

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Charles de Oliveira Rosa Junior

**MODELAGEM COMPUTACIONAL DO FUNCIONAMENTO DE UMA
TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL (CVT) APLICADA EM
UM PROTÓTIPO DO TIPO BAJA SAE**

Santa Maria, RS
2021

Charles de Oliveira Rosa Junior

**MODELAGEM COMPUTACIONAL DO FUNCIONAMENTO DE UMA
TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL (CVT) APLICADA EM UM
PROTÓTIPO DO TIPO BAJA SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para obtenção do título de **Bacharel em Engenharia Mecânica**.

Orientador: Prof. PhD. Thompson Diórdinis Metzka Lanzasova

Santa Maria, RS
2021

Charles de Oliveira Rosa Junior

**MODELAGEM COMPUTACIONAL DO FUNCIONAMENTO DE UMA
TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL (CVT) APLICADA EM UM
PROTÓTIPO DO TIPO BAJA SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Curso de Engenharia
Mecânica, da Universidade Federal de Santa
Maria (UFSM, RS), como requisito parcial
para obtenção do grau de **Bacharel** em
Engenharia Mecânica.

Aprovado em 08 de Outubro de 2021:

Thompson Diórdinis Metzka Lanzasova, PhD. (UFSM)
(Presidente/Orientador)

Vinícius Rückert Roso, Dr. Eng. (UFSM)

Leonardo Roso Colpo, Me. Eng (UFSM)

Santa Maria, RS
2021

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha mãe Paula Adriana Dutra Coelho pelo apoio dado ao longo de toda minha trajetória, pelo amor e compreensão em todos os momentos, além de sempre incentivar eu e meus irmãos a irmos em busca de condições melhores e nos mostrar que podemos alcançar tudo que almejamos.

Ao meu pai Charles O. Rosa pelo apoio e incentivo dado ao longo desse período importante da minha vida, e também por meio de suas experiências nos guiar para caminhos melhores.

Aos meus irmãos Wesley, Emilly e Ana Clara por todo amor e apoio dado durante o período da graduação. Quando muitas vezes me senti fraco, busquei em vocês a força, garra e motivação para continuar.

Agradeço incondicionalmente a minha namorada Thais Melo, por todo apoio, incentivo, amor e carinho durante toda a minha graduação e realização desse trabalho. Obrigado por fazer parte da minha vida, tornar meus dias melhores e por estar sempre ao meu lado. Meus sinceros agradecimentos a ti.

Agradeço a todos os integrantes e ex-integrantes da equipe Bombaja UFSM, projeto de extensão e pesquisa em que tive o privilégio de trabalhar, obrigado a todos pelo companheirismo, ensinamentos compartilhados e momentos únicos que levarei para toda a minha vida. Em especial aos amigos Lucas Dal Forno, Leonardo Colpo, Gustavo lung e Alan Tibola.

Direciono meus sinceros agradecimentos para todos que de alguma forma ajudaram no desenvolvimento deste trabalho. Em especial ao professor Thompson Lanza Nova pela competência, seriedade, conhecimentos compartilhados e por acreditar na elaboração deste trabalho, também aos colegas e amigos Bruno Borin, Arthur Damasceno, Luiz F. Martinelli, Mateus Piccinin e Vinicius Weiss por todo apoio e dedicação no planejamento e execução dos testes experimentais que colaboraram para a realização deste trabalho.

E por fim, agradeço à Universidade Federal de Santa Maria, ao Centro de Tecnologia e ao Departamento de Engenharia Mecânica, por proporcionarem toda a infraestrutura e profissionalismo que colaboraram para meu desenvolvimento pessoal e profissional.

RESUMO

MODELAGEM COMPUTACIONAL DO FUNCIONAMENTO DE UMA TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL (CVT) APLICADA EM UM PROTÓTIPO DO TIPO BAJA SAE

AUTOR: Charles de Oliveira Rosa Junior

ORIENTADOR: Prof. PhD. Thompson Diórdinis Metzka Lanzanova

Com o crescimento do mercado automotivo, preocupações ambientais e clientes cada vez mais exigentes em relação ao conforto, desempenho e economia de combustível, torna-se necessário avaliar opções para satisfazer esses requisitos. O uso de transmissões continuamente variáveis (CVT) está se tornando uma alternativa para satisfazer essas necessidades. Este tipo de transmissão permite que o motor trabalhe em sua faixa de máxima eficiência, variando a sua relação de transmissão de maneira contínua, sem mudanças abruptas no torque ou velocidade de saída, enquanto a velocidade do veículo aumenta. Este trabalho destina-se a apresentar o desenvolvimento de um modelo de simulação numérica que se destina a avaliar o comportamento dinâmico de um veículo do tipo Baja SAE da equipe Bombaja UFSM, através da modificação de características construtivas (massa dos *flyweights*) da CVT. Devido à complexidade do comportamento da CVT e o elevado tempo de testes experimentais com este componente, busca-se com essa ferramenta minimizar o tempo de testes da equipe e propiciar a análise e tomada de decisão rápida na escolha da melhor configuração do componente que irá proporcionar o melhor desempenho longitudinal do veículo. Com o auxílio do *software* Matlab®, simulações foram realizadas considerando as forças provenientes dos acionadores da polia motora e movida, além das forças resistivas ao movimento do veículo, que interferem diretamente no desempenho longitudinal do protótipo. Com o objetivo de comparar os resultados obtidos por meio das simulações realizadas, um procedimento experimental foi realizado utilizando *flyweights* com massa de 100 gramas e o protótipo submetido a percorrer o mesmo trajeto da prova de aceleração e velocidade (A&V). Durante o percurso foram aferidas a velocidade angular da roda dianteira e traseira do protótipo, rotação do motor e o tempo de deslocamento no percurso. A comparação entre os resultados obtidos por meio dos testes experimentais com a simulação apresentou valores satisfatoriamente próximos, todavia os resultados obtidos por meio da simulação apresentaram valores mais conservadores, devido ao modelo computacional não considerar os efeitos do escorregamento da correia trapezoidal nas polias da CVT, assim como, desconsiderar as perdas que ocorrem entre o par pneu-pista.

Palavras-Chave: Baja SAE, CVT, Dinâmica longitudinal.

ABSTRACT

COMPUTATIONAL MODELING OF THE FUNCTIONING OF A CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION (CVT) APPLIED TO A BAJA SAE TYPE PROTOTYPE

AUTHOR: Charles de Oliveira Rosa Junior

ADVISOR: Prof. PhD. Thompson Diórdinis Metzka Lanzasova

With the growth of the automotive market, environmental concerns and customers increasingly demanding about comfort, performance, and fuel economy, it becomes necessary to evaluate options to satisfy these requirements. The use of continuously variable transmissions (CVT) is becoming an alternative to satisfy these need. This type of transmission allows the engine to work at its maximum efficiency speed, varying its transmission ratio continuously, without abrupt changes in torque or exit speed, while vehicle speed increases. This work aims to present the development of a numerical simulation model that aims to evaluate the dynamic behavior of a Baja SAE vehicle of the Bombaja UFSM team, through the modification of constructive characteristics (mass of flyweights) of the CVT. Due to the complexity of the CVT behavior and the high experimental testing time with this component, this tool is intended to minimize the team's testing time and provide analysis and quick decision-making in choosing the best configuration of the component that will provide the best longitudinal performance of the vehicle. With the help of the Matlab® software, simulations were carried out considering the forces coming from the motor and driven pulley drives, in addition to the resistive forces to the vehicle's movement, which directly interfere in the longitudinal performance of the prototype. In order to compare the results obtained through the simulations carried out, an experimental procedure was carried out using flyweights with a mass of 100 grams and the prototype submitted to cover the same path of the acceleration and velocity test (A&V). During the path, the angular speed of the prototype's front and rear wheels, engine rotation, and displacement time on the course were measured. The comparison between the results obtained through the experimental tests with the simulation presented satisfactorily close values, however, the results obtained through the simulation presented more conservative values because the computational model does not consider the effects of V-belt slippage on the CVT pulleys, as well as, disregard the losses that occur between the tire-track pair.

Keywords: Baja SAE, CVT, Longitudinal dynamics.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Volume de produção para diferentes transmissões automáticas em cada região.	16
Figura 2 - Protótipo BJ-16 na competição Nacional 2020.	19
Figura 3 - Classificação sistemática dos tipos de transmissões automotivas.....	21
Figura 4 – Transmissão por CVT no DAF 33.	22
Figura 5 - Visão geral dos projetos de CVT.....	24
Figura 6 - Sistema de coordenadas adotado.....	27
Figura 7 - Veículo percorrendo uma rampa.....	30
Figura 8 - Protótipo BJ-16 da Equipe Bombaja UFSM OFF ROAD.....	32
Figura 9 - Polia Motora totalmente aberta e fechada em operação, respectivamente.	33
Figura 10 -Ilustração dos Componentes de um Veículo.....	34
Figura 11 - Fluxograma de transmissão de movimento na CVT.	35
Figura 12 - Motor Briggs & Stratton OHV Intek Model 20 utilizado por protótipos Baja SAE.....	36
Figura 13 - Dados de torque e potência do motor utilizado no protótipo BJ-16.....	37
Figura 14 - Posições Máximas (caso 1) e mínimas (caso 2) da Correia nas Polias Motora e Movidã.....	38
Figura 15 - Ilustração do Acionamento por Inércia de Massas (Flyweights).	40
Figura 16 - Ilustração do acionamento com ênfase na força resultante.	43
Figura 17 - Ilustração do Acionamento da Polia Movidã.	45
Figura 18 - Esforços atuantes no acionador da polia movida.....	46
Figura 19 - Forças atuantes na mola da polia movida.....	48
Figura 20 - Ângulo de Abraçamento da Correia nas Polias Motora e Movidã em função do Ângulo de Inclinação da Correia.	53
Figura 21 - Raios das Polias Motora e Movidã pelo Ângulo de Inclinação da Correia (α).....	54
Figura 22 - Relação de Transmissão da CVT em função do Ângulo de Inclinação da Correia.	54
Figura 23 - Relação de transmissão em função dos raios nominais das polias.	55
Figura 24 - Velocidade do veículo.....	56

Figura 25 - Avaliação da distância percorrida pelo veículo.	57
Figura 26 - Comparativo da velocidade desenvolvida pelo protótipo.	58
Figura 27 - Comparativo do desempenho do protótipo na prova de aceleração.	59

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Coeficientes de atrito de rolamento.....	29
Tabela 2 - Características da Polia Motora.	41
Tabela 3 - Características da Polia Movida.....	46
Tabela 4 - Dados de entrada das características do protótipo.	50
Tabela 5 - Informações da CVT.	52

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CG – Centro de Gravidade

CVT – Transmissão Continuamente Variável

DAF – Van Doorne's Automobiel Fabriek

ESSS – Engineering Simulation and Scientific Software

ISO – International Organization for Standardization

OHV – Over Head Valve

RATBSB – Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil

SAE – Society of Automotive Engineers

UFSM – Universidade Federal de Santa Maria

LISTA DE SÍMBOLOS

F_r	Força de resistência ao rolamento
C_r	Coefficiente de resistência ao rolamento
m	Massa do veículo
g	Aceleração gravitacional
α	Ângulo de inclinação da pista
F_d	Força de resistência aerodinâmica
C_d	Coefficiente de arrasto aerodinâmico
A_f	Área frontal do veículo
ρ	Densidade do ar
V	Velocidade longitudinal do veículo
F_S	Força de resistência ao aclave
F_t	Força de tração
i_{tot}	Relação total de transmissão
r_{din}	Raio dinâmico do pneu
T_m	Torque fornecido pelo motor
ω_m	Velocidade de rotação do motor
R_t	Relação de transmissão da CVT
T_{res}	Torque resistivo ao CVT
ω_p	Rotação do pneu
$T_{p,res}$	Torque resistivo ao deslocamento do veículo
h	Elevação da pista
β_p	Ângulos de abraçamento da correia nas polias motora
β_s	Ângulos de abraçamento da correia nas polias movida
L	Comprimento da correia

R_p	Raio nominal da polia motora
R_s	Raio nominal da polia movida
X	Distância entre os centros das polias
F_c	Força centrípeta
F_{Mola}	Força de reação da mola localizada no braço do rolete
P	Força peso do rolete
F_{comp}	Força de compressão na correia
L_r	Comprimento do braço do rolete
r_0	Raio de origem da posição
r_1	Deslocamento radial do rolete
σ	Ângulo de inclinação das polias
θ	Ângulo de deslocamento
x_1	Deslocamento axial do disco da polia motora
ζ	Ângulo complementar ao de inclinação do camo da polia motora
R_1	Raio nominal da polia motora
ω_m	Rotação do motor
μ	Coefficiente de atrito
r	Deslocamento do rolete em relação a origem r_0
k_r	Coefficiente de rigidez da mola
F_M	Força da mola
F_{comp}	Força de compressão
F_N	Força normal a superfície de contato
F_R	Força resultante atuante sobre cada rolete
$F_{1,rolete}$	Força de compressão devido a cada rolete
F_1	Força de compressão da correia pelo disco móvel da polia motora

R_{1min}	Raio nominal mínimo da polia motora
r_2	Raio nominal da Polia Movida
T_{res}	Torque resistivo
x_2	Deslocamento axial da Polia Movida
F_{2camo}	Força exercida pelo camo
F_{t2camo}	Força tangencial no camo
F_{Ncamo}	Força normal a superfície do camo
F_{mola}	Força exercida pela mola
F_2	Força exercida sobre a correia

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	OBJETIVOS.....	17
1.1.1	Objetivo Geral	17
1.1.2	Objetivos Específicos	17
1.2	JUSTIFICATIVA E MOTIVAÇÃO	17
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1	COMPETIÇÃO BAJA SAE BRASIL	18
2.2	TRANSMISSÕES VEICULARES	19
2.3	HISTÓRICO DAS TRANSMISSÕES CONTINUAMENTE VARIÁVEIS	21
2.3.1	Tipos de Transmissões Continuamente Variáveis (CVT)	23
2.3.2	Vantagens na aplicação da CVT	25
2.4	DINÂMICA LONGITUDINAL	26
2.4.1	Sistema de Coordenadas	27
2.4.2	Equações do Movimento	27
2.4.2.1	Resistência ao rolamento.....	28
2.4.2.2	Resistência aerodinâmica	29
2.4.2.3	Resistência ao aclave	30
2.4.2.4	Tração	31
3	METODOLOGIA	32
3.1	CVT ALVO DE ESTUDO	32
3.2	MODELAGEM DA CVT	33
3.2.1	Motor	35
3.2.2	Correia Trapezoidal	37
3.2.3	Polia Motora	39
3.2.4	Polia Movid	44
3.2.4.1	Acionador da Polia Movid	46
3.2.4.2	Estudo da Mola.....	47
3.3	MODELAGEM DINÂMICA DO VEÍCULO	49
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	52
4.1	POSIÇÃO DA CORREIA NA CVT	52
4.2	EFEITO DA ALTERAÇÃO DA MASSA DOS <i>FLYWEIGHTS</i> NO DESEMPENHO DO PROTÓTIPO	55
4.3	COMPARATIVO COM DADOS OBTIDOS EM PISTA.....	58
5	CONCLUSÕES	60
5.1	SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS	61
	REFERÊNCIAS	62
	ANEXO A – ROTINA EM MATLAB	65

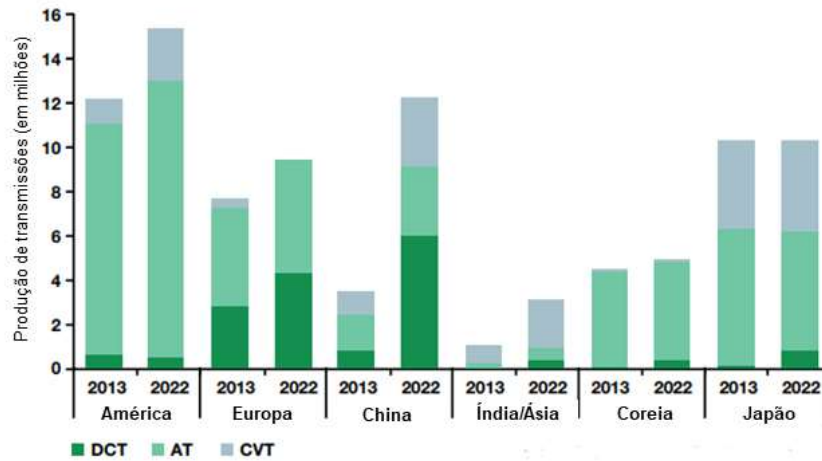
1 INTRODUÇÃO

Com a constante evolução do setor automotivo e com o crescente aumento com os custos dos combustíveis e preocupações ambientais, a indústria automotiva está reestruturando todos os aspectos da engenharia veicular, desde a aerodinâmica, motor, transmissão, conforto de passageiros, rigidez estrutural, sistemas elétricos e eletrônicos. Dessa forma, torna-se extremamente importante o uso de simulações computacionais na engenharia de veículos, pois permite que os engenheiros ofereçam soluções e inovações rapidamente, sem deixar de lado a segurança e a confiabilidade, antecipando a validação através de protótipos digitais e testes virtuais rápidos (ESSS, 2019).

