

**Universidade Federal de São Carlos – UFSCar**  
**Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia – CCET**  
**Departamento de Engenharia Mecânica – DEM**

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**PROJETO CINEMÁTICO DO SISTEMA DE  
TRANSMISSÃO DE UM PROTÓTIPO BAJA**

**VICTOR AKIO NISHIGUCHI**

**Orientador:**

**Prof. Dr. Alexandre Tácito Malavolta**



São Carlos - SP – 2018



**Universidade Federal de São Carlos – UFSCar**  
**Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia – CCET**  
**Departamento de Engenharia Mecânica – DEM**

**VICTOR AKIO NISHIGUCHI**

**PROJETO CINEMÁTICO DO SISTEMA DE  
TRANSMISSÃO DE PROTÓTIPO BAJA**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado ao Departamento de Engenharia  
Mecânica da Universidade Federal de São  
Carlos para obtenção do título de Bacharel em  
Engenharia Mecânica. São Carlos, 17 de  
dezembro de 2018.

Orientador: Professor Dr. Alexandre Tácito Malavolta



São Carlos – SP – 2018

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTES  
TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA  
FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE

#### **FICHA CATALOGRÁFICA**

Nishiguchi, Victor Akio

Projeto Cinemático do Sistema de Transmissão de Protótipo Baja. Victor Akio Nishiguchi; Orientador: Prof. Dr. Alexandre Tácito Malavolta - São Carlos, 2018. 78 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de São Carlos, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia.

1. Baja    2. Desempenho    3. Projeto Cinemático    4. Simulação  
5. Sistema de Transmissão

**Universidade Federal de São Carlos – UFSCar**  
**Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia – CCET**  
**Departamento de Engenharia Mecânica – DEM**

VICTOR AKIO NISHIGUCHI

**PROJETO CINEMÁTICO DO SISTEMA DE  
TRANSMISSÃO DE UM PROTÓTIPO BAJA**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado ao Departamento de Engenharia  
Mecânica da Universidade Federal de São  
Carlos para obtenção do título de Bacharel em  
Engenharia Mecânica. São Carlos, 17 de  
dezembro de 2018.

Orientador(a)

---

Prof. Dr. (a) Alexandre Tácito Malavolta  
Universidade Federal de São Carlos

Examinador(a)

---

Dr. (a) Sergio Henrique Evangelista  
Universidade Federal de São Carlos

Examinador(a)

---

Dr.(a) Luis Antônio Araújo  
Universidade Federal de São Carlos



*“Dedico este trabalho à minha família, sobretudo aos meus pais, Alice Terumi Arizono e Agnaldo Tadashi Nishiguchi, e aos meus amigos, por todo o incentivo e auxílio que sempre me deram.*

*Dedico também à Equipe Baja UFSCar, a qual tive a felicidade e satisfação imensa de fazer parte durante meu período de graduação, e que me ofereceu oportunidades que complementaram e transcenderam minha experiência, tanto no âmbito técnico quanto no pessoal.*

*“If you want to go fast, go alone. If you want to go far, go together.” – Provérbio Africano*

*Pau Tora!”*

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço ao Professor Alexandre Tácito Malavolta pela orientação e suporte durante o desenvolvimento deste trabalho, e também aos demais docentes e técnicos administrativos que contribuíram com meu desenvolvimento técnico e profissional durante a graduação.

Em especial, gostaria de agradecer principalmente à Equipe Baja UFSCar, por todo tempo que passei na equipe, por todos os amigos e por todas as oportunidades de amadurecimento, desenvolvimento técnico e pelo prazer de aprender através das experiências passadas durante minha jornada.



## RESUMO

O projeto Baja é um desafio lançado pela SAE (*Society of Automotive Engineers*) aos estudantes universitários de engenharia, com a proposta de projeto e construção de um protótipo fora-de-estrada para competições. Nesse contexto, os sistemas de transmissão estão diretamente ligados ao desempenho dos protótipos desenvolvidos, por estarem relacionados à transmissão da potência fornecida pelo motor às rodas que propulsionam o veículo, que deve ser feita com maior eficiência possível. Dada a natureza competitiva do meio, a demanda por projetos cada vez mais refinados é alta. O sistema de transmissão atual da Equipe Baja UFSCar conta com dois estágios de redução, sendo o primeiro variável, realizado através de uma CVT (*Continuously Variable Transmission*, ou Transmissão Continuamente Variável), e o segundo fixo, através de uma caixa de redução de única velocidade. O objetivo principal do presente trabalho foi definir e aplicar uma metodologia para estimativa do desempenho do protótipo a partir de alguns parâmetros de entrada, estes obtidos de testes e predefinições de projeto, e desenvolver uma ferramenta computacional para simulação da performance do protótipo – esta ilustrada por indicadores de força e velocidade – visando consolidar a metodologia de projeto cinemático utilizado no desenvolvimento do sistema de transmissão da equipe. Além disso, devido à possibilidade de diferentes configurações de funcionamento do câmbio CVT, foi possível, dentre as configurações testadas, definir aquela que forneceria o melhor desempenho, permitindo preparo adequado do componente e do sistema para competições. Após a aplicação da metodologia de análise e desenvolvimento da ferramenta, realizou-se uma análise sobre o protótipo atual desenvolvido pela equipe, o que permitiu confrontar os dados obtidos pela metodologia aplicada com aqueles provenientes de testes em campo com o veículo. Obteve-se correspondência média de cerca de 6%, resultado satisfatório dada à complexidade de estimativa e previsão dos fatores influentes no cálculo das saídas proposta. Portanto, o projeto desenvolvido é válido, mas há oportunidades de otimização e estudos futuros.

**Palavras-chave:** Baja, Desempenho, Projeto Cinemático, Simulação, Sistema de Transmissão.



## **ABSTRACT**

The Baja SAE program is a challenge created by the SAE (Society of Automotive Engineers) for engineering students, with the proposal of designing and building an off-road prototype for racing competitions. In this context, the powertrain system of a vehicle is responsible for transferring the power given by the engine to the wheels, the components that accelerate the car, and, because of that, it is directly related to the performance of the prototype. Given the competitive nature of the field, innovations are highly demanded. The current Powertrain system of the Baja UFSCar team has two stages of transmission, the first being a CVT (Continuously Variable Transmission), and the second a gearbox with only one gear ratio. The main objective of this Project was to estimate the theoretical performance of the team's prototype based on some inputs, which were obtained by tests and definitions about the design of the car, and to develop a computational tool to easily simulate the expected performance, aiming to consolidate the methods applied in this project in the design of the transmission system of the team. Moreover, due to the possibility of having various setups for the CVT, it was possible to define the one which gave the best results between the tested setups, allowing the team to prepare the component correctly for competitions. Finally, after the development of the computational tool, the performance simulation was made for the current prototype of the team, allowing the comparison between the expected and real performance, which resulted in an average correspondence of about 6%. This result is considered satisfactory due to the complexity of the factors involved in the calculations. Therefore, this project is valid, however, there are opportunities for improvements.

**Keywords:** Baja, Kinematic Analysis, Performance, Simulation, Transmission System.



## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	19
1.1. Sistemas de Transmissão de Potência Veicular .....	19
1.2. Projeto Baja SAE .....	20
1.3. Objetivo Geral .....	21
1.4. Objetivos Específicos .....	22
1.5. Motivação.....	22
1.6. Organização da Monografia .....	23
2. SISTEMA DE TRANSMISSÃO DA EQUIPE BAJA UFSCAR.....	24
2.1. Motor.....	24
2.2. CVT ( <i>Continuously Variable Transmission</i> ) .....	26
2.3. Caixa de Redução.....	29
2.4. Semieixos e Cubos .....	29
2.5. Rodas e Pneus.....	30
2.6. Comparação com Sistema de Marchas Escalonadas.....	31
3. FUNDAMENTAÇÕES TEÓRICAS, MATERIAIS E MÉTODOS.....	34
3.1. Indicadores de Desempenho.....	34
3.2. Redução Fixa Ideal.....	35
3.3. Fluxograma de Cálculo .....	35
3.4. Objetivos de Desempenho.....	36
3.5. Ajustes Polinomiais.....	37
3.6. Soma de Riemann.....	38
3.7. 2ª Lei de Newton .....	38
3.8. Curva de Torque e Potência do Motor .....	39
3.9. Curva de Relação de Transmissão da CVT.....	40
3.10. Caixa de Redução .....	42
3.11. Rotação de Engate da CVT.....	43

3.12.	Velocidade.....	44
3.13.	Força Trativa .....	44
3.14.	Forças de Resistência .....	45
3.14.1.	Força de Resistência Inercial .....	45
3.14.2.	Força de Resistência Mecânica .....	46
3.14.3.	Força de Resistência ao Rolamento .....	46
3.14.4.	Força de Resistência Aerodinâmica .....	47
3.14.5.	Força de Resistência Gradiente .....	48
3.14.6.	Força de Resistência Total .....	48
3.15.	Força Líquida .....	49
3.16.	Força e Aceleração Limite de Aderência dos Pneus .....	49
3.17.	Tempo e Distância.....	51
3.18.	Comparativo de Desempenho .....	52
4.	RESULTADOS.....	53
4.1.	Curva de Torque e Potência do Motor.....	53
4.2.	Comparação de <i>Setups</i> da CVT .....	54
4.3.	Redução Fixa Ideal .....	56
4.4.	Desempenho Teórico .....	58
4.5.	Resultados Práticos .....	60
4.6.	Validação da Metodologia .....	61
4.7.	Comparação com Protótipos Passados .....	62
4.8.	Resumo da Transmissão Fixa .....	62
4.9.	Sequência de Projeto.....	64
5.	FERRAMENTA COMPUTACIONAL.....	66
5.1.	<i>Software</i> .....	66
5.2.	Interface e Principais Funcionalidades .....	67
5.2.1.	Entradas Principais.....	67

5.2.2. Indicadores de Desempenho .....	68
5.2.3. Botões de Interface .....	68
5.2.4. Etapas de Cálculo .....	68
5.2.5. Gráficos.....	68
5.2.6. Abas da Planilha .....	68
6. CONSIDERAÇÕES FINAIS .....	69
6.1. Conclusão do Projeto .....	69
6.2. Finalização do Projeto “Moisés” .....	70
6.3. Sugestões de Estudos e Projetos Futuros .....	72
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	74
APÊNDICES .....	76

## LISTA DE FIGURAS

<i>Figura 1 - Caixa de câmbio veicular manual .....</i>	<i>19</i>
<i>Figura 2 - Protótipo Havoc da Equipe Baja UFSCar na competição Baja SAE Regional Sudeste 2017 .....</i>	<i>21</i>
<i>Figura 3 - Características principais do motor utilizado em bajas .....</i>	<i>24</i>
<i>Figura 4 - Curva de torque do motor utilizado em bajas .....</i>	<i>25</i>
<i>Figura 5 - Curva de potência do motor utilizado em bajas.....</i>	<i>25</i>
<i>Figura 6 - CVT na situação de baixa rotação, à esquerda, e alta rotação, à direita .....</i>	<i>26</i>
<i>Figura 7 - Vista explodida da polia motora da CVT da Equipe Baja UFSCar.....</i>	<i>27</i>
<i>Figura 8 - Vista em corte da polia motora na situação inicial (à esquerda) e final (à direita) .....</i>	<i>27</i>
<i>Figura 9 - Caixa de redução do protótipo Havoc (2016) e vista em corte, à direita, em software CAD.....</i>	<i>29</i>
<i>Figura 10 - Exemplo de pneus utilizados em protótipos fora-de-estrada .....</i>	<i>31</i>
<i>Figura 11 - Comparação do comportamento da CVT e uma caixa de 5 marchas .....</i>	<i>32</i>
<i>Figura 12 - Gráfico de potência líquida em um carro de passeio manual de 5 marchas .....</i>	<i>32</i>
<i>Figura 13 - Diagrama de forças atuantes num protótipo baja.....</i>	<i>33</i>
<i>Figura 14 - Fluxograma simplificado das etapas de cálculo .....</i>	<i>36</i>
<i>Figura 15 - Gráfico de perfil de velocidades de escoamento de fluido em um tubo .....</i>	<i>37</i>
<i>Figura 16 - Curva original, à esquerda, e curva subdividida, à direita, para aplicação da soma de Riemann .....</i>	<i>38</i>
<i>Figura 17 - Teste do motor em dinamômetro .....</i>	<i>40</i>
<i>Figura 18 - Teste de tração realizado nas molas da CVT.....</i>	<i>40</i>
<i>Figura 19 - Sensor de efeito Hall, à esquerda, e microcontrolador, à direita, utilizados no teste da CVT.....</i>	<i>41</i>
<i>Figura 20 - Bancada construída para teste de CVT.....</i>	<i>41</i>
<i>Figura 21 - Layout simplificado da caixa de redução da Equipe Baja UFSCar .....</i>	<i>42</i>



<i>Figura 22 - Layout da caixa de redução em software CAD.....</i>	<i>43</i>
<i>Figura 23 - Parâmetros geométricos necessários para o cálculo da força limite de aderência dos pneus .....</i>	<i>50</i>
<i>Figura 24 - Curvas de torque e potência do motor obtidas em teste em dinamômetro .....</i>	<i>53</i>
<i>Figura 25 - Gráfico de comparação das curvas de relação de transmissão para diferentes setups da CVT.....</i>	<i>55</i>
<i>Figura 26 - Comparação do desempenho teórico para os valores de redução fixa testados ..</i>	<i>57</i>
<i>Figura 27 - Gráfico de forças atuantes nas rodas do protótipo com relação à velocidade ....</i>	<i>58</i>
<i>Figura 28 - Gráfico de desempenho do protótipo ao longo do tempo em plena aceleração...</i>	<i>59</i>
<i>Figura 29 - Divisão da malha para análise em elementos finitos de engrenagens .....</i>	<i>64</i>
<i>Figura 30 - Interface da plataforma de VBA .....</i>	<i>66</i>
<i>Figura 31 - Aba principal da interface criada .....</i>	<i>67</i>
<i>Figura 32 - Configuração final do powertrain do protótipo Moisés .....</i>	<i>70</i>
<i>Figura 33 - Vista traseira do protótipo Moisés em software CAD .....</i>	<i>70</i>
<i>Figura 34 – Vista isométrica do protótipo Moisés em software CAD .....</i>	<i>71</i>
<i>Figura 35 - Protótipo Moisés na competição Baja SAE Regional Sudeste 2018 .....</i>	<i>71</i>

## LISTA DE TABELAS

<i>Tabela 1 - Desempenho de protótipos passados e objetivos para o protótipo atual.....</i>	<i>36</i>
<i>Tabela 2 - Rendimentos adotados para os componentes do sistema.....</i>	<i>46</i>
<i>Tabela 3 - Coeficientes de atrito de rolamento para diferentes tipos de solo.....</i>	<i>47</i>
<i>Tabela 4 - Dados de entrada para o cálculo da força de resistência atuante no protótipo ....</i>	<i>49</i>
<i>Tabela 5 - Coeficientes do ajuste polinomial das curvas do motor.....</i>	<i>54</i>
<i>Tabela 6 - Resultados do ensaio das molas da CVT.....</i>	<i>54</i>
<i>Tabela 7 - Coeficientes dos ajustes polinomiais obtidos para cada setup testado.....</i>	<i>56</i>
<i>Tabela 8 - Parâmetros de entrada para o cálculo de redução fixa ideal.....</i>	<i>57</i>
<i>Tabela 9 - Indicadores de desempenho teóricos resultantes dos cálculos.....</i>	<i>59</i>
<i>Tabela 10 - Resultado da prova de aceleração da competição Baja SAE Regional Sudeste 2018.....</i>	<i>60</i>
<i>Tabela 11 - Resultado da prova de velocidade da competição Baja SAE Regional Sudeste 2018.....</i>	<i>60</i>
<i>Tabela 12 - Comparação entre objetivo, resultados teóricos e práticos.....</i>	<i>61</i>
<i>Tabela 13 - Comparação entre o protótipo atual e passados da Equipe Baja UFSCar.....</i>	<i>62</i>
<i>Tabela 14 - Parâmetros principais dos estágios de redução.....</i>	<i>63</i>
<i>Tabela 15 - Parâmetros principais das engrenagens da caixa de redução.....</i>	<i>63</i>

## 1. INTRODUÇÃO

---

### 1.1. Sistemas de Transmissão de Potência Veicular

O objetivo principal do sistema de transmissão de um veículo é transmitir potência do motor às rodas de tração para acelerar o veículo, tentando fazê-la da forma mais eficiente possível para melhor aproveitamento do combustível disponível. Por esse motivo, o sistema está diretamente ligado ao desempenho do veículo. No âmbito automobilístico, a demanda por inovações nos projetos é inerente e indispensável, dada a natureza competitiva do meio.

Há diversos tipos de sistemas de transmissão de potência. Entre os mais conhecidos, podemos destacar as correntes, correias e engrenagens. O sistema de trem de engrenagens é utilizado, por exemplo, nos câmbios dos veículos utilizados no dia a dia, como os carros de passeio e caminhões.

Uma das funções do sistema de transmissão é adaptar o veículo às necessidades de determinada situação. Por exemplo, ao iniciar a aceleração do veículo, há uma exigência grande de torque nas rodas para acelerar toda a massa estática do carro. Com o aumento da aceleração, essa exigência diminui uma vez que o corpo já está em movimento. Assim, em uma caixa de câmbio de cinco marchas, a primeira é destinada a fornecer grande quantidade de torque às rodas e, com o aumento da marcha, a multiplicação do torque fornecido pelo motor é reduzida, mas é possível atingir velocidades mais altas. A seguir, na **Figura 1** é mostrada uma caixa de transmissão veicular

*Figura 1 - Caixa de câmbio veicular manual*



Fonte: <http://www.rprcaixasdecambio.com.br/wp-content/uploads/2016/03/caixa-cambio.png>

O conceito de multiplicação do torque e velocidade é conhecido como relação de transmissão. Os projetos dos sistemas de transmissão contêm sempre uma relação de transmissão entre a entrada e a saída do sistema. De um modo geral, procura-se aumentar o

torque fornecido pelo motor e reduzir a rotação. Nesse caso, a relação de transmissão é frequentemente chamada de redução, e o sistema mecânico correspondente de redutor.

Voltando ao exemplo de um veículo, é comum que as três primeiras marchas do veículo possuam redução com valor superior a 1, ou seja, aumentem o torque reduzindo a rotação. A quarta marcha comumente possui uma relação de 1:1, ou seja, mantém as condições fornecidas na entrada do sistema. Por fim, a quinta marcha, com a finalidade de obter velocidades maiores, possui um valor de redução inferior a 1. Já que a exigência de torque é baixa, é possível estabelecer um valor de redução baixo para que seja possível atingir maiores velocidades e, ao mesmo tempo, operar na faixa de máxima potência do motor.

Em resumo, os sistemas de transmissão têm a função de adaptar o força (torque) e a velocidade (rotação) fornecidos pelo motor para as condições impostas durante o funcionamento do sistema.

## **1.2. Projeto Baja SAE**

O projeto Baja é um desafio lançado pela SAE (*Society of Automotive Engineers*, ou Sociedade de Engenheiros de Mobilidade) aos estudantes de engenharia, cuja proposta é o projeto, planejamento e construção de um protótipo fora-de-estrada para competições. Dessa forma, os alunos são responsáveis por toda concepção do produto, desde a análise das exigências do produto, estudo e formulação dos conceitos de engenharia empregados, até a fabricação das peças e a montagem do produto final (SAE Brasil, 2018).

A modalidade existe há cerca de 25 anos no Brasil, e foi implementada pouco depois da consolidação da SAE Brasil. Desde então, são promovidas competições em âmbito nacional e regional.

Para elucidar a popularidade do programa Baja, na competição Baja SAE Brasil de 2018, realizada em março, estiveram presentes mais de 80 equipes de diversas instituições de ensino superior, enquanto que a competição Baja SAE Regional Sudeste do mesmo ano contou com mais de 30 equipes participantes.

A Equipe Baja UFSCar, após um período de inatividade, foi reestruturada junto à consolidação do curso de Engenharia Mecânica na UFSCar, em 2009. A partir de sua reformulação, a equipe tem participado das competições desde o ano de 2011, obtendo como melhores colocações o 11º lugar na competição Regional Sudeste de 2015, e 30º lugar na competição Nacional de 2016.

Atualmente, a equipe é composta de alunos de diversos cursos, com destaque às engenharias. A divisão da equipe segue três segmentações principais, as quais são: administração, manufatura e projeto. Dentro dessas três áreas principais, há, ainda, subdivisões, chamadas pastas. A área de projeto é composta pelos subsistemas do carro, levando a uma estrutura formada por cinco pastas principais: cálculo estrutural, design, eletrônica, freios, suspensão e direção, e o sistema de transmissão (*powertrain*).

