



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ  
CENTRO DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**LUCAS HIDEKI YUKAWA BORGES**

**ANÁLISE E DEFINIÇÃO DE UMA TRANSMISSÃO FIXA PARA UM PROTÓTIPO  
TIPO BAJA**

**FORTALEZA  
2016**

**LUCAS HIDEKI YUKAWA BORGES**

**ANÁLISE E DEFINIÇÃO DE UMA TRANSMISSÃO FIXA PARA UM PROTÓTIPO  
TIPO BAJA**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao  
Curso de Engenharia Mecânica da  
Universidade Federal do Ceará, como parte  
dos requisitos para obtenção do título de  
Engenheiro Mecânico.

Orientador: Dr. Francisco Ilson da Silva Júnior

**FORTALEZA**

2016

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação  
Universidade Federal do Ceará  
Biblioteca Universitária  
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

---

B732a Borges, Lucas Hideki.  
Análise e escolha de uma transmissão fixa para um protótipo tipo baja / Lucas Hideki Borges. – 2016.  
41 f. : il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2016.  
Orientação: Prof. Dr. Francisco Ilson da Silva Júnior.

1. Baja. 2. Transmissão. 3. CVT. 4. Relação de velocidades. 5. Matlab. I. Título.

CDD

---

**LUCAS HIDEKI YUKAWA BORGES**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao  
Curso de Engenharia Mecânica da  
Universidade Federal do Ceará, como parte  
dos requisitos para obtenção do título de  
Engenheiro Mecânico.

Aprovada em: \_\_\_\_/\_\_\_\_/\_\_\_\_\_.

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Dr. Francisco Ilson da Silva Júnior (Orientador)  
Universidade Federal do Ceará (UFC)

---

Prof. Dr. Roberto de Araújo Bezerra  
Universidade Federal do Ceará (UFC)

---

Prof. Dr. Pierre Maurice Christophe Lamary  
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Aos meus pais, Márcio e Midori, minha irmã,  
Lígia e à Equipe Siara Baja.

## AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Márcio e Midori, minha irmã, Ligia, por todo apoio e educação dados por toda minha vida.

Ao professor Dr. Francisco Ilson da Silva Júnior, pela orientação desse trabalho.

Aos professores Pierre Maurice Christophe Lamary e Roberta de Araújo Bezerra, pelo seu tempo disponibilizado pela leitura e participação da banca desse trabalho.

Aos todos os companheiros de Baja com quem trabalhei Carlos Eduardo, Ítalo Neves, Winner Nobre, Gabriel Fábian, Larissa Sousa, Victor Cavalcante, Dyego Ramsés, Hiago Maciel, Paulo Bastos, Jean Carlo, Caio Maciel, Vinicius Ferreira, Samuel Ximenes, Halan Frota, Fernando Rui, Lucas Lima, Nathan Ferreira, João Marcos e Matheus Galvão.

Aos ex-bajeiros que me passaram conhecimento na época de Baja, Wolfgang Frederick, Fernando Meneses, Guilherme Terceiro, Davi Marinho, Daniel Nunes, André Valente, Bernardo Amorim, Hayner Esteves, Saulo Pinheiro, Thiago Meneses e Alan Andrade.

Aos amigos que me acompanharam pelo curso e com quem pude compartilhar conhecimentos e companheirismo, David Magalhães, Hiago Teixeira, Yara Marques, Lucas Cela, Júlio Nogueira, Lucas Carlos, Victor Melos, Carlos Ítalio, Lucas Luppi, Felipe Martins, Cairo Alcântara e João Paulo.

Aos companheiros de trabalho, Douglas, Frank, Dayvison, Lucas, Isaac, Adriano, Bruno e Sérgio, do Instituto SENAI de Tecnologia, Henrique, Pedro, Thiago, Airton, Zito, Paulino e Fernando, da Troller e Olindo e Damião, da CEMAG, por todos os ensinamentos passados e conselhos dados durante meus estágios e, mais recentemente, trabalho.

A todos os demais professores do curso de engenharia mecânica, Paulo Alexandre, André Bueno, Edilson Dias, Luiz Soares, Roberto Bezerra, Clodoaldo Carvalho, Carla Freitas, Fabíola, Marcelo Mota, Pierre Lamary e Marcos Albertin que compartilharam de seus conhecimentos para crescimento profissional coletivo.

## **RESUMO**

A transmissão de um veículo é responsável por transferência da força e rotação do motor para as rodas do mesmo. A escolha da relação de transmissão é muito importante, pois ela deve ser dimensionada de forma que tenha força o suficiente para transpor os obstáculos da pista ou adquirir velocidade. Porém, é necessário que tenha uma velocidade final adequada para o uso do veículo. Isso ocorre, pois quanto maior a relação, maior a força do veículo, porém menor será a sua velocidade final, e vice-versa. Para a escolha, comparou-se os valores de inércia rotacional, disponibilizada no SolidWorks 2016, com os calculados. Com esses dados, utilizou-se o software Matlab R2016a para escolher a relação mais adequada a fim de atingir os objetivos estabelecidos.

**Palavras-chaves:** **Baja SAE. Transmissão. Matlab. CVT. Relação de velocidades.**

## **ABSTRACT**

The transmission of a vehicle is responsible for the transfer of force and engine speed for the wheel. The choice of transmission ratio is very important, because it must be sized so that it has strength enough to overcome the track obstacles or gain speed. However, it must have a proper end speed for the use of the vehicle. This is because the higher the ratio, the greater the strength of the vehicle, but the lower its final speed, and vice versa. For choice, it was compared the rotational inertia values, available in SolidWorks 2016, with the calculated values. This data was used to choose the most appropriate ratio to achieve the established objectives, using Matlab R2016a software.

**Keywords:** Baja SAE. Transmission. Matlab. CVT. Speed Ratio.

## **LISTA DE ILUSTRAÇÕES**

Figura 1 – Esquema das provas de velocidade e aceleração .....	16
Figura 2 – Posições de funcionamento da CVT.....	17
Figura 3 – Funcionamento da CVT .....	18
Figura 4 – Curvas de potência e torque do motor .....	19
Figura 5 – Exemplo para calculo momento de inércia.....	20
Figura 6 – Exemplo para formulação do torque. .....	21
Figura 7 – Sistema de transmissão em SolidWorks 2016 .....	22
Figura 8 – Desenho 2D do eixo motor com cotas em milímetros .....	22
Figura 9 – Chassi com corta-fogo .....	25
Figura 10 – Curva de torque no Matlab.....	27
Figura 11 – Curva da relação da CVT Comet 780 no Matlab.....	29
Figura 12 – Gráfico da velocidade final no Matlab .....	30
Figura 13 – Gráfico do tempo de aceleração no Matlab .....	32
Figura 14 – Gráfico do espaço para atingir a velocidade máxima .....	34
Figura 15 – Gráfico de força trativa .....	35

## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 1 – Calculo da inercia rotacional eixo motor .....	23
Tabela 2 – Tabela de inercias rotacionais obtidas no SolidWorks 2016 .....	23
Tabela 3 – Tabela de inercias rotacionais das coroas. ....	24
Tabela 4 – Inercias equivalentes.....	26
Tabela 5 – Valores de torque do motor .....	26
Tabela 6 – Valores da relação da CVT .....	28
Tabela 7 – Valores calculados de velocidade final .....	30
Tabela 8 – Valores calculados de tempo de aceleração .....	32
Tabela 9 – Valores calculados do espaço para atingir a velocidade máxima.....	33
Tabela 10 – Valores calculados de força trativa .....	35
Tabela 11 – Comparação de relação.....	36

## **LISTA DE ABREVIADURAS E SIGLAS**

SAE	Society of Automotive Engineers
CVT	Continuous Variable Transmission
RBSB	Regulamento Baja SAE Brasil
ANSI	American National Standards Institute
HP	Horse Power
OHV	Over Head Valve
CAD	Computer Aided Desing

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\rho$	Massa específica
$C_x$	Coeficiente de arrasto
$\Omega$	Resistencia ao deslocamento
$\eta_{pc}$	Eficiência do conjunto pinhão-coroa
$\eta_{cvt}$	Eficiência da CVT
$a$	Área frontal do protótipo
$r_{pc}$	Relação do pinhão-coroa
$r_{cvt}$	Relação da CVT
$Im_{trans}$	Inércia de translação em relação ao eixo traseiro
$Im_{rotd}$	Inércia do conjunto da roda dianteira em relação ao eixo traseiro
$Im_{rott}$	Inércia do conjunto da roda dianteira em relação ao eixo traseiro
$Im_{eixomot}$	Inércia do conjunto do eixo motor em relação ao eixo traseiro
$Im_{total}$	Inércia total em relação ao eixo traseiro
$T_{din}$	Torque dinâmico
$T_{mot}$	Torque do motor
$T_{res}$	Torque resistente
$M_{total}$	Massa total do protótipo
$R_{tras}$	Raio do pneu traseiro
$I_{rod}$	Inércia rotacional da roda
$I_{pneu}$	Inércia rotacional do pneu
$I_{fr}$	Inércia rotacional do conjunto do freio
$R_{diant}$	Raio do pneu dianteiro
$I_{sem}$	Inércia rotacional do conjunto do semieixo
$I_{coroa}$	Inércia rotacional da coroa
$I_{cvtmov}$	Inércia da CVT movida