Atualmente, com a crescente evolução do mercado de veículos automotores e com o impacto que os gases de exaustão gerados por estes ocasionam ao meio ambiente, diversas soluções vêm sendo pensadas para solucionar esse problema. Uma alternativa é a alteração da topologia do trem de força, incluindo uma transmissão continuamente variável (CVT) ao invés de uma sexta marcha (DIEPSTRATEN, 2007).

Desse modo, o uso de transmissões automáticas está se tornando cada vez mais comum em veículos de passeio e, ao mesmo tempo, as demandas dos clientes por conforto e redução do consumo de combustível está aumentando, sendo estas difíceis de se alcançar com o uso de transmissões manuais. Em consequência disso, é projetado um crescimento na demanda de CVTs de mais de 20% até o final de 2022, como mostra a Figura 1 (ENGLISCH *et al.*, 2014).

Figura 1 – Volume de produção para diferentes transmissões automáticas em cada região.



Fonte: Adaptado de Schaeffler (2013).

De acordo com a regulamentação imposta pela SAE Brasil, os motores utilizados pelas equipes da competição Baja SAE devem ser padronizados e não devem possuir nenhuma alteração em sua geometria, de forma a maximizar o seu desempenho. Dentre as mais de 70 equipes que participam todos os anos das competições a nível nacional, os mais diversos tipos de transmissão são utilizados (SAE, 2020). Em decorrência do motor utilizado trabalhar em uma faixa estreita de rotação, várias relações de transmissão são necessárias para que o protótipo alcance altas velocidades (BRESOLIN, 2012). Dessa forma as equipes recorrem ao uso de CVT e uma redução final por corrente ou por engrenagens, sendo esta última combinação a adotada pela Equipe Bombaja UFSM.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem como objetivo investigar a influência que a massa dos *flyweights* presentes na transmissão continuamente variável (CVT) desempenha no comportamento geral do protótipo, em termos do desempenho longitudinal do protótipo.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Determinar a geometria de funcionamento e o posicionamento da correia na CVT;
- A partir da modelagem, realizar a investigação da performance do veículo em uma pista com as mesmas dimensões da prova de Aceleração & Retomada da competição BAJA SAE Brasil;
- Realizar alterações nas massas dos *flyweights* e verificar a influência destas no desempenho do veículo na prova de aceleração em 30 metros e também o resultado desta alteração no desempenho do veículo em velocidade final.

1.2 JUSTIFICATIVA E MOTIVAÇÃO

A justificativa deste trabalho advém da carência de dados e o alto tempo empregado pela equipe para realizar testes experimentais para extrair dados desse componente (CVT). Por meio de simulações será possível verificar o comportamento das variáveis desejadas e também analisar alternativas de projeto para maximizar o desempenho do veículo sem a necessidade de demandar longos períodos de testes. Logo, com o uso das ferramentas disponíveis e modelos cada vez mais completos, pode-se antever o comportamento do veículo e tomar decisões ainda na fase de projeto, sem a necessidade do modelo físico do protótipo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 COMPETIÇÃO BAJA SAE BRASIL

A competição BAJA SAE iniciou nos Estados Unidos em 1976 pela *Society of Automotive Engineers* (SAE), tendo seu início no Brasil no ano de 1994. Conforme SAE Brasil (2020), o programa Baja SAE BRASIL é um desafio lançado aos estudantes de engenharia que oferece a chance de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, visando incrementar sua preparação para o mercado de trabalho. Ao participar do programa Baja SAE, o discente se envolve com um caso real de desenvolvimento de um veículo *off road*, desde sua concepção, projeto, construção e testes. Anualmente são realizadas as competições em âmbito nacional e também as competições regionais as quais são nomeadas como Etapa Sul, Sudeste e Nordeste.

A equipe Bombaja UFSM OFF ROAD representa a Universidade Federal de Santa Maria (UFSM) nas competições Baja SAE desde o ano de 2003, sendo uma das equipes mais antigas da Região Sul com 16 protótipos Baja SAE já projetados e construídos (UFSM, 2018). Ao longo de sua história, a equipe representou a Universidade Federal de Santa Maria em diversos eventos e competições, tanto dentro quanto fora da UFSM, fortalecendo o contato entre a sala de aula, academia e mercado de trabalho. O propósito da equipe é proporcionar aos seus integrantes uma experiência real de trabalho que vá além do conhecimento adquirido em sala de aula, ensiná-los a trabalhar em equipe e com prazos, podendo se aprofundar em conteúdos e coloca-los em prática em situações reais.

Em decorrência do propósito da equipe e com o auxílio de professores, da própria UFSM e demais entidades, a Bombaja UFSM logrou êxito em diversas categorias ao longo de sua história, sendo algumas delas: 1º lugar geral no BAJA SAE Etapa Sul 2012; 2º lugar geral no BAJA SAE Etapa Sul 2018; 1º lugar geral no BAJA SAE Etapa Sul 2019; 1º lugar na prova de tração no BAJA SAE Etapa nacional de 2019. A Figura 2 ilustra o protótipo BJ-16 da Equipe Bombaja UFSM na Competição Baja SAE Brasil – Etapa Nacional no ano de 2020.

Figura 2 - Protótipo BJ-16 na competição Nacional 2020.



Fonte: Autor.

Durante a competição, os protótipos são submetidos a diferentes avaliações estáticas e dinâmicas, os quais devem ser projetados e fabricados seguindo as normas impostas pelo Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil (RATBSB). Dentre as avaliações dinâmicas destaca-se a de Aceleração e Retomada (A&R), na qual o protótipo, a partir do repouso, deverá percorrer um percurso pré-determinado em um menor tempo possível e retornar a sua posição de origem. Desse modo, o resultado dessa prova está totalmente atrelado ao desempenho do sistema de transmissão.

2.2 TRANSMISSÕES VEICULARES

Nos últimos 100 anos, os veículos mudaram nossas vidas; eles forneceram mobilidade que exploramos em todas as nossas atividades comerciais ao redor do mundo e eles também forneceram a milhões de nós novas oportunidades proporcionadas por transporte pessoal. No centro do design de veículos está o

powertrain; e é a engenharia deste que fornece a força motriz por trás da mobilidade (MASHADI; CROLLA, 2012).

A tarefa principal no desenvolvimento de uma transmissão veicular é converter a potência gerada pelo motor em tração das rodas do veículo da maneira mais eficiente possível durante a maior faixa de velocidades. Esse objetivo deve ser cumprido assegurando um bom comprometimento entre o número de marchas, desempenho em acive, aceleração e consumo de combustível do veículo (NAUNHEIMER *et al.*, 2007).

Todos os veículos, aeronaves e embarcações, requerem transmissões para converter torque e velocidade do motor. As transmissões são diferenciadas de acordo com sua função e propósito, como por exemplo, caixas seletoras de engrenagens, caixas de direção e tomadas de força. Além de desempenhar a sua tarefa principal, as transmissões desempenham um papel fundamental no que diz respeito à confiabilidade, consumo de combustível, facilidade de manutenção e segurança em sua utilização (NAUNHEIMER *et al.*, 2007).

A Figura 3 fornece uma visão geral dos projetos de transmissão comuns e sua classificação sistemática. A transmissão alvo de estudo nesse trabalho será a transmissão continuamente variável de polias expansivas.

Figura 3 - Classificação sistemática dos tipos de transmissões automotivas.

Tipos de transmissões												
Transmissões z-velocidades (transmissões por engrenagens com z-velocidades)								Transmissões Continuamente Variáveis (CVT)				
Transmissões manuais (MT)		Transmissões manuais automatizadas (AMT)		Transmissões automáticas com diversas relações de transmissão			Movimentação híbrida com máquinas elétricas		Mecânica		Hidráulica	
Transmissão de malha constante	Transmissão Sincronizada	Transmissão Sincronizada de malha constante	Transmissão semiautomática Sincronizada de malha constante automatizada	Transmissão de dupla embreagem	Tipo de contraeixo de transmissão automática	Transmissão automática convencional (AT)	Híbrida em série	Híbrida em paralelo	Híbrida com divisor de energia	Transmissão por polias	Transmissão toroidal	Transmissão hidrostática
Com interrupção de energia				Sem interrupção de energia (<i>powershift</i>)								
Mudança com embreagem operada com o pé		Mudança automática										
Câmbio manual		Câmbio automático						Torque automático e conversão de velocidade				

Fonte: Adaptado de NAUNHEIMER *et al.*, (2007).

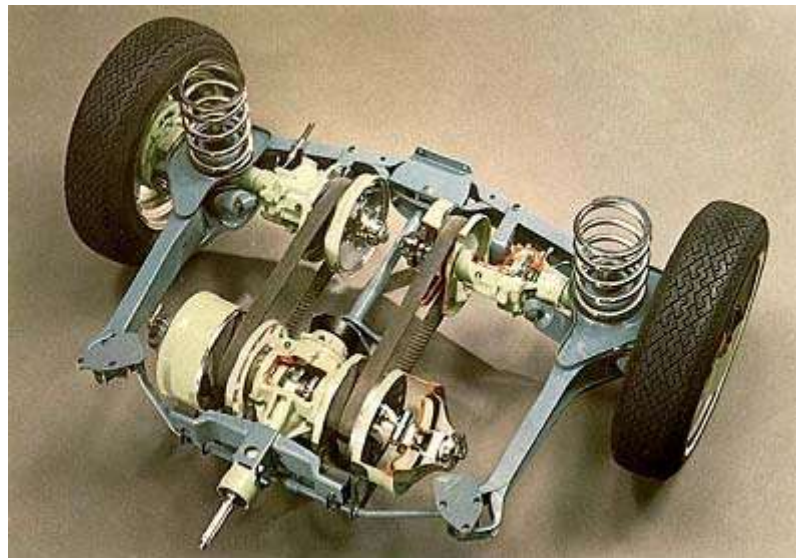
Conforme mostrado na figura anterior, há diversos tipos de transmissões atualmente, sendo as transmissões manuais (MT), transmissões automáticas e transmissões CVT as comumente utilizadas em grande parte dos veículos.

2.3 HISTÓRICO DAS TRANSMISSÕES CONTINUAMENTE VARIÁVEIS

O conceito de Transmissão Continuamente Variável (CVT) foi idealizado por Leonardo Da Vinci no ano de 1490. Porém, a primeira CVT comercialmente usada foi desenvolvida por Hub Van Dorne no final dos anos 1950 na Holanda, e recebeu o nome de CVT Variomatic, que consistia em um projeto mecânico simples com correia em V de borracha e sistema de polias (ALBUQUERQUE, 2003). A comercialização deste modelo de transmissão por polias expansivas ficou a cargo da companhia

holandesa DAF (Van Doorne's Automobiel Fabriek), que buscou produzir um carro pequeno, acessível e com câmbio automático (SKINNER, 2020).

Figura 4 – Transmissão por CVT no DAF 33.



Fonte: (ALBUQUERQUE, 2003).

A transmissão consistia em duas polias cônicas, interligadas por uma correia. Enquanto o motor girava as polias primárias, a correia transmitia esse movimento para as polias secundárias, estas movimentando as rodas traseiras. Por haver um conjunto de CVT para cada roda, não era necessário o uso de diferencial. A mudança de relações de transmissão era comandada por uma válvula eletromagnética de acordo com o vácuo no coletor de admissão (o que indicava a solicitação de maior potência pelo acelerador) (ALBUQUERQUE, 2003).

As polias abriam-se e fechavam-se continuamente de modo a variar o seu diâmetro efetivo, alternando a posição da correia no sulco das polias. Produzindo um intervalo amplo de relação de transmissão, como se fossem marchas trocadas de modo contínuo, sem intervalos ou degraus entre uma relação e outra. Para trocar para a marcha ré, o sistema invertia o movimento de rotação da polia motora, para que o conjunto inteiro trabalhasse de maneira inversa (ALBUQUERQUE, 2003).

Ao decorrer do desenvolvimento, problemas foram encontrados nas transmissões CVT, como a insuficiência da correia em V fabricada em borracha de trabalhar com motores de alto torque. O torque de entrada permitido era de aproximadamente 100 N.m. Logo, a transmissão era, portanto, adequada para carros de passageiros de pequeno porte (NAUNHEIMER *et al.*, 2007). Para o condutor, o efeito da velocidade do veículo aumentar enquanto a rotação do motor permanecia no mesmo regime (estável) na rotação de potência máxima, era um fato curioso. Apesar de apresentar um bom desempenho em virtude de consumo de combustível e emissões de poluentes, o som não era agradável aos motoristas. Este foi o maior obstáculo da CVT mesmo nos anos 80, quando polias mais robustas e com um índice maior de tecnologia, eliminaram o problema de resistência (ALBUQUERQUE, 2003).

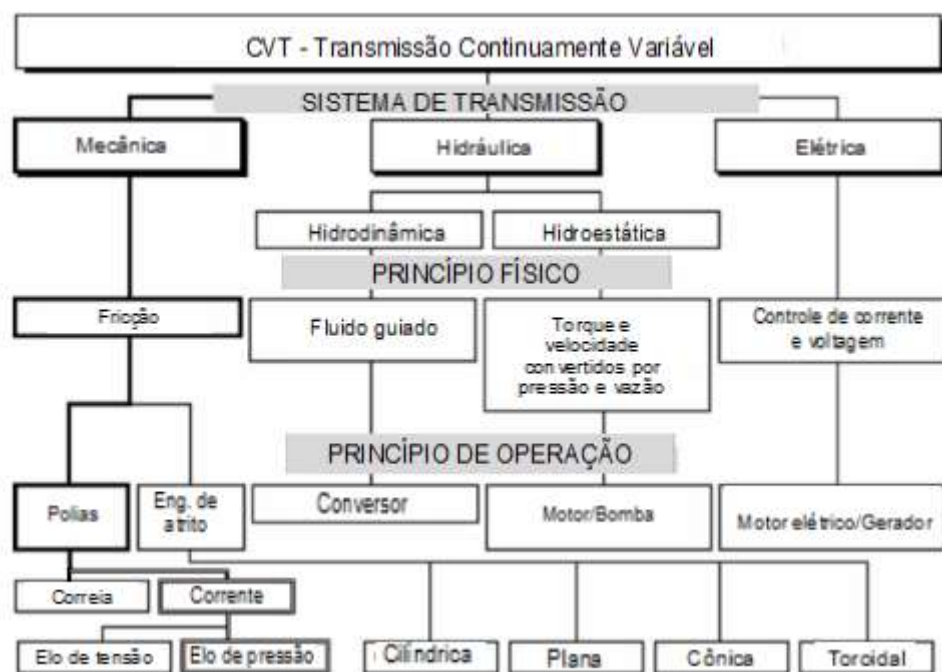
2.3.1 Tipos de Transmissões Continuamente Variáveis (CVT)

As transmissões continuamente variáveis são conversores de torque e velocidade na qual a relação de transmissão pode ser alterada de forma contínua sem mudanças abruptas no fluxo de potência. Com essa característica torna-se possível que o motor trabalhe em pontos ideais de operação, a depender do objetivo de cada projeto, se está direcionado ao desempenho dinâmico do veículo ou voltado para a economia de combustível (NAUNHEIMER *et al.*, 2007). Além disso, são capazes de modificar a rotação do motor sem alterar a velocidade do veículo, o que permite também que o motor trabalhe em intervalos de rotação mais satisfatórios, para uma dada condição externa requerida (MASHADI; CROLLA, 2012).