Na **Figura 2**, é mostrado o protótipo *Havoc*, último desenvolvido pela equipe (ano de 2016), durante a competição Baja SAE Regional Sudeste 2017.

**Figura 2** - Protótipo *Havoc* da Equipe Baja UFSCar na competição Baja SAE Regional Sudeste 2017



*Fonte: Autoria Própria*

Devido às exigências da competição, o protótipo *Havoc* estaria fora da validade para participar das competições para o ano de 2018. Além disso, não foram obtidos bons resultados com carro nas competições em que ele foi utilizado. Por esse motivo, a equipe optou pelo desenvolvimento de um novo protótipo. Assim, a realização do presente projeto foi coincidente ao desenvolvimento do novo protótipo da equipe.

### 1.3. Objetivo Geral

O objetivo principal do presente projeto foi propor uma metodologia para o projeto cinemático do sistema de transmissão de um protótipo baja, visando, a partir de parâmetros

obtidos de testes e bibliografias, simular o desempenho teórico esperado para o protótipo, avaliando, sobretudo, indicadores de força e velocidade.

Buscou-se, também, desenvolver uma ferramenta computacional de interface simples, empregando a metodologia desenvolvida, de modo a agilizar o desenvolvimento do projeto do sistema de transmissão e a análise do desempenho.

Por fim, Ortiz (2016) enaltece a importância da aplicação da gestão de conhecimento dentro das organizações, de modo a reter os conhecimentos e utilizá-los como fonte de consulta para projetos futuros, evitando a recorrência de erros e garantindo evolução do projeto. Por esse motivo, objetivou-se formular esse trabalho para servir, também, como arquivo de manutenção do conhecimento da Equipe Baja UFSCar

#### **1.4. Objetivos Específicos**

- Estudo sobre motor utilizado na categoria Baja SAE;
- Estudo de uma transmissão do tipo CVT, sobretudo quanto à mudança de comportamento dinâmico com mudança de configuração do componente;
- Análise de forças atuantes nas rodas do protótipo baja;
- Definição do valor de redução fixa ideal para o protótipo da Equipe Baja UFSCar;
- Análise do desempenho teórico do protótipo atual da Equipe Baja UFSCar;
- Desenvolvimento de ferramenta computacional com interface simples, para rápida simulação do desempenho esperado do protótipo;
- Documentação do desenvolvimento do projeto para garantia da Gestão do Conhecimento da Equipe Baja UFSCar.

#### **1.5. Motivação**

A motivação principal para o desenvolvimento do projeto foi a participação do autor na Equipe Baja UFSCar entre os anos de 2012 e 2018, participando do projeto do sistema de transmissão durante um ano e oito meses, período no qual foi cumprido um ciclo completo de desenvolvimento de projeto.

Ainda, como mencionado anteriormente, o período de realização deste projeto foi coincidente com o desenvolvimento do novo protótipo da equipe e, com isso, seria possível fornecer suporte aos membros atuais da equipe para finalização do projeto do sistema.

Além disso, devido à complexidade dos conceitos e à alta rotatividade dos membros da equipe, nota-se uma dificuldade de desenvolvimento do projeto do sistema. Com isso, outra motivação do presente projeto foi fornecer uma ferramenta de uso simples ao usuário, no qual são inseridos dados de entrada provenientes de testes e bibliografias para a avaliação da performance teórica do protótipo, definindo-se parâmetros necessários para continuação do projeto do sistema.

Espera-se, através da conclusão desse projeto, a consolidação do projeto cinemático de *Powertrain* da equipe, estabelecendo-se uma metodologia eficiente e precisa para próximas gerações da equipe.

## **1.6. Organização da Monografia**

Primeiramente, na seção seguinte, será apresentado a configuração do sistema de transmissão da Equipe Baja UFSCar. Em seguida, serão explanados os fundamentos de cálculo e a metodologia de análise aplicada, junto ao detalhamento dos parâmetros de entrada, testes, entre outros conceitos relevantes. No capítulo seguinte, serão apresentados os resultados teóricos obtidos através dos cálculos desenvolvidos e os resultados obtidos na competição, bem como a validação da metodologia. Na seção destinada à ferramenta computacional de cálculo, será exposto o procedimento de desenvolvimento da interface e sua estrutura, bem como suas principais funções. Por fim, serão feitas as considerações finais acerca do projeto e, também, sugestões de melhoria e projetos futuros.

## 2. SISTEMA DE TRANSMISSÃO DA EQUIPE BAJA UFSCAR

De um modo geral, os sistemas de transmissão das equipes de baja possuem estrutura similar. São compostos de um motor padronizado pela SAE, dois estágios de redução, sendo o primeiro variável e o segundo fixo, seguido de semieixos que conectam a caixa de redução aos cubos que, por sua vez, são acoplados ao conjunto roda e pneu. Além disso, uma exigência da SAE é que o protótipo seja obrigatoriamente equipado com proteções para partes rotativas, a fim de evitar possíveis acidentes durante a competição.

Nessa seção, serão detalhados os componentes do sistema, apontando sua relação e importância com o desempenho do protótipo.

### 2.1. Motor

O motor utilizado em protótipos baja é padronizado para todas as equipes que participam de competições Baja SAE, de modo a nivelar o desempenho do veículo e, por consequência, dar maior relevância ao projeto de transmissões das equipes uma vez que este será o principal diferencial em termos de desempenho em dinâmica longitudinal.

O motor é à combustão e da marca Briggs & Stratton® de 305cc, à gasolina, 4 tempos, monocilíndrico e com potência nominal de 10cv @4000 RPM e torque nominal de 18,7N.m @2600 RPM. Por ser um motor à combustão, ele transforma energia térmica provinda da explosão da gasolina em energia mecânica. Vale ressaltar que o motor possui diversas exigências quanto ao regulamento das competições, como, por exemplo, possuir peças originais do fabricante, não podem ser alterados internamente e possuem limitações de regulagem. O descumprimento das regras pode resultar em perda de pontos ou até eliminação das competições, nas quais há algumas inspeções feitas pela SAE. O exemplo de modelo do motor é mostrado, junto às suas características principais, na **Figura 3**.

*Figura 3 - Características principais do motor utilizado em bajas*

Características Principais do Motor	
Especificação	Valor
Potência Nominal	10cv @ 4000RPM
Torque Nominal	18,7N.m @ 2600RPM
Número de Cilindros	1
Cilindradas	305cc
Combustível	Gasolina
Tipo	4 tempos



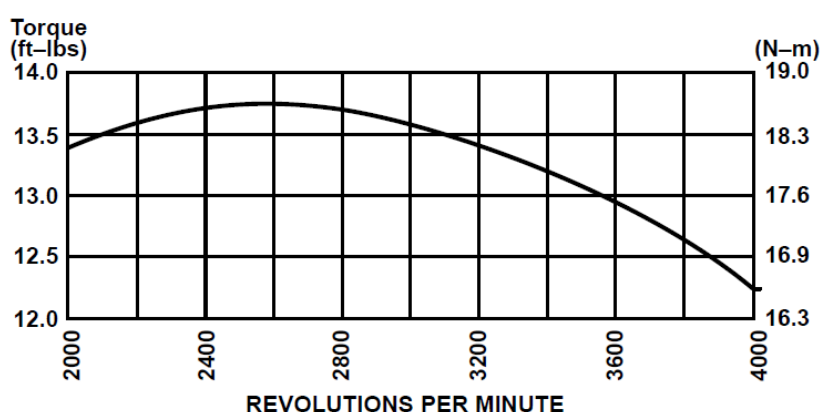
*Fonte: Briggs & Stratton*



Com relação ao motor, os dados de entrada necessários para cálculo de desempenho são as curvas de torque e potência, dadas em função da rotação do motor. Tais curvas são essenciais pois, através delas, torna-se possível calcular o valor efetivo de força disponível nas rodas para acelerar o veículo, após passar pelos estágios de transmissão.

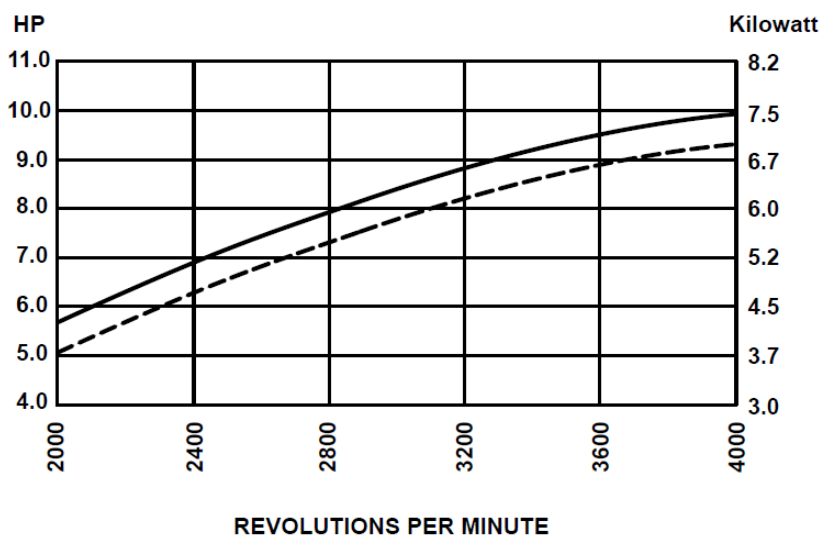
Essas curvas são normalmente fornecidas pelos fabricantes dos motores. No caso do motor utilizado em baixas, as curvas de torque e potência são apresentadas na **Figura 4** e **Figura 5**, respectivamente.

*Figura 4 - Curva de torque do motor utilizado em baixas*



*Fonte: Briggs & Stratton*

*Figura 5 - Curva de potência do motor utilizado em baixas*



*Fonte: Briggs & Stratton*

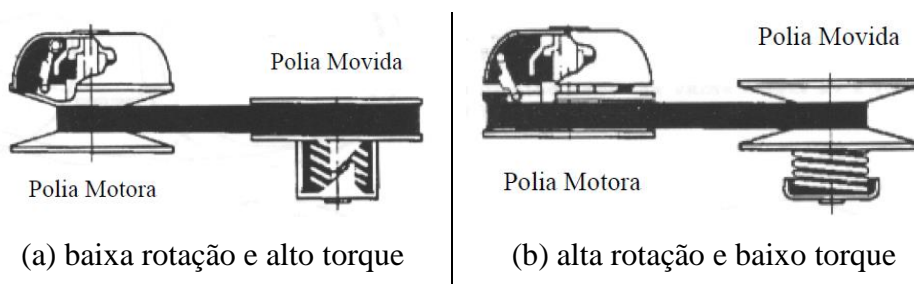
Porém, apesar de serem fornecidas pelo fabricante, as curvas apresentadas são genéricas para o modelo do motor, ou seja, curvas de projeto do componente. Por esse motivo, há variações no comportamento para cada componente fabricado e montado, apesar de serem de mesmo modelo.

Assim, para refinar o projeto, uma das possíveis soluções é obter as curvas de torque e potência do motor através de um dinamômetro. Esse tipo de mecanismo permite acoplar o eixo do motor à máquina e, assim, verificar o desempenho real do motor testado. Portanto, recomenda-se essa prática para que se garanta maior precisão nos cálculos.

## 2.2. CVT (*Continuously Variable Transmission*)

O primeiro estágio de redução do protótipo corresponde a um mecanismo CVT (*Continuously Variable Transmission*, ou Transmissão Continuamente Variável). Esse componente consiste em um par de polias acopladas por uma correia dentada em formato “V” e possui relação de transmissão variável. Isso significa que a redução que ela fornece possui valor variável, dependendo da rotação do motor fornecida à polia motora. Sendo assim, a CVT começará com uma redução que confira mais torque ao sistema, pois, em marcha lenta, é necessário alto torque para acelerar o veículo. Uma vez acelerado, a redução vai diminuindo de valor gradativamente, pois a requisição de torque é menor e deseja-se que o veículo aumente a velocidade. Em suma, a CVT muda o balanço entre torque e velocidade de forma automática, de acordo com a rotação do motor fornecida a ela. Assim, com a aceleração contínua do motor, podemos dizer que, em uma comparação com um sistema de marchas escalonadas, a CVT sobe as marchas automaticamente. Para ilustrar melhor o funcionamento do componente, é mostrada, na **Figura 6**, a CVT nas situações de marcha lenta e marcha alta.

**Figura 6** - CVT na situação de baixa rotação, à esquerda, e alta rotação, à direita

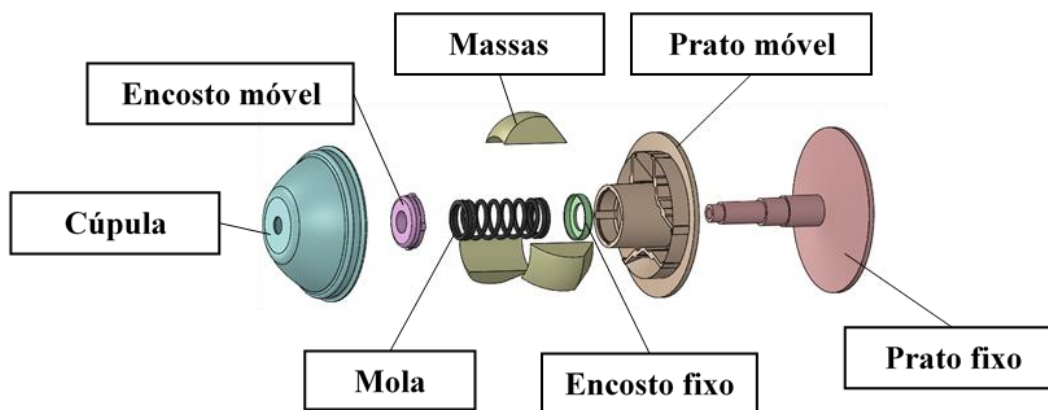


Fonte: Albuquerque (2003)

A Equipe Baja UFSCar utiliza, desde 2015, CVT da marca CVTech-AAB®. A escolha foi feita pois a empresa possui um programa de patrocínio para equipes de baja, oferecendo um produto de qualidade junto a um *kit de setup* contendo opções de correias, massas e molas por um preço acessível. Há opções de outras marcas, como a *Gaged Engineering*®, utilizadas na categoria que oferecem melhor performance, mas por preços não compatíveis com a condição financeira da equipe.

O acionamento do sistema, ou seja, o atuador que realiza a troca de marchas do componente, está localizado na polia motora. Na **Figura 7**, é mostrada uma vista explodida da polia motora da CVT da equipe.

**Figura 7** - Vista explodida da polia motora da CVT da Equipe Baja UFSCar

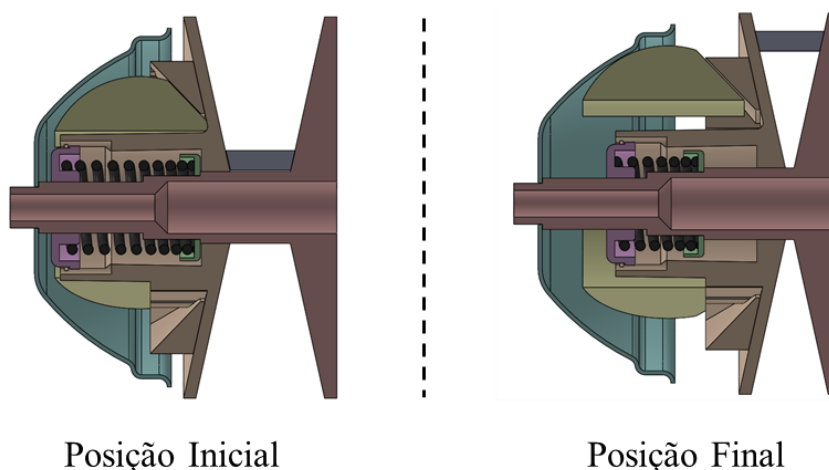


Fonte: Ferreira (2018)

As massas da polia estão sujeitas a aceleração centrífuga devido à rotação fornecida pelo motor. Com isso, elas correm sobre as respectivas pistas localizadas no prato móvel. Ao deslizar, as massas se colidem com a face interna da cúpula, que é um componente fixo. Por esse motivo, a força das massas é aplicada sobre o prato móvel que por sua vez desliza no eixo do prato fixo. Então, a correia, que é apoiada sobre as faces do prato, se deforma acompanhando o deslizamento dos pratos e, assim, varia o diâmetro efetivo das polias.

Para ilustrar melhor o funcionamento do atuador, é mostrado, na **Figura 9**, uma vista em corte da polia motora na situação inicial (baixa rotação) e na situação final (alta rotação) do movimento.

**Figura 8** - Vista em corte da polia motora na situação inicial (à esquerda) e final (à direita)



Fonte: Ferreira (2018)

A polia movida, devido à tensão na correia devido à alteração do diâmetro efetivo da polia motora, também possui o diâmetro efetivo alterado, de modo a conservar o comprimento da correia. Assim, a relação de transmissão é variada.

A CVT utilizada pela equipe possui uma faixa de relação de transmissão que varia de 3 até 0,43. Assim, um dos objetivos para que se consiga bom desempenho é garantir que a CVT se mantenha com relação de transmissão próxima a 3 durante o início da aceleração, de modo a fornecer mais torque às rodas, para depois começar a variar a redução. Em máxima aceleração, deseja-se que o componente esteja próximo ao limite mínimo fornecido pelo fabricante e que o motor esteja na rotação de potência máxima.

Para controlar a variação da relação de transmissão, deve-se alterar os componentes internos das polias, uma vez que o acionamento é completamente mecânico. É possível alterar as massas, molas e a pré-tensão aplicada nas molas. Assim, para cada configuração (*setup*), será obtido um comportamento diferente.

Uma opção para prever o comportamento do componente é desenvolver um modelo matemático do sistema, como estudado nos trabalhos de Albuquerque (2003) e Ferreira (2018). Outra alternativa é fazer testes monitorando, de forma simultânea, a velocidade de rotação das duas polias, possibilitando o cálculo da relação de transmissão. Para este trabalho, optou-se pela segunda alternativa.

Com relação à eficiência do componente, os fatores que possuem grande interferência são: distância entre-centros, que, quando ajustada incorretamente, provoca escorregamento da correia; estado de conservação da correia, uma vez que o componente perde aderência com a utilização; e temperatura, uma vez que o componente funciona a partir do atrito, calor é gerado e, devido ao aquecimento, a correia perde aderência nas polias.

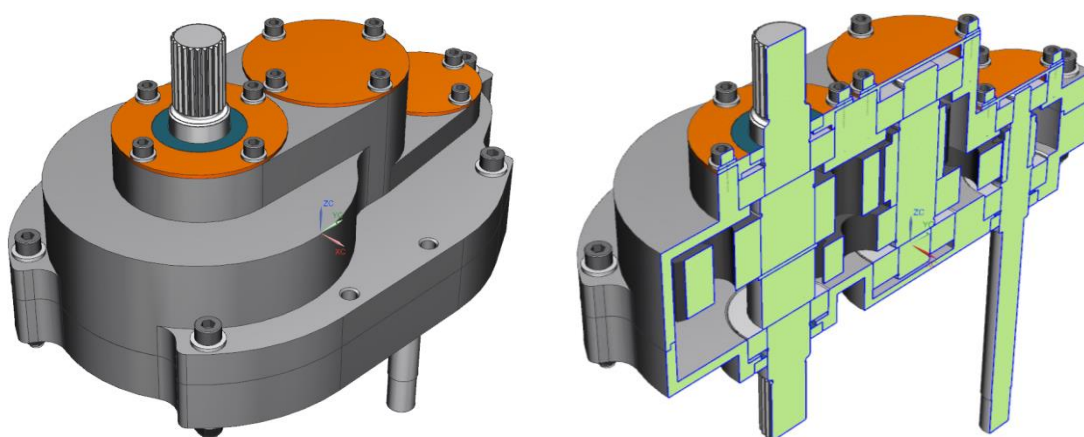
Quanto à temperatura, uma das exigências da competição é que as partes rotativas estejam protegidas por carcaças, não podendo ficar expostas, a fim de evitar acidentes. Assim, uma prática comum entre as equipes é desenvolver um sistema de refrigeração do componente para evitar a perda de eficiência pelo aquecimento, utilizando o ar disponível para ventilar o componente.

Por fim, Bresolin (2012) e Sano (2013) realizaram experimentos utilizando modelos de CVT comumente utilizados em bajas, com a finalidade de verificar o rendimento real do componente levando em conta fatores como temperatura e estado de conservação da correia. A partir das análises feitas, optou-se por utilizar, no presente projeto, uma eficiência constante de 80% para a CVT.

### 2.3. Caixa de Redução

A CVT não é capaz de transmitir, sozinha, torque necessário para garantir o bom funcionamento e desempenho do protótipo. Daí a necessidade de um segundo estágio de redução, que se trata de uma caixa de redução de única velocidade. Na **Figura 9** é mostrado um exemplo do componente. No caso, trata-se da caixa de redução do protótipo passado da Equipe Baja UFSCar.

