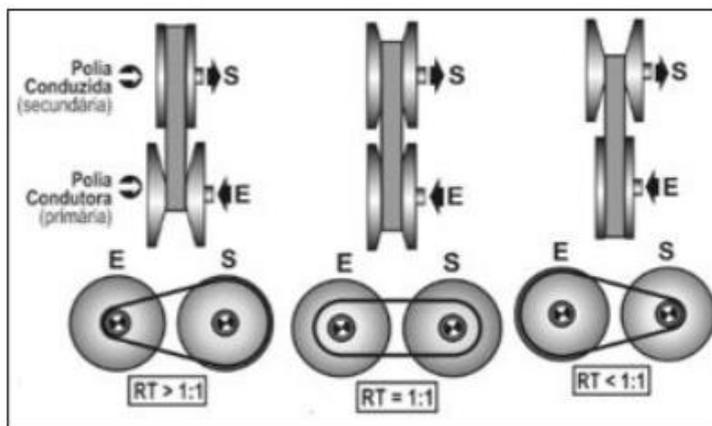


**Figura 8: Nomenclatura das polias de uma CVT**

**Fonte: Retirado de [12]**

Por conta da construção de cada polia, com dois pratos cônicos cada uma, é possível alterar a distância entre o ponto de contato da correia com a polia e o centro

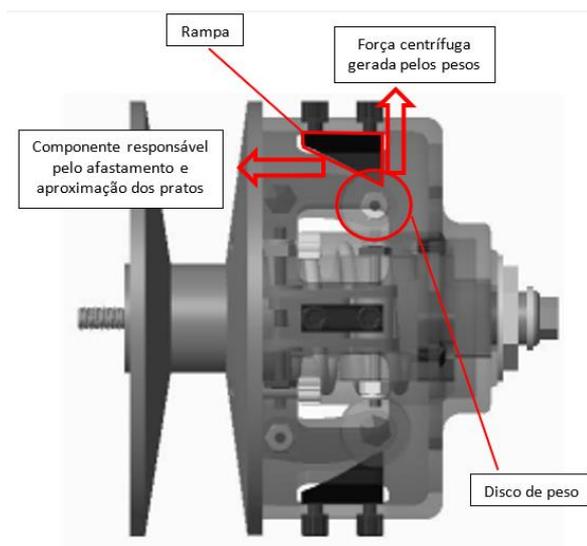
de rotação da polia, apenas aproximando ou afastando os pratos de uma mesma polia um em relação ao outro. Assim, é possível alterar a relação de redução do conjunto CVT de forma contínua, uma vez que há infinitas possibilidades de diâmetro de operação para ambas as polias, consequência do formato duplo cônico destas, demonstrado na figura 9.



**Figura 9: Mecanismo de alteração da relação de redução da CVT**

**Fonte: Retirado de [12]**

O mecanismo responsável por afastar e aproximar os pratos das polias, no caso da CVT utilizada pela Mud Runner, é completamente mecânico, e se baseia em forças centrífugas, geradas pela própria rotação da CVT, como pode ser visto na figura 10. Pequenos discos de peso localizados a uma certa distância do centro de rotação da CVT, ao girarem em relação a este centro de rotação, são forçados a se afastarem ainda mais dele, por conta da força centrífuga gerada. Porém, estes discos ficam posicionados sobre uma pequena rampa, que causa uma decomposição da força centrífuga na direção do eixo de rotação. Este componente é o responsável por aproximar os pratos da polia, e seu afastamento se dá por uma mola de retorno no centro da polia [13].



**Figura 10: Principais componentes e dinâmica de funcionamento da CVT.**

**Fonte: Retirado de [13]**

Há diversos modelos de CVT disponíveis no mercado, porém a utilizada pela equipe é a Gaged GX9, que tem uma relação de redução que varia dentro da faixa entre 3,9:1 (na marcha mais lenta) e 0,9:1 (na marcha mais veloz) e é um dos modelos mais leves e versáteis, permitindo diversas configurações diferentes de pesos, rampas e molas ([4] e [5]). A figura 11 mostra a CVT Gaged GX9 utilizada pela equipe Mud Runner.



**Figura 11: Modelo de CVT utilizado pela equipe (Gaged GX9)**

**Fonte: Autoria Própria**

### 2.1.2.3. Caixa de redução fixa

O segundo estágio de redução do veículo Baja SAE da equipe Mud Runner é feito por uma caixa de redução fixa, utilizada por conta da baixa capacidade de redução total da CVT, que atuando sozinha não seria capaz de prover ao veículo o torque necessário para desempenhar suas funções. A caixa de redução utiliza dois pares de engrenagens de dentes helicoidais, fabricadas em aço SAE 8620, e 3 eixos com chaveta, fabricados em aço SAE 1045, sendo 1 eixo de entrada, 1 de saída e 1 intermediário, representada na figura 12. Cada par de engrenagens tem uma redução de 2,913:1, totalizando uma redução de 8,49:1 do conjunto da caixa de redução. O invólucro de proteção da caixa é fabricado em alumínio 6061-T6, escolhido por se tratar de um material leve e resistente ([4] e [5]).



**Figura 12: Modelo da Caixa de redução fixa em CAD**

**Fonte: Autoria Própria**

O eixo de saída da caixa de redução tem um design que permite o encaixe de 2 componentes: a junta homocinética e o disco de freio. A junta homocinética se acopla no eixo por meio de um furo estriado no centro deste, e o disco de freio é montado através de 2 chavetas, cujos rasgos ficam na parte externa do eixo. Além disso, o eixo também conta com 2 canais na superfície externa para encaixe de anéis elásticos, que são responsáveis por evitar o deslizamento do disco de freio para fora do eixo.

#### 2.1.2.4. Juntas homocinéticas

Para transmitir a potência da caixa de redução até as rodas, o veículo Baja da equipe Mud Runner utiliza uma junta do tipo homocinética, muito utilizada em carros de passeio e veículos *off-road* atualmente, visto na figura 13. Este componente foi escolhido por permitir um desnível entre a saída da caixa de redução e a entrada no cubo de roda, além de permitir movimentações relativas entre estes 2 componentes, que no caso do veículo Baja são muito comuns, devido à grande movimentação da suspensão causada pelos obstáculos dos trajetos ([4] e [5]).



**Figura 13: Junta do tipo homocinética.**

**Fonte: Autoria Própria**

O modelo de junta utilizado pela equipe é o Yamaha Rhino 700, que permite um ângulo de cone de até  $27^\circ$  e é utilizado por um veículo comercial do tipo ATV (*All-Terrain Vehicle*), com características similares ao veículo Baja SAE.

#### 2.1.2.5. Rodas

O último estágio de transmissão de potência do trem de força é a roda, responsável por transformar a rotação das juntas homocinéticas em força de contato pneu-solo, através do atrito. As juntas homocinéticas são acopladas na roda através do cubo de roda, componente que é fixado no aro através de parafusos e porcas, e tem um furo estriado em seu centro, permitindo assim o giro solidário com o pino de saída da junta homocinética, que se trata de um pequeno eixo estriado. Desta forma, a rotação da homocinética também fica solidária à rotação do pneu. Os pneus utilizados no veículo Baja são próprios para aplicações *off-road*, contendo sulcos profundos que auxiliam no atrito com solos irregulares como terra, grama e lama. O modelo de pneus utilizados é o Carlisle 23-7-10 quadri-cam-an outlander 400, representado na figura 14 ([4] e [5]).



**Figura 14: Modelo de pneu de tração utilizado pela equipe**

**Fonte: Autoria Própria**

#### 2.1.2.6. Esquema de operação do trem de força

O conjunto do trem de força do veículo Baja conta com 1 motor de 10HP de potência nominal como fonte de energia, dois estágios de redução, juntas homocinéticas operando como semieixos e pneus do tipo ATV como estágios finais de transmissão de potência. O primeiro estágio de redução é a CVT, que opera de forma automática e com variação da relação de redução contínua e suave, dispensando a utilização de caixa de marchas pelo veículo. O segundo estágio é a caixa de redução fixa, que auxilia a CVT na redução total e assim contribui para o alcance do torque necessário ao veículo. Os dois estágios em conjunto proporcionam ao veículo uma redução total máxima de 33,11:1, na relação mais longa da CVT, e uma redução de 7,64:1 na relação mais curta da CVT. As juntas homocinéticas atuam permitindo desníveis e movimentações relativas entre as rodas e a caixa de redução, que ocorrem por conta da movimentação da suspensão. Por fim, as rodas transmitem toda a potência gerada pelo trem de força até o solo, criando força de atrito (tração) entre o veículo e o terreno e movimentando assim o protótipo. A figura 15 apresenta um esquema da transmissão de potência do trem de força ([4] e [5]).



**Figura 15: Esquema da transmissão de potência do trem de força do veículo Baja SAE**

**Fonte: Autoria Própria**

### 2.1.1. Suspensão e Direção

O sistema de suspensão do protótipo Baja da equipe Mud Runner é similar aos tipos de suspensão utilizados por veículos ATV comerciais, utilizando bandejas de estrutura tubular como conexões entre a estrutura do chassi e as mangas de eixo, representado na figura 16. As geometrias utilizadas tanto para a suspensão traseira quanto para a dianteira são do tipo duplo A, e a distância entre eixos do veículo é de 1440mm [5].



**Figura 16: Modelagem da suspensão utilizada no veículo Baja atual da Mud Runner**

**Fonte: Retirado de [5]**

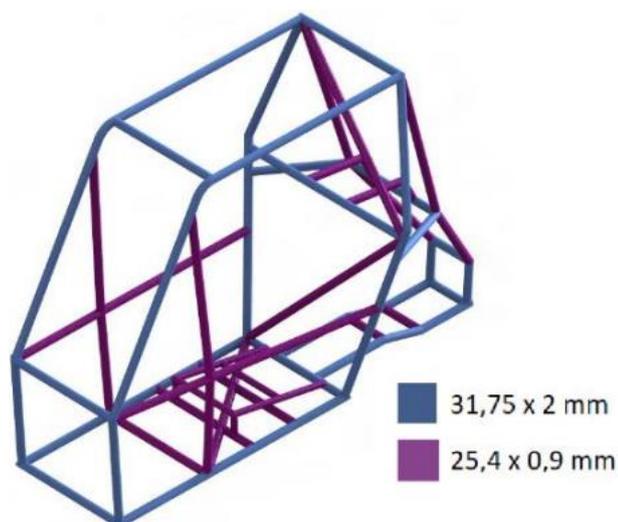
O sistema de direção do veículo é manual e opera através de um conjunto pinhão-cremalheira com relação de 1:1,6, proporcionando maior ergonomia ao piloto durante a condução e facilitando o desempenho dinâmico em curvas do protótipo. O pinhão do conjunto pinhão-cremalheira fica posicionado próximo aos pés do piloto, centralizado em relação ao chassi e protegido por um invólucro chamado de caixa de direção. Tendo como centro a caixa de direção, a cremalheira é posicionada de forma também centralizada em relação ao chassi, e no fim de cada lado dela, são acoplados os chamados braços de direção, que fazem a ligação da cremalheira com a manga de eixo. Na manga de eixo, o braço de direção é acoplado em uma pequena alavanca, de maneira a permitir a rotação do sistema conforme o braço se movimenta, fazendo assim o movimento de esterçamento da roda, e dando ao veículo a capacidade de fazer curvas [5].

O veículo tem um vão livre mínimo de 300mm (distância do ponto mais baixo da porção suspensa do veículo – chassi – até o solo), valor mínimo requerido por

regulamento para propiciar ao protótipo capacidade suficiente de transposição dos obstáculos verticais das provas da competição.

### 2.1.2. Chassi

O chassi dos protótipos do programa Baja SAE devem seguir regras restritas quanto à material, dimensões e posicionamentos, dispostas no regulamento da competição, e por isso, muitas características são comuns à maioria das equipes. O chassi atual da equipe Mud Runner é de estrutura tubular, com tubos de aço SAE 1020 de 31,75mm de diâmetro e 2mm de espessura, e tubos de 25,4mm de diâmetro e 0,9mm de espessura, como visto na figura 17. O *cockpit* do veículo é dimensionado para acomodar condutores dos percentis antropométricos 99% e 1%, garantindo conforto para pilotagem para a maior parte da população brasileira [5].



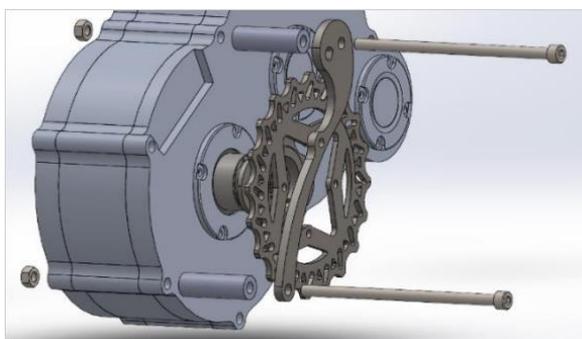
**Figura 17: Modelo em CAD do chassi atual da equipe Mud Runner, mostrando as dimensões dos tubos utilizados**

Fonte: Retirado de [5]

### 2.1.3. Freios

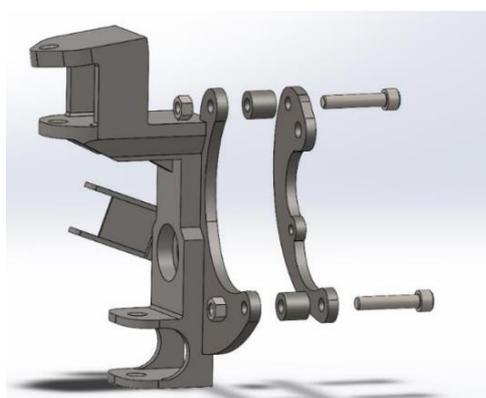
O sistema de freios do veículo é do tipo freio a disco e de acionamento hidráulico, e é composto por 3 pares disco – pinça, um em casa roda dianteira e um para as rodas traseiras, localizado no eixo de saída da caixa de redução fixa. O sistema é acionado por um pedal único, localizado no pé esquerdo do piloto, e este

pedal é responsável pela transmissão e multiplicação da força de acionamento do piloto até o cilindro mestre, que pressuriza o sistema hidráulico do conjunto. Nas pinças, um elemento de atrito chamado de pastilha é responsável por criar uma força contrária ao movimento do disco, que gira solidário às rodas, e assim, o conjunto reduz a velocidade e eventualmente trava as rodas. O veículo baja atual da Mud Runner utiliza um cilindro mestre comercial, do fabricante Controil, utilizado em veículos de passeio Kombi, e pinças também comerciais, utilizadas em motocicletas Suzuki Yes e Honda CBX. Os discos, o pedal e os elementos periféricos (como suportes de posicionamento, buchas de afastamento etc.) são de fabricação própria. O disco dianteiro fica posicionado diretamente no cubo de roda, e a pinça relativa a este disco é montada em um pequeno suporte soldado na manga de eixo. Já na traseira, o disco fica posicionado no eixo de saída da caixa de redução, como citado, e a pinça fica presa diretamente ao invólucro da mesma caixa de redução, através de suportes de posicionamento, como representado nas figuras 18 e 19 [5].



**Figura 18: Vista explodida da montagem do suporte da pinça traseira e do disco de freio na caixa de redução**

**Fonte: Retirado de [5]**



**Figura 19: Montagem do suporte da pinça dianteira na manga de eixo**

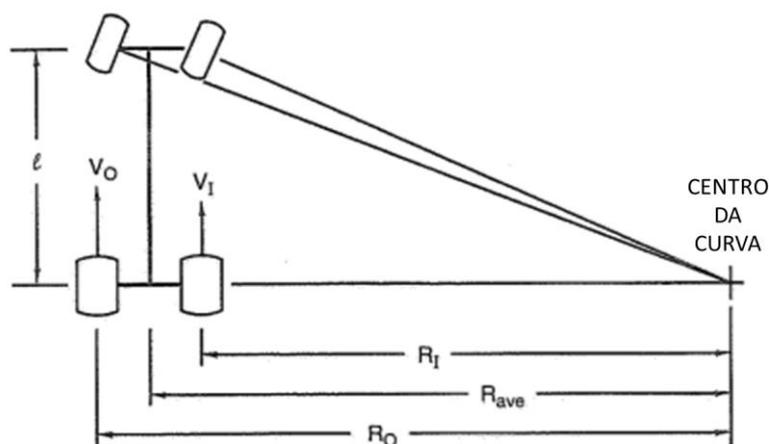
**Fonte: Retirado de [5]**

## 2.2. SISTEMA DE DIFERENCIAL

O sistema de diferencial é peça crucial para praticamente todo veículo de passeio encontrado atualmente, porém, não é algo muito comum para os protótipos Baja SAE. Será visto de forma mais aprofundada o porquê de sua implementação e os tipos que podem ser encontrados.

### 2.2.1. História do Sistema de Diferencial

O diferencial moderno foi criado em 1827, pelo engenheiro mecânico francês Onesíforo Pecqueur, e surgiu de uma necessidade dinâmica dos veículos automotores da época. Ao se percorrer um trajeto em linha reta, as diferentes rodas de um veículo percorrem a mesma distância em um mesmo tempo (já que o veículo se trata de um corpo sólido), porém, durante as curvas, as rodas externas à curva percorrem um trajeto maior que as rodas internas em um mesmo tempo, causando deslizamento de uma delas e desperdício de potência do motor por conta disso. A figura 20 ilustra isto.



**Figura 20: Diferença de velocidade das rodas internas e externas à curva**

**Fonte: GILLESPIE, 1992**

O maior trajeto percorrido pelas rodas externas no mesmo período causa uma diferença de velocidade entre as rodas internas e externas, que resultava em um problema de deslizamento de uma das rodas por conta do eixo rígido ligando ambas, como já citado. No início do desenvolvimento dos veículos automotores, isso não se tornou um problema, já que os desenvolvedores ainda não tinham uma preocupação

tão grande com o desempenho em curvas ou o desperdício de potência motora dos carros da época. Porém, com o avanço da tecnologia relacionada a esta área e a competição entre empresas montadoras e fabricantes de carros, este problema começou a atrapalhar o crescimento, já que compradores exigiam cada vez mais desempenho e manobrabilidade dos produtos, o que exigiu dos engenheiros de tais montadoras o desenvolvimento de mecanismos para contornar este problema.

Uma solução encontrada pelos engenheiros do século 19 foi a invenção dos chamados *one-wheel drive*, veículos que só continham uma roda com potência, fazendo das outras 3 rodas passivas, como visto na figura 21. Geralmente a roda de potência era posicionada no eixo traseiro do carro, e como apenas esta roda carregava a potência do motor, o problema do deslizamento de rodas ligadas por um eixo rígido, durante curvas, não acontecia. No entanto, esta solução trouxe outros problemas, como a baixa capacidade de transposição de obstáculos (por ter apenas uma roda transmitindo potência do motor ao solo) e a dificuldade na manobrabilidade do veículo devido ao giro causado por ela.

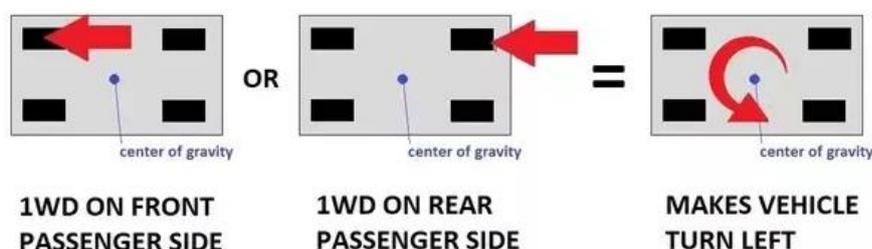


Figura 21: Giro do veículo devido a 1WD

Fonte: Michael Graham. Disponível em: <https://www.quora.com/Why-are-cars-two-wheel-drive-instead-of-one-wheel-drive>. Acessado em 10/03/2022.

A solução que mais se popularizou e se mostrou mais eficiente foi o diferencial, que permite diferenças de velocidade de rotação entre as duas rodas de potência, sem deixar de transferir potência para as duas. Este sistema passou por várias modificações desde sua invenção até os dias atuais, e hoje conta com diversos tipos e inclui dispositivos mecânicos, hidráulicos, pneumáticos, eletrônicos etc. O princípio básico de funcionamento consiste em dois semieixos (um para cada roda) ligados por um dispositivo com 2 graus de liberdade, que é capaz de transmitir a potência do motor para os semieixos, girando em torno do eixo das rodas (1º grau de liberdade), e permitir a diferença de giro entre os dois semieixos, girando em torno de seu próprio eixo (2º grau de liberdade).

Atualmente, os sistemas de diferencial são amplamente usados, sendo item obrigatório de fábrica em todas as montadoras no Brasil há muito tempo. Segundo [10], o diferencial é um elemento vital na manobrabilidade dos veículos atuais, prevenindo desgaste acelerado dos pneus, reduzindo a demanda de potência do motor quando em curva, permitindo curvas mais fechadas para um mesmo ângulo de esterçamento e permitindo dirigibilidade mais suave quando em curvas a velocidades baixas.

### 2.2.2. Conceitos Básicos Sobre Diferencial

Como dito anteriormente, o diferencial é um mecanismo imprescindível para a maioria dos veículos atualmente, principalmente nos que transitam em estradas pavimentadas. Seu uso também é muito importante em veículos fora de estrada, onde é possível, e muitas vezes desejado, que o torque seja distribuído em quantidades diferentes para cada uma das rodas.

Diante das diversas situações em que o diferencial é utilizado, são encontrados vários mecanismos diferentes, onde se busca um comportamento entre um diferencial bloqueado (não permite as rodas girarem em velocidades diferentes) e um diferencial livre (a todo momento as rodas estão livres para girarem em diferentes velocidades). Os diferenciais encontrados neste espectro, entre tais comportamentos, são conhecidos como *Limited-Slip Differentials* (LSD).

A construção dos diferenciais pode variar bastante, dependendo da sua principal aplicação ao veículo ou da tecnologia utilizada para controle do diferencial, onde os diferenciais bloqueados e os livres, são os de mecanismos mais simples e com isso, mais limitados a aplicação. Já os diferenciais LSD podem ser separados em diferentes modos de se controlar a diferença de velocidade entre as rodas, sendo estes, mecânicos ou eletrônicos. Conforme citado por [11], diferenciais eletrônicos adicionam uma alta complexidade ao projeto, além do alto custo envolvido em sensores e captadores de dados, e a utilização de sistemas mecânicos já oferecem um desempenho significativo para veículos de competição. Dessa forma, será dado um foco nos sistemas mecânicos apenas, com maiores detalhes para os diversos tipos de mecanismos LSD.

### 2.2.3. Tipos de Diferencial

Como visto anteriormente, diversos tipos de diferenciais podem ser encontrados como solução para os problemas antes descritos, para permitir a rotação independente das rodas do eixo de tração e evitar o deslizamento das rodas com baixa tração. A seguir são descritos os principais tipos de diferenciais encontrados.

#### 2.2.3.1. Diferencial livre

O diferencial livre é o mecanismo mais comum e simples para solucionar o problema de deslizamentos das rodas em curvas, e é utilizado na grande maioria dos veículos com motor longitudinal e tração traseira, sendo essa a disposição padrão dos automóveis. Sua construção é indicada na figura 22, onde os componentes podem ser identificados como: 1 – pinhão + eixo cardan; 2 – coroa + gaiola; 3 – engrenagem satélite; 4 – engrenagem planetária; 5 – pino do diferencial; 6 – eixo de tração. Na figura 23 são mostrados os componentes do diferencial livre.

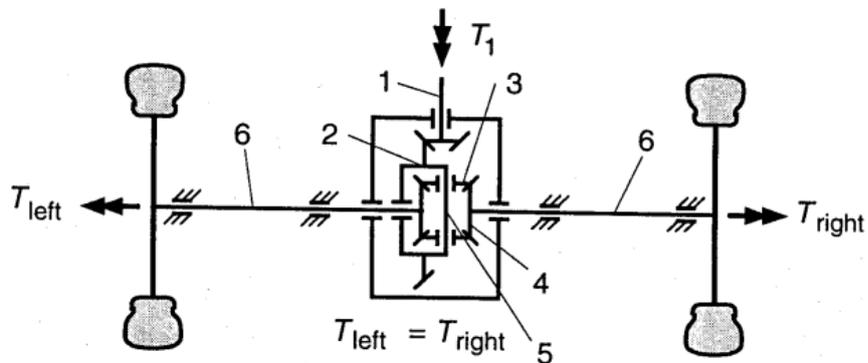
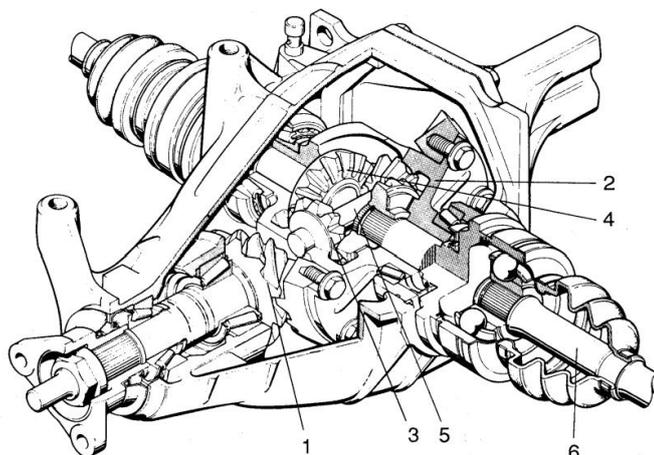


Figura 22: Esquema dos componentes de um diferencial livre [11]

Fonte: LECHNER; NAUNHEIMER, 1999



**Figura 23: Componentes de diferencial livre [11]**

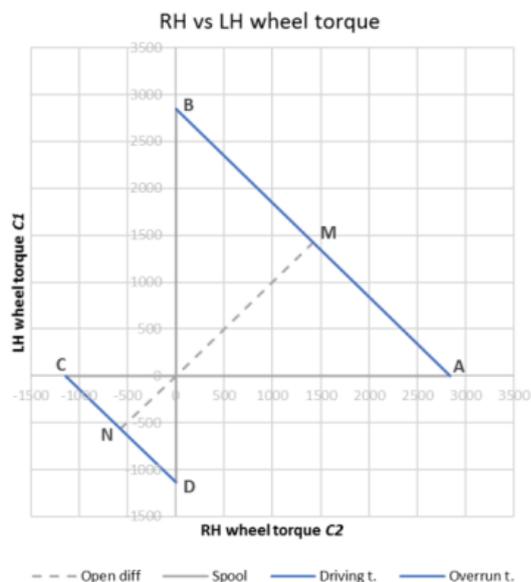
**Fonte: LECHNER; NAUNHEIMER, 1999**

Durante o funcionamento do veículo, o torque proveniente do motor é transmitido ao pinhão (ligado ao eixo cardan), seguindo para a coroa e gaiola, que giram o pino do diferencial em conjunto com as engrenagens satélites, transmitindo o torque às engrenagens planetárias que estão ligadas ao eixo de tração, fazendo assim as rodas serem tracionadas, como explica [11].