Como a potência disponível de um motor de combustão interna não pode ser totalmente explorada pelo número finito de marchas nas caixas de transmissões convencionais, com uma transmissão CVT o motor pode ser operado em pontos ou faixas de rotação estratégicas, seja para minimizar o consumo de combustível ou aumentar o desempenho do veículo. Atualmente, as transmissões CVT utilizadas em carros de passeio produzidos em massa são em sua totalidade transmissões por polias expansivas. O qual consiste principalmente em discos cônicos e uma corrente, e através desta a potência é transmitida por atrito, que passa entre dois discos cônicos ajustáveis axialmente. Através do ajuste axial dos discos cônicos, a corrente percorre

em diâmetros variáveis, variando continuamente a relação de transmissão. A pressão exercida pelos discos sobre a corrente requer atenção, uma vez que a pressão excessiva reduz a eficiência do sistema, levando ao aumento do consumo de energia e também em um acréscimo dos esforços na transmissão (NAUNHEIMER *et al.*, 2007). A Figura 5 mostra uma visão geral de diferentes projetos de CVT atualmente.

Figura 5 - Visão geral dos projetos de CVT.



Fonte: Adaptado de NAUNHEIMER *et al.*, (2007).

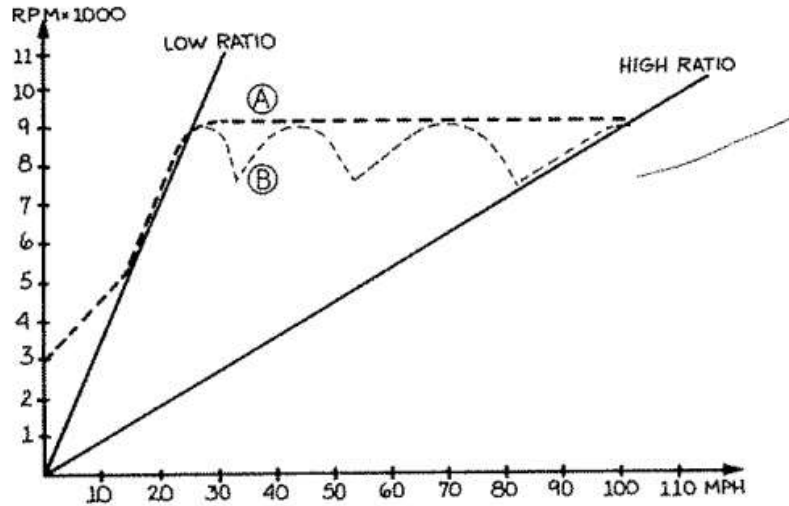
Conforme Naunheimer *et al.* (2007), as CVT's podem ser classificadas conforme o sistema de controle e potência, princípio físico e seu princípio de operação (Figura 5). Em relação a primeira classificação, o tipo de potência de entrada para a operação do conjunto, as transmissões podem ser classificadas em mecânicas, hidráulicas e elétricas. Em contrapartida, ao se referir ao seu princípio físico a transmissão de potência pode-se dar por atrito, pressão de fluido ou controle de corrente. Por fim, o princípio de operação pode ser composto por polias expansivas, combinação de motor/bomba e gerador/motor elétrico.

Atualmente as CVTs tem sido empregadas com sucesso em diversos sistemas mecânicos com o objetivo de melhorar a performance geral. Em veículos de baixa potência, como os protótipos Bajas, correias em V fabricadas em borracha são largamente utilizadas para transmitir potência sob baixas forças de compressão devido ao elevado coeficiente de atrito entre a borracha e os discos das polias. Sendo assim, sem a necessidade de potência externa, torna-se possível um controle completamente mecânico decorrente da cinemática de alguns componentes que fazem parte do sistema (CAMMALLERI, 2005). Assim, para que o câmbio trabalhe de forma próxima a curva ideal ao longo de toda a faixa de rotação do motor, é necessário que as forças aplicadas na correia sejam ajustadas pelos parâmetros de projeto.

2.3.2 Vantagens na aplicação da CVT

A CVT desempenha um papel muito importante no desempenho de um veículo. É o elo vital em um veículo que muda constantemente a sua velocidade enquanto o motor opera a uma velocidade constante. Como os motores de combustão interna desenvolvem potência máxima apenas em um intervalo estreito de rotação, é importante que o motor seja mantido no pico de potência e esta seja transmitida da maneira mais eficiente para o máximo desempenho do veículo (AAEN'S, 2007). A Figura 6 mostra o comparativo da performance de um veículo equipado com CVT e o mesmo veículo com uma caixa de marchas com 4 velocidades.

Figura 6 - Comparativo de entrega de potência de uma transmissão CVT (linha A) e uma caixa convencional de 4 marchas (linha B).



Fonte: (AAEN'S, 2007).

Observa-se através da Figura 6 o comparativo entre uma transmissão CVT e uma transmissão manual, evidenciando que com uso da CVT o motor permanece em uma rotação fixa de trabalho, geralmente a rotação de maior eficiência, enquanto velocidade do veículo aumenta. O que por sua vez, não é alcançado com a utilização de uma transmissão manual (AAEN'S, 2007).

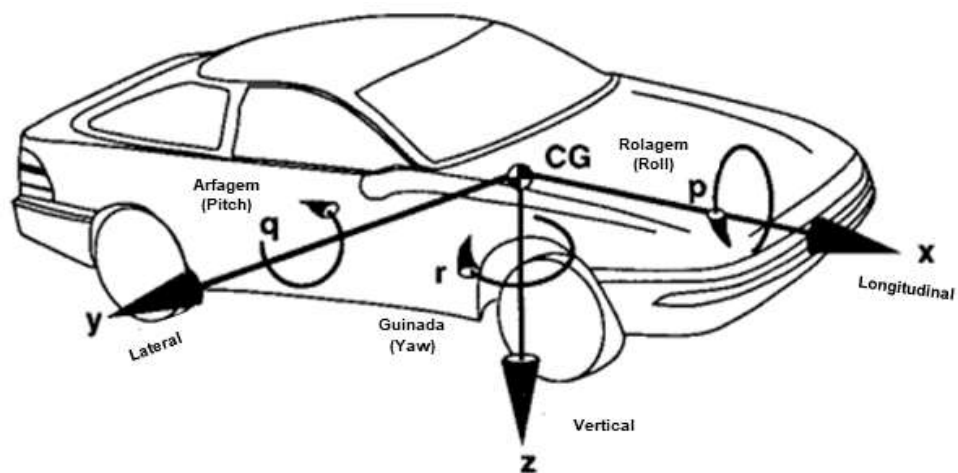
2.4 DINÂMICA LONGITUDINAL

A importância da dirigibilidade de um veículo no sucesso comercial foi percebida há muito tempo por engenheiros que realizam projeto de veículos. Dentre os diversos fatores que garantem uma boa dirigibilidade, destaca-se a dinâmica longitudinal que envolve o estudo de diversos aspectos, incluindo o comportamento do motor, força trativa do pneu e forças resistivas que atuam no deslocamento do veículo (MASHADI; CROLLA, 2012).

2.4.1 Sistema de Coordenadas

O sistema de coordenadas adotado neste trabalho é referente à norma ISO 4130:1978, a qual localiza a origem dos eixos coordenados no centro de gravidade do veículo e menciona os movimentos de translação e rotação ao redor deste.

Figura 7 - Sistema de coordenadas adotado.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

2.4.2 Equações do Movimento

No estudo das forças que agem durante o deslocamento do veículo, o interesse é naquelas que se opõem ao seu movimento e determinam o desempenho do veículo em termos de velocidade final e aceleração (NICOLAZZI, 2012).

Dentre estas forças, algumas existem desde o início do movimento e outras aumentam com a velocidade. Sendo assim, para analisar o desempenho em linha reta do veículo, torna-se necessário caracterizar as forças que atuam no veículo durante o seu movimento. Estas podem ser classificadas em três tipos: força de resistência ao rolamento, força de resistência aerodinâmica e força de resistência ao atrie (MASHADI; CROLLA, 2012).

2.4.2.1 Resistência ao rolamento

Conforme Nicolazzi (2012), para manter um pneu girando sobre o solo, será necessário dispendir uma certa parcela de energia, consumida pelos diversos tipos de perdas que ocorrem. Estas perdas dão origem à resistência ao rolamento do pneu e são provenientes principalmente de duas fontes dissipadoras: uma é o próprio pneu e outra é o terreno onde trafega (MASHADI; CROLLA, 2012). A força que deve ser fornecida para manter o movimento do veículo é proporcional à carga normal que age sobre a roda, que pode ser expressa pela Equação 1.

$$F_r = m * g * C_r * \cos(\alpha) \quad (1)$$

Sendo,

F_r – força de resistência ao rolamento (N);

C_r – coeficiente de resistência ao rolamento;

m – massa do veículo (kg);

g – aceleração gravitacional (adotada como 9.81 m/s²);

α – ângulo de inclinação da pista (°).

Na Tabela 1 são apresentadas algumas orientações para os valores do coeficiente de resistência ao rolamento, onde os valores apresentados são uma orientação geral do valor do coeficiente de rolamento para vários tipos de terrenos (NICOLAZZI, 2012).

Tabela 1 - Coeficientes de atrito de rolamento.

Tipo de Piso	Valor de Cr
Asfalto rugoso	0,010
Cimento rugoso	0,014
Paralelepípedo	0,020
Pedras irregulares	0,032
Terra Batida	0,032
Gramma	0,045 a 0,100
Barro	0,100 a 0,400

Fonte: Adaptado de Nicolazzi (2012).

2.4.2.2 Resistência aerodinâmica

A resistência aerodinâmica é uma componente longitudinal de sentido contrário ao movimento do veículo. De acordo com Milliken e Milliken (1995), o arrasto aerodinâmico é o principal fator a limitar a velocidade de deslocamento de um automóvel, ou seja, a velocidade máxima de um veículo depende da resistência oferecida pelo ar à sua progressão, uma vez que seu módulo aumenta rapidamente com a velocidade de deslocamento do veículo. Conforme Nicolazzi (2012), a equação 2 caracteriza a força de arrasto aerodinâmico.

$$F_d = \frac{\rho * C_d * A_f * V^2}{2} \quad (2)$$

Sendo,

F_d – força de resistência aerodinâmica (N);

C_d – coeficiente de arrasto aerodinâmico;

A_f – área frontal do veículo (m²);

ρ – densidade do ar (kg/m³);

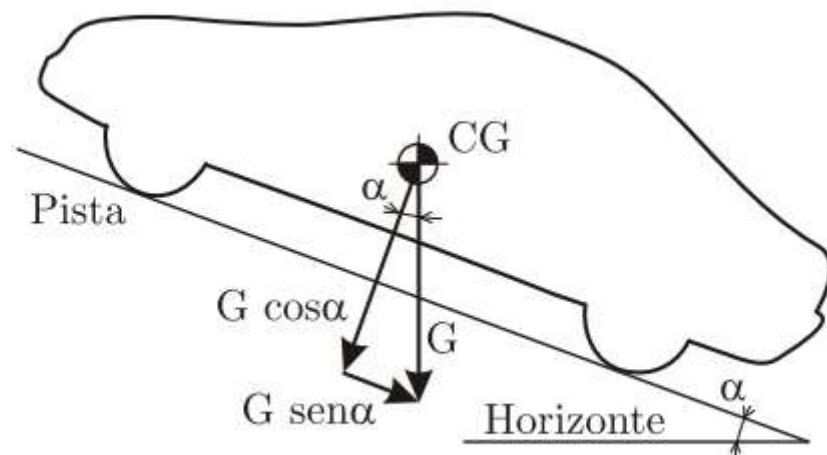
V – velocidade longitudinal do veículo (m/s);

2.4.2.3 Resistência ao aclave

Nicolazzi (2012) descreve que um veículo ao subir um aclave (Figura 8) apenas parte do seu peso é absorvido pelo solo, na forma de força normal, e o restante do peso age sobre o CG na forma de uma componente paralela ao piso, que tende a fazer o veículo descer o aclave. Esta componente é chamada de resistência ao aclave, ou seja, é a força que deve ser vencida para que o equilíbrio estático seja mantido. A resistência de aclave pode ser obtida por meio da equação 3, sendo α o ângulo de inclinação da pista (NICOLAZZI, 2012).

$$F_S = m * g * \text{sen}(\alpha) \quad (3)$$

Figura 8 - Veículo percorrendo uma rampa.



Fonte: (Nicolazzi, 2012).

2.4.2.4 Tração

Conforme Mashadi e Crolla (2012), a aceleração de um veículo acontece por meio da aplicação da força de tração. Esta é produzida na interface pneu-pista, e portanto, é uma função das propriedades do pneu e da estrada. A força de tração origina-se do através do torque do motor, o qual será multiplicado pela relação de transmissão resultando em um torque no pneu e este produz uma força de trativa devido à existência de atrito na região de contato entre os pneus e o solo. Esta força é dada por:

$$F_t = \frac{T_m * i_{tot} * \eta_m}{r_{din}} \quad (4)$$

Sendo,

F_t – força de tração (N);

i_{tot} – relação total de transmissão;

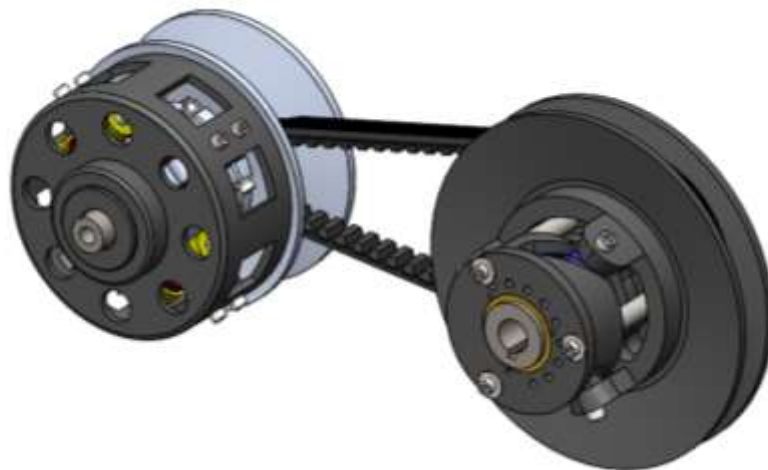
r_{din} – raio dinâmico do pneu (m).

3 METODOLOGIA

3.1 CVT ALVO DE ESTUDO

A Equipe Bombaja UFSM faz uso de uma CVT de polias expansivas modelo *Gaged GX9*, cujo acionamento se dá por inércia de massas. A Figura 9 demonstra o CVT utilizado pela equipe.

