



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LUCAS DE LIMA NOGUEIRA

**DEFINIÇÃO DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO DE UM VEÍCULO DO TIPO BAJA
SAE**

Recife

2019

LUCAS DE LIMA NOGUEIRA

**DEFINIÇÃO DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO DE UM VEÍCULO DO TIPO BAJA
SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Departamento de
Engenharia Mecânica da Universidade
Federal de Pernambuco, como requisito
parcial para obtenção do grau de Bacharel
em Engenharia Mecânica.

Orientador: Fábio Santana Magnani

Recife

2019

Catálogo na fonte
Bibliotecária Maria Luiza de Moura Ferreira, CRB-4 / 1469

N778d Nogueira, Lucas de Lima.
 Definição da relação de transmissão de um veículo do tipo Baja SAE /Lucas de
Lima Nogueira. - 2019.
 63 folhas, il.

Orientador: Prof. Fábio Santana Magnani.

TCC (Graduação) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Departamento
de Graduação em Engenharia Mecânica, 2019.
Inclui Referências e Apêndices.

1. Engenharia Mecânica. 2. Dinâmica veicular. 3. Dinâmica longitudinal.
4. Baja. 5. *Off-road*. I. Magnani, Fábio Santana (Orientador). II. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2019-456

LUCAS DE LIMA NOGUEIRA

**DEFINIÇÃO DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO DE UM VEÍCULO DO TIPO BAJA
SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Departamento de
Engenharia Mecânica da Universidade
Federal de Pernambuco, como requisito
parcial para obtenção do grau de Bacharel
em Engenharia Mecânica.

Aprovada em: ____/____/____.

BANCA EXAMINADORA

Dr. Fábio Santana Magnani (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco

Me. Guilherme Medeiros S. De Andrade (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

Me. Maurício Pereira Magalhães de Novaes Santos (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

AGRADECIMENTOS

A Deus que sempre esteve me guiando em decisões, caminhos e realizações durante minha vida.

Aos meus pais, que sempre me apoiaram e auxiliaram meus estudos e escolhas. Palavras não são suficientes para descrever o quanto sou grato por todo suporte, além dos ensinamentos e amor que recebi.

Aos meus avôs, avós, tios e tias, que também me guiaram nessa jornada, em especial à tia Rosineide (Neném), que me acolheu e sempre esteve presente para me auxiliar.

A todos meus amigos e amigas, que me apoiaram e sempre me incentivaram a continuar.

À Equipe Manguê Baja, que me ensinou a ter resiliência para superar obstáculos e a enfrentar barreiras, por mais difíceis que pareçam.

À EIXO Consultoria, por abrir minha mente a respeito de conceitos de liderança e empreendedorismo.

Aos professores e professoras, que compartilharam seu conhecimento de forma magnífica, contribuindo para minha formação.

Enfim, a todas as pessoas que de alguma forma contribuíram em minha vida.

RESUMO

Com o crescente avanço tecnológico, as simulações computacionais se tornam cada vez mais presentes na indústria automotiva, de forma a reduzir custo, tempo e obter melhorias de desempenho. Essa busca também está presente nas Competições Baja SAE, em que equipes de estudantes de diversas universidades tem como objetivo projetar, fabricar e validar veículos *off-road*, para participar em competições organizadas pela SAE (*Society of Automotive Engineers*). Nesse sentido, no presente trabalho foram utilizadas as teorias newtonianas aplicada à dinâmica veicular, no intuito de desenvolver uma metodologia para a definição da relação de transmissão de um veículo Baja SAE. Para isso, foi desenvolvida uma rotina computacional em MATLAB, alimentada por dados aquisitados em campo e em bancada, de forma a obter as curvas cinemáticas do veículo. Em seguida, as curvas de velocidade e deslocamento teóricas do veículo foram comparadas com dados validados em campo, obtendo-se erros médios de apenas 1,88 km/h e 0,84 m para as curvas de velocidade e deslocamento, respectivamente.

Palavras-chave: Dinâmica veicular. Dinâmica longitudinal. Baja. *Off-road*.

ABSTRACT

Due the increasing in technology progress, the computational simulations are becoming more recurring in automotive industry, aiming reduce cost, time and improve performance. This pursuit is also present in Baja SAE Competitions, in which teams formed by students from several universities aims to design, build and test off-road vehicles to participate in competitions organized by SAE (Society of Automotive Engineers). Thus, in the current we study used the Newton's equations applied to vehicular dynamics, in order to formulate a methodology to define the transmission ratio of a Baja SAE vehicle. In order to do that, we developed a MATLAB computational routine, using data acquired in field and bench tests, to obtain the vehicle kinematics curves. Then, the theoretical speed and displacement curves were compared with real data validated in field tests, resulting mean errors of only 1.88 km/h and 0.84 m to the speed and displacement curves, respectively.

Keywords: Vehicle dynamics. Longitudinal dynamics. Baja. Off-road.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 -	Relações de transmissão	13
Figura 2 -	Rotação do motor com um câmbio manual.....	14
Figura 3 -	Câmbio manual	15
Figura 4 -	Câmbio automático	17
Figura 5 -	Mudança de marchas em uma CVT do tipo VDP.....	17
Figura 6 -	Comparativo CVT e Câmbio manual.....	18
Figura 7 -	Transmissão do torque em um <i>powertrain</i>	20
Figura 8 -	Curva típica do coeficiente de adesão vs. <i>slip ratio</i>	24
Figura 9 -	Diagrama de corpo-livre de um veículo.....	24
Figura 10 -	Distribuição de tensão de um pneu em repouso	26
Figura 11 -	Distribuição de tensão em um pneu em movimento	27
Figura 12 -	Curva típica de um teste de <i>coastdown</i>	29
Figura 13 -	Protótipo Baja SAE	31
Figura 14 -	Motor <i>Briggs & Stratton</i> 10 HP	32
Figura 15 -	Transmissão de potência - Equipe Mangue Baja.....	33
Figura 16 -	<i>Powertrain</i> da Equipe Mangue Baja.....	33
Figura 17 -	Ilustração do teste de Aceleração e Velocidade	34
Figura 18 -	Dinamômetro inercial da Equipe Mangue Baja	35
Figura 19 -	Rotação do motor ao longo do tempo	36
Figura 20 -	Curva de torque do motor	37
Figura 21 -	Bancada de testes da CVT	37
Figura 22 -	Curva de relação de transmissão da CVT.....	38
Figura 23 -	Teste de <i>coastdown</i>	39
Figura 24 -	<i>Datalogger Race Technology DL1 CLUB</i>	39
Figura 25 -	GPS utilizado para mensurar a velocidade	39
Figura 26 -	Desaceleração em função da velocidade	40
Figura 27 -	Arquitetura da rotina computacional para a solução do modelo....	41
Figura 28 -	Bloco <i>Parâmetros iniciais</i>	42
Figura 29 -	Bloco <i>Motor & Transmissão</i>	42
Figura 30 -	Bloco <i>Roda</i>	43
Figura 31 -	Bloco <i>slip ratio</i>	43
Figura 32 -	Bloco <i>Força trativa</i>	44

Figura 33 -	Bloco <i>Veículo</i>	45
Figura 34 -	Bloco <i>Transferência de peso</i>	45
Figura 35 -	Bloco <i>Atualização da rotação do motor</i>	45
Figura 36 -	Curvas obtidas	46
Figura 37 -	Comparativo de diferentes áreas frontais.	47
Figura 38 -	Comparativo de diferentes massas do veículo.....	47
Figura 39 -	Comparativo de diferentes terrenos	48
Figura 40 -	Comparativos das relações de transmissão (asfalto)	49
Figura 41 -	Comparativos das relações de transmissão (terra).....	50
Figura 42 -	Comportamento para diversas relações do redutor fixo.....	51
Figura 43 -	Dados do veículo	52
Figura 44 -	Ilustração do teste	53
Figura 45 -	Comparativo dos dados teóricos e medidos em campo.....	53
Figura 46 -	Histograma de erros.....	54
Figura 47 -	Tempo em 30 m na 24ª Competição Baja SAE Brasil.....	55
Figura 48 -	Velocidade em 100 m na 24ª Competição Baja SAE Brasil.	56

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
1.1	DELIMITAÇÃO DO PROBLEMA	11
1.2	JUSTIFICATIVA	12
1.3	OBJETIVOS	12
1.3.1	Objetivo geral.....	12
1.3.2	Objetivos específicos.....	12
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	13
2.1	RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO	13
2.2	SISTEMAS DE TRANSMISSÃO VEICULAR	14
2.2.1	Câmbio manual.....	15
2.2.2	Câmbio automatizado	16
2.2.3	Câmbio automático	16
2.2.4	<i>CVT (Countinuous Variable Transmission).....</i>	17
2.3	SEGUNDA LEI DE NEWTON.....	18
2.3.1	Sistemas translacionais.....	18
2.3.2	Sistemas rotacionais.....	19
2.4	MODELAGEM DO VEÍCULO	19
2.4.1	Dinâmica do <i>powertrain</i>.....	20
2.4.1.1	Força trativa	23
2.4.2	Dinâmica do veículo	24
2.4.2.1	Força normal nas rodas.....	25
2.4.2.2	Forças resistivas	25
2.4.2.3	Resistência à rolagem	26
2.4.2.4	Perdas por fricção na transmissão.....	27
2.4.2.5	Força de arrasto aerodinâmico	28
2.4.2.6	Teste de <i>coastdown</i>	28
2.4.2.7	Aplicação da Segunda Lei de Newton.....	29
2.5	SISTEMA DE <i>POWERTRAIN</i> BAJA SAE	30
2.5.1	Projeto Baja SAE.....	31
2.5.2	<i>Powertrain</i> - Equipe Mangue Baja.....	32
3	METODOLOGIA	35
3.1	AQUISIÇÃO DE DADOS.....	35

3.1.1	Dados do Motor	35
3.1.2	Dados da CVT.....	37
3.1.3	Forças resistivas.....	38
3.1.4	Momentos de inércia de massa	40
3.2	MODELAGEM DA DINÂMICA LONGITUDINAL	40
3.2.1	Modelo desenvolvido.....	40
3.2.1.1	Parâmetros iniciais.....	42
3.2.1.2	Motor & Transmissão	42
3.2.1.3	Roda	43
3.2.1.4	Slip ratio.....	43
3.2.1.5	Força trativa	44
3.2.1.6	Veículo.....	44
3.2.1.7	Transferência longitudinal de peso.....	45
3.2.1.8	Atualização da rotação do motor	45
3.2.1.9	Armazenamento dos dados.....	46
3.2.2	Verificação da conformidade do modelo	46
3.2.2.1	Comparativo de área frontal	46
3.2.2.2	Comparativo de massa.....	47
3.2.2.3	Comparativo de terrenos	48
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	49
4.1	DEFINIÇÃO DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO	49
4.2	VALIDAÇÃO EM ASFALTO	52
4.2.1	Curvas cinemáticas.....	52
4.2.2	Tempo em 30 m e Velocidade em 100 m	54
4.3	VALIDAÇÃO EM TERRA BATIDA.....	55
5	CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS	57
	REFERÊNCIAS.....	58
	APÊNDICE A – ROTINA DE SIMULAÇÃO DA DINÂMICA LONGITUDINAL.....	59
	APÊNDICE B – ROTINA DE MODELAGEM DO PNEU.....	63

1 INTRODUÇÃO

O automóvel é um veículo motorizado, que integra vários sistemas com funções específicas, no intuito de promover a locomoção de passageiros. Dentre esses sistemas, há o *powertrain*, que tem como objetivo gerar potência mecânica, a partir do motor, e transmitir essa potência às rodas. Essa transmissão de potência é realizada pela transmissão do veículo. Nesse sentido, essa entrega de potência às rodas pode ser realizada pelo sistema de transmissão seguindo diferentes tipos de estratégias, de acordo com seus parâmetros, como redução do consumo de combustível ou melhoria do desempenho do veículo em aceleração (FISCHER *et al.*, 2015). Um desses parâmetros é a relação de transmissão da caixa de câmbio, que deve ser definida corretamente para auxiliar o motor a entregar a potência adequada para cada situação. Nesse sentido, a escolha de parâmetros de projeto pode ser realizada de diversas maneiras. Uma delas é empiricamente, sendo testado diversos valores, verificando-se o desempenho dos resultados obtidos. No entanto, dependendo do tipo de projeto, essa abordagem tem um custo elevado e possivelmente não resulta na melhor escolha, devido à limitação do número de possíveis parâmetros a serem testados. Dessa forma, é bastante empregada na indústria automotiva a utilização de simulações computacionais, de forma a testar esses parâmetros antes da fabricação dos componentes, testando-se virtualmente um número maior de valores.

1.1 DELIMITAÇÃO DO PROBLEMA

Para veículos de corrida, um dos principais critérios a ser avaliado durante a definição da relação de transmissão é o desempenho em situações de arrancada. Esse tipo de prova está presente nas Competições Baja SAE, em que os veículos do tipo Baja SAE são submetidos. Nesse sentido, a transmissão desse veículo deve ser projetada para ser capaz de retirar o máximo de potência do motor, para isso fazendo-o trabalhar em rotações de maior potência. Dessa forma, a relação de transmissão desse veículo deve ser definida de maneira adequada, de forma a proporcionar bons resultados na competição.

1.2 JUSTIFICATIVA

A exigência nas Competições Baja SAE é bastante rígida. Equipes de todo Brasil participam, tornando-as bastante competitivas. Além disso, por se tratar de um projeto universitário, o orçamento é bastante limitado. Nesse sentido, a maioria dos parâmetros do veículo deve ser definida corretamente ainda na fase projetual, reduzindo custos de prototipagem e de reprojeção, através de modelos semelhantes à realidade. Dessa forma, na busca de um veículo competitivo, se faz necessária a criação de um modelo para a definição da relação de transmissão.

1.3 OBJETIVOS

Os objetivos deste trabalho foram divididos em Objetivo geral, onde foram relatadas as ideias centrais, e Objetivos específicos, detalhando-se os resultados a serem alcançados.

1.3.1 Objetivo geral

O principal objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de uma metodologia para a definição da relação de transmissão de veículos do tipo Baja SAE, aprimorando o desempenho desses veículos em situações de aceleração. Para isso, será necessário definir métodos para realizar simulações próximas à realidade, que deverão ser validadas, de forma a ratificar a conformidade de projeto. Assim, será possível guiar os projetos dos futuros protótipos da Equipe Mangue Baja – UFPE, de forma a alcançar melhores resultados.

1.3.2 Objetivos específicos

O trabalho possui os seguintes objetivos específicos:

- a) desenvolvimento de um modelo da dinâmica longitudinal do veículo para testes virtuais de diferentes relações de transmissão;
- b) definição de uma relação de transmissão para o veículo, com a estratégia de melhorar o desempenho em aceleração;
- c) validação em campo do modelo proposto.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo aborda-se um resumo das teóricas utilizadas para a elaboração do trabalho. Nesse sentido, são introduzidos conceitos de física e engenharia automotiva, de forma a facilitar o entendimento do modelo desenvolvido.

2.1 RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO

Calculada a partir relação entre a velocidade angular do eixo motor e o eixo movido de um par rotativo acoplado, Equação 1, (FISCHER *et al.*, 2015), tem como objetivo mensurar a multiplicação do torque e da velocidade angular de sistemas de pares rotativos acoplados, como ilustrado na Figura 1.

$$Z = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (1)$$

Onde: Z = relação de transmissão;

ω_1 = velocidade angular do eixo motor;

ω_2 = velocidade angular do eixo movido;

Figura 1 - Relações de transmissão

$ z > 1$	Relação para reduzir velocidade e aumentar o torque, e.g., $z = 4:1 = 4$
$ z < 1$	Relação para aumentar velocidade e reduzir o torque, e.g., $z = 1:4 = 0,25$

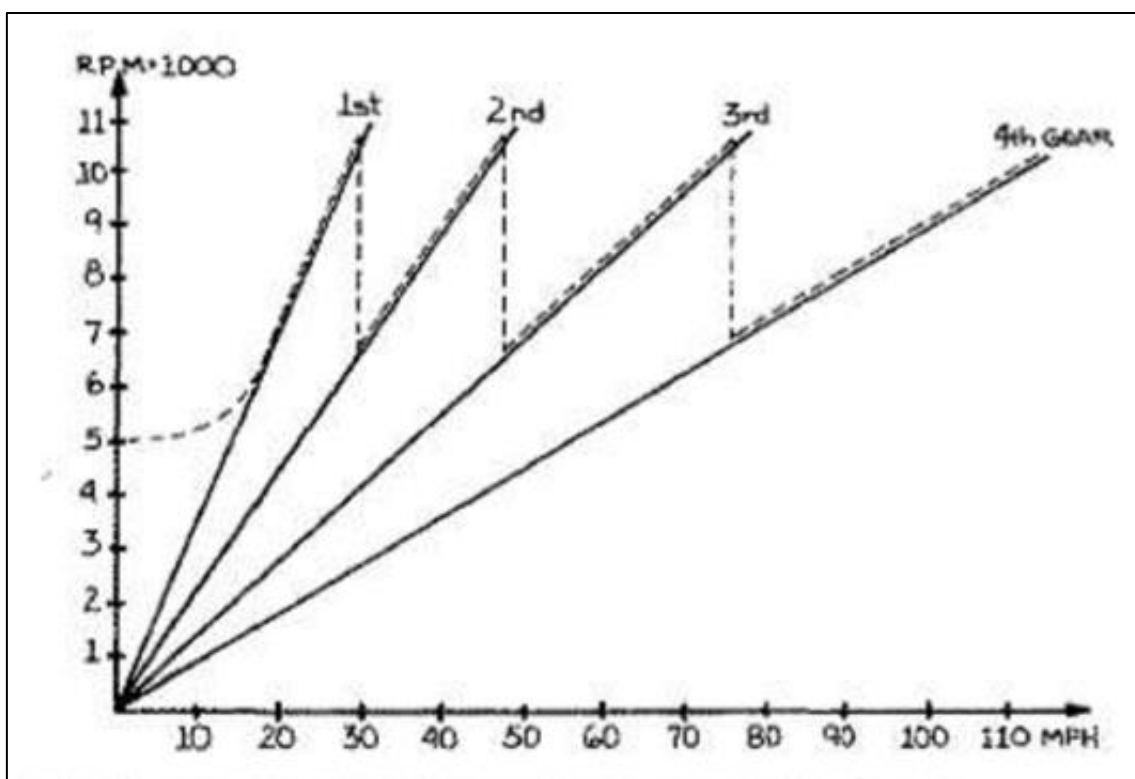
Fonte: adaptado de Fischer *et al.*, 2015.