*Figura 9 - Caixa de redução do protótipo Havoc (2016) e vista em corte, à direita, em software CAD*



*Fonte: Autoria Própria*

Vale ressaltar que é possível utilizar maior número de velocidades no componente, como, por exemplo, explorado no trabalho de Toledo (2015), no qual é proposto uma configuração com duas marchas, sendo uma focada em priorizar aceleração, e a outra velocidade. Entretanto, a adição de mais velocidades torna o projeto mais complexo, uma vez que há a necessidade de projetar um acionamento de troca de marchas, maior número de componentes e mais interações, o que deixa o projeto mais vulnerável a erros.

Por questões de simplicidade, a Equipe Baja UFSCar utiliza uma única marcha, buscando um bom compromisso entre aceleração e velocidade, mas com leve priorização ao desempenho de aceleração por considerar esse parâmetro mais relevante devido à alta necessidade de tração durante as provas das competições.

### 2.4. Semieixos e Cubos

Semieixos são responsáveis por conectar a caixa de redução aos cubos de roda, fazendo a transmissão de potência de um componente para outro. De um modo geral, a escolha do componente se dá em conjunto com o sistema de suspensão do veículo, uma vez

que, durante o funcionamento do protótipo, os semieixos são deslocados verticalmente de acordo com o trabalho da suspensão, de modo a garantir estabilidade ao transpor obstáculos.

Para o sistema de transmissão, as características relevantes dos semieixos são a massa e a capacidade de transferir potência e rotação de forma eficiente e uniforme, até em situações de transposição de obstáculos.

As opções comuns para o projeto dos semieixos são: eixo rígido, que possui um único eixo conectando ambas as rodas de tração; semieixos homocinéticos, que possui juntas homocinéticas nas pontas dos semieixos, de modo a garantir a transmissão uniforme de potência e movimento – esta construção é a utilizada atualmente pela Equipe Baja UFSCar; e semieixos com juntas universais nas pontas, que possui construção semelhante aos semieixos homocinéticos.

Quanto aos cubos, o projeto depende do modelo de rodas escolhidos e também do tipo de conexão escolhido para os semieixos. Ademais, critérios de eficiência e massa também são de interesse para o sistema, esta última para diminuir inércia geral do veículo. Porém, é necessário manter a robustez da peça devido aos carregamentos ocasionados pela interação dos pneus com a pista

## 2.5. Rodas e Pneus

O conjunto roda e pneu é de extrema importância para o veículo, uma vez que é o componente que possui ligação direta com o solo. Além de fornecer tração ao veículo, os pneus possuem importância muito grande para o sistema de suspensão, tanto em quesitos de estabilidade lateral quanto vertical do veículo. Em termos do projeto Baja, a exigência aumenta por se tratar de uma competição automobilística, requisitando bom desempenho dos carros em qualquer situação, e também por possuir pistas com muitos obstáculos e de terrenos acidentados.

Os pneus utilizados em protótipos fora-de-estrada são diferentes dos usados em carros de passeio. Como principal disparidade, os pneus fora-de-estrada possuem gomos na face exterior, os quais contribuem para garantir a tração do protótipo em terrenos arenosos ou de barro, ou seja, terrenos sujeitos ao escorregamento dos pneus. No caso de protótipos do tipo baja, tanto os pneus de tração quanto os direcionais devem possuir boa aderência com o solo.

Um exemplo de pneu fora de estrada é mostrado na **Figura 10**, ilustrando os gomos citados.

**Figura 10** - Exemplo de pneus utilizados em protótipos fora-de-estrada



Fonte: [https://img1.mx-quad.fr/4465-large\\_default/pneu-maxxis-razr-m931-avant-homologue-route-20x6x10.jpg](https://img1.mx-quad.fr/4465-large_default/pneu-maxxis-razr-m931-avant-homologue-route-20x6x10.jpg)

Para o projeto do sistema de transmissão, uma das características importantes dos pneus é o raio. Este parâmetro influencia diretamente os valores de força e velocidade linear do protótipo, como será apresentado na seção seguinte. É essencial possuir o modelo de pneu que será usado no eixo de tração do veículo para que o projeto do sistema de transmissão seja correto.

Nesse contexto, Leal, Nicolazzi, Da Rosa (2012) ressaltam que, devido à elasticidade da roda, o raio do pneu varia de acordo com a velocidade do veículo. Porém devido a dificuldade de medição desse parâmetro, os autores recomendam a utilização de um valor inicial de cerca de 95% do raio nominal do pneu, assumindo valor constante para simplificação dos cálculos

É importante que os pneus utilizados estejam em bom estado de conservação para assegurar o melhor desempenho do veículo, visto que são evitados possíveis escorregamentos.

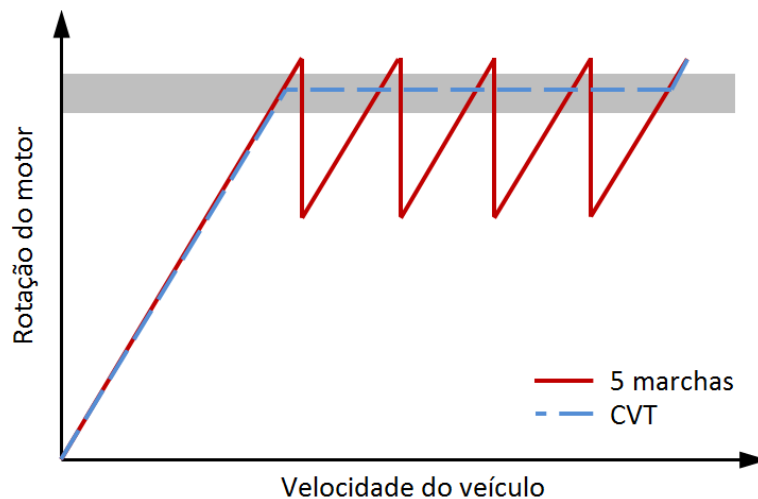
Por fim, outro fator importante relacionados aos pneus é a calibração dos mesmos. Pneus com maior pressão interna são, em geral, melhores para tração. Isso porque, com a calibração mais alta, os pneus deformam menos e diminui-se, dessa maneira, a força de resistência ao rolamento, uma das forças contrária a aceleração, e que será apresentada no próximo capítulo.

## **2.6. Comparação com Sistema de Marchas Escalonadas**

Uma das principais diferenças em termos de análise da transmissão de potência se dá pelo uso da CVT. Em carros de passeio com câmbio manual, a troca de marchas ocorre devido à necessidade de atingir maiores velocidades após atingir a rotação de máxima potência do motor, dando origem ao gráfico conhecido popularmente como “gráfico de serra”.

Utilizando a CVT, o componente, ao atingir certa rotação, iniciará a troca de marchas automaticamente. Se o ajuste no componente estiver em condições ótimas, a rotação de troca também será a de máxima potência do motor, garantindo melhor eficiência. A seguir, na **Figura 11**, é mostrada uma comparação do comportamento dos dois sistemas na aceleração de um veículo.

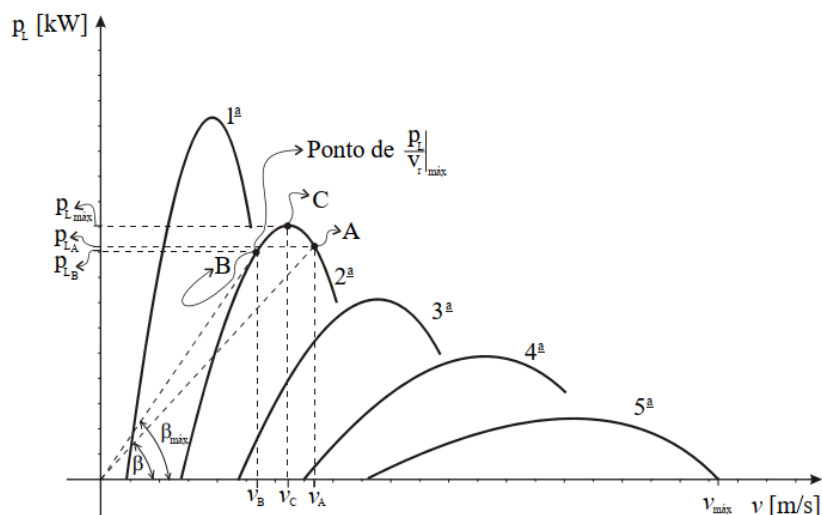
**Figura 11** - Comparação do comportamento da CVT e uma caixa de 5 marchas



Fonte: Tenius (2014)

Por fim, na **Figura 12**, é mostrado o gráfico de potência líquida em um carro de passeio comum, e na **Figura 13**, é mostrado o diagrama de forças que atuam no veículo durante seu funcionamento, para evidenciar a diferença na análise de forças para um baja. Os conceitos envolvidos serão expostos no capítulo seguinte.

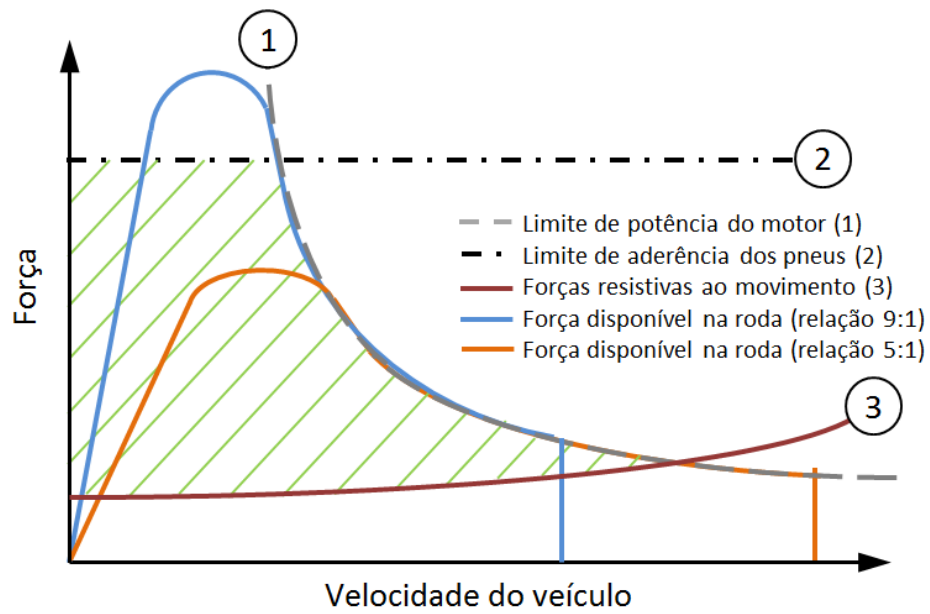
**Figura 12** - Gráfico de potência líquida em um carro de passeio manual de 5 marchas



Fonte: Leal, Nicolazzi, Da Rosa (2012)



**Figura 13** - Diagrama de forças atuantes num protótipo baja



Fonte: Tenius (2014)

### 3. FUNDAMENTAÇÕES TEÓRICAS, MATERIAIS E MÉTODOS

---

#### 3.1. Indicadores de Desempenho

Como citado, o objetivo da metodologia de cálculo proposta foi simular o desempenho teórico do protótipo com relação a alguns parâmetros de saída estabelecidos pela equipe, estes baseados na experiência adquirida ao longo do tempo e também em consultas a bibliografias e outras equipes.

Foram estabelecidos, então, cinco indicadores de desempenho principais para análise do sistema, os quais são:

- **Aceleração Máxima:** esse parâmetro é importante pois há um limite de aceleração que, quando ultrapassado, faz com que os pneus escorreguem sobre o solo ao invés de acelerar o veículo. Essa aceleração limite, cujo cálculo será apresentado posteriormente, depende de parâmetros geométricos do carro, de condições da pista, entre outros fatores. Assim, um dos objetivos é manter a aceleração do protótipo abaixo dessa aceleração limite. Limitando-se o valor de aceleração máxima abaixo do limite, garante-se que não haverá escorregamento durante toda a faixa de operação do sistema;
- **Velocidade Máxima:** apesar de ser raramente atingida durante as competições devido à escassez de trechos com distância suficiente para tanto, esse parâmetro é importante para apresentações de projeto, por ser um indicador atrativo do protótipo. Além do sistema de transmissão, tal parâmetro também é incluso em apresentações de vendas e marketing, cujo objetivo é convencer clientes a consumirem o produto;
- **Velocidade em 100m:** nas competições, uma das provas dinâmicas é a velocidade atingida em uma reta de 100 metros de comprimento. Portanto, esse parâmetro é uma saída desejada para que seja possível prever o desempenho do protótipo nessa prova, além de ser um parâmetro base para comparação com concorrentes e também com protótipos anteriores desenvolvidos pela equipe;
- **Tempo para 30m:** assim como a velocidade em 100 metros, o tempo necessário para percorrer 30 metros também compõe uma das provas dinâmicas das competições. Ainda, as pistas do enduro de resistência possuem, frequentemente, além de pouca quantidade, curtos trechos retilíneos. Portanto, o tempo para 30 metros é um excelente dado para verificar o desempenho no quesito de aceleração

do protótipo, além de servir como base de comparação com concorrentes e com protótipos anteriores;

- **Potência Máxima:** por fim, a potência máxima atingida é um indicador de eficiência geral do sistema de transmissão. Ao calcular a potência máxima atingida no sistema, pode-se avaliar o aproveitamento da potência fornecida pelo motor e verificar possíveis fontes de perdas no sistema. Além disso, otimizando-se a potência máxima do sistema, melhora-se também o consumo energético do sistema, ou seja, a economia de combustível.

### 3.2. Redução Fixa Ideal

Com esses indicadores, outro objetivo é indicar qual o valor ideal para a redução fixa da caixa de redução, ou seja, a relação de transmissão que fornece o melhor desempenho. Para tanto, propõe-se uma análise iterativa para esse parâmetro, isto é, simular o desempenho para diversos valores redução dentro de um intervalo especificado. Por experiência da equipe, verificou-se que os limites de 7 para o valor mínimo e 12 para o máximo são ideais para análise. Seria possível colocar valores mais abrangentes nos limites, todavia, isso aumentaria o tempo de processamento da análise pois seria necessário realizar os cálculos para um maior número de valores. Além disso, o passo utilizado será 0,05 para, também diminuir o tempo de processamento e também porque a diferença nos resultados de um passo para o próximo é pequena.

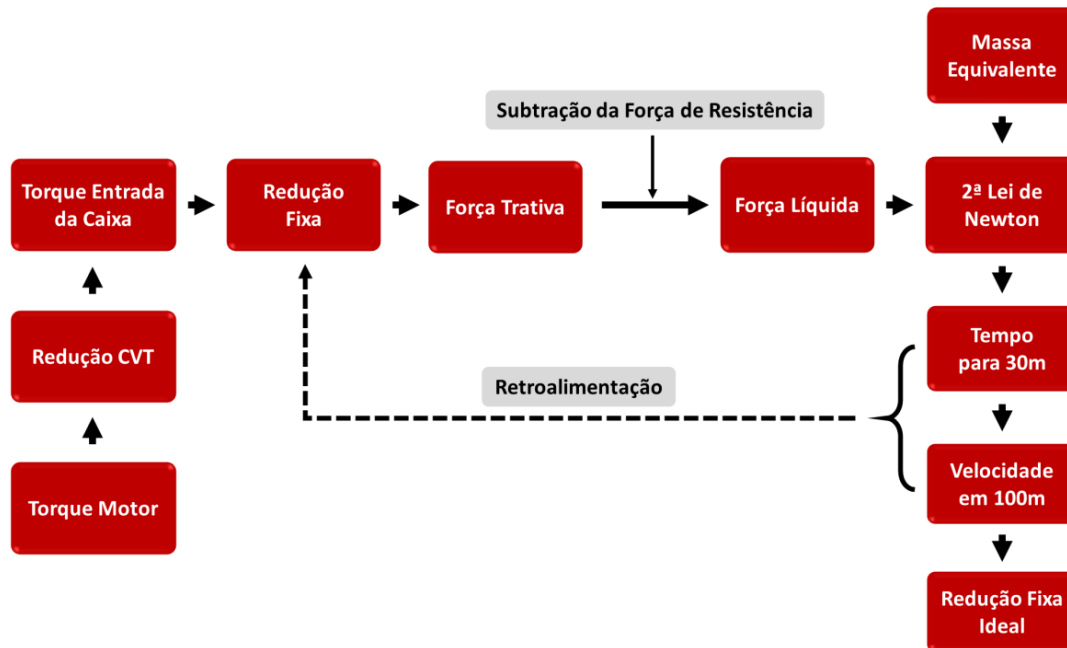
Vale ressaltar que o processo de cálculo de desempenho é o mesmo, tanto para o cálculo da redução fixa ideal quanto para simulação de desempenho com uma configuração alternativa.

Os dados de entrada tem papel muito importante no cálculo uma vez que uma pequena variação de alguns desses dados pode representar uma diferença significativa no valor da redução fixa ideal. Portanto, deve-se garantir boa precisão nos parâmetros de entrada para que os resultados sejam representativos.

### 3.3. Fluxograma de Cálculo

De um modo simplificado, a metodologia proposta segue o fluxograma apresentado na **Figura 14**. A análise inicia no motor, componente que fornece potência, e segue o fluxo da transmissão passando pelos componentes do sistema, até chegar às rodas para acelerar o veículo.

**Figura 14** - Fluxograma simplificado das etapas de cálculo



Fonte: Autoria Própria

Deve-se notar que há perda de eficiência ao longo da transmissão que não estão apresentadas no fluxograma, mas que são consideradas nos cálculos.

### 3.4. Objetivos de Desempenho

Para estabelecer os objetivos de desempenho desejado para o protótipo atual, a equipe definiu, primeiramente, que o objetivo principal é estar entre as 10 melhores equipes na competição Baja SAE Regional Sudeste 2018, primeira do protótipo. Com isso, a logística foi definir uma colocação mínima correspondente ao 10º lugar em todas as provas.

Analisando os dados da competição regional passada, que ocorreu no mesmo local que a competição do ano presente, verificou-se que uma velocidade em 100 metros acima de 40km/h e um tempo para 30 metros inferior a 4,80 segundos seria suficiente para atingir o objetivo de colocação. Os objetivos definidos, bem como o histórico de desempenho dos dois últimos protótipos da equipe são mostrados na **Tabela 1**.

**Tabela 1** - Desempenho de protótipos passados e objetivos para o protótipo atual

Histórico e Objetivo de Projeto					
Protótipo	Ano	Velocidade em 100m [km/h]	Tempo para 30m [s]	Redução Fixa	CVT
Ingenium	2014	33,36	5,21	9,3	
Havoc	2016	29,14	5,44	11	CVTech
Moisés	2018	>40	<4,80	-	

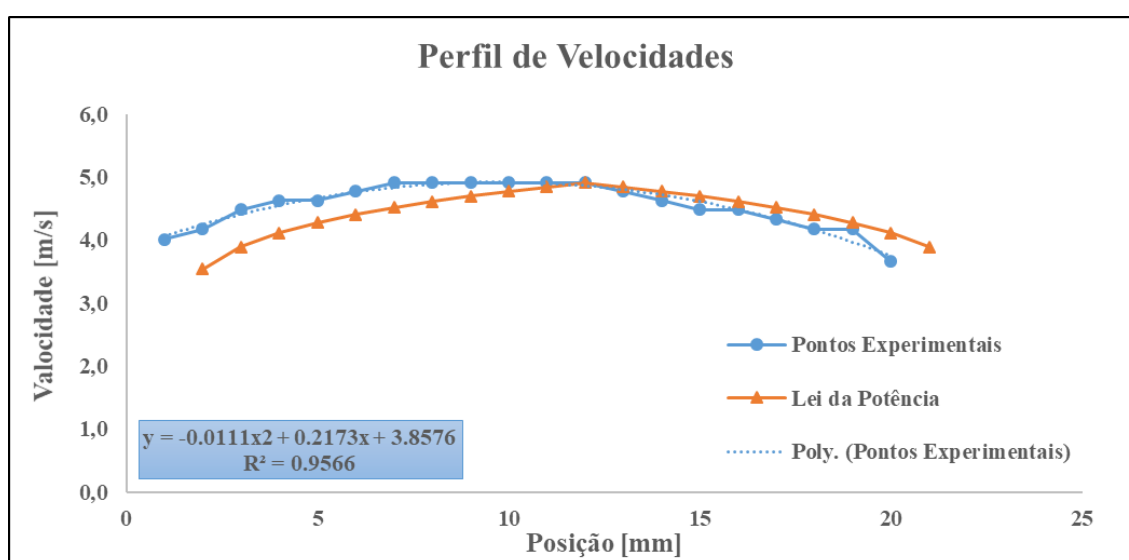
Fonte: Autoria Própria

### 3.5. Ajustes Polinomiais

Ajustes polinomiais são ajustes de pontos através de uma equação polinomial, cujo grau varia de acordo com a necessidade de precisão do ajuste. Quanto maior o grau do polinômio utilizado, melhor a precisão dos ajustes.