$I_{eixomot}$	Inércia rotacional do eixo motor
$T_{res\ des}$	Torque resistente ao descolamento
$T_{res\ ar}$	Torque resistente do ar
$I_{trans}$	Inércia do conjunto de transmissão
$\omega$	Velocidade angular
$V$	Velocidade linear
$a_x$	Aceleração do protótipo
$M_r$	Massa das partes em rotação
$g$	Gravidade
$Rpm$	Rotação do motor

## SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO .....	15
1.1 Equipe Siará Baja .....	15
1.2 Motivação .....	15
1.3 Objetivos .....	16
2. INTRODUÇÃO TEÓRICA .....	16
2.1 Elementos da transmissão .....	16
2.1.1 CVT Comet 780 .....	16
2.1.2 Conjunto pinhão-coroa .....	18
2.1.3 Motor Briggs&Stratton .....	18
2.2 Cinemática .....	20
2.2.1 Momento de inércia .....	20
2.2.2 Torque .....	20
3. METODOLOGIA .....	21
3.1 Dados para cálculo .....	21
3.1.1 Cálculo de Inércias equivalentes .....	25
3.1.2 Equação da curva de torque do motor .....	26
3.1.3 Equação de relação da CVT Comet 780 .....	27
3.2 Memória de cálculo .....	29
3.2.1 Velocidade Máxima .....	29
3.2.2 Tempo de aceleração .....	31
3.2.3 Espaço de aceleração .....	33
3.2.4 Força trativa .....	34
4. CONCLUSÕES .....	36
REFERENCIAS .....	37
APÊNDICE A – ROTINA DE CALCULO DA VELOCIDADE MÁXIMA .....	38
APÊNDICE B – ROTINA DE CALCULO DO TEMPO PARA VELOCIDADE MÁXIMA .....	39
APÊNDICE C – ROTINA DE CALCULO PARA O ESPAÇO NECESSÁRIO PARA ATINGIR A VELOCIDADE FINAL .....	40
APÊNDICE D – ROTINA DE CALCULO PARA FORÇA TRATIVA .....	41
APÊNDICE E – DESENHOS 2D DAS PEÇAS FABRICADAS DO CONJUNTO DE TRANSMISSÃO .....	42

## 1 INTRODUÇÃO

### 1.1 Equipe Siará Baja

O projeto Baja SAE possibilita uma vivência real de engenharia, aplicando os conteúdos aprendidos em sala de aula na concepção e construção de um protótipo que são avaliados em duas competições, uma nacional e outra regional, por engenheiros da área automotiva.

O primeiro projeto foi criado em 1973, na Universidade da Carolina do Sul, sob a direção do Dr. John F. Stevens, e chamava-se Mini-baja, no qual os alunos de graduação projetavam e construíam protótipos para enfrentar terrenos acidentados e de difícil pilotagem. A primeira competição foi criada pela SAE, nos Estados Unidos, em 1976, com 10 universidades participantes.

No ano de 1991, a SAE inicia suas atividades no Brasil com a criação da SAE Brasil e, em 1994, com a parceria com a Petrobras, ocorre à primeira competição nacional, na pista Guido Caloi, em São Paulo. Em 1997, a SAE Brasil começa a apoiar a realização de eventos regionais do Baja SAE Brasil.

A equipe Siara Baja, da Universidade Federal do Ceará, nasceu em 2000, com o nome de Volcano. Foi a primeira equipe cearense a participar da competição nacional, em 2001, e foi considerada a melhor equipe estreante. Os melhores resultados em competições foram terceiro na regional e 19º na nacional. Ganhou o premio de inovação com um cubo de roda de Tecnyl.

### 1.2 Motivação

A avaliação dos protótipos é feita por meio de provas, também regulamentadas pela SAE Brasil. Elas são divididas em dois grupos: provas estáticas e provas dinâmicas. Nas provas estáticas é avaliado o projeto dos componentes, a segurança e a conformidade, com o regulamento, do protótipo. Nas provas dinâmicas é avaliado o desempenho e durabilidade por meio de cinco provas, são elas: aceleração, velocidade máxima, tração, “*Suspension and Traction*” e o enduro de resistência.

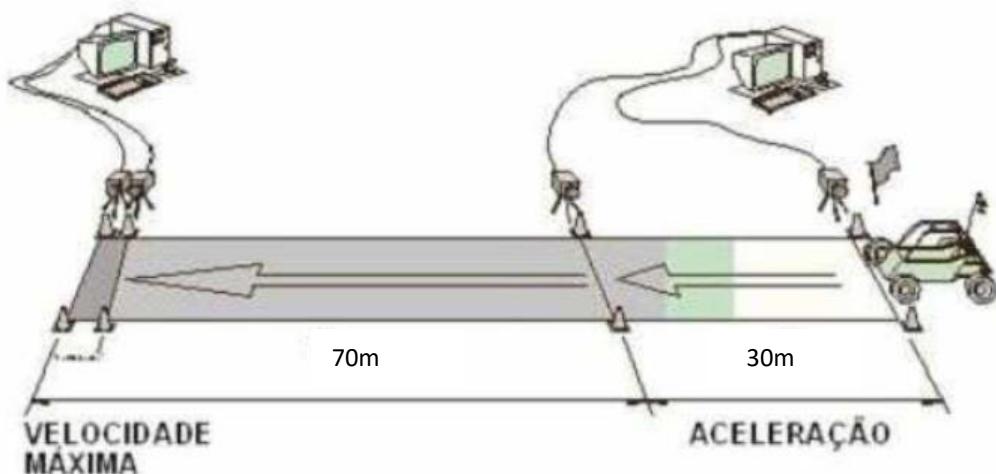
O RBSB restringe a utilização de apenas um motor da marca Briggs&Stratton, 4 tempos, monocilíndrico, com potência de 10 HP série 20 códigos 205432, 205437, 205332 ou 20S232 e refrigerados a ar. Restringe, também, várias configurações do motor, como posição da mola do governador, taxa de compressão e sistema de escape. Por isso, a transmissão da força e da velocidade do motor para as rodas torna-se muito importante para um bom desempenho nas competições.

A transmissão do protótipo baja será feita por meio de dois estágios. Um possui a relação de velocidades variável e a outra, relação fixa, representadas pela CVT Comet 780 e um conjunto pinhão-coroa, respectivamente.

### 1.3 Objetivos

Segundo o RBSB 9, as provas de velocidade e aceleração são feitas juntas em um trajeto plano de 100 metros onde existem três sensores, nas seguintes distâncias: 0m, 30m e 100m, conforme mostrado na Figura 1. Para a prova de aceleração é medido o tempo que o protótipo leva do primeiro sensor até o segundo, partindo de velocidade zero. A prova de velocidade é considerada pela velocidade atingida no ultimo sensor.

Figura 1 – Esquema das provas de velocidade e aceleração



Fonte: Regulamento RBSB

O objetivo principal é melhorar o desempenho, para isso levou-se em consideração os 10 primeiros colocados do 20º Baja SAE Brasil Petrobras de 2014. O décimo colocado da prova de velocidade desenvolveu 47,7 km/h no espaço de 100 metros e o décimo colocado da prova de aceleração precisou de 4,61 s para percorrer os 30 primeiros metros.

## 2. INTRODUÇÃO TEÓRICA

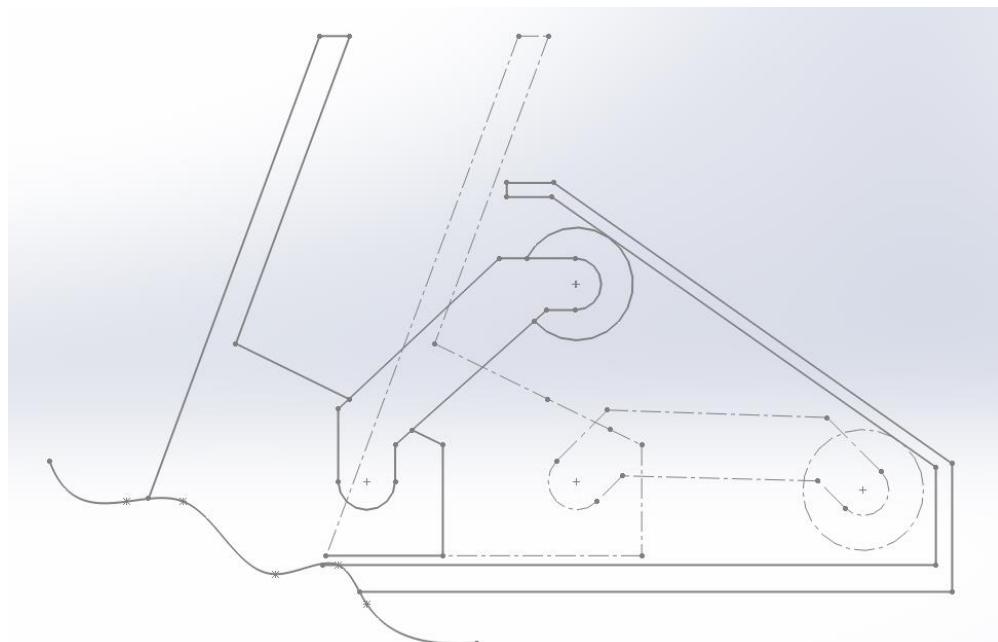
### 2.1 Elementos da transmissão

#### 2.1.1 CVT Comet 780

A CVT é um tipo de transmissão automática muito utilizada em motos de neve e, recentemente, tem ganhado destaque no mercado automobilístico. Ela busca a melhor relação de velocidades para a rotação na qual o motor gira, por meio de duas polias de diâmetros variáveis. O torque do motor é aplicado na polia motora e transmitido, por meio de uma correia trapezoidal, à polia motora por atrito.