A utilização de uma relação de transmissão vem da necessidade de modificar o torque advindo do motor, de acordo com as necessidades do veículo. Por exemplo, sem a utilização de uma caixa de marchas, ou seja, com o torque do motor aplicado diretamente às rodas, os motores à combustão comerciais não teriam torque suficiente em suas rotações iniciais para superar as forças resistivas, causando o fenômeno de estancamento do motor. Mesmo em casos onde o motor consiga vencer as forças resistivas iniciais, não proporcionariam aceleração satisfatória, comparado com a utilização de uma relação que

amplificasse o torque do motor nas velocidades iniciais. (MASHADI e CROLLA, 2012).

Além disso, a utilização de uma relação de transmissão única ainda não é satisfatória. Motores à combustão têm curvas de potência que variam de acordo com a rotação. Nesse sentido, de forma a manter o motor trabalhando próximo à rotação de potência máxima em toda faixa de velocidades do veículo, se faz a necessidade de variar a relação de transmissão do veículo de acordo com a velocidade, Figura 2, utilizando para isso uma caixa de marchas.

Figura 2 - Rotação do motor com um câmbio manual



Fonte: Aaen, 2007.

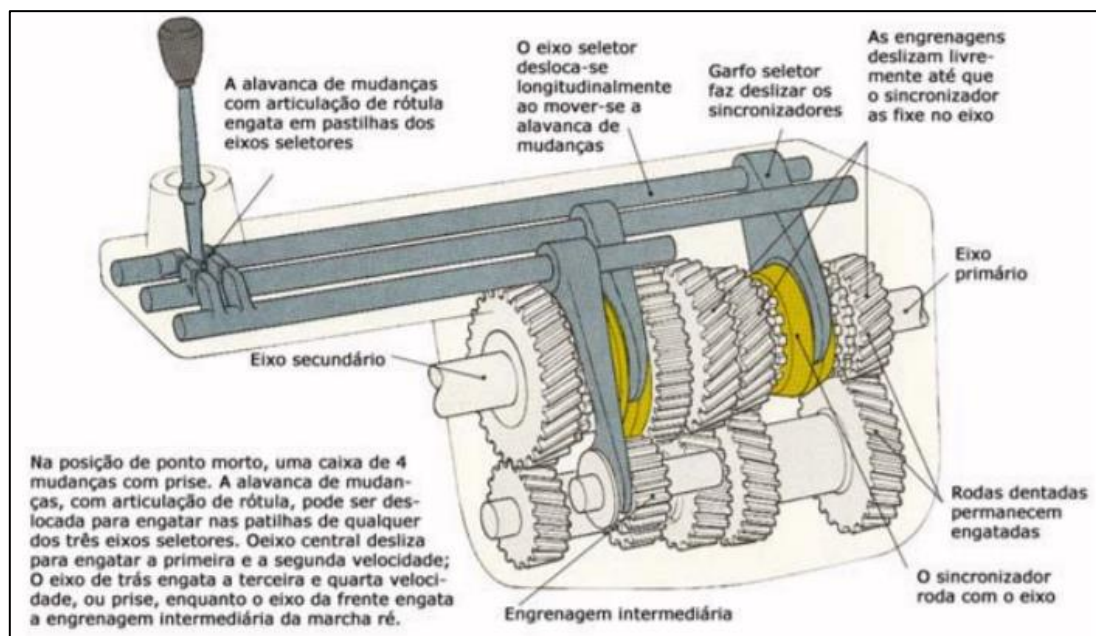
2.2 SISTEMAS DE TRANSMISSÃO VEICULAR

Para modificar a relação de transmissão existem diversos mecanismos, como câmbio manual, automatizado, automático, entre outros. A escolha de um desses mecanismos no projeto de um veículo envolve questões como custo, conforto e desempenho.

2.2.1 Câmbio manual

Bastante comum em veículos de passeio, os câmbios manuais consistem em um sistema de pares de engrenagens, que permite ao condutor modificar a relação de transmissão de acordo com as necessidades apropriadas. A modificação da relação de transmissão é realizada por um sistema de embreagem, acionado por um pedal, para desacoplar o motor da transmissão durante a troca de marchas e uma alavanca, para a seleção da marcha pelo condutor. Essa alavanca, dependendo da posição, altera a engrenagem conectada ao eixo de saída da transmissão, modificando a relação de velocidades entre o eixo de entrada e o eixo de saída do sistema, Figura 3. Embora vastamente utilizado devido ao baixo custo e alto rendimento, esse tipo de mecanismo tem algumas desvantagens. Uma delas está relacionada ao conforto do condutor, que necessita alterar manualmente a marcha, tornando a experiência de passeio desagradável, principalmente em condições de tráfego intenso em trechos urbanos.

Figura 3 - Câmbio manual



Fonte: Costa, 2001.

2.2.2 Câmbio automatizado

Esse tipo de transmissão é semelhante aos câmbios manuais, porém com a proposta de solucionar o desconforto de condutor ter de trocar a marcha manualmente. Os componentes da embreagem e do câmbio são semelhantes à transmissão manual, no entanto, ao invés de pedal para o acionamento da embreagem e alavanca para a troca de marchas, são utilizados sistemas eletrônicos ou eletro-hidráulicos para a realização dessas tarefas, retirando a necessidade de o condutor realizar a troca de marchas manualmente. Para isso, esses sistemas são gerenciados por uma central eletrônica, que através do monitoramento de parâmetros como velocidade do veículo, rotação do motor e posição do pedal, aciona os mecanismos para a troca de marchas automaticamente.

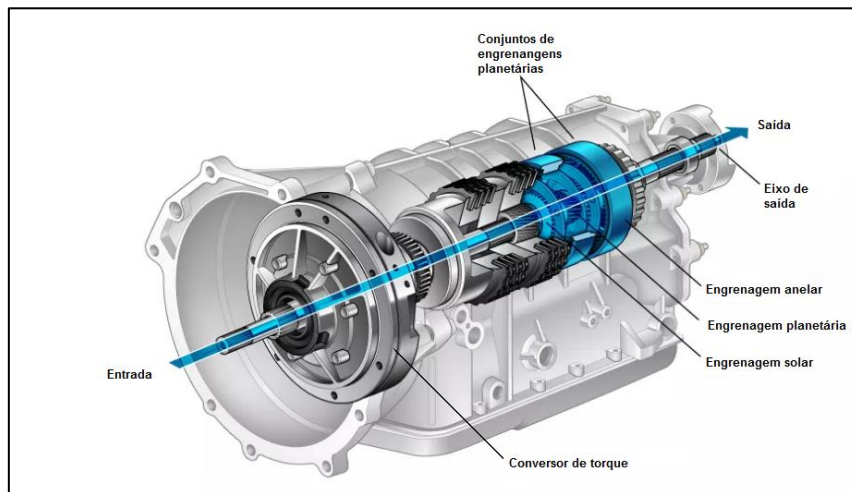
2.2.3 Câmbio automático

Diferente das transmissões manuais e automatizadas, o câmbio automático, Figura 4, não utiliza embreagem para o acoplamento entre o motor e a caixa de câmbio. Ao invés disso, é utilizado o conversor de torque, que realiza a transmissão do torque do motor para a caixa de câmbio através de um acoplamento hidráulico (LECHNER e NAUNHEIMER, 1999). Para isso, é utilizada uma bomba, conectada ao motor, que transmite a energia advinda do motor para o fluido hidráulico presente dentro do conversor de torque. Esse fluido é conduzido para a turbina, conectada à caixa de câmbio, que transforma a energia presente no fluido em energia cinética para girar o eixo do câmbio. No entanto, alguns conversores de torque são equipados com um sistema de *lock-up* que, quando a velocidade da transmissão está quase sincronizada com o motor, trava o motor à transmissão rigidamente, funcionando como uma embreagem. Dessa forma, são evitados deslizamentos e perda de eficiência.

A troca das marchas no câmbio automático é realizada por sistemas de freios em engrenagens planetárias, alterando a relação de transmissão de acordo com o modo como essas engrenagens estão conectadas. O controle desse sistema é realizado por um sistema eletrônico, que modifica a marcha de acordo com parâmetros como velocidade do veículo, posição do pedal e rotação

do motor. Devido à utilização de conversor de torque ao invés de embreagem, a troca de marchas em um câmbio automático é bastante suave, normalmente imperceptível ao condutor, proporcionando maior conforto comparado aos câmbios manual e automatizado. No entanto, devido à maior complexidade desse tipo de transmissão, possui um preço mais elevado.

Figura 4 - Câmbio automático



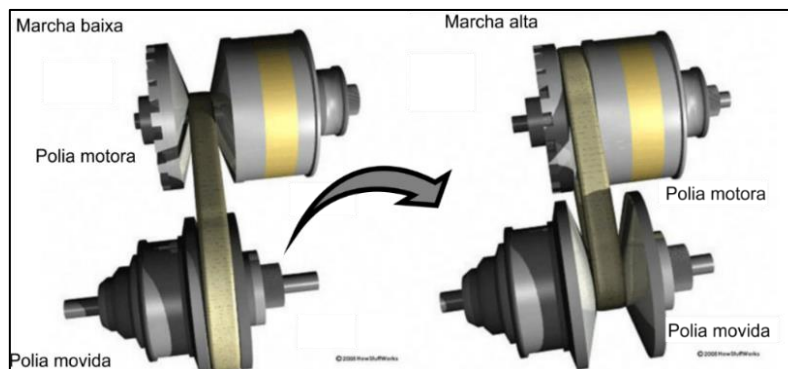
Fonte: adaptado de <<https://www.cars.com/auto-repair/glossary/automatic-transmission/>>

Acesso em 10 de Novembro de 2019.

2.2.4 CVT (Countinuous Variable Transmission)

Esse tipo de transmissão é caracterizado por possuir uma variação contínua da relação de transmissão. O modelo comumente utilizado em veículos Baja SAE é o do tipo VDP (*Variable Diameter Pulley*), que modifica a relação de velocidades através da modificação dos diâmetros das polias, Figura 5.

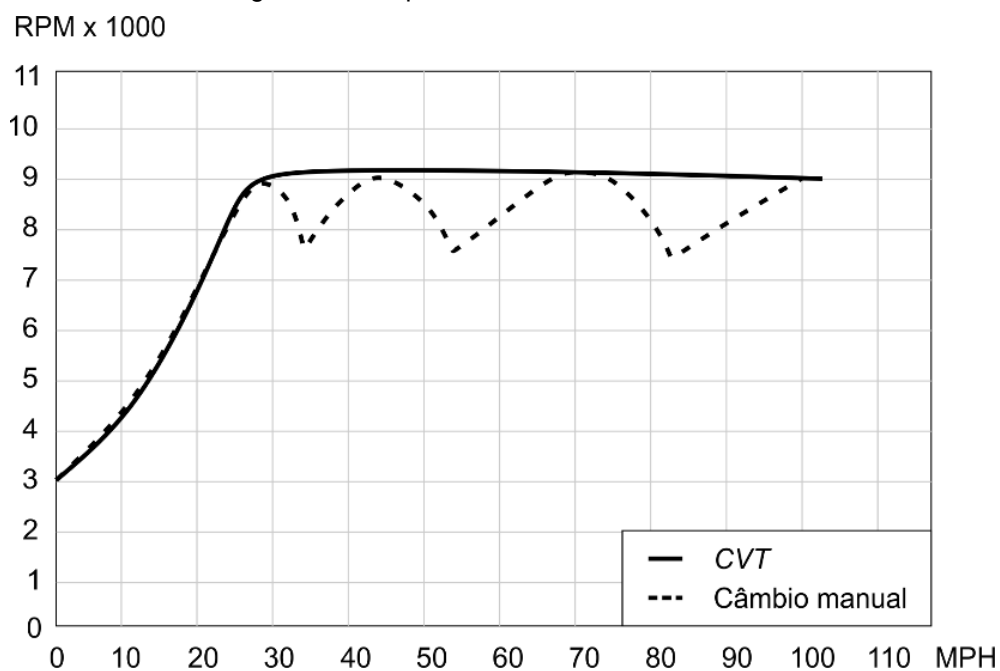
Figura 5 - Mudança de marchas em uma CVT do tipo VDP



Fonte: adaptado de Harris, 2005.

Devido seu funcionamento como um câmbio de infinitas marchas, resulta em um maior aproveitamento do desempenho do motor, em comparação com um câmbio manual e automatizado (AAEN, 2007). Esse resultado acontece devido ao fato de a *CVT* tender a evitar a queda de rotação na mudança das marchas, mantendo o motor em rotação de potência máxima por mais tempo, Figura 6.

Figura 6 - Comparativo *CVT* e Câmbio manual



Fonte: adaptado de Aaen, 2007.

2.3 SEGUNDA LEI DE NEWTON

A maioria das análises veiculares se inicia pela segunda lei de Newton (GILLESPIE, 1992), formulada por Sir Isaac Newton (1642-1727), que pode ser aplicada para sistemas translacionais e rotacionais.

2.3.1 Sistemas translacionais

A soma das forças externas que agem em um corpo em uma dada direção é igual ao produto da massa do corpo vezes a aceleração do corpo nessa direção (GILLESPIE, 1992).

$$\sum F_x = ma_x \quad (2)$$

Onde: F_x = forças na direção x;

m = massa do corpo;

a_x = aceleração na direção x.

2.3.2 Sistemas rotacionais

A soma dos torques agindo em um corpo em um determinado eixo de rotação é igual ao produto do momento de inércia rotacional do corpo vezes a aceleração rotacional do corpo em relação ao eixo (GILLESPIE, 1992).

$$\sum T_x = I_{xx}\alpha_x \quad (3)$$

Onde: T_x = torques no eixo x;

I_{xx} = momento de inércia de massa do corpo em relação ao eixo x;

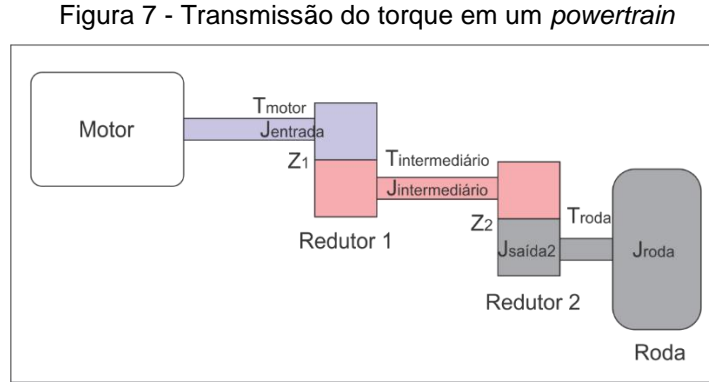
α_x = aceleração angular em relação ao eixo x.

2.4 MODELAGEM DO VEÍCULO

A dinâmica de um veículo acelerando em linha reta pode ser analisada por dois sistemas: a dinâmica do *powertrain*, que aborda o motor, a transmissão e as rodas; e a dinâmica veicular que considera a força trativa gerada pela interação entre o pneu e o solo durante a rotação do pneu e as forças externas agindo no veículo, como a resistência à rolagem, força gravitacional e força de arrasto.

2.4.1 Dinâmica do *powertrain*

Determinar os carregamentos na roda de um veículo é uma aplicação direta da Segunda Lei de Newton. A Figura 7 ilustra o diagrama esquemático de um *powertrain*, que demonstra a transmissão de torque do motor para as rodas.



Fonte: o autor, 2019.

Primeiramente, é gerado torque pelo motor, $T_{mot.}$, no início do *powertrain*. Em seguida, esse torque é transmitido para a entrada do redutor 1. No entanto, uma parcela desse valor é subtraída, devido às perdas inerciais para acelerar os componentes girantes do respectivo eixo. Esse torque resultante é então amplificado pela relação de transmissão do redutor 1, sendo entregue o torque intermediário $T_{intermed.}$ na saída do redutor 1, Equação (4).

$$T_{intermed.} = (T_{mot.} - J_{entr.} \alpha_{entr.}) Z_1 \quad (4)$$

Onde: $T_{intermed.}$ = torque na saída do redutor 1;

$T_{mot.}$ = torque gerado pelo motor;

$J_{entr.}$ = momento de inércia de massa dos componentes girantes na entrada (ex.: volante de inércia do motor, eixo de entrada, pinhão do redutor 1, rolamentos, etc);

$\alpha_{entr.}$ = aceleração angular do eixo de entrada do redutor 1;

Z_1 = Relação de transmissão do redutor 1.