Para melhor explicar o conceito, é mostrado o gráfico da **Figura 15**, que contém o perfil de pontos experimentais de um experimento do perfil de velocidades de escoamento em um tubo.

*Figura 15 - Gráfico de perfil de velocidades de escoamento de fluido em um tubo*



*Fonte: Autoria própria*

Os pontos experimentais, em cor azul, foram ajustados através de um polinômio de grau 2, cuja equação é mostrada na parte inferior esquerda do gráfico. Nota-se que o polinômio escolhido foi adequado para o ajuste feito, dada a grande correspondência. O critério para validar se o grau do polinômio foi suficiente para ajustar os pontos de teste foi a análise do valor de  $R^2$ , que indica o nível de correspondência da curva de ajuste com os pontos. Quanto mais perto de 1, melhor será a correspondência. De um modo geral, um valor de  $R^2$  acima de 0,9 é considerado bom para os ajustes.

O grande objetivo desse ajuste é obter uma equação que represente o comportamento esperado para algum parâmetro testado. No caso desse projeto, os ajustes polinomiais foram utilizados para ajustar diversas curvas obtidas experimentalmente, a fim de obter equações que pudessem ser utilizadas nos cálculos.

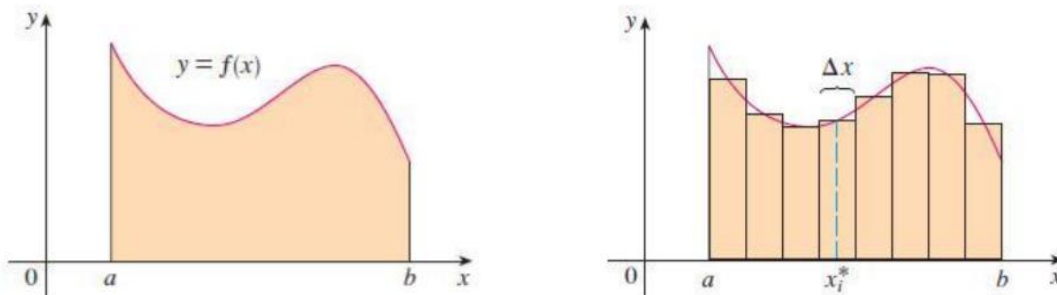
Vale ressaltar que os ajustes polinomiais são excelentes para aproximação de pontos experimentais. Porém, sua validade se limita à faixa de dados medidas nos testes, ou seja, em

casos de necessidade de extrapolação do polinômio obtido, os resultados obtidos terão erros grandes. Contudo, na metodologia aplicada, garantiu-se que os testes cobrissem toda a faixa de operação dos dados da simulação, tornando a utilização dos ajustes polinomiais viável.

### 3.6. Soma de Riemann

A soma de Reimann se trata de um método para cálculo da área sob uma curva a partir da subdivisão da curva estudada em intervalos retângulos com base de valor do intervalo escolhido e altura com o valor da função calculada para o intervalo correspondente. Assim, torna-se possível estimar, com pequenos erros, a área procurada somando-se as áreas dos retângulos definidos. O exemplo da **Figura 16** ajuda a ilustrar melhor o conceito.

**Figura 16** - Curva original, à esquerda, e curva subdividida, à direita, para aplicação da soma de Riemann



Fonte: Paliga

A área da curva, para o exemplo mostrado, será:  $A = \sum_{i=1}^n f(x_i^*) \cdot \Delta x_i$ , com limites da somatória de  $x = a$  até  $x = b$ .

Para que se garanta um resultado com erros pequenos, o ideal é dividir a curva obtida em intervalo pequeno em comparação com a faixa de validade da curva.

Esse conceito será utilizado para calcular algumas das saídas desejadas. A referência de intervalo para os cálculos será a rotação do motor e, indiretamente, a velocidade do protótipo, que pode ser calculada a partir da rotação do motor. Adotou-se o intervalo de rotação de 1 a 4000RPM, com passo de 1 que será o elemento diferencial para aplicação da soma de Riemann, garantindo boas estimativas para os cálculos.

### 3.7. 2ª Lei de Newton

A 2ª Lei de Newton sugere que qualquer variação da velocidade de um corpo, ou seja, aceleração, é fruto da ação de uma força sobre o referencial inercial, isto é, a massa do corpo estudado. Em outras palavras, esse conceito pode ser traduzido pela **Equação 1**.

$$F = m \cdot a \quad (1)$$

Em que: -  $F$ : força aplicada, em [N.m]

-  $m$ : massa do corpo, em [kg]

-  $a$ : aceleração, em [m/s<sup>2</sup>];

Essa relação será utilizada para o cálculo da aceleração linear do veículo a partir da força disponível nas rodas, como será apresentado nas seções seguintes.

### 3.8. Curva de Torque e Potência do Motor

Como citado na **Seção 2.1**, é de muito interesse obter as curvas de torque e potência reais do motor da equipe. Para tanto, foi feito o teste do motor em dinamômetro. A máquina utilizada permitia o acoplamento direto do eixo do motor a um braço, este exercendo força sobre uma balança. A partir da leitura da carga exercida sobre a balança e o comprimento do braço, é possível calcular o torque. Como o torque varia de acordo com a rotação do motor, este parâmetro foi variado para obter valores dentro da faixa de interesse da equipe, ao mesmo tempo que foi monitorado com aparelho eletrônico. Com isso, foi possível obter a curva de torque para valores de rotação dentro da faixa de operação do motor utilizando a **Equação 2** a partir dos dados medidos.

$$T_{Mot}(n_{Mot}) = F_{Braço}(n_{Mot}) \cdot L_{Braço} \cdot g \quad (2)$$

Em que: -  $T_{Mot}$ : torque do motor, em [N.m]

-  $F_{Braço}$ : força do braço, em [kgf]

-  $n_{Mot}$ : rotação do motor, em [RPM];

-  $L_{Braço}$ : comprimento do braço do dinamômetro, em [m];

-  $g$ : aceleração da gravidade, em [m/s<sup>2</sup>]

Para o calcular a potência, utilizou-se a **Equação 3**.

$$P(n_{Mot}) = \frac{T_{Mot}(n_{Mot}) \cdot n_{Mot} \cdot 2\pi}{60000} \quad (3)$$

Em que: -  $P$ : potência do motor, em [kW];

-  $T_{Mot}$ : torque do motor, em [N.m];

-  $n_{Mot}$ : rotação do motor, em [RPM].

A **Figura 17** mostra o teste realizado. Fica o agradecimento à Equipe EESC USP Baja pela permissão de uso do dinamômetro da equipe, possibilitando a realização do teste.

**Figura 17** - Teste do motor em dinamômetro



*Fonte: Autoria Própria*

O tratamento dos dados foi feito através de ajuste polinomial. Vale lembrar que esse tipo de ajuste consegue boa correlação com os dados obtidos nos testes, mas apenas para a faixa testada. Todavia, como o teste foi feito para a faixa de operação comum do motor, os polinômios obtidos serão válidos para os cálculos.

### **3.9. Curva de Relação de Transmissão da CVT**

O primeiro passo da análise foi avaliar a rigidez das molas utilizadas nas polias. Para tanto, foi feito o teste de tração para todas as molas (3 molas da polia motora, 2 da polia movida), como é mostrado na **Figura 18**. O objetivo da análise foi avaliar a relação entre rigidez e pré-tensão com a variação da relação de transmissão. Além disso, tais dados são essenciais para o caso de desenvolvimento de modelagem matemática do componente, como o trabalho desenvolvido por Ferreira (2018).

**Figura 18** - Teste de tração realizado nas molas da CVT



*Fonte: Ferreira (2018)*

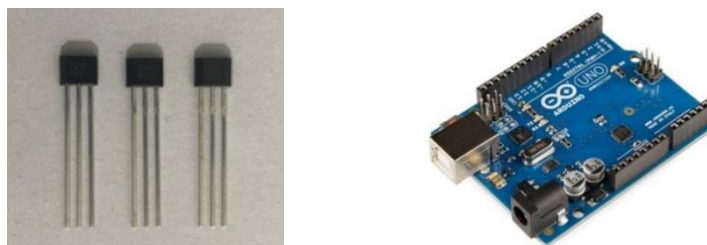


Contudo, para o projeto, os dados de interesse são as curvas de relação de transmissão para os diferentes *setups*. Para obtê-las, a equipe construiu uma bancada para o teste. Ela consiste em uma estrutura que permite a fixação do motor e da caixa de redução do protótipo antigo da equipe, permitindo a fixação das polias nos devidos componentes. Para leitura dos dados de velocidade das polias, foram utilizados sensores de efeito Hall, os quais registram pulsos em caso de detecção de campo magnético. Um sensor foi alocado dentro da proteção do volante do motor, próximo ao ímã do componente, para monitorar a velocidade de rotação da polia motora, que é equivalente à do motor. Para a polia movida, o sensor foi fixado próximo à porca da polia, e foi grudado um ímã na porca.

Além dos sensores, foi necessário utilizar um circuito elétrico e um microcontrolador capaz de gravar as leituras feitas. Optou-se por usar o Arduino® Uno pela praticidade de uso e pelo fácil acesso. Ademais, foi necessário programar o controlador para converter a frequência de pulsos magnéticos lidos em velocidade de rotação.

Na **Figura 19** são mostrados o sensor utilizado e o microcontrolador utilizado, e, na **Figura 20**, a bancada construída para o teste.

*Figura 19 - Sensor de efeito Hall, à esquerda, e microcontrolador, à direita, utilizados no teste da CVT*



*Fonte: Autoria Própria / Fonte: [https://media.learncafe.co/courses/13522\\_0.jpg](https://media.learncafe.co/courses/13522_0.jpg)*

*Figura 20 - Bancada construída para teste de CVT*



*Fonte: Autoria Própria*

A partir da leitura das velocidades das duas polias, utilizou-se a **Equação 4** para calcular a relação de transmissão da CVT em função da rotação do motor

$$i_{CVT}(n_{Mot}) = \frac{n_{Mot}}{n_{Mov}(n_{Mot})} \quad (4)$$

Em que: -  $i_{CVT}$ : relação de transmissão da CVT;

-  $n_{Mot}$ : rotação do motor (ou da polia motora), em [RPM];

-  $n_{Mov}$ : rotação da polia movida, em [RPM].

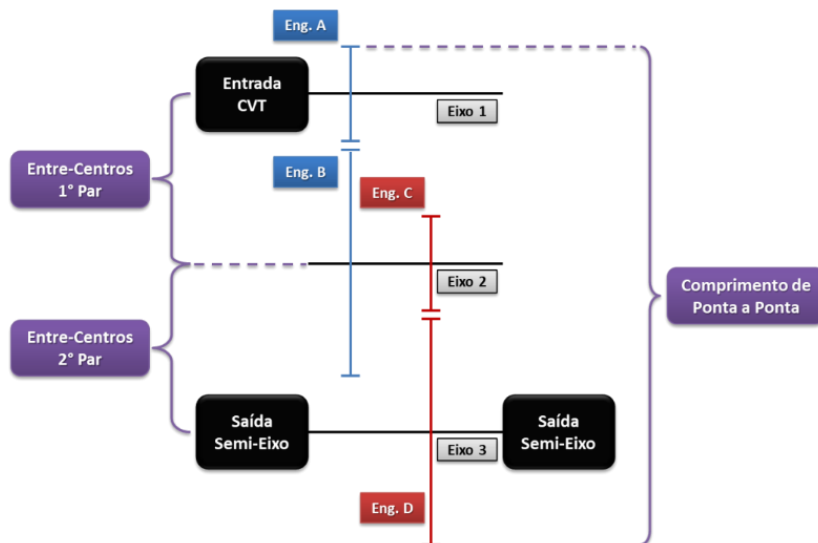
Com relação ao tratamento dos dados, foi feito ajuste polinomial dos dados dos testes. Além disso, foi adotada outra hipótese para simplificação do problema: como os limites nominais da faixa de relação de transmissão da CVT da equipe correspondem a 3:1 e 0,43:1, em casos de valores fora desse intervalo, estes foram determinados como o valor do limite mais próximo. Esse fenômeno ocorre, principalmente, no começo da aceleração, devido ao escorregamento da correia. Com isso, a rotação da polia motora é muito superior à rotação da polia movida, resultando em valores muito altos de relação de transmissão.

### 3.10. Caixa de Redução

A equipe Baja UFSCar utiliza, desde 2013, uma caixa de redução que conta com três eixos e dois estágios de redução, sendo estes compostos por pares de engrenagens retas. A opção por essa configuração se deve à simplicidade, por contar com três eixos paralelos e dois pares alinhados de engrenagens, e à robustez garantida pelas engrenagens.

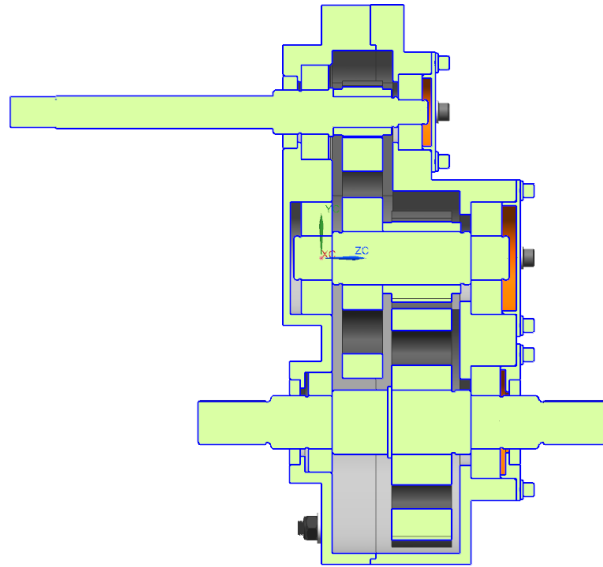
A seguir, na **Figura 21**, é mostrado a configuração simplificada da caixa, para facilitar a compreensão do *layout* adotado pela equipe. Além disso, na **Figura 22**, é mostrada uma vista em corte da caixa de redução do protótipo anterior da equipe,

**Figura 21** - Layout simplificado da caixa de redução da Equipe Baja UFSCar



Fonte: Autoria Própria

**Figura 22** - Layout da caixa de redução em software CAD



Fonte: Autoria Própria

Com isso, a relação de transmissão total da caixa será:

$$i_{caixa} = \frac{N_B \cdot N_D}{N_A \cdot N_C} \quad (5)$$

Em que: -  $i_{caixa}$ : relação de transmissão total da caixa de redução;

-  $N_X$ : número de dentes da engrenagem “X”.

No primeiro momento, para o cálculo de performance, o valor de interesse é apenas a relação de transmissão total da caixa. As reduções parciais e o número de dentes de cada engrenagem serão importantes para a etapa de dimensionamento dos componentes.

### 3.11. Rotação de Engate da CVT

Ao ligar o motor do baja, enquanto ele permanecer em marcha lenta, a correia tende a escorregar nas polias e, por esse motivo, o protótipo não é acelerado. Em outras palavras, a força aplicada na correia por parte da polia motora é insuficiente para aderir o componente a polia, provocando escorregamento. Essa hipótese assume que a regulação da marcha lenta está entre a média utilizada na competição, correspondente a aproximadamente 1850 RPM.

Por esse motivo, é incorreto assumir que o veículo acelera logo ao acionar o pedal do acelerador. Há um pequeno período, que ocorre no começo da aceleração, em que a correia escorrega sobre as polias e, assim, não se pode considerar esse fenômeno nos cálculos de desempenho, pois seria obtido um resultado melhor.

Com isso, devido à dificuldade de obter o valor real de engate da CVT, considerou-se 2200RPM para este valor, baseado em análise empírica feita pela equipe. Para projetos futuros, recomenda-se estudar possíveis meios para medir esse parâmetro com a finalidade de aprimorar os cálculos.

### 3.12. Velocidade

Um dos parâmetros mais importantes para análise do desempenho do veículo é a velocidade. Com os valores de relação de transmissão dos estágios, assim como o do raio dinâmico do pneu, é possível calcular a velocidade correspondente para cada passo de rotação do motor, através da **Equação 6**.

$$v(n_{Mot}) = \frac{n_{Mot}}{i_{CVT}(n_{Mot}) \cdot i_{Caixa}} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot r_{Din} \quad (6)$$

Em que: -  $v$ : velocidade do veículo, em [m/s];

-  $n_{Mot}$ : rotação do motor, em [RPM];

-  $i_{CVT}$ : relação de transmissão da CVT;

-  $i_{Caixa}$ : relação de transmissão da caixa de redução;

-  $r_{Din}$ : raio dinâmico do pneu, em [m].

A grande vantagem de utilizar a velocidade no lugar da rotação do motor é o fato do primeiro ser uma variável mais sólida para análise do sistema de transmissão, ou seja, é um conceito de maior interesse para o projeto. Por esse motivo, os cálculos desenvolvidos podem ser tanto em função da rotação do motor quanto da velocidade do protótipo. Dependendo-se do tipo de análise a ser feita, uma variável pode ser mais recomendável que outra.

Devido ao fenômeno citado na seção anterior, o primeiro valor de velocidade calculado foi para a rotação de engate da CVT, correspondente a aproximadamente 2200RPM. Por esse motivo, como citado, há uma região de baixa velocidade que é desprezada nos cálculos, mas, por representar um pequeno regime do movimento, supôs-se que não haveria interferência significativa sobre os resultados.

### 3.13. Força Trativa

A força trativa do veículo corresponde àquela disponível nas rodas para acelerar o protótipo. Após a transmissão do torque através dos estágios anteriores, é possível calcular a força trativa em função da velocidade do protótipo a partir da **Equação 7**.

$$F_{TRAT}(v) = \frac{T_{Mot}(v) \cdot i_{CVT}(v) \cdot i_{Caixa}}{r_{Din}} \cdot \eta_{Sist} \quad (7)$$

Em que: -  $F_{TRAT}$ : força trativa, em [N];

-  $T_{Mot}$ : torque do motor, em [N.m];

-  $i_{CVT}$ : relação de transmissão da CVT;

-  $i_{Caixa}$ : relação de transmissão da caixa de redução;

-  $r_{Din}$ : raio dinâmico do pneu, em [m];

-  $\eta_{Sist}$ : eficiência geral do sistema de transmissão.

A eficiência geral do sistema será apresentada na seção seguinte.

### 3.14. Forças de Resistência

Segundo Leal, Nicolazzi, Da Rosa (2012), há cinco forças de resistência principais atuantes em um veículo. São elas: força de resistência inercial, força de resistência mecânica, força de resistência ao rolamento, força de resistência aerodinâmica, e força de resistência gradiente. Elas são apresentadas nas subseções seguintes.

#### 3.14.1. Força de Resistência Inercial

A força de resistência inercial é representada pela massa do veículo, a qual resiste a aceleração, como é mostrado pela 2ª Lei de Newton. Em outras palavras, quanto maior a massa do veículo, maior energia é necessária para acelerá-la e menor será a aceleração disponível nas rodas do veículo.

Nesse contexto, introduz-se um novo conceito nessa seção: a massa equivalente do veículo. A massa equivalente corresponde à somatória das inércias em translação e rotação do carro, uma vez que ambas consomem parte da energia disponível para serem aceleradas. Canale (1989) defende que, a partir da medição da inércia rotacional dos componentes rotativos do sistema, é possível estimar um valor de massa equivalente único que considere as duas resistências e que possa ser utilizado nos cálculos. Porém, como o protótipo estava em processo de desenvolvimento, essa medição não foi possível de ser realizada. Porém, ainda segundo Canale (1989), é razoável aplicar um fator de multiplicação de 1,1 sobre a massa de translação para carros de passeio. Utilizando o valor de projeto de 235kg de massa do veículo mais a do piloto, foi adotado, então, uma massa equivalente de 250kg para o protótipo, valor cerca de 6,5 % maior, que foi considerado plausível pela equipe.

### 3.14.2. Força de Resistência Mecânica

A força de resistência mecânica faz menção à eficiência dos componentes do sistema de transmissão. Durante o funcionamento do sistema, perde-se energia devido ao atrito entre componentes e possíveis problemas de montagem, como desalinhamentos.

Então, foram adotados os valores mostrados na **Tabela 2**.

*Tabela 2 - Rendimentos adotados para os componentes do sistema*

Rendimentos dos Componentes	
Componente	Rendimento
Motor	100%
CVT	80%
Par de Rolamentos	99%
Par de Engrenagens	98%
Semieixos e Cubos	100%

*Fonte: Autoria Própria*

Com relação ao motor, semieixos e cubos, foi considerado rendimento total dos componentes pois foi assumido que não há problemas de montagem e nem escorregamento dos componentes com os demais componentes acoplados. O rendimento interno do motor em si já está considerado nas próprias curvas do motor, uma vez que foi feita a medição em dinamômetro.