O funcionamento da CVT ocorre por meio da ação da força centrípeta gerada pela rotação do eixo do motor em um conjunto de massas e alavancas presentes na polia movida. Conforme a rotação do motor aumenta, essa força também aumenta, afastando as faces da polia e deixando o diâmetro da mesma maior, mostrado na linha cheia da Figura 2. A ação de uma mola presente no conjunto garante o retorno à posição inicial quando a rotação diminui, mostrado na linha pontilhada na Figura 2.

Figura 2 – Posições de funcionamento da CVT

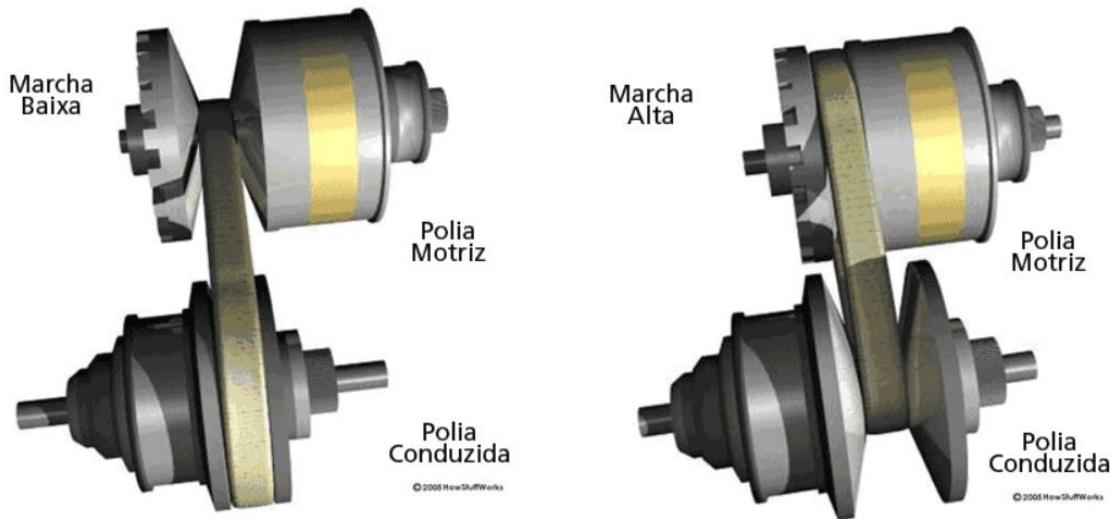


Fonte: Elaborado pelo autor

A polia movida varia seu diâmetro de acordo com a polia motora, por intermédio do atrito da correia com as faces da polia. Diminuindo com o aumento da rotação. Existe uma mola que garante o retorno da polia à posição inicial também.

Deste modo, podem-se atingir infinitas relações de acordo com a variação da rotação, possibilitando uma maior relação de velocidade em menores rotações, o que gera mais força e menos velocidade, e uma menor relação de velocidade, o que gera mais velocidade e menos força, mostrado na Figura 3.

Figura 3 – Funcionamento da CVT



Fonte: <http://carros.hsw.uol.com.br/cvt.htm>

### 2.1.2 Conjunto pinhão-coroa

O conjunto pinhão-coroa consiste em duas rodas dentadas que são ligadas por uma corrente. A roda dentada ligada ao eixo motor é chamada de pinhão e a, ligada ao eixo movido, coroa. A relação de velocidade entre elas é definida pela divisão do número de dentes, ou diâmetro primitivo, da coroa pelo do pinhão.

A escolha desse conjunto se deve devido ao peso baixo, fácil fabricação, montagem e manutenção do conjunto.

### 2.1.3 Motor Briggs&Stratton

O motor e ajustes do mesmo são regulamentados, ou seja, pode-se mexer muito pouco isso gera uma maior competitividade entre as equipes, pois há uma discrepância de orçamento das equipes para construção do protótipo. Essa regulamentação possibilita melhor avaliação do projeto do protótipo.

Este motor é de leve, de fácil manuseio e manutenção, por isso é utilizado em bombas de água, geradores de energia, cortadores de grama, entre outros.

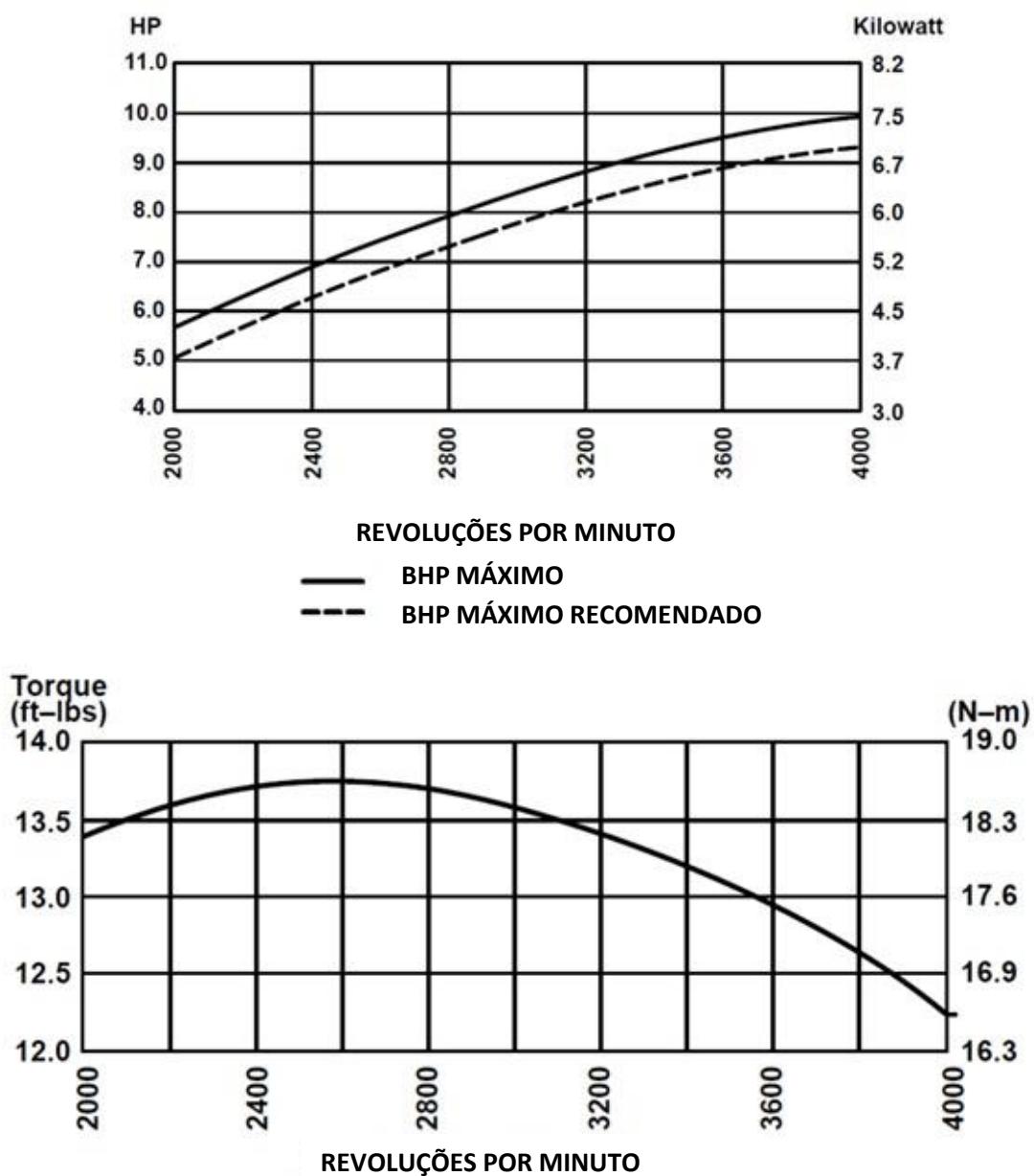
Coletam-se as especificações do motor utilizado no site do fabricante:

- Tipo do motor: 1 cilindro, 4 tempos, refrigerado a ar, OHV (Motor com válvula no cabeçote)

- Potência Bruta: 10,0 HP @ 3600 rpm
- Cilindrada: 306 cc
- Diâmetro do cilindro: 82,0 mm
- Curso: 52,0 mm
- Peso: 25,0 kg

No site, pegou-se também as curvas de potência e torque do motor, mostrados na Figura 4.