Em seguida, o mesmo processo ocorre no segundo redutor, em que uma parcela do torque intermediário é destinada às perdas inerciais para acelerar os componentes girantes do eixo intermediário e, posteriormente, amplificado pela relação de transmissão do redutor 2, resultando no torque transmitido para a roda, T_r , Equação (5).

$$T_r = (T_{intermed.} - J_{intermed.}\alpha_{intermed.})Z_2 \quad (5)$$

Onde: T_r = torque na saída do redutor 2;

$T_{intermed.}$ = torque na saída do redutor 1;

$J_{intermed.}$ = momento de inércia de massa dos componentes girantes intermediários (ex.: coroa do redutor 1, eixo intermediário, pinhão do redutor 2, rolamentos, etc);

$\alpha_{intermed.}$ = aceleração angular no eixo intermediário;

Z_2 = Relação de transmissão do redutor 2.

Similarmente, o torque transmitido à roda é separado em três parcelas: uma é destinada às perdas inerciais para acelerar a roda, outra para gerar força trativa no solo e outra destinada às perdas por resistência à rolagem, Equação (6).

$$T_r = F_x r + J_r \alpha_r + T_{res.} \quad (6)$$

Onde: T_r = torque na saída do redutor 2;

F_x = força trativa gerada pelos pneus no solo;

r = raio do pneu;

J_r = momento de inércia de massa da roda, considerando também os componentes girantes acoplados (ex.: coroa do redutor 2, semieixo, pneu, disco de freio, etc);

α_r = aceleração angular da roda;

$T_{res.}$ = torque resistivo gerado pela resistência à rolagem (força de resistência à rolagem multiplicada pelo raio do pneu).

Das Equações (5) e (6) tem-se:

$$T_r - F_x r - T_{res.} = J_r \alpha_r \quad (7)$$

$$(T_{intermed.} - J_{intermed.} \alpha_{intermed.}) Z_2 - F_x r - T_{res.} = J_r \alpha_r \quad (8)$$

Substituindo (4) em (8), tem-se:

$$[(T_{mot} - J_{entr.} \alpha_{entr.}) Z_1 - J_{intrmd.} \alpha_{intrmd.}] Z_2 - F_x r - T_{res.} = J_r \alpha_r \quad (9)$$

Sabendo que $\alpha_{entrada} = Z_1 Z_2 \alpha_r$ e $\alpha_{intermed.} = Z_2 \alpha_r$, a Equação (9) torna-se:

$$T_{mot} Z_1 Z_2 - J_{entr.} (Z_1 Z_2)^2 - J_{intermed.} Z_2 - F_x r - T_{res.} = J_r \alpha_r \quad (10)$$

Simplificando:

$$[J_r + J_{intermed.} Z_2^2 + J_{entr.} (Z_1 Z_2)^2] \alpha_r = T_{mot} Z_1 Z_2 - F_x r - T_{res.} \quad (11)$$

Podendo também ser escrito como:

$$\alpha_r = \frac{T_{mot} Z_1 Z_2 - F_x r - T_{res.}}{J_{equivalente}} \quad (12)$$

Onde: $J_{equivalente}$ = momento de inércia equivalente do sistema.

Finalmente, sabendo que $\alpha_r = \frac{d\omega_r}{dt}$, é possível escrever a Equação (13)

em termos infinitesimais de velocidade angular e tempo:

$$\frac{d\omega_r}{dt} = \frac{T_{mot}Z_1Z_2 - F_x r - T_{res.}}{J_{equivalente}} \quad (13)$$

que pode ser integrada numericamente, de forma a obter-se a velocidade angular da roda.

2.4.1.1 Força trativa

Com o torque transmitido pelo motor, é iniciado o movimento das rodas. A partir disso, são geradas diversas forças advindas da interação entre o pneu e o solo. A principal força que acelera o veículo longitudinalmente em um percurso plano é a força trativa (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995), F_x , que pode ser calculada através da Equação (14).

$$F_x = \mu F_z \quad (14)$$

Onde: F_t = força trativa;

μ = coeficiente de adesão;

F_z = força normal na roda;

Devido às propriedades mecânicas do pneu, o coeficiente de adesão entre o pneu e o solo varia em função do grau de deslizamento do pneu (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995). Este grau de deslizamento é conhecido como *slip ratio*, definido pela Equação (15).

$$Slip\ ratio = \frac{\omega r_{pneu}}{v} - 1 \quad (15)$$

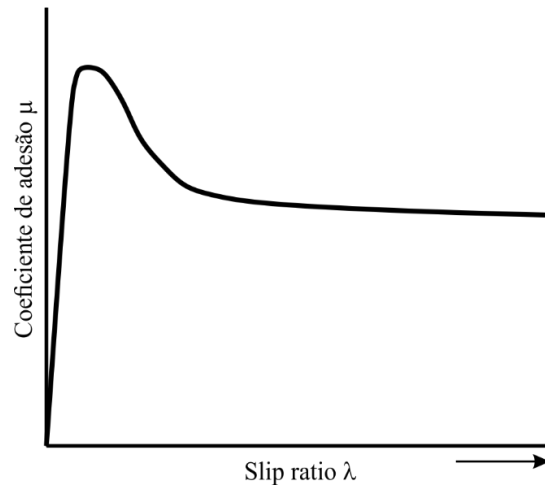
Onde: ω = rotação da roda tracionada

r_{pneu} = raio efetivo do pneu;

v = velocidade do veículo.

Com o aumento do *slip ratio*, ocorre um pico do coeficiente de adesão pneu-solo, e em seguida um decaimento, como ilustra a Figura 8.

Figura 8 - Curva típica do coeficiente de adesão vs. *slip ratio*

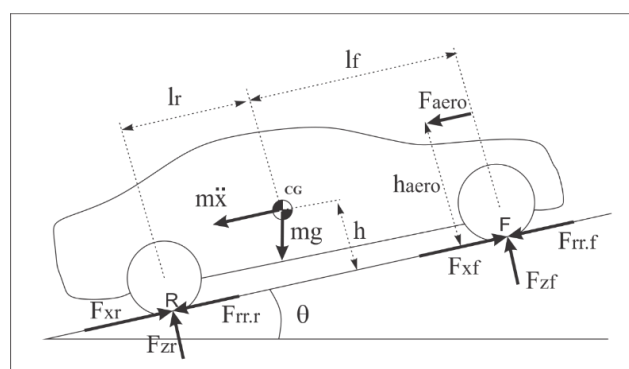


Fonte: adaptado de Milliken e Milliken, 1995.

2.4.2 Dinâmica do veículo

Durante o movimento, diversas forças atuam no veículo, Figura 9. Algumas dessas forças atuam na tração do veículo, como a força trativa que é a principal responsável pela aceleração do veículo, e na resistência ao movimento, como as forças resistivas.

Figura 9 - Diagrama de corpo-livre de um veículo



Fonte: o autor, 2019.

Onde: F_{xf} = força trativa na roda dianteira;

F_{xr} = força trativa na roda traseira;

$F_{rr.f}$ = força de resistência à rolagem na roda dianteira;

$F_{rr.r}$ = força de resistência à rolagem na roda traseira;

F_{aero} = força de arrasto aerodinâmico;

h_{aero} = distância do solo para o ponto de aplicação da força de arrasto;

F_{zf} = força normal na roda dianteira;

F_{zr} = força normal na roda traseira;

m = massa do veículo;

\ddot{x} = aceleração longitudinal do veículo

h = altura do centro de gravidade;

l_f = distância do centro de gravidade para o eixo dianteiro;

l_r = distância do centro de gravidade para o eixo traseiro;

g = aceleração da gravidade;

θ = angulação da rampa.

2.4.2.1 Força normal nas rodas

A partir do digrama do diagrama de corpo-livre do veículo, Figura 8, é possível determinar as forças normais em cada roda do veículo através do somatório de momentos em relação aos pontos F e R. Dessa forma, obtemos as seguintes equações:

$$F_{zf} = \frac{-F_{aero} h_{aero} - m\ddot{x}h - mgh\sin(\theta) + mgl_r\cos(\theta)}{l_r + l_f} \quad (16)$$

$$F_{zr} = \frac{F_{aero} h_{aero} + m\ddot{x}h + mgh\sin(\theta) + mgl_f\cos(\theta)}{l_r + l_f} \quad (17)$$

2.4.2.2 Forças resistivas

As forças resistivas são geradas durante o movimento do veículo, e causam a dissipação da potência advinda do motor, diminuindo o desempenho

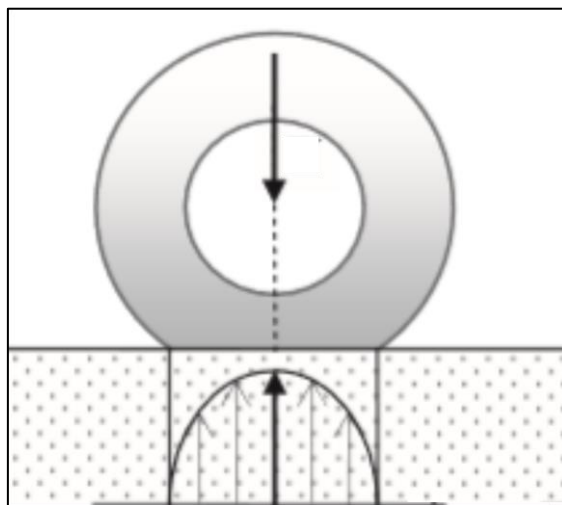
do veículo. Dessa forma, se faz necessário reduzi-las de forma a aumentar o desempenho do veículo e diminuir consumo de combustível. As principais forças resistivas são: a resistência à rolagem, as forças de dissipação causadas pelas perdas na transmissão e a força de arrasto aerodinâmico.

2.4.2.3 Resistência à rolagem

Uma das parcelas das forças resistivas em um veículo se dá devido à resistência à rolagem. Em baixas velocidades, é a principal força resistiva atuante (GILLESPIE, 1992). Esse efeito é causado devido, principalmente, ao mecanismo de deformação do pneu durante o movimento.

Em um pneu parado, o carregamento vertical atuando sobre ele irá deformar o pneu de modo a gerar uma distribuição de tensão simétrica no centro da área de contato, Figura 10.

Figura 10 - Distribuição de tensão de um pneu em repouso

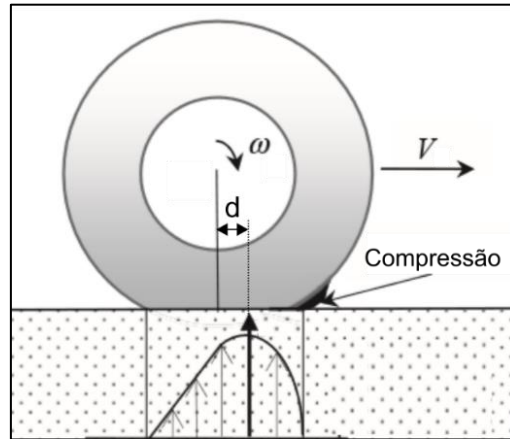


Fonte: Mashadi e Crolla, 2012.

No entanto, em um pneu em movimento, essa distribuição se torna assimétrica. Durante o movimento, os elementos do pneu sofrem compressão ao entrar na área de contato, e tendem a descomprimir ao sair da área de contato. Porém, devido às propriedades visco elásticas da borracha, ocorre um efeito de histerese, e a energia de compressão não é totalmente recuperada quando o material volta à forma original. Esse efeito causa uma distribuição de tensão assimétrica na área de contato, Figura 11, causando uma força de reação

desalinhada com o centro do pneu, gerando, portanto, um momento de sentido contrário ao da rotação do pneu.

Figura 11 - Distribuição de tensão em um pneu em movimento



Fonte: adaptado de Mashadi e Crolla, 2012.

A resistência à rolagem é tipicamente modelada como sendo aproximadamente proporcional às forças normais atuantes nos pneus (RAJAMANI, 2006), dada pela seguinte equação:

$$F_{rr} = C_r (F_{zf} + F_{zr}) \quad (18)$$

Onde: F_{rr} = força de resistência à rolagem;

C_r = coeficiente de resistência à rolagem;

F_{zf} = força normal na roda dianteira;

F_{zr} = força normal na roda traseira.

2.4.2.4 Perdas por fricção na transmissão

Outra parcela que gera força resistiva ao movimento do veículo através de um torque contrário na transmissão são as perdas por fricção na transmissão. Segundo (MASHADI e CROLLA, 2012), essas perdas são causadas principalmente por:

1. perdas nos rolamentos;
2. fricção entre componentes de transmissão, como engrenagens;

3. atrito viscoso entre componentes girantes da transmissão e lubrificantes;
4. fricção entre pastilhas e discos de freio. Mesmo sem ativação dos freios, ainda há um pequeno efeito de fricção entre esses componentes (MASHADI e CROLLA, 2012).

2.4.2.5 Força de arrasto aerodinâmico

Segundo Fox *et al.* (2014), um corpo sólido, inserido em um fluido que o circunda, sempre experimentará uma força quando houver movimento relativo entre o corpo e o fluido. Essa força é causada pelas tensões superficiais geradas pelo fluido ao escoar em torno do corpo e pelo gradiente de pressão gerado entre a dianteira e traseira do veículo durante esse escoamento. A componente dessa força que é paralela à direção de movimento do corpo é chamada de força de arrasto, Equação (19).

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \rho A C_D v_r^2 \quad (19)$$

Onde: F_{aero} = força de arrasto aerodinâmico;

ρ = densidade do ar;

A = maior área das seções transversais do corpo;

C_D = coeficiente de arrasto;

v_r = velocidade relativa entre o corpo e o fluido.

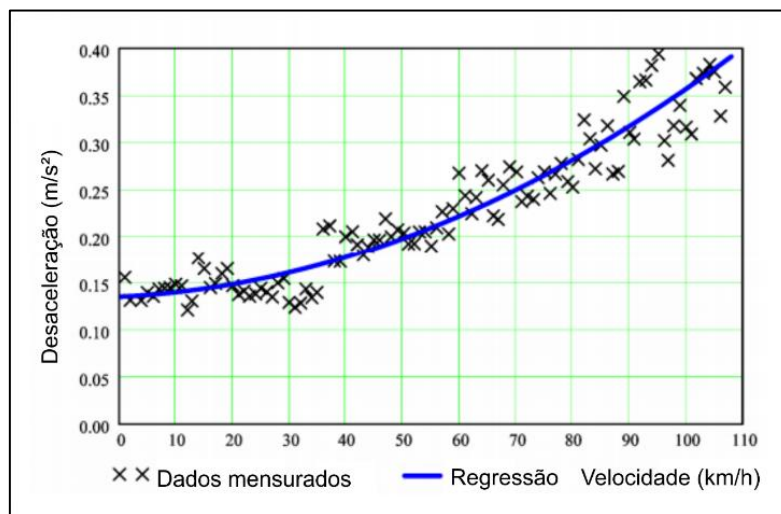
Essa força tem efeitos bastantes significantes em veículos em velocidades altas e moderadas. Segundo Wong (2001), em veículos de passeio comuns, a partir de aproximadamente 80 km/h, a força de arrasto tem mais influência no desempenho do que a resistência a rolagem.

2.4.2.6 Teste de *coastdown*

É possível determinar a magnitude das forças resistivas atuando em um veículo através de testes experimentais. Um desses testes é o de *coastdown*,

definido pela norma SAE J1263, e consiste em liberar o veículo a uma certa velocidade, com a transmissão desacoplada para não haver transferência de potência do motor para as rodas, deixando-o desacelerar apenas pela atuação das forças resistivas. Dessa forma, é possível mensurar a desaceleração e, conseqüentemente, as forças resistivas em função da velocidade do veículo com o auxílio de sensores, Figura 12.

Figura 12 - Curva típica de um teste de *coastdown*



Fonte: Preda, Covaciu e Ciolan (2010).

A partir disso, através de uma regressão com um polinômio de grau 2, é possível obter uma relação entre a força resistiva em função da velocidade:

$$F_{res} = a_0 + a_1 v + a_2 v^2 \quad (20)$$

onde o termo a_0 é referente, em maior parcela, à resistência à rolagem; o termo a_1 com as perdas por fricção; e o a_2 com a força de arrasto.

2.4.2.7 Aplicação da Segunda Lei de Newton

Considerando um balanço das forças horizontais atuando no veículo, obtemos a seguinte equação:

$$a = \frac{F_x - F_{aero} - F_{fric} - F_{rr} - mgsen(\theta)}{m} \quad (21)$$

Onde: a = aceleração do veículo;

F_x = força trativa;

F_{aero} = força de arrasto aerodinâmico;

F_{fric} = força das perdas por fricção;

F_{rr} = força de resistência à rolagem;

m = massa do veículo;

g = aceleração da gravidade;

θ = angulação da rampa.

A partir da aceleração, é possível obter a velocidade e deslocamento do veículo, integrando-se em relação ao tempo. Devido à dificuldade de integrar-se analiticamente a Equação (21), utiliza-se integração numérica:

$$v = \sum_{i=0}^{i=n-1} a(t_i) \Delta t \quad (22)$$

$$s = \sum_{i=0}^{i=n-1} v(t_i) \Delta t \quad (23)$$

Onde: a = aceleração do veículo;

v = velocidade do veículo;

s = espaço percorrido pelo veículo;

t = tempo;

n = índice do tempo final;

Δt = incremento de tempo;

2.5 SISTEMA DE *POWERTRAIN* BAJA SAE

Neste capítulo aborda-se a explicação sobre o Projeto Baja SAE e a arquitetura normalmente utilizada nos sistemas de *powertrain* de veículos dessa categoria. Além disso, também são relatados, de forma resumida, os testes presentes nas Competições Baja SAE.