Em um percurso retilíneo, o conjunto coroa, gaiola, pino do diferencial e as engrenagens satélites, giram como um bloco, não havendo movimento relativo entre as partes, e assim, transmitindo igualmente o torque e velocidade para as engrenagens planetárias. No caso em que o veículo fará uma curva, o torque será transmitido através do pinhão, coroa, gaiola e pino do diferencial, e ao chegar nas engrenagens satélites, estas irão girar em torno do eixo das engrenagens planetárias, ainda transmitindo igualmente o torque entre as rodas, porém, possibilitando as rodas girarem em velocidades diferentes, devido ao novo grau de liberdade apresentado no sistema.

Um ponto importante a se atentar ao utilizar diferenciais livres, são casos em que uma das rodas pode perder parte ou total tração com o solo, devido superfície de baixo atrito ou perda de contato com a superfície, podendo saturar uma das rodas e deixando de transmitir tração suficiente para a outra roda. Segundo [9], cenários onde uma das rodas pode perder tração são comuns, e entender o torque bias é importante para dimensionamento, assim como o entendimento, da transmissão do veículo. A figura 24 é apresentada, demonstrando a diferença de comportamento de um

diferencial livre para um bloqueado, e como a distribuição de torque entre as rodas de tração serão sempre iguais.



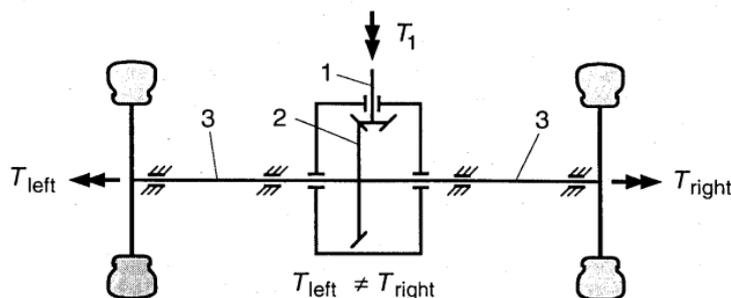
**Figura 24: Diagrama de torque bias**

**Fonte: GADOLA; CHINDAMO, 2018**

### 2.2.3.2. Diferencial blocante

O diferencial bloqueado, também conhecido como *spool*, é o mecanismo utilizado principalmente para transmitir o torque de um eixo transversal (motor transversal ao veículo) para o eixo de tração, sendo esta disposição de motor, a mais comum encontrada em veículos de passeio com tração traseira. E apesar de ser referenciado como diferencial, este mecanismo não possibilita as rodas de tração girarem a velocidades diferentes, já que neste caso, o eixo de tração é rígido, interligando as rodas esquerda e direita do veículo. Este diferencial é pouco utilizado atualmente principalmente por problemas de deslizamentos nas rodas, causando desgaste excessivo das rodas e perda de performance em curvas.

Apesar das diversas formas que o diferencial bloqueado pode ser confeccionado, o esquema mais simples de organização dos componentes é visto na figura 25, e seus componentes identificados como: 1 – pinhão + eixo cardan; 2 – coroa; 3 – eixo de tração.



**Figura 25: Esquema dos componentes de um diferencial bloqueado**

**Fonte: LECHNER; NAUNHEIMER, 1999**

Para o funcionamento deste diferencial, o torque proveniente do motor é transmitido através do eixo cardan e pinhão para a coroa, que está fixada ao eixo de tração, fazendo assim as rodas de tração girarem sempre a mesma velocidade, devido ao eixo rígido.

Um veículo com este tipo diferencial, tem algumas características e pontos importantes a se considerar, que irão influenciar o seu comportamento e limitar o seu uso. Sua utilização tem benefícios em terrenos de baixa aderência ou casos em que a tração de uma das rodas é limitada, já que o torque pode ser dividido de forma distinta entre as rodas, de forma que o somatório dos torques seja 100%. Outro benefício pode ser dar pela característica subesterçante do veículo ao fazer curvas, pois é gerado um momento contrário à curva, aumentando a estabilidade do veículo, conforme citado por [15].

Em contrapartida, muitos malefícios são encontrados ao se utilizar este mecanismo, principalmente em veículos de passeio ou competição que transitem em terrenos pavimentados. O principal problema encontrado é o desgaste excessivo dos pneus ao se fazer uma curva, pois ocorre um escorregamento indesejável de uma das rodas. E voltado mais para veículos de competição, [9] explica como o comportamento em curvas é afetado devido a diferentes velocidades e torques em cada roda, indicando uma característica subesterçante, prejudicando a performance em curvas. Na figura 26, podemos ver as diferentes reações para as rodas, em situações de curva com aceleração e sem aceleração, que geram o momento responsável pelo comportamento subesterçante.

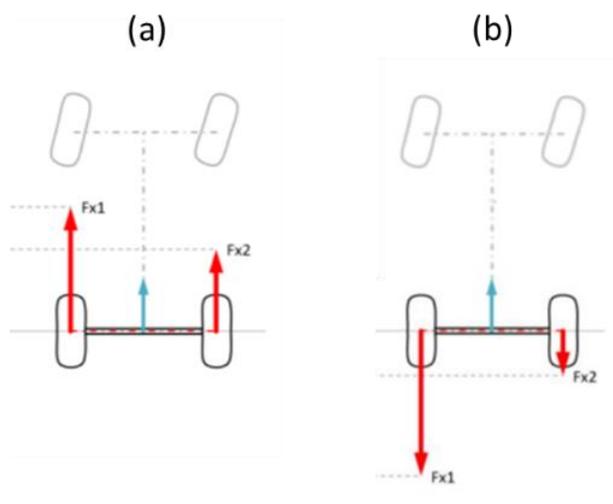


Figura 26: Reações nas rodas trativas. (a) situação acelerada, (b) situação desacelerada

Fonte: GADOLA; CHINDAMO, 2018

### 2.2.3.3. Diferencial de deslizamento limitado (LSD)

Observando as vantagens e desvantagem dos sistemas de diferencial livre e bloqueado, e aplicado às necessidades dos veículos atuais, se vê necessário um sistema que possa obter as vantagens de ambos os sistemas. Como base, considera-se que o veículo utiliza na maior parte do tempo o sistema de diferencial livre, e em situações de perda de tração por uma das rodas, se utilizaria de um sistema que bloqueasse o diferencial ou limitasse a distribuição de torque para uma das rodas.

Existem diversas soluções para a redistribuição de torque para as rodas em caso de necessidade, oferecendo cada uma, suas limitações e vantagens. Esses mecanismos são explicados por [9].

A primeira solução é um sistema de bloqueio do diferencial, podendo ser manual ou automático, e acionado de diversas formas (mecânico, eletrônico, pneumático...), de forma que as engrenagens internas do diferencial são bloqueadas entre si, e o eixo passa a girar como um eixo rígido. Dessa forma o veículo passa a se comportar e ter características de um sistema completamente bloqueado, sendo preferencialmente utilizado em situações de baixa tração em uma das rodas (terreno acidentado) e que seu acionamento seja automático ou temporário.

Outra solução é se utilizar do sistema de freio ABS (*Anti-lock Braking System*) para aumentar a resistência em umas das rodas, ou eixo, e forçar a distribuição de torque para a roda de maior demanda trativa. Neste caso, comumente encontrado em

veículos de passeio atuais, se aproveitam os sensores ABS de controle de tração e deslizamento, para analisar casos de perda de tração e compensação de velocidade das rodas, para curvas e terrenos de baixa aderência, e frear uma das rodas, garantindo a performance necessária.

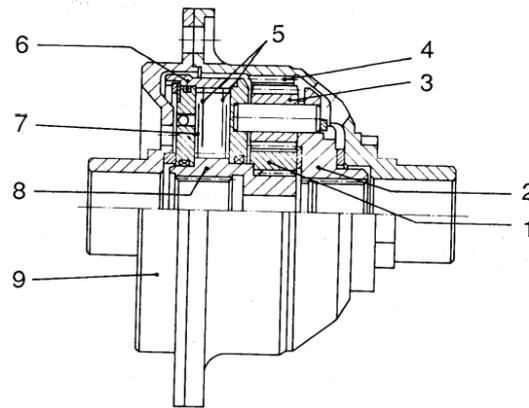
A solução mais comum encontrada atualmente e que será dada maior foco de estudo são os sistemas de diferencial autoblocante ou LSD. Neste sistema, o acionamento é automático, e através de componentes mecânicos, hidráulicos ou eletrônicos, o torque pode ser redistribuído para uma das rodas de forma parcial e limitada. De acordo com cada diferente construção do diferencial, seu acionamento pode ser influenciado pela diferença de torque ou carga, ou pela diferença de velocidade ou deslizamento das rodas, que será apresentado com mais detalhes nos principais tipos de diferenciais LSD.

#### 2.2.3.4. Diferencial LSD viscoso

Este tipo de diferencial tem seu acionamento baseado na velocidade apresentada pelas rodas, de forma que a redistribuição de torque é dada em função da diferença de velocidade de cada roda. A construção básica desse mecanismo é composta por um conjunto de discos de embreagem imersos em um fluido especial a base de silicone, que pode alterar suas características de acordo sua velocidade relativa e temperatura, durante operação no diferencial. Esta solução é muito encontrada como adaptação do diferencial livre epicicloidal.

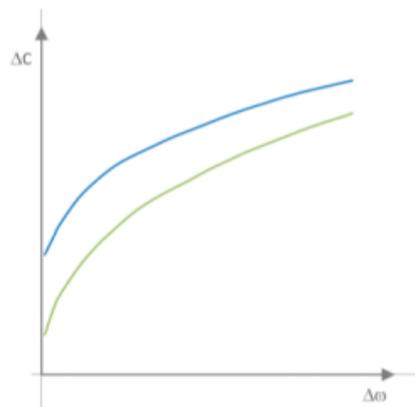
Observando a figura 27, podemos analisar seus componentes e forma de operação. Em um percurso em linha reta, o conjunto de engrenagem anelar (4), engrenagem planetária (3) e engrenagem solar (1) giram em conjunto como um bloco em torno do eixo de tração, transmitindo assim o torque motor de forma igual para os eixos de tração. Em um percurso de curva, as engrenagens planetárias apresentam um movimento relativo entre elas, transmitindo velocidades diferentes aos eixos de tração, fazendo as rodas girarem em velocidades diferentes. Como os discos de embreagem internos (7) tem o mesmo movimento relativo ao eixo de tração e os discos de embreagem externos tem o mesmo movimento relativo ao suporte das engrenagens planetárias, os discos de embreagem terão um movimento relativo entre si, movimentando assim o fluido entre eles. Devido ao atrito entre os discos e o fluido,

é apresentada uma resistência ao movimento das rodas, e esta resistência é maior quanto maior for a diferença de velocidade entre as rodas, como mostrado na figura 28. Dessa forma, quando uma das rodas perde a tração, esta irá girar com uma velocidade maior, aumentando a resistência nesta roda e assim aumentando a demanda de tração. Como o torque é dividido igualmente entre as rodas, para um diferencial livre, a roda que ainda tem aderência, pode receber um torque maior, capaz de movimentar o veículo.



**Figura 27: Componentes de um diferencial LSD viscoso [11]**

**Fonte: LECHNER; NAUNHEIMER, 1999**



**Figura 28: Relação entre diferença trativa ( $\Delta C$ ) e diferença de velocidade angular das rodas ( $\Delta\omega$ )**

**Fonte: GADOLA; CHINDAMO, 2018**

#### 2.2.3.5. Diferencial LSD de embreagem mecânica

Este tipo de diferencial tem seu funcionamento baseado no torque aplicado ao eixo de tração, de forma que a distribuição de torque para cada uma das rodas é

função do torque aplicado ao mecanismo. Existem diversas formas de construção do diferencial baseado em torque, porém, será dado foco no diferencial com conjuntos de embreagens, acionado por anéis de pressão e com uma pré-carga estabelecida em projeto.

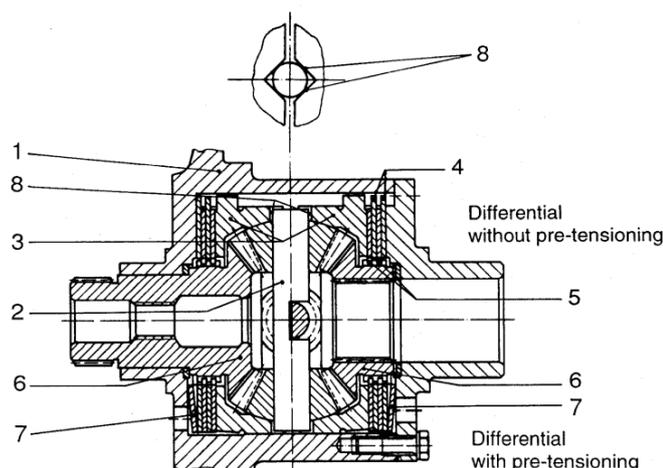
Observando a figura 29, podemos analisar seus componentes e forma de operação. Em um percurso de linha reta, através do torque motor, a gaiola do diferencial (1), pino do diferencial (2) e anéis de pressão (3) giram como um bloco, transmitindo o torque para os eixos de tração igualmente. Ao se fazer uma curva, o diferencial se comporta como um diferencial livre, gerando um movimento relativo entre as engrenagens planetárias e solares, possibilitando diferentes velocidades angulares entre as rodas. Em casos de perda de aderência em uma das rodas, com a aplicação de torque, o diferencial aciona os anéis de pressão que pressionam o conjunto de discos de embreagem, bloqueando o diferencial.

Ao se aplicar um torque motriz, este torque é transmitido para a gaiola do diferencial (1) para os anéis de pressão (3) que estão interligados ao pino do diferencial (2). Com isso, uma força resultante contrária ao sentido de rotação é apresentada no pino, que é pressionado contra as rampas (8), gerando uma força axial aos discos de pressão, que são livres de movimentação neste eixo. Dessa forma, os discos de pressão exercem uma pressão contra o conjunto de discos de embreagem que através da força de atrito entre eles, passam a girar como uma unidade. Como os discos internos da embreagem estão fixos aos respectivos eixos de tração e como os discos externos estão fixos à carcaça do diferencial, ao girarem em conjunto, faz com que o torque motor seja transmitido diretamente para os eixos de tração, atuando como um diferencial bloqueado, parcial ou totalmente, e distribuindo até quase 100% do torque para as rodas.

Vale ressaltar que, como o acionamento do diferencial depende apenas do torque motriz aplicado, o bloqueio do sistema é acionado praticamente toda vez que o condutor acelera o veículo, não dependendo da velocidade das rodas ou condição do terreno. Outro detalhe deste sistema é que o acionamento pode ocorrer ao desacelerar o veículo também, dependendo da geometria das rampas (8), fazendo com que o diferencial possa ter alguma ação de bloqueio.

Um ponto importante no projeto deste tipo de diferencial é a definição das molas de pré-carga do sistema, podendo ser utilizada de várias formas e adicionar uma pressão inicial qualquer que seja desejada para o projeto. Dessa forma, pode

ocorrer casos em que o diferencial sempre esteja parcialmente acionado, necessitando uma menor pressão para o bloqueio total. Configurações de pré-carga maiores são mais utilizadas em sistemas onde não existe o anel de pressão (3), e a pressão exercida sobre os discos de embreagens são provenientes apenas da força axial resultante devido ao torque nas engrenagens cônicas solares. A figura 29 mostra os componentes do diferencial LSD de embreagem mecânica.



**Figura 29: Componentes de um diferencial LSD de embreagem mecânica**

**Fonte: LECHNER; NAUNHEIMER, 1999**

#### 2.2.3.6. Diferencial LSD TORSEN

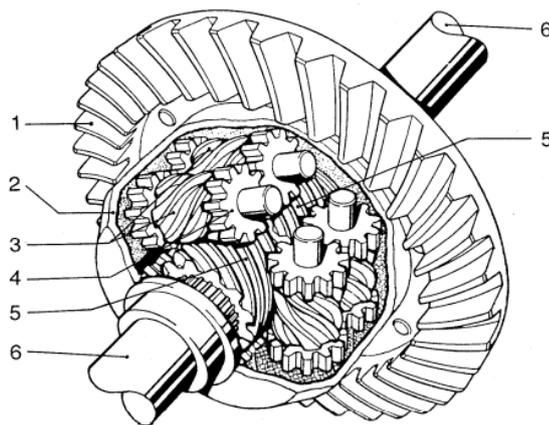
Este diferencial é conhecido como TORSEN que significa “sensibilidade ao torque”, é de acionamento automático e tem sua construção característica devido a combinação de engrenagens tipo parafuso sem fim. Como o nome sugere, seu acionamento é baseado no torque, sendo o torque motriz aplicado e as resistências proveniente deste com os mecanismos internos, de forma que a distribuição de torque para cada uma das rodas é função desta combinação.

Observando a figura 30, podemos observar a construção original deste diferencial, com seus componentes e forma de operação. Em um percurso em linha reta, o torque motriz transmitido através da coroa (1), fixa à gaiola do diferencial (2), gira o parafuso sem fim externo (3) e a engrenagem (4) através do pino fixo à gaiola, girando assim o parafuso sem fim interno (5) que é fixo ao eixo de tração (6), sem

movimento relativo entre as partes, girando tudo como um bloco, e com isso, a mesma velocidade é transmitida às rodas.

No caso de uma curva, um movimento relativo surge entre os componentes internos. Em cada par de parafusos sem fim externos, estes estão interligados ao parafuso sem fim interno de cada lado do eixo de tração, e interligado em si pelas engrenagens na extremidade dos pinos. Desta forma a diferença de velocidade entre as rodas é compensada pelo movimento relativo dos componentes como visto anteriormente em outros casos.

Em casos em que uma das rodas tende a perder aderência, o mecanismo atua redistribuindo o torque entre as rodas através das resistências internas dos componentes, que age como um “freio”, gerando reações opostas e redistribuindo o torque. As resistências internas são provenientes das resistências inerciais e de atrito entre as faces dos parafusos sem fim, de forma que a soma dessas resistências representam a força de bloqueio do diferencial. Como visto, o acionamento do diferencial depende do aumento da velocidade em uma das rodas e do torque motriz aplicado, que aumentam as resistências internas. Dessa forma, o acionamento não é imediato e normalmente a proporção que o diferencial é bloqueado é baixa, podendo ser alterada em projeto, porém sendo muito mais complexo que outros mecanismos, e não podendo ser 100% bloqueado.



**Figura 30: Componentes de um diferencial LSD TORSEN**

**Fonte: LECHNER; NAUNHEIMER, 1999**

#### 2.2.4. Revisão Uso de Diferenciais em Baja SAE

Considerando a crescente evolução das equipes universitárias que concorrem em competições SAE, os obstáculos tendem a desafiar cada vez mais os projetos e inovações são muito esperadas das equipes, sendo assim, de forma a elevar o nível de todas as equipes, foi estipulado que um sistema de transmissão 4x4 passará a ser obrigatório. Se antecipando a isso, muitos projetos surgiram de membros das equipes, a fim de evoluir seus protótipos e aumentar a performance em terrenos *off-road*.

Dentre os projetos de sistema 4x4, o diferencial tem um papel muito importante e é peça principal para a distribuição do torque para as quatro rodas do veículo. Porém, a seleção desse componente normalmente é tratada em segundo plano, onde não se explica a fundo as consequências da escolha de certo tipo de diferencial. Seguindo os tipos mais básicos de diferenciais, os mais encontrados nas aplicações são os diferenciais livres ou bloqueados.

Diferente dos projetos de transmissão 4x4, porém, também visando inovação e performance para o protótipo, [19] desenvolveu um projeto de diferencial para a transmissão da equipe de baja em questão, visto na figura 31. Para as considerações do projeto, assim como em outros similares na aplicação do diferencial, foi considerado a adição de um diferencial ao sistema de transmissão sem que seja necessário projetar novamente algum componente, e interferir ao mínimo os outros subsistemas.

Para a seleção do tipo de diferencial, foi utilizado uma matriz de decisão, categorizada em Aplicação, Custo, Construção, Manutenção e Provas, que podem variar para a realidade de cada equipe ou projeto. Este modo de seleção não apresenta dados ou justificativa para a melhora em performance ou pontuação em projeto, como indicado pelo estudo.

Dessa forma, é visto que a aplicação de diferenciais em protótipos de baja é pouco encontrada no momento, porém há a expectativa de muitas equipes começarem a desenvolver com o sistema 4x4. Além disso, pouco se é apresentado sobre o potencial de ganho com a utilização de um diferencial, em performance de curvas ou tração, ou resultados obtidos com a aplicação.



**Figura 31: Visão explodida do projeto de diferencial**

**Fonte: Retirado de [19]**

## 2.3. SISTEMA DE TRAÇÃO 4X4

Neste item, irão ser revisados a história, a utilização e os conceitos de transmissões 4x4.

### 2.3.1. História da Transmissão 4x4

A criação da transmissão 4x4 em veículos com motores a combustão é datada do início do século XX, por volta de 1904. Estas criações em sua maioria foram feitas por nomes importantes do cenário automobilístico mundial, como: Jacobus e Hendrik Dutch (Spyker), Twyford e Four Wheel Drive Auto Company.

No início das criações dos sistemas 4x4, foram mais concentradas na indústria militar com intuito de transpor obstáculos em solos ruins e com pouca aderência, vista a época da primeira e segunda guerra mundial.

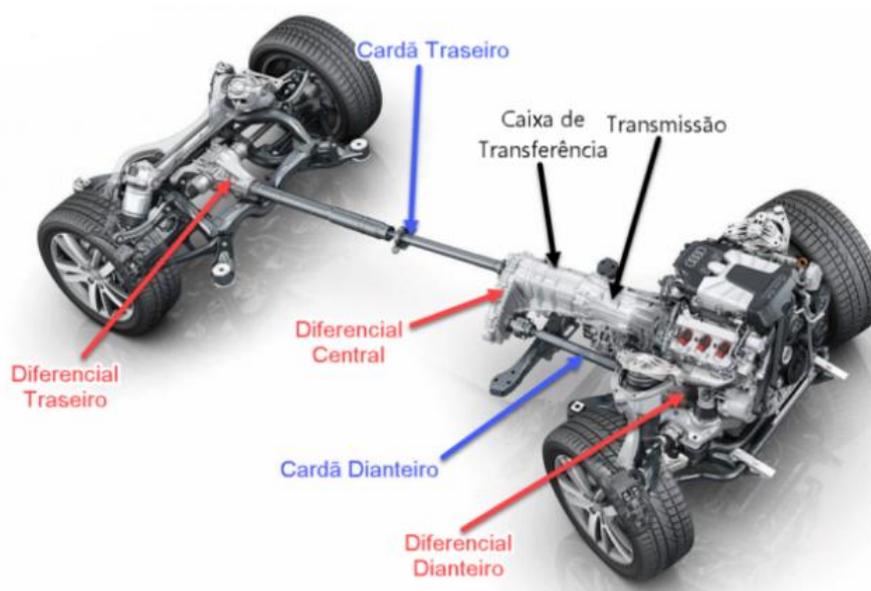
O automóvel que marcou o emprego dos sistemas de transmissão 4x4 foi da Audi e conhecido como Quattro, foi desenvolvido em torno de 1970 e lançado nos salões de automóveis da Europa em 1980, logo após o lançamento foi inserido nos campeonatos de rali da época. Este carro se destacava onde poucos iriam bem, justamente em situações de pouca aderência, ou seja, chuva, cascalho, terra etc. Dessa forma, fomentou o mercado a criar soluções iguais ou melhores para

conseguirem vender seus modelos com base no desempenho nas pistas, como hoje é visto nos campeonatos de automobilismo. A figura 32 mostra o Audi Quattro e a figura 33 mostra o sistema de tração Quattro da Audi.