Figura 4 – Curvas de potência e torque do motor



Fonte: Performance Data – INTEK OHV 305

## 2.2 Cinemática

### 2.2.1 Momento de inércia

O momento de inércia ou inércia rotacional, comumente simbolizado por  $I$ , é a resistência ao movimento de um corpo à aceleração angular, assim como a massa é resistência à aceleração linear.

Ela é definida como a integral do momento em relação a um eixo de todos os elementos de massa infinitesimais que compõe o corpo. Por exemplo, o momento de inércia do corpo da Figura 5 em relação ao eixo z será:

$$I_z = \int r^2 dm \quad (1)$$

Onde  $r$  é a distância perpendicular do ponto arbitrário de massa até o eixo z. Nota-se que esse cálculo variará de acordo com a localização eixo escolhido. Para casos gerais é utilizado o eixo no qual a peça girará.

Figura 5 – Exemplo para calculo momento de inércia



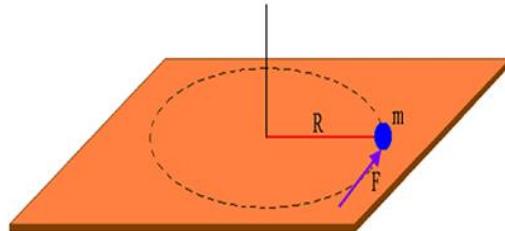
Fonte: HIBBLER, *Dinâmica: Mecânica para Engenharia* (2011)

### 2.2.2 Torque

O torque é a representação da Segunda Lei de Newton para sistemas em rotação, ou seja, em movimento circular. De acordo com a Segunda Lei, quando se aplica uma força em um corpo com

massa, este ganha uma aceleração. Para exemplificar, usa-se um corpo em movimento simples, como mostrado na Figura 6.

Figura 6 – Exemplo para formulação do torque.



Fonte: <http://brasilescola.uol.com.br/fisica/sistema-rotacao-momento-inercia.htm>

Pela Segunda Lei de Newton, tem-se que:

$$F = m \times a = m \times \frac{dv}{dt} \quad (2)$$

Para um movimento circular, a velocidade escalar é o produto da velocidade angular pelo raio da trajetória.

$$F = m \times \frac{d(\omega \cdot R)}{dt} \quad (3)$$

Depois se multiplica pelo raio dos dois lados da equação:

$$F \times R = m \times R^2 \times \frac{d\omega}{dt} \quad (4)$$

Nota-se que  $m \cdot R^2$  é o momento de inércia nesse caso, então chega-se a fórmula do torque:

$$T = I \times \alpha \quad (5)$$

### 3. METODOLOGIA

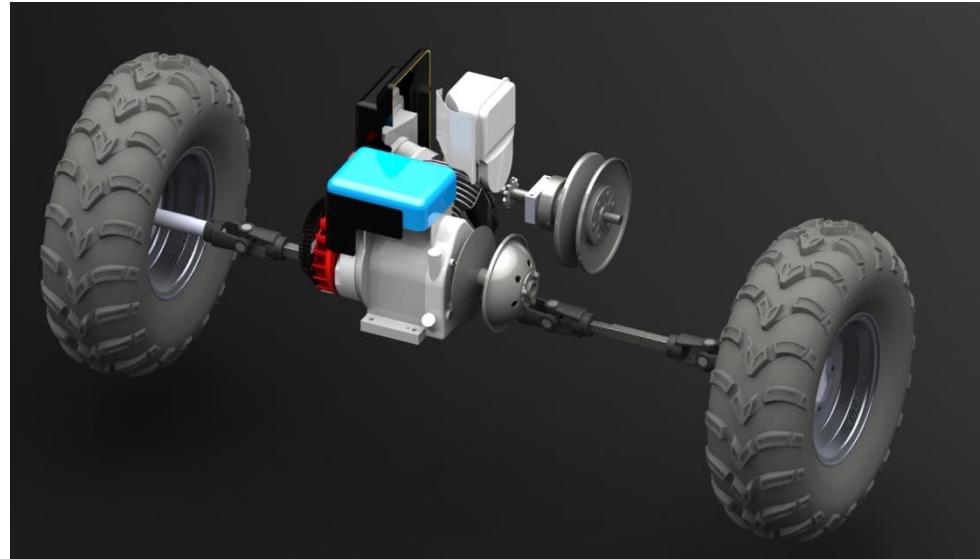
#### 3.1 Dados para calculo

Para atingir o objetivo proposto é necessário o calculo de uma relação pinhão-coroa fixa. Ela definirá a velocidade máxima, o tempo de aceleração e o espaço percorrido para obtenção da velocidade máxima. O sistema de transmissão foi modelado no software de desenho CAD SolidWorks 2016, conforme mostrado na Figura 7.

Estipula-se a massa total pela soma da massa do protótipo,  $M_{prot}$ , obtido por meio da pesagem na competição nacional de 2012, e a massa do piloto,  $M_{piloto}$ :

$$\begin{aligned} M_{\text{prot}} &= 192 \text{ kg} \\ M_{\text{piloto}} &= 60 \text{ kg} \end{aligned} \quad \left. \begin{aligned} M_{\text{total}} &= 252 \text{ kg} \end{aligned} \right\}$$

Figura 7 – Sistema de transmissão em SolidWorks 2016



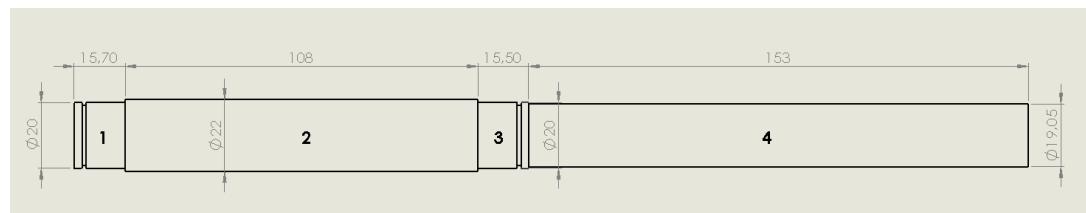
Fonte: Elaborado pelo autor

Inicialmente, precisa-se das inercias rotacionais dos componentes que giram no sistema. Devido a complexidade de geometria de alguns componentes, fez-se um estudo inicial comparando as inercias rotacionais dadas pelo SolidWorks e calculadas pela fórmula, usaremos o eixo motor, mostrado na Figura 8.

Para o calculo teórico divide-se em quatro partes de diâmetros iguais e soma no final. Usaremos o calculo da inercia rotacional para cilindros.

$$I_r = \rho 2\pi h \int_0^R r^3 dr = \rho \frac{\pi}{2} R^4 h \quad (6)$$

Figura 8 – Desenho 2D do eixo motor com cotas em milímetros



Fonte: Elaborado pelo autor

Para os cálculos, mostrados na Tabela 1, considera-se o eixo de aço AISI 1045, então a massa específica é 7850 kg/m<sup>3</sup>.

Tabela 1 – Calculo da inercia rotacional eixo motor

Parte	Comp. (m)	Raio (m)	Massa esp (kg/m <sup>3</sup> )	Inercia teórica (kg.m <sup>2</sup> )
1	0,0157	0,01	7850	1,93592793295837e-6
2	0,108	0,011	7850	1,94977290036681e-5
3	0,0155	0,01	7850	1,91126643062769e-6
4	0,153	0,009525	7850	1,55289074625910e-5
			Total	3,88738308298451e-5

Fonte: Elaborado pelo autor

Então a inercia rotacional calculada é 3,88738308298451e-5 e a inercia dada pelo SolidWorks é de 3,88697e-05. Uma diferença de 4,1308298451e-9, aproximadamente, 0,01% de erro.

Nota-se que o erro percentual do valor obtido no software e o calculado é baixo, podendo ser utilizado o valor do software para efeitos de cálculos aproximados, valores mostrados na Tabela 2.

Tabela 2 – Tabela de inercias rotacionais obtidas no SolidWorks 2016

Componente	Inércia rotacional (kg.m <sup>2</sup> )
Aro	0,027137389
Pneu	0,373736771
CVT Movida	0,018813802
CVT Motora	0,013805843
Eixo Motor	3,88697E-05
Eixo Movido	2,3167E-05
Cruzeta	0,019373587
Semi Eixo	0,002410418
Cardan Ext	0,001276536
Cardan Int	0,002265346
Disco de Freio	0,001372773
Flange da coroa	0,003224346

Fonte: Elaborada pelo autor

Já para os conjunto pinhão-coroa, define-se o pinhão com 9 dentes e a coroa variável de acordo com a relação fixa utilizada. Considera-se também a norma da corrente ANSI 08A-1. Os valores de inercia rotacional das coroas estão mostrados na Tabela 3.

- $I_{pinhão} = 8,7961E-08 \text{ kg.m}^2$

Tabela 3 – Tabela de inercias rotacionais das coroas.