2.5.1 Projeto Baja SAE

Proposta criada pela SAE (Society of Automotive Engineering), o projeto Baja SAE tem como objetivo estimular estudantes a prática dos conhecimentos teóricos adquiridos em sala de aula, através da proposta do desafio de projetar, construir e validar um veículo *off-road*, Figura 13. Nesse sentido, as universidades são estimuladas a participarem de competições, onde os projetos desenvolvidos serão avaliados em testes estáticos e dinâmicos. Os testes estáticos consistem em *Relatório de Projeto* e *Apresentação de Projeto*. Além disso, os testes dinâmicos consistem em *Velocidade*, *Aceleração*, *Tração*, *Suspensão*, *Manobrabilidade* e *Enduro de resistência*.

Esse tipo de competição é de grande importância para a formação de profissionais, uma vez que estimula trabalho em equipe, gerenciamento de custos, prazos e metas, além de uma visão geral do processo de desenvolvimento de um produto.

Figura 13 - Protótipo Baja SAE



Fonte: o autor, 2019

2.5.2 Powertrain - Equipe Manguê Baja

O sistema motopropulsor da Equipe é desenvolvido para obter o melhor compromisso entre aceleração e velocidade, em que a potência é fornecida por um motor 20S232 da *Briggs & Stratton*, de 10 HP, Figura 14, definido por regra pela SAE.

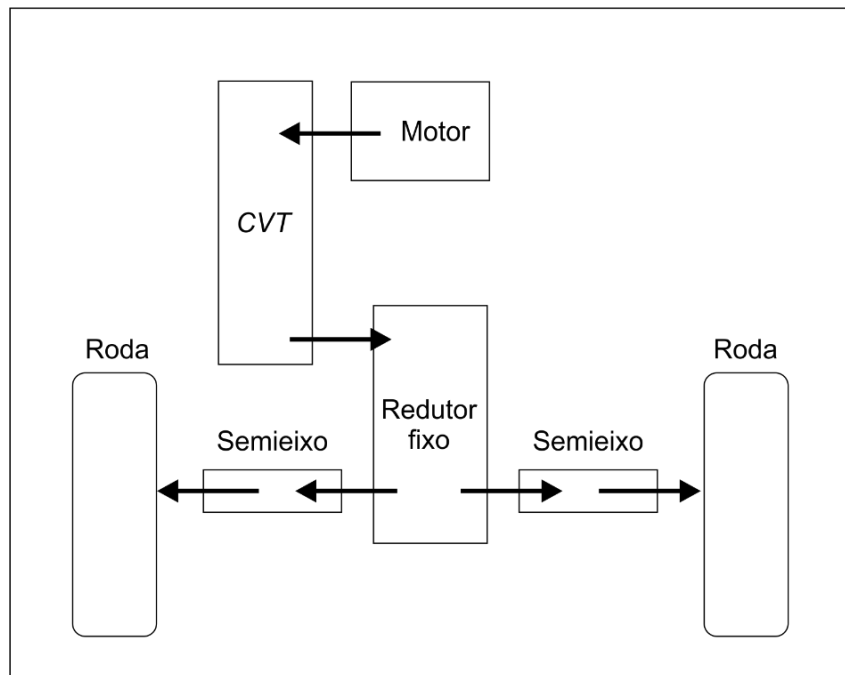
Figura 14 - Motor *Briggs & Stratton* 10 HP



Fonte: <https://www.briggsandstratton.com/na/en_us/product-catalog/engines/racing-engines/model-20.html> Acesso em 11 de Novembro de 2019.

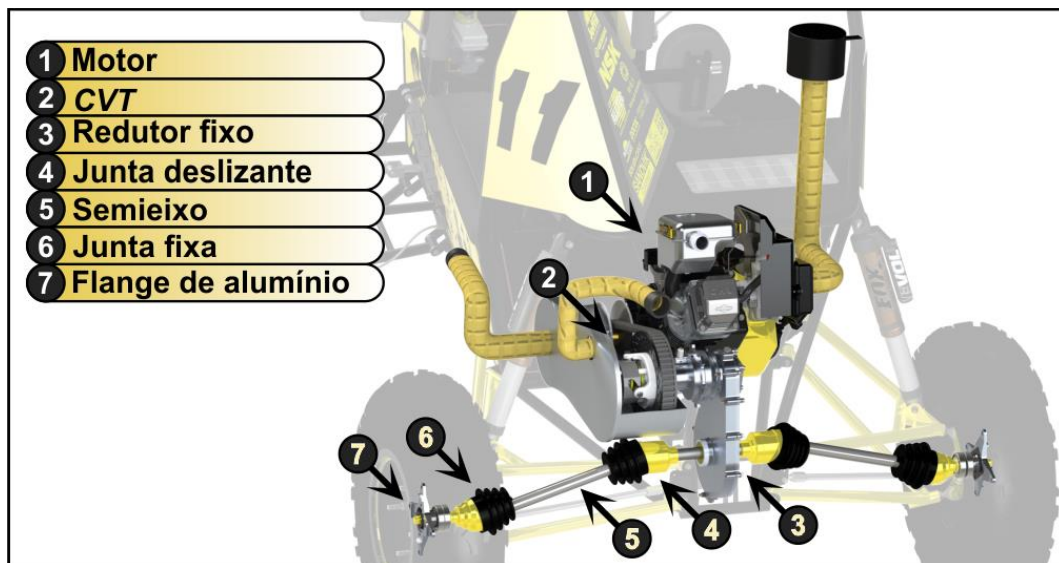
A potência do motor é transmitida por uma transmissão *CVT* (*Continuous Variable Transmission*), na qual a relação de velocidades é variada de maneira contínua, sendo utilizado o modelo *Gaged GX9*. Devido o torque advindo da *CVT* não ser suficiente para um bom desempenho do veículo, é acoplado em seguida um redutor por trem de engrenagens, de relação de transmissão fixa, Figuras 15 e 16. A partir disso, a transmissão de potência segue por semieixos para as rodas traseiras do veículo, como ilustram as Figuras 15 e 16.

Figura 15 - Transmissão de potência - Equipe Mangue Baja



Fonte: o autor, 2019.

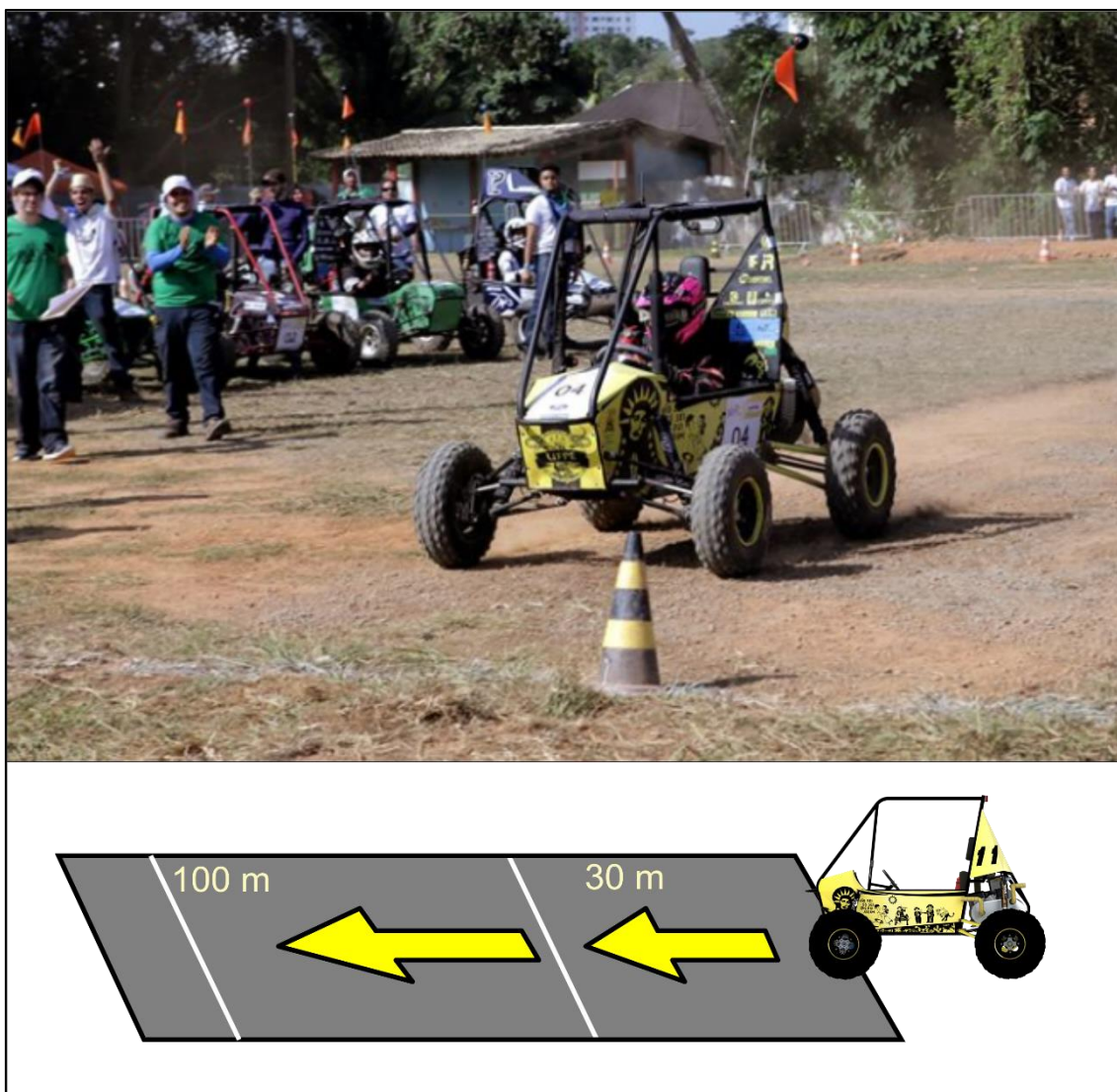
Figura 16 - Powertrain da Equipe Mangue Baja.



Fonte: o autor, 2019.

Na competição, a principal prova de avaliação dinâmica do *powertrain* é a prova de Aceleração e Velocidade, em que o veículo é submetido a um teste de arrancada e a partir disso são mensurados os valores de Tempo em 30 m e Velocidade em 100 m, Figura 17, podendo acontecer em diferentes condições de terreno de acordo com o local da competição, como asfalto e terra batida.

Figura 17 - Ilustração do teste de Aceleração e Velocidade



Fonte: adaptado de

<<https://www.facebook.com/BajaNordeste/photos/a.1033591340181515/1033620083511974/?type=3&theater>> Acesso em 11 de Novembro de 2019.

3 METODOLOGIA

Uma maneira de determinar a relação de transmissão para um veículo, seria testando diversas configurações e definir a que resultou em um desempenho mais adequado de acordo com às especificações de projeto. Porém, esse método resultaria em custos elevados, além de não garantir que a configuração escolhida seja a de melhor desempenho, dentre infinitas possibilidades de escolha. Para contornar esse problema na definição da relação de transmissão, foi utilizado o conceito de *Model-Based Design*, em que foi desenvolvido um modelo para simular o desempenho do veículo, podendo ser testadas diversas configurações de relações de transmissão, ou até outros parâmetros, virtualmente.

3.1 AQUISIÇÃO DE DADOS

De forma a obter resultados mais correlatos com a realidade, alguns dados de entrada necessários para o modelo foram obtidos experimentalmente.

3.1.1 Dados do Motor

Para a obtenção da curva de torque do motor, foi utilizado um dinamômetro inercial, desenvolvido pela Equipe Mangue Baja, Figura 18. Este dinamômetro faz uso de uma massa cilíndrica, de momento de inércia conhecido, que é acelerada a partir do torque proveniente do motor.

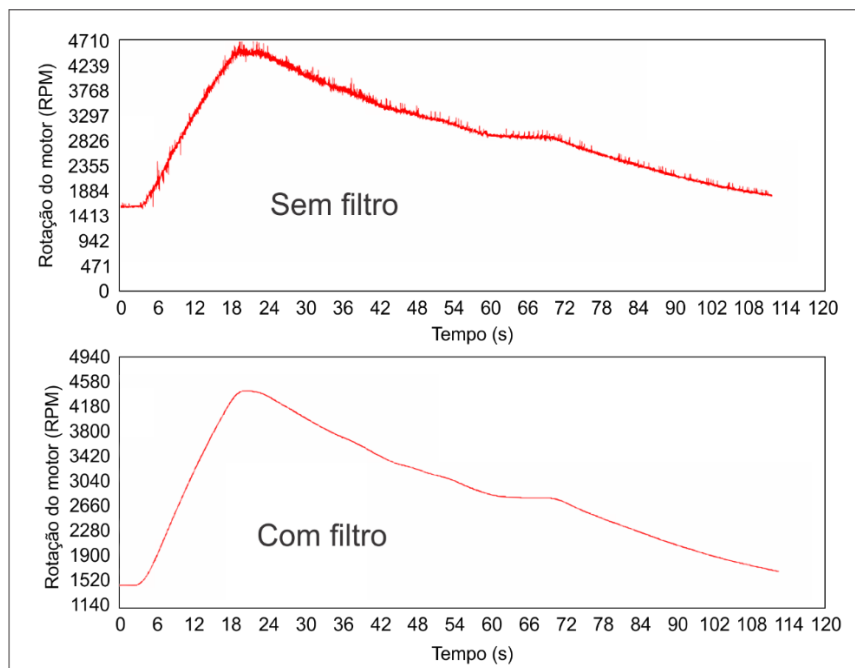
Figura 18 - Dinamômetro inercial da Equipe Mangue Baja



Fonte: o autor, 2019.

Com o motor acoplado ao volante de inércia, o motor foi acelerado até sua rotação máxima, com um *encoder* conectado ao eixo de giro, de forma a mensurar a rotação do conjunto ao longo do tempo, Figura 19. O dado da rotação do motor foi aquisitado através do *datalogger Race Technology DL1 CLUB*. Em seguida, foi utilizado um filtro passa-baixa de forma a atenuar ruídos provenientes do teste.

Figura 19 - Rotação do motor ao longo do tempo



Fonte: o autor, 2019.

A partir disso, foi calculada a aceleração angular do motor derivando-se o sinal de rotação do motor em relação ao tempo, possibilitando a obtenção da curva de torque do motor, Figura 20, através da Equação (24). Para isso, foram considerados apenas dados de rotação durante a aceleração até a rotação máxima, sendo omitidos os valores de rotação após os 22 s de teste, referentes à desaceleração após soltar o acelerador do motor.

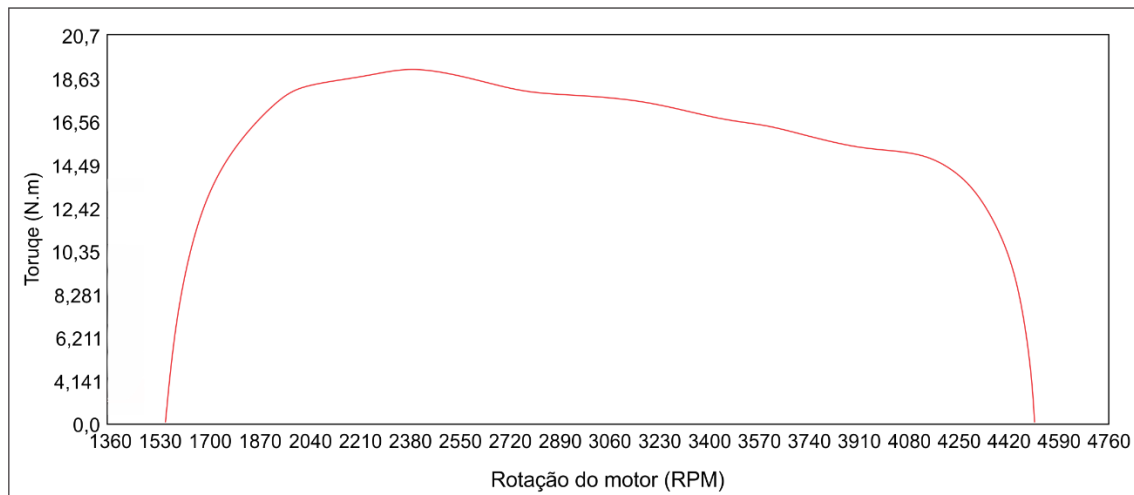
$$T_{motor} = I_{volante} \alpha_{motor} \quad (24)$$

Onde: T_{motor} = torque do motor;

$I_{volante}$ = momento de inércia do volante de inércia;

α_{motor} = aceleração angular do motor.

Figura 20 - Curva de torque do motor



Fonte: o autor, 2019.

3.1.2 Dados da CVT

De forma a adquirir a relação de transmissão da CVT, a bancada de testes do dinamômetro inercial foi modificada, de forma a acoplar a CVT, Figura 21.

Figura 21 - Bancada de testes da CVT



Fonte: o autor, 2019.