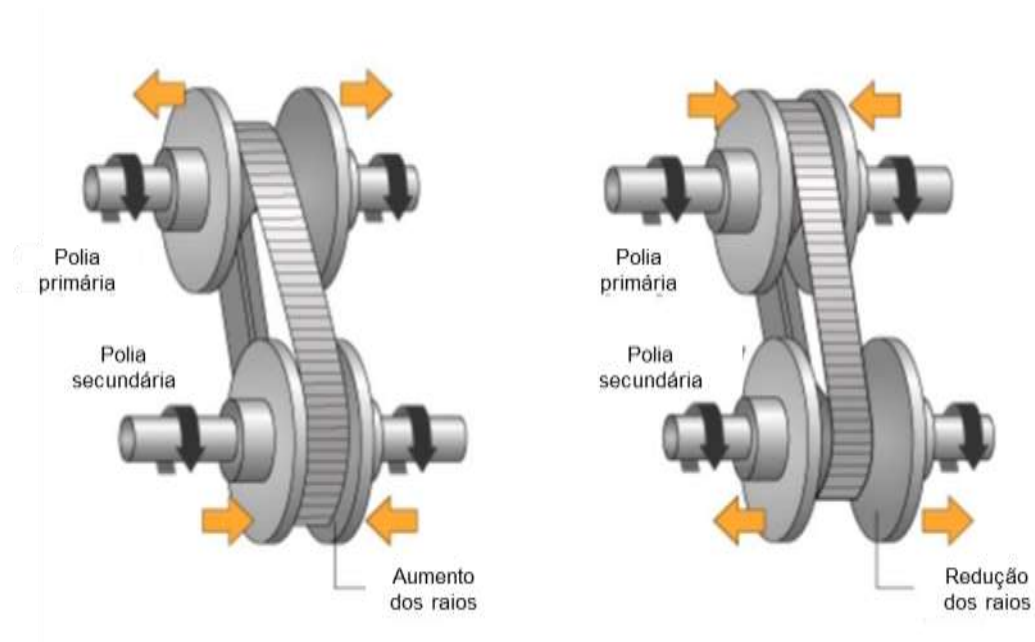
Figura 9 – Modelo de CVT utilizado.



Fonte: Autor.

O modelo de CVT por polias expansivas é comumente utilizado em veículos Baja SAE, devido a sua simplicidade e facilidade de manutenção. Segundo a fabricante *Gaged Engineering*, a polia motora totalmente aberta em operação fornece máximo torque e tem uma relação de transmissão de 4:1. A polia motora totalmente fechada em operação fornece máxima velocidade e tem uma relação de transmissão de 0,8:1. A variação total da relação de transmissão é de 5:1.

Figura 10 - Polia Motora totalmente aberta (*Low Ratio*) e fechada em operação (*High Ratio*), respectivamente.



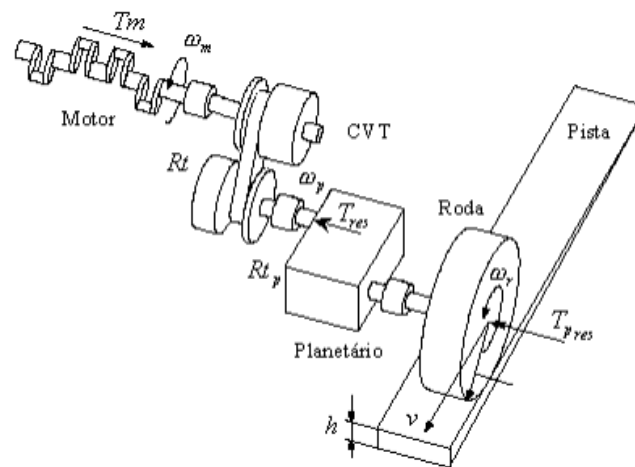
Fonte: Adaptado de SKINNER (2020).

3.2 MODELAGEM DA CVT

A modelagem do sistema de transmissão do protótipo foi pensada de forma a representar todos os componentes do sistema de forma simplificada, mas sem comprometer suas funcionalidades, servindo de base para modelos mais complexos futuramente. Através da Figura 11, pode-se identificar e conhecer cada componente, suas representações e as interações entre estes. Ao iniciar o estudo foram assumidas as seguintes considerações e hipóteses:

- Não há estiramento da correia trapezoidal;
- Todos os eixos são supostos como rígidos;
- Não há deslizamento nem travamento dos pneus com o solo.

Figura 11 -Ilustração dos Componentes de um Veículo.



Fonte: Adaptado de Albuquerque (2003).

Onde,

T_m - Torque fornecido pelo motor (N.m);

ω_m - Velocidade de rotação do motor (rpm);

R_t - Relação de transmissão da CVT;

T_{res} - Torque resistivo ao CVT (N.m);

ω_p - Rotação do pneu (rpm);

$T_{p,res}$ - Torque resistivo ao deslocamento do veículo (N.m);

v - Velocidade longitudinal (km/h);

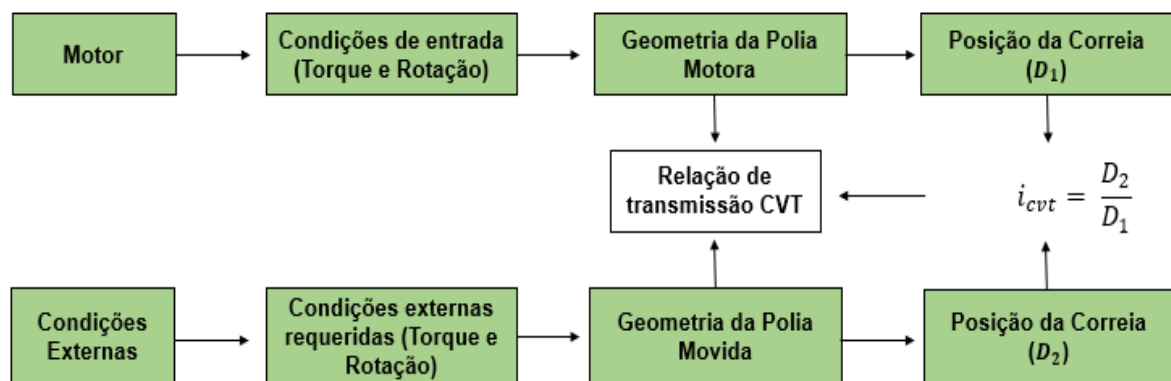
h - elevação da pista (m).

A CVT alvo de estudo possui uma correia trapezoidal que conecta as duas polias expansivas. À medida que os discos cônicos das polias se afastam, a correia se aprofunda no sulco entre os discos das polias; com os discos mais próximos, ela sobe e corre superficialmente. Assim, com movimentos contínuos e opostos (uma polia se abre e outra se fecha), a relação de transmissão varia de forma sensível, como se houvesse “marchas infinitas” dentro do intervalo onde a relação varia do valor

mínimo ao valor máximo oferecido pela CVT. Quando a polia motora está totalmente fechada, a CVT mantém este valor de relação de transmissão constante (fixo), daí em diante a rotação na saída do sistema varia somente com a rotação do motor (AAEN'S, 2007; ALBUQUERQUE, 2003).

Assim, a modelagem dinâmica do sistema é obtida por meio do torque e rotação do motor utilizado, que somados aos dados referentes ao tipo de acionamento e a geometria da polia motora, têm-se o posicionamento da correia nesta polia. Logo, pode-se relacionar as informações relativo à geometria da polia motora e movida, tipo de acionamento, torque do motor e resistivo imposto ao sistema, e por conseguinte, alcançar determinado valor de relação de transmissão da CVT, que é dado pela razão entre os diâmetros efetivos das polias. O fluxograma a seguir (Figura 12), demonstra como foi realiza esta etapa da modelagem dinâmica do sistema.

Figura 12 - Fluxograma de transmissão de movimento na CVT.



Fonte: Autor.

3.2.1 Motor

Para assegurar uma base equivalente de comparação para os eventos dinâmicos das competições Baja SAE, todos os veículos devem usar os mesmos motores: *Briggs & Stratton OHV Intek Model 20*, monocilíndrico de 4 tempos movido

a gasolina. O motor exigido (Figura 13) deve ser mantido com componentes originais em todos os aspectos, exceto onde explicitamente o RATBSB permite (SAE, 2019).

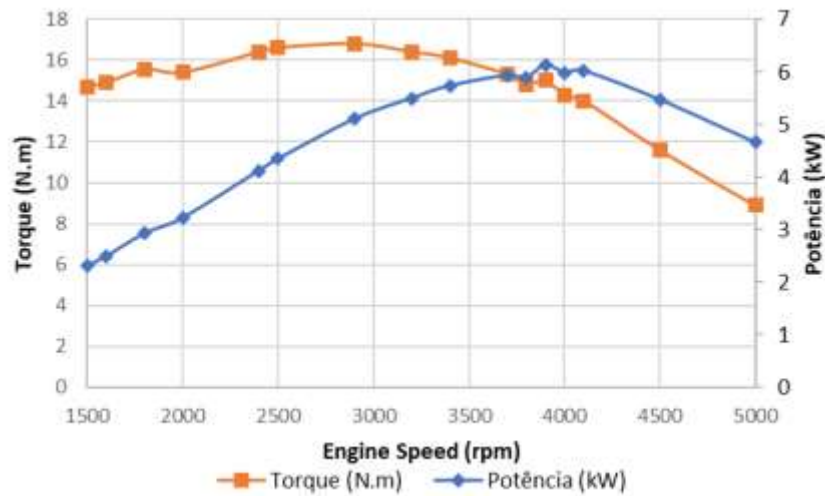
Figura 13 - Motor Briggs & Stratton OHV Intek Model 20 utilizado por protótipos Baja SAE.



Fonte: <https://www.briggsandstratton.com/>

Diferentes motores têm diferentes características de geração de torque ao longo de sua faixa de rotação. Na análise de desempenho longitudinal do veículo, portanto, a fonte de energia que fornece o torque (geralmente um motor de combustão interna) desempenha um papel fundamental (MASHADI; CROLLA, 2012). Nesse sentido, foram mensurados os dados de torque para cada intervalo de rotação do motor utilizado (Figura 14).

Figura 14 - Dados de torque e potência do motor utilizado no protótipo BJ-16.



Fonte: Autor.

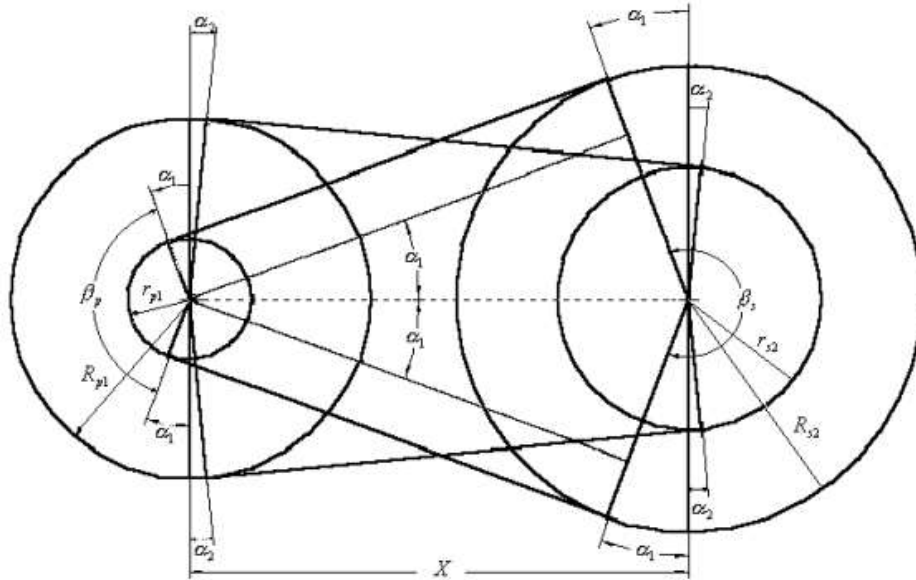
3.2.2 Correia Trapezoidal

A correia utilizada na CVT, modelo Gaged Enduro 100, é do formato trapezoidal, fornecida pela própria fabricante da CVT (*Gaged Engineering*). Para o cálculo do comprimento da correia foram assumidas considerações semelhantes ao de uma correia ideal, sendo elas:

- A correia é indeformável e inextensível;
- A correia é uniforme e contínua;
- A correia entrará e sairá tangencialmente nas polias.

Para encontrar o comprimento da correia é indispensável primeiramente conhecer o ângulo de abraçamento da correia nas polias (Figura 15). Os ângulos de abraçamento da correia nas polias motora (β_p) e movida (β_s) são os ângulos em que a correia está efetivamente em contato com os discos das polias. Por meio da Equação 5, pode-se chegar ao valor de comprimento da correia por intermédio de β_p e β_s .

Figura 15 - Posições Máximas (caso 1) e mínimas (caso 2) da Correia nas Polias Motora e Movida.



Fonte: Adaptado de Albuquerque (2003).

$$L = R_p \beta_p + R_s \beta_s + 2\sqrt{(X^2 - (R_s - R_p)^2)} \quad (5)$$

Os ângulos de abraçamento da correia (β_p e β_s) são calculados por meio dos seguintes equacionamentos:

$$\alpha = \arcsen\left(\frac{R_s - R_p}{X}\right) \quad (6)$$

$$\beta_p = \pi - 2\alpha \quad (7)$$

$$\beta_s = \pi + 2\alpha \quad (8)$$

Onde,

α – é o ângulo de inclinação da correia (Figura 15) em relação à distância entre centros das polias, variando de α_1 até α_2 ;

R_p - é o raio nominal da polia motora, variando entre r_1 até R_1 ;

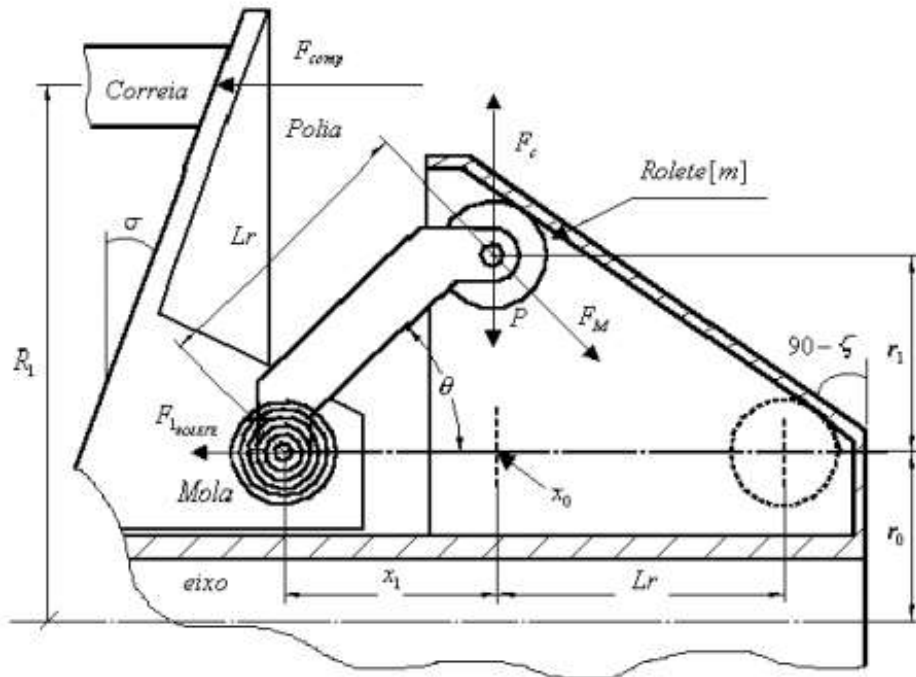
R_s - é o raio nominal da polia movida, variando entre r_2 até R_2 ;

X - Distância entre os centros das polias.