Nº Dentes	Inercia rotacional (kg.m <sup>2</sup> )
68	0,003538653
72	0,004458124
77	0,005846748
81	0,007172953
86	0,009133948
90	0,010972131
95	0,01364463
99	0,01611216
104	0,01965045
108	0,022876817
113	0,027450336
117	0,030504575

Fonte: Elaborado pelo autor

Pegam-se os valores de coeficiente de arrasto, resistência ao deslocamento e eficiências da CVT e do sistema pinhão-coroa na literatura especializada:

$$Cx = 0,6$$

$$\Omega = 0,02$$

$$\eta_{pc} = 0,97$$

$$\eta_{cvt} = 0,8$$

Aproxima-se a área frontal do protótipo pela soma da projeção no plano frontal do chassi com a corta-fogo, mostrado na Figura 9, e duas vezes a do pneu.

$$a = 1.0762329 \text{ m}^2$$

Além disso, consideram-se os pneus dianteiros e traseiros com diâmetro de 0,533 m.

Figura 9 – Chassi com corta-fogo



Fonte: Elaborado pelo Autor

### 3.1.1 Calculo de Inércias equivalentes

Em posse desses dados pode-se calcular as inércias equivalentes ao eixo traseiro utilizando as equações abaixo:

$$Im_{trans} = M_{total} \times (R_{tras})^2 \quad (7)$$

$$Im_{rotd} = (I_{rod} + I_{pneu} + I_{fr}) \times 2 \times \left( \frac{R_{tras}}{R_{diant}} \right) \quad (8)$$

$$Im_{rott} = (I_{rod} + I_{pneu} + I_{fr} + I_{sem}) \times 2 + I_{coroa} \quad (9)$$

$$Im_{eixoint} = (I_{cvtmov} + I_{eixomot}) \times r_{pc}^2 \quad (10)$$

$$Im_{total} = Im_{trans} + Im_{rotd} + Im_{rott} + Im_{eixoint} \quad (11)$$

Calculam-se os valores que não dependem da relação do conjunto pinhão-coroa:

$$Im_{trans} = 17,897607 \text{ kg.m}^2$$

$$Im_{rotd} = 0,804493867 \text{ kg.m}^2$$

Porém, as inércias equivalentes do eixo da roda traseira, do eixo intermediário e total são dependentes da relação de transmissão final, ou seja, dependente do número de dentes da coroa, então se analisa individualmente cada caso e colocou-se na Tabela 4:

Tabela 4 – Inercias equivalentes

Dentes da coroa	Relação	$Im_{rott}$	$Im_{eixoint}$	$Im_{total}$
68	7,5556	0,858684292	1,075335094	20,63612025
72	8,0000	0,859603763	1,205565988	20,76727062
77	8,5556	0,860992387	1,378819588	20,94191284
81	9,0000	0,862318592	1,525794453	21,09021391
86	9,5556	0,864279587	1,719978018	21,28635847
90	10,0000	0,86611777	1,883696856	21,45191549
95	10,5556	0,868790269	2,098810386	21,66970152
99	11,0000	0,871257799	2,279273196	21,85263186
104	11,5556	0,874796089	2,515316691	22,09221365
108	12,0000	0,878022456	2,712523473	22,2926468
113	12,5556	0,882595975	2,969496933	22,55419378
117	13,0000	0,885650214	3,183447687	22,77119877

Fonte: Elaborado pelo autor

### 3.1.2 Equação da curva de torque do motor

Antes dos cálculos necessita-se de informações do torque do motor, para isso utiliza-se a curva de torque disponibilizado pelo fabricante para tirar 21 pontos, da Tabela 5, e plotar em um gráfico com o auxílio do Matlab, mostrado na Figura 10.

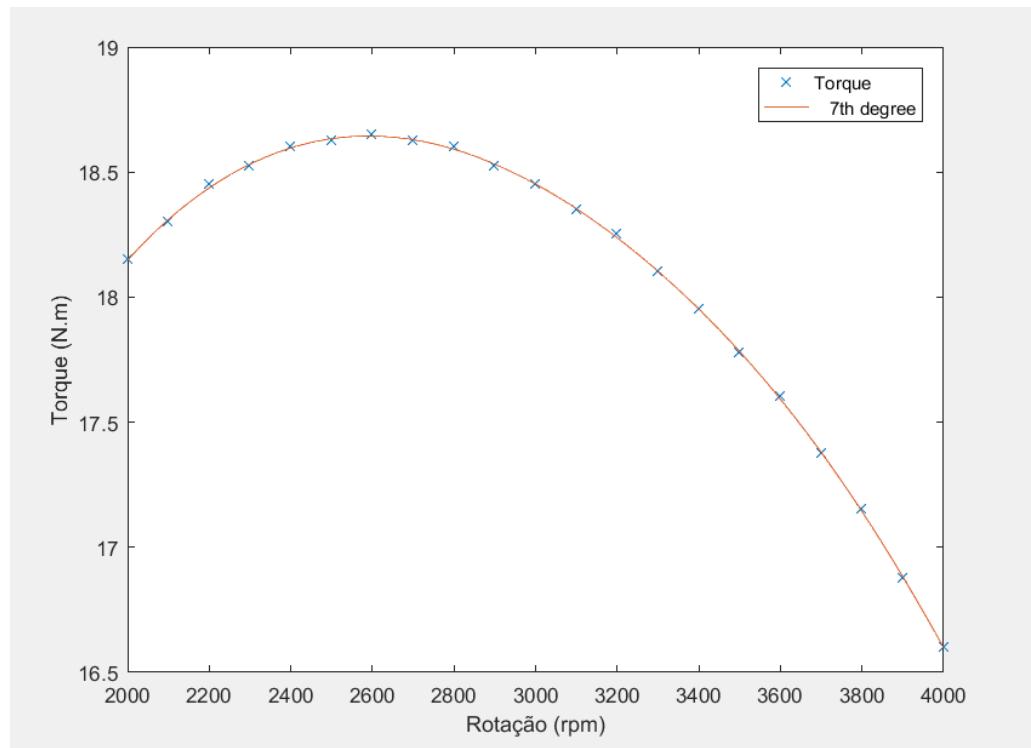
Tabela 5 – Valores de torque do motor

Rotação (rpm)	Torque (N.m)
2000	18,15
2100	18,3
2200	18,45
2300	18,525
2400	18,6
2500	18,625
2600	18,65
2700	18,625
2800	18,6
2900	18,525
3000	18,45
3100	18,35
3200	18,25
3300	18,1
3400	17,95
3500	17,775

3600	17,6
3700	17,375
3800	17,15
3900	16,875
4000	16,6

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 10 – Curva de torque no Matlab



Fonte: Elaborada pelo autor

Aproxima-se a curva de torque no software por meio de um polinômio do 7º grau, mostrado na Equação 12:

$$y = 7,2843E^{-23} \cdot x^7 - 1,4937E^{-18} \cdot x^6 + 1,2963E^{-14} \cdot x^5 - 6,1812E^{-11} \cdot x^4 + 1,6583E^{-7} \cdot x^3 - 0,00029834 \cdot x^2 + 0,28572 \cdot x - 102,53 \quad (12)$$

### 3.1.3 Equação de relação da CVT Comet 780

Assim como a equação de torque do motor, a equação de relação da CVT Comet 780 também é muito importante nos cálculos posteriores.

Para fazer a curva de relação foi utilizado um estudo feito por Renato Cardoso, André Boiteux e Sueyser Sathler, onde foi colocado o motor em um dinamômetro e foi tirada a rotação do motor na polia movida e na polia motora da CVT, e, desse modo, achado a relação de velocidade em relação à rotação do motor.

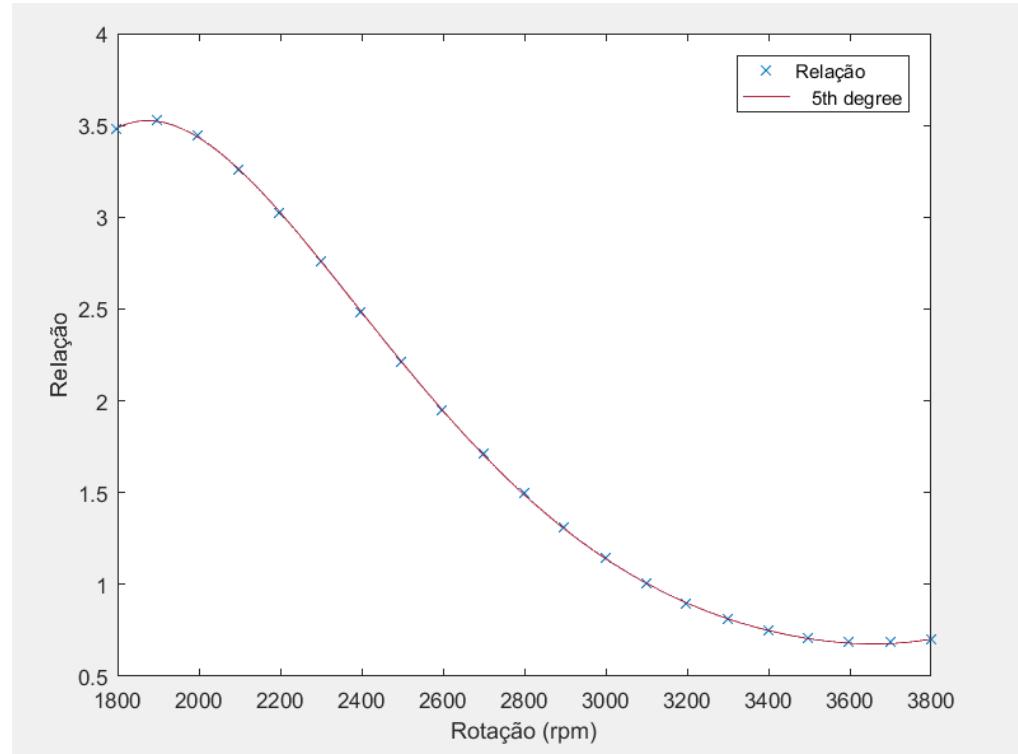
Utiliza-se os 21 pontos, da Tabela 6, para a plotar o gráfico da relação da CVT, mostrado na Figura 11, com o auxilio do Matlab.