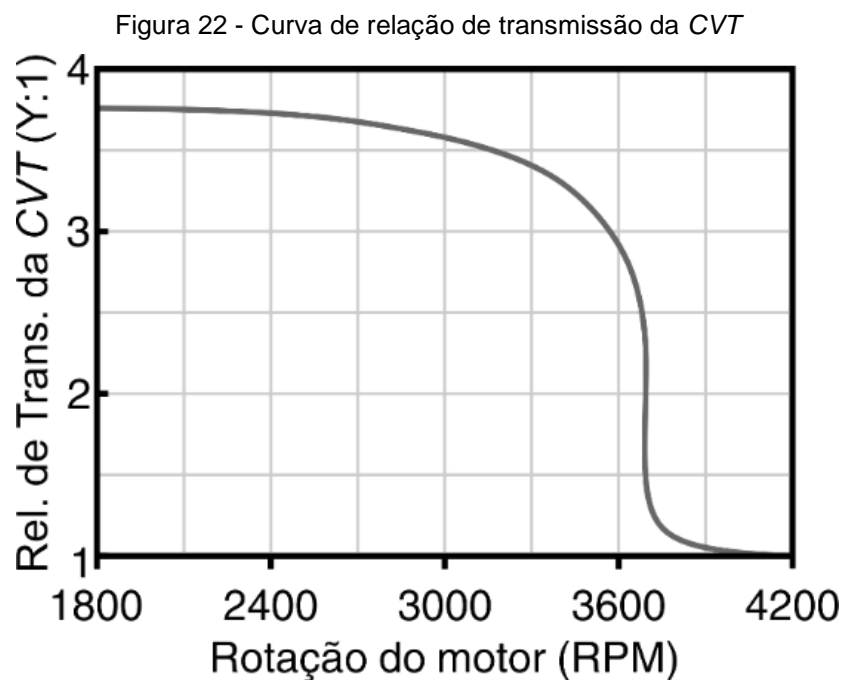
A partir disso, foram acoplados *encoders* aos eixos da CVT, um na polia motora e outro na polia movida. A partir disso, foram mensuradas as rotações de cada eixo, e obtida a relação de transmissão através da Equação (25), Figura 22.

$$Z_{CVT} = \frac{\omega_{motora}}{\omega_{movida}} \quad (25)$$

Onde: Z_{CVT} = relação de transmissão da CVT;

ω_{motora} = velocidade angular da polia motora;

ω_{movida} = velocidade angular da polia movida.



Fonte: o autor, 2019.

3.1.3 Forças resistivas

Com o intuito de estimar as forças resistivas atuantes em um veículo *baja* em um percurso em linha reta, foi realizado um teste de *coastdown* com base na norma SAE J1263. Para isso, foi utilizado um veículo *baja*, tracionado por uma corda através de outro veículo, que foi desacoplada após o veículo *baja* atingir 60 km/h, Figura 23. Dessa forma, foram adquiridos os dados de velocidade e desaceleração do *baja* após o desacoplamento da corda até sua parada.

Figura 23 - Teste de *coastdown*



Fonte: o autor, 2019.

O dado de desaceleração foi mensurado através do acelerômetro interno do *datalogger Race Technology DL1 CLUB*, Figura 24, e a velocidade por um *GPS*, Figura 25.

Figura 24 - *Datalogger Race Technology DL1 CLUB*



Fonte: <<https://www.race-technology.com/gb/racing/products/data-loggers/dl1-club>> Acesso em 11 de Novembro de 2019.

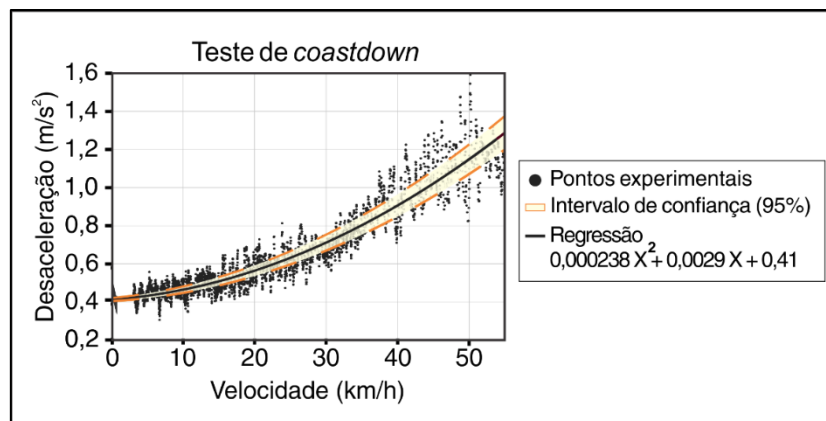
Figura 25 - *GPS* utilizado para mensurar a velocidade



Fonte: o autor, 2019.

A partir disso, foi possível obter a curva de desaceleração em função da velocidade através de uma regressão polinomial, Figura 26, obtendo assim os coeficientes de que pode ser utilizada para estimar as forças resistivas de modelos de baja similares através do produto dessa desaceleração pela massa do veículo.

Figura 26 - Desaceleração em função da velocidade



Fonte: o autor, 2019.

3.1.4 Momentos de inércia de massa

Os valores de momento de inércia de massa dos componentes rotativos da transmissão, foram obtidos com o auxílio do modelo *CAD* dos componentes. Para isso, foram aplicados os materiais com respectivas densidades aos componentes em *CAD*, obtendo-se os momentos de inércia de massa através do *software SolidWorks*.

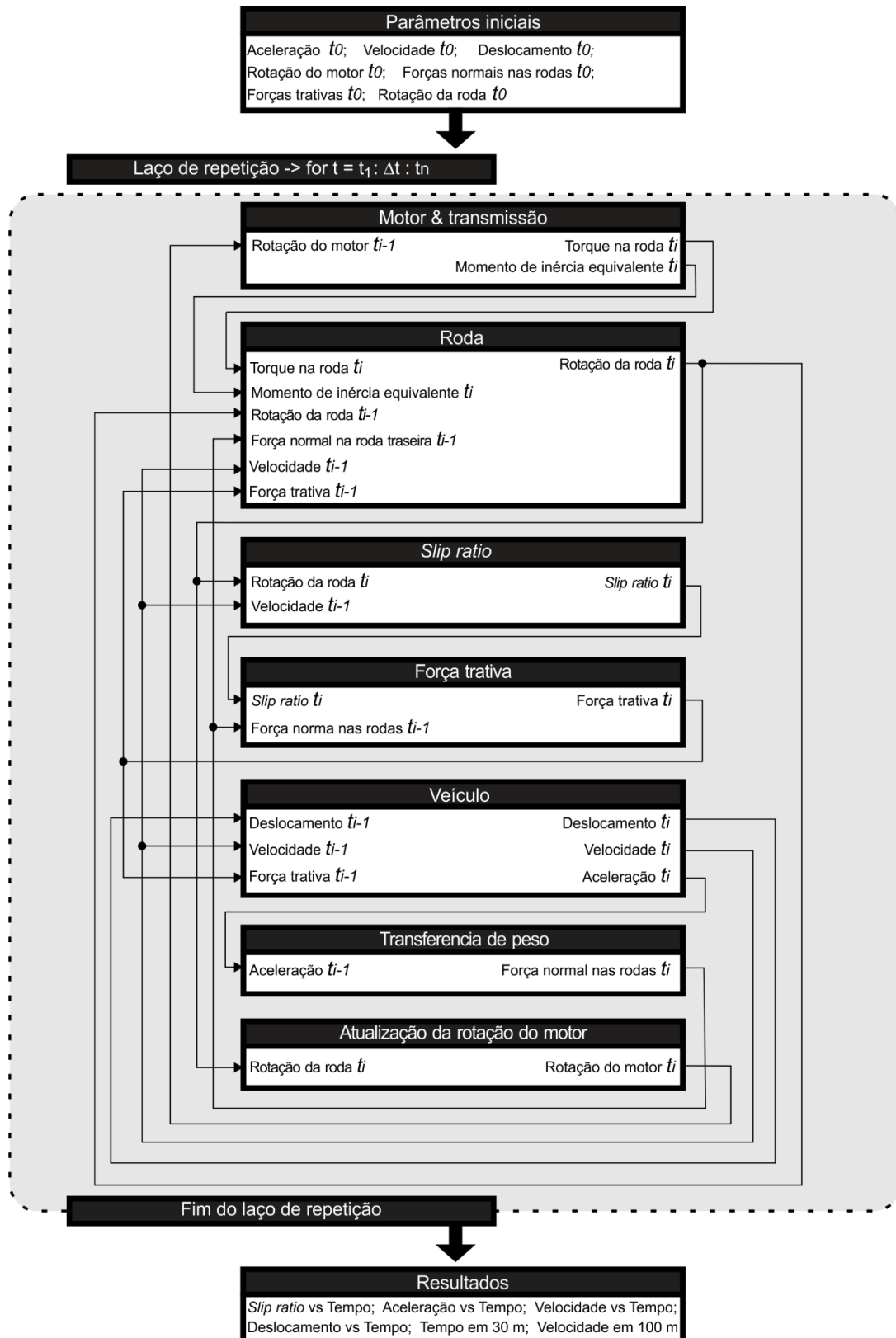
3.2 MODELAGEM DA DINÂMICA LONGITUDINAL

Neste capítulo aborda-se a explicação detalhada da modelagem desenvolvida, dividindo-se em blocos, de forma a facilitar a compreensão.

3.2.1 Modelo desenvolvido

Após aquisitados os dados de testes em bancadas e em campo, foi elaborado o modelo para simular a dinâmica longitudinal do veículo. Para isso, foi desenvolvida uma rotina computacional, Apêndice A, através do *software MATLAB*, de forma a automatizar os cálculos necessários. A rotina é executada através de blocos de código, tendo suas variáveis recalculadas dentro de um laço de repetição, ocorrendo pequenas variações no tempo a cada iteração, Figura 27.

Figura 27 - Arquitetura da rotina computacional para a solução do modelo



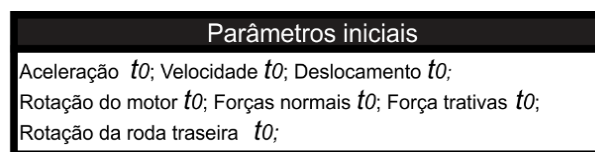
Fonte: o autor, 2019.

A rotina tem como *inputs* os dados aqusitados em bancada e em campo, além de parâmetros do veículo como massa, relação de transmissão da relação fixa, diâmetro do pneu, entre outros, que são utilizados para os cálculos durante a execução do código. A partir disso, é possível obter como *outputs* diversos parâmetros cinemáticos do veículo ao longo do tempo, como aceleração, velocidade, distância percorrida, até outros mais específicos, que são importantes para estimar o desempenho do veículo na Competição Baja SAE como o tempo para percorrer 30 m e velocidade em 100 m.

3.2.1.1 Parâmetros iniciais

No bloco *Parâmetros iniciais*, Figura 28, as variáveis que serão calculadas são inicializadas com valores iniciais no tempo inicial, t_0 . Esses dados são utilizados nos próximos blocos, na primeira iteração do laço de repetição.

Figura 28 - Bloco *Parâmetros iniciais*

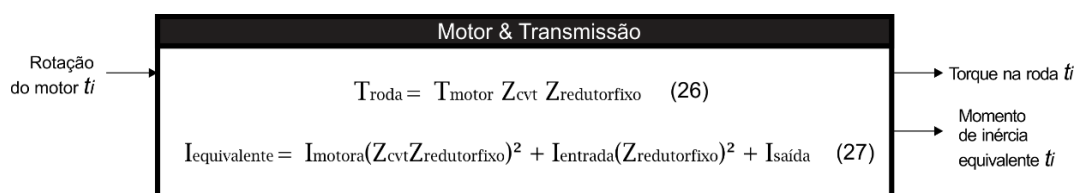


Fonte: o autor, 2019.

3.2.1.2 Motor & Transmissão

No bloco *Motor & Transmissão*, Figura 29, a partir da rotação atual do motor, são obtidos os valores de torque do motor e relação de transmissão da CVT que estão relacionados a esta rotação. Esses dados são utilizados para calcular qual o torque gerado pelo motor nas rodas a partir da Equação (26). Além disso, também é calculada a inércia equivalente do sistema de transmissão em relação ao eixo das rodas através da Equação (27).

Figura 29 - Bloco *Motor & Transmissão*



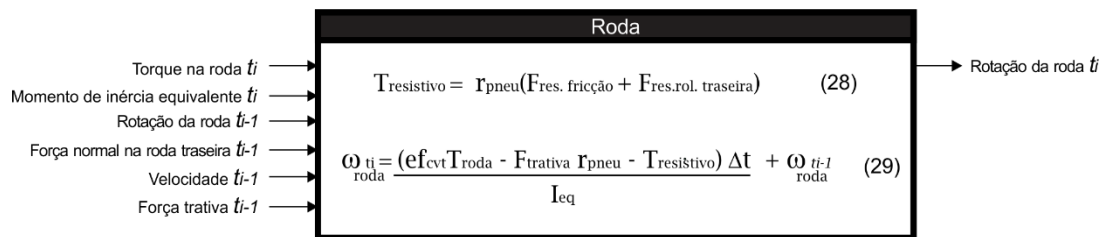
Fonte: o autor, 2019.

3.2.1.3 Roda

O bloco *Roda*, Figura 30, tem por finalidade atualizar a rotação da roda após a aplicação do torque do motor pelo durante um pequeno intervalo de tempo Δt . Ou seja, dada uma rotação da roda inicial, da iteração anterior, ω_{i-1} , calcular a rotação da roda da iteração atual, ω_i , após aplicado um torque T_i durante o tempo Δt . Para isso, primeiro é calculado através da Equação (28) o torque resistivo na roda, gerado pelas perdas na transmissão e resistência à rolagem. Em seguida, é atualizada a rotação da roda através da Equação (29).

Devido durante o teste de *coastdown* a correia da *CVT* ter sido desacoplada, a ineficiência da *CVT* não está contabilizada em T_{res} , sendo realizada sua contabilização pela variável ef , que faz o papel de estimar uma perda de uma parcela do torque advindo do motor devido à ineficiência da *CVT*.

Figura 30 - Bloco *Roda*

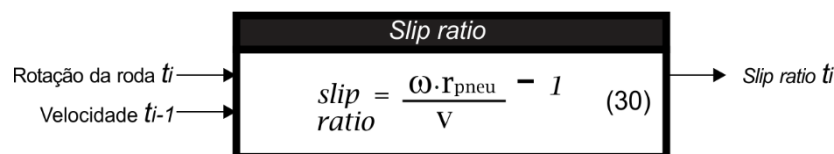


Fonte: o autor, 2019.

3.2.1.4 Slip ratio

O bloco de código *Slip ratio*, Figura 31, tem a finalidade de calcular o valor do *slip ratio* na iteração atual da rotina. Para isso, é utilizada a Equação (30), calculada a partir da velocidade do veículo e a rotação da roda traseira.

Figura 31 - Bloco *slip ratio*

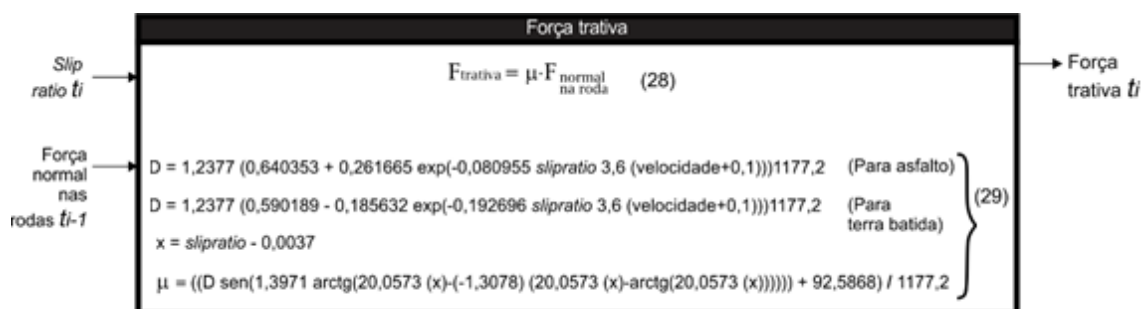


Fonte: o autor, 2019.

3.2.1.5 Força trativa

A partir do *slip ratio*, é utilizado o bloco de código *Força trativa*, Figura 32, para o cálculo da força trativa gerada pelo pneu. Esse cálculo é realizado através da Equação (31), em que a relação entre o coeficiente de aderência, μ , e o *slip ratio* é dada pela Equação (32). Essa equação foi obtida pela rotina computacional do Apêndice B, baseada nos estudos desenvolvidos por Cabrera *et al.* (2018), em que foi proposto um modelo a partir da Fórmula Mágica de Pacejka (PACEJKA, 2006). Nesse estudo, foram utilizados dados aqisitados em campo, de forma a obter o comportamento do coeficiente de adesão do pneu *Hankook 205/65 R15* em asfalto e terra batida.

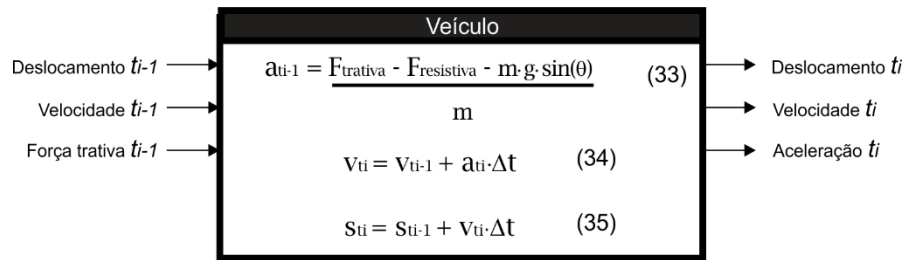
Figura 32 - Bloco *Força trativa*



Fonte: o autor, 2019.