**Figura 32: Audi Quattro**

**Fonte: Retirado de Ricardo Caruso, 2015**



**Figura 33: Tração Quattro**

**Fonte: Retirado de <https://blog.simplusbr.com/tracao-awd/>. Acessado em: 16/08/2022.**

Atualmente, temos o alto emprego de trações 4x4 em carros de passeio oferecidos pela maioria das marcas de automóveis. Tais veículos são disponibilizados com o atrativo de maior manobrabilidade e maior segurança ao dirigir em diferentes climas e solos, sejam eles, chuva, neve, terra, areia, grama etc.

### 2.3.2. Conceitos Básicos

O sistema 4x4 é caracterizado por um veículo que possui um tipo de transmissão que permite a distribuição da força trativa do motor pelas 4 rodas, seja igualmente ou não. Nos veículos não-elétricos, este sistema geralmente conta com um mecanismo que permite o torque do motor atravessar o veículo de eixo a eixo, de forma a permitir a tração nas 4 rodas, geralmente do tipo eixo cardan. Além disso, é muito comum os veículos 4x4 serem equipados com 3 diferenciais: 1 para cada eixo e 1 para permitir rotações diferentes entre os eixos (algumas vezes chamado de diferencial central).

Para [15], o sistema de tração nas 4 rodas de um veículo, chamado de 4WD (*Four-Wheel-drive*), no cenário de veículos de competição, costuma ser mais atrativo nos terrenos *off-road* ou com baixo atrito (neve, gelo etc.). Porém, este tipo de transmissão apresenta algumas desvantagens quando se trata de terrenos pavimentados:

- Adição de peso ao veículo (devido aos 2 diferenciais a mais em relação a um carro com tração traseira ou dianteira, eixo cardan, semieixos etc.);
- Maior dificuldade de mudança de direção quando o veículo está acelerando;
- Vantagem da tração nas 4 rodas pequena ou nula por conta do desenvolvimento tecnológico dos pneus (permitindo que mesmo veículos com tração em apenas 1 eixo não apresentem deslizamento das rodas sem tração, causando assim, menor impacto do sistema 4x4).

A escolha do tipo de diferencial utilizado no sistema 4x4 tem impacto severo sobre a dirigibilidade do veículo, segundo [15]. Em geral, os carros de competição que utilizam tração 4WD apresentam melhor performance com o diferencial central travado (ou mesmo sem fazer uso do diferencial central), e utilizando diferenciais de deslizamento limitado no eixo traseiro. No eixo dianteiro, na maioria das vezes, diferenciais do tipo aberto não apresentam tantos problemas, embora a maioria dos veículos deste tipo também usam diferenciais de deslizamento limitado no eixo dianteiro.

### 2.3.3. Tipos de Transmissão 4x4

Como vimos acima, as montadoras começaram a fomentar mais fortemente o desenvolvimento das transmissões 4x4 nos anos de 1970, porém, não existe apenas um tipo de 4x4. Nesta parte do trabalho serão apresentados os diferentes tipos de transmissão 4x4 existentes no mercado.

São basicamente três tipos, Part-Time (Optativa), Full-Time (Integral) ou On-Demand (Por demanda). Vale ressaltar que a escolha do sistema 4x4 está ligada a capacidade do veículo em fazer curvas, onde a diferença de velocidades entre o eixo dianteiro e traseiro do veículo existe. Logo, para realizar uma curva o carro deverá permitir a rotação diferente entre os dois eixos, a não ser que, o terreno permita o deslizamento dos pneus e essa própria patinação irá compensar a diferença de velocidades dos eixos, destaca-se a lama nesse caso.

#### 2.3.3.1. Part time (optativa)

Apenas pode ser usado em casos de pouca aderência, uma vez que a caixa de transferência envia o torque para ambos os eixos de forma que os dois fiquem na mesma velocidade. Pensando dessa forma, usar esse tipo de tração no asfalto é algo inadequado, visto que o carro vai buscar patinar as rodas e dessa forma forçar os componentes da transmissão e até mesmo da suspensão, pneus etc.

Podem ser ativados por meio de alavanca e são sistemas mais baratos por terem menos componentes mecânicos e eletrônicos. Na figura 34 pode-se ver a ilustração deste sistema.

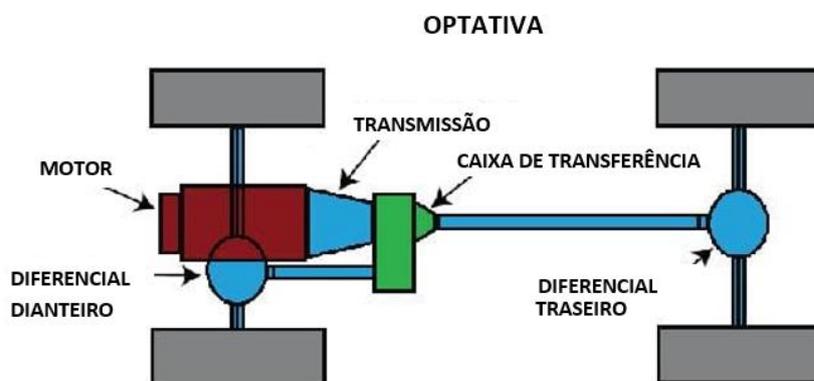


Figura 34: Tração 4x4 optativa.

Fonte: Autoria Própria.

### 2.3.3.2. Full-time (integral)

Diferente do sistema Part-Time, este deverá disponibilizar a tração integralmente no tempo em que o veículo esteja rodando, desse modo se faz necessário outro diferencial, chamado de diferencial central, este permitirá a velocidade diferente entre os dois eixos. Logo, pode ser usado em qualquer tipo de piso ou nível de aderência.

Porém, tem-se uma desvantagem deste sistema. Pelo princípio de funcionamento, o diferencial envia mais torque onde há menos resistência, isto pode ser bom para ambientes de asfalto, porém, no caso do *off-road* isso se torna um problema. Na figura 35 pode-se ver a ilustração deste sistema.

Seguindo o exemplo acima do *off-road*, caso uma roda fique sem aderência, este sistema enviará grande parte do torque para esta roda, fazendo com que as demais rodas com aderência não recebam o torque necessário para transpor o obstáculo.

Existe uma solução para este problema em veículos com este tipo de tração, chamado de bloqueio de diferencial, nada mais é que o bloqueio do diferencial central, tornando o sistema *Full-Time* momentaneamente em *Part-Time*. Isso acrescenta versatilidade, mas também custo e peso ao veículo quando não se é necessário o desempenho em ambos os pisos (asfalto e terra).

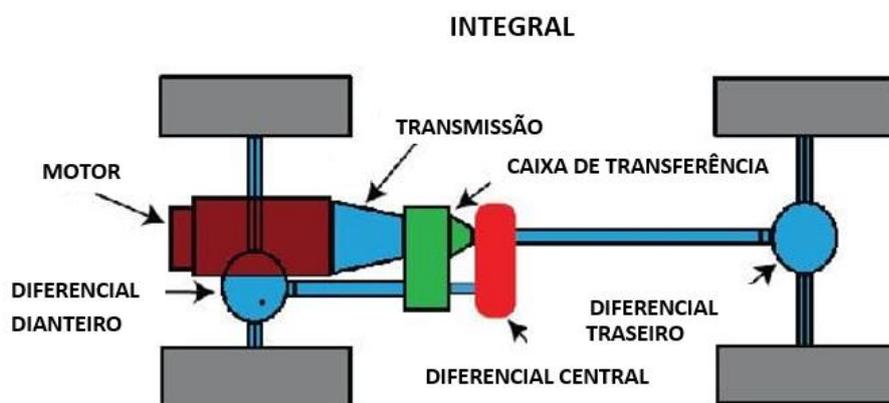


Figura 35: Tração 4x4 integral.

Fonte: Autoria Própria.

### 2.3.3.3. On-demand (por demanda)

Entre os sistemas anteriores temos o sistema por demanda, significa que o veículo irá distribuir a tração automaticamente conforme a falta de aderência de cada roda. Estes sistemas são controlados eletronicamente por uma ECU (Eletronic Control Unit), sendo na maior parte do tempo, tração prioritariamente dianteira e, quando necessário, acionada tração traseira também. Um exemplo desse sistema 4x4 pode ser observado na figura 36. Alguns desses sistemas permitem o bloqueio do diferencial central, mas como acima, quando bloqueado não é indicado para pisos com alta aderência.

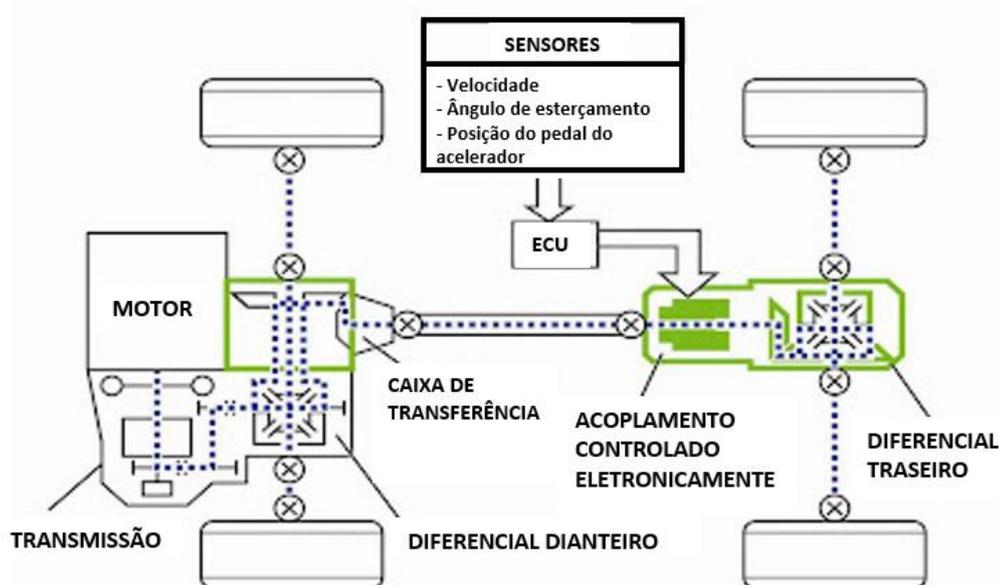


Figura 36: Sistema de tração 4x4 por demanda.

Fonte: Autoria Própria.

### 2.3.4. Uso do Eixo Cardan

O eixo cardan é muito utilizado em veículos de passeio, sejam eles 4x2 ou 4x4, e tem como principal função a transmissão de potência de uma extremidade do veículo até a outra. Em geral, nos veículos de passeio com transmissão 4x2, o motor fica localizado na porção dianteira do veículo, enquanto as 2 rodas de potência são as traseiras, o que requer a transmissão de potência da dianteira para a traseira. Esta transmissão é feita pelo eixo cardan, que na maioria das vezes fica localizado na parte inferior do veículo e trata-se de uma peça vital da transmissão de força. Nestes

veículos 4x2 com motor dianteiro e tração traseira, geralmente o eixo cardan conta com juntas do tipo cruzeta, ligadas na carcaça do diferencial traseiro (ou diretamente nos semieixos, nos veículos que não contam com diferencial) e na saída da caixa de redução, na dianteira (seja manual ou automática), fazendo assim a transmissão de potência da caixa de redução (que por sua vez é alimentada pelo motor diretamente) para os semieixos traseiros, e permitindo desnivelamentos entre ambas as extremidades. Os veículos 4x4 em geral tem seu eixo cardan com configuração parecida à descrita anteriormente, com juntas do tipo cruzeta nas extremidades, porém a cruzeta da extremidade dianteira do eixo cardan em geral fica ligada no diferencial dianteiro, uma vez que estes veículos também contam com tração dianteira e na maioria das vezes, utilizam diferencial em ambos os eixos. Nos veículos com tração no mesmo eixo em que se encontra o motor, não há necessidade de eixo cardan, que é o caso da maioria dos veículos Baja SAE atuais, em que o motor fica localizado na traseira do veículo e as rodas que transmitem força também são as traseiras, em geral. Também é o caso de veículos 4x2 com motor dianteiro e tração dianteira.

### 2.3.5. Uso de Transmissão 4x4 no Baja SAE

O sistema de tração 4x4 nos veículos baja SAE são pouco estudados atualmente, porém, a mudança no regulamento da SAE irá fomentar estes estudos e análises desse tipo de transmissão. Pensando nisso, neste presente tópico irão ser mostradas as soluções já existentes em artigos, TCC's e trabalhos já existentes.

Em [20], foram dadas 4 propostas para a alocação e análise de componentes do sistema 4x4 em um Baja.

#### 2.3.5.1. Primeira proposta

De acordo com [20], nesta primeira proposta não há a mudanças na caixa de redução, apenas é realocada para a acomodação do sistema 4x4. Também foram realocados os pontos de fixação superiores dos amortecedores dianteiros, a caixa de direção e o freio mudariam de lugar.

Foram usados apenas dois diferenciais e um eixo ligando o eixo dianteiro e traseiro, o que significa que seria um sistema *Full-Time* de tração, onde por [20], adicionaria muito peso ao veículo sendo esta proposta inviável para a aplicação. A figura 37 representa o sistema de tração desta proposta.

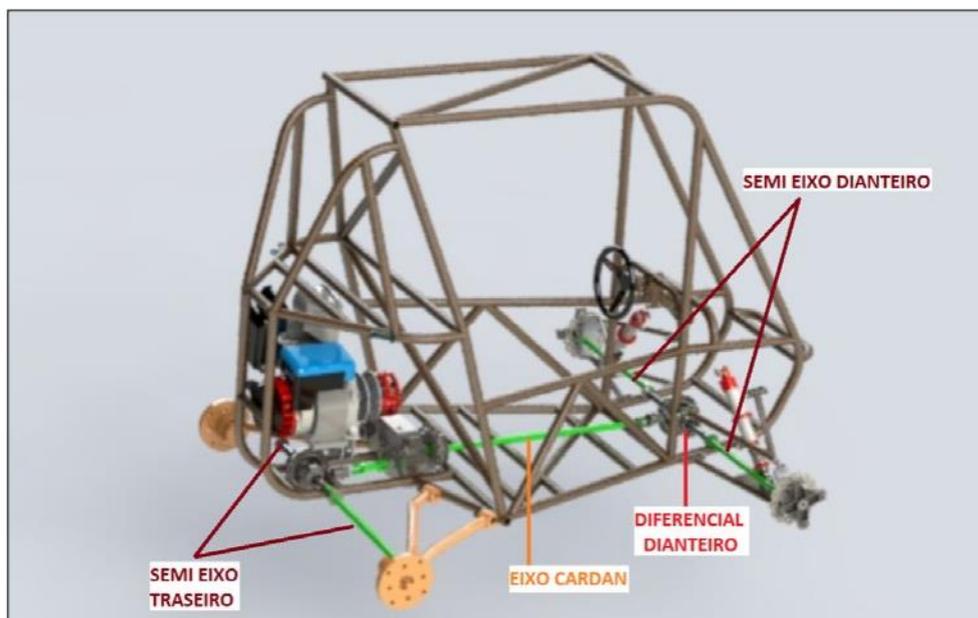


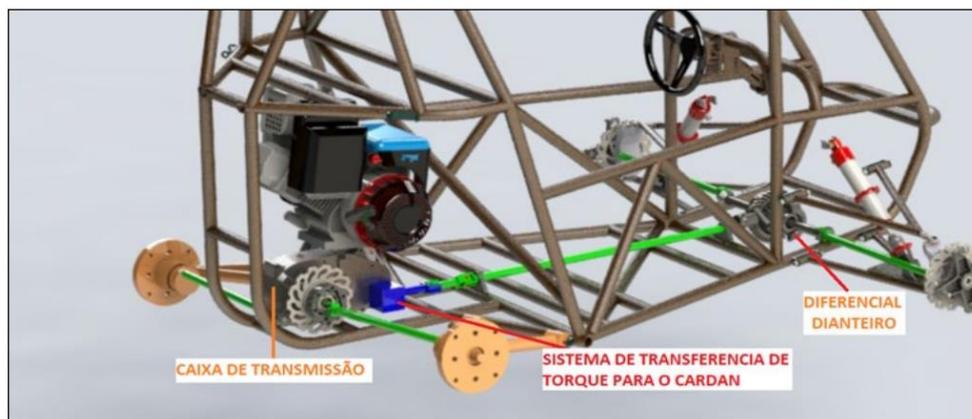
Figura 37: Sistema de Tração proposta 1

Fonte: Retirado de [20]

#### 2.3.5.2. Segunda proposta

Esta proposta já é mais invasiva que a primeira, do ponto de vista de modificação de componentes. O motor e caixa de transmissão seriam realocados. A caixa de redução seria modificada para ter duas saídas de torque, dessa forma a própria caixa funcionaria distribuindo o torque no eixo traseiro, porém, sem alterar a relação atual de 7,84:1. O eixo dianteiro seria igual ao da proposta anterior, ou seja, mesmo diferencial e eixos.

A figura 38 representa o sistema de transmissão desta proposta.



**Figura 38 Sistema de Tração proposta 2**

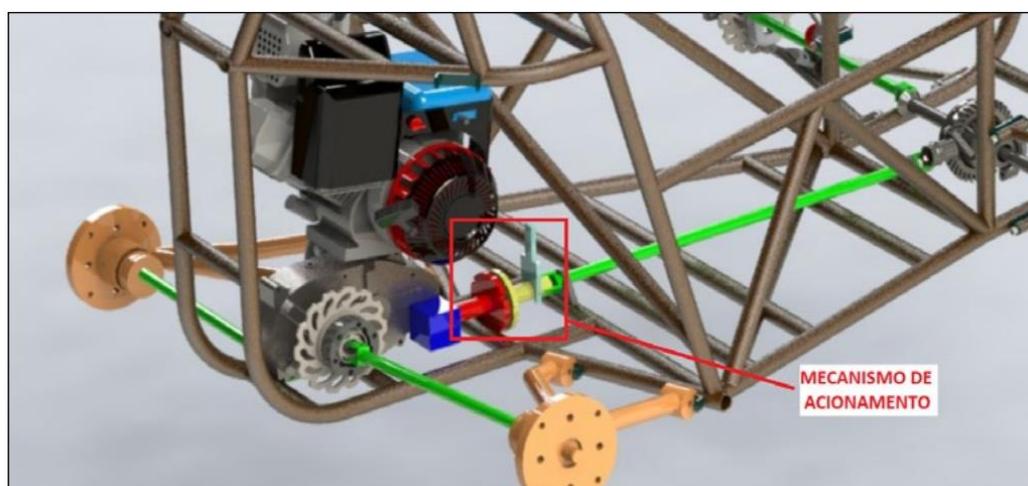
Fonte: Retirado de [20]

### 2.3.5.3. Terceira proposta

Esta proposta é bastante acrescida de modificações no projeto do autor, onde são discutidos dois modelos de acionamento do 4x4, que neste modelo seria *On-Demand* (Sob demanda), onde o piloto “liga” e “desliga” o sistema 4x4 onde seria interessante ou não. A perda mecânica de potência é diminuída quando o sistema de transmissão é desacoplado e dessa forma torna-se um 4x2.

O primeiro modelo de acionamento é dado por alavanca seletora no cockpit do carro e é acionado por meio de embreagens que estariam sujeitas à poeira, lama e água.

A figura 39 representa o primeiro mecanismo de travamento da transmissão:

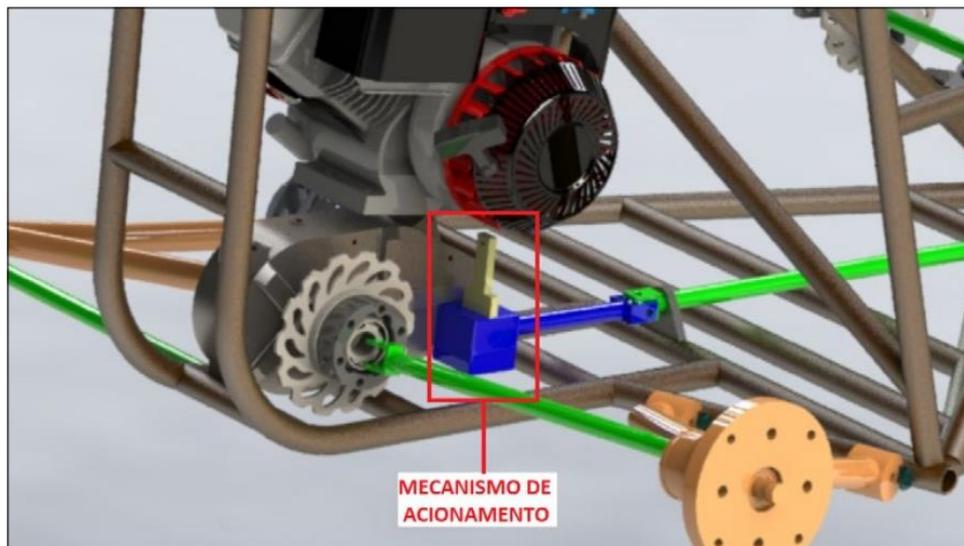


**Figura 39: Sistema de Tração proposta 3, mecanismo 1**

Fonte: Retirado de [20]

O segundo modo de acionamento também é dado por alavanca seletora no cockpit, porém este é acionado por um garfo apoiado sobre uma luva deslizante. Dessa forma não ficaria exposto às intempéries, dado o tipo de terreno dos veículos baja SAE.

A figura 40 representa o segundo mecanismo de travamento da transmissão:



**Figura 40: Sistema de Tração proposta 3, mecanismo 2**

**Fonte: Retirado de [20].**

## 2.4. DINÂMICA VEICULAR LONGITUDINAL

Para o dimensionamento da transmissão e de suas relações de redução do veículo baja é necessária a determinação da demanda de força trativa, isto é, o cálculo dos valores de força que o sistema de transmissão precisa proporcionar ao veículo para que ele desempenhe suas funções. Ao se deslocar o veículo sofre diversas resistências ao seu movimento, e cabe ao trem de força a capacidade de superar estas resistências para manter o veículo se deslocando, e o cálculo destas resistências é o primeiro passo para a determinação das relações de redução que devem estar presentes na transmissão. As principais resistências presentes no movimento de um veículo são: resistências das rodas; resistência aerodinâmica; resistência ao gradiente; resistência à aceleração [7]. A seguir serão descritas cada uma dessas resistências, bem como os cálculos envolvidos.

### 2.4.1. Resistências das Rodas

O movimento rotativo das rodas gera dois principais tipos de resistência: a resistência ao rolamento e a resistência à convergência/divergência. Para melhor entendimento de ambas é necessária a introdução dos conceitos de raio estático da roda e de caminho de contato. O raio estático da roda pode ser definido como a distância entre o centro de massa da roda e a pista, e não é igual ao raio nominal do pneu, visto que ele é definido com a carga equivalente ao peso do veículo atuando sobre as rodas, o que causa uma deformação nos pneus e reduz o raio de operação, como visto na figura 41.



**Figura 41: Raio estático do pneu.**

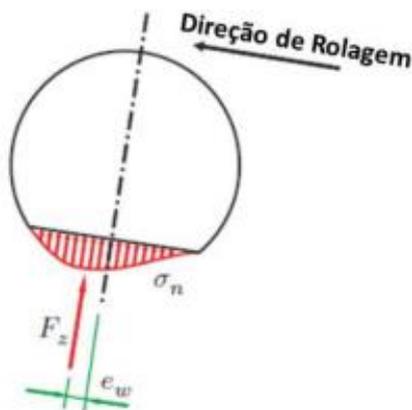
**Fonte: Retirado de [7]**

Devido a esta deformação causada pela carga do veículo, o contato do pneu com a pista não é dado em apenas um ponto no plano da pista, e sim em uma área, chamada caminho de contato. O caminho de contato varia com diversos parâmetros do veículo, pneu e pista, sendo os principais a geometria e as características construtivas do pneu (material utilizado, largura, tipo de gomos etc.), a pressão interna do pneu e a carga do veículo [14].

### 2.4.2. Resistência ao Rolamento

A resistência relacionada ao movimento da roda que se apresenta mais significativa é a resistência ao rolamento, causada, resumidamente, pela distribuição assimétrica de tensão normal no caminho de contato. Segundo [14], a carga do veículo é distribuída ao longo do caminho de contato de forma simétrica em relação ao centro da roda, quando o veículo se encontra parado, e, portanto, a força resultante desta

carga distribuída, nesta situação, se encontra no centro do caminho de contato, e conseqüentemente, alinhada com o centro da roda. No entanto, conforme o carro se movimenta e a roda rotaciona, esta distribuição de tensão normal deixa de ser simétrica, causando uma excentricidade da força resultante em relação ao centro da roda. Na figura 42,  $\sigma_n$  representa a distribuição de tensão normal do veículo ao longo do caminho de contato,  $F_z$  representa a força resultante desta distribuição normal e a excentricidade desta força, quando o veículo se movimenta, é representada por  $e_w$ .