Para os pares de rolamentos e engrenagens, foram adotados os valores recomendados por Norton (2013). Por fim, para a CVT, como citado na **Seção 2.2**, foi assumido um valor de 80% médio constante para simplificação dos cálculos. Apesar desse valor variar de acordo com diversos parâmetros, a Equipe Baja UFSCar ainda não teve condições de determinar o comportamento desse dado ao longo do funcionamento do sistema, daí a necessidade de utilizar valor baseado em bibliografias.

Portanto, levando em consideração esses valores e a configuração da caixa de redução, que contém três pares de rolamento e dois pares de engrenagens, o rendimento total do sistema será de cerca de 74,55%.

### 3.14.3. Força de Resistência ao Rolamento

A força de resistência ao rolamento corresponde àquela relacionada à deformação dos pneus devido ao contato com o solo.

$$F_{ROL} = f_{rol} \cdot m_{eq} \cdot g \cdot \cos(\phi) \quad (8)$$

Em que: -  $F_{ROL}$ : força de resistência ao rolamento, em [N];

-  $m_{eq}$ : massa equivalente do veículo, em [kg];

-  $f_{rol}$ : coeficiente de atrito de rolamento;

-  $g$ : aceleração da gravidade, em [m/s<sup>2</sup>];

-  $\phi$ : inclinação da pista, em [°].

Como a análise foi feita para uma pista sem inclinação, considerou-se  $\phi = 0$ . Ainda, com relação ao coeficiente de atrito ao rolamento, Leal, Nicolazzi, Da Rosa (2012) apresentam os valores mostrados na **Tabela 3**.

**Tabela 3** - Coeficientes de atrito de rolamento para diferentes tipos de solo

Coeficientes de Atrito de Rolamento	
Tipo de Solo	Valor
Asfalto liso	0,010
Asfalto rugoso	0,110
Terra Batida	0,060
Areia Solta	0,100 a 0,300
Grama	0,045 a 0,100
Barro	0,100 a 0,400

Fonte: Adaptado de Leal, Nicolazzi, Da Rosa (2012)

Dado os valores mostrados, considerou-se um valor de 0,100 razoável para análise, uma vez que os terrenos comuns das competições são terra batida e barro.

Por fim, devido à dificuldade de avaliação dinâmica desse dado, foi adotado valor constante para a força de resistência ao rolamento para simplificar os cálculos, apesar deste parâmetro variar com a velocidade do veículo, deixando essa análise para projetos futuros.

#### 3.14.4. Força de Resistência Aerodinâmica

A força de resistência aerodinâmica provém da ação do ar contra o veículo em movimento, e é calculada de acordo com a **Equação 9**.

$$F_{AER}(v) = \frac{1}{2} C_W \cdot \rho_{ar} \cdot A_f \cdot v^2 \quad (9)$$

Em que: -  $F_{AER}$ : força de resistência aerodinâmica, em [N];

-  $C_W$ : coeficiente de resistência aerodinâmica;

-  $\rho_{ar}$ : densidade do ar, em [kg/m<sup>3</sup>];

-  $A_f$ : área frontal do veículo, em [m<sup>2</sup>];

-  $v$ : velocidade de veículo, em [m/s].

Para estimativa da área frontal, adotou-se uma seção retangular na parede corta fogo do baja, a qual corresponde à maior área frontal do protótipo. Para o projeto do protótipo atual da equipe, esse valor corresponde a cerca de 1,1m<sup>2</sup>. Os demais valores, com exceção da velocidade, foram estimados baseados nos estudos de Beery (2013).

Nota-se que a força de resistência aerodinâmica varia com a velocidade do veículo. Por esse motivo, a parcela de contribuição dessa força torna-se maior de acordo com a aceleração do veículo.

Alguns meios de diminuir a ação dessa força é diminuir a área frontal do veículo, utilizando alternativas mais compactas de geometria. Ou, ainda, investir em projetos de sistemas capazes de escoar as correntes de ar de modo mais eficaz.

### 3.14.5. Força de Resistência Gradiente

Ao subir um aclave, parte do peso do veículo atuante no centro de gravidade é distribuída à componente paralela à pista, criando uma força de resistência a mais quando comparado a uma pista retilínea. Assim, a força de resistência gradiente é calculada a partir da **Equação 10**.

$$F_{GRAD} = m_{eq} \cdot g \cdot \sin(\phi) \quad (10)$$

Em que: -  $F_{GRAD}$ : força de resistência gradiente, em [N];

-  $m_{eq}$ : massa equivalente do veículo, em [kg];

-  $g$ : aceleração da gravidade, em [m/s<sup>2</sup>];

-  $\phi$ : inclinação da pista, em [°];

Como a análise será feita assumindo-se uma pista sem inclinação, a força de resistência gradiente será desprezada nos cálculos.

### 3.14.6. Força de Resistência Total

A força de resistência total corresponde à soma das componentes anteriores. Porém, a força de resistência inercial e mecânica serão introduzidas em situações diferentes no cálculo, não sendo contabilizadas no cálculo da força de resistência total para a metodologia proposta. Ainda, como o desempenho será considerado em percurso plano, a força de resistência gradiente será 0. Sendo assim, a força de resistência total se resume à **Equação 11**.

$$F_{RES}(v) = F_{ROL} + F_{AER}(v) \quad (11)$$



Foram estimados, então, os valores dos coeficientes necessários para o cálculo da força de resistência, mostrados na **Tabela 4**.

**Tabela 4** - Dados de entrada para o cálculo da força de resistência atuante no protótipo

Parâmetros de Entrada da Força de Resistência		
Parâmetro	Valor	Unidade
Massa Equivalente ( $m_{eq}$ )	250	[kg]
Gravidade (g)	9,81	[m/s <sup>2</sup> ]
Coefficiente de Resistência ao Rolamento ( $f_{rol}$ )	0,100	[-]
Área Frontal ( $A_f$ )	1,10	[m <sup>2</sup> ]
Densidade do Ar ( $\rho_{ar}$ )	1,20	[kg/m <sup>3</sup> ]
Coefficiente de Forma ( $C_w$ )	1,05	[-]

*Fonte: Autoria Própria*

### 3.15. Força Líquida

A força líquida corresponde à força realmente efetiva para acelerar o veículo. Em outras palavras, desconta-se, ponto a ponto, a força resistiva da força trativa, como indicado na **Equação 12**.

$$F_{LIQ}(v) = F_{TRAT}(v) - F_{RES}(v) \quad (12)$$

Com isso, é possível calcular a aceleração efetiva dividindo-se a força líquida pela massa equivalente, como sugere a **Equação 13**.

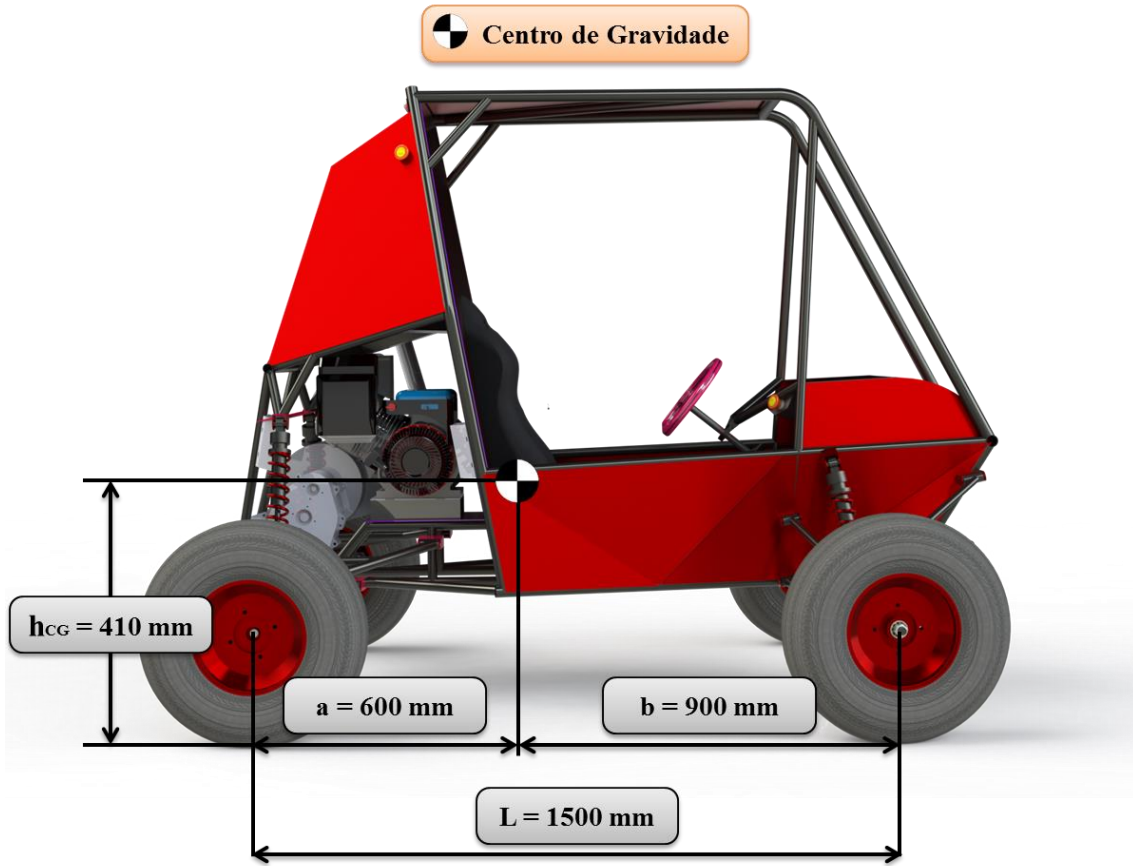
$$a(v) = \frac{F_{LIQ}(v)}{m_{eq}} \quad (13)$$

Como é apresentado na equação, temos um valor de aceleração para cada velocidade correspondente, ou seja, o valor de aceleração é dependente da velocidade do veículo.

### 3.16. Força e Aceleração Limite de Aderência dos Pneus

Como mencionado anteriormente, há uma aceleração limite de aderência dos pneus ao solo. Caso esse limite de aceleração seja ultrapassado, ocorrerá escorregamento indesejado e, com isso, perda de desempenho. Para o cálculo, são necessários alguns parâmetros do veículo. Na **Figura 23**, são mostrados os parâmetros geométricos de projeto do novo protótipo da equipe.

**Figura 23** - Parâmetros geométricos necessários para o cálculo da força limite de aderência dos pneus



Fonte: Autoria Própria

Segundo Gillespie (1992), a força limite de aderência dos pneus em percurso retilíneo é calculada através da **Equação 14**, e a aceleração correspondente pela **Equação 15**.

$$F_{Lim} = \frac{\frac{\mu \cdot W \cdot b}{L}}{1 - \frac{h_{CG}}{L} \cdot \mu} \quad (14)$$

$$a_{Lim} = \frac{F_{Lim}}{m_{eq}} \quad (15)$$

Em que: -  $F_{Lim}$ : força limite de aderência do pneu, em [N];

-  $\mu$ : coeficiente de atrito entre pneu e solo;

-  $W$ : peso total do veículo, em [N];

-  $b$ : distância do centro de gravidade ao eixo livre, em [mm];

-  $L$ : distância entre eixos, em [mm];

-  $h_{CG}$ : altura do centro de gravidade com relação ao solo, em [mm];

-  $a_{Lim}$ : aceleração limite de aderência dos pneus, em [m/s<sup>2</sup>];

Uma vez calculado o valor da aceleração limite, torna-se possível dimensionar o valor da redução fixa para que não haja escorregamento dos pneus.

### 3.17. Tempo e Distância

Nessa seção, será utilizado o conceito matemático apresentado na **Seção 3.6** para realização dos cálculos.

Considerando os passos de velocidade calculados para cada rotação da faixa de operação do motor como elemento diferencial, e com o valor da aceleração correspondente para cada ponto, é possível calcular o valor de tempo através da **Equação 16**.

$$a = \frac{dv}{dt}$$

$$a = \frac{(v_i - v_{i-1})}{(t_i - t_{i-1})}$$

$$\therefore t_i(v) = \sum_{i=1}^n \left[ t_{i-1} + \frac{(v_i - v_{i-1})}{a_i} \right] \quad (16)$$

Nesse caso, calculou-se o valor de tempo para cada passo de aceleração, ou seja, do aumento de velocidade de acordo com o aumento da rotação do motor.

Utilizando o mesmo raciocínio, calculou-se a distância percorrida a partir da **Equação 17**.

$$v = \frac{ds}{dt}$$

$$v = \frac{(s_i - s_{i-1})}{(t_i - t_{i-1})}$$

$$\therefore s(v) = \sum_{i=1}^n [s_{i-1} + v_i \cdot (t_i - t_{i-1})] \quad (17)$$

Com isso, obteve-se todos os parâmetros necessários para análise de desempenho teórico do veículo. Novamente, ressalta-se que os cálculos são feitos a partir de passos em uma situação de plena aceleração, calculando todas as saídas em função do aumento da rotação do motor, ou, indiretamente, da velocidade.

### **3.18. Comparativo de Desempenho**

Com os conceitos anteriores expostos nesse capítulo, o próximo passo é estabelecer um comparativo de desempenho teórico do protótipo para, então, decidir o valor ideal para redução fixa. Seguindo o método descrito na **Seção 3.2**, foi feito a comparação dos indicadores de desempenho apresentados na **Seção 3.1** para definição da redução fixa ideal e, por fim, calculou-se o desempenho teórico esperado para essa configuração.

## 4. RESULTADOS

Nesta seção são apresentados os resultados principais obtidos com a aplicação da análise proposta. A fim de tornar a apresentação da metodologia mais didática, os cálculos foram divididos em etapas, as quais possuem resultados parciais, até atingir o resultado final.

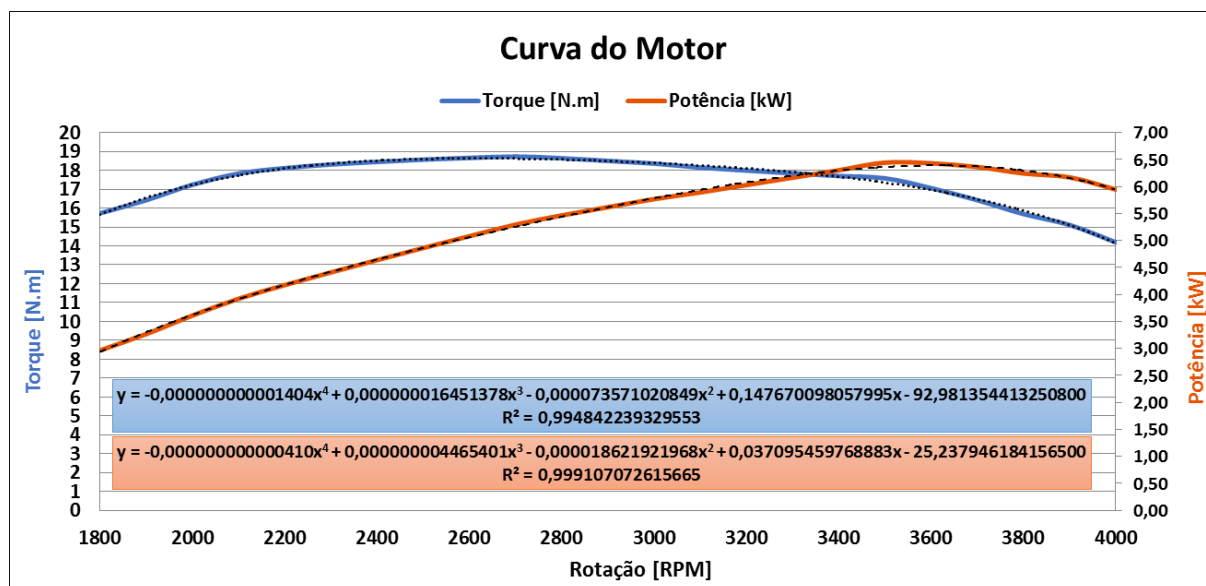
Sendo assim, serão apresentados dados obtidos em testes, operações matemáticas e resultados obtidos com o protótipo na última competição Baja SAE. Optou-se por utilizar os resultados da última competição como referência e não aqueles obtidos de testes, uma vez que o objetivo do cálculo é prever o desempenho do protótipo em competições.

### 4.1. Curva de Torque e Potência do Motor

O teste realizado em dinamômetro citado na **Seção 3.7** foi essencial para começar a análise do sistema e obter dados do motor utilizado no protótipo.

Após do tratamento dos dados, foram obtidas as curvas de torque e potência, as quais são apresentadas no gráfico da **Figura 24**.

*Figura 24 - Curvas de torque e potência do motor obtidas em teste em dinamômetro*



Fonte: Autoria Própria

Com as curvas em mãos, foi possível realizar o ajuste polinomial para ambas. Optou-se por utilizar um polinômio de 4º grau, devido à correspondência excelente, comprovado pelo valor de  $R^2$  de quase 1 (mostrado na **Figura 24**). Os coeficientes obtidos para cada curva são mostrados na **Tabela 5**.

**Tabela 5** - Coeficientes do ajuste polinomial das curvas do motor

Coeficientes das Curvas Ajustadas						
Curva	$x^4$	$x^3$	$x^2$	$x$	C	$R^2$
Torque	-1,404E-12	1,645E-08	-7,357E-05	1,477E-01	-9,298E+01	0,994
Potência	-4,100E-13	4,465E-09	-1,862E-05	3,710E-02	-2,524E+01	0,999

Fonte: Autoria Própria

Além dos coeficientes, outro ponto a destacar são as faixas de rotação em que ocorrem o pico de torque e o pico de potência do motor. Através da análise das curvas, definiu-se uma faixa de rotação próxima a 2700 RPM para o pico de torque, e 3500 RPM para o pico de potência.

Vale lembrar que esses dados são relevantes para escolha do *setup* da CVT, além de serem indicadores do estado de conservação do componente e, também, da viabilidade de seu uso para competição.

#### 4.2. Comparação de Setups da CVT

O *setup* ideal teórico para a CVT seria aquele que conseguisse manter a relação de transmissão em valor máximo, de modo a fornecer maior força às rodas durante a aceleração, e, ao atingir a rotação de pico de potência, começasse a reduzir a relação de transmissão (aumentar a velocidade) mantendo-se na rotação de pico de potência. Porém, para o tipo de CVT utilizado em bajas, as quais são de acionamento mecânico, esse fenômeno é impraticável.

Sendo assim, de modo a definir o *setup* ideal para a CVT da equipe, o primeiro resultado obtido foi o do ensaio das molas usadas nas polias, mostrado na **Tabela 6**.

**Tabela 6** - Resultados do ensaio das molas da CVT

Dados das Molas da CVT						
Polia	Motora			Movida		Unidade
Mola	1100	1101	1119	1011	1015	
Rigidez	16,06	13,89	18,19	3,84	6,58	[N/mm]
Pré-Compressão	754,77	500,15	381,95	483,56	691,23	[N]

Fonte: Autoria Própria

Por experiência da equipe e consulta a outras equipes, concluiu-se que a polia motora é responsável por controlar a faixa de rotação em que a CVT começa a variar sua relação de transmissão, enquanto que a polia movida possui maior influência após essa etapa. Em outras palavras, a configuração da polia motora possui dominância na primeira parte do processo, na

qual a polia começa abrir, e a configuração da polia movida tem maior dominância na segunda parte, após a etapa de abertura da polia motora.

Por esse motivo, o *setup* teórico ideal para a polia motora seria com a mola 1100, por possuir maior pré-tensão. Assim, retarda-se a abertura da polia e mantém-se o componente em máxima redução. Por consequência, a faixa de maior redução da CVT corresponderá à faixa de maior torque do motor, fornecendo maior força às rodas.