3.2.1.6 Veículo

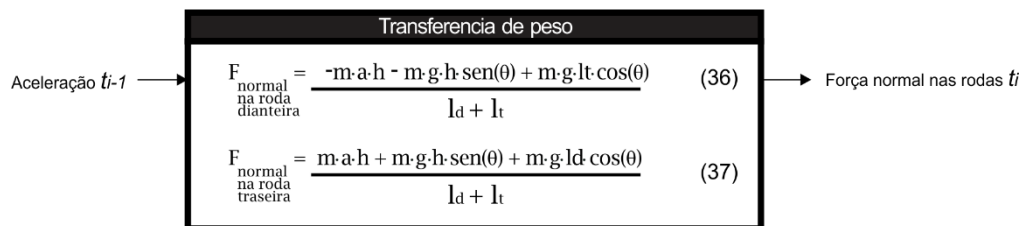
No bloco de código *Veículo*, Figura 33, é calculada a força resistiva atuante no veículo através dos parâmetros obtidos no teste de *coastdown*. A partir disso, é computada a aceleração do veículo, Equação (33), para cada instante de tempo, ou seja, para cada iteração. Dessa forma, é possível obter por integração numérica os dados de velocidade e deslocamento do veículo ao longo do tempo, Equações (34) e (35). Esses dados são posteriormente utilizados para obter tanto as curvas cinemáticas do veículo quanto os dados de Tempo em 30 m e Velocidade em 100 m, necessários para análise e estimativa do desempenho do veículo em Competições Baja SAE.

Figura 33 - Bloco *Veículo*

Fonte: o autor, 2019.

3.2.1.7 Transferência longitudinal de peso

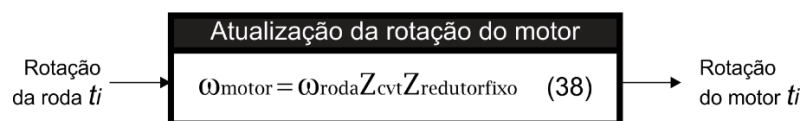
No bloco de código *Transferência de peso*, Figura 34, são utilizadas as Equações (36) e (37) para atualizar os valores de força normal nas rodas dianteira e traseira, a partir da transferência longitudinal de peso.

Figura 34 - Bloco *Transferência de peso*

Fonte: o autor, 2019.

3.2.1.8 Atualização da rotação do motor

Nesse bloco, Figura 35, é realizada a atualização do valor de rotação do motor, que servirá de *input* na próxima iteração do laço de repetição. Para isso, é utilizada a rotação atual da roda multiplicada pelos valores de relação de transmissão do redutor fixo e da *CVT*, de forma a calcular a rotação do motor, Equação (38).

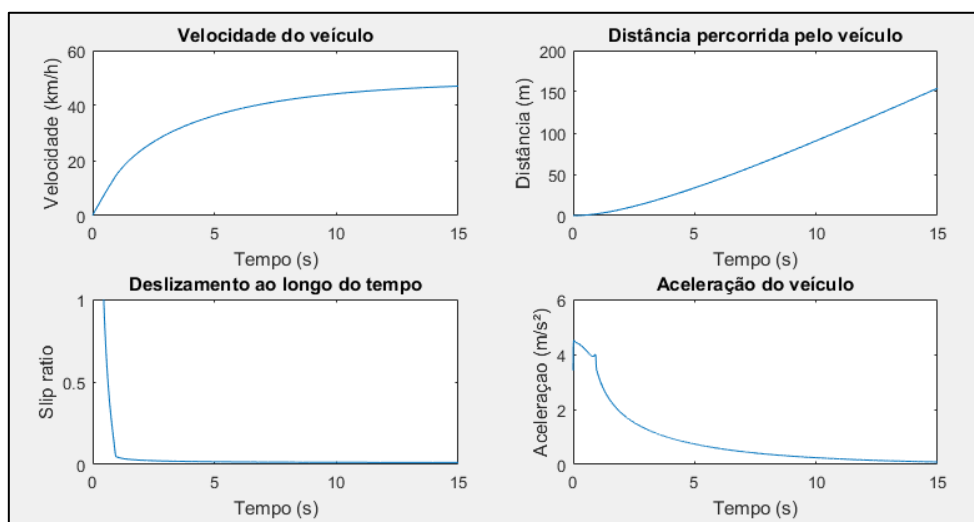
Figura 35 - Bloco *Atualização da rotação do motor*

Fonte: o autor, 2019.

3.2.1.9 Armazenamento dos dados

Por fim, ao final de cada iteração, os dados calculados são salvos em *arrays*, utilizados para a obtenção das curvas desses dados ao longo do tempo, Figura 36.

Figura 36 - Curvas obtidas



Fonte: o autor, 2019.

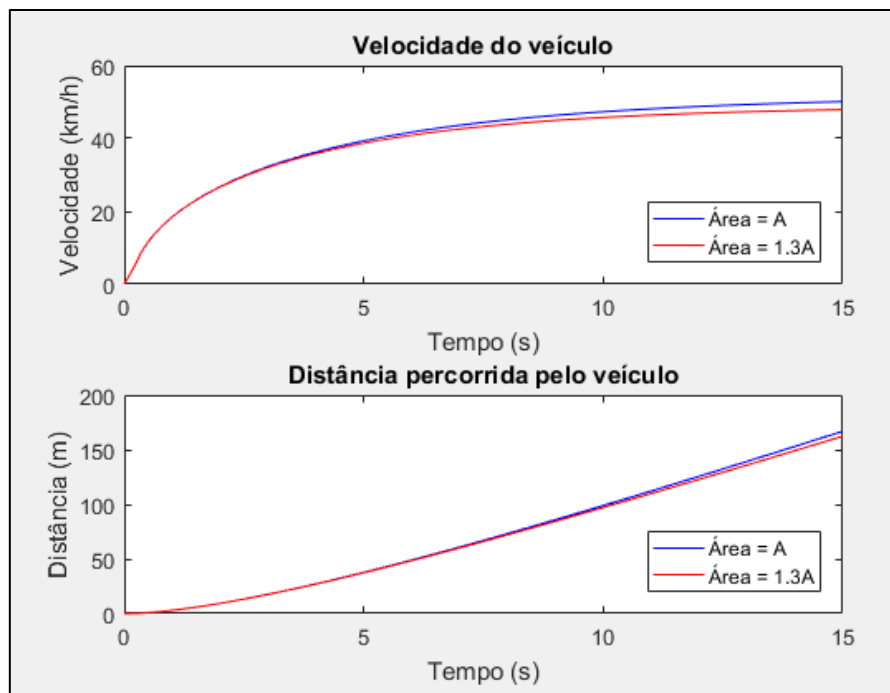
3.2.2 Verificação da conformidade do modelo

A partir da rotina desenvolvida, foi possível realizar diversas simulações, variando alguns parâmetros do veículo, de forma a analisar sua influência para decisões de projeto e avaliar se os resultados da rotina estavam em conformidade com os conceitos teóricos da dinâmica veicular.

3.2.2.1 Comparativo de área frontal

Um dos exemplos de comparação é o aumento da área frontal do veículo, que, como esperado, resultou em uma maior interferência nas velocidades mais altas do veículo, devido à força de arrasto aumentar com o quadrado da velocidade do veículo (KATZ, 1995), Figura 37.

Figura 37 - Comparativo de diferentes áreas frontais.

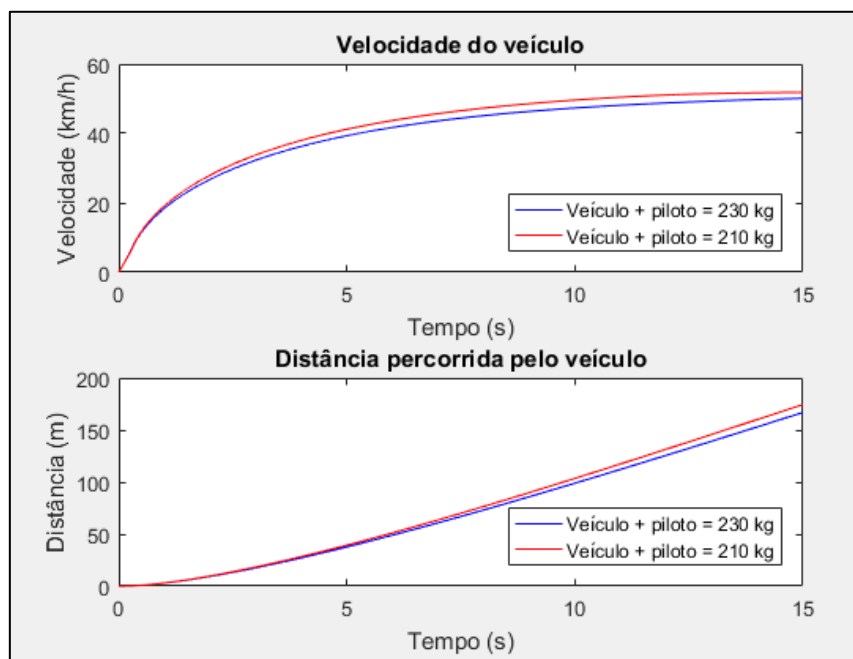


Fonte: o autor, 2019.

3.2.2.2 Comparativo de massa

Outro teste também foi a modificação da massa do veículo, que teve uma influência mais presente ao longo de toda a curva de velocidade, Figura 38.

Figura 38 - Comparativo de diferentes massas do veículo

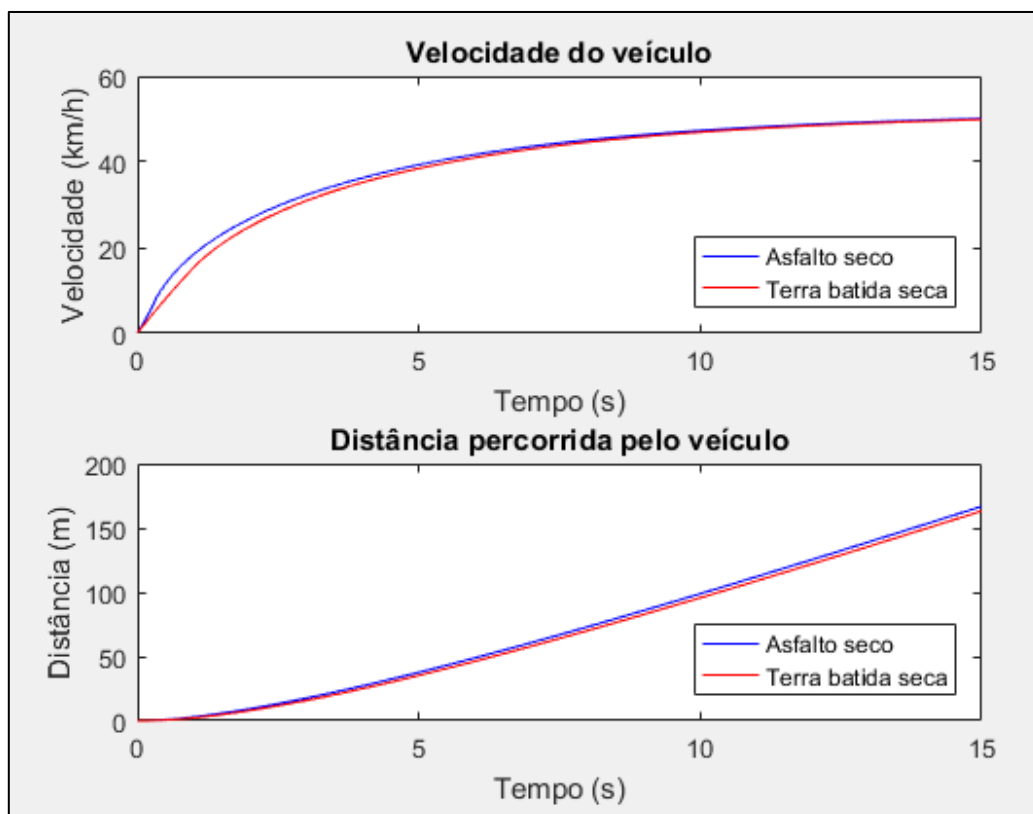


Fonte: o autor, 2019.

3.2.2.3 Comparativo de terrenos

Também foi possível simular o desempenho do veículo em diferentes terrenos, Figura 39, a partir da mudança da função do coeficiente de adesão em relação ao *slip ratio*, de acordo com os dados obtidos para diferentes terrenos por Cabrera *et al.* (2018).

Figura 39 - Comparativo de diferentes terrenos



Fonte: o autor, 2019.

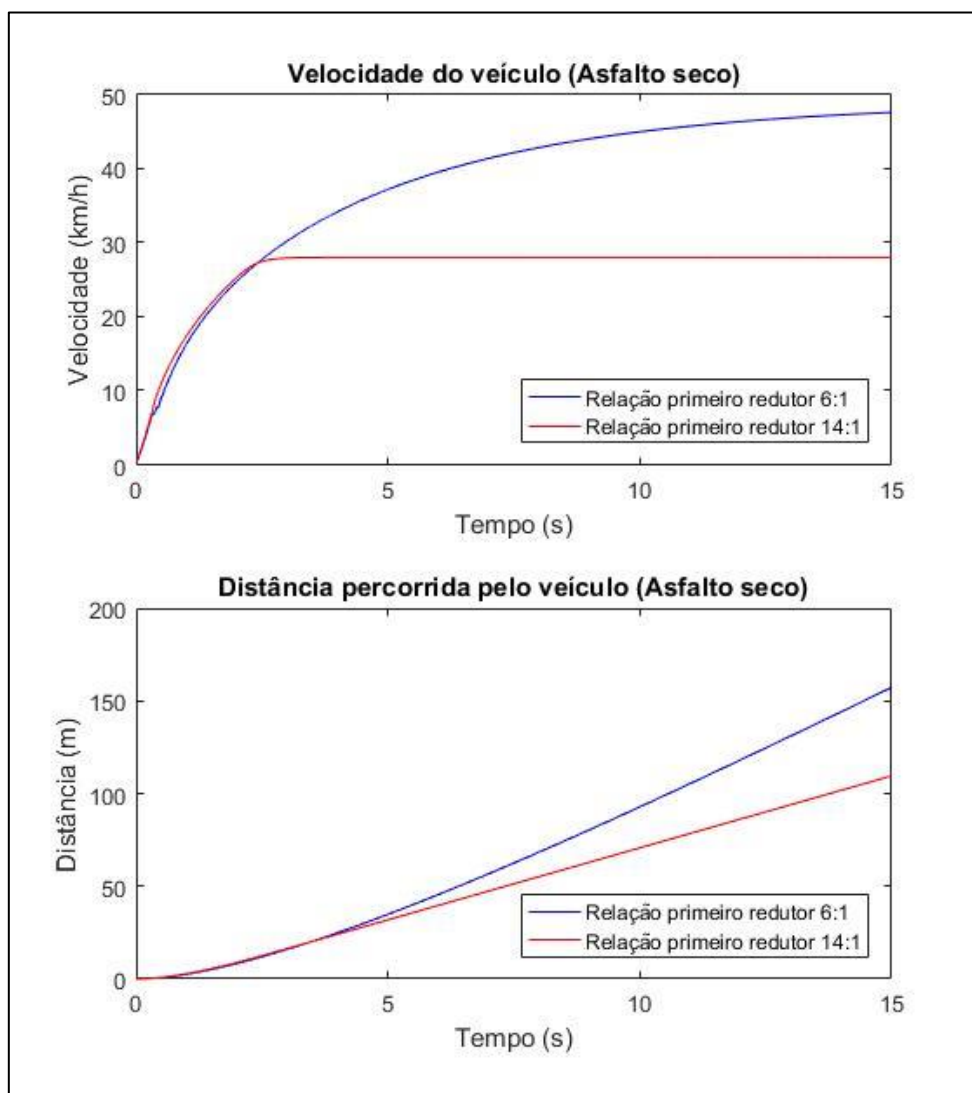
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo apresenta-se os principais resultados obtidos a partir do trabalho desenvolvido, assim como a validação experimental do modelo.