3.2.3 Polia Motora

A polia motora tem como função principal controlar a rotação do motor ao longo de toda faixa de mudança da relação de transmissão da CVT. O movimento das polias e da correia é controlado por um sistema de massas (*flyweights*) dentro do acionador da polia motora que quando em movimento rotacional gera uma força devido à inércia das massas e transferida através dos roletes para as rampas posicionadas no disco móvel. O movimento do disco móvel ocasiona a força de compressão na correia, tendo-se então a força de atrito no contato. Esta deve ser suficiente para que a correia transmita a rotação integralmente ao restante do sistema, caso não aconteça à correia patinará nos discos das polias (AAEN'S, 2007). A Figura 16 mostra esquematicamente as forças envolvidas no acionamento da polia motora e as características da mesma são apresentadas na Tabela 2.

Figura 16 - Ilustração do Acionamento por Inércia de Massas (Flyweights).



Fonte: (ALBUQUERQUE, 2003).

Onde,

F_c – Força centrípeta;

F_{Mola} – Força de reação da mola localizada no braço do rolete;

P – Força peso do rolete;

F_{comp} – Força de compressão na correia;

L_r – Comprimento do braço do rolete;

r_0 – Raio de origem da posição;

r_1 – Deslocamento radial do rolete;

σ – Ângulo de inclinação das polias;

θ – Ângulo de deslocamento;

x_1 – Deslocamento axial do disco da polia motora;

ζ – Ângulo complementar ao de inclinação do camo da polia motora;

R_1 – Raio nominal da polia motora;

ω_m – Rotação do motor;

μ – Coeficiente de atrito.

A força centrípeta em função da velocidade angular do motor pode ser obtida pela Equação (9)

$$F_c = m\omega^2 r \quad (9)$$

Onde,

m – Massa do rolete

ω – Velocidade angular do motor

r – Deslocamento do rolete em relação a origem r_0

Tabela 2 - Características da Polia Motora.

Parâmetro	Descrição
Ângulo de abraçamento mínimo	176,26 °
Ângulo de abraçamento máximo	217,93 °
Raio mínimo	25,31 mm
Raio máximo	76,20 mm

Fonte: Autor.

À medida que a força centrípeta supera a força da mola, as hastes onde são fixados os pesos e roletes deslocam determinado ângulo θ . A mola situada na base dos roletes são torcionais, e com o intuito de calcular a força da mola F_M preliminarmente definiu-se um valor para o coeficiente elástico desta k_r . De maneira

que o valor referência foi encontrado para unicamente reposicionar o rolete em sua posição de origem r_0 (ALBUQUERQUE, 2003). Sendo assim, a força de deformação da mola F_r foi igualada ao valor do peso do rolete, ou seja:

$$F_r = P \quad (10)$$

$$k_r * r_1 = m * g \quad (11)$$

$$k_r = \frac{m * g}{r_1} \quad (12)$$

Onde,

g – Aceleração da gravidade;

k_r – Coeficiente de rigidez da mola.

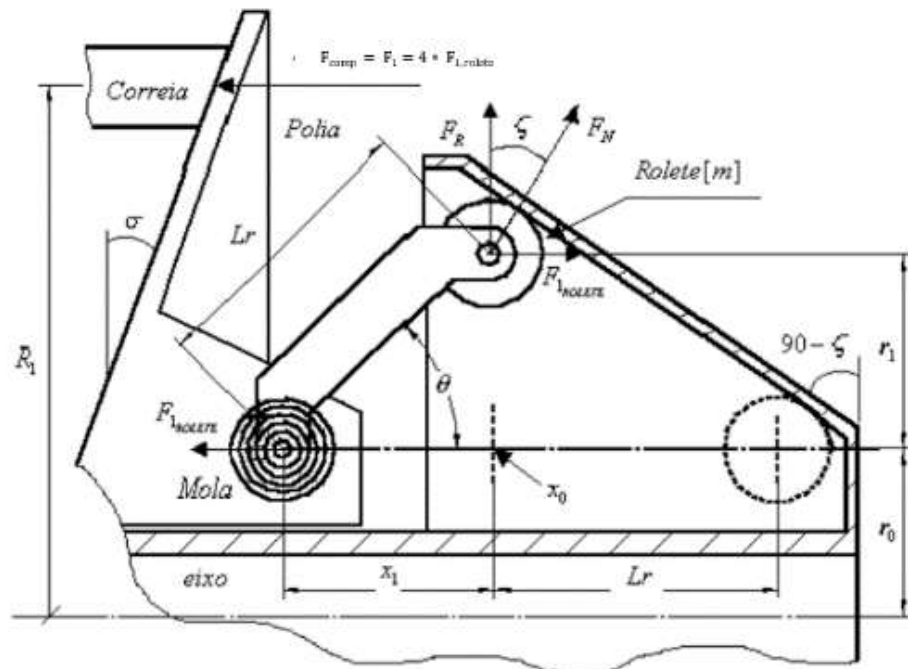
Determinado o coeficiente de rigidez da mola, pode então calcular a força da mola F_M pela Equação (13)

$$F_M = k_r * (r_0 + r_1) \quad (13)$$

A força de compressão na correia F_{comp} é a resultante do somatório de 3 forças no sentido de deslocamento do disco móvel, chamada $F_{1,rolete}$, oriunda da decomposição de F_R e da força F_N a superfície de contato, demonstrada na

Figura 17.

Figura 17 - Ilustração do acionamento com ênfase na força resultante.



Fonte: Adaptado de Albuquerque (2003).

Onde:

F_N – Força normal a superfície de contato;

F_R – Força resultante atuante sobre cada rolete;

$F_{1,rolete}$ – Força de compressão devido a cada rolete;

F_1 – Força de compressão da correia pelo disco móvel da polia motora.

$$F_N = \frac{F_R}{\text{sen } \zeta} \quad (14)$$

$$F_{1,rolete} = F_N * \text{cos } \zeta \quad (15)$$

$$F_1 = F_{\text{comp}} = 4 * F_{1,rolete} \quad (16)$$

Para determinar o raio nominal da polia (R_1), torna-se necessário estabelecer o deslocamento axial da polia motora (x_1) com base no ângulo dos discos das polias (σ). Portanto, tem-se que,

$$x_1 = \frac{r_1}{\tan(90-\zeta)} \quad (17)$$

$$R_1 = R_{1min} + \left(\frac{x_1}{2*\tan(\sigma)} \right) \quad (18)$$

Onde,

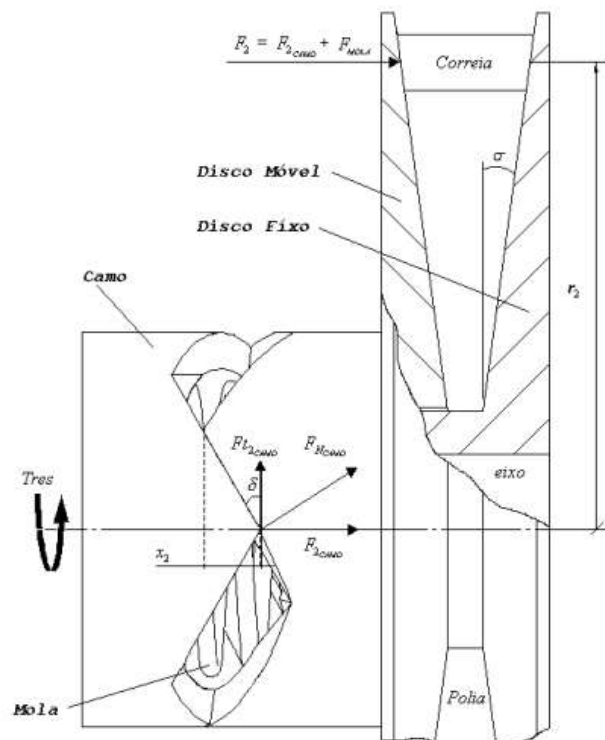
R_{1min} – Raio nominal mínimo da polia motora.

3.2.4 Polia Movida

A relação de transmissão na CVT varia, indo do seu valor máximo ao valor mínimo, de acordo com o torque e a rotação do motor, com o equilíbrio de forças na polia motora e movida, e também conforme ao torque resistivo imposto ao sistema, decorrente da magnitude das forças resistivas ao movimento do veículo (ALBUQUERQUE, 2003). Através das equações do comprimento da correia e dos ângulos de abraçamento, pode-se calcular o raio da polia movida (r_2) referente ao raio da polia motora (R_1) e assim obter as relações de transmissão da CVT.

A Figura 18, a seguir, demonstra esquematicamente as forças provenientes do acionamento da CVT e as características da polia movida podem ser vistas na Tabela 3.

Figura 18 - Ilustração do Acionamento da Polia Movida.



Fonte: (Albuquerque, 2003).

Onde,

r_2 – Raio nominal da Polia Movida;

T_{res} – Torque resistivo;

x_2 – Deslocamento axial da Polia Movida;

σ – Ângulo do disco da Polia Movida;

F_{2camo} – Força exercida pelo camo;

δ – Ângulo do camo;

F_{t2camo} – Força tangencial no camo;

F_{ncamo} – Força normal a superfície do camo;

F_{mola} – Força exercida pela mola;

F_2 – Força exercida sobre a correia

Tabela 3 - Características da Polia Movida.

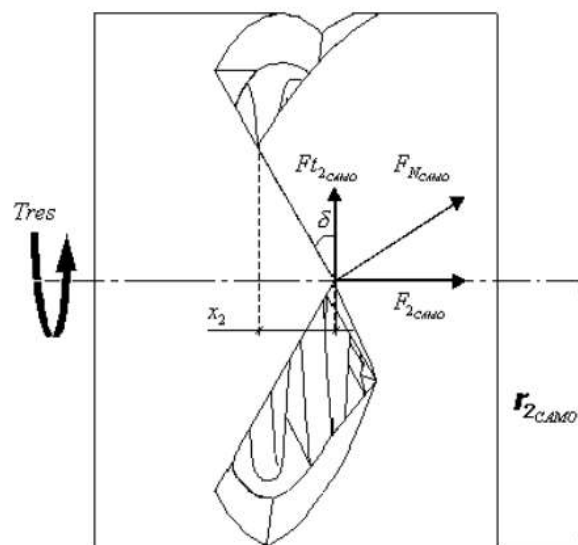
Parâmetro	Descrição
Ângulo de abraçamento mínimo	148,35 °
Ângulo de abraçamento máximo	190,02 °
Raio mínimo	60,96 mm
Raio máximo	101,25 mm

Fonte: Autor.

3.2.4.1 Acionador da Polia Movida

O acionador da polia movida consiste em rampas espaçadas em torno de uma superfície cilíndrica, o ângulo e raio em que atuam as rampas têm influência sobre a magnitude de força lateral que será exercida nas polias a partir do torque (AAEN'S, 2007). Na Figura 19, pode-se visualizar os esforços atuantes no acionador da polia movida, baseado no torque resistivo que chega à polia movida.

Figura 19 - Esforços atuantes no acionador da polia movida.



Fonte: (Albuquerque, 2003).

$$Ft_{2camo} = \frac{T_{res}}{2*r_{2camo}} \quad (19)$$

$$F_{Ncamo} = \frac{Ft_{2camo}}{\text{sen } \delta} \quad (20)$$

$$F_{2camo} = F_{Ncamo} * \cos \delta \quad (21)$$

Sendo,

T_{res} – Torque resistivo;

Ft_{2camo} – Força tangencial no camo;

δ – Ângulo do camo;

r_{2camo} – Raio do camo;

F_{2camo} – Força de acionamento do Disco da Polia Movida.

3.2.4.2 Estudo da Mola

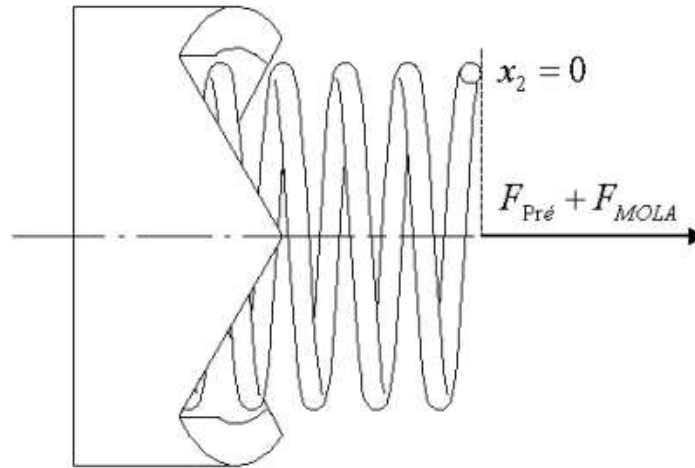
A força gerada pela influência da mola presente no acionador da polia movida, pode ser calculada com base na Equação 22. Posteriormente, pode-se realizar alterações do valor da constante elástica da mola para estudar a influência deste no comportamento do veículo.

$$F_{mola} = K * x_2 \quad (22)$$

Sendo,

K – Constante elástica da mola da polia movida.

Figura 20 - Forças atuantes na mola da polia movida.



Fonte: (Albuquerque, 2003).

Quando x_2 é zero, o disco móvel da polia movida encontra-se na origem do deslocamento axial, considerando que a mola está com energia armazenada devido a força de pré-carga, que tem como função garantir a força de atrito inicial necessária para transmitir o movimento quando $x_2 = 0$ (ALBUQUERQUE, 2003). Além disso, a pré-carga da mola têm papel importante durante a mudança de relação de transmissão da CVT (AAEN'S, 2007).

Com a relação existente entre a polia movida com a polia motora através da correia trapezoidal, que tem comprimento pré-definido, pode-se determinar o deslocamento do disco móvel. Desse modo, o deslocamento do disco móvel (x_2) pode ser calculado com base na Equação 23.

$$x_2 = \frac{r_{2max} - r_2}{\tan \sigma} \quad (23)$$

Sendo,

r_{2max} – Raio máximo da polia movida;

r_2 – Raio da polia movida;

σ – Ângulo de inclinação das polias.

A força de compressão resultante proveniente do acionador da polia movida pode ser obtida por meio do somatório de forças do camo, pré-carga da mola e da força da mola, conforme visto anteriormente na Figura 18, Figura 19 e Figura 20.

$$F_2 = F_{pré} + F_{2_{camo}} + F_{mola} \quad (24)$$

Quando a força de compressão da correia proveniente do acionador da polia motora (F_1) tende a ser igual à força de compressão da correia pela polia movida (F_2) há o equilíbrio de forças. Alterações destas desequilibram o sistema e ocasionam a mudança de posição da correia até que o equilíbrio de forças seja alcançado novamente ($F_1 = F_2$) (ALBUQUERQUE, 2003).

3.3 MODELAGEM DINÂMICA DO VEÍCULO

O motor em conjunto com o sistema de transmissão, têm o objetivo de promover a força trativa ao veículo, de modo a superar as resistências ao seu movimento. Desse modo, com o objetivo de proporcionar maior fidelidade ao modelo computacional, foram consideradas nesse trabalho a resistência aerodinâmica, resistência ao aclave e a resistência ao rolamento (JAIN; RANJIT, 2015).

Para a construção da modelagem dinâmica, preliminarmente torna-se necessário definir alguns parâmetros relacionados as características do veículo, os quais podem ser vistos na Tabela 4. Estes dados são referentes as características do protótipo BJ16 da equipe Bombaja UFSM, os quais foram disponibilizados pela equipe.

Tabela 4 - Dados de entrada das características do protótipo.