Tabela 6 – Valores da relação da CVT

Rotação (rpm)	Relação
1800	3,48
1900	3,528
2000	3,439
2100	3,258
2200	3,021
2300	2,754
2400	2,478
2500	2,206
2600	1,947
2700	1,709
2800	1,494
2900	1,305
3000	1,142
3100	1,005
3200	0,894
3300	0,808
3400	0,745
3500	0,706
3600	0,687
3700	0,685
3800	0,697

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 11 – Curva da relação da CVT Comet 780 no Matlab



Fonte: Elaborado pelo autor

Aproxima-se a curva da relação da CVT por um polinômio, assim com a de torque, porém dessa vez utiliza-se o 5º grau, mostrado na Equação 13.

$$y = 4,417E^{-16} \cdot x^5 - 6,966E^{-12} \cdot x^4 + 4,3577E^{-8} \cdot x^3 - 0,00013394 \cdot x^2 + 0,19905 \cdot x - 110,19 \quad (13)$$

Equação 1 – Aproximação da curva da relação da CVT

### 3.2 Memória de cálculo

#### 3.2.1 Velocidade Máxima

Considera-se o valor para a rotação máxima 3800 RPM e relação da CVT, 0,697. Para o cálculo da velocidade utiliza-se equação abaixo, onde se considera somente a rotação do motor e a relação de transmissão do pinhão-coroa e da CVT e eficiência das mesmas.

$$V\left(\frac{km}{h}\right) = \frac{Rpm \times 2\pi \times R_{tras} \times 3,6 \times \eta_{cvt} \times \eta_{pc}}{r_{cvt} \times r_{pc} \times 60} \quad (14)$$

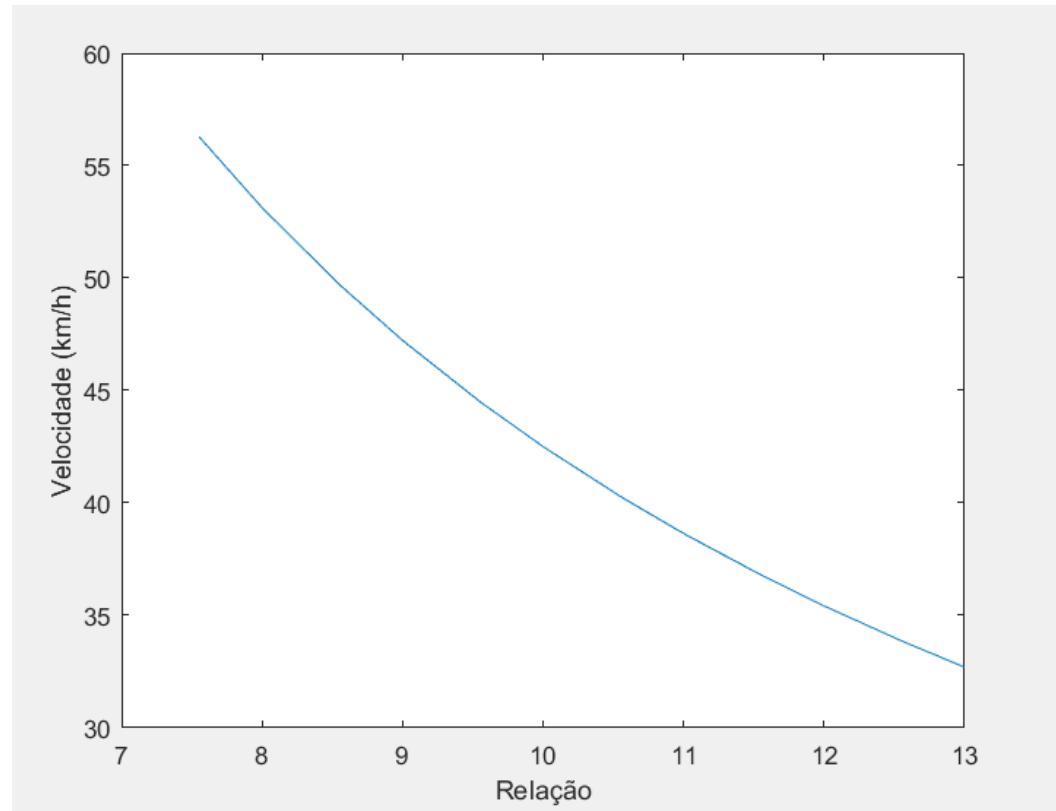
Com o auxilio do Matlab calcula-se a velocidade de 12 relações para o conjunto pinhão-coroa, começando com 7,5 e variando 0,5 até chegar a 13, valores calculados encontram-se na Tabela 7. Depois, plota-se esses valores em um gráfico, mostrado na Figura 12.

Tabela 7 – Valores calculados de velocidade final

Relação	Velocidade (km/h)
7,556	56,25673
8	53,13135
8,556	49,68127
9	47,22787
9,556	44,48206
10	42,50508
10,556	40,26797
11	38,64098
11,556	36,78325
12	35,4209
12,556	33,85361
13	32,69622

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 12 – Gráfico da velocidade final no Matlab



Fonte: Elaborada pelo autor

### 3.2.2 Tempo de aceleração

Para os cálculos de tempo e espaço de aceleração necessita-se do torque dinâmico que se calcula pela Equação 15:

$$T_{din} = I \times \alpha = T_{mot} - T_{res} \quad (15)$$

Onde o torque resistente considera-se a resistência ao deslocamento e do ar, calculada pelas Equações 16 e 17.

$$T_{res\ des} = \frac{M_{total} \times g \times \Omega}{r_{pc} \times \eta_{pc} \times r_{cvt} \times \eta_{cvt}} \quad (16)$$

$$T_{res\ ar} = \frac{C_x \times a \times 1,2 \times \frac{V^2}{2}}{r_{pc} \times \eta_{pc} \times r_{cvt} \times \eta_{cvt}} \quad (17)$$

Calcula-se a inércia do sistema pela Equação 18.

$$I_{trans} = \frac{I_{total}}{(r_{pc} \times \eta_{pc} \times r_{cvt} \times \eta_{cvt})^2} + I_{cvtmov} \quad (18)$$

Para o calculo do tempo, utiliza-se uma equação simples de tempo, e substitui-se as variáveis até chegar a Equação 21.

$$t = \frac{\omega}{\alpha} \quad (19)$$

$$\partial t = \frac{I_{trans}}{T_{din}} \times \partial \omega \quad (20)$$

$$t = \int_{rpmi}^{rpmpf} \left( \frac{\frac{I_{total}}{(r_{pc} \times \eta_{pc} \times r_{cvt} \times \eta_{cvt})^2} + I_{cvtmov}}{T_{mot} - \left( \frac{M_{total} \times g \times \Omega}{r_{pc} \times \eta_{pc} \times r_{cvt} \times \eta_{cvt}} + \frac{C_x \times a \times 1,2 \times \frac{Rpm \times 2\pi \times Rtras}{2}}{r_{pc} \times \eta_{pc} \times r_{cvt} \times \eta_{cvt}} \right) \times R} \right) \times \frac{\pi}{30} \times dRpm \quad (21)$$