4.1 DEFINIÇÃO DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO

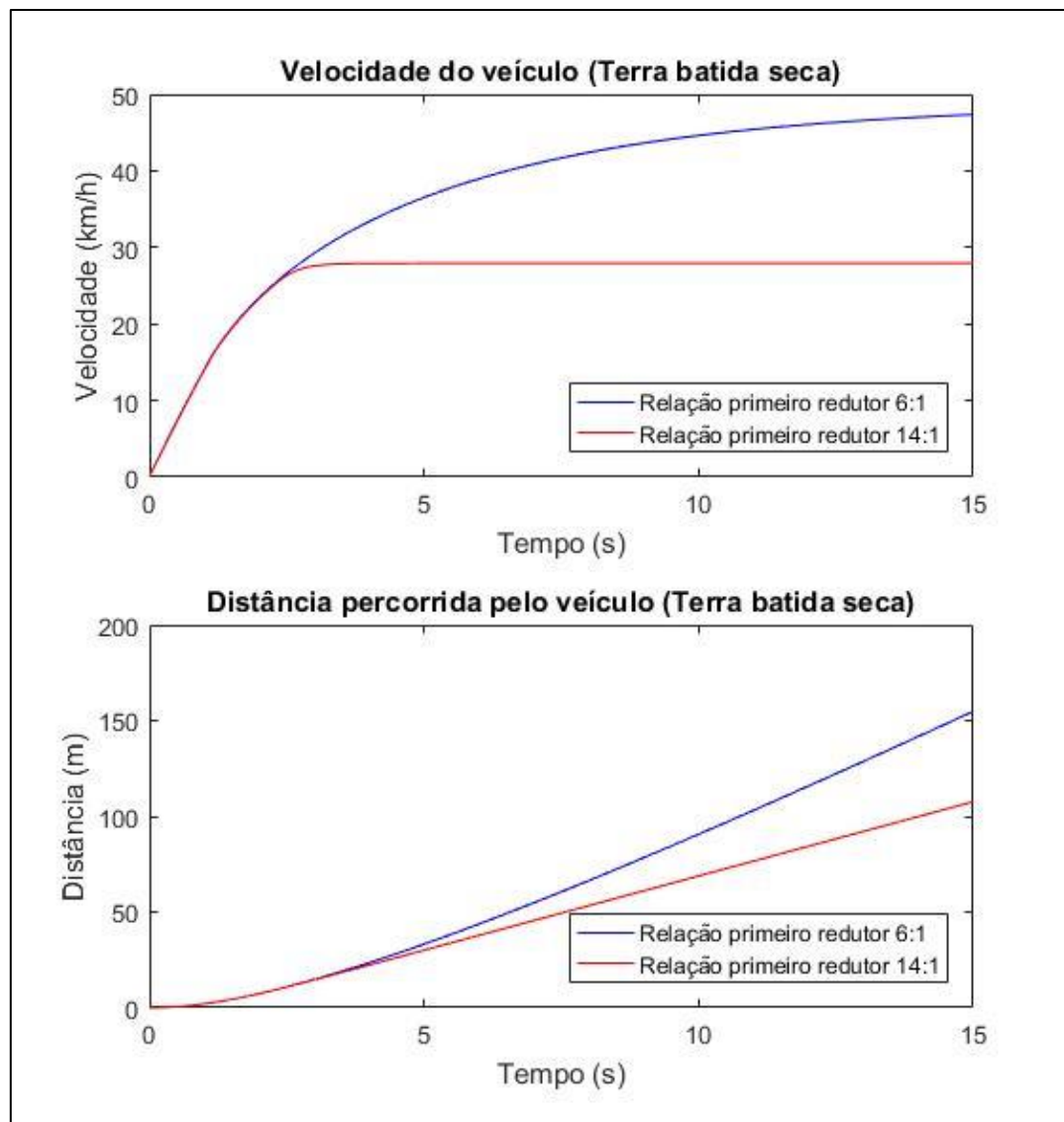
Para o presente trabalho, o principal fator a ser analisado a partir do modelo desenvolvido foi a relação de transmissão do veículo. Dessa forma, foi possível analisar a influência da modificação da relação de transmissão do redutor fixo nas curvas cinemáticas do veículo, Figura 40 e 41.

Figura 40 – Comparativos das relações de transmissão (asfalto)



Fonte: o autor, 2019.

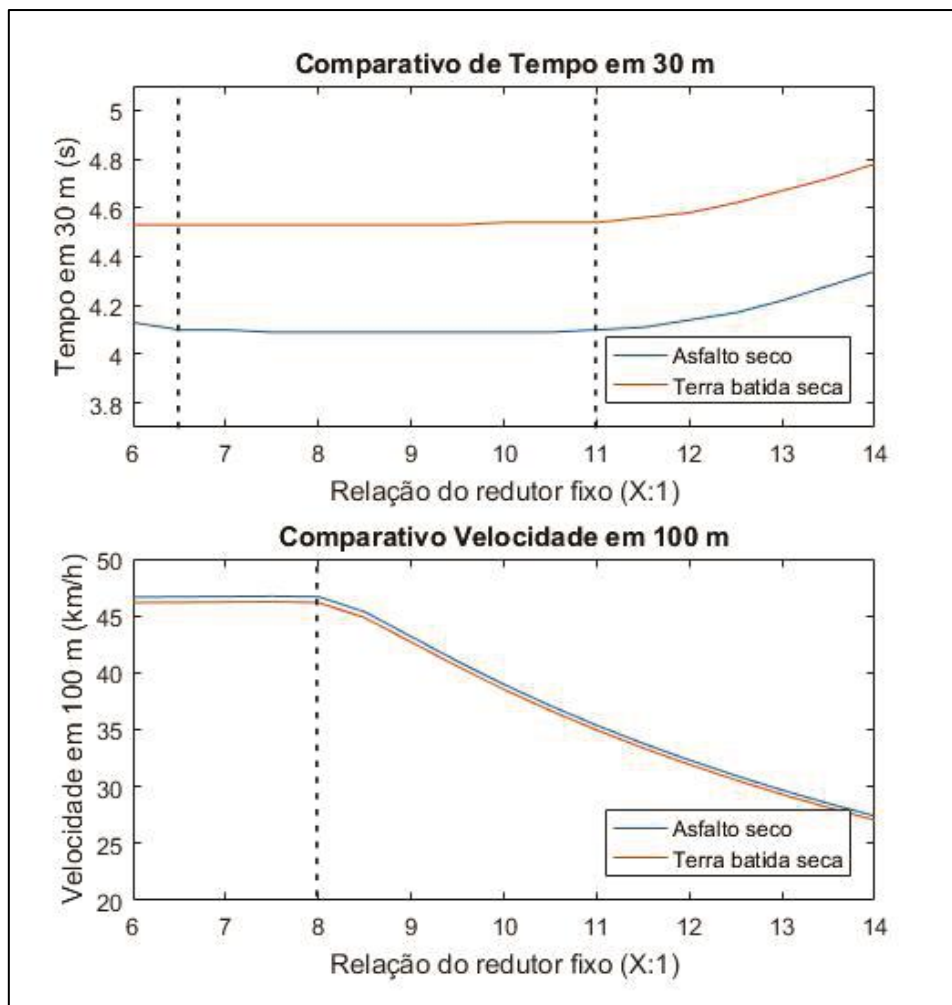
Figura 41 - Comparativos das relações de transmissão (terra)



Fonte: o autor, 2019.

Em seguida, devido aos principais parâmetros de análise serem o Tempo em 30 m e a Velocidade em 100 m, pois influenciam diretamente na pontuação em provas das Competições Baja SAE, foram calculados os comportamentos desses parâmetros com a variação da relação de transmissão para os terrenos de asfalto e terra batida, Figura 42.

Figura 42 - Comportamento para diversas relações do redutor fixo



Fonte: o autor, 2019.

Como é possível observar, a relação entre os valores de 6.5:1 e 11:1 proporciona o menor Tempo em 30 m, se mantendo constante durante essa faixa de valores. No entanto, é possível notar uma diminuição da Velocidade em 100 m a partir da relação de 8:1. A partir dessas análises, foi possível concluir que a relação de transmissão deveria estar dentro da faixa entre 7.5:1 e 8:1, de forma a obter os melhores resultados teóricos de Tempo em 30 m e Velocidade em 100 m. Nesse sentido, foi objetivado então o maior valor dentro dessa faixa, que além de resultar nos melhores valores teóricos dos parâmetros avaliados, resultaria em uma maior capacidade trativa, aprimorando a superação de obstáculos do veículo, outro fator importante durante as Competições Baja SAE. Dessa forma, foi definida a relação de transmissão em 7.91 para o redutor fixo, em que também foi considerado outros fatores como geometria, fabricação e massa dos pares de engrenagem projetados.

Após definida a relação de transmissão do redutor fixo, o veículo baja com os parâmetros da Figura 43 foi submetido a testes de aceleração, de forma a validar os dados obtidos.

Figura 43 - Dados do veículo

Massa (veículo + piloto)	230 kg	Altura do CG	0,52 m
Relação de transmissão do redutor fixo	7,91:1	Distância do CG ao eixo dianteiro	0,80 m
Raio do pneu	0,29 m	Distância do CG ao eixo traseiro	0, 58 m

Fonte: o autor, 2019.

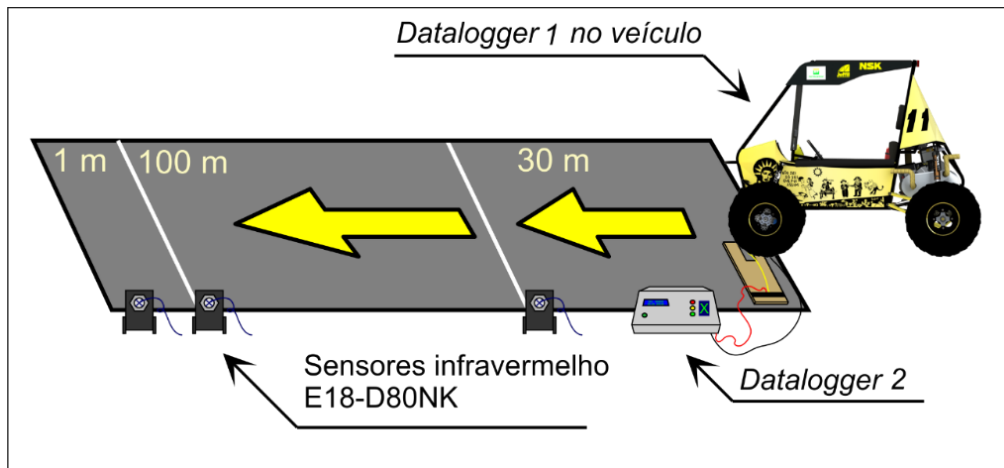
4.2 VALIDAÇÃO EM ASFALTO

Para a validação em asfalto, foram comparadas as curvas cinemáticas teóricas e experimentais, mensurando-se os erros obtidos. Além disso, também foram comparados os erros entre os valores de Tempo em 30 m e Velocidade em 100 m teóricos e experimentais, de forma a ratificar a conformidade do modelo.

4.2.1 Curvas cinemáticas

Para o teste, foi realizado o teste ilustrado na Figura 45, simulando a prova de *Velocidade & Aceleração* realizado em Competições Baja SAE. Dessa forma, foi possível obter o dado de velocidade do veículo ao longo do tempo a partir de um sensor infravermelho acoplado à roda dianteira do veículo, armazenado pelo *datalogger* 1, obtendo-se também o deslocamento ao longo do tempo por integração da velocidade. Além disso, para mensurar os valores de Tempo em 30 m e Velocidade em 100 m com maior precisão, foram posicionados sensores infravermelhos ao longo da pista, utilizando-se o *datalogger* 2 para armazenar os dados, Figura 44.

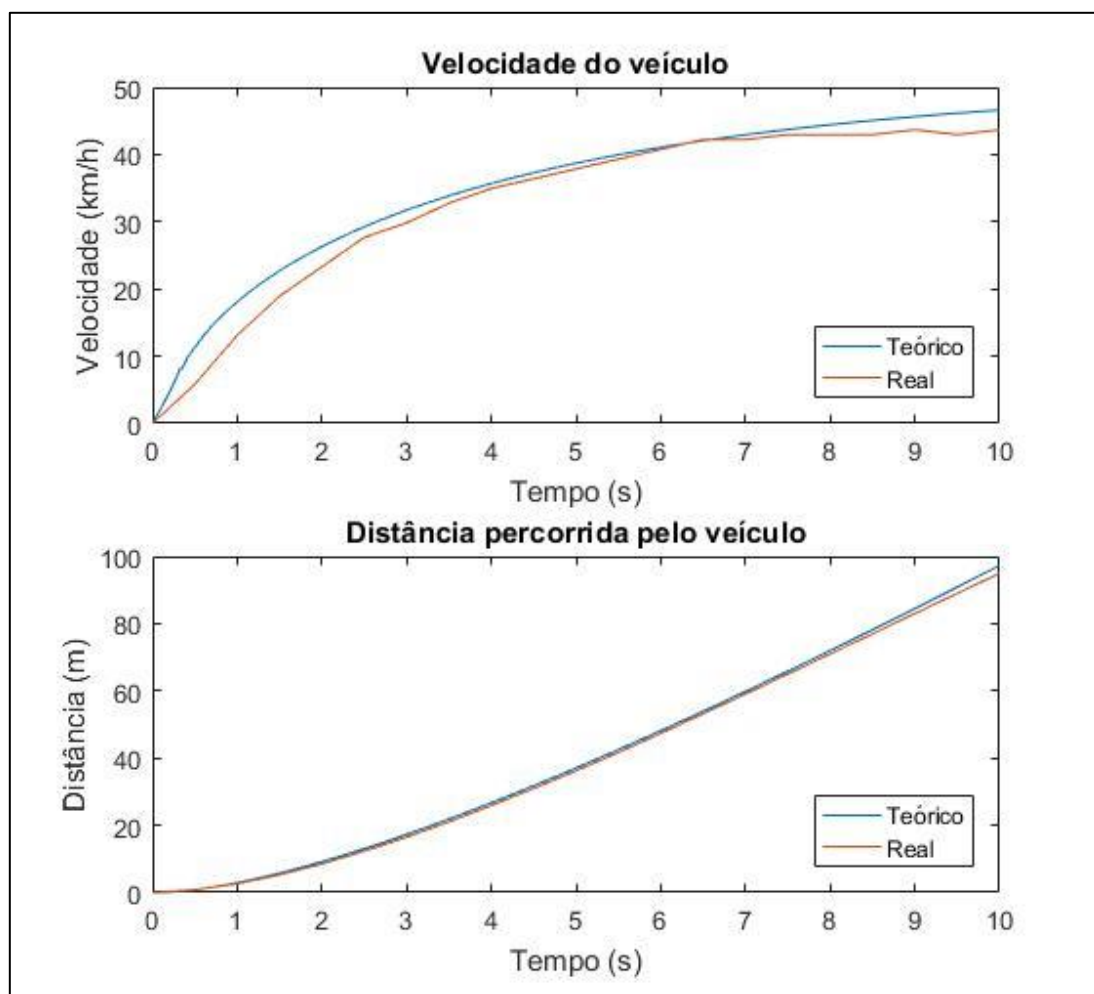
Figura 44 - Ilustração do teste



Fonte: o autor, 2019.

A partir dos resultados obtidos, foi possível comparar os dados da rotina com os dados obtidos em campo, Figura 45.

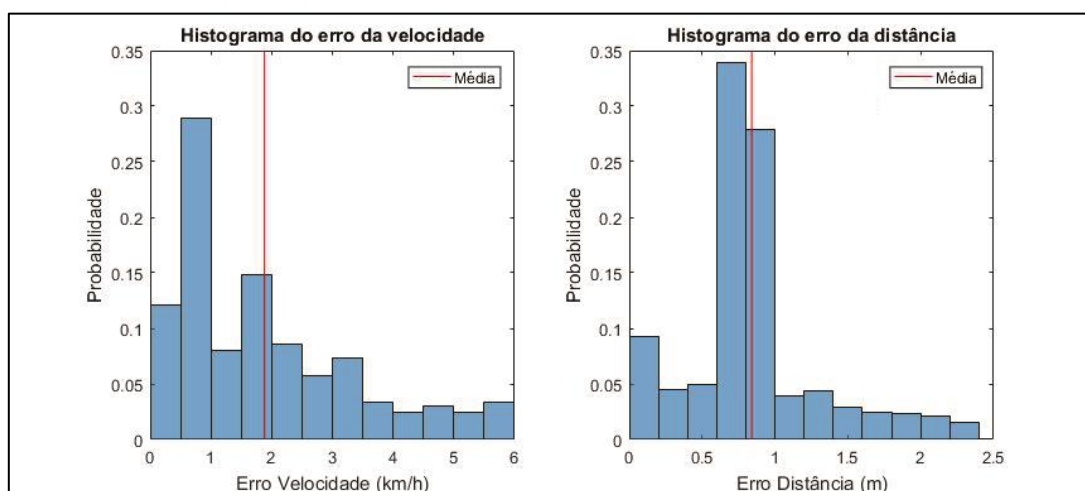
Figura 45 - Comparativo dos dados teóricos e medidos em campo.



Fonte: o autor, 2019.

A diferença resultante entre os dados pode ser proporcionada por diversos fatores. Um deles é que no modelo desenvolvido, não é considerado o deslizamento da CVT antes da fase de engate, que ocorre durante a fase de início do movimento do veículo. Outro fato importante é que as curvas do pneu utilizadas são de outro modelo de pneu, que foram utilizados a partir dos dados do experimento de Cabrera *et al.* (2018), devido à dificuldade de replicar o teste para a obtenção desse dado. Além desses fatos mais relevantes, temos também outros fatores que influenciam, como diferentes condições de temperatura e pressão, que interferem no desempenho do motor, entre outros. Apesar disso, o dado obtido resultou em um erro absoluto médio de 1,88 km/h e 0,84 m entre as curvas obtidas, Figura 46, indicando precisão no modelo desenvolvido.

Figura 46 - Histograma de erros



Fonte: o autor, 2019.


4.2.2 Tempo em 30 m e Velocidade em 100 m

Em relação aos valores de Tempo em 30 m e Velocidade em 100 m, foram utilizados sensores infravermelhos, como ilustrado na Figura 44, para mensurar de forma mais precisa esses dados. Dessa forma, foi obtido um Tempo em 30 m de 3,97 s e Velocidade em 100 m de 47,59 km/h. Em comparação com os valores teóricos de 4,09 s e 47,01 km/h, obtidos pela rotina computacional, foram obtidos erros relativos de 3,02% para o Tempo em 30 m e 1,22% para a Velocidade em 100 m, indicando também precisão no modelo desenvolvido.