Variável	Descrição
Massa do veículo	183 kg
Massa do piloto	75 kg
Raio do pneu	0,266 m
Raio dinâmico do pneu	0,213 m
Coefficiente de atrito do pneu (asfalto)	0,92
Coefficiente de atrito do pneu (terra)	0,68
Relação de transmissão (1ª marcha)	9,79
Relação de transmissão (2ª marcha)	6,9
Área frontal do veículo	0,91 m ²
Coefficiente de arrasto aerodinâmico	0,92
Densidade do ar	1,225 kg/m ³
Coefficiente de resistência ao rolamento	0,06

Fonte: Autor.

O movimento longitudinal do veículo é descrito por meio do somatório de forças que regem o movimento deste. Dividas em forças resistivas e de tração, essa pode ser considerada como uma força que tende a mover o veículo para frente, já as forças resistivas se opõem ao movimento, tentando desacelerar o veículo. De acordo com Mashadi e Crolla (2012), a diferença entre a força de tração e a força resistiva em uma velocidade específica irá gerar a aceleração do veículo, representada pela Equação 25.

$$a = \frac{F_{tractive} - F_{resistive}}{m} \quad (25)$$

Onde m representa a massa total, representada pela massa do veículo somada a do piloto.

$$a = \frac{F_{tractive} - F_{drag} - F_{roll} - F_{slope}}{m_{vehicle} + m_{driver}} \quad (26)$$

$$a = \frac{1}{m} \left[\left(\frac{T_e * i_{tot}}{r_d} \right) - \left(\frac{\rho * C_d * A_f * V^2}{2} \right) - (m * g * C_r * \sin \alpha) - (m * g * \sin \alpha) \right] \quad (27)$$

A velocidade de deslocamento do veículo pode ser obtida através da integral da aceleração a cada instante de tempo. Desse modo, rearranjando os termos e relacionando a Equação 26 com o tempo transcorrido, tem-se a Equação 28 que representa a velocidade desenvolvida pelo protótipo.

$$v = \int \frac{F_{tractive} - F_{drag} - F_{roll} - F_{slope}}{m_{vehicle} + m_{driver}} * dt \quad (28)$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 POSIÇÃO DA CORREIA NA CVT

Para encontrar o comprimento da correia, torna-se necessário conhecer os raios máximos e mínimos de ambas as polias motora e movida. Os raios máximos, são obtidos por meio do catálogo do fabricante ou, ainda assim, por intermédio da própria geometria do componente. Os raios mínimos são calculados utilizando as relações máxima e mínima da CVT.

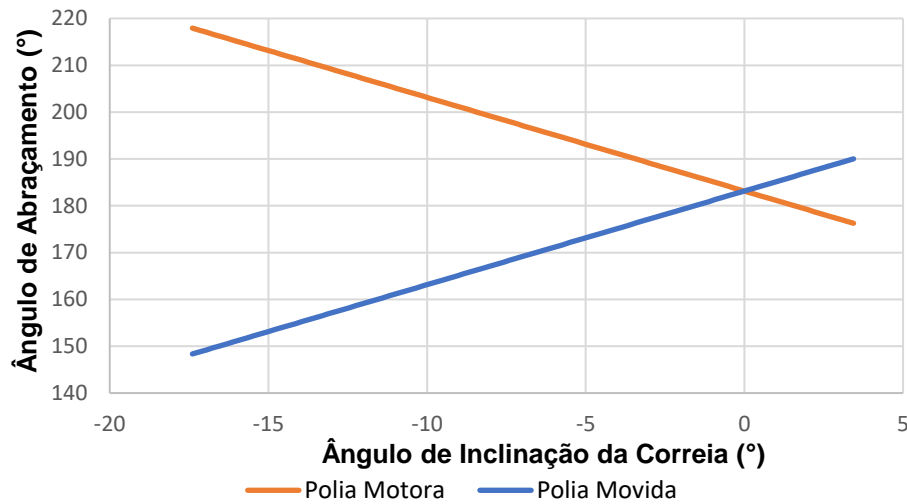
Tabela 5 - Informações da CVT.

Parâmetro	Descrição
Diâmetro Máximo Polia Motora	152,4 mm
Diâmetro Máximo Polia Movida	202,5 mm
Distância entre centros	254 mm
Relação Mínima da CVT ($i_{cvt_{min}}$)	0,8:1
Relação Máxima da CVT ($i_{cvt_{máx}}$)	4:1

Fonte: Autor.

Sabendo a distância entre os centros das polias e os ângulos de abraçamentos nas situações de $i_{cvt_{máx}}$ e $i_{cvt_{min}}$, torna-se possível o cálculo do comprimento da correia, sendo o valor desta correspondente a 947,336 mm. Variando-se o raio no intervalo dos raios extremos das polias obtém-se os valores dos ângulos de abraçamentos β_p e β_s em função do ângulo de inclinação da correia (α). Como pode ser visualizado na Figura 21.

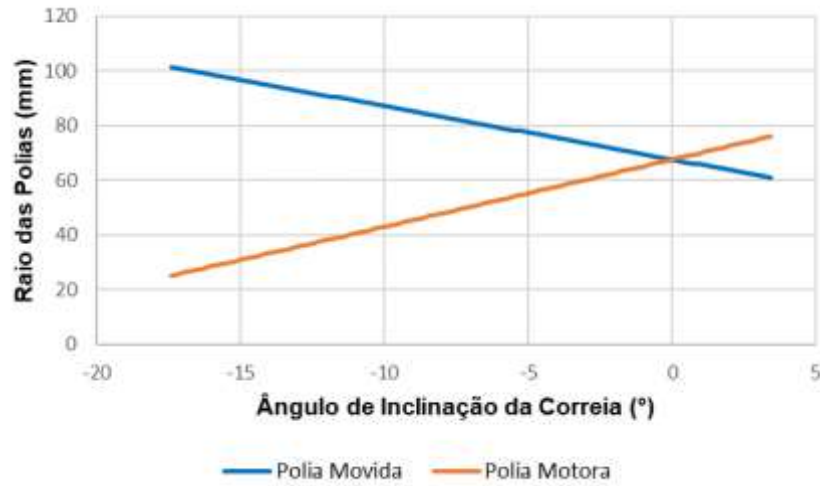
Figura 21 - Ângulo de Abraçamento da Correia nas Polias Motora e Movida em função do Ângulo de Inclinação da Correia.



Fonte: Autor.

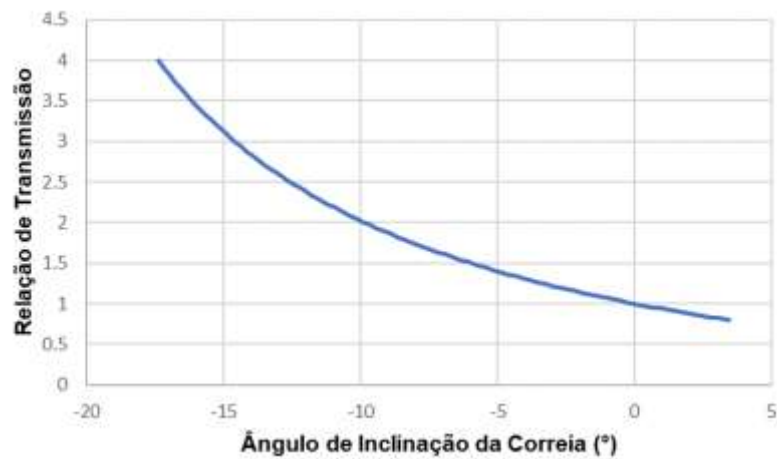
Através da Figura 22 e Figura 23, pode-se visualizar a variação da posição da correia, que para cada ângulo de inclinação desta (α) em relação à distância entre centros das polias tem-se uma relação de transmissão (i_{cvt}) correspondente por meio dos raios nominais das polias (motora e movida). Contudo para ângulo de inclinação da correia (α) igual a zero tem-se raios nominais correspondentes para a i_{cvt} de 1:1. Ou seja, para $\alpha = 0 \leftrightarrow i_{cvt} = 1:1$.

Figura 22 - Raios das Polias Motora e Movida pelo Ângulo de Inclinação da Correia (α).



Fonte: Autor.

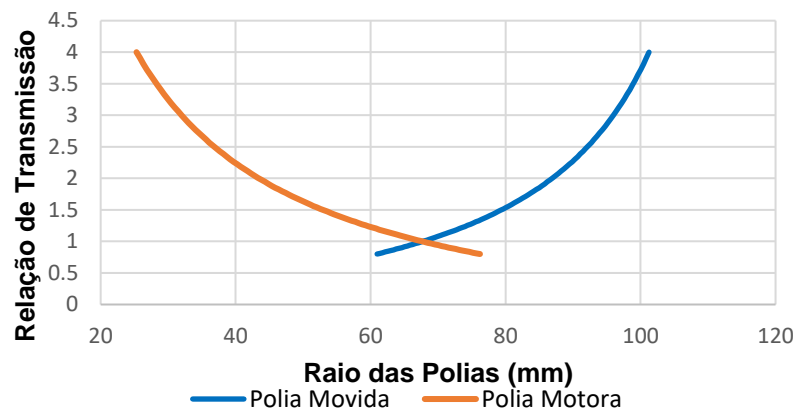
Figura 23 - Relação de Transmissão da CVT em função do Ângulo de Inclinação da Correia.



Fonte: Autor.

A Figura 24 demonstra o comportamento da posição da correia nos raios das polias para cada relação de transmissão, ajustado para o comprimento da correia calculado anteriormente. E em virtude da consideração realizada no trabalho, em que a correia é inextensível, pode-se relacionar cada valor de transmissão com um par de diâmetros efetivos das polias.

Figura 24 - Relação de transmissão em função dos raios nominais das polias.



Fonte: Autor.

4.2 EFEITO DA ALTERAÇÃO DA MASSA DOS *FLYWEIGHTS* NO DESEMPENHO DO PROTÓTIPO

Com a finalidade de investigar o comportamento do protótipo mediante a modificação das massas dos roletes, considerou-se o veículo se deslocando em uma pista plana, ou seja, com ângulo de inclinação da pista (α) igual a zero. Desse modo, é possível avaliar o desempenho máximo do protótipo em termos de velocidade final e o tempo necessário para percorrer determinada distância (NAUNHEIMER *et al.*, 2007).

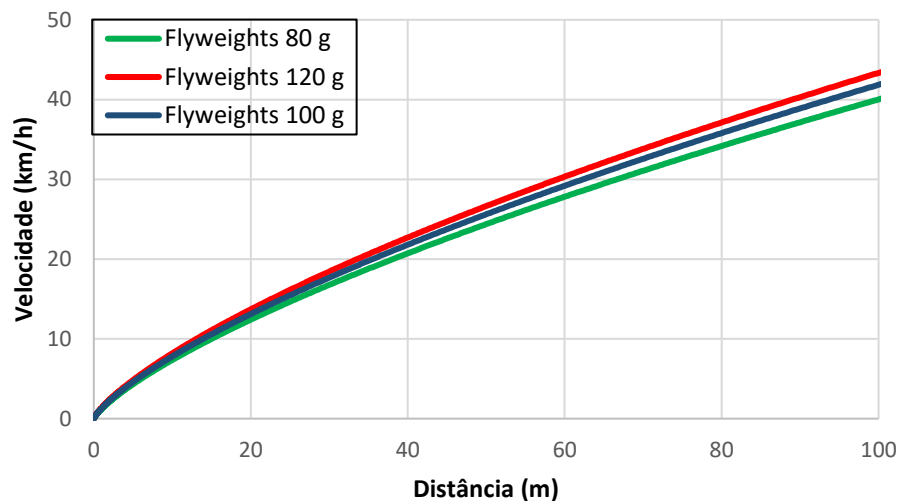
Preliminarmente, adotou-se para fins de estudo o valor da massa do rolete igual a 100 gramas, valor este utilizado no componente atualmente. Conforme abordado por AAEN'S (2007), aumentando-se o valor da massa dos roletes, amplificasse também a força devido á inércia das massas. Tornando o componente mais sensível

às solicitações. Sendo assim, com o intuito de avaliar o desempenho do protótipo, foram realizadas modificações no valor das massas dos roletes, sendo adotados os valores correspondentes a 80 gramas, 100 gramas e 120 gramas, respectivamente.

Verificou-se que conforme aumentamos o valor das massas dos roletes, a CVT entra em funcionamento de maneira mais rápida do que utilizando roletes de massas menores, o que ocasiona em um aumento mais rápido da velocidade do veículo já que há um aproveitamento maior do torque fornecido pelo motor, visto que o conjunto fica mais sensível as solicitações do sistema. Os resultados podem ser observados na Figura 25 e Figura 26.

Por meio da Figura 25, pode-se constatar que em consequência do acréscimo da massa dos roletes de 80 para 100 gramas, há um aumento significativo de 4,46 % da velocidade final do veículo ao final dos 100 metros. Analisando da mesma forma, para massa dos roletes de 120 gramas, observou-se um aumento de 3,38 % na velocidade final, quando comparado ao valor de 100 gramas adotado atualmente.

Figura 25 - Velocidade do veículo.

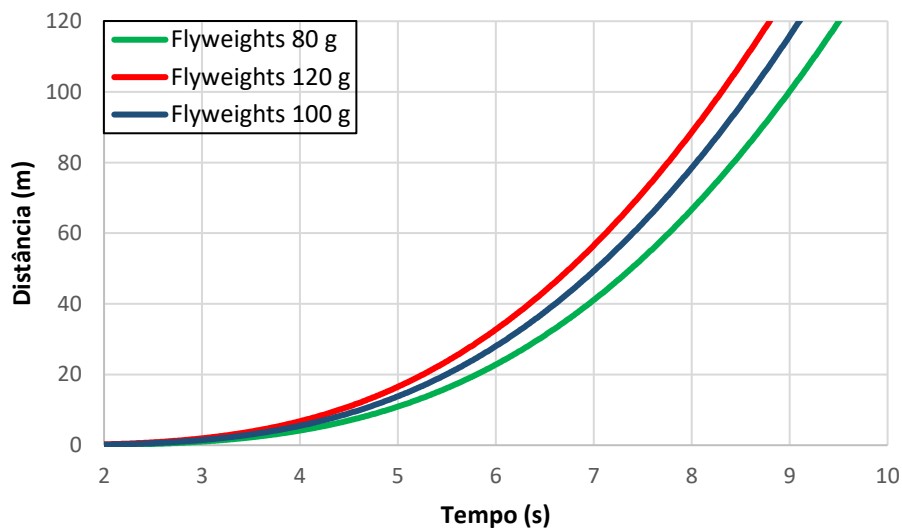


Fonte: Autor.

Através da Figura 26, é possível visualizar a distância percorrida pelo protótipo em relação ao tempo transcorrido, sendo o tempo para percorrer 30 metros e 100 metros os pontos de interesse, visto que o primeiro se trata da prova de aceleração em que o protótipo deverá percorrer a partir do repouso a distância de 30 metros em um menor tempo possível. Já o segundo trata-se dos trechos em linha reta presente no circuito das competições, onde avalia-se a velocidade final do veículo.

Observa-se por intermédio da figura abaixo, que com o acréscimo da massa dos roletes, há uma redução significativa no tempo necessário para o veículo percorrer uma determinada distância. Realizando a análise da prova de aceleração e comparando a massa dos roletes de 80 g e 100 g, com o acréscimo destes, observa-se uma redução de 5,4 % no tempo necessário para percorrer os 30 metros. Para percorrer este mesmo percurso, adotando roletes de 100 g e 120 g, nota-se uma redução de 4,44 % no tempo necessário para completar este percurso.

Figura 26 - Avaliação da distância percorrida pelo veículo.