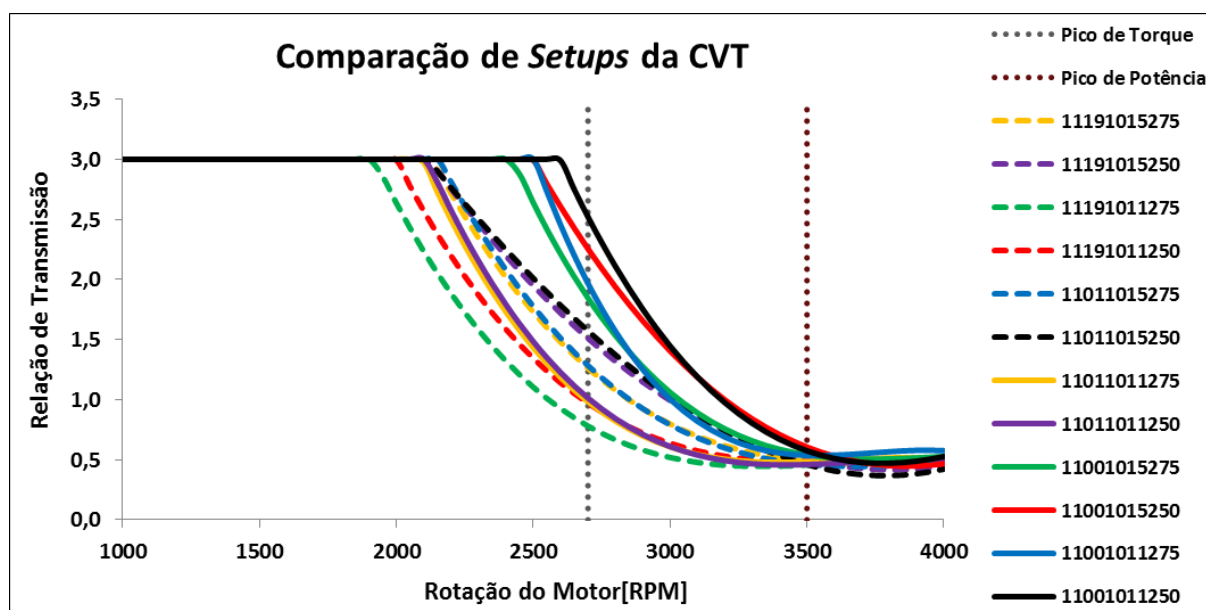
Em contrapartida, a mola ideal para a polia movida seria a de menor pré-tensão, ou seja, a mola 1011. Após o tensionamento da correia devido ao início da variação da relação de transmissão, a mola da polia movida será responsável por resistir a força no prato provocada por esse fenômeno. Assim, com uma pré-tensão menor, a força no prato da polia será suficiente para que se obtenha a menor relação de transmissão e, com isso, maior velocidade.

Com relação às massas, uma configuração que contasse com massas mais leves seria ideal para a aplicação pois a força no prato da polia motora seria menor, contribuindo também para retardar o início da abertura da CVT.

Porém, como o funcionamento do componente é um fenômeno complexo, optou-se também por realizar testes para diversas combinações de massas e molas, como citado anteriormente, a fim de confirmar as suspeitas da equipe e, também, obter de fato as curvas de relação de transmissão para o desenvolvimento dos cálculos.

Seguindo a nomenclatura e a metodologia indicada na **Seção 3.9**, os testes em bancada forneceram as curvas resultantes apresentadas no gráfico da **Figura 25**.

**Figura 25** - Gráfico de comparação das curvas de relação de transmissão para diferentes setups da CVT



Fonte: Autoria Própria

Como pode-se observar no gráfico, há diferenças consideráveis de acordo com o *setup* da CVT, como esperado.

Através da análise das curvas, concluiu-se que o *setup* com a mola 1100 na polia motora, mola 1011 na polia movida e massas de 250g é o ideal por oferecer mais torque durante uma faixa maior de operação, uma vez que mantém a redução em máximo por mais tempo. Apesar de ter desempenho pior para a potência, optou-se por uma configuração que priorizasse o torque para otimizar a aceleração do protótipo.

Em seguida, foi feito o ajuste polinomial para cada curva obtida. Usou-se um polinômio de 3º grau, o qual ofereceu  $R^2$  médio acima de 0,95. Os coeficientes obtidos serão utilizados para as próximas etapas do cálculo e são mostrados na Tabela 7.

**Tabela 7** - Coeficientes dos ajustes polinomiais obtidos para cada *setup* testado

Coeficientes do Polinômio de Ajuste por Setup da CVT							
Código	Mola da Motora	Mola da Movida	Massa [g]	$x^3$	$x^2$	x	C
11001011250	1100	1011	250	-4,98360E-10	6,88156E-06	-0,03065	44,92059
11001011275	1100	1011	275	-1,41105E-09	1,58269E-05	-0,05901	73,68487
11001015250	1100	1015	250	-1,65727E-10	3,06321E-06	-0,01625	27,05774
11001015275	1100	1015	275	-7,36253E-10	8,74321E-06	-0,03449	45,73393
11011011250	1101	1011	250	-7,03884E-10	7,78157E-06	-0,02853	35,17680
11011011275	1101	1011	275	-7,41474E-10	8,07812E-06	-0,02921	35,56185
11011015250	1101	1015	250	1,36386E-10	-3,80314E-07	-0,00298	9,71847
11011015275	1101	1015	275	-4,12470E-10	5,02396E-06	-0,02022	27,36670
11191011250	1119	1011	250	-5,27474E-10	5,83911E-06	-0,02153	26,91608
11191011275	1119	1011	275	-5,63665E-10	6,11790E-06	-0,02200	26,66503
11191015250	1119	1015	250	-3,25520E-11	1,21542E-06	-0,00785	14,49310
11191015275	1119	1015	275	-4,12134E-10	4,95104E-06	-0,01972	26,51642

*Fonte: Autoria Própria*

Com os coeficientes, é possível fazer os cálculos seguintes para todos os *setups* testados, para fins de comparação – o **APÊNDICE A** conta com os valores calculados para alguns valores de rotação do motor para os diferentes *setups* testados, para fins de consulta. – Para as competições, porém, configura-se o componente visando maior desempenho.

Vale ressaltar que, nesse teste, a pré-tensão na polia movida, outro fator que também pode ser ajustado, não foi alterado devido a limitações de tempo, deixando essa análise para estudos futuros.

### 4.3. Redução Fixa Ideal

Com as duas curvas anteriores, foi possível calcular o torque disponível no eixo de entrada da caixa de redução, a partir da multiplicação ponto a ponto dos valores. Vale lembrar que, pela metodologia proposta, todos os valores calculados utilizam a rotação do motor como



base. Assim, garante-se que os pontos utilizados em cada cálculo estejam todos com a mesma referência base, ou seja, o mesmo “x” em uma função “f(x)”.

Os dados de entrada para o cálculo da redução fixa ideal são mostrados na **Tabela 8**.

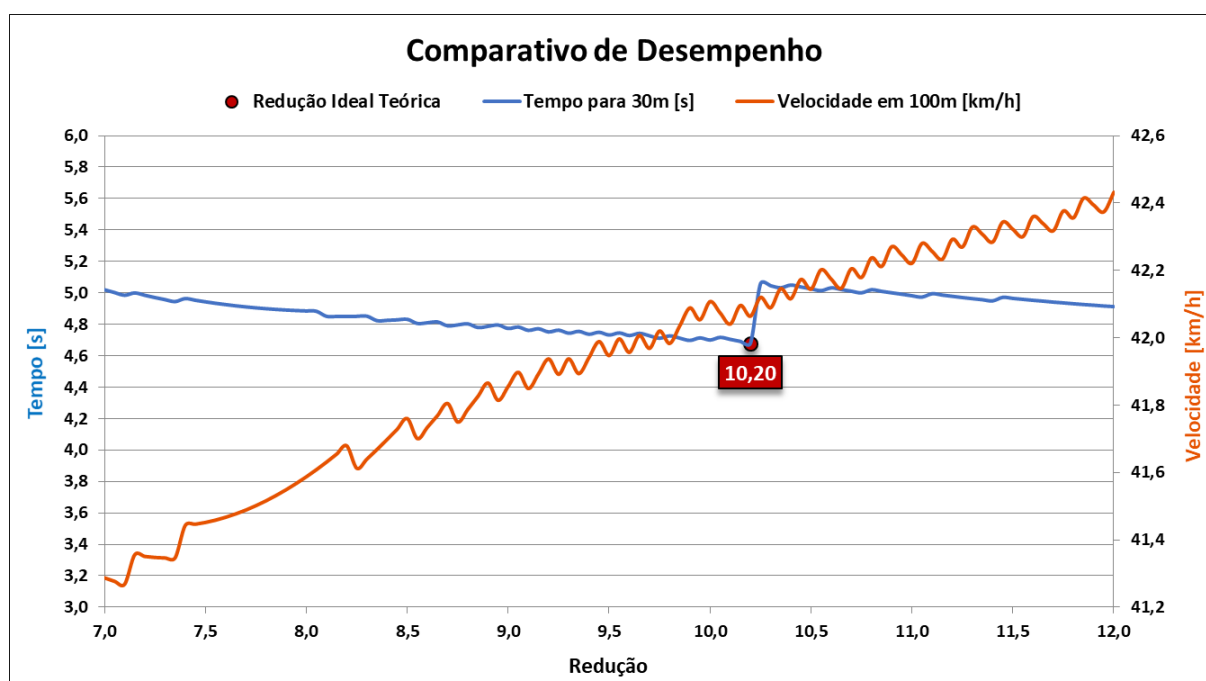
**Tabela 8** - Parâmetros de entrada para o cálculo de redução fixa ideal

Parâmetros de Entrada para Cálculo de Desempenho Teórico			
Variável		Valor	Unidade
Redução		Variável	[-]
Raio Dinâmico do Pneu		0,2413	[m]
Massa Equivalente com Piloto		250	[kg]
Rendimento Médio - CVT		0,80	[-]
Rendimento - Par de Engrenagens		0,98	[-]
Rendimento - Par de Rolamentos		0,99	[-]
Aceleração Limite de Aderência dos Pneus		6,027	[m/s <sup>2</sup> ]
Rotação de Engate da CVT		2200	[RPM]
Setup da CVT	Mola - Motora	1100	[-]
	Mola - Movida	1011	[-]
	Massas	250	[g]
Código do Setup		11001011250	

Fonte: Autoria Própria

A partir desses parâmetros, foi feita a iteração mencionada na **Seção 3.2**, o que resultou no gráfico da **Figura 26**.

**Figura 26** - Comparação do desempenho teórico para os valores de redução fixa testados



Fonte: Autoria Própria

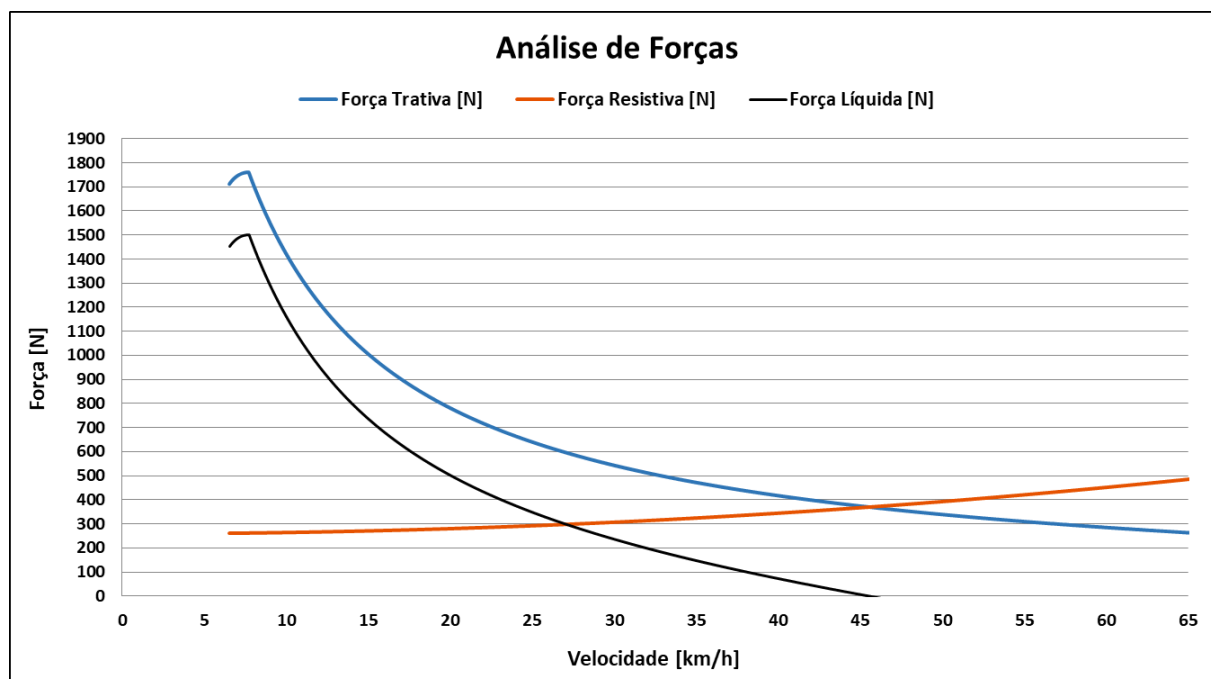
Pela análise do gráfico, verificou-se que a redução ideal teórica ideal para a caixa de redução corresponde a 10,2; por apresentar melhor performance em termos de aceleração – os valores calculados são mostrados no **APÊNDICE B**, para fins de consulta. – Vale ressaltar que esse valor está próximo do limite de aderência dos pneus ao solo. Ou seja, para valores de redução maiores, a força nas rodas será superior à força limite de aderência dos pneus, o que resulta no escorregamento indesejado.

#### 4.4. Desempenho Teórico

Com o valor de redução fixa ideal calculado, a próxima etapa foi estimar o desempenho teórico do protótipo para essa configuração.

Para tanto, foram usados os parâmetros de entrada para as forças de resistência (**Tabela 4**) e, também, os mesmos dados da **Tabela 8**. Através desses parâmetros, foi possível calcular tanto a força trativa quanto a força resistiva e, conseqüentemente, a força líquida atuante nas rodas, todas em função da velocidade do protótipo. As curvas obtidas são mostradas no gráfico da **Figura 27**.

*Figura 27 - Gráfico de forças atuantes nas rodas do protótipo com relação à velocidade*



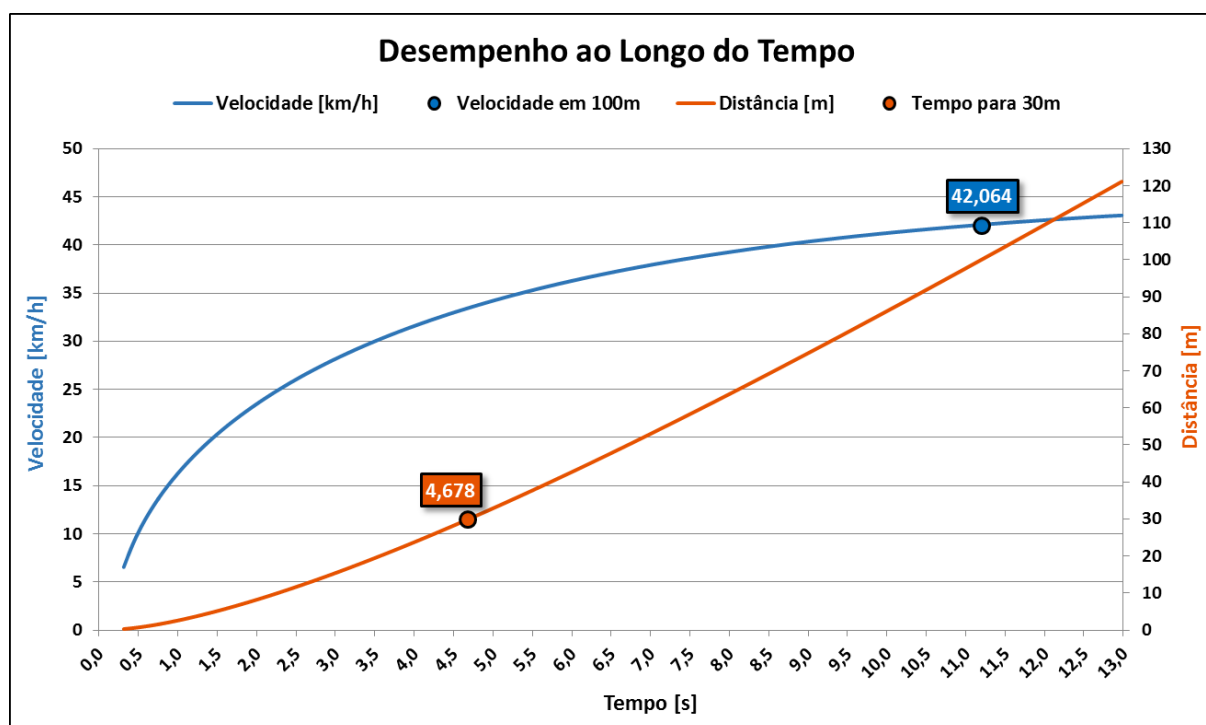
*Fonte: Autoria Própria*

Devido à rotação de engate da CVT, os valores para velocidades baixas não puderam ser calculados com precisão e, por esse motivo, foram desprezados para o restante dos

cálculos. Nesse contexto, recomenda-se, para projetos futuros, realizar estudos para aprimoramento da análise para velocidades baixas e avaliação do engate efetivo da CVT.

A seguir, pelo balanço de forças e através da integração de Riemann, foi possível calcular a velocidade, distância e tempo, que são os dados de interesse para a análise de performance. Na **Figura 28**, é mostrado o desempenho do protótipo ao longo do tempo, assumindo plena aceleração.

**Figura 28** - Gráfico de desempenho do protótipo ao longo do tempo em plena aceleração



Fonte: Autoria Própria

Por fim, em resumo, os principais indicadores de desempenho obtidos pela simulação são apresentados na **Tabela 9**. Vale destacar que estes resultados teóricos seriam suficientes para atingir os objetivos definidos no início do projeto.

**Tabela 9** - Indicadores de desempenho teóricos resultantes dos cálculos

Indicadores de Desempenho		
Variável	Valor	Unidade
Aceleração Máxima	5,995	[m/s <sup>2</sup> ]
Velocidade Máxima	45,577	[km/h]
Velocidade em 100m	42,064	[km/h]
Tempo para 30m	4,678	[s]
Potência Máxima	6,339	[kW]

Fonte: Autoria Própria

#### 4.5. Resultados Práticos

Os resultados práticos do projeto equivalem ao desempenho do protótipo Moisés na competição Baja SAE Regional Sudeste 2018, a qual ocorreu entre os dias 24 e 26 de agosto desse ano, na cidade de Piracicaba (SP).

Como mencionado anteriormente, há duas provas dentro das competições focadas em testar diretamente o desempenho longitudinal do veículo, ou seja, o sistema de transmissão do protótipo. Abaixo é apresentado, na **Tabela 10**, o resultado da prova de aceleração e, na **Tabela 11**, o resultado da prova de velocidade.

**Tabela 10** - Resultado da prova de aceleração da competição Baja SAE Regional Sudeste 2018

Prova de Aceleração (Tempo para 30m)		
Posição	Equipe	Tempo [s]
1°	FEI Baja	4,213
2°	Baja UFMG	4,239
3°	CEFAST BAJA SAE	4,410
4°	Poli Aurora	4,449
5°	UNICAMP Baja SAE	4,545
6°	Equipe Komiketo Baja	4,680
7°	Minerva Baja	4,693
8°	Reptiles PUC - RIO	4,766
9°	EEP Baja	4,783
10°	ENGMECH PUC MINAS	4,808
11°	Mud Runner	4,828
12°	Baja UFSCar	4,837

*Fonte: Adaptado de Baja SAE Resultados*

**Tabela 11** - Resultado da prova de velocidade da competição Baja SAE Regional Sudeste 2018

Prova de Velocidade (Velocidade em 100m)		
Posição	Equipe	Velocidade [km/h]
1°	CEFAST BAJA SAE	43,31
2°	Baja UFMG	42,77
3°	FEI Baja	42,55
4°	Poli Aurora	42,23
5°	Equipe Komiketo Baja	40,88
6°	UNICAMP Baja SAE	40,88
7°	Minerva Baja	40,51
8°	Mud Runner	40,46
9°	Reptiles PUC - RIO	40,40
10°	Zebu Baja	38,33
11°	Baja UFSCar	38,10

*Fonte: Adaptado de Baja SAE Resultados*

Infelizmente, o objetivo de ser uma das 10 melhores equipes nas provas não foi atingido, mas a margem de diferença em ambas as provas foi pequena. O resultado, porém, foi muito satisfatório para a equipe em termos de evolução no desempenho geral do protótipo.

#### 4.6. Validação da Metodologia

Com os resultados práticos em mãos, foi possível fazer uma comparação entre eles e os resultados teóricos calculados, ilustrados na **Tabela 12**. Vale ressaltar que, devido a limitações, não foi possível obter alguns resultados experimentais para análise. Portanto, a base de comparação dos resultados será apenas o desempenho nas provas de aceleração e velocidade.

**Tabela 12** - Comparação entre objetivo, resultados teóricos e práticos

Comparação de Resultados			
Tipo	Velocidade em 100m [km/h]	Tempo para 30m [s]	Redução Fixa
Objetivo	>40	<4,80	-
Teórico	42,06	4,68	10,2
Prático	38,1 (-9,4%)	4,84 (+3,3%)	9,98

*Fonte: Autoria Própria*

Apesar de apresentar um erro de quase 10% no cálculo da velocidade e cerca de 3% na aceleração, considera-se a metodologia implementada válida devido à complexidade dos cálculos. Além dos erros de aproximação gerados pelos ajustes polinomiais e pela soma de Riemann, destaca-se a dificuldade de medição e estimativa de outros parâmetros envolvidos no cálculo.