**Figura 42: Ilustração da excentricidade da força resultante da distribuição normal sobre o caminho de contato durante a rotação da roda.**

**Fonte: Retirado de [7]**

Segundo [14] esta força resultante descentralizada em relação à roda causa um torque de resistência ao próprio movimento da roda, chamado de resistência ao rolamento e calculado pela fórmula:

$$M = e_w * F_z \quad (1)$$

A resistência ao rolamento também pode ser expressa como uma força, relacionada ao momento citado anteriormente, pela fórmula:

$$F_r = \frac{e_w}{r_{wst}} * F_z \quad (2)$$

Geralmente, é comum a utilização de um fator adimensional, chamado de coeficiente de resistência ao rolamento, que é definido como a relação entre a força de resistência ao rolamento ( $F_r$ ) e a força normal resultante no caminho de contato ( $F_z$ ), calculado segundo a fórmula:

$$f_r = \frac{F_r}{F_z} \quad (3)$$

[14] apresenta ainda uma fórmula empírica para o cálculo do coeficiente de resistência ao rolamento, baseado na velocidade do veículo e com muita confiabilidade para veículos de passeio (Equação 2.14 de [14]). Porém, no cenário dos veículos do tipo baja, este método não apresenta grande eficiência, dadas as diferenças construtivas dos pneus entre os dois tipos de veículos. Segundo [7], o coeficiente de resistência ao rolamento é influenciado pela pressão nos pneus, carga do veículo, características do pneu e tipo de solo, principalmente, sendo estes últimos 2 fatores os mais influentes. Assim, o coeficiente pode ser aproximado para o caso do veículo baja, seguindo pela figura 43.

Tipo de veículo	Concreto	Terra batida	Areia
Carro de passeio	0,015	0,08	0,3
Caminhão pesado	0,012	0,06	0,25
Tratores	0,02	0,04	0,2

**Figura 43: Coeficientes de resistência ao rolamento para diferentes terrenos e tipos de veículos.**

**Fonte: Retirado de [13]**

Ainda segundo [7], o veículo baja pode ser aproximado para um trator de pequeno porte, dadas as condições de operação, características construtivas do pneu etc. O terreno mais usual das competições e do maior tempo de operação do veículo é a terra batida, com o baja podendo também percorrer trajetos de areia em algumas circunstâncias. Sendo assim, para os fins deste trabalho, será adotado um coeficiente de resistência ao rolamento de 0,12, obtido pela média dos valores referentes à terra batida e areia.

#### 2.4.3. Resistência à Película D'água e Resistência dos Rolamentos

Segundo [14], as rodas do veículo causam outras duas forças de rolamento, devido à água acumulada na via e devido ao atrito interno dos rolamentos presentes na roda. A primeira resistência é causada pelas forças de empuxo geradas pelo volume de água deslocada pelos pneus, no momento em que o veículo passa por um

ponto de acúmulo de água. Esta força tende a aumentar com o aumento da velocidade do veículo, uma vez que um carro passando por uma poça d'água mais rapidamente, causa um choque maior com a água, e conseqüentemente, uma força de resistência maior. Além da velocidade, os outros fatores que mais influenciam a dimensão desta resistência são a largura dos pneus e a espessura da película d'água, sendo calculada pela fórmula:

$$F_{aq} = b * v^{n_{aq}} \quad (4)$$

Esta força de resistência não é constante em todo o período de operação do veículo, sendo causada apenas por momentos de pista molhada. No caso do cenário de baja, a maioria das pistas é de terra batida e grama, sendo assim consideravelmente mais difícil o acúmulo de água, devido à característica de absorção de água destes terrenos. Utilizando como base os dados fornecidos em [14] e as especificações do veículo baja da Mud Runner, é possível estimar a força de resistência à película d'água na faixa de 10N, e, portanto, para efeitos deste trabalho, esta força pode ser desconsiderada.

Já a força de resistência causada pelo atrito interno dos rolamentos é gerada pela fricção dos elementos rolantes presentes nos rolamentos das rodas, sejam eles esferas, roletes ou agulhas. Esta força varia principalmente com a força normal presente nos rolamentos (devido à distribuição de carga do veículo pelas rodas), o coeficiente de atrito de Coulomb do rolamento e o raio deste rolamento. De acordo com [14], esta força é geralmente muito pequena em relação à resistência ao rolamento, e, portanto, também pode ser desconsiderada para este trabalho.

#### 2.4.4. Resistência de Convergência/Divergência

Ainda segundo [14], há ainda uma resistência relacionada aos pneus que está ligada à posição angular das rodas em relação à direção de rodagem, chamada de *toe-in* ou *toe-out* (convergência/divergência), como mostrado na figura 44.

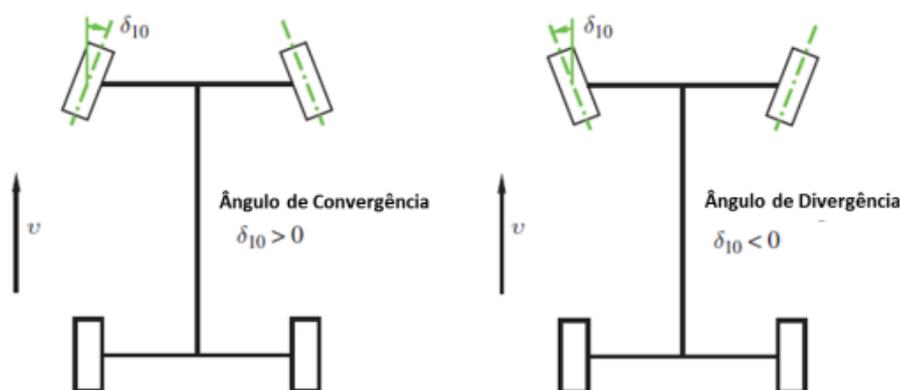


Figura 44: Ilustração dos ângulos de Toe-in e Toe-out.

Fonte: Retirado de [7].

Esta resistência é calculada pela fórmula:

$$F_{\text{toe}} = c_{\alpha} * \delta_{10} * \sin \delta_{10} \quad (5)$$

Esta força costuma ter uma magnitude de um centésimo da força de resistência ao rolamento, e por isso, também não será considerada para este trabalho.

#### 2.4.5. Resistência Aerodinâmica

A resistência aerodinâmica é causada pelo fluxo de ar ao redor do veículo, que gera turbulência em determinadas áreas do carro e pode estar ligada à vórtices. Nos carros de passeio, esta turbulência é bastante comum na parte traseira, onde são causadas regiões de pressão negativa, como mostrado na figura 45.

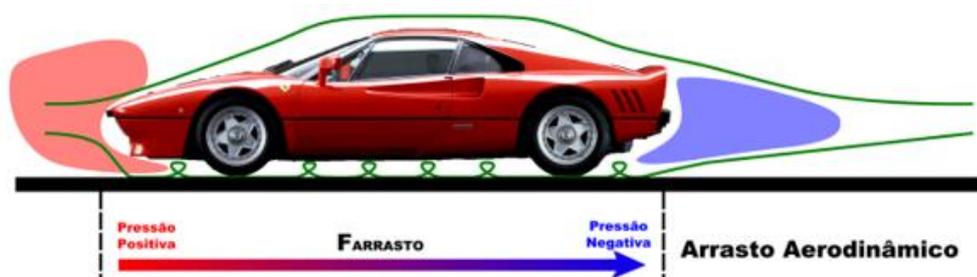


Figura 45: Ilustração da região de pressão negativa na parte traseira do veículo.

Fonte: Enciclopédia Global. Disponível em: <http://www.megatimes.com.br/2014/05/aerodinamica-principios-teoricos-e.html>. Acessado em 25/02/2022.

As áreas de pressão negativa são os causadores do chamado arrasto aerodinâmico, consequência da diferença de pressão entre a região frontal e a traseira do veículo. Segundo [14], esta força resistiva ao movimento do veículo pode ser calculada por:

$$F_a = c_d * A * \frac{\rho_a}{2} * v_r^2 \quad (6)$$

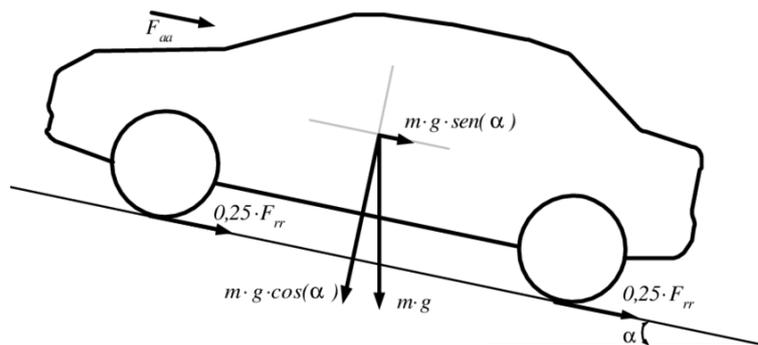
Onde  $c_d$  representa o coeficiente de arrasto aerodinâmico,  $A$  é a área do veículo projetada na direção longitudinal ao movimento,  $\rho_a$  é a densidade do ar e  $v_r$  a velocidade resultante do ar em relação ao veículo, calculada pela soma da velocidade do veículo com a velocidade dos ventos na direção oposta ao seu movimento. É sugerido em [14] que os valores do coeficiente de arrasto aerodinâmico de carros de passeio modernos ficam em torno de 0,2 a 0,3, e que sua área frontal é geralmente de 2m<sup>2</sup>. No entanto, estes valores não são aplicáveis aos veículos baja, devido à sua geometria consideravelmente diferente em relação aos carros de passeio, e por isso, para este trabalho, será utilizada uma abordagem similar à apresentada em [7]. Utilizando um estudo apresentado em [6], é possível estimar o coeficiente de arrasto aerodinâmico de um veículo Baja em torno de 0,92, valor que será adotado neste trabalho para fins de dimensionamento.

#### 2.4.6. Resistência ao Gradiente

Segundo [14], a resistência ao gradiente é causada pela porção do peso do veículo que atua paralelamente à via, quando esta é dotada de inclinação, e age como uma resistência ao movimento do automóvel nestas situações. Esta força resistiva é calculada por:

$$F_g = m_{tot} * g * \sin \alpha_g \quad (7)$$

Onde  $m_{tot}$  é a massa total do carro,  $g$  representa a aceleração da gravidade e  $\alpha_g$  é o ângulo de inclinação da via, representados na figura 46.



**Figura 46: Ilustração da força de resistência ao gradiente**

**Fonte: GILLESPIE, 1992.**

A inclinação é determinada pelo gradiente, calculado pela relação entre a elevação da pista e seu comprimento horizontal, ou, em outras palavras, o gradiente representa a tangente do ângulo de inclinação da via. O gradiente, portanto, trata-se de um valor adimensional, e é muito comumente expresso em porcentagem. O regulamento da competição Baja SAE Brasil [17] descreve que os veículos devem ser capazes de superar um aclive de 100% de inclinação (45°).

#### 2.4.7. Limite de Ângulo de Rampa

Um parâmetro de grande importância na análise de dinâmica longitudinal de um veículo é o limite de ângulo de rampa que este é capaz de superar antes de capotar para trás. Quando o veículo está subindo uma rampa as reações normais no eixo dianteiro dele são reduzidas, e a carga é transferida para o eixo traseiro. Este efeito é intensificado com o aumento do ângulo de inclinação da rampa. Segundo [10], quando um veículo está em uma rampa positiva (subida), a reação normal no eixo dianteiro pode ser calculada por:

$$W_f = W_{fs} * \cos \theta - W * \frac{h}{L} * \sin \theta \quad (8)$$

Onde  $W_f$  é a reação normal no eixo dianteiro quando o veículo está em situação de rampa,  $W_{fs}$  é a reação normal no eixo dianteiro com o veículo em superfície plana,  $\theta$  é o ângulo de rampa,  $W$  é o peso do veículo,  $h$  é a altura do CG e  $L$  é a distância entre eixos do veículo.

### 2.4.8. Resistência à Aceleração

A resistência à aceleração é descrita por [14] como uma consequência das forças inerciais de d'Alembert, que ocorrem devido à movimentos de translação e de rotação e causam uma força resultante, contrária ao movimento do veículo, na direção longitudinal deste, chamada de  $F_i$  e calculada por:

$$F_i = \lambda * m_{tot} * \ddot{x} \quad (9)$$

Onde  $\lambda$  é o fator de massa rotativa e  $\ddot{x}$  a aceleração do veículo. O fator de massa rotativa está ligado aos valores de momento de inércia de diversos elementos girantes do veículo, como rodas, eixos, transmissão e motor, e aos valores de relação de redução das transmissões presentes no veículo, no caso deste trabalho, caixa de redução fixa, CVT, diferenciais e eixo cardan. Assim, o cálculo deste valor de fator de massa rotativa trata-se de um processo iterativo, uma vez que ele influencia nos valores de resistência do veículo, e conseqüentemente, nos valores de redução total, mas também é influenciado pelas características da transmissão (relações de redução e momentos de inércia). O fator de massa rotativa, segundo [15] é calculado por:

$$\lambda = 1 + \frac{1}{m_{tot}} \left( J_c \left( \frac{i_d}{(1 - S_2)R_{\omega 02}} \right)^2 + J_e \left( \frac{i_d i_g}{(1 - S_2)R_{\omega 02}} \right)^2 + J_{a1} \frac{(1 - S_1)^2}{R_{\omega 01}^2} + J_{a2} \frac{1}{(1 - S_2)^2 R_{\omega 02}^2} \right) \quad (10)$$

Porém, [7] sugere uma fórmula derivada da Eq. 10 aplicada à transmissão atual do protótipo baja:

$$\lambda = 1 + \frac{1}{m_{tot} r_{wst}^2} \left\{ (I_m + I_{cvt1}) i_{cvt1}^2 i_1^2 i_2^2 + (I_{cvt2} + I_{E1}) i_1^2 i_2^2 + I_{E2} i_2^2 + I_{E3} + 2I_{SE} + 2I_w \right\} \quad (11)$$

Esta formulação desconsidera deslizamentos entre os pneus e o solo, baseando-se na situação em que toda força trativa produzida pelo veículo é transmitida para o solo. O veículo sempre será capaz de transmitir toda sua força

trativa ao solo, desde que esta força não ultrapasse o limite de tração, que será explicado posteriormente. Vale destacar também que o sistema de transmissão do veículo é dimensionado de forma a não produzir forças trativas maiores que o limite de tração, uma vez que esta situação se caracteriza como um desperdício de força. Assim, para o cálculo da resistência à aceleração, é plausível desconsiderar os deslizamentos entre pneus e solo.

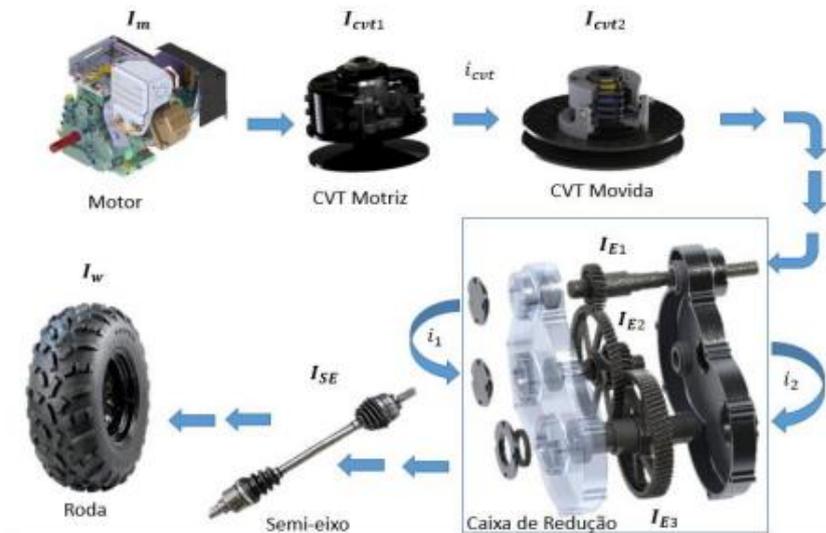


Figura 47: Fluxo de transmissão de potência do protótipo baja atual da Mud Runner.

Fonte: Retirado de [7]

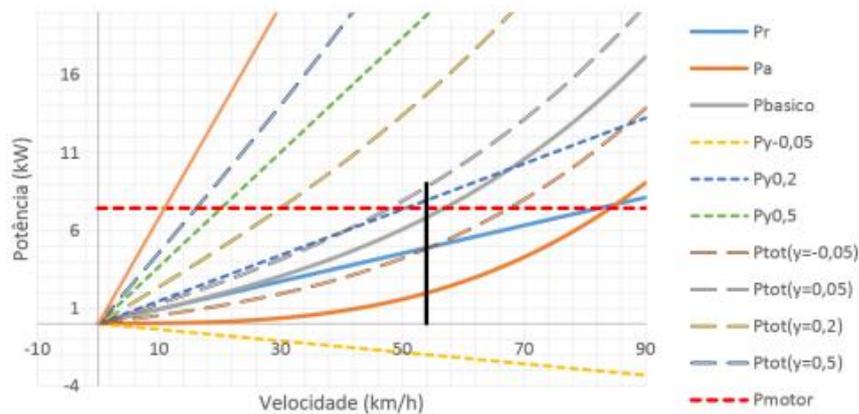
#### 2.4.9. Performance

Segundo [14], a potência necessária para movimentar o veículo está ligada à 3 principais fatores: Soma das forças resistivas; velocidade do veículo; deslizamento das rodas do(s) eixo(s) motor(es). Desprezando o deslizamento em ambos os eixos (no caso deste trabalho, tanto o eixo traseiro do veículo quanto o dianteiro devem ser considerados motores) e considerando que os coeficientes de resistência ao rolamento são iguais na traseira e dianteira, é possível obter a potência necessária dos eixos.

$$P_{\text{tot}} = \left( f_r + \sin \alpha_g + \lambda \frac{\ddot{x}_v}{g} \right) W_V + c_d A \frac{\rho_a}{2} v^3 \quad (12)$$

Esta potência calculada pela fórmula anterior corresponde à demanda do veículo nas piores condições possíveis de forças resistivas, dentre as apresentadas, ou em outras palavras, a situação relacionada à equação anterior é a de um veículo sofrendo as resistências ao rolamento e aerodinâmica (chamadas de resistências básicas) somadas à resistência ao gradiente e à aceleração, significando um veículo subindo um aclive e acelerando ao mesmo tempo. A situação menos exigente, porém, gera a chamada demanda básica de potência, na qual é considerada apenas a potência necessária para manter o veículo em movimento sem aceleração por uma pista plana, vencendo apenas a resistência aerodinâmica e a resistência ao rolamento. A demanda básica de potência, portanto, é a soma das potências relativas à resistência ao rolamento e aerodinâmica. É comum expressar estas demandas de potência em forma de gráficos, como o apresentado na figura 48 a seguir, no qual as curvas relativas a  $P_y$  indicam a potência referente à soma das resistências de aceleração e gradiente, para determinados valores  $y$ . A linha vermelha tracejada no gráfico representa a limitação de potência do motor do protótipo baja.

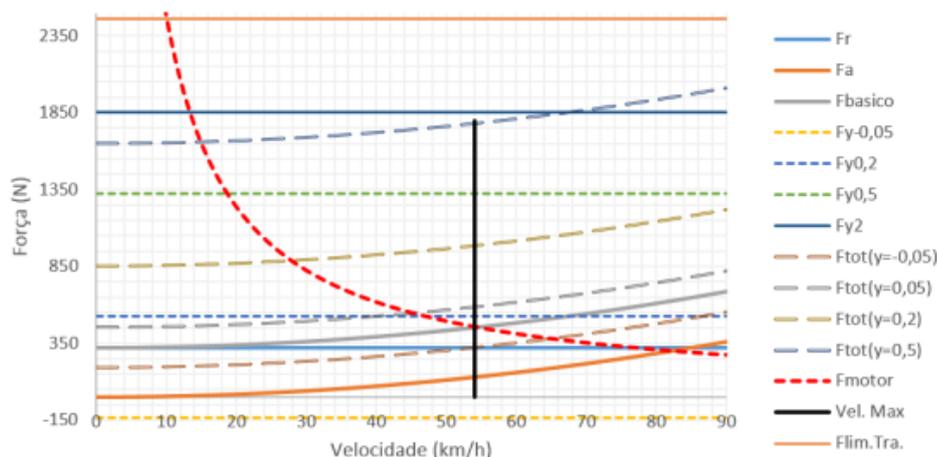
$$y = \sin \alpha_g + \lambda \frac{\ddot{x}_v}{g} \quad (13)$$



**Figura 48: Gráfico de demanda de potência.**

**Fonte: Retirado de [7]**

Outro gráfico muito comum é o de força trativa, que mostra o limite de potência do motor como uma hipérbole, chamada de hipérbole ideal da transmissão.



**Figura 49: Gráfico de demanda de força trativa.**

**Fonte: Retirado de [7]**

#### 2.4.10. Limite de Tração

De acordo com [7], o limite de tração está ligado à capacidade dos pneus de aderirem ao solo e trata-se de um valor que limita a aceleração do veículo, uma vez que esta é a força trativa máxima que o veículo pode desempenhar em qualquer situação, já que o atrito pneu-solo é o elemento básico de movimentação do veículo. O limite de tração é, portanto, uma força de atrito, mais especificamente, a força de atrito entre o eixo motor do veículo e o solo, e, portanto, é calculado por:

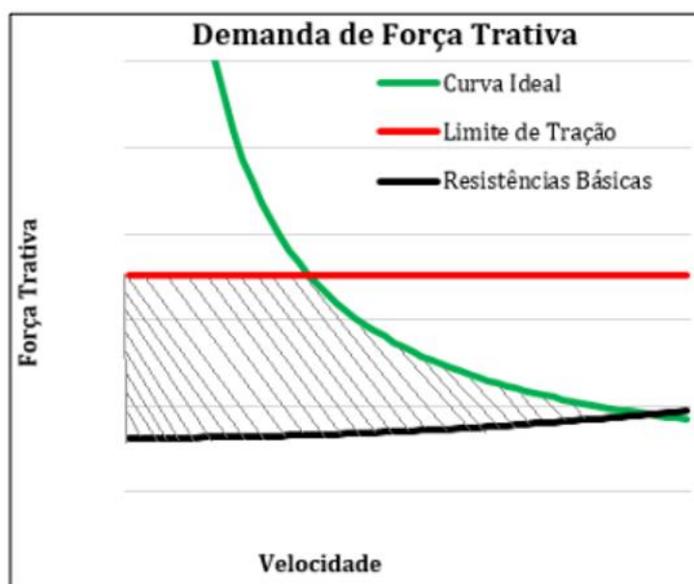
$$F_x = \mu * W \quad (14)$$

Sendo  $W$  o peso do veículo que está diretamente sobre o eixo motor, que depende, por sua vez, da carga estática somada à transferência de carga dinâmica devido à aceleração. Além disso, o diferencial também pode causar alterações nesta fórmula, especialmente o diferencial aberto, uma vez que este mecanismo limita o torque fornecido a ambas as rodas de acordo com o limite de tração da roda menos carregada.

No entanto, para sistemas do tipo 4WD, como o proposto neste trabalho, ambos os eixos do veículo são motores, e portanto, a carga sobre o eixo motor é a carga total do veículo, e por isso, a formulação utilizada para o cálculo do limite de tração neste trabalho será a apresentada na equação 14.

### 2.4.11. Curva Ideal da Transmissão

Após o cálculo das resistências básicas e do limite de tração, é possível representar o mapa característico de demanda do veículo, onde é mostrada a curva ideal do motor, que representa a melhor relação de força e velocidade que o motor pode entregar, e, portanto, é ponto ideal para o qual a transmissão do veículo deve ser projetada para atingir. A curva de Força x Velocidade que o sistema de trem de força fornece ao veículo deve ser o mais próximo possível da curva ideal do motor, de forma a aproveitar o máximo possível da potência que o motor pode dispor.



**Figura 50: Ilustração de um gráfico de demanda de força trativa**

**Fonte: Autoria Própria**

O gráfico da figura 50 ilustra a área possível para o sistema de trem de força atuar, hachurada na figura, o que segue 3 princípios:

- Não proporcionar ao veículo uma força acima do limite de tração, uma vez que se trata de mais carga do que os pneus conseguem transmitir ao solo e causará destracionamento do veículo;
- Proporcionar relação entre força e velocidade – potência – maior que as resistências básicas, de modo a possibilitar que o veículo continue se movendo nas condições menos críticas de demanda de potência;
- Não proporcionar relação entre força e velocidade – potência – maior que a mostrada na curva ideal do motor, já que esta curva indica o máximo de potência que o motor pode ceder, e assim, o trem de força estaria

demandando do motor mais do que ele pode entregar. Em outras palavras, a curva do sistema deve estar abaixo e à esquerda da curva ideal do motor.

Dentro desta área hachurada e seguindo os princípios citados anteriormente, vale destacar que a melhor performance possível que o trem de força pode entregar ao veículo, teoricamente, é representada pela curva ideal do motor, e portanto, o projeto da transmissão deve buscar uma curva real do sistema o mais próximo possível da curva ideal do motor. Assim, o trem de força pode fornecer ao veículo a melhor relação de força e velocidade possível, para o motor utilizado.