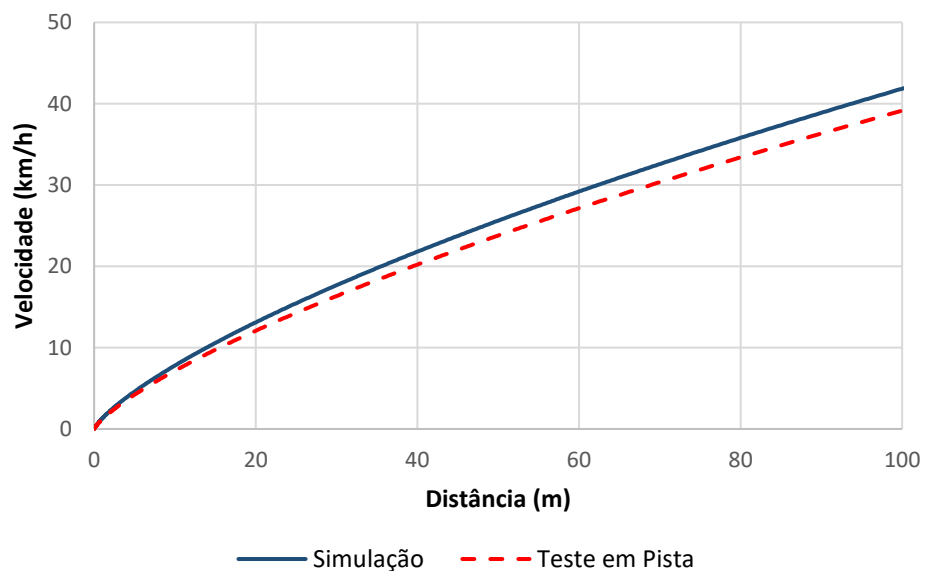
Fonte: Autor.

4.3 COMPARATIVO COM DADOS OBTIDOS EM PISTA

Com o intuito de validar os dados obtidos por meio das simulações realizadas, o protótipo BJ16 da equipe Bombaja UFSM foi submetido a teste de aceleração e velocidade em uma pista plana, a fim de avaliar seu desempenho em aceleração em 30 metros e velocidade final aos 100 metros. Para mensurar o desempenho do veículo, foram aferidas a velocidade angular dos eixos dianteiros e traseiros do protótipo, e o tempo transcorrido no percurso. Durante a realização dos testes, não houve alteração da massa dos roletes da transmissão continuamente variável, ou seja, foi mantido o setup do CVT com massa de roletes de 100 gramas, sendo esta a configuração dos testes. Logo, a comparação entre os resultados da simulação com o desempenho real, dar-se-á mediante esta configuração.

A Figura 27 demonstra o desempenho do veículo em termos da velocidade desenvolvida ao longo do percurso.

Figura 27 - Comparativo da velocidade desenvolvida pelo protótipo.

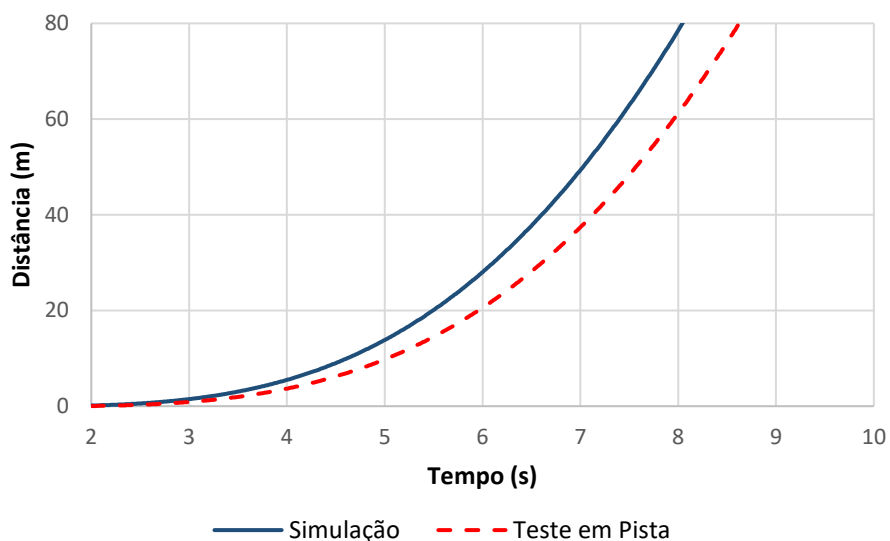


Fonte: Autor.

Observa-se que os resultados obtidos por meio da simulação seguem a mesma tendência dos dados adquiridos em pista. Realizando a comparação da velocidade final ao final dos 100 metros, nota-se que por meio da simulação obteve a velocidade final igual a 41,93 km/h, já através do teste em pista foi alcançado em 100 metros a velocidade de 40,41 km/h. Logo, verifica-se uma diferença de 3,62 % entre os resultados.

A Figura 28 exibe o desempenho do protótipo referente a prova de aceleração, na qual o mesmo deverá percorrer a distância de 30 metros a partir do repouso no menor tempo possível. Através dos resultados obtidos por meio da simulação (4,61 s para percorrer 30 m), fica evidenciado que estes se aproximam do desempenho real do protótipo em teste (4,85 s), havendo uma diferença de 0,24 s entre os resultados.

Figura 28 - Comparativo do desempenho do protótipo na prova de aceleração.



Fonte: Autor.

Embora a diferença nos resultados seja significativa, o resultado da simulação se aproxima com o desempenho do protótipo nas competições, onde alcançou a melhor marca de 4,33 s para percorrer 30 metros no ano de 2019 (na 17ª Competição Baja SAE Brasil – Etapa Sul). Já no ano de 2018 o protótipo alcançou a marca de 4,56 s para percorrer a mesma distância (na 16ª Competição Baja SAE Brasil – Etapa Sul).

5 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi investigado o desempenho longitudinal de um veículo, através da alteração das massas dos roletes de uma transmissão continuamente variável (CVT). Além disso, através das informações disponíveis referentes a geometria da CVT, pode-se realizar a modelagem do posicionamento da correia trapezoidal para cada ângulo de abraçamento e para cada posição das polias expansivas.

Logo, por meio das características do motor, veículo e dos elementos que constituem o sistema de transmissão e do percurso a ser percorrido, pode-se relacionar todos estas variáveis e verificar a influência que estes possuem no comportamento do protótipo, através da simulação da dinâmica longitudinal do veículo. O uso da simulação e os resultados obtidos por meio desta comparado ao desempenho real do veículo, mostraram-se satisfatórios e se aproxima da performance do protótipo nas competições e testes realizados. Pôde-se constatar que mediante a alteração das massas dos roletes, houveram ganhos significativos na performance geral do veículo, minimizando o tempo para completar a prova de aceleração, além de um acréscimo na velocidade final do veículo ao final dos 100 metros.

Conclui-se que com o uso dessa ferramenta, poder-se-á prever o comportamento do protótipo mediante a prova de aceleração e também velocidade final, diminuindo o tempo para realização de testes experimentais com a CVT, os quais demandam tempo, custo e esforço por parte de toda a equipe. Além disso, possibilitará o uso de melhores estratégias e metodologias de testes na hora de realizar o ajuste da CVT com a realização de testes experimentais.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Levar em consideração os efeitos provenientes das perdas que ocorrem no pneu;
- Realizar modificações nas demais opções presentes na CVT e avaliar o desempenho do veículo, sendo estas opções: pré-carga da mola, rigidez da mola, ângulo de inclinação das rampas;
- Realizações de testes em bancada com a CVT, variando tanto a pré-carga como a massa dos *flyweights* e observar a influência destes na curva característica da CVT;
- Aferir em teste em bancada o escorregamento da correia mediante o torque resistivo imposto ao sistema;
- Sugerir uma metodologia para a realização correta do *setup* da CVT.

REFERÊNCIAS

AAEN'S, O. **Clutch Tuning Handbook**. 8° Edição. Racini, Winsconsin, Estados Unidos, 2007.

ALBUQUERQUE, Alfredo Alves de. **Caracterização da Resposta Dinâmica de uma CVT por Polias Expansivas**. 2003. 205 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Projetos Mecânicos, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2003.

BRESOLIN, João Guilherme. **Avaliação da Eficiência do Sistema de Transmissão Utilizado em Protótipos Baja SAE**. 2012. 27 f. Monografia (Especialização) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

CAMMALLERI, Marco. **A new approach to the design of a speed-torque controlled rubber V-belt variator**. Journal Of Automobile Engineering. Palermo, p. 1-15. 17 ago. 2005.

DIEPSTRATEN, J.F.P.B.. **Modeling of pulley based CVT systems: extension of the CMM model with bands-segment interaction**. Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 2007. 42 p.

ENGLISCH, Andreas *et al.* Solving the Powertrain Puzzle. In: 10th SCHAEFFLER SYMPOSIUM, 10., 2014, Wiesbaden. **CVT The Transmission Concept of the Future**. Wiesbaden: Springer, 2014. p. 499-511.

ESSS, Engineering Simulation and Scientific Software. **Industria Automotiva: as soluções ideais para engenharia veicular**. As Soluções ideais para Engenharia Veicular. Disponível em: <https://www.esss.co/industria-automotiva/>. Acesso em: 18 maio 2021.

ISO. 4130: Road vehicles - three-dimensional reference system and fiducial marks - definitions. **International Organization for Standardization**, 1978.

JAIN, R.; RANJIT, P. S. Design of a Drivetrain for Sae Baja Racing Off-Road Vehicle. **International Journal of Advanced Engineering**, v. 1, n. 4, 2015.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, PA: SAE International, 1992. 520 p.

MASHADI, Behrooz; CROLLA, David. **Vehicle Powertrain Systems**. Noida: Wiley, 2012. 560 p.

MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. **Race Car Vehicle Dynamics**. Society of Automotive Engineers Warrendale, PA, 1995. v. 400.

NAUNHEIMER, Harald *et al.* **Automotive Transmissions: fundamentals, selection, design and application**. 2. ed. Berlim: Springer, 2007. 487 p.

NICOLAZZI, Lauro Cesar; ROSA, Edison da; LEAL, Longuinho da Costa Machado. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**. Florianópolis: Publicação Interna do Grante Departamento de Engenharia Mecânica da Ufsc, 2012.

RODRIGUES, Matheus Ribeiro. **Estudo Teórico e Experimental de uma Transmissão Continuamente Variável para Veículos Baja SAE**. 2011. 94 f. Monografia (Especialização) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo Escola Politécnica, São Paulo, 2011.

SAE. **Competição Baja SAE BRASIL 2020 traz novos desafios para as 73 equipes inscritas**. 2020. Disponível em: <https://saebrasil.org.br/noticias/competicao-baja-sae-brasil-2020-traz-novos-desafios-para-as-73-equ>. Acesso em: 21 jun. 2021.

SAE. **Regras e relatórios**. 2019. Acesso em 1 mar 2020. Disponível em: <https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/regras-e-relatorios/>.

SKINNER, Sean Sebastian. **Modeling and Tuning of CVT Systems for SAE Baja Vehicles**. 2020. 85 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Mechanical Engineering, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Benjamin M. Statler College of Engineering and Mineral Resources, Morgantown, 2020.

SOUSA, L. C.; NETO, R. T. C. Estudo da dinâmica longitudinal de um veículo leve monotripulado utilizando modelagens de pneus em piso rígido. **Revista Militar de Ciência e Tecnologia**, 2019.

UFSM. **Projeto Bombaja**. 2018. Acesso em 1 jul 2021. Disponível em: <<https://www.ufsm.br/projetos/pesquisa/bombaja/informacoes-gerais/>>.

ANEXO A – ROTINA EM MATLAB

```

clc
close all
clear all

%% Dados do CVT Gaged GX9

d_mot = 152.4; % Diâmetro Polia Motora (mm)
d_mov = 202.5; %152.4 Diâmetro Polia Movidã (mm)
i_max = 4;
i_min = 0.8;
overall = i_max/i_min;

%% Raios Nominais das Polias %%

% Distância entre centros

X = 254; % em mm

% Polia Motora

R_min = (d_mov/2)/i_max;
R_max = (d_mot/2);

% Polia Movidã

r_min = ((d_mot)*i_min)/2;

r_max = (d_mov)/2;

%% Ângulo de Inclinação da Correia

Rp = linspace(r_max,r_min); % Polia Movidã
Rs = linspace(R_min,R_max); % Polia Motora

alpha = asin((Rs - Rp)./X);
alpha1 = alpha.*(180./(pi));

%% Ângulo de Abraçamento

Bp = (pi - 2.*(alpha1))+180; % Polia Motora
Bs = (pi + 2.*(alpha1))+180; % Polia Movidã

%% Relação de Transmissão Teórica CVT

i_cvt = (Rs).\ (Rp); % Valor teórico da relação de transmissão

%% Cálculo do Comprimento da Correia

L_max = (min(Rp)*min(Bp*(pi/180))) + (max(Rs)*max(Bs*(pi/180))) + (2*((X^2
- (max(Rs) - (min(Rp)))^2))^0.5); % Comprimento da Correia (mm) na relação
máxima

```

```

L_min = (max(Rp)*max(Bp*(pi/180))) + (min(Rs)*min(Bs*(pi/180))) + (2*((X^2
- (min(Rs) - (max(Rp)))^2))^0.5); % Comprimento da Correia (mm) na relação
mínima

fprintf('Comprimento da Correia (mm) = %f\n', L_max);

%% Dados de Teste %%

rpm = [1500 1600 1800 2000 2400 2500 2900 3200 3400 3700 3800 3900 4000
4100 4500 5000 5100 5500]; % rpm do Motor
torque = [14.7 14.9 15.54 15.4 16.4 16.6 16.8 16.4 16.1 15.3 14.8 15 14.29
14.01 11.6 8.9 8.6 8.4]; % Torque do Motor (N.m)
i = [2.795 2.638 2.54 2.217 1.35 1.114 1.114 1.114 1.114 1.114 1.114 1.114
1.114 1.114 1.114 1.114 1.114 1.114 ];

Torque_polynom = (-0.00000146*rpm.^2) + (0.007944*rpm) + 5.87; %
Polinômio de 2° grau

%% Plots

figure(1)

plot(alpha1,Bs,'linewidth',2)
title('Ângulo de Abraçamento x Inclinação da Correia')
grid on
xlabel('Ângulo de Inclinação da Correia (graus)')
ylabel('Ângulo de Abraçamento (graus)')
hold on
plot(alpha1,Bp,'linewidth',2)
legend('Polia Motora','Polia Movidá')

%-----

figure(2)

plot(alpha1,Rp,'linewidth',2)
title('Ângulo de Inclinação da Correia x Raio das Polias')
grid on
xlabel('Ângulo de Inclinação da Correia (graus)')
ylabel('Raio das Polias (mm)')
hold on
plot(alpha1,Rs,'linewidth',2)
legend('Polia Motora','Polia Movidá')

%-----

figure(3)

plot(alpha1,i_cvt,'linewidth',2)
title('Relação de Transmissão em função da Inclinação da Correia ')
grid on
xlabel('Ângulo de Inclinação da Correia (graus)')
ylabel('Relação de Transmissão CVT')
ylim([0 4.5])
legend('Relação de Transmissão')

figure(4)

```

```

plot(Rp,i_cvt,'linewidth',2)
title('Relação de Transmissão em função do Deslocamento das Polias ')
grid on
xlabel('Raio das Polias (mm)')
ylabel('Relação de Transmissão CVT')
ylim([0 4.5])

hold on

plot(Rs,i_cvt,'linewidth',2)
legend('Polia Movida','Polia Motora')

figure(5)

plot(rpm,torque,'linewidth',2)
title('Curva de Torque do Motor')
grid on
xlabel('Engine Speed (rpm)')
ylabel('Torque (N.m)')

hold on

plot(rpm,Torque_polynom,'linewidth',2)