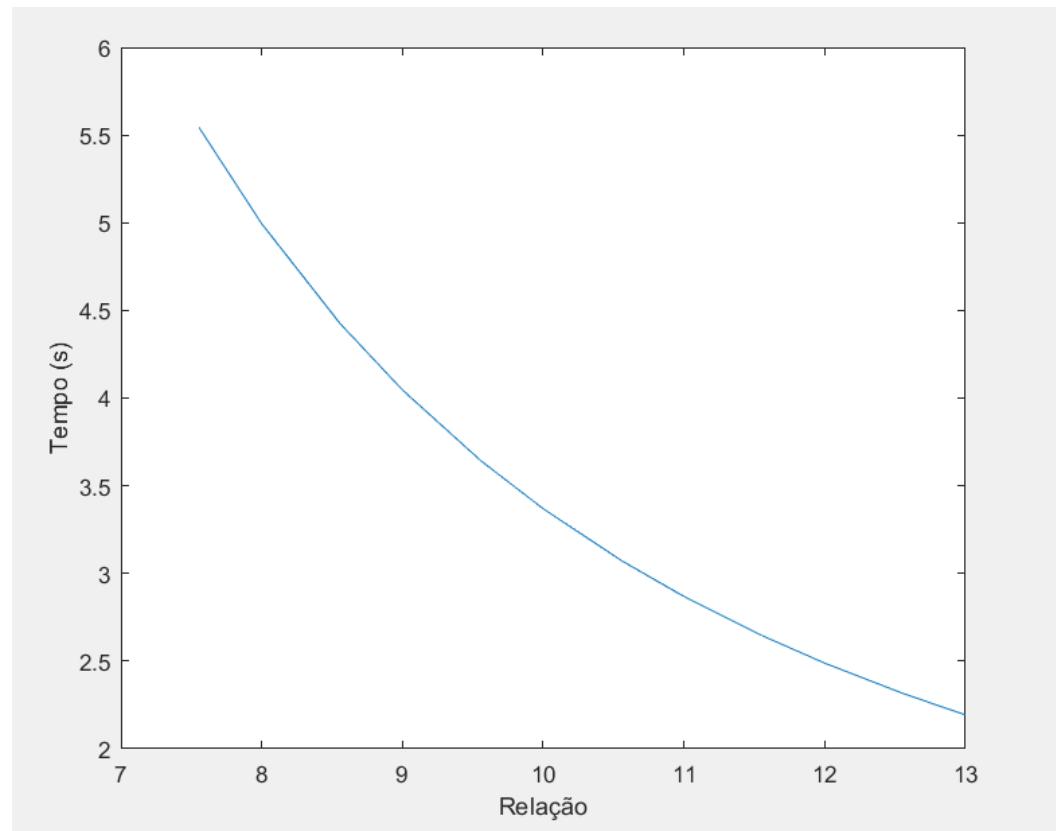
Utilizam-se os mesmo valores de relação do calculo da velocidade máxima do veículo, os valores calculados de tempo de aceleração encontram-se na Tabela 8. Plota-se, com o auxílio do Matlab, um gráfico com os tempos calculados, mostrado na Figura 13. Foi considerada a rotação inicial de 1800 RPM e final de 3800 RPM.

Tabela 8 – Valores calculados de tempo de aceleração

Relação	Tempo (s)
7,556	5,542357
8	4,994422
8,556	4,426467
9	4,046115
9,556	3,643589
10	3,368899
10,556	3,073327
11	2,868535
11,556	2,645162
12	2,488444
12,556	2,315565
13	2,1929

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 13 – Gráfico do tempo de aceleração no Matlab



Fonte: Elaborado pelo autor

### 3.2.3 Espaço de aceleração

Para o cálculo do espaço levado para atingir a velocidade máxima utiliza-se a Equação 23, que é a Equação 21 multiplicada pela velocidade do protótipo:

$$l = V \times t \quad (22)$$

$$l = \int_{r_{pmi}}^{r_{pmf}} \left( \frac{R_{pm} \times 2\pi \times R_{tras} \times \eta_{pc} \times \eta_{pc}}{r_{cvt} \times r_{pc} \times 60} \right) \times \left( \frac{\frac{I_{total}}{(r_{pc} \times \eta_{pc} \times r_{cvt} \times \eta_{cvt})^2} + I_{cvt mov}}{T_{mot} - \left( \frac{M_{total} \times g \times \Omega}{r_{pc} \times \eta_{pc} \times r_{cvt} \times \eta_{pc}} + \frac{C_x \times a \times 1,2 \times \frac{(R_{pm} \times 2\pi \times R_{tras})^2}{r_{cvt} \times r_{pc} \times 60}}{r_{pc} \times \eta_{pc} \times r_{cvt} \times \eta_{cvt}} \right) \times R_{tras}} \right) \times \frac{\pi}{30} \times dR_{pm} \quad (23)$$

Equação 2 – Espaço para atingir a velocidade máxima

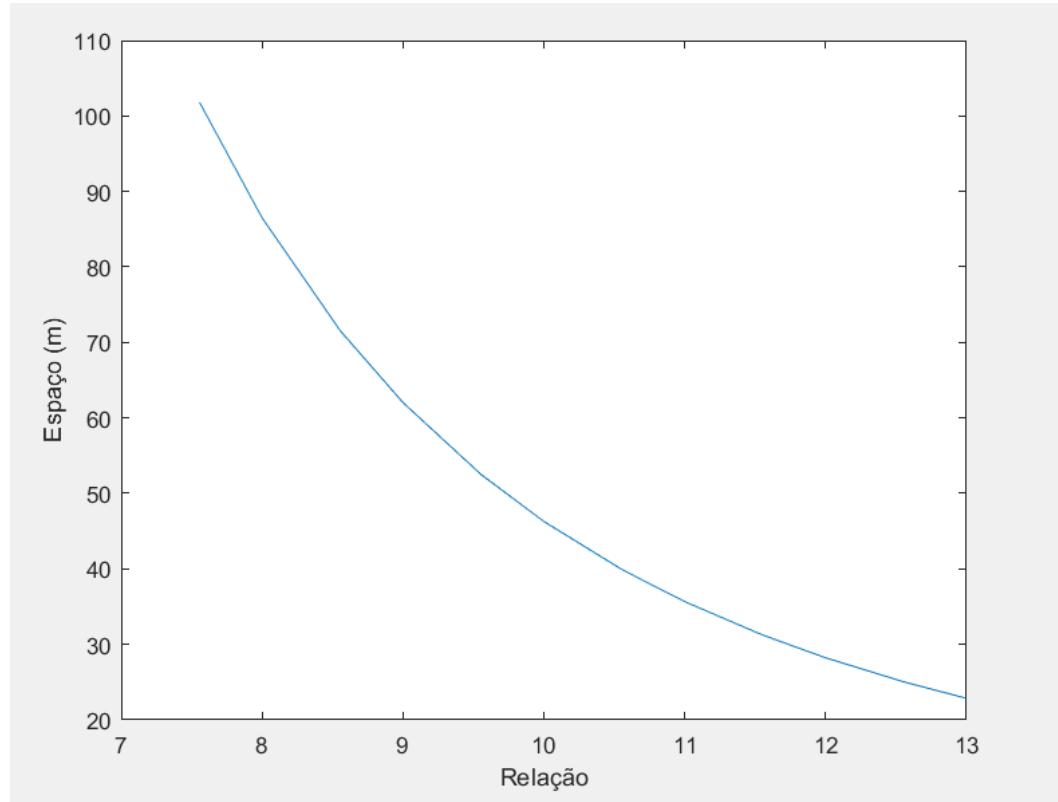
Assim como a velocidade máxima e o tempo de aceleração utiliza-se o Matlab para calcular e plotar o gráfico de espaço para atingir a velocidade final com a relação de velocidade. Os valores calculados estão na Tabela 9 e o gráfico está mostrado na Figura 14. Foi considerado as rotações inicial e final de 1800 RPM e 3800 RPM, respectivamente.

Tabela 9 – Valores calculados do espaço para atingir a velocidade máxima

Relação	Espaço (m)
7,556	101,8262
8	86,50805
8,556	71,52796
9	62,03598
9,556	52,48933
10	46,2835
10,556	39,89978
11	35,66311
11,556	31,22367
12	28,22639
12,556	25,03672
13	22,8509

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 14 – Gráfico do espaço para atingir a velocidade máxima



Fonte: Elaborado pelo autor

### 3.2.4 Força trativa

Para o cálculo da força trativa tem que achar a aceleração do protótipo, no eixo x, que segue a Equação 24, abaixo:

$$a_x = \frac{\frac{T_{mot} \times r_{pc} \times r_{cvt} \times \eta_{pc} \times \eta_{cvt}}{R_{tras}}}{M_{total} + M_r} \quad (24)$$

Logo após usa-se a fórmula da força trativa considerando o torque e relação da CVT para a rotação de 2000 RPM, pois se encontra o maior valor. Isso ocorre devido à grande relação da CVT nessa rotação.

$$F_x = \frac{T_{mot} \times r_{pc} \times r_{cvt} \times \eta_{pc} \times \eta_{cvt}}{R_{tras}} - \left( (I_{mot} + I_{trans}) \times (r_{pc} \times r_{cvt})^2 + I_{eixomov} \times (r_{pc} \times r_{cvt})^2 + I_{rodt} \right) \times \frac{a_x}{R^2} \quad (25)$$