## 2.5. DINÂMICA VEICULAR LATERAL

O estudo da dinâmica lateral leva em consideração as influências que a geometria de suspensão tem sobre o veículo, assim como a influência do esterçamento das rodas para se mudar a direção da trajetória. Os parâmetros estudados e analisados individualmente, são especificados buscando uma condição de curva estável (*steady-state cornering*), de forma que a interação piloto-veículo seja harmônica. Para curvas de baixa velocidade, é analisado o ângulo de Ackerman, e para curvas de alta velocidade, é utilizado como medida o gradiente de sub-esterçamento aplicado ao ângulo de Ackerman, que irá indicar a performance em curva estável. [10]

Para a compreensão dos parâmetros analisados para a curva estável, é necessário, principalmente, entender os termos conhecidos como *slip angle* e características de sub- e sobre-esterçamento. Será estudado inicialmente a condição de curva em baixa velocidade, como base para os estudos posteriores, onde será considerado curva em alta velocidade, pois são os casos mais complexos de estudo, e mais comuns para a aplicação do projeto.

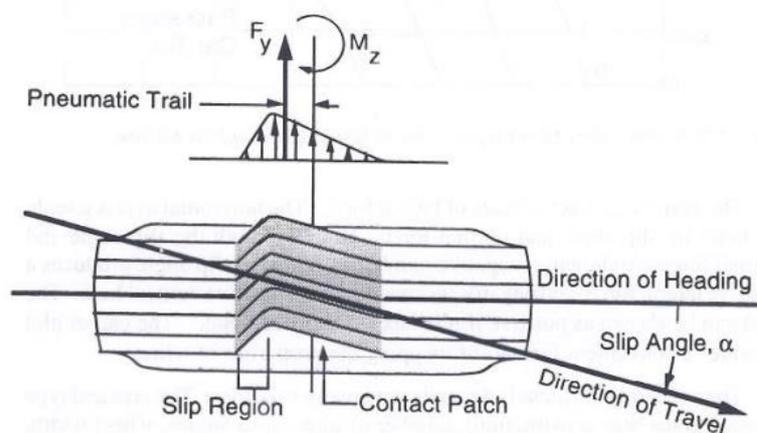
### 2.5.1. Slip Angle

Ao percorrer uma trajetória em curva, as reações impostas sobre o veículo devem ser longitudinais, para deslocá-lo para frente, e laterais, para mudar a direção do veículo. Todas estas reações são transmitidas através dos pneus, que são os

únicos pontos de contato com o solo. Sendo assim, as características e propriedades do pneu interferem diretamente na performance e comportamento do veículo.

Para esta situação de curva, podemos observar na figura 51 como o pneu se deforma, devido as forças laterais impostas sobre ele, em uma pequena região que podemos chamar de “perfil de deformação”. Como a direção a que a roda está apontada é diferente da direção a que a roda percorre, neste perfil de deformação há um ângulo entres estas direções, que é conhecido como *slip angle*. Desta forma, quanto maior for o esterçamento das rodas em uma curva, maior será o *slip angle*.

Como a força lateral ( $F_y$ ) depende da interação pneu-solo, há um limite de aderência do pneu, e que pode variar com o terreno em que o veículo transita, limitando a performance. Esse limite pode ser observado na figura 51, onde a deformação do pneu encontra um limite, onde a partir deste ponto há o escorregamento.



**Figura 51** Deformação do pneu em curva e Slip Angle.

**Fonte:** Retirado de [10]

Desta forma, podemos calcular a força lateral ( $F_y$ ) que será proporcional ao *slip angle* como visto anteriormente, e proporcional às características do pneu, que são representadas por um coeficiente de rigidez. Esse coeficiente é dependente de diversas variáveis da construção do pneu (tamanho do pneu, orientação dos fios de aço e geometria dos gomos, por exemplo), carga sobre o pneu e pressão interna, como principais. Assim, a força lateral pode ser expressa por:

$$F_y = C_\alpha \alpha \quad (15)$$

onde:

$C_{\alpha}$  = coeficiente de rigidez ao esrteçamento

$\alpha$  = *slip angle*

Essa consideração de *slip angle* é válida apenas para curvas em alta velocidade, onde as forças laterais são apresentadas. Em casos de curvas em baixa velocidade (manobras de estacionamento), não são apresentadas forças laterais, e o *slip angle* é desconsiderado.

### 2.5.2. Sub- e Sobre-Esterçamento

A característica de sub-esterçamento ou sobre-esterçamento de um veículo, diz respeito o quanto deve ser alteração o ângulo de esterçamento para manter o veículo em uma curva de raio constante, à medida que se aumenta a velocidade. Caso seja necessário aumentar o ângulo de esterçamento na curva, este terá característica sub-esterçante. Em contrapartida, caso o ângulo deva ser diminuído na curva, o comportamento é sobre-esterçante. E para casos em que não é necessário se alterar o ângulo de esterçamento, o veículo tem uma característica neutra.

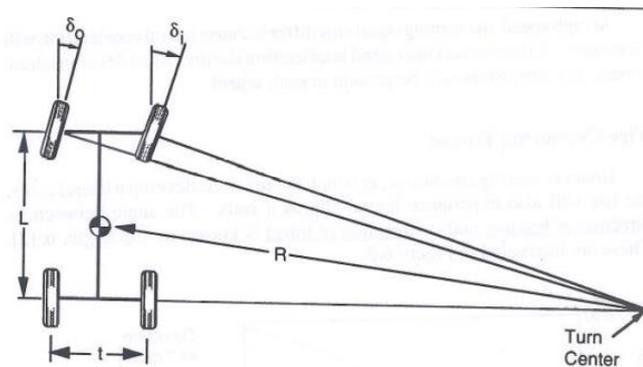
Como indicado por [7], para o projeto em questão, normalmente se deseja uma característica de sobre-esterçamento para o veículo baja SAE, para que possam ser feitas curvas de raio menor sem que seja necessário um ângulo de esterçamento muito elevado, e considerando que a maioria das curvas realizadas em competições, são curvas em alta velocidade.

### 2.5.3. Curvas de Baixa Velocidade

Para curvas em baixa velocidade, consideradas como manobras de estacionamento, não são geradas forças laterais, conseqüentemente não há *slip angle*, e assim, o ângulo de esterçamento necessário para se fazer uma curva de raio "R", será dependente apenas de uma relação geométrica, vista na figura 52.

Neste caso, o centro da curva estará sobre a projeção do eixo traseiro do veículo e de encontro com as projeções da perpendicular de cada roda dianteira.

Desta forma, quanto maior for o esterçamento das rodas dianteiras, menor será o raio “R” da curva.



**Figura 52 Geometria de curva em baixa velocidade**

**Fonte: Retirado de [10]**

A média dos ângulos de esterçamento das rodas dianteiras, é conhecido como ângulo de Ackerman ( $\delta$ ), e representado pela expressão

$$\delta = L/R \quad (16)$$

onde:

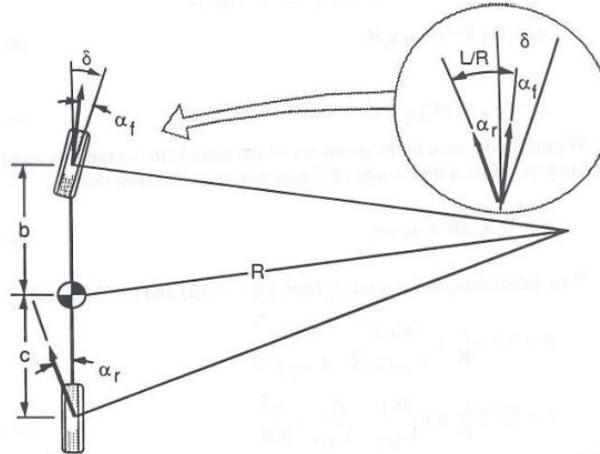
L = distância entre eixos

R = raio de curvatura

#### 2.5.4. Curvas em Alta Velocidade

Curvas em alta velocidade, são consideradas as situações em que são apresentadas forças laterais, geradas principalmente pela força centrípeta. Com isso, nesses casos é considerado o *slip angle*, quanto ao comportamento em curva do veículo, devido as forças geradas.

Para a análise desses casos, é comum se utilizar de um modelo de bicicleta para facilitar os cálculos, como pode ser visto na figura 53.



**Figura 53 Modelo de bicicleta para curva de alta velocidade**

**Fonte: Retirado de [10]**

Através dos cálculos das reações pela segunda lei de Newton e análise de momentos, podemos chegar ao ângulo de Ackerman ( $\delta$ ) para este caso através de

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + \left( \frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \right) \frac{V^2}{g R} \quad (17)$$

onde:

L = distância entre eixos

R = raio de curvatura

$W_f$  = carregamento no eixo dianteiro

$W_r$  = carregamento no eixo traseiro

$C_{\alpha f}$  = coeficiente de rigidez ao esterçamento na roda dianteira

$C_{\alpha r}$  = coeficiente de rigidez ao esterçamento na roda traseira

V = velocidade

g = aceleração gravitacional

### 2.5.5. Coeficiente de Sub-Esterçamento

Considerando o comportamento de um veículo em curva de alta velocidade, foi observado os diversos parâmetros que podem influenciar a característica de esterçamento. Dessa forma, passa-se a utilizar o coeficiente de sub-esterçamento (K), que unifica as variações destes parâmetros e quantifica a característica sub-

esterçante do veículo. Aplicado ao ângulo de Ackerman, podemos simplificar a equação 17, obtendo a seguinte equação.

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + K a_y \quad (18)$$

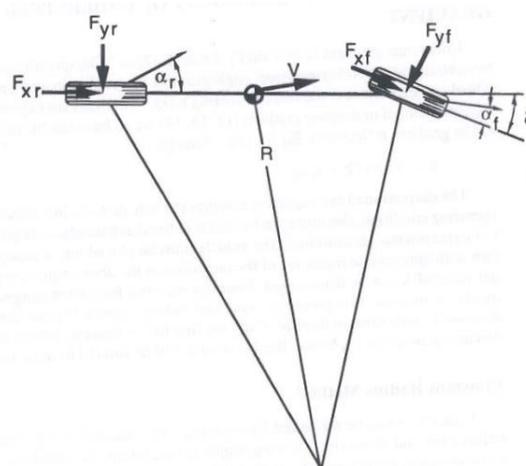
onde:

$K$  = coeficiente de sub-esterçamento

$a_y$  = aceleração lateral

O coeficiente de sub-esterçamento ( $K$ ), é representado pelo somatório de cada parcela que influencia em tal característica. [7] separa em coeficientes gerados por forças laterais e seus momentos aplicados ao pneu ( $K_{\text{tire}}$ ,  $K_{\text{camber}}$ ,  $K_{\text{at}}$  e  $K_{\text{strg}}$ ), coeficientes gerados pela variação de convergência das rodas durante movimento ( $K_{\text{roll steer}}$  e  $K_{\text{lfc}}$ ) e coeficiente gerado por variação de cargas verticais ( $K_{\text{llt}}$ ), e detalha o cálculo para cada um dos parâmetros.

Um parâmetro muito importante que pode influenciar na característica de curva estável do veículo, mas que é muitas vezes desconsiderada em projeto, é a influência da força trativa. Este parâmetro será muito importante para veículos de tração dianteira ou tração 4x4. Sua análise é baseada no modelo de bicicleta, e pode ser observada na figura 54.



**Figura 54 Modelo de bicicleta para curva considerando tração**

**Fonte: Retirado de [10]**

Analisando as reações e momentos apresentados, através da segunda lei de Newton, e da geometria de esterçamento na curva, podemos chegar a seguinte equação.

$$\delta = \frac{57.3 L/R}{1 + F_{xf}/C_{\alpha f}} + \left[ \left( \frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \right) - \left( \frac{W_f}{C_{\alpha f}} \frac{F_{xf}}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \frac{F_{xr}}{C_{\alpha r}} \right) \right] \frac{V^2}{g R} \quad (19)$$

Segundo a equação 19, podemos dividi-la em 3 partes, cada uma delas representando uma característica imposta à curva estável. Na primeira parte, é representada a influência quanto ao ângulo de Ackerman, onde para uma força  $F_{xf}$  positiva, a tendência é de um comportamento sobre-esterçante, enquanto para uma força negativa, a tendência será de comportamento sub-esterçante. O segundo termo representa o gradiente de esterçamento, como visto anteriormente, sendo influenciado apenas pelas características do pneu. Já o terceiro termo, indica diretamente a influência da tração quanto ao comportamento, de forma que, em um veículo de tração dianteira, a tendência é de sobre-esterçamento, enquanto para um veículo de tração traseira, a tendência é de sub-esterçamento. Para um veículo 4x4, a característica seria determinada pelo eixo que se sobressaia ao outro, de forma que para se obter sobre-esterçamento, o eixo dianteiro deve gerar uma força maior que o traseiro.

### 3. DESENVOLVIMENTO

Nesta seção será desenvolvida a abordagem do dimensionamento veicular e discussão dos componentes que serão utilizados para o sistema de transmissão.

#### 3.1. SELEÇÃO DE COMPONENTES

Nesta seção serão abordados os principais componentes a serem introduzidos para a implementação do sistema 4x4.

##### 3.1.1. Sistema de Diferencial

A maioria dos veículos 4x4 atuais utilizam também o sistema diferencial, algumas vezes contando com 3 destes mecanismos, sendo nestes casos, um diferencial dianteiro, um traseiro, e um central, responsável por permitir a diferenciação de velocidade entre os eixos dianteiro e traseiro. Segundo o descrito em [9] e comentado anteriormente, os veículos que utilizam os chamados diferenciais bloqueados (*Spool Differentials*) têm uma grande tendência a perderem performance em curva pelo efeito que este diferencial causa no comportamento do *understeer/oversteer* do veículo, conforme mostrado na figura 55. Este comportamento está ligado à diferenças nas forças de tração longitudinais dos pneus com o solo e ao deslizamento causado pela diferença de velocidades entre as rodas de dentro e de fora da curva, que não podem girar à velocidades diferentes uma da outra, já que o diferencial bloqueado não permite este comportamento.

Cornering state	Yaw moment
Steady state	UNDERSTEER
On power, low $a_y$	UNDERSTEER
On power, high $a_y$	OVERSTEER
Off power, low $a_y$	UNDERSTEER
Off power, high $a_y$	

Figura 55: Comportamento de um veículo com diferencial bloqueado (eixo rígido) em curva

Fonte: GADOLA, 2018

É válido destacar que, para um cenário de veículos de passeio, ambos os comportamentos (*understeer* e *oversteer*) não são desejáveis, já que o primeiro causa perda considerável de performance durante as curvas, aumentando consideravelmente os raios de curvatura dos veículos, e o segundo representa uma instabilidade na manobrabilidade do veículo. No entanto, em um cenário de competição, o comportamento *oversteer* pode ser desejável, já que ele pode permitir uma melhora na performance do veículo em curvas, apesar de causar instabilidade. Este comportamento frequentemente é chamado popularmente de “sair de traseira”, e apesar de causar instabilidade no veículo, gerando um movimento de rotação lateral, ele pode ser razoavelmente controlado e causar uma vantagem competitiva por permitir a realização das curvas em altas velocidades. Porém, em um cenário competitivo, um comportamento *understeer* torna-se ainda menos desejável, uma vez que ele causa severa perda de performance em curvas, obrigando o piloto a reduzir consideravelmente a velocidade para conseguir realizar certas curvas, podendo incapacitar completamente o veículo de realizar determinadas curvas extremamente fechadas, o que se trata de uma enorme desvantagem competitiva. Por conta deste aspecto, neste projeto, foi optado pela utilização de sistemas diferenciais nos eixos dianteiro e traseiro, visando a melhora do desempenho em curvas do protótipo baja.

Os sistemas diferenciais são mecanismos relativamente simples e comuns atualmente, principalmente considerando sua comercialização em larga escala, visto que praticamente todos os veículos de passeio possuem diferenciais, e por isso, também são componentes facilmente encontrados à venda. Por isso, neste projeto, serão adaptados modelos de diferencial de veículos de passeio, que possam ser encontrados com facilidade para obtenção, ao projeto e às necessidades do veículo Baja SAE cujas mudanças estão sendo propostas. Assim é possível reduzir o número de novos componentes a serem fabricados para implementação do sistema 4x4 e facilitar a manutenção deste sistema, uma vez que a utilização de peças comerciais proporciona uma maior disponibilidade de partes de reposição fáceis de encontrar.

#### 3.1.1.1. Escolha do sistema de diferencial

Conforme já discutido anteriormente, na seção de revisão bibliográfica, a maioria dos veículos que possuem transmissão do tipo 4x4 utilizam diferencial de

deslizamento limitado, tendência que está ligada à utilização deste tipo de veículo. Os veículos 4x4 tendem a apresentar grandes vantagens em terrenos irregulares e não pavimentados em relação aos veículos com tração dianteira ou traseira, devido à capacidade das 4 rodas de desempenhar torque e força trativa no contato com o solo. Além disso, estes veículos também apresentam uma maior estabilidade nas curvas, já que o movimento simultâneo de todas as rodas proporciona uma movimentação de todo o peso do veículo por igual. Assim, boa parte da utilização de veículos 4x4 se dá em terrenos *off-road*, o que traz um desafio relacionado aos diferenciais, especialmente em trechos extremamente irregulares ou em trajetos com pouca aderência. Conforme já discutido anteriormente, os diferenciais abertos, ou diferenciais livres, apresentam um comportamento problemático em situações de perda de atrito com o solo de uma das rodas, causando saturação de torque transmitido à roda com pouco ou nenhum atrito e redução ou completa interrupção do torque transmitido à roda com atrito, conforme figura 56.



**Figura 56: Esquema da distribuição de torque de um diferencial aberto em situação de perda parcial de tração.**

Fonte: Lesics. Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=8AYt0sNHjHs>. Acessado em: 01/05/2022.

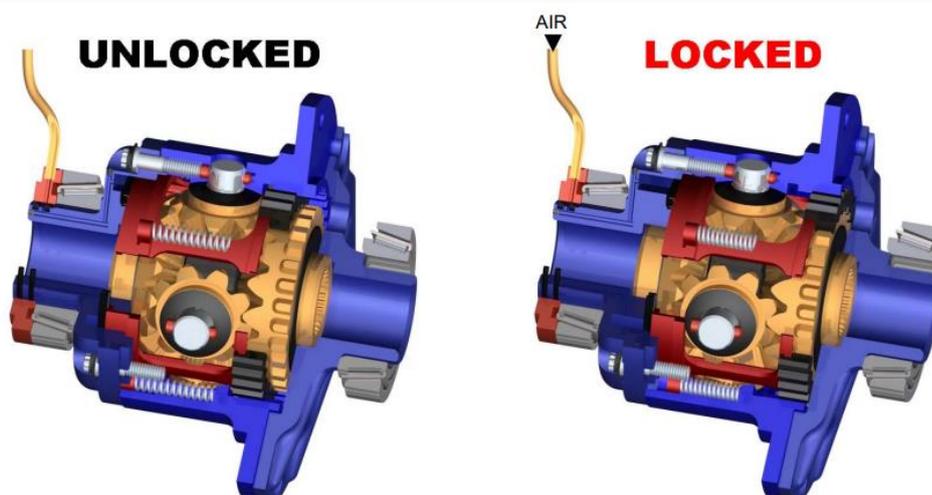
Portanto, apesar de os diferenciais abertos possuírem construção mais simples que os modelos de deslizamento limitado, para a utilização no projeto Baja SAE, eles trariam grandes desvantagens competitivas, dificultando severamente a capacidade do veículo de superar determinados obstáculos e impossibilitando a transposição de certos trechos irregulares. Assim, o diferencial a ser utilizado neste

projeto será um do tipo de deslizamento limitado, permitindo o efeito de diferença de velocidades entre as rodas em curvas e trechos com obstáculos verticais leves e médios, e bloqueando o diferencial automaticamente em situações de perda de tração em 1 das rodas traseiras e obstáculos verticais severos, nos quais 1 das rodas pode perder contato com o solo, e conseqüentemente perder tração. Nestes momentos, o sistema de bloqueio do diferencial vai atuar, bloqueando o giro das engrenagens satélites (engrenagens *spider*) e impossibilitando, momentaneamente, o giro das engrenagens solares com velocidades diferentes, simulando uma conexão do tipo eixo rígido entre ambos os semieixos que acionam as rodas. Assim, o veículo terá potência igual em todas as rodas, aumentando consideravelmente sua capacidade de superar tais obstáculos.

Como já citado anteriormente, para os objetivos deste trabalho, serão utilizados como base diferenciais de veículos comerciais. Porém, a maioria dos veículos de passeio comuns possui diferencial aberto, já que quando se trata de trajetos pavimentados e com poucas irregularidades, este mecanismo atende satisfatoriamente, e a adição de sistemas de bloqueio automático do diferencial não se faz tão importante. Com isso, para este trabalho, o foco da pesquisa acerca do modelo de diferencial foi em veículos 4x4 e veículos ATV, principalmente.

O Suzuki Jimny é um veículo de tração 4x4 considerado de pequeno porte, quando comparado com outros veículos da categoria, e por isso é mais semelhante ao veículo baja que a maioria dos carros deste tipo. Apesar disso, o seu mecanismo diferencial é do tipo aberto, sem nenhuma tecnologia de bloqueio manual ou automático. No entanto, muitos carros deste modelo passam por modificações para melhorar seu desempenho em terrenos extremamente acidentados, e uma das principais modificações é a instalação de diferenciais bloqueáveis a ar. Estes mecanismos utilizam ar comprimido para impedir a rotação do eixo das engrenagens satélites em torno de si mesmo, impedindo assim, a diferença de velocidade entre as engrenagens solares. Este tipo de diferencial possui uma engrenagem a mais que os diferenciais abertos, que rotaciona concêntrica com o giro da carcaça do diferencial, e fica desengrenada de quaisquer outros componentes do diferencial, durante o uso normal dele. Quando o sistema de bloqueio do diferencial é acionado, esta engrenagem é empurrada, através da pressão do ar comprimido, e engrena externamente na engrenagem solar, que rotaciona concêntrica com o semieixo. Assim, esta engrenagem adicional permanece girando concêntrica com a carcaça, e

passa a transmitir esse movimento direto para a engrenagem solar, sem a necessidade das engrenagens satélites para fazer esse acionamento. Portanto, nesta situação, ambas as engrenagens solares são obrigadas a girar em conjunto com a carcaça do diferencial, eliminando assim o efeito deste mecanismo, momentaneamente, e permitindo total tração das rodas, conforme figura 57.



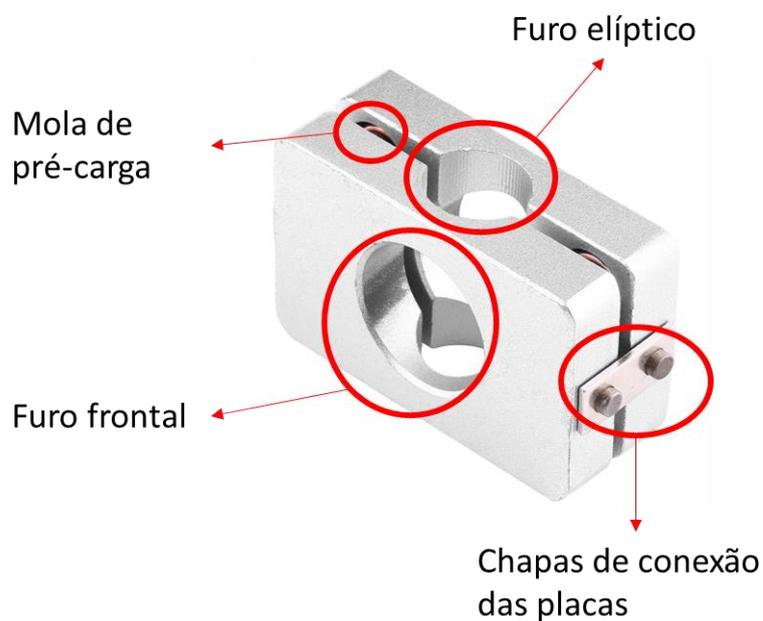
**Figura 57: Funcionamento do diferencial de bloqueio a ar comprimido**

**Fonte: Retirado de [1]**

Este tipo de diferencial necessita de ar comprimido para seu funcionamento, o que traz consigo outros componentes importantes, principalmente o compressor, válvula solenoide e linhas de ar comprimido. Quando o piloto aciona o sistema, a válvula solenoide é aberta e libera o ar comprimido para o diferencial, que então realiza seu bloqueio. O compressor é alimentado pela bateria. Este sistema, apesar de promissor, traria novos desafios para o veículo *baja*, relacionados principalmente à instalação e utilização do compressor e das linhas pneumáticas. Além disso, não se trata de um sistema comercializado como padrão nos veículos de passeio encontrados no Brasil, e sim um componente vendido por empresas especializadas e utilizado para melhorar o desempenho em terrenos *off-road* de veículos 4x4, como o Suzuki Jimny.

O diferencial usado nos veículos do modelo Honda Civic é, originalmente, do tipo aberto, porém as modificações feitas de forma independente por usuários deste carro, no intuito de melhorar performance, trouxeram uma opção para alterar o comportamento do seu diferencial. As chamadas placas de conversão compõem um mecanismo simples que possibilita a transformação de um diferencial do tipo aberto

em um diferencial de deslizamento limitado, e trata-se de uma alternativa para o diferencial de Honda Civic, conforme figuras 58 e 59.