Ademais, aponta-se como principais fontes de erro:

- Imprecisões na metodologia e leitura de dados dos testes feitos;
- Erros na estimativa do rendimento da CVT. Vale lembrar que são muitos os fatores que influenciam na eficiência do componente, tais como estado de conservação da correia e temperatura. Por experiência da equipe, a temperatura do componente é um fator que provoca variação grande no rendimento. Assim, ao longo do funcionamento da CVT, o calor gerado pelo atrito da correia com as polias faz com que haja escorregamento, ou seja, faz com que o componente perca eficiência;
- Falta de precisão nos parâmetros de entrada da força de resistência, os quais variam de acordo com diversas circunstâncias. Entre eles, o coeficiente de

resistência ao rolamento é o que apresenta maior dificuldade de aproximação, pois depende da temperatura, pressão, estado de conservação e material dos pneus, além das condições do solo;

- Possíveis perdas de eficiência devido a desalinhamentos, folgas e erros de montagem nos componentes do sistema. Além dos componentes detalhados, os semieixos e cubos também podem apresentar rendimento inferior a 100%;
- Diferenças na curva de relação de transmissão obtidas nos testes de bancada e em situação real de trabalho, isto é, acoplada aos demais componentes do sistema. Por esse motivo, recomenda-se obter tais dados em testes de campo, possibilitando a comparação entre estes e os obtidos em bancada;
- Condições de pista diferentes das previstas e operação não ideal do protótipo durante as provas.

#### 4.7. Comparação com Protótipos Passados

Como mencionado, houve uma evolução no desempenho do protótipo atual com relação a protótipos anteriores. Na **Tabela 13** é mostrada a comparação entre o protótipo atual e dois protótipos anteriores da Equipe Baja UFSCar.

**Tabela 13** - Comparação entre o protótipo atual e passados da Equipe Baja UFSCar

Comparação entre Protótipos			
Protótipo	Velocidade em 100m [km/h]	Tempo para 30m [s]	Redução Fixa
Ingenium	33,36 (-12,4%)	5,21 (+7,1%)	9,3
Havoc	29 (-23,9%)	5,44 (+11%)	11
Moisés	38,10	4,84	9,98

*Fonte: Autoria Própria*

Como pode-se notar, houve uma melhora considerável no desempenho do protótipo atual. Credita-se essa melhora à, sobretudo, mudança no *setup* da CVT. Os estudos desenvolvidos com relação a esse tópico permitiram à equipe definir uma configuração ideal para o componente, conseguindo aproveitar melhor a potência fornecida pelo motor. Contudo, vale ressaltar a necessidade de continuação dos estudos e testes com o componente.

#### 4.8. Resumo da Transmissão Fixa

Por fim, para a sequência do projeto, foram calculados os parâmetros principais dos estágios da caixa de redução, os quais são mostrados na **Tabela 14**. A escolha de alguns

parâmetros, como o módulo e o ângulo de pressão, levou em conta a metodologia apresentada por Norton (2013).

**Tabela 14** - Parâmetros principais dos estágios de redução

Resumo dos Estágios de Redução			
Parâmetro	1º Estágio	2º Estágio	Unidade
Engrenamento	A-B	C-D	[-]
Módulo	2	2,5	[mm]
Ângulo de Pressão	20	20	[°]
Número de Dentes do Pinhão	18	18	[-]
Número de Dentes da Coroa	63	52	[-]
Redução Obtida	3,5	2,889	[-]
Concordância	100,0%	99,1%	[%]
Distância Entre-Centros (CC)	81,0	87,5	[mm]
Condição de Montagem	OK	OK	[-]
Comprimento de Ponta a Ponta	251,5		[mm]
Redução Total Obtida	10,11		[-]

*Fonte: Autoria Própria*

Além disso, a partir dos parâmetros calculados para os estágios de redução, foi possível calcular também os parâmetros principais de cada engrenagem da caixa de redução, mostrados na **Tabela 15**, utilizando, novamente, fórmulas e conceitos propostos por Norton (2013). A nomenclatura das engrenagens segue o *layout* apresentado na **Figura 21**.

**Tabela 15** - Parâmetros principais das engrenagens da caixa de redução

Parâmetros das Engrenagens					
Parâmetro	Pinhão 1 (A)	Coroa 1 (B)	Pinhão 2 (C)	Coroa 2 (D)	Unidade
Módulo (m)	2	2	2,5	2,5	[mm]
Número de Dentes (N)	18	63	18	52	[-]
Diâmetro Primitivo ( $d_p$ )	36	126	45	130	[mm]
Diâmetro de Base ( $d_b$ )	33,829	118,401	42,286	122,160	[mm]
Diâmetro de Raiz ( $d_r$ )	31	121	38,75	123,75	[mm]
Diâmetro Externo ( $d_e$ )	40	130	50	135	[mm]
Adendo (a)	2	2	2,5	2,5	[mm]
Dedendo (b)	2,5	2,5	3,125	3,125	[mm]
Folga no Fundo do Dente (c)	0,5	0,5	0,625	0,625	[mm]
Passo Circular ( $p_c$ )	6,283	6,283	7,854	7,854	[mm]
Passo de Base ( $p_b$ )	5,904	5,904	7,380	7,380	[mm]
Passo Diametral ( $p_d$ )	0,5	0,5	0,4	0,4	[mm <sup>-1</sup> ]
Comprimento da Linha de Ação (Z)	9,807	9,807	12,145	12,145	[mm]
Grau de Recobrimento ( $m_p$ )	1,661	1,661	1,646	1,646	[-]

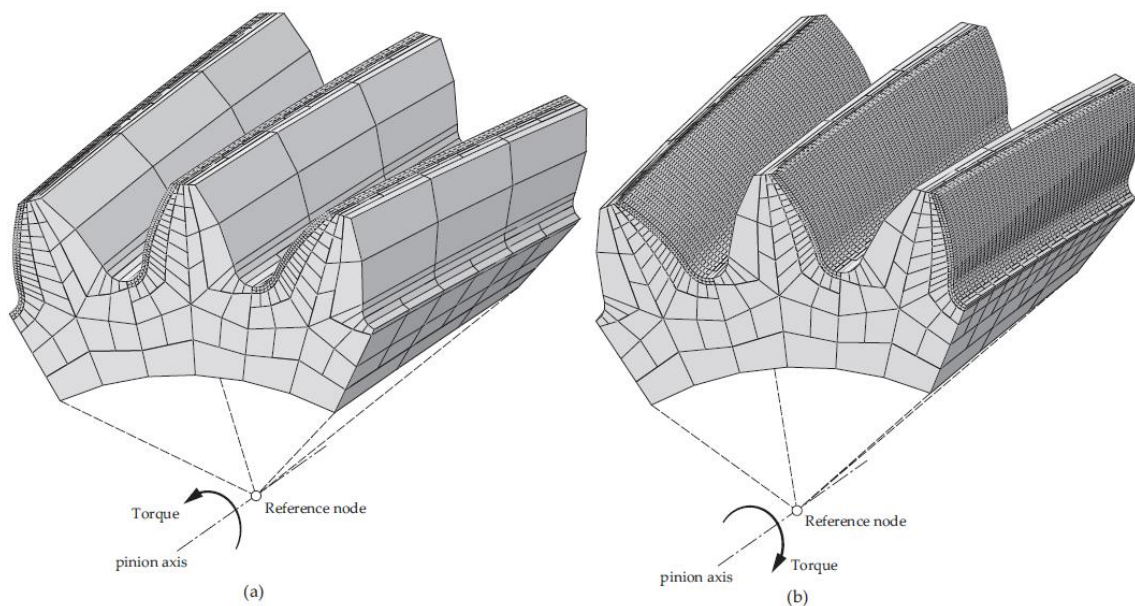
*Fonte: Autoria Própria*

#### 4.9. Sequência de Projeto

O próximo passo do projeto é finalizar o dimensionamento das engrenagens, definindo-se a espessura da alma e dos dentes, assim como os alívios. Para tanto, recomenda-se utilizar a metodologia apresentada por Norton (2013) e Budynas, Nisbett (2015) para estimativa inicial de tais parâmetros. Em seguida, uma opção para otimizar a análise dos esforços no componente e refinar o dimensionamento é utilizar o Método dos Elementos Finitos.

Nesse contexto, Fuentes-Aznar, Gonzalez-Perez (2017) propõe uma divisão de malha da engrenagem de acordo com o apresentado na **Figura 29**. Nesse modelo, há refinamento da malha apenas nas zonas de maior interesse, que correspondem à área de contato dos dentes durante o funcionamento da transmissão.

**Figura 29** - Divisão da malha para análise em elementos finitos de engrenagens



Fonte: Fuentes-Aznar, Gonzalez-Perez (2017)

Com relação aos carregamentos nas engrenagens, Evans, Kasuba (1981) realizaram um estudo considerando dois modelos distintos: um estático e outro dinâmico. A diferença se dá nas características do carregamento, uma vez que o modelo estático representa a situação de começo do funcionamento do sistema de engrenagens, enquanto que o modelo dinâmico representa o funcionamento do sistema em regime. Vale ressaltar que, devido a essa diferença, os critérios de falha adotados são diferentes. O critério estático prevê que o componente resista aos impactos repentinos característicos da transição até o regime. Uma



vez em regime, o componente deve ser capaz de suportar carregamentos cíclicos, característicos de esforços de fadiga.

Ainda, Takahashi (2014) enfatiza a importância de realizar estudos e análises aprofundadas relacionadas à fadiga em engrenagens, uma vez que os componentes estão sujeitos ao funcionamento por grandes períodos de tempo. O autor destaca que são diversos os fatores levados em conta na simulação de fadiga em elementos finitos, visto que muitas propriedades da geometria e do material das peças são alteradas por fatores externos. Nesse sentido, estabelecer modelos bem definidos para a análise de fadiga é uma tarefa difícil e, por esse motivo, exige um estudo aprofundado acerca dos dados levados em consideração na simulação.

Por fim, a partir do dimensionamento das engrenagens, torna-se possível estabelecer as cargas atuantes nos demais componentes da caixa e, por consequência, pode-se realizar o dimensionamento de tais componentes, como eixos e rolamentos, por exemplo, para finalização do projeto. Essa etapa, porém, não está inclusa no escopo desse projeto.

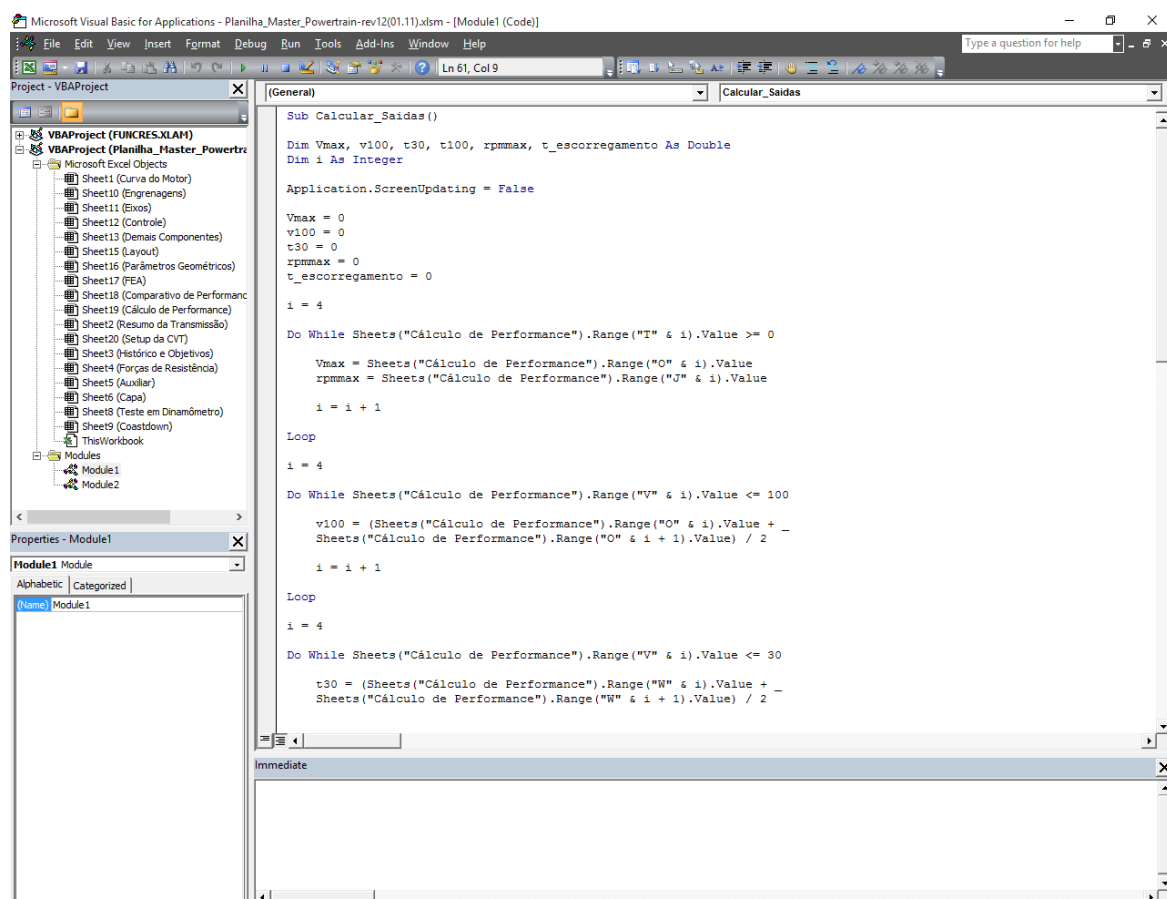
## 5. FERRAMENTA COMPUTACIONAL

### 5.1. Software

A ferramenta desenvolvida se trata de uma planilha de cálculo feita no *software* Microsoft Office Excel®, o qual foi vastamente utilizado ao longo do desenvolvimento dos do presente projeto. As grandes vantagens que o programa oferece são a possibilidade de utilização de ferramentas visuais e a praticidade de uso para os cálculos.

Com o auxílio do *Virtual Basics for Applications* (VBA), plataforma nativa do *software*, com interface mostrada na **Figura 30**, foi possível implementar a automatização dos cálculos e otimização da interface. Essa plataforma utiliza linguagem própria de programação para realizar as operações e têm integração plena com planilhas de cálculo comum.

**Figura 30** - Interface da plataforma de VBA



Fonte: Autoria Própria

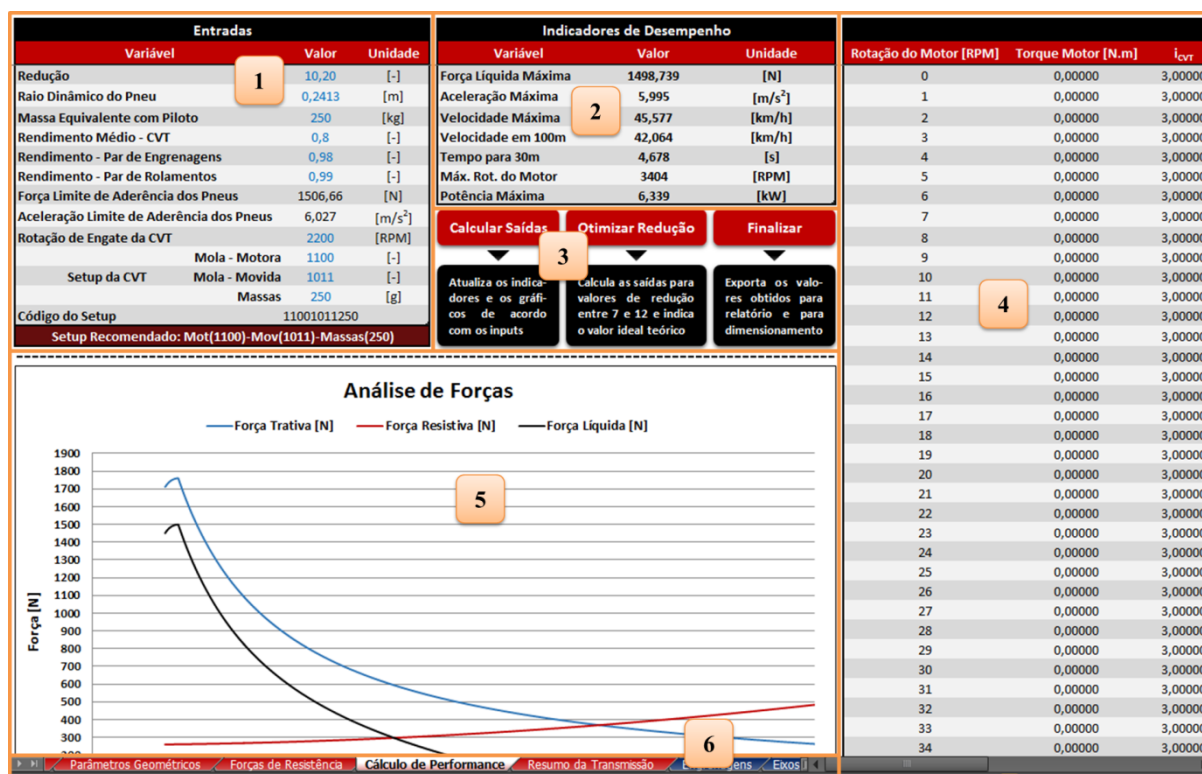
Vale ressaltar que a plataforma está diretamente ligada às planilhas de cálculo desenvolvidas, ou seja, para revisões futuras, é necessário avaliar a possibilidade de alterações tanto no código quanto na organização geral dos cálculos e das planilhas.

## 5.2. Interface e Principais Funcionalidades

Um dos objetivos para a interface da ferramenta era ser de fácil uso por parte do usuário, limitando-o a poucas ações para conseguir os resultados de desempenho desejados. Para tanto, decidiu-se por implementar uma aba principal para utilização do usuário, denominada “Cálculo de Performance”.

A interface é composta por seis áreas principais. Para facilitar a explicação do funcionamento, a **Figura 31** mostra a aba principal seguindo as divisões das seis áreas, as quais são explanadas a seguir.

*Figura 31 - Aba principal da interface criada*



Fonte: Autoria Própria

### 5.2.1. Entradas Principais

Essa seção é destinada à digitação das entradas principais para o cálculo de desempenho, sendo os valores na cor azul passíveis de alteração. Vale ressaltar que, como visto, há muitos parâmetros de entrada necessários para o cálculo, porém, nem são alterados com muita frequência. Por esse motivo, priorizou-se as entradas de maior interesse para simulações de desempenho e, também, as que são mais sujeitas a alterações. As demais foram colocadas em outras partes da planilha, mas também são passíveis de alteração, caso seja de interesse para o usuário.

### 5.2.2. Indicadores de Desempenho

Essa área contém os resultados principais para análise do desempenho, com objetivo de fornecer, de forma rápida, as principais saídas dos cálculos desenvolvidos, como as mostradas na **Tabela 9**.

### 5.2.3. Botões de Interface

Foram colocados, nessa seção, os botões de interação com o usuário. Ao clicá-los, a planilha acionará uma das funções de acordo com o botão escolhido. Até a finalização desse projeto, foram adicionadas três funções principais:

- **Calcular Saídas:** calcula as saídas principais de desempenho e atualiza os gráficos de análise, baseado nos parâmetros de entrada. Vale ressaltar que é necessário ativar o botão sempre que houver qualquer alteração nos valores de entrada para que as saídas sejam atualizadas;
- **Otimizar Redução:** ao ativar essa função, a planilha iniciará o processo iterativo para definir o valor de redução fixa ideal, ou seja, aquele que fornece o melhor desempenho para o protótipo, seguindo metodologia apresentada na **Seção 3.2**;
- **Finalizar:** exporta os valores de entrada, as saídas e os gráficos resultantes para relatório para fins de avaliação e apresentações.

### 5.2.4. Etapas de Cálculo

Essa seção é destinada efetivamente às etapas do cálculo, ou seja, a aplicação dos conceitos apresentados no **Capítulo 3** para chegar às saídas desejadas. A variável base do cálculo é a rotação do motor (primeira coluna), como citado, sendo todos os valores sequentes calculados em função dessa variável.

### 5.2.5. Gráficos

Área destinada a apresentação dos gráficos de análise, com a finalidade de sumarizar os resultados de forma visual ao usuário.

### 5.2.6. Abas da Planilha

Nessa seção, é possível navegar entre as abas da planilha. Assim, é possível acessar os dados do motor, parâmetros geométricos, forças de resistência, entre outros, para mudança ou verificação de valores.

## 6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

---

### 6.1. Conclusão do Projeto

Conforme o estudo feito, pôde-se concluir que a CVT é o componente principal que afeta o desempenho do protótipo. O acerto da configuração das molas e massas que conduzem o funcionamento das polias é essencial para o desempenho do veículo, apesar de haverem outros fatores que alteram o comportamento dinâmico do componente, exigindo estudos e testes mais aprofundados com relação ao seu funcionamento.

Ainda, pode-se afirmar também que, de um modo geral, ajustando-se a configuração da CVT para uma condição próxima à ideal, de modo a evitar que se limite o desempenho do motor, o protótipo estará apto a competir por boas colocações nas provas durante a competição.