```

```

clc
clear all
close all

%hold on % para "segurar" o gráfico

T=[14.7 14.9 15.54 15.4 16.4 16.6 16.8 16.4 16.1 15.3 14.8 15 14.29 14.01
11.6 8.9 8.6 8.4];
%T=[4 10 15 17 17.1 17.1 17.1 17.1 17,1 17.1 17.1];
%T=[4 10 15 17 18.7 18.7 18 18 18 18];
[naux,nmed]=size(T);
w0=100;
wf=4500;
w=linspace(w0,wf,nmed);
n=7;
p=polyfit(w,T,n);
%
% CÁLCULO DOS DADOS PARA O GRÁFICO

for cont1=w0:wf
Tcal(cont1-w0+1)=0;
wcal(cont1-w0+1)=cont1;
for cont2=1:n+1
Tcal(cont1-w0+1)=Tcal(cont1-w0+1)+p(cont2)*wcal(cont1-w0+1)^(n+1-cont2);
end
end

%plot(wcal,Tcal)
%title('Torque x rotação')
%xlabel('rotação, [RPM]')
%ylabel('Torque, [N.m]')

```

```

%grid minor

Mm=25; %[Kg] Massa do Motor
rd=240/1000; %[mm]Raio do disco de inércia adotado
Im=(Mm*rd^2); %Inércia do motor
j=1;
V(1)=0; %[Km/h] Velocidade do veículo.
V0(j)=0; %[Km/h]
v0(j)=0; %[m/s]
v(j)=V(j)./3.6; %[m/s]
tempo(j)=0;
t=1/100; %[s] tempo do veículo
%XC obtido do catálogo da cvt comet 10,73 polegada
Xc=254; %Distância entre os eixos das polias motoras e movidas

%.....Cálculo das Perdas no
Movimento.....

cw=0.50; %coef. arrasto do ar
Q=1; %densidade do ar [kg/m^3]
A=0.9; %[m^2] Área frontal do Veiculo
f=0.02; %coeficiente de rolamento good stone paving
g=9.81; %[m/s^2] aceleração da gravidade
M=180; %[kg] %Massa do veículo
fhi=0; %[°] ou alfa %Ângulo de inclinação da pista [°]
fhi=fhi*(pi/180); %Ângulo de inclinação da pista [rad]
D=0.5334; %[m] %Diâmetro da Roda+pneu do Veiculo
R=D/2; %[m] %Raio do pneu em contato com o chão

%.....POLIA MOTORA.....

Rlmax=76.2; %[mm] Raio nominal máximo de contato da correia com a polia
motora
% Rlmin=30; %[mm] Raio nominal mínimo de contato da correia com a polia
% motorar2max=113.930; %[mm] Raio nominal máximo de contato da correia
movida
Rlmin=25.3125; %[mm] Raio nominal mínimo de contato da correia com a polia
motora
wcal(j)=100; %[rpm] Rotação do motor
r0=0.03; %[m] rever
r1(1)=0; %Deslocamento do braço do rolete.
m=100/1000; %[Kg] Massa do rolete (Foram feitas variações dessa massa para
o estudo do comportamento da CVT)
kr=(m*g)/r0; %Adotado - Constante elástica da mola na polia motora (Foram
feitas variações dessa constante para o estudo do comportamento da CVT)
%kr=7
%kr=9
delta=27; %[°] Ângulo do camo motor em graus
delta=delta*pi/180; %[°] Ângulo do camo motor em radianos
mi=0.6; %Coeficiente de Atrito Estático Metal-Borracha
alpha=10.12; %[°] Ângulo de inclinação de cada disco das polias
alpha=alpha*pi/180;

%-----

aml(1)=0; %[m/s^2] Aceleração inicialmente adotada do veículo
delrota(j)=0; %[rpm]Delta da rotação devido a patinação da correia

```

```

%-----
%.....POLIA MOVIDA .....

r2min=60.90; %raio mínimo da polia movida
r2max=101.25; %raio mínimo da polia movida
r2(j)=r2max;
rr2=92.08/1000;%[m] Raio do camo movida
gama=36.19; %[°] Ângulo em graus do camo da polia movida
gama=gama*(pi/180); %[rad] Ângulo em radianos do camo da polia movida

%.....cálculo força da mola

FMpre(j)=2; %[N] Força de pré-carga na mola da polia movida
FMpre=linspace(FMpre(j),FMpre(j),j);
K=3.7061e+004; %Adotado Constante elástica da mola da polia movida (Foram
feitas variações dessa constante para o estudo do comportamento da CVT)
%K=2e+004;
%K=5e+004;
%K=20e+004;
%K=0.1e+004;

%-----
aml(1)=0; %[m/s^2] Aceleração inicialmente adotada do veículo
delrota(j)=0; %[rpm]Delta da rotação devido a patinação da correia
%-----

while tempo(j)>=0
Rtp(j)=6.9;
Rtp=linspace(Rtp(j),6.9,j); %Relação de transmissão da redução fixa
if tempo(j)>=1
fhi=0; %Inclinação da pista no instante de 1 segundo (descida)
end
if tempo(j)>=3
fhi=0; %Inclinação da pista no instante de 3 segundos (Plano)
end
if tempo(j)>=4
fhi=0; %Inclinação da pista no instante de 4 segundos (subida)
end
if tempo(j)>=8
fhi=0; %Inclinação da pista no instante de 5 segundos (Plano)
end
if tempo(j)>=8,5
fhi=0; %Inclinação da pista no instante de 5 segundos (Plano)
end
if tempo(j)>=9
fhi=0; %Inclinação da pista no instante de 5 segundos (Plano)
end
fhi=fhi*(pi/180); %Ângulo de inclinação da pista [rad]
v(j)=V(j)./3.6; %[m/s] %Velocidade do veículo
%.....Estudo das Forças no Acionador da Polia Motora.....
wrad(j)=(2*pi/60)*wcal(j); %[rad/s] Rotação do Motor em radianos
torque(j)=polyval(p,wcal(j)); %[Nm] Torque do Motor
r(j)=r0+r1(j); %[m] Raio de deslocamento do rolete em relação ao eixo
central das polias
Fc(j)=m*r(j)*(wrad(j).^2); %[N] Força devida a inércia das massas
Fmr(j)=kr*r(j); %[N] Força da mola do rolete no sentido radial

```

```

Fr(j)=4*(Fc(j)-Fmr(j)); %[N]Força resultante devido aos 3 roletes e molas
if Fr(j)<0
Fr(j)=0;
end
FN(j)=Fr(j)/cos(delta); %[N] Força normal à superfície do camo motor
Flrolete(j)=FN(j)*sin(delta); %[N] Força de compressão na polia motora
Fta1(j)=(2*mi*(Flrolete(j)./cos(alpha))); %Força de Atrito correia polia
motora
delta1=(90*pi/180)-delta;% [rad] Ângulo complementar do camo motor
x1(j)=(r1(j)*1000)*tan(delta1); %[mm] Deslocamento do disco da polia motora
R1(j)=R1min+(x1(j)./(2*tan(alpha))); %[mm] Raio nominal da posição da
correia na polia motora
F1(j)=Flrolete(j); %[N] %Força axial de Compressão do Disco Móvel da Polia
Motora contra a Correia

%.....Cálculo das Perdas no
Movimento.....
V0(j)=0; %[Km/h]
v0(j)=0; %[m/s]
Aer(j)=0.5*(cw*Q*A*((v(j)+v0(j))^2)); %Resistência aerodinâmica [N]
Rol=f.*M.*g*cos(fhi); %Resistência ao rolamento [N]
Sub=M.*g*sin(fhi); %Resistência ao aclave [N]
Tot(j)=Aer(j)+Rol+Sub; %Total das Forças Resistivas [N]
Dem(j)=Tot(j)*R; %[Nm] Torque Resistivo ao Veiculo (Demanda)
Tresv(j)=Dem(j); %[Nm] %Torque Resistivo ao Veiculo
Tres(j)=Tresv(j)./Rtp(j); %[Nm] %Torque Resistivo que chega a CVT

%.....Estudo das Forças no Acionador da Polia Movida.....

Ftaa2(j)=(Tres(j)/2)/rr2; %[N] Força tangencial à superfície do camo
Fnc(j)=Ftaa2(j)/sin(gama); %[N] Força normal à superfície do camo
F2ac(j)=Fnc(j)*cos(gama); %[N] Força axial no camo
x2(j)=((r2max./1000)-(r2(j)./1000))/tan(alpha); %[m] Deslocdisco móvel da
Polia Movida em metros
FMola(j)=K*x2(j); %[N] Força da Mola devido ao Deslocamento x2
x2(j)=x2(j).*1000; %[mm]
F2(j)=F2ac(j)+FMpre(j)+FMola(j); %[N] Força axial de Compressão do Disco
Móvel da Polia Movida contra a Correia
Fta2(j)=((F2(j)*2*mi)./cos(alpha)); %[N] Força de Atrito correia-polia na
Polia Movida

%.....
.....
while (F1(j)-F2(j))^2>=0.02%8.6735e-006%0%0.1728*10^-3%0% %F1>F2
bol(j)=F1(j)/F2(j);
%F1>F2 - Condição se F1 for maior que F2
if bol(j)>=1.00
incri=0.001;
end
if bol(j)>1.2
incri=0.01;
end
if bol(j)>2
incri=0.1;
end
%F1<F2 - Condição se F1 for menor que F2
if bol(j)<1
incri=-0.001;
end

```

```

if bol(j)<1/1.2
incricri=-0.01;
end
if bol(j)<1/2
incricri=-0.1;
end
R1(j)=R1(j)+incricri;
if R1(j)>R1max
R1(j)=R1max;
break
end
if R1(j)<R1min
R1(j)=R1min;

break
end
alfatg(j)=(R1(j)-77.1915)/2.47646;
r2(j) = -alfatg(j)*2.21781+76.86079;
if r2(j)>r2max
r2(j)=r2max;
end
if r2(j)<r2min
r2(j)=r2min;
end
.....verificações.....
.....
%Rt(j)=r2(j)/R1(j); % Relação de Transmissão da CVT
x1(j)=2*(R1(j)-R1min)*tan(alpha); % [mm] Deslocamento do disco da polia
motora
if x1(j)<0
x1(j)=0;
end
r1(j)=(x1(j)/tan(delta1))./1000; % [m] Deslocamento Radial do Rolete em
relção a r0
r(j)=r0+r1(j); % [m] Deslocamento Radial do Rolete da Polia Motora em
Relação à Linha de Centro das Polias
wrad(j)=(2*pi/60)*wcal(j); % [rad/s] Rotação do Motor
Fc(j)=m*r(j)*(wrad(j)^2); % [N] Força devida a inércia das massas
Fmr(j)=kr*r(j); % [N] Força da mola do rolete
Fr(j)=4*(Fc(j)-Fmr(j)); % [N] Força resultante devido aos 3 roletes e molas
if Fr(j)<0
Fr(j)=0;
end
FN(j)=Fr(j)/cos(delta); % [N] Força normal à superfície do camo motor
Flrolete(j)=FN(j)*sin(delta); % [N] %Força axial de Compressão do Disco
Móvel da Polia Motora contra a Correia
x2(j)=((r2max./1000)-(r2(j)./1000))/tan(alpha); % [m] Deslocamento do disco
móvel da Polia Movida
if x2(j)<0
x2(j)=0;
end
FMola(j)=K*x2(j); % [N] Força na Mola da Polia Movida
F2(j)=F2ac(j)+FMpre(j)+FMola(j); % [N] %Força axial de Compressão do Disco
Móvel da Polia Movida contra a Correia
Fta2(j)=(F2(j)*2*mi/cos(alpha)); % [N] Força de Atrito correiapolia atuante
na Polia Movida
x2(j)=x2(j).*1000; % [mm]
torque(j)=polyval(p,wcal(j)); % [Nm] Torque do Motor

F1(j)=Flrolete(j); % [N] %Força axial de Compressão do Disco Móvel da Polia
Motora contra a Correia

```

```

end
%-----
-----

Rt(j)=r2(j)/R1(j); % Relação de Transmissão da CVT
Rt(1:479)=4;

%-----Caixa de torque para verificar se a correia patina
F1tangencial(j)=(F1(j)*(2*pi))./cos(alpha); % [N] Força Tangencial na polia
motora
Ttransmissivel1(j)=F1tangencial(j)*(R1(j)/1000); % [Nm] Torque Transmissível
if Ttransmissivel1(j)<torque(j)
disp('A correia Patina na Polia Motora (Ttransmissivel1<Torque do
Motor)');
Tperdidol(j)=torque(j)-Ttransmissivel1(j); % [Nm] Torque Perdido Acelera o
Motor
Ttransmitidol(j)=Ttransmissivel1(j);
am1(j)=Tperdidol(j)/Im; % [m/s^2]
delrota(j)=am1(j)*(t)/(2*pi/60);
end
if Ttransmissivel1(j)>=torque(j)
Ttransmitidol(j)=torque(j);
am1(j)=0;
delrota(j)=0;
disp('OK1 - Sistema engatado');
end
F2tangencial(j)=(F2(j)*(2*pi))./cos(alpha); % [N] Força Tangencial
Ttransmissivel2(j)=F2tangencial(j)*(r2(j)/1000); % [Nm] Torque Transmissível
if Ttransmitidol(j)/R1(j)>Ttransmissivel2(j)/r2(j)
Tperdidol2(j)=R1(j)*(Ttransmitidol(j)/R1(j)-Ttransmissivel2(j)/r2(j));
Ttransmitidol2(j)=Ttransmissivel2(j);
am1(j)=am1(j)+Tperdidol2(j)/Im; % [m/s^2]
delrota(j)=am1(j)*(t)/(2*pi/60);
disp('A correia Patina na Polia
Movida(Ttransmitidol/R1>Ttransmissivel2/r2)');
end
if Ttransmitidol(j)/R1(j)<=Ttransmissivel2(j)/r2(j);
Ttransmitidol2(j)=(Ttransmitidol(j)/R1(j))*r2(j);
disp('OK2 - Sistema engatado');
end
Ttotal(j)=Ttransmitidol2(j)-Tres(j);
if Tres(j)>=Ttransmitidol2(j)
Ttotal(j)=0;
end
a(j)=Ttotal(j)*Rtp(j)/(R*M); % [m/s^2] Aceleração do veículo
velm(j+1)=(V(j)/3.6)+(a(j)*(t)); % [m/s] Velocidade do veículo
v(j+1)=velm(j+1);

wcal(j+1)=wcal(j)+delrota(j); % [rpm] Rotação do Motor
Velk(j+1)=velm(j+1)*3.6; % [Km/h] Velocidade do veículo
V(j+1)=Velk(j+1); % [Km/h] Velocidade do veículo
tempo(j+1)=t+tempo(j); % [s] Tempo
if tempo(j)>=10
break
end
if wcal(j)>=3800
break
end
end

```



```

tempocont=tempo(j);% [s] Cronômetro
j=j+1;
r1(j)=r1(j-1);
r2(j)=r2(j-1);
FMpre(j)=FMpre(j-1);

end

tempo=tempo(1:(j));
wcal=wcal(1:(j));
velm=velm(1:(j));
Velk=Velk(1:(j));
v=v(1:(j));
V=V(1:(j));

S = v.*(tempo);

% hold on
figure (1)

plot(tempo,Rt,'g');
% hold on
grid on
title('Tempo x Relação de Transmissão')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Relação de Transmissão')
% legend('m = 100 g', 'm = 70 g')

% hold on

figure (2)

plot(tempo,V,'r');
% hold on
grid on
title('Tempo x Velocidade')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Velocidade (Km/h)')

figure (4)

% hold on

plot(tempo,S,'r');
% hold on
grid on
title('Distância Percorrida')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Distância (m)')
% legend('m = 100 g', 'm = 70 g')

figure (5)

plot(S,V,'linewidth',2)
grid on
title ('Velocidade do Veículo')

```

```
xlabel('Distância (m)')  
ylabel('Velocidade (km/h)')
```