**Figura 58: Placas de conversão de diferencial**

**Fonte: Autoria própria**

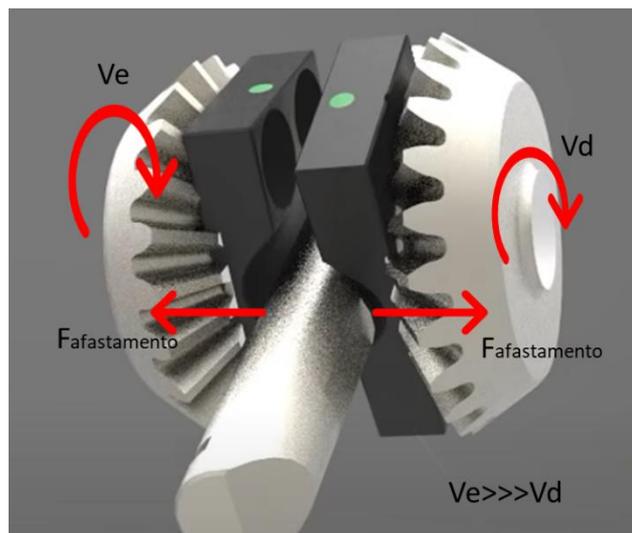


**Figura 59: Placas de conversão instaladas em um diferencial**

**Fonte: AliExpress. Disponível em: <https://pt.aliexpress.com/item/4000369637245.html>.  
Acessado em: 02/05/2022.**

Este mecanismo funciona inteiramente de forma mecânica, não envolvendo componentes externos e não necessitando de acionamento hidráulico, pneumático ou elétrico, como outros modelos de diferencial bloqueável. Este conjunto é instalado no





**Figura 61: Forças de afastamento nas placas de conversão**

**Fonte: Autoria Própria**

Esta distorção no conjunto de placas cria uma força de afastamento entre as placas, e assim, impedindo a rotação com velocidades diferentes das engrenagens solares. Além disso, as chapas de conexão entre as placas, posicionadas nas suas laterais, auxiliam no mecanismo, aumentando a força de bloqueio e dando mais confiabilidade ao sistema.

A solução das placas de conversão, apesar de originalmente desenvolvida para os diferenciais de Honda Civic, é aplicável à vários outros diferenciais, desde que as engrenagens satélites tenham 1 eixo ligando-as, como o modelo Honda Civic. Isso permite que a diferença de velocidade entre as engrenagens solares cause um afastamento entre as placas, criando o efeito explicado anteriormente e impedindo, momentaneamente, o giro dos semieixos com velocidades diferentes.

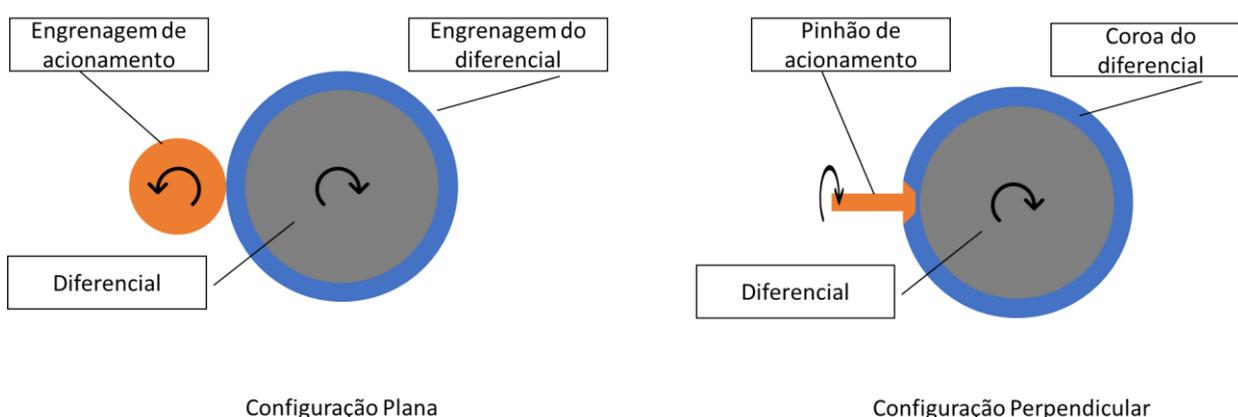
O diferencial utilizado no Honda Civic é totalmente compatível com as placas de conversão, uma vez que elas foram desenvolvidas como solução para este modelo, o que se mostra uma grande vantagem para o projeto. No entanto, este diferencial, assim como muitos outros, apresenta uma limitação para a aplicação fim deste trabalho, que está ligada à sua montagem nos veículos de passeio. Este diferencial é montado dentro do conjunto da caixa de câmbio do carro, e não necessita de uma mudança de direção de rotação para ser acionado, assim, não sendo alimentado por um pinhão, e sim por uma engrenagem, conforme figura 62.



**Figura 62: Diferencial - Honda Civic**

**Fonte: Toronto AutoPeças. Disponível em: <https://www.torontoautopecas.com.br/cambio-e-direcao/diferencial-caixa-cambio/diferencial-satelite-cambio-honda-civic-2-0-2014-a-2016-automatgico-original>. Acessado em: 15/07/2022.**

Como é mostrado acima, o diferencial deste modelo conta com uma engrenagem montada solidária à carcaça do diferencial, e seu acionamento se dá por outra engrenagem, que é montada com o eixo paralelo à engrenagem mostrada acima, caracterizando uma configuração plana. Visando a aplicação no veículo baja SAE, esta configuração não atende satisfatoriamente, já que a montagem do sistema 4x4 no veículo baja requer mudança de direção de rotação, em configuração perpendicular, como detalhado na figura 63.



**Figura 63: Configurações Plana e Perpendicular de diferenciais**

**Fonte: Autoria Própria**

Além da configuração do diferencial, outra característica importante na sua escolha é a relação de redução de seu par pinhão-coroa, uma vez que, a escolha de um diferencial com uma redução ideal para o projeto elimina a necessidade de fabricação de outro par pinhão-coroa com outra relação de redução.

Assim, o diferencial a ser selecionado para este projeto deve apresentar compatibilidade com as placas de conversão, configuração perpendicular de acionamento e uma relação de redução dentro da faixa ideal para esta aplicação (a ser melhor descrito à frente). Um modelo que atende às 3 exigências é o diferencial da Mercedes Sprinter 310, veículo que apresenta tração traseira, e que por isso necessita da configuração perpendicular de diferencial, já que o motor fica localizado na parte dianteira do carro. O par pinhão-coroa do diferencial apresenta uma relação de número de dentes de 11x47, proporcionando uma redução de 4,27:1. Além disso, a construção de sua carcaça é extremamente similar à do diferencial de Honda Civic, tornando-a compatível com as placas de conversão. Este modelo de diferencial é mostrado na figura 64.



**Figura 64: Diferencial de Mercedes Sprinter 310**

**Fonte: MercadoLivre. Disponível em: [https://produto.mercadolivre.com.br/MLB-1926108877-miolo-diferencial-coroapinho-11x47-sprinter-310312-\\_JM#position=1&search\\_layout=stack&type=item&tracking\\_id=eabdc5cb-3162-4ef3-bc75-09c9624e3212](https://produto.mercadolivre.com.br/MLB-1926108877-miolo-diferencial-coroapinho-11x47-sprinter-310312-_JM#position=1&search_layout=stack&type=item&tracking_id=eabdc5cb-3162-4ef3-bc75-09c9624e3212). Acessado em: 15/07/2022**

Vale destacar que, qualquer outro modelo de diferencial que atenda às condições citadas anteriormente pode ser aplicado com sucesso ao veículo baja, para as modificações propostas neste trabalho, com destaque para a compatibilidade com as placas de conversão. Esta compatibilidade trata-se de um critério crucial na escolha do diferencial, uma vez que estas placas permitem uma solução simples e que não requer nenhum dispositivo externo para obtenção do efeito do deslizamento limitado no diferencial.

### 3.1.2. Eixos e Juntas de Conexão

Como já comentado, para a correta implementação do sistema 4x4 serão introduzidos 2 eixos cardan no veículo, 1 responsável por levar a potência rotativa da caixa de redução até o diferencial traseiro, e o outro fará a mesma função para o diferencial dianteiro. Os eixos cardan deverão ter juntas que permitam angulações, para possibilitar desalinhamentos entre a caixa de redução e os diferenciais, além disso, estas juntas devem ter compatibilidade com o eixo de saída da caixa de redução e com o eixo de entrada do diferencial. As juntas homocinéticas atualmente utilizadas no veículo apresentam compatibilidade com o eixo de saída da caixa de redução, e além disso, seus semieixos têm resistência suficiente para a aplicação, e por isso a reutilização destes componentes se mostra muito vantajosa. Assim, a solução adotada para os eixos cardan é a de reaproveitamento das juntas homocinéticas que atualmente são utilizadas na saída da caixa de redução, para fazerem a conexão da caixa com os semieixos. Os semieixos dos eixos cardan, por outro lado, serão parcialmente reaproveitados, e a proposta de fabricação para eles é a utilização de 2 semieixos de homocinética soldados, mantendo sua resistência suficiente para a aplicação e não necessitando de compras ou fabricações de novos componentes por parte da equipe.

As juntas homocinéticas que atualmente fazem a ligação dos semieixos com os cubos de roda não serão utilizadas nos eixos cardan, ao invés disso, a conexão entre os eixos cardan e os diferenciais será feita utilizando juntas universais com ambas as pontas estriadas, do tipo fêmea-fêmea, que encaixarão nas estrias do semieixo do cardan e nas estrias do eixo do pinhão do diferencial, conforme mostrado na figura 65.



**Figura 65: Detalhe estrias Cardan – Diferencial**

**Fonte: Autoria Própria**

Para a transmissão de potência entre os diferenciais e as rodas, será utilizada uma solução similar à explicada anteriormente, com a reutilização dos semieixos que já são utilizados no veículo, acopladas às juntas homocinéticas que atualmente fazem a conexão destes semieixos aos cubos de roda às juntas universais que serão componentes novos a serem introduzidos no veículo. As juntas homocinéticas que farão a conexão entre os semieixos e os cubos de roda serão as mesmas que já são utilizadas atualmente para esta mesma conexão, e, portanto, não serão componentes novos. Já as juntas que farão a conexão entre o diferencial e os semieixos serão juntas universais com ambas as pontas estriadas, do tipo macho-fêmea, de forma a encaixar na estria fêmea das engrenagens solares do diferencial e na estria macho do semieixo. No entanto, juntas biestriadas com uma ponta macho e a outra fêmea são muito difíceis de encontrar, e uma solução para este problema é a adaptação de um eixo estriado na junta, de forma a fazer a ligação entre as engrenagens solares do diferencial e a junta universal, conforme mostrado na figura 66.



**Figura 66: Detalhe Diferencial - Semi Eixo**

**Fonte: Autoria Própria**

### 3.2. DIMENSIONAMENTO – DINÂMICA LONGITUDINAL

Para o dimensionamento longitudinal do protótipo e conseqüentemente o dimensionamento do seu trem de força, foram estipulados alguns valores de base quanto às especificações técnicas deste. Os valores utilizados foram baseados no protótipo anterior, considerando as mudanças proporcionadas pela adição dos componentes para o sistema 4x4. As especificações são demonstradas na tabela 2.

**Tabela 2: Parâmetros Baja Mud Runner**

Descrição	Valor	Símbolo	Unidade
Peso	3433,50	W	N
Angulação máx. da pista	45,00	$\Theta$	°
Altura do CG	0,37	h	m
Reação Traseira	1682,42	Wr	N
Reação Dianteira	1751,09	Wf	N
Força Trativa Dianteira	1050,65	Fxf	N
Força Trativa Traseira	1009,45	Fxr	N
Coefficiente de atrito (terra batida)	0,60	$\mu$	
Coefficiente de atrito (asfalto)	0,90	$\mu$	
Raio estático do pneu	0,247	r	m
Distância entre eixos	1,44	L	m
Distância CG ao eixo dianteiro	0,71	b	m

Descrição	Valor	Símbolo	Unidade
Distância CG ao eixo traseiro	0,73	c	m
Área frontal	1,2	A	m <sup>2</sup>
Rigidez em curva dianteiro	336,28	$C_{\alpha_f}$	N/°
Rigidez em curva traseiro	323,09	$C_{\alpha_r}$	N/°

Fonte: Autoria Própria

Inicialmente, são calculadas as resistências do protótipo.

### 3.2.1. Resistência ao Rolamento

Para a resistência ao rolamento, o sistema 4x4 não interfere diretamente, pois depende apenas do coeficiente de rolamento do pneu utilizado e massa do veículo. Desta forma, a resistência será levemente superior ao protótipo anterior devido ao aumento na massa total do veículo.

O coeficiente utilizado, seguindo a figura 43 e como explicado anteriormente, será de 0,12 considerando o mini baja como um trator de pequeno porte e transitando em um terreno com características entre terra batida e areia. Considerando a massa do veículo seguindo a tabela 2, aplicado a equação 3 temos:

$$F_r = 0,12 * 3433,5$$

$$F_r = 412,02 \text{ N}$$

Tal valor para a resistência ao rolamento é apresentada sobre o veículo a todo momento que este não está em repouso, e faz parte das resistências básicas do veículo.

### 3.2.2. Resistência Aerodinâmica

Novamente, para a resistência aerodinâmica, o sistema de 4x4 não interfere para o seu cálculo. Considerando que as características e dimensões do veículo permanecerão as mesmas, não haverá mudança em relação à esta resistência.

Seguindo a equação 6, as especificações do veículo e considerando um caso crítico à uma velocidade de 50 km/h, temos:

$$F_a = 0,92 * 1,2 * \frac{1,225}{2} * 50/3,6^2$$

$$F_a = 130,54 \text{ N}$$

Este valor, dependente da velocidade, é apresentada sobre o veículo a todo momento que este não está em repouso, e faz parte das resistências básicas do veículo.

### 3.2.3. Resistência ao Gradiente

A situação em que o veículo está percorrendo um terreno com uma angulação positiva, pode ser beneficiada com a adição de um sistema 4x4 devido à maior força transmitida ao chão, porém, será apresentada uma resistência maior devido ao aumento de massa ao veículo. Normalmente esta relação é compensada e os benefícios prevalecem, como será analisado posteriormente.

Considerando as especificações do protótipo (tabela 2) e considerando o caso crítico de um gradiente de 100% (45° de angulação), conforme especificação da competição e utilizando a equação 7 temos:

$$F_g = 350 * 9,81 * \sin 45$$

$$F_g = 2427,85 \text{ N}$$

Esta resistência, dependente da angulação, é apresentada a todo momento que o veículo percorre um terreno com a inclinação ou declive, podendo estar contra ou a favor ao movimento do veículo.

Paralelamente à resistência ao gradiente, podemos calcular a angulação máxima do veículo longitudinalmente em a inclinação, antes que este capote. Para isto, calculamos a reação nas rodas frontais, em situação estática, considerando o último ponto onde há carga nas rodas. Após esse ponto, as rodas frontais perdem contato com o solo e o veículo capota para trás.

Segundo a equação 8 (ângulo de rampa), e desconsiderando a ação da resistência aerodinâmica, ação do ponto de reboque e aceleração, baseando-se nas especificações das coordenadas do CG, para o caso crítico de angulação temos:

$$W_f = (1751,09 * \cos 63) - (3433,5 * \frac{0,37}{1,44} * \sin 63)$$

$$W_f = 8,91 \text{ N}$$

Este resultado representa a menor resistência positiva nas rodas frontais, de forma que a angulação máxima que o veículo pode estar, em situação estática, é de 63°. Esse resultado pode ser observado através da tabela 3, onde se calculou o  $W_f$  para cada angulação, observando o último ponto onde irá ter um resultado positivo, dentre os valores superiores ao valor de 45°, que seria o mínimo esperado como requisito do projeto.

**Tabela 3: Ângulo de rampa x Reação Dianteira**

$\Theta$ (°)	$W_{y_f}$ (N)
45	614,3812
51	416,3808
57	213,8183
63	8,913292
70	-230,108

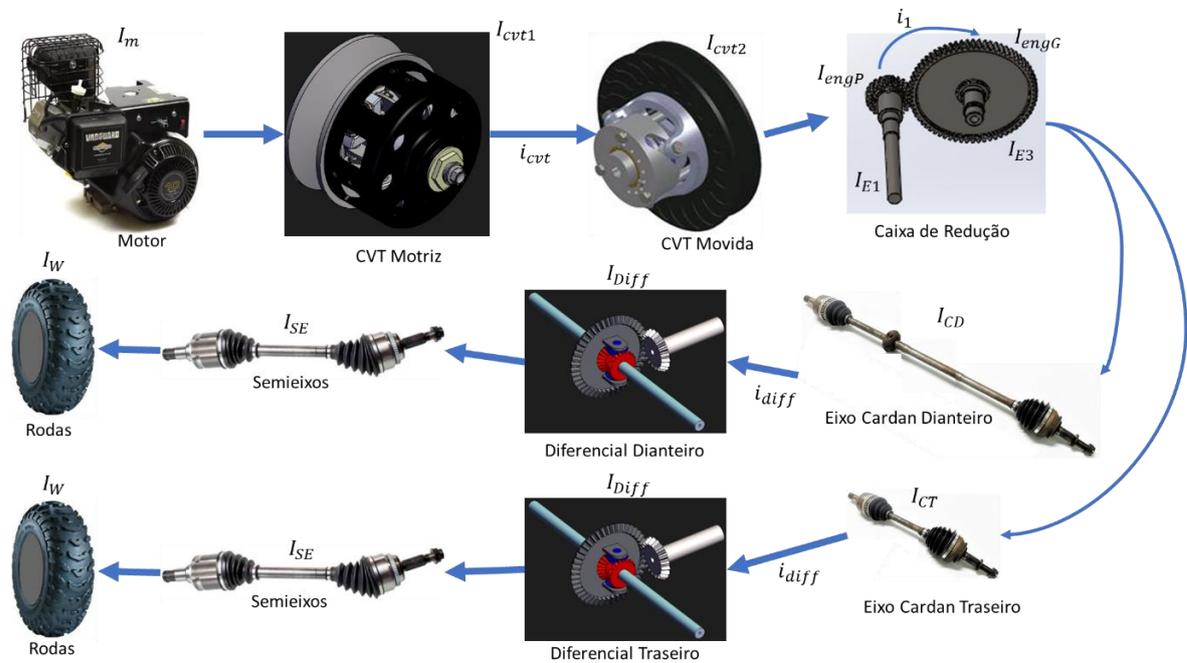
**Fonte: Autoria Própria**

Com isso, o veículo é capaz de superar o gradiente de 100%, tendo as especificações descritas, e gerando uma força capaz de superar as resistências ao gradiente.

#### 3.2.4. Resistência à Aceleração

A resistência à aceleração é consideravelmente afetada pela implementação do sistema 4x4, principalmente por conta da adição de elementos girantes, como diferenciais, eixo cardan e semieixos dianteiros. Para o cálculo desta resistência é

importante a construção do fluxo de transmissão de potência do veículo, como o mostrado na figura 67, para o veículo Baja atual da Mud Runner. O novo fluxo, considerando as modificações propostas devido à implementação do sistema 4x4, é apresentado a seguir.



**Figura 67: Fluxo de potência do sistema de transmissão 4x4**

**Fonte: Autoria Própria**

Uma alteração considerável no fluxo de potência, em relação ao sistema atual 4x2, é a retirada de 1 dos pares de engrenagem da caixa de redução, que está ligada à alteração na redução total da transmissão, a ser detalhada posteriormente. Assim, o equacionamento do fator de massa rotativa para a transmissão 4x4 é mostrado a seguir:

$$\lambda = 1 + \frac{1}{m_{tot} I_{wst}^2} \left\{ (I_m + I_{cvt1}) i_{cvt}^2 i_{diff}^2 + (I_{cvt2} + I_{eixo1} + I_{engP}) i_1^2 i_{diff}^2 + (I_{engG} + I_{eixo3}) i_{diff}^2 + (I_{CT} + I_{CD}) i_{diff}^2 + 2I_{Diff} + 4I_{SE} + 4I_W \right\} \quad (20)$$

Conforme explicado anteriormente, o cálculo da resistência à aceleração é um processo iterativo, e a introdução de componentes inéditos no cenário da equipe é um desafio para este cálculo. Assim, o momento de inércia dos diferenciais foi estimado

baseado em modelagens computacionais do modelo de diferencial escolhido para este projeto. Já o momento de inércia dos eixos cardan foram estimados baseados em modificações feitas na modelagem dos semieixos atuais da equipe, relacionadas principalmente à adaptação do comprimento destes semieixos à nova aplicação. Os demais componentes não apresentaram alteração em seus momentos de inércia (eixo do motor, CVT's, eixos e engrenagens da caixa de redução, semieixos e rodas). Utilizando as estimativas detalhadas anteriormente, o valor do fator de massa rotativa pôde ser calculado.

$$\lambda = 5,8061$$

Para encontrar a aceleração máxima que o veículo pode atingir, divide-se a força trativa máxima que o veículo pode atingir sob qualquer circunstância (limite de tração do veículo no asfalto) pelo peso do veículo. Esta aceleração pode ser expressa em termos da aceleração da gravidade (g).

$$a_{\text{máx}} = \frac{F_{\text{lim\_tr}}}{m_{\text{tot}}} = \frac{3090,15}{350} = 8,83 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 0,90g$$

Utilizando este valor de aceleração máxima e a equação 9, é possível encontrar a força de resistência à aceleração máxima que pode ser imposta sobre o movimento do veículo.

$$F_{\text{ac}} = \lambda * m_{\text{tot}} * a_{\text{máx}} = 5,8061 * 350 * 0,90 = 1828,91 \text{ N}$$

### 3.2.5. Limite de Tração

Como descrito anteriormente, o limite de tração representa a capacidade de transmitir a força gerada nas rodas para o chão, de forma a acelerar o veículo. Esse limite é dependente do peso do veículo sobre as rodas motoras e as características do pneu, conforme visto na equação 14.

Para o veículo 4x4, todo peso do veículo é aproveitado no cálculo já que todas as rodas são motoras, e para o coeficiente de atrito, foram consideradas duas

situações de operação do veículo. A primeira situação é para terra batida, sendo essa uma condição comum nas competições de Baja, e segundo testes realizados pela equipe é considerado  $\mu = 0,6$ . Já na segunda situação, será considerado o asfalto com  $\mu = 0,9$ , sendo esse um terreno comum e ideal para operação da maioria dos veículos automotores, podendo assim, se aproveitar mais das condições de terreno que o Baja também poderá percorrer.

Com isso, temos os seguintes resultados para os limites de tração, terra batida e asfalto respectivamente:

$$F_{\text{lim\_tr\_tb}} = 0,6 * 3433,5$$

$$F_{\text{lim\_tr\_tb}} = 2060,1 \text{ N}$$

$$F_{\text{lim\_tr\_as}} = 0,9 * 3433,5$$

$$F_{\text{lim\_tr\_as}} = 3090,15 \text{ N}$$

Para se ter o melhor aproveitamento da transmissão do veículo e simular situações mais condizentes com a real operação deste, foram feitas algumas considerações.