Deve-se atentar, também, aos parâmetros geométricos principais do protótipo, uma vez que influenciam diretamente na limitação de força transmitida às rodas, evitando escorregamento dos pneus, o que, por consequência, compromete o desempenho do protótipo.

Apesar de ser notável que há oportunidades de melhoria e aperfeiçoamento dos conceitos empregados, a ferramenta desenvolvida e a metodologia empregada possuem grande potencial, visto à proximidade dos resultados esperados em comparação aos resultados de competição, em contraste com a dificuldade de definição dos parâmetros de entrada dos cálculos.

Além disso, é notável a evolução do projeto de *powertrain* da Equipe Baja UFSCar, o que é comprovado pelos bons resultados nas provas de desempenho dinâmico na última competição. Em especial, destaca-se os estudos com relação à CVT, os quais tiveram maior avanço. Nesse contexto, o presente projeto foi desenvolvido em conjunto com outro trabalho de conclusão de curso do aluno Renan Maier Ferreira, e aborda o desenvolvimento de uma modelagem aprofundada do componente, de modo a obter uma configuração ideal para garantia de melhor performance.

Por fim, o autor espera que a ferramenta desenvolvida seja útil nos projetos futuros do sistema de transmissão da Equipe Baja UFSCar, e que a equipe obtenha muito sucesso na busca dos objetivos. E, também, que o programa Baja continue crescendo no cenário nacional, uma vez que é uma oportunidade única de amadurecimento, motivação e desenvolvimento técnico provido aos graduandos, que transcende os conceitos aprendidos em sala de aula com uma abordagem prática, essencial para o aprendizado.

## 6.2. Finalização do Projeto “Moisés”

A finalização do protótipo atual da equipe ocorreu concomitantemente ao desenvolvimento deste projeto. É mostrado, na **Figura 32**, a configuração final do *powertrain*, na **Figura 33**, uma vista traseira do protótipo finalizado e, na **Figura 34**, uma vista isométrica, ambos em *software* CAD.

*Figura 32 - Configuração final do powertrain do protótipo Moisés*



*Fonte: Autoria Própria*

*Figura 33 - Vista traseira do protótipo Moisés em software CAD*



*Fonte: Autoria Própria*

**Figura 34** – Vista isométrica do protótipo Moisés em software CAD



*Fonte: Autoria Própria*

Ainda, na **Figura 35**, é ilustrado o protótipo em funcionamento durante a prova de enduro de resistência da competição Baja SAE Regional Sudeste 2018.

**Figura 35** - Protótipo Moisés na competição Baja SAE Regional Sudeste 2018



*Fonte: Autoria Própria*



### 6.3. Sugestões de Estudos e Projetos Futuros

Como sugestões para próximos passos, de modo a garantir a continuidade e o aperfeiçoamento dos cálculos e da ferramenta e, também, o desenvolvimento de novos estudos, seguem:

- Adicionar os cálculos propostos por bibliografias como Norton (2013), relacionados ao dimensionamento dos componentes, como eixos, engrenagens e rolamentos, para dimensionamento inicial dos componentes;
- Melhoria da interface da ferramenta computacional criada, de modo a deixar mais intuitiva e de fácil utilização;
- Seguir o dimensionamento inicial com análise pelo Método de Elementos Finitos dos componentes, a fim de refinar e reduzir o tamanho e a massa dos componentes, assim como o envelope do sistema como um todo, visando aumento de desempenho;
- Dar continuidade aos testes em bancada alterando-se a configuração da CVT, visto que, como citado é um dos parâmetros que possui maior interferência sobre o desempenho do veículo. Investigar, sobretudo, a influência do nível de pré-tensão na mola da polia movida, parâmetro que não foi alterado até o momento;
- Realizar um estudo direcionado à análise da interação entre correia e polia, com a finalidade de avaliar o escorregamento e a perda de eficiência que ocorre durante o funcionamento da CVT, bem como avaliar a rotação em que ocorre efetivamente o engate do componente;
- Estudar a influência da temperatura sobre a eficiência da CVT, e a otimização do sistema de resfriamento por meio de simulações computacionais de análise de fluídos;
- Aprimorar os estudos sobre o funcionamento e o desempenho do motor utilizado, de modo a adequar o projeto do sistema para que se consiga aproveitar ao máximo a potência fornecida;
- Estudo aprofundado sobre a influência dos parâmetros geométricos na dinâmica lateral, vertical e longitudinal do veículo, a fim de criar um compromisso entre todos os sistemas para definição de tais parâmetros;
- Medir o centro de gravidade sempre que finalizar a montagem de um protótipo novo, seguindo metodologias como a indicada por Canale (1989), para obter maior precisão da força limite de aderência dos pneus ao solo;



- Promover estudos sobre os coeficientes das forças de resistência, como o coeficiente de rolamento e aerodinâmico. Mais especificamente, com relação à força de resistência ao rolamento, verificar o comportamento desta força com a variação da velocidade, para não assumir uma força constante e obter resultados mais representativos;
- Implementar um sistema de medição e monitoramento do torque disponível nos semieixos do sistema de transmissão, utilizando metodologia proposta no trabalho de Borges et al (2015), a fim de avaliar a eficiência geral dos estágios de redução e avaliar a potência efetiva no eixo das rodas;
- Melhoria da bancada de testes de CVT, com a finalidade de implementar um sistema de medição de torque, como o proposto por Camalleri (2005) para avaliar a eficiência do componente.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

---

ALBUQUERQUE, A. A. **Caracterização da Resposta Dinâmica de uma CVT por Polias Expansivas**. 2003. 179f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2003.

BEERY, A. **Vehicle Drag Coefficient, FEA of Frame, & Tire Analysis of SAE Baja Vehicle**. 2013. Departamento de Engenharia Mecânica, The University of Akron, Akron, 2013.

BRESOLIN, J. G. **Avaliação da eficiência do sistema de transmissão utilizado em protótipos Baja SAE**. 2012. 27 f. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

BRIGGS & STRATTON. Racing Engines. **Model 20**. Disponível em: <[https://www.briggsandstratton.com/na/en\\_us/product-catalog/engines/racing-engines/model-20.html](https://www.briggsandstratton.com/na/en_us/product-catalog/engines/racing-engines/model-20.html)>. Acesso em: out. 2018.

BORGES, J. C. da S. et al. Métodos e técnicas de medição de torque diretamente em eixos rotativos. **Revista Principia**, João Pessoa, v. 28, p. 121-129, dez. 2015.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT J. K. **Shigley's Mechanical Engineering Design**. 10 ed. Nova Iorque: McGraw Hill Education, 2015. 1105 p.

CAMALLERI, M. **A new approach to the design of a speed-torque-controlled rubber v-belt variator**. p. 1413-1427. Monografia (Departamento de Engenharia Mecânica) – Universidade de Palermo, Itália, 2005.

CANALE, A. C. **Automobilística: Dinâmica e Desempenho**. São Paulo: Editora Érica, 1989. 123 p.

EVANS, J. W.; KASUBA, R. An Extended Model for Determining Dynamic Loads in Spur Gearing. **Journal of Mechanical Design**, v. 103, p. 398-409, abril de 1981.

FERREIRA, R. M. **Modelagem, Simulação e Validação de uma Transmissão Continuamente Variável (CVT)**. 2018. 75 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de São Carlos, São Carlos, 2018.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. 1992. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc. 470 p.

FUENTES-AZNAR, A.; GONZALEZ-PEREZ, I. Implementation of a finite element model for stress analysis of gear drives based on multi-point constraints. **Mechanism and Machine Theory**, v. 117, p. 35-47, novembro de 2017

LEAL, L. da C. M.; NICOLAZZI, L. C.; DA ROSA, E. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**. Florianópolis: Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2012. 347 p.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**. 4 ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1055 p.

ORTIZ, M. S. **Abordagem EKD para Implementação da Gestão de Conhecimento na Equipe EESCuderia Mileage**. 2016. 117p. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Elétrica) – Departamento de Engenharia Elétrica, Escola de Engenharia de São Carlos, São Carlos, 2016.

PALIGA, A. **Somas de Riemann e Integração Numérica**. Disponível em: <[https://wp.ufpel.edu.br/nucleomateceng/files/2012/07/Somas-de-Riemann-e-integra%C3%A7%C3%A3o-num%C3%A9rica\\_.pdf](https://wp.ufpel.edu.br/nucleomateceng/files/2012/07/Somas-de-Riemann-e-integra%C3%A7%C3%A3o-num%C3%A9rica_.pdf)>. Acesso em nov. 2018.

SAE Brasil. Programas Estudantis. **Baja SAE Brasil**. Disponível em: <<http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil>>. Acesso em: out. 2018.

SANO, A. **Uma análise da eficiência de uma transmissão CVT**. 2013. 62 f. Monografia (Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

TAKAHASHI, B. X. **Metodologia Moderna para Análise de Fadiga Baseada em Elementos Finitos de Componentes Sujeitos a Fadiga Uni e Multiaxial**. 2014. 338p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2014.

TENIUS, E. **Como foi projetada e construída a transmissão do Baja SAE Imperador da UFTPR**. Disponível em: <<https://www.flatout.com.br/project-cars-102-como-foi-projetada-e-construida-transmissao-baja-sae-imperador-da-uftpr/>>. Acesso em: out. 2018.

DE TOLEDO, F. H. B. **Projeto de variador de velocidades escalonado de duas marchas para protótipo Baja SAE**. 2015. 117p. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2015.

## APÊNDICES

### APÊNDICE A - VARIAÇÃO DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO POR SETUP DE CVT

Variação da Relação de Transmissão de Acordo com Setup da CVT												
Rotação	11001011250	11001011275	11001015250	11001015275	11011011250	11011011275	11011015250	11011015275	11191011250	11191011275	11191015250	11191015275
1800	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000
1850	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000
1900	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000
1950	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	2,856	3,000	3,000
2000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	2,993	2,635	3,000	3,000
2050	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	2,775	2,427	3,000	3,000
2100	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	2,973	3,000	3,000	2,569	2,233	3,000	3,000
2150	3,000	3,000	3,000	3,000	2,808	2,727	2,898	3,000	2,376	2,051	2,904	2,916
2200	3,000	3,000	3,000	3,000	2,574	2,497	2,763	2,810	2,195	1,882	2,752	2,714
2250	3,000	3,000	3,000	3,000	2,356	2,283	2,631	2,611	2,026	1,725	2,606	2,524
2300	3,000	3,000	3,000	3,000	2,154	2,084	2,501	2,423	1,869	1,579	2,465	2,344
2350	3,000	3,000	3,000	3,000	1,965	1,901	2,374	2,245	1,722	1,445	2,328	2,175
2400	3,000	3,000	3,000	3,000	1,791	1,731	2,249	2,079	1,586	1,321	2,197	2,017
2450	3,000	3,000	3,000	2,876	1,631	1,575	2,128	1,922	1,460	1,208	2,070	1,868
2500	3,000	3,000	2,991	2,639	1,483	1,433	2,010	1,776	1,344	1,104	1,948	1,729
2550	3,000	2,731	2,794	2,418	1,348	1,303	1,895	1,639	1,238	1,010	1,831	1,599
2600	2,988	2,453	2,605	2,212	1,226	1,185	1,784	1,511	1,140	0,925	1,719	1,478
2650	2,747	2,198	2,425	2,021	1,114	1,078	1,676	1,393	1,051	0,849	1,612	1,366
2700	2,520	1,967	2,255	1,845	1,013	0,983	1,571	1,283	0,971	0,780	1,510	1,262
2750	2,308	1,758	2,092	1,683	0,923	0,897	1,470	1,182	0,898	0,720	1,412	1,166
2800	2,109	1,569	1,938	1,534	0,843	0,822	1,373	1,089	0,832	0,666	1,319	1,078
2850	1,924	1,401	1,793	1,398	0,772	0,756	1,280	1,003	0,774	0,620	1,231	0,998
2900	1,752	1,251	1,656	1,274	0,710	0,698	1,190	0,925	0,722	0,580	1,147	0,924
2950	1,593	1,119	1,527	1,162	0,656	0,649	1,105	0,854	0,677	0,547	1,068	0,858
3000	1,446	1,004	1,405	1,060	0,610	0,607	1,023	0,791	0,637	0,519	0,994	0,798
3050	1,311	0,904	1,292	0,970	0,571	0,572	0,946	0,733	0,603	0,496	0,924	0,744
3100	1,188	0,819	1,186	0,889	0,539	0,544	0,874	0,682	0,574	0,478	0,859	0,696
3150	1,076	0,748	1,089	0,818	0,513	0,522	0,805	0,637	0,549	0,464	0,799	0,654
3200	0,974	0,689	0,998	0,756	0,493	0,505	0,741	0,597	0,529	0,454	0,743	0,617
3250	0,884	0,641	0,915	0,703	0,478	0,492	0,682	0,563	0,513	0,448	0,691	0,584
3300	0,803	0,604	0,839	0,657	0,467	0,484	0,628	0,534	0,500	0,445	0,644	0,557
3350	0,732	0,576	0,770	0,618	0,460	0,480	0,578	0,510	0,490	0,445	0,602	0,534
3400	0,671	0,556	0,709	0,586	0,457	0,479	0,534	0,490	0,483	0,447	0,564	0,515
3450	0,618	0,543	0,654	0,561	0,457	0,480	0,494	0,474	0,479	0,450	0,530	0,500
3500	0,574	0,537	0,605	0,541	0,460	0,484	0,460	0,461	0,476	0,456	0,501	0,488
3550	0,538	0,535	0,564	0,526	0,464	0,489	0,431	0,453	0,474	0,462	0,476	0,479
3600	0,511	0,538	0,529	0,515	0,470	0,494	0,407	0,447	0,474	0,468	0,455	0,473
3650	0,490	0,544	0,500	0,509	0,477	0,500	0,389	0,444	0,475	0,475	0,439	0,470
3700	0,477	0,551	0,478	0,505	0,484	0,506	0,376	0,444	0,475	0,482	0,427	0,468
3750	0,471	0,559	0,461	0,505	0,491	0,512	0,369	0,446	0,476	0,488	0,419	0,469
3800	0,471	0,567	0,451	0,507	0,498	0,515	0,368	0,450	0,476	0,493	0,416	0,471
3850	0,477	0,574	0,446	0,511	0,503	0,517	0,372	0,455	0,476	0,496	0,417	0,475
3900	0,488	0,578	0,448	0,516	0,506	0,517	0,383	0,462	0,474	0,497	0,422	0,479
3950	0,505	0,579	0,455	0,521	0,507	0,514	0,400	0,470	0,470	0,496	0,431	0,484
4000	0,527	0,575	0,467	0,527	0,505	0,507	0,423	0,479	0,465	0,492	0,444	0,489

## APÊNDICE B - COMPARATIVO DE DESEMPENHO

Comparativo de Performance				
Redução	Tempo para 30m [s]	Velocidade em 100m [km/h]	Velocidade Máxima [km/h]	Potência Máxima [kW]
7,00	5,02086	41,28613	44,66422	6,13636
7,05	5,00275	41,27563	44,75163	6,14160
7,10	4,98563	41,26704	44,73954	6,14551
7,15	5,00057	41,35467	44,72938	6,14940
7,20	4,98528	41,34972	44,72110	6,15327
7,25	4,97093	41,34657	44,81572	6,15841
7,30	4,95747	41,34519	44,81098	6,16224
7,35	4,94490	41,34554	44,80801	6,16605
7,40	4,96430	41,44177	44,80676	6,16984
7,45	4,95340	41,44542	44,80721	6,17361
7,50	4,94332	41,45070	44,90994	6,17861
7,55	4,93406	41,45757	44,91353	6,18234
7,60	4,92559	41,46602	44,91870	6,18605
7,65	4,91791	41,47600	44,92542	6,18974
7,70	4,91099	41,48748	44,93364	6,19340
7,75	4,90482	41,50044	44,94333	6,19705
7,80	4,89938	41,51484	44,95446	6,20068
7,85	4,89467	41,53066	44,96699	6,20429
7,90	4,89066	41,54786	44,98090	6,20788
7,95	4,88736	41,56642	44,99614	6,21145
8,00	4,88474	41,58631	45,01268	6,21499
8,05	4,88279	41,60750	45,03050	6,21852
8,10	4,85044	41,62996	45,04955	6,22202
8,15	4,84977	41,65366	45,06981	6,22551
8,20	4,84975	41,67858	45,09125	6,22897
8,25	4,85035	41,61162	45,11383	6,23241
8,30	4,85158	41,63896	45,13753	6,23583
8,35	4,82242	41,66744	45,16231	6,23923
8,40	4,82481	41,69704	45,18814	6,24261
8,45	4,82778	41,72772	45,11677	6,24485
8,50	4,83135	41,75946	45,14475	6,24819
8,55	4,80454	41,69975	45,17371	6,25150
8,60	4,80918	41,73361	45,20360	6,25480
8,65	4,81438	41,76846	45,23440	6,25807
8,70	4,78925	41,80427	45,26607	6,26132
8,75	4,79547	41,74899	45,20140	6,26347
8,80	4,80222	41,78673	45,23490	6,26668
8,85	4,77867	41,82536	45,26919	6,26987
8,90	4,78639	41,86485	45,30425	6,27304
8,95	4,79464	41,81364	45,34004	6,27618
9,00	4,77256	41,85489	45,28030	6,27826
9,05	4,78173	41,89693	45,31765	6,28136
9,10	4,76063	41,84860	45,35567	6,28444
9,15	4,77070	41,89226	45,39431	6,28749
9,20	4,75055	41,93665	45,33813	6,28951
9,25	4,76148	41,89101	45,37813	6,29252
9,30	4,74225	41,93689	45,41868	6,29551
9,35	4,75402	41,89303	45,36500	6,29749
9,40	4,73566	41,94030	45,40677	6,30044
9,45	4,74824	41,98820	45,44901	6,30336

9,50	4,73072	41,94674	45,39763	6,30529
9,55	4,74409	41,99592	45,44094	6,30817
9,60	4,72738	41,95604	45,48464	6,31103
9,65	4,74152	42,00641	45,43537	6,31292
9,70	4,72558	41,96805	45,48000	6,31573
9,75	4,71008	42,01954	45,52495	6,31851
9,80	4,72527	41,98261	45,47760	6,32036
9,85	4,71050	42,03515	45,52334	6,32310
9,90	4,69615	42,08811	45,47728	6,32491
9,95	4,71234	42,05309	45,52371	6,32761
10,00	4,69867	42,10697	45,57034	6,33028
10,05	4,71556	42,07321	45,52589	6,33205
10,10	4,70255	42,04017	45,57309	6,33467
10,15	4,68992	42,09538	45,52973	6,33641
10,20	4,67766	42,06350	45,57740	6,33899
10,25	5,06011	42,11944	45,62513	6,34155
10,30	5,04640	42,08866	45,58311	6,34323
10,35	5,03346	42,14526	45,63119	6,34574
10,40	5,05081	42,11552	45,59006	6,34740
10,45	5,03853	42,17271	45,63840	6,34986
10,50	5,02662	42,14393	45,59811	6,35148
10,55	5,01509	42,20163	45,64661	6,35389
10,60	5,03291	42,17376	45,69502	6,35628
10,65	5,02198	42,14645	45,65567	6,35785
10,70	5,01139	42,20488	45,70413	6,36019
10,75	5,00114	42,17838	45,66543	6,36173
10,80	5,02085	42,23715	45,71384	6,36402
10,85	5,01042	42,21140	45,67572	6,36553
10,90	5,00105	42,27043	45,72401	6,36777
10,95	4,99200	42,24538	45,68642	6,36925
11,00	4,98251	42,22079	45,73450	6,37144
11,05	4,97406	42,28018	45,69735	6,37288
11,10	4,99526	42,25620	45,74515	6,37502
11,15	4,98657	42,23263	45,70839	6,37643
11,20	4,97891	42,29224	45,75582	6,37852
11,25	4,97077	42,26920	45,80285	6,38058
11,30	4,96366	42,32879	45,76636	6,38193
11,35	4,95682	42,30621	45,81290	6,38394
11,40	4,94949	42,28399	45,77664	6,38526
11,45	4,97223	42,34354	45,82261	6,38721
11,50	4,96533	42,32171	45,78651	6,38850
11,55	4,95943	42,30018	45,83183	6,39040
11,60	4,95302	42,35956	45,79584	6,39165
11,65	4,94761	42,33834	45,84043	6,39350
11,70	4,94167	42,31739	45,80448	6,39471
11,75	4,93671	42,37645	45,84826	6,39651
11,80	4,93122	42,35573	45,81229	6,39769
11,85	4,92595	42,41439	45,85520	6,39943
11,90	4,92165	42,39384	45,81916	6,40057
11,95	4,91680	42,37350	45,86111	6,40226
12,00	4,91292	42,43160	45,90232	6,40391

---