4.3 VALIDAÇÃO EM TERRA BATIDA

Devido às limitações de espaço, o teste descrito anteriormente foi executado apenas para o terreno de asfalto. No entanto, na Competição Baja SAE Brasil 2018, foram mensurados pelos juízes os dados de Tempo em 30 m e Velocidade em 100 m durante um teste de *Velocidade & Aceleração* no terreno de terra batida. Dessa forma, foram obtidos os valores de 4,40 s e 47,28 km/h, Figura 47 e 48, que em comparação com os valores teóricos obtidos pela rotina de 4,53 s e 46,63 km/h, resultaram em erros relativos de apenas 2,95% para o Tempo em 30 m e 1,37% para a Velocidade em 100 m.

Figura 47 - Tempo em 30 m na 24ª Competição Baja SAE Brasil.



	#	Equipe Escola	Aceleração
	7	EESC USP Escola de Engenharia de São Carlos	4.141 4.138
	75	Car-kara Baja SAE Universidade Federal do Rio Grande do Norte	4.232 4.235
	37	CEFAST BAJA SAE Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais	4.347 4.339
4º	67	Poli-USP Baja Escola Politécnica da Universidade de São Paulo	4.356 4.365
5º	55	Baja UFMG Universidade Federal de Minas Gerais	4.482 4.39
6º	72	UFSC Baja SAE Universidade Federal de Santa Catarina	4.394 4.404
7º	73	Mangue Baja 1 Universidade Federal de Pernambuco	4.4 4.529
8º	31	Cactus Baja	4.41

Fonte: adaptado de <https://bajasaebrazil.online/18BR/prova.php?id=18BR_ACE> Acesso em 11 de Setembro de 2019.

Figura 48 – Velocidade em 100 m na 24ª Competição Baja SAE Brasil.



	#	Equipe Escola	Velocidade
1º	7	EESC USP Escola de Engenharia de São Carlos	51.67 52.62
2º	75	Car-kará Baja SAE Universidade Federal do Rio Grande do Norte	51.04 52.38
3º	37	CEFAST BAJA SAE Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais	51.58 51.48
4º	72	UFSC Baja SAE Universidade Federal de Santa Catarina	49.85 50.61
5º	67	Poli-USP Baja Escola Politécnica da Universidade de São Paulo	48.02 47.91
6º	73	Mangue Baja 1 Universidade Federal de Pernambuco	47.28 47.23
7º		FED Baja 2	47.1

Fonte: adaptado de <https://bajasaebrazil.online/18BR/prova.php?id=18BR_VEL> Acesso em 11 de Setembro de 2019.

5 CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

Apesar dos erros relativos entre os dados teóricos e reais devido aos fatores já descritas anteriormente, a precisão dos dados obtidos foi considerada satisfatória pela Equipe Mangue Baja. Nesse sentido, o modelo desenvolvido permitiu avaliar o comportamento do veículo baja para diversos parâmetros ainda na fase projetual, auxiliando na definição da relação de transmissão, permitindo assim melhores resultados na prova de *Velocidade & Aceleração*, presente nas Competições Baja SAE.

A seguir, são indicados alguns estudos para aprimoramento do modelo desenvolvido, de forma a alcançar resultados mais precisos e possibilidade de análises mais aprofundadas, de forma a auxiliar o desenvolvimento de veículos do tipo Baja SAE.

1. Aquisição dos dados do pneu utilizado: Como o pneu do Baja utilizado é o *Carlisle AT489*, diferente do modelo de pneu dos estudos de Cabrera *et al.* (2018), seria indicada a realização de um teste em campo para obtenção da curva de adesão por *slip ratio* do modelo de pneu utilizado, nos terrenos de interesse. A partir dos dados obtidos, comparar com a curva de pneu utilizada, de forma a avaliar o nível de discrepância entre os dados. Caso resultasse valores bastante divergentes, realizar novamente as simulações, devido à influência da força trativa gerada pelo pneu influenciar diretamente nos resultados.
2. Implementação de outras análises: o aprimoramento do modelo desenvolvido, de forma a analisar situações de frenagem, vibração, curva e superação de obstáculos permitiria a realização de estudos mais aprofundados. Para isso, é necessário utilizar modelos teóricos para os sistemas de freio, suspensão e direção do veículo, permitindo o aprimoramento do projeto do veículo a partir de análises mais complexas, como a obtenção das cargas nos componentes durante a superação de um obstáculo.

REFERÊNCIAS

AAEN, Olav. **Clutch Tuning Handbook**. 2007 ed. Aaen Performance, 2007.

CABRERA, Juan A.; CASTILLO, Juan J.; PÉREZ, Javier; VELASCO, Juan M.; GUERRA, Antonio J.; HERNÁNDEZ, Pedro. **A Procedure for Determining Tire-Road Friction Characteristics Using a Modification of the Magic Formula Based on Experimental Results**. MDPI, Sensors, vol. 18, 2018. Disponível em: <https://www.mdpi.com/1424-8220/18/3/896> Acesso em: 29 de Agosto de 2019.

COSTA, Paulo G. **A Bíblia do Carro**. 1. ed, 2001. Disponível em: <http://www.salverainha.com.br/downloads/Mecanica.pdf>. Acesso em: 10 de Novembro de 2019.

FISCHER, Robert; KÜÇÜKAY, Ferit; JÜRGENS, Gunter; NAJORK, Rolf; POLLAK, Burkhard. **The Automotive Transmission Book**. Springer, 2015.

FOX, Robert W.; MCDONALD, Alan T.; PRITCHARD, Philip J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 8. ed. LTC Editora, 2014.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. 1. ed. SAE International, 1992.

KATZ, Joseph. **Race Car Aerodynamics: Designing for Speed**. 1. ed. Robert Bentley, Inc., 1995.

LECHNER, Giesbert; NAUNHEIMER, Harald. **Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application**. 1. ed. Butterworth-Heinemann, 2006.

MASHADI, Behrooz; CROLLA David. **Vehicle Powertrain Systems**. 1. ed. John Wiley & Sons, 2012.

MILLIKEN, William F.; MILLIKEN, Douglas L. **Race Car Vehicle Dynamics**. 1. ed. SAE International, 1995.

PACEJKA, Hans B. **Tyre and Vehicle Dynamics**. 2. ed. Butterworth-Heinemann, 2006.

PREDA, Ion; COVACIU, Dinu; CIOLAN, Gheorge. **Coast Down Test – Theoretical and Experimental Approach**. In. International Congress on Automotive and Transport Engineering (CONAT), 2010. Disponível em: https://www.researchgate.net/publication/262726078_Coast_Down_Test_-_Theoretical_and_Experimental_Approach. Acesso em: 18 de Agosto de 2019.

RAJAMANI, Rajesh. **Vehicle Dynamics and Control**. 1. ed. Springer, 2006.

WONG, J. Y. **Theory of Ground Vehicles**. 3. ed. John Wiley & Sons, 2001.

APÊNDICE A – ROTINA DE SIMULAÇÃO DA DINÂMICA LONGITUDINAL

```
%Rotina para simulacao da dinâmica longitudinal do veículo.

%Autor: Lucas de Lima Nogueira

%parametros constantes do veiculo e ambiente
m = 230;%massa do veiculo + piloto
zfix = 7.91; %relacao de transmissao do redutor fixo
rp = 0.2921; %raio do pneu
ef = 0.865; %eficiencia da cvt nao contabilizada pelo coastdown
h = 0.525; %altura do CG em relacao ao solo
lt= 0.583; %distancia do CG ao eixo traseiro
ld = 0.806; %distancia do CG ao eixo dianteiro
tetagraus = 0;%angulo da rampa (graus)
teta = tetagraus*(pi/180);
isaida = 1.9353; %inerencia rotacional saida do redutor fixo
        % 4 rodas/discos de freio/semieixos/
isaida = isaida/2; %dividindo pois o total é referente às 4 rodas

imotora = 0.0025; %inerencia rotacional polia motora
ientrada = 0.0055; %inerencia rotacional polia movida/entrada do redutor
fixo

%configuracoes da rotina
rotrefparainter = [1620:3.375:4100];
rotref = [1620:0.2:4100]; %vetor de referencia das possiveis rotacoes
t1 = 0; %tempo inicial
tn = 15; %tempo final
dt = 0.01; %incremento de tempo
tempo = t1:dt:tn; %vetor tempo

%relacao de transmissao da CVT
zcvtparainter = cvt'; %(Dados de cvt referentes à Figura 22)
zcv = interp1(rotrefparainter,zcvtparainter2,rotref,'spline');

rotrodaref = rotref./(zcv.*zfix);

%inicializacao de matrizes dos plots
vveiculoplot = zeros(length(tempo),1);
sveiculoplot = zeros(length(tempo),1);
aveiculoplot = zeros(length(tempo),1);
rotmotorplot = zeros(length(tempo),1);
rotrodaplot = zeros(length(tempo),1);
slipplot = zeros(length(tempo),1);

Tmotor = interp1(rotrefparainter,Torque,rotref,'spline'); %torque do
motor (Dados de Torque referentes à Figura 20)

%parametros iniciais do veiculo
aveiculo = 0; %aceleracao do veiculo (inicial)
vveiculoini = 0; %velocidade inicial do veiculo
sveiculoini = 0; %espaço inicial
rotmotor = 2200; %rotacao do motor (RPM)
```

```

%forças normais nas rodas Dianteira e Traseira
FzD = (-m*aveiculo*h-m*9.81*h*sin(teta)+m*9.81*lt*cos(teta))/(lt+ld);
FzT = (m*aveiculo*h+m*9.81*h*sin(teta)+m*9.81*ld*cos(teta))/(lt+ld);

%força trativa inicial
Fx = 0;

%rotacao inicial da roda traseira
rotrodaini =
(rotmotor/(zfix*interp1(rotref,zcvt,rotmotor,'nearest')))*((2*pi)/60);
%rad/s

%inicio do laço de repetição
for t = 1:length(tempo)

    %Motor & transmissão
    if rotmotor>4100 %caso rotacao do motor >4100 torque é zero

        %torque na roda traseira
        Troda = 0;
        %inerencia rotacional equivalente no eixo da motora
        Imoteq = imotora*(zcvt(length(zcvt)).*zfix)^2;

    elseif rotmotor<1620 %caso rotacao do motor <1620 torque é zero

        %torque na roda traseira
        Troda = 0;
        %inerencia rotacional equivalente no eixo da motora
        Imoteq = imotora*(zcvt(1)*zfix)^2;

    else %caso rotacao dentro da faixa normal, calcula torque na roda

        %torque na roda traseira
        Troda =
interp1(rotref,Tmotor,rotmotor,'nearest')*zfix*interp1(rotref,zcvt,rot
motor,'nearest'); %Nm
        %inerencia rotacional equivalente no eixo da motora
        Imoteq =
imotora*(interp1(rotref,zcvt,rotmotor,'nearest')*zfix)^2;
        end

        %inerencia rotacional no eixo de entrada do redutor fixo em relação
à ao
        Ientradaeq = ientrada*((zfix)^2);
        Isaidaeq = isaida; %rodas traseiras+semieixos+eixo de saída do
redutor+disco de freio etc
        Ieq = Imoteq+Ientradaeq+Isaidaeq; %inerencia rotacional total
equivalente

    %sistema roda
    %torque resistivo (resistência a rolagem + fricção) na roda
traseira
    Tres = rp*(m*0.0029.*vveiculoini.*3.6 + ((FzT*0.41)/9.81)); %Nm

    if Tres < 0
        Tres = 0;
    end
end

```

```

%calcula da rotacao da roda
rotrodafin = (1/Ieq)*(Troda*ef-Fx*rp-Tres)*dt+rotrodaini; %rad/s
rotrodaini = rotrodafin;

%slip ratio
if vveiculoini < 0 %se velocidade < 0 zera slip ratio
    slip = 0;
else
    slip = (rotrodafin*rp)/vveiculoini - 1; %slip ratio
end

%força trativa
%coeficiente de adesão

%formula mágica de pacejka
%x = slip+shx
%yx = (D*sin(C*atan(B*x-E*(B*x-atan(B*x)))));
%tracf = yx + svx
%mi = tracf/Fz

%dados obtidos pelo artigo
D = 1.2377*(0.640353+0.261665*exp(-
0.080955*slip*3.6*(vveiculoini+0.1)))*1177.2; %asfalto seco
%D = 1.2377*(0.590189-0.185632*exp(-
0.192696*slip*3.6*(vveiculoini+0.1)))*1177.2; %terra batida seca
x = slip-0.0037;
mi = ((D*sin(1.3971*atan(20.0573*(x)-(-1.3078)*(20.0573*(x)-
atan(20.0573*(x)))))) + 92.5868)/1177.2;

if abs(Troda-Tres) < mi*FzT*rp
    Fx = abs((Troda-Tres)/rp); %força trativa
else
    Fx = mi*FzT; %força trativa
end

%veiculo
if vveiculoini < 0
    Faero = m*(2.38*10^(-4).*(3.6.*vveiculoini).^2); %força de
arrasto
    Ffricloss = m*0.0029.*vveiculoini.*3.6; %perdas na transmissão
por fricção
    Frollres = 0.41*((FzD+FzT)/9.81); %resistencia a rolagem
    Fres = Faero+Ffricloss+Frollres; %força resistiva
    Fres = -Fres; %muda sentido pois velocidade < 0
else
    Faero = m*(2.38*10^(-4).*(3.6.*vveiculoini).^2); %força de
arrasto
    Ffricloss = m*0.0029.*vveiculoini.*3.6; %perdas na transmissão
por fricção
    Frollres = 0.41*((FzD+FzT)/9.81); %resistencia a rolagem
    Fres = Faero+Ffricloss+Frollres; %força resistiva
end
aveiculo = (Fx-Fres-m*9.81*sin(teta))/m; %aceleração do
veículo

%velocidade

```

```

vveiculo = vveiculoini + aveiculo*dt;
vveiculoini = vveiculo;

%espaço percorrido
sveiculo = sveiculoini + vveiculo*dt;
sveiculoini = sveiculo;

%transferencia de peso
%Traseira
FzT =
(m*aveiculo*h+m*9.81*h*sin(teta)+m*9.81*ld*cos(teta))/(lt+ld);
%Dianteira
FzD = (-m*aveiculo*h-
m*9.81*h*sin(teta)+m*9.81*lt*cos(teta))/(lt+ld);

%atualizacao da rotacao do motor
rotrodafinRPM = rotrodafin*(60/(2*pi)); %rotacao da roda em RPM

if rotrodafinRPM>rotmotor/(zcvt(length(zcvt))*zfix) %limitação da
relação CVT máxima
    %rotação do motor
    rotmotor = rotrodafinRPM*(zcvt(length(zcvt))*zfix);

elseif rotrodaTfinRPM<rotmotor/(zcvt(1)*zfix) %limitação da
relação CVT
    rotmotor = rotrodafinRPM*(zcvt(1)*zfix);

else
    %rotação do motor
    rotmotor = interp1(rotrodaref,rotref,rotrodafinRPM,'nearest');

end

%armazenar dados para plot
vveiculoplot(t,:) = vveiculo;
sveiculoplot(t,:) = sveiculo;
aveiculoplot(t,:) = aveiculo;
rotmotorplot(t,:) = rotmotor;
slipplot(t,:) = slip;

end

%calculo do Tempo em 30 m e Velocidade em 100 m
tempo30mplot = max(tempo((sveiculoplot<=30)))
velocidade100m = 3.6*min(vveiculoplot(sveiculoplot>=100))

%plot dos gráficos
subplot(2,2,1);plot(tempo,3.6*vveiculoplot);title('Velocidade do
veículo');ylabel('Velocidade (km/h)');xlabel('Tempo (s)');
subplot(2,2,2);plot(tempo,sveiculoplot);title('Distância percorrida
pelo veículo');ylabel('Distância (m)');xlabel('Tempo (s)');
subplot(2,2,3);plot(tempo,slipplot);title('Deslizamento ao longo do
tempo');ylabel('Slip ratio');xlabel('Tempo (s)');ylim([0 1]);
subplot(2,2,4);plot(tempo,aveiculoplot);title('Aceleração do
veículo');ylabel('Aceleração (m/s²)');xlabel('Tempo (s)');

```

APÊNDICE B – ROTINA DE MODELAGEM DO PNEU

```

PCX1 = 1.39708965;
PDX1 = 1.10206790;
PDX2 = -0.18524061;
PEX1 = -0.45925516;
PEX2 = -1.49950140;
PEX3 = -2.46964541;
PEX4 = -0.90674124;
PKX1 = 38.50310903;
PKX2 = 2.03196267;
PKX3 = -0.59108577;
PHX1 = -0.00227143;
PHX2 = 0.00193554;
PVX1 = 0.05759227;
PVX2 = -0.02874956;
s = 1;

%Dados asfalto seco
PLX1 = 0.640353
PLX2 = 0.261665
PLX3 = 0.080955

%Dados terra batida seca

% PLX1 = 0.590189
% PLX2 = -0.185632
% PLX3 = 0.192696

gamamix = PLX1 + PLX2*exp(-PLX3*20)

Fz = (9.81*200*0.6);
Fz0 = 4400;
dfz = (Fz-Fz0)/Fz0;

mix = (PDX1+PDX2*dfz)*gamamix;
D = mix*Fz;

C = PCX1;

B = (Fz*(PKX1 + PKX2*dfz)*exp(-PKX3*dfz))/(C*D);

shx = PHX1+PHX2*dfz;
svx = (PVX1+PVX2*dfz)*Fz;
E = (PEX1+PEX2*dfz+PEX3*dfz^2)*(1-PEX4*sign(s+shx));

slip = 0:0.01:10;
x = slip+shx;
yx = (D*sin(C*atan(B*x-E*(B*x-atan(B*x)))));

tracf = yx + svx;

mi = tracf/Fz;

```