Primeiramente, foi considerado um limite de tração, para posteriores cálculos de projeto, uma média entre os dois calculados anteriormente, de forma que não gere uma força que será desperdiçada nas principais operações do veículo (terra batida), e que em situações de terreno melhores (asfalto), o veículo possa ter uma performance melhor.

$$F_{\text{lim\_tr\_max}} = \frac{F_{\text{lim\_tr\_tb}} + F_{\text{lim\_tr\_as}}}{2} = 2575,13 \text{ N}$$

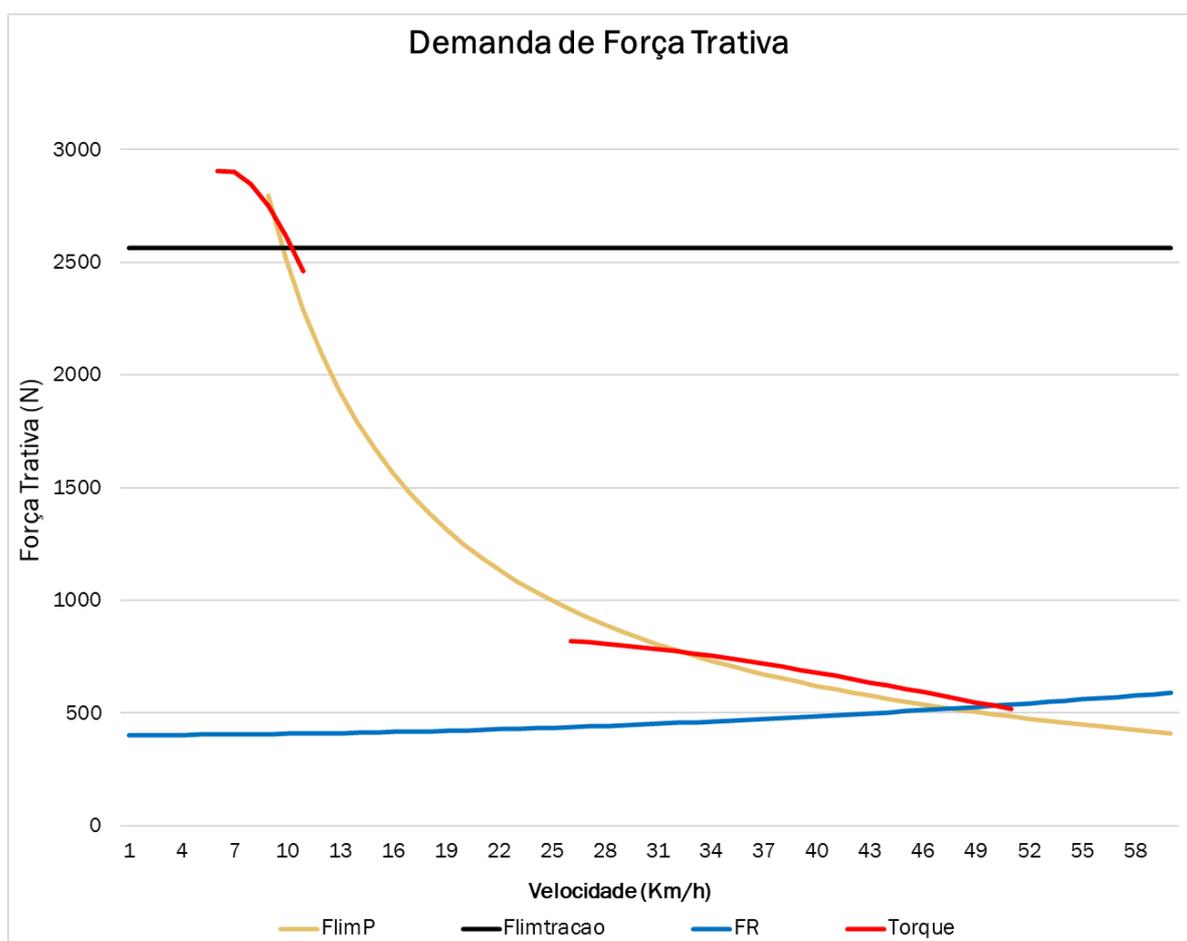
O limite de tração é calculado principalmente para estimar a força trativa máxima que o sistema deverá ser dimensionado para realizar, de forma a não ultrapassar o limite de tração e causar destracionamento do veículo e deslizamento das rodas. Porém, com base em projetos anteriores, é sabido que o trem de força apresenta perdas na transmissão de torque entre os componentes, e é considerado um rendimento de 80% nesta transmissão. Assim, a segunda consideração, não está ligada ao limite de tração em si, mas sim à força trativa máxima que o trem de força

será dimensionado para atingir. Com isso, esta força trativa máxima pode ser calculada como:

$$F_{\max\_tot} = \frac{2575,13}{0,8} = 3218,91 \text{ N}$$

### 3.2.6. Performance

Tendo em vista as especificações do protótipo e após realizados os cálculos das resistências longitudinais do veículo, podemos obter a curva de demanda trativa do veículo. Como dito anteriormente, o gráfico de demanda trativa é muito comum e importante para o dimensionamento do sistema, pois através dele, podemos observar as principais resistências impostas ao veículo, o limite de potência do motor utilizado, e assim termos a curva ideal de transmissão. Na figura 68, é apresentada a curva ideal de transmissão do protótipo 4x4.



**Figura 68 - Gráfico de demanda de força trativa**

**Fonte: Autoria Própria**

Para a curva apresentada, e conforme explicado anteriormente, temos alguns limites indicados. O primeiro sendo o limite de tração, nos indica que qualquer força além deste limite, dentro das condições calculadas, será desperdiçada, pois a roda não será capaz de transmitir todo o torque para o terreno. O segundo limite é a curva de potência do motor, sendo essa a melhor condição possível em que o protótipo poderá operar. E por fim, temos as resistências básicas (aerodinâmica e rolamento), que nos indica a força mínima que o veículo deve apresentar para que possa acelerar.

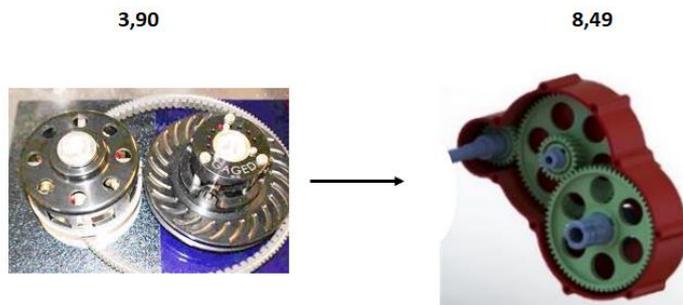
A área no gráfico entre essas 3 curvas, representar toda a faixa útil em que o veículo pode desempenhar, e para que possa ser aproveitado o melhor desempenho possível, o conjunto de transmissão deve trabalhar próximos aos limites superiores dessas curvas. A redução necessária deve oferecer uma redução máxima, capaz de gerar força suficiente próximo ao limite de tração, e uma redução mínima, capaz de gerar força suficiente para aproveitar a velocidade máxima capaz. Entre a redução máxima e mínima, um sistema de troca de redução deve ser utilizado de forma a se manter o mais próximo possível da curva de potência do motor, e para isso, será utilizado o sistema de CVT, conforme utilizado em outros projetos da equipe estudada.

### 3.2.7. Redução Total

Para o cálculo da redução ideal a ser utilizada no carro, utiliza-se como base o limite de tração calculado acima, já explicado. Tem-se então diversos pontos possíveis para alterar a redução total do carro, são eles: CVT, caixa de redução e diferenciais. Como o diferencial utilizado no projeto é comercial e a CVT apresenta diversas dificuldades técnicas e de custo para a equipe, chega-se a opção de se alterar a caixa de redução, que tem sua relação de redução atual em 8,49:1.

Esta alternativa se resume a utilizar os pares de engrenagens já existentes na caixa atual, para isso seriam necessárias modificações de montagem e modificações de projeto no invólucro da caixa.

Na figura 69 é mostrado a sequência de reduções do carro atual:

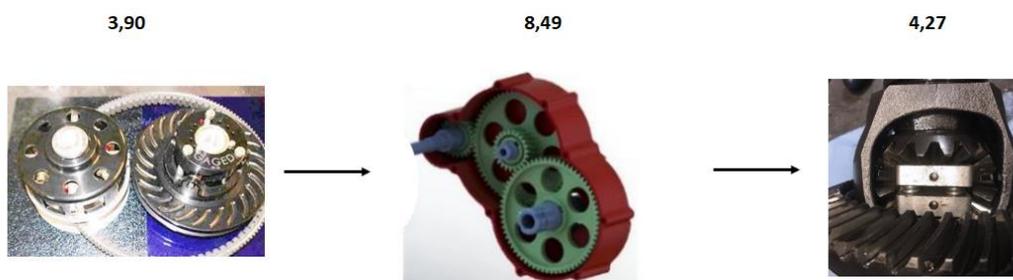


**Figura 69: Redução carro 4x2**

**Fonte: Autoria Própria**

$$R_{\text{total}} = R_{\text{CVT}} * R_{\text{Caixa}} = 3,90 * 8,49 = 33,11$$

Na configuração acima a redução total é de 33,11:1 e abaixo é mostrado a redução do carro apenas adicionando o diferencial na figura 70:



**Figura 70: Redução carro 4x4, sem alteração na caixa de redução**

**Fonte: Autoria Própria**

$$R_{\text{total}} = R_{\text{CVT}} * R_{\text{Caixa}} * R_{\text{Dif}} = 3,90 * 8,49 * 4,27 = 141,38$$

A redução de 4,27:1 do diferencial acima é a redução do diferencial escolhido no projeto. Nesta configuração o carro ficaria com uma relação de redução de 141,38:1, isso seria uma redução além do necessário e até prejudicial para o desempenho do carro. No caso desta redução, o carro ficaria com uma força trativa muito maior que o limite de tração, havendo bastante escorregamento nas acelerações.

Como visto no item 2.1.2.3 a caixa de redução atual é composta de dois jogos de engrenagens, cada um representando uma redução de 2,913:1. O fluxograma

abaixo mostra caso seja considerado apenas um par de engrenagem na caixa de redução, figura 71:

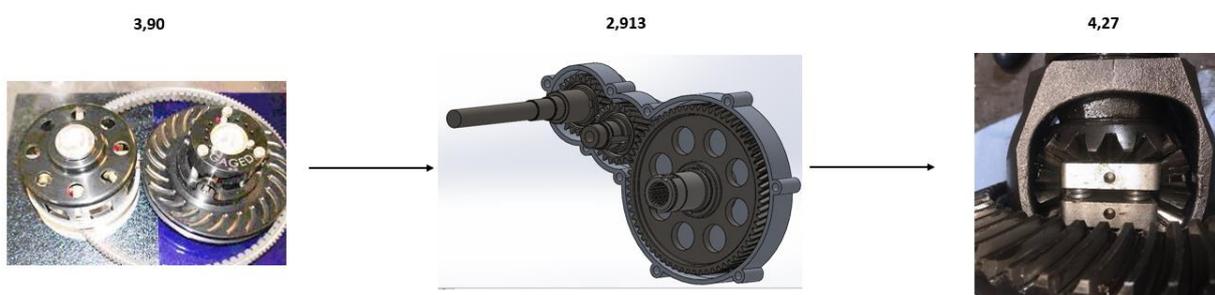


Figura 71: Redução carro 4x4, com alteração na caixa de redução

Fonte: Autoria Própria

$$R_{\text{total}} = R_{\text{CVT}} * R_{\text{Caixa}} * R_{\text{Dif}} = 3,90 * 2,913 * 4,27 = 40,18$$

Nesta nova configuração a redução total será de 40,18:1, bem mais próximo à relação do carro 4x2, porém com maior poder de tração com o sistema 4x4. Percebe-se também, que com uma redução de 40,18:1 o carro ficaria com uma força trativa maior que o limite de tração, mas isso é intencional. É desejável que o carro tenha uma força trativa ligeiramente maior que o limite de tração, caso contrário, quando houvesse uma repentina melhora na aderência o carro não desempenharia de maneira eficaz, pode-se dizer que “faltaria força”.

Fazendo os cálculos da força trativa máxima que o carro apresentaria depois da alteração sugerida acima, conforme mostrado abaixo na tabela 4 e na figura 72.

Tabela 4: Tabela Transmissão 4X4

Motor RPM	Torque (Nm)	Relação CVT x : 1	Relação Fixa x : 1	Rendimento total %	RD95 (m)	Fx1 N	Fx1 após perdas N	Vel. Km/h
2000	18,17	3,90	12,44	83,6019	0,247	3568,10	2982,99	3,84
2200	18,44	3,90	12,44	83,6019	0,247	3621,35	3027,52	4,22
2400	18,57	3,40649	12,44	83,6019	0,247	3186,36	2663,86	5,27
2600	18,64	2,83549	12,44	83,6019	0,247	2661,94	2225,43	6,86
2800	18,57	2,15650	12,44	83,6019	0,247	2017,15	1686,37	9,72
3000	18,44	1,72155	12,44	83,6019	0,247	1598,55	1336,41	13,05
3200	18,17	1,46157	12,44	83,6019	0,247	1337,19	1117,92	16,39
3400	17,90	1,23413	12,44	83,6019	0,247	1112,25	929,86	20,62

3600	17,49	1,07236	12,44	83,6019	0,247	944,49	789,61	25,13
3800	17,08	0,90	12,44	83,6019	0,247	774,25	647,29	31,61
4000	16,61	0,90	12,44	83,6019	0,247	752,74	629,31	33,27
<b>Máx</b>	<b>18,64</b>	<b>3,90</b>	<b>12,44</b>	<b>83,601875</b>	<b>0,247</b>	<b>3621,35</b>	<b>3027,52</b>	<b>33,27</b>

Fonte: Autoria Própria

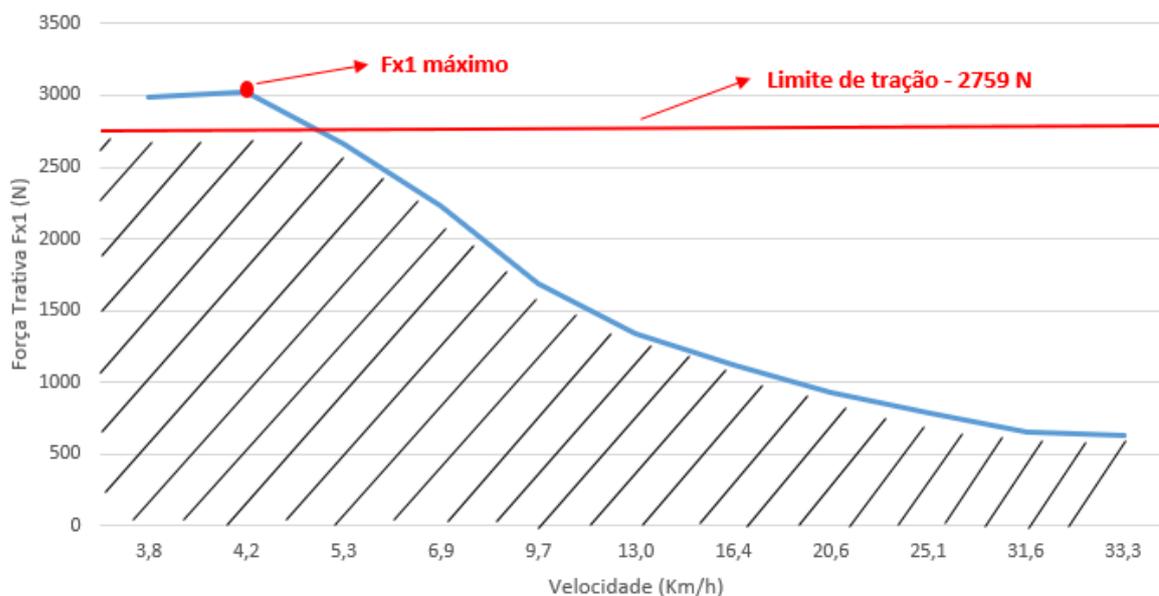


Figura 72: Gráfico Força Trativa x Velocidade

Fonte: Autoria Própria

$$F_{x1,máx} = 3027,52 \text{ N}$$

A força trativa máxima de 3027,52 N é gerada a uma velocidade de 4,22 km/h e é ligeiramente maior que o limite de tração encontrado no item 3.5 de 2759,06 N, isso leva ao fato de o carro ter mais força que o necessário para desenvolver tração ao acelerar, conforme explicado acima.

A área hachurada na figura 70 demonstra todo o regime onde o carro desempenha tração.

Ao considerar a facilidade em se alterar apenas a caixa de redução, utilizando os jogos de engrenagens já existentes na equipe, se torna uma alteração relevante.

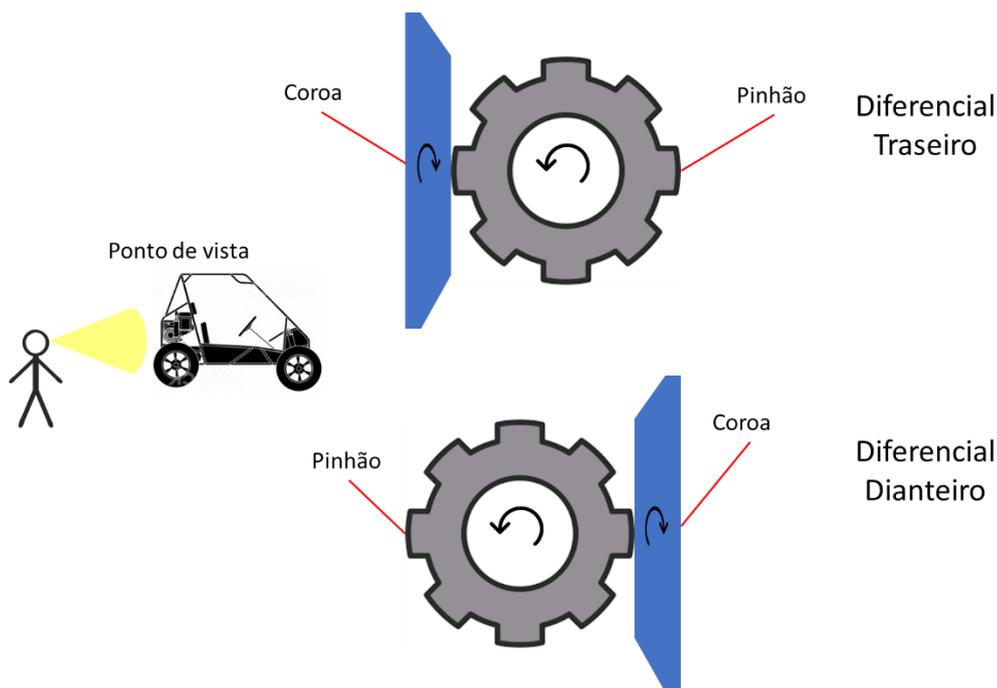
### 3.2.7.1. Redução do diferencial

Conforme citado anteriormente, durante a discussão acerca da escolha do diferencial, há muitos modelos deste componente que podem ser usados de forma a atender satisfatoriamente as necessidades deste projeto, desde que atendam à 3 requisitos principais: ser compatível com as placas de conversão, apresentar configuração perpendicular, apresentar redução dentro da faixa ideal. Considerando a redução máxima da CVT e a redução fixa apresentadas anteriormente, e utilizando os limites de tração na terra batida e no asfalto como limites inferior e superior, respectivamente, para a força trativa, é possível definir a faixa de redução aceitável para o diferencial como sendo entre 3,04:1 e 4,55:1. Dentro desta faixa, qualquer redução atende aos requisitos do projeto, gerando uma força trativa condizente com os limites de tração impostos pelo peso estipulado do veículo e pelo atrito entre pneu e solo, nos dois tipos de terreno mais comuns ao Baja. O cálculo desta faixa aceitável de redução do diferencial visa o auxílio de projetos futuros, principalmente os desenvolvimentos da própria equipe de Baja SAE do CEFET/RJ, para os objetivos deste trabalho, o diferencial escolhido anteriormente continuará sendo utilizado como base para cálculos e posicionamentos.

### 3.2.7.2. Sentidos de rotação

Uma análise importante a ser feita é sobre os sentidos de rotação dos componentes da transmissão, a fim de avaliar se a redução é capaz de proporcionar o sentido de rotação correto às rodas. Esta análise parte do sentido de rotação do eixo do motor e segue todos os componentes rotativos da transmissão, até chegar às rodas. A nova caixa de redução, proposta neste trabalho, possui uma redução total de 2,913:1, o que poderia ser alcançado utilizando apenas 1 par de engrenagens da caixa atual da equipe. Porém, utilizando apenas 1 trem, o sentido de rotação das rodas não seria correto, devido à alteração que os diferenciais causam nesta análise. Assim, foi introduzida uma terceira engrenagem na caixa de redução, com número de dentes igual ao da engrenagem pequena, de forma a não causar alteração na redução total da caixa e corrigir o sentido de rotação das rodas. Além desta ação, para manter o sentido de rotação das rodas dianteiras igual ao das traseiras, o diferencial dianteiro

teve sua posição rotacionada na direção longitudinal do veículo. Isto proporcionou aos diferenciais o mesmo sentido de rotação, o que não seria possível caso estes componentes estivessem posicionados da mesma forma. Isso se deve à posição relativa entre o pinhão e a coroa do diferencial, que para ser mantida igual, necessita da mudança de lado da coroa em relação ao diferencial. Este efeito é mostrado na figura 73.



**Figura 73: Sentidos de rotação - Diferenciais traseiro e dianteiro**

**Fonte: Autoria Própria**

Na figura 74 é mostrado um diagrama dos sentidos de rotação dos componentes da transmissão 4x4 do veículo.



**Figura 74: Fluxograma de sentidos de rotação - Transmissão 4x4**

**Fonte: Autoria Própria**

Assim, fica claro que o sentido de rotação dos semieixos finais, que giram solidários às rodas, está correto, gerando movimento comunicante de todas as rodas e impulsionando o veículo para frente.

### 3.3. DIMENSIONAMENTO – DINÂMICA LATERAL

Para o dimensionamento do protótipo baseado na dinâmica lateral, será analisado apenas as considerações básicas para característica de curva do veículo e pontos onde a aplicação do sistema de 4x4 irá apresentar alguma mudança significativa.

### 3.3.1. Curva de Baixa Velocidade

Para curvas de baixa velocidade, iremos calcular o ângulo de Ackerman, seguindo a equação 16, buscando um valor de raio de curvatura de 2 metros. Este valor representa as curvas encontradas em competições SAE, segundo [17], e oferece um desempenho competitivo para as principais provas.

Outra consideração que será analisada, será o cálculo do raio mínimo de curvatura que o protótipo apresenta, considerando que os componentes de suspensão e direção não tenham alterações com a aplicação do sistema 4x4. Reorganizando a equação 16, podemos encontrar esse valor de raio de curva mínimo.

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \delta_{\text{ideal}} &= 1,44 / 2,00 = 0,72 \\ \delta_{\text{ideal}} &\cong 36^\circ \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R &= L / \operatorname{tg} \delta = 1,44 / 1,15 \\ R &\cong 1,25 \text{ m} \end{aligned}$$

Sendo capaz de manter as configurações de geometria de suspensão e direção, o protótipo ainda apresenta uma excelente performance em curvas de baixa velocidade. Porém, ainda não se é possível garantir que essas configurações serão mantidas, podendo assim ter um desempenho inferior ou superior ao atual, sendo necessário calcular novamente após definições mais concretas.

### 3.3.2. Curva de Alta Velocidade

Para curvas de alta velocidade, podemos avaliar o desempenho do protótipo considerando duas grandes mudanças, sendo essas, a utilização de diferenciais nos eixos de tração e a aplicação do 4x4, sendo ambos os eixos de tração.

Apesar do ângulo de esterçamento dinâmico não depender apenas das forças trativa, podemos avaliar como essas mudanças afetarão qualitativamente o desempenho do veículo. Para algumas análises mais quantitativas, foram usados valores de referência da tabela 2 e de [7].

### 3.3.2.1. Influência do diferencial

Para os cálculos de desempenho em curvas, muitas literaturas consideram os modelos de bicicleta, ou considerações em que as rodas do mesmo eixo podem girar em velocidades diferentes, como visto anteriormente. A análise aprofundada da influência de um sistema *spool* em um veículo é pouco abordada e muitas vezes desconsiderada nos cálculos de projetos anterior da equipe analisada. Porém, de forma qualitativa, é de conhecimento geral que o veículo terá comportamento sub-esterçante na maioria das situações, como visto na figura 55.

Assim, podemos considerar, qualitativamente, que com o uso do diferencial, os cálculos do protótipo seguirão uma abordagem mais realista e condizente com o esperado desempenho de curva prático. Seguindo a metodologia já aplicada pela equipe, com as características e geometria utilizadas, podemos garantir que o uso do diferencial irá beneficiar a característica sobre-esterçante do veículo.

### 3.3.2.2. Influência de tração 4x4

A influência quanto aos eixos de tração é um fator muito mais proeminente nos cálculos tanto de desempenho longitudinal quanto lateral, porém, dificilmente é abordado nos projetos de veículos mini baja, uma vez que é raro encontrar um protótipo que não seja tração traseira.

Um dos parâmetros que irá mudar com essa consideração será o coeficiente de sub-esterçamento. Como visto anteriormente e apresentado por [7], uma das parcelas que contribuem para esta característica é o *K-tration force* ( $K_{tf}$ ), que pode ser calculado através da equação 21.

$$K_{tf} = - \left( \frac{W_f F_{x_f}}{C_{\alpha_f} C_{\alpha_f}} - \frac{W_r F_{x_r}}{C_{\alpha_r} C_{\alpha_r}} \right) \quad (21)$$

Com os dados utilizados na tabela 2, considerando que a tração como a capacidade trativa de cada eixo, e utilizando as considerações feitas por [7] para os

coeficientes de rigidez em curva, podemos calcular a parcela do coeficiente de sub-esterçamento.

$$K_{tf} = - \left( \frac{1751,09}{336,28} \frac{1050,65}{336,28} - \frac{1682,42}{323,09} \frac{1009,45}{323,09} \right)$$

$$K_{tf} \approx 000,29$$

Para o resultado deste coeficiente, que será somado aos outros coeficientes que influenciam o sub-esterçamento, um valor positivo indica que a característica será de sub-esterçamento. Apesar do resultado contrário ao que se busca numa característica de sobre-esterçamento, podemos ver que representa um valor muito pequeno, e que junto aos outros parâmetros, não irá prejudicar a característica sobre-esterçante do protótipo.

Outro ponto que podemos analisar, é que o sistema 4x4 proporciona um equilíbrio do sistema, de forma que apresenta uma característica mais neutra, considerando apenas o parâmetro da força trativa em curva. Também é ressaltado que para um veículo de tração traseira, como é a maioria dos protótipos, esse parâmetro proporciona o sub-esterçamento, e um veículo de tração dianteira seria proporcionado o sobre-esterçamento.

Considerando agora uma abordagem do ângulo de esterçamento que o veículo pode apresentar devido a influência da tração nos dois eixos, podemos ter uma noção através do cálculo pela equação 19. Utilizando os mesmos dados anteriormente, podemos chegar ao resultado.

$$\delta = \frac{57,3 * 1,44 / 2,0}{1 + 1050,65 / 336,28}$$

$$+ \left[ \left( \frac{1751,09}{336,28} - \frac{1682,42}{323,09} \right) - \left( \frac{1751,09}{336,28} \frac{1050,65}{336,28} - \frac{1682,42}{323,09} \frac{1009,45}{323,09} \right) \right] \frac{8,3^2}{9,81 * 2}$$

$$\delta = 10,00307 + [(-0.00004) - (0.00019)]3,51121$$

$$\delta \approx 10^\circ$$

Para tal condição estabelecida, de curva em alta velocidade (30 km/h) e características do protótipo, podemos ver que o ângulo de esterçamento necessário para realizar a mesma curva ideal de 2,0 metros é muito menor que para uma curva em baixa velocidade. Esse valor não representa diretamente o ângulo que se deve esterçar para realizar a curva, mas sim, o ângulo necessário para se manter na trajetória da curva em velocidade constante.

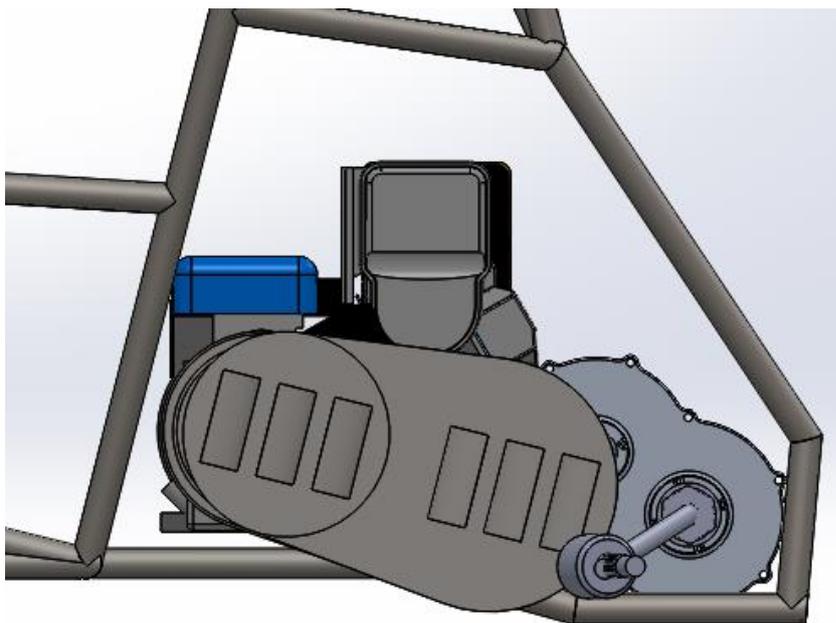
Com isso, podemos observar que nesse caso de curva, se iniciaria com uma angulação de 36° e ao percorrer a curva, se reduz a angulação para 10°. Essa condição indica uma característica sobre-esterçante, onde o veículo estaria “saindo de traseira”, desejável para a equipe.

### 3.4. MONTAGEM DOS COMPONENTES

A fim de garantir a viabilidade de instalação do projeto 4x4 no veículo baja atual da equipe Mud Runner, nesta seção serão abordadas as principais alterações no posicionamento dos componentes de trem de força do veículo, bem como o posicionamento dos novos componentes a serem introduzidos, como diferenciais e eixos cardan.

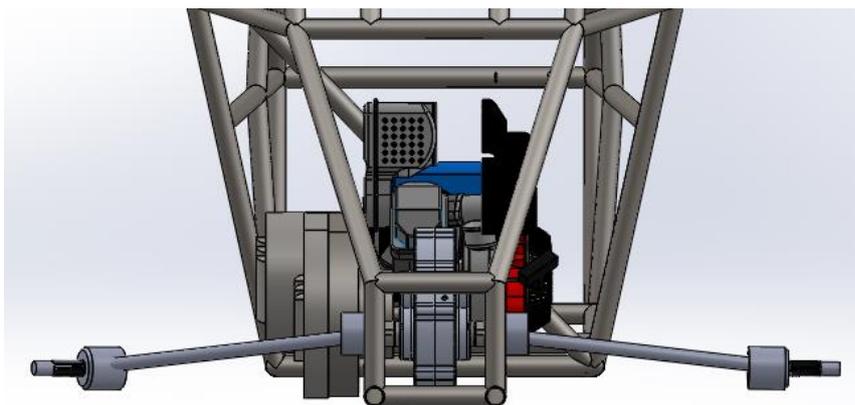
#### 3.4.1. Posicionamento Geral

O posicionamento geral do sistema de trem de força, atualmente, conta com motor, CVT, caixa de redução fixa, semieixos e rodas, com todos os eixos de rotação posicionados de forma perpendicular ao eixo longitudinal do carro, conforme mostrado na figura 75, 76 e 77.



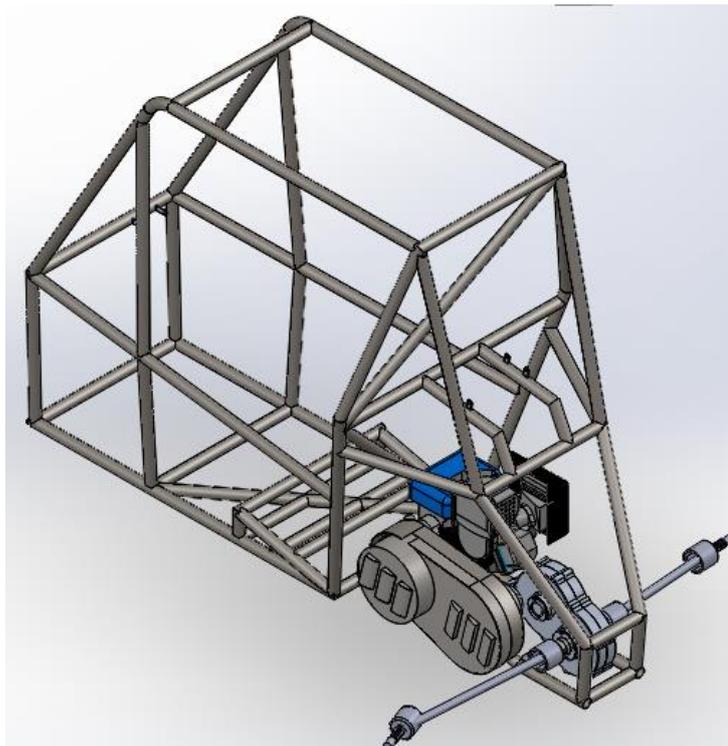
**Figura 75: Vista Lateral do trem de força**

**Fonte: Autoria Própria**



**Figura 76: Vista traseira do trem de força**

**Fonte: Autoria Própria**



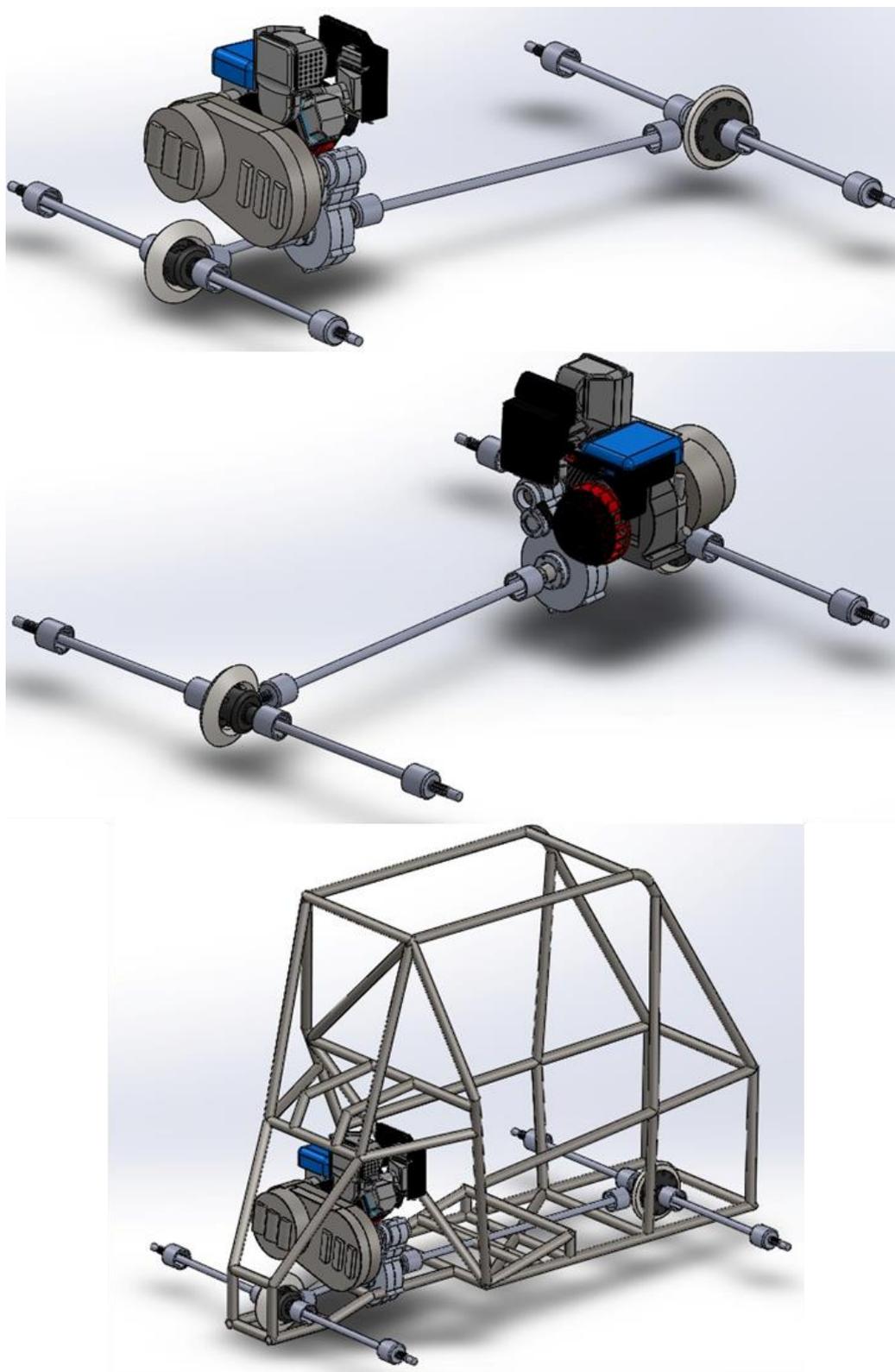
**Figura 77: Vista em perspectiva do trem de força**

**Fonte: Autoria Própria**

Assim, todos os eixos rotativos do sistema apresentam giro na mesma direção do giro necessário às rodas, não havendo necessidades de mudança de eixo de rotação. No entanto, na maioria dos veículos 4x4, esta configuração não é possível, sendo necessária a mudança na direção de rotação, para possibilitar o acionamento das rodas localizadas no eixo oposto ao motor. No caso do veículo baja, o motor é localizado na porção traseira do veículo, e a implementação do sistema 4x4 requer o acionamento das rodas dianteiras, o que impõe um desafio relacionado à qual mecanismo deve ser utilizado para transportar o torque de rotação do motor até as rodas dianteiras, localizadas a uma distância de cerca de 1,3 m, no caso do veículo baja atual. A solução a ser adotada neste projeto, que também é a mais difundida entre os veículos comerciais 4x4, é o uso de eixos cardan e mecanismos de mudança de direção de rotação, como pares pinhão-coroa.

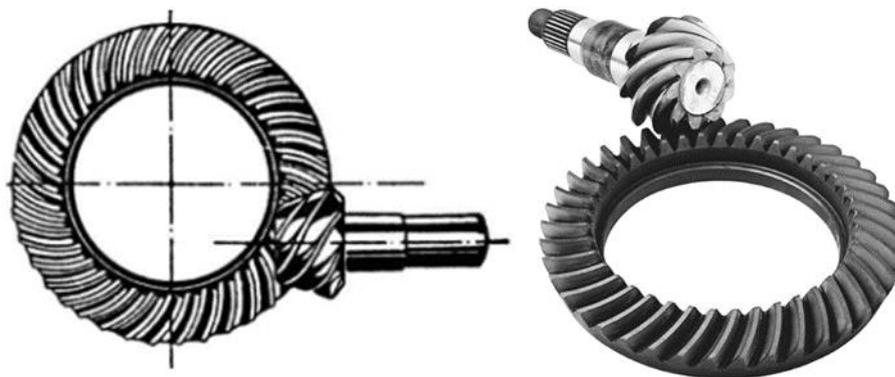
Com a implementação do sistema 4x4, o posicionamento do conjunto motor-cvt-caixa de redução será rotacionado em 90°, posicionando os eixos de rotação destes componentes na direção perpendicular ao eixo de rotação das rodas. Os eixos cardan dianteiro e traseiro serão responsáveis por levar a potência rotativa deste conjunto até os diferenciais dianteiro e traseiro. Nos pares pinhão-coroa dos diferenciais, será feita a mudança de direção de rotação, através da característica

hipóide do Engrenamento, mostrada na figura 79. Nas saídas dos diferenciais são encaixados os semieixos, de forma similar à configuração atual, e estes componentes levam a potência até as rodas. Conforme mostrado na figura 78.



**Figura 78: Montagem do sistema 4x4**

**Fonte: Autoria Própria**



**Figura 79: Configuração hipóide – Engrenamento pinhão-coroa**

Fonte: ALMACINHA, 2002

### 3.4.2. Alterações no Veículo

Esta nova configuração exigirá alterações significativas na estrutura do chassi do veículo, principalmente na região traseira, devido à rotação do conjunto motor-cvt-caixa de redução. Para abrigar adequadamente o novo posicionamento deste conjunto, a estrutura traseira do chassi deverá ser mais larga, já que o conjunto do trem de força traseiro passará a ocupar mais espaço transversalmente ao veículo, em comparação com a configuração atual. Além disso, a porção traseira do chassi também será mais prolongada para trás, já que além do conjunto atual de trem de força, também será inserido o diferencial traseiro. Assim, é esperado um leve aumento na distância entre eixos do veículo, porém as alterações no posicionamento do CG não devem ser significativas, já que a altura dos principais componentes não mudará de forma expressiva. Não obstante, a massa a ser adicionada na traseira do veículo é aproximadamente a mesma massa a ser adicionada na dianteira do veículo, não causando grandes deslocamentos longitudinais do CG.

Além das alterações no chassi, algumas mudanças na suspensão do veículo também serão necessárias, uma vez que o aumento da largura e do comprimento do chassi alteram o comportamento do veículo em dinâmica lateral e vertical. Outro ponto considerável de mudança é no sistema de freios traseiros, que atualmente conta com 1 par disco-pinça, cujo disco fica posicionado no eixo de saída da caixa de redução. O regulamento Baja SAE Brasil [17] especifica que o disco de freio deve ficar posicionado no eixo final do veículo, não podendo haver reduções entre o sistema de freios e o eixo das rodas. Atualmente, o eixo de saída da caixa de redução atende a

este requisito, já que após ele há apenas as juntas homocinéticas e os semieixos, sem reduções, portanto, este eixo é considerado parte do eixo final de potência do veículo. Porém, a implementação dos diferenciais altera esta concepção, uma vez que no par de acionamento de cada diferencial (pinhão-coroa) há uma redução. Assim, para se adequar à implementação do sistema 4x4, o conjunto disco-pinça traseiro do veículo deverá ser posicionado no semieixo ou diretamente dentro das rodas, como hoje já é feito na dianteira do veículo. Como o diferencial não é uma conexão rígida, e permite uma diferenciação de velocidades entre as rodas direita e esquerda do veículo, os freios traseiros deverão contar com 1 par disco-pinça em cada roda, para correto atendimento do regulamento e garantir a segurança do protótipo e do piloto. Isto também representa uma mudança em relação ao sistema atual, que conta apenas com 1 par disco-pinça na traseira do veículo, que por estar localizado no eixo final do veículo (que atualmente se trata de um eixo rígido), é capaz de frear ambas as rodas.

### 3.5. CUSTOS

A maioria das alterações propostas levou em consideração os custos de tal alteração, visando aumentar a facilidade de implementação do sistema 4x4 na equipe Mud Runner e tendo em vista a situação financeira do projeto Baja SAE no CEFET/RJ. Por isso, nesta seção, serão discutidos os principais custos de implementação da transmissão 4x4 proposta neste trabalho, utilizando como base o protótipo do ano de 2022 da equipe.

#### 3.5.1. Custos das Alterações

Os componentes novos a serem introduzidos no veículo, segundo as propostas deste trabalho, são: Diferenciais; Eixos cardan; Juntas universais. No entanto, conforme discutido anteriormente no tópico 3.1.2, os eixos cardan serão fabricados a partir de semieixos que a equipe já possui, e com recursos que a equipe dispõe em sua oficina, portanto, sem grandes custos envolvidos. Sendo assim, os componentes a serem introduzidos que envolverão compras serão os diferenciais e as juntas universais. Além dos componentes novos, o invólucro da caixa de redução

sofrerá alterações, uma vez que a disposição de engrenagens da caixa será alterada. Esta alteração exigirá usinagem especializada, e não é recomendado a fabricação deste invólucro nas instalações à disposição da equipe, e assim, vai requerer custo de serviço de usinagem. Utilizando valores comerciais para os diferenciais e para as juntas, e se baseando em custos de serviços similares realizados na caixa de redução da equipe recentemente, é possível montar a tabela 5 com os valores das alterações. Vale destacar que estes valores são apenas estimativas, e que, caso a equipe adote esta solução definitivamente, os valores dos componentes comerciais e dos serviços deverão ser atualizados.

**Tabela 5: Custos das alterações - Nova transmissão 4x4**

Componente	Custo Unitário	Quantidade	Custo Total
Diferencial Sprinter 310	R\$ 2500,00	2	R\$ 5000,00
Junta universal bi estriada do tipo fêmea-fêmea	R\$ 150,00	6	R\$ 900,00
Eixo estriado	R\$ 60,00	4	R\$ 240,00
Invólucro da caixa de redução (material + usinagem)	R\$ 3985,00	1	R\$ 3985,00
<b>Total</b>			<b>R\$ 10125,00</b>

**Fonte: Autoria Própria**

Apesar de se tratar de um valor expressivo, este custo ainda pode ser considerado baixo, tendo em vista as alterações a serem feitas e os componentes comerciais a serem comprados. Como comparação, é possível utilizar o custo estimado por [19], para fabricação de um sistema diferencial, cuja proposta foi baseada na customização do projeto e da fabricação, o que resultou em um valor de R\$ 19598,01, considerando apenas a fabricação de 1 diferencial. Assim, é possível perceber que a proposta deste trabalho, optando pela utilização extensiva de componentes comerciais e pela reutilização de componentes que a equipe já possui, proporciona uma economia considerável na implementação do sistema 4x4, em relação a um projeto inteiramente novo, tornando esta alteração muito mais viável.

#### 4. CONCLUSÃO

O desenvolvimento do presente estudo possibilitou a análise de como um sistema de transmissão 4x4 AWD afeta a dinâmica veicular, assim como, a forma com que seus componentes (redução, transmissão, suspensão) podem ser impactados por esse sistema.

A partir da análise de dinâmica veicular para o carro da equipe Mud Runner, foi adotado o cenário de baixo custo de implementação, onde não são necessários altos investimentos para fabricação de novas peças, utilizando na maioria dos casos, os componentes já existentes na equipe.

Com a aplicação do sistema 4x4, o carro tende a piorar em velocidade final e aceleração, por conta do aumento das resistências, principalmente a resistência aceleração, como visto nos itens 3.2.1, 3.2.2, 3.2.3 e 3.2.4. Contudo, tende a melhorar em capacidade de contorno de curvas e transpor obstáculos, por conta do acréscimo do diferencial e com isso o aumento da capacidade trativa, como visto nos itens 3.1.1 e 3.2.5. A influência da transmissão proposta neste trabalho nas provas da competição são ilustradas pela tabela 6, baixo:

**Tabela 6: Influência 4x4 nas Provas Baja SAE**

Provas	Influência 4x4
Aceleração, Velocidade e Frenagem	-
Tração	+
Suspensão e Tração	+
Super Prime (Embate)	<b>neutro</b>
Manobrabilidade	+
Enduro de Resistência	+

**Fonte: Autoria Própria**

Pode-se comparar também as características citadas acima do carro 4x4 para o carro 4x2, como mostrado na tabela 7, abaixo:

**Tabela 7: Comparação Características 4x4 vs 4x2**

Características	4x2	4x4	Influência 4x4
Resistência a aceleração	924 N	1829 N	-
Velocidade Máxima	48,8 Km/h	37,4 Km/h	-
Capacidade Trativa	2290 N	2575 N	+

**Fonte: Autoria Própria**

Conclui-se então que, é viável a aplicação de uma transmissão 4x4 AWD em um veículo Baja SAE com base na dinâmica veicular, mesmo com a perda de velocidade final e aceleração, as modificações seriam benéficas ao se julgar as provas que são exigidas na competição, onde as melhorias alcançadas são mais relevantes.

Para os demais projetos, sugere-se a alteração geral do chassi, das mangas dianteiras, da suspensão e direção, além da otimização do sistema 4x4 até onde o sistema for viável.

## 5. BIBLIOGRAFIA

- [1] ARB. **Air Operated Locking Differentials**: Functional Description. [S. l.: s. n.], 201-?. 2 p.
- [2] BARROS, Pedro Renato Pereira. **Simulação da capacidade de tração de um trator 4x2 com tração dianteira auxiliar em diferentes condições de superfície**. Orientador: Daniel Marçal de Queiroz. 2012. 90 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Doutorado, Engenharia agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, 2012.
- [3] BRIGGS & STRATTON. **10 HP Vanguard Engine**. [S. l.], 2019. Disponível em: <https://shop.briggsandstratton.com/products/briggs-and-stratton-19I232-0054-g1-10-hp-vanguard-engine>. Acesso em: 28 fev. 2022.
- [4] CEFET/RJ. Equipe Mud Runner Baja. Relatório de projeto. **26° Competição Baja SAE Brasil 2020 - Etapa Nacional**, Rio de Janeiro, p. 1-15, dez 2019.
- [5] CEFET/RJ. Equipe Mud Runner Baja. Relatório de projeto. **27° Competição Baja SAE Brasil 2022 - Etapa Nacional**, Rio de Janeiro, p. 1-13, jan 2022.
- [6] DELMUNDE, R. L. *et al.* Determinação do coeficiente de arrasto aerodinâmico para um veículo tipo Baja-SAE através de simulação em software SolidWorks®2012. **SCIENTIA PLENA**, ARARAS - SP, v. 9, n. 7, p. 1-6, 2013.
- [7] DUARTE, Brenno Tavares; BARRETO, Juliana Ramos; DO AMARAL, Pedro Trindade. **Análise de Dinâmica Veicular do Protótipo Baja SAE**. 2016. Trabalho de conclusão de curso (Bacharel em Engenharia Mecânica) - CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ, [S. l.], 2016
- [8] FERREIRA, João Victor Mendes. **ANÁLISE DO ESCORREGAMENTO DE UMA TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL EM BANCADA DE TESTE**. Orientador: Prof. Dr. Carlos Magno de Lima. 2020. 54 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação, Engenharia mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, RN, 2020.
- [9] GADOLA, Marco; CHINDAMO, Daniel. The mechanical limited-slip differential revisited: high-performance and racing car applications. **International journal of applied engineering research**, [S. l.], v. 13, n. 2, p. 1478-1495, 27 jun. 2018.

[10] GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, Inc., 1992.

[11] LECHNER, Gisbert; NAUNHEIMER, Harald. **Automotive transmissions: fundamentals, selection, design and application**. Stuttgart: Springer-Verlag, 1999.

[12] MANAVELLA, Humberto. **Princípio de funcionamento da Transmissão Continuamente Variável – CVT**. [S. l.]: Oficina Brasil, 28 jun. 2016. Disponível em: <https://www.oficinabrasil.com.br/noticia/tecnicas/principio-de-funcionamento-da-transmissao-continuamente-variavel-cvt>. Acesso em: 3 mar. 2022.

[13] MARTINS, Lucas Isla. **Modelagem da Transmissão Continuamente Variável de um Veículo off-road**. Orientador: Prof<sup>a</sup> Máira Martins da Silva. 2018. 55 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação, Engenharia mecânica) - Universidade de São Paulo - Escola de Engenharia de São Carlos, São Carlos, SP, 2018.

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

[15] MILLIKEN, William F.; MILLIKEN, Douglas L. **Race car vehicle dynamics**. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, Inc., 1995.

[16] OLIVEIRA, Paulo Gustavo Cândido de. **SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE UM CÂMBIO CONTINUAMENTE VARIÁVEL UTILIZADO EM VEÍCULOS DO TIPO BAJA**. Orientador: BRUNO CAMPOS PEDROZA, D.Sc. 2015. 70 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação, Engenharia mecânica) - Universidade Federal Fluminense, Niterói, RJ, 2015.

[17] SAE BRASIL (Brasil). Regulamento - Emenda 4 - 01/10/2021. 4. **REGULAMENTO ADMINISTRATIVO E TÉCNICO BAJA SAE BRASIL**, [S. l.], p. 1-140, 1 out. 2021.

[18] SAE INTERNATIONAL (EUA). Regulamento - Revision A - 16/08/2021. A. **Collegiate Design Series Baja SAE® Rules**, [S. l.], p. 1-128, 16 ago. 2021.

[19] SOBRAL, Pedro Henrique Braga. **PROJETO DE UM DIFERENCIAL PARA VEÍCULO BAJA SAE**. Orientador: Antônio Manoel Dias Henriques. 2015. 127 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação, Engenharia mecânica) - Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Brasília, DF, 2015.

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