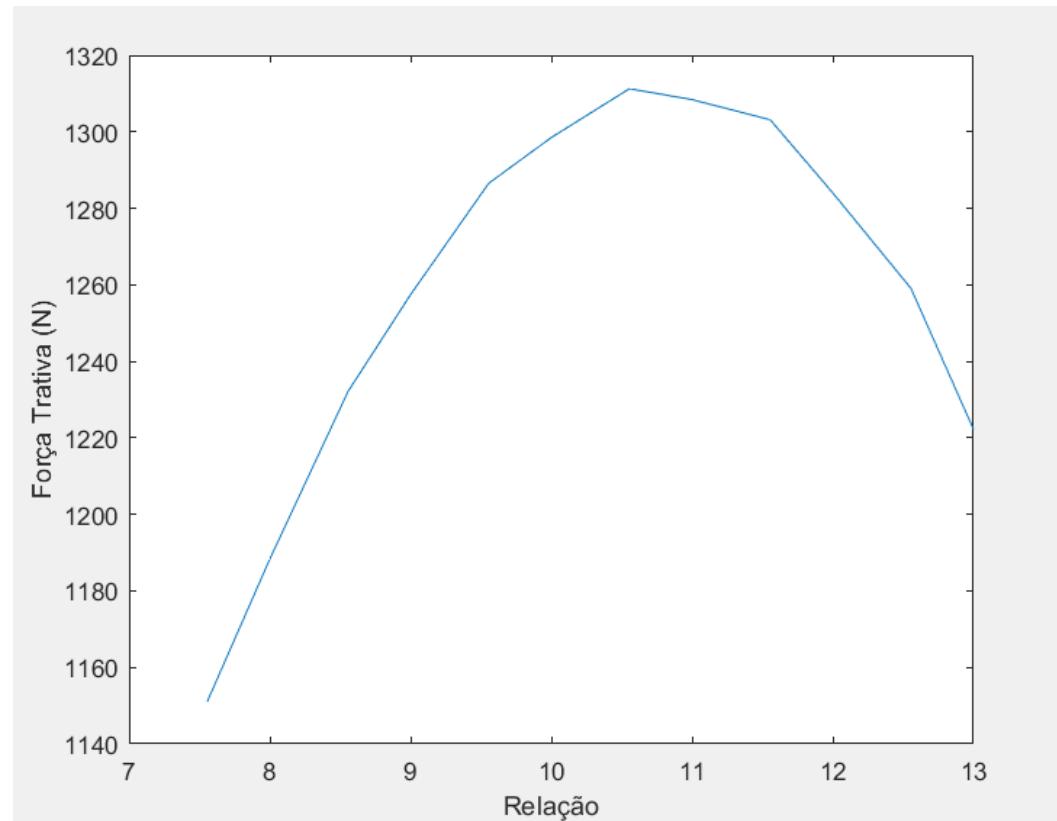
Utiliza-se o Matlab para calcular e plotar o gráfico de força trativa sobre relação de velocidade final assim como os cálculos anteriores. Os valores calculados encontram-se na Tabela 10 e o gráfico plotado é mostrado na Figura 15.

Tabela 10 – Valores calculados de força trativa

Relação	Força (N)
7,556	1151,053
8	1188,311
8,556	1232,097
9	1257,429
9,556	1286,542
10	1298,503
10,556	1311,268
11	1308,411
11,556	1303,151
12	1284,033
12,556	1259,07
13	1222,244

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 15 – Gráfico de força trativa



Fonte: Elaborado pelo autor

## 4. CONCLUSÕES

Primeiramente, nota-se que todas as relações, exceto a de 7,556:1, chega à velocidade máxima antes dos 100m, ou seja, no final da prova a velocidade será a máxima possível do protótipo. Por outro lado, todas as relações maiores ou iguais a 9:1 tem-se a velocidade máxima menor do que 47,7 km/h, valor atingido pela 10<sup>a</sup> equipe colocada na competição de 2014. Logo, excluem-se esses valores da análise, analisando-se somente os valores entre 8:1 e 8,556:1.

Logo após, analisa-se o tempo para atingir 30 metros, para isso usa-se as equações de tempo e espaço. Na do espaço, testa-se várias rotações até achar a rotação onde o espaço atingido seja 30m, aproximadamente. Depois, na do tempo, usa-se a mesma rotação e acha-se o tempo necessário para atingir essa distância. Colocam-se os valores de rotação, espaço, tempo e acrescenta-se a força trativa, para melhorar a comparação, na Tabela 11.

Tabela 11 – Comparaçāo de relação

	<b>8:1</b>	<b>8,556:1</b>
<b>Rotação</b>	3390 rpm	3450 rpm
<b>Espaço</b>	30,1108 m	30,3592 m
<b>Tempo</b>	2,4554 s	2,4737 s
<b>Força Trativa (2000rpm)</b>	1188,3 N	1232,1 N

Fonte: Elaborado pelo autor

Nessa tabela, pode-se ver que em ambas as relações de velocidades o tempo para atingir 30 metros é bem menor do que os 4,61 s do décimo colocado da competição nacional de 2014, e isso pode ter ocorrido devido a alguma inclinação da pista onde foi feita a aferição ou a resistência ao deslocamento pode ser diferente da literatura, como pista levemente molhada ou não ser de asfalto.

Devido a maior necessidade de força para ultrapassar os difíceis obstáculos das outras competições, como “*Suspension and Traction*” e o próprio, Enduro, e o fato do protótipo praticamente não atingir a velocidade máxima em boa parte dessas provas. Escolhe-se a relação maior, ou seja, a relação que gera maior torque, e, consequentemente, maior força e menor velocidade final.

Porém, a coroa do sistema tem 77 dentes e 319,32 mm de diâmetro externo, o que a deixa muito propícia a batidas no chão ou obstáculos da pista, causando um empeno na roda dentada e, consequentemente, constantes desacoplamentos da corrente. Com isso, para utilização de desse sistema de transmissão necessita-se da divisão da relação em dois conjuntos de pinhão-coroa ou projetar uma caixa de redução com a relação de 8,556:1.

## REFERENCIAS

SAE BRASIL. Regulamento Baja SAE Brasil, 2013.

SILVA, D. C. M. **Sistema em rotação – momento de inércia; Brasil Escola**. Disponível em <<http://brasilescola.uol.com.br/fisica/sistema-rotacao-momento-inercia.htm>>. Acesso em julho de 2016.

HIBBELER, R. C. **Dinâmica: mecânica para engenharia**, 12<sup>a</sup> ed. São Paulo; Pearson Prentice Hall, 2011.

HIBBELER, R. C. **Estática: mecânica para engenharia**, 12<sup>a</sup> ed. São Paulo; Pearson Prentice Hall, 2011.

CARDOSO, R. B.; BOITEUX, A. G. L. F.; SATHLER S. S. **Dimensionamento de um conjunto redutor para o veículo mini-baja**. 1999. 73 páginas. TCC (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal Fluminense, Rio de Janeiro-RJ, 1999.

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

JAZAR, R. N. **Vehicle Dynamics - Theory and Application**. Nova York: Springer, 2008

HARRIS, W. **Como funcionam as CVTs; Como Tudo Funciona**. Disponível em <<http://carros.hsw.uol.com.br/cvt.htm>>. Acesso em maio de 2016.

**Baja**; SAE Brasil. Disponível em <<http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil>>. Acesso em abril de 2016.

UFPBaja, **Powertrain**. João Pessoa, 2009.

**Motores I/C**; Briggs & Stratton. Disponível em <<http://www.briggsandstratton.com/lam/pt/rider-mower-engines/ic-engines>>. Acesso em abril de 2016

**APÊNDICE A – ROTINA DE CALCULO DA VELOCIDADE MÁXIMA**

```
clc
clear all
close all

rpc =
[7.55555556;8.00000000;8.55555556;9.00000000;9.55555556;10.00000000;
10.55555556;11.00000000;11.55555556;12.00000000;12.55555556;13.0000
000];
rpm = 3800;
rcvt= 0.697;
r=0.2665;
v=[0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0];
for j=1:12
    v(j,1)=(rpm*2*pi*r*3.6*0.8*0.97)/(60*rcvt*rpc(j,1));
end
v
plot(rpc,v)
```

## APÊNDICE B – ROTINA DE CALCULO DO TEMPO PARA VELOCIDADE MÁXIMA

```

clc
clear all
close all
global m g a icvt o d cx Itotal rpc ncvt ncor
%Dados dos calculos
m=252;
g=9.81;
a=1.0762329;
icvt=0.01881380;
o=0.02;
d=0.533;
cx=0.6;
ncvt=0.8;
ncor=0.97;
t=[0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0];
Itotal=[double(20.63612025);double(20.76727062);double(20.94191284);
double(21.09021391);21.28635847;21.45191549;21.66970152;21.85263186;
22.09221365;22.2926468;22.55419378;22.77119877];
rpc =
[7.55555556;8.00000000;8.55555556;9.00000000;9.55555556;10.00000000;
10.55555556;11.00000000;11.55555556;12.00000000;12.55555556;13.00000000];
0000];
%Equações das curvas de torque e de relação da cvt

for j = 1:12
    fun = @(x) (((((Itotal(j,1)./((rpc(j,1)*(ncvt*ncor)*(4.417e-16*x.^5 - 6.966e-12*x.^4 + 4.3577e-08*x.^3 - 0.00013394*x.^2 + 0.19905*x - 110.19)).^2))+icvt)./((7.2843e-23*x.^7 - 1.4937e-18*x.^6 + 1.2963e-14*x.^5 - 6.1812e-11*x.^4 + 1.7538e-07*x.^3 - 0.00029834*x.^2 + 0.28572*x - 102.53)-
((m*g*o./((rpc(j,1)*(ncvt*ncor)*(4.417e-16*x.^5 - 6.966e-12*x.^4 + 4.3577e-08*x.^3 - 0.00013394*x.^2 + 0.19905*x - 110.19)))+(cx*a*0.6*((x*pi*d/60).^2)./((rpc(j,1)*(ncvt*ncor)*(4.417e-16*x.^5 - 6.966e-12*x.^4 + 4.3577e-08*x.^3 - 0.00013394*x.^2 + 0.19905*x - 110.19))))*(d/2000)))*pi/30));
    t(j,1) = integral(fun,1800,3800,'RelTol',1e-12,'AbsTol',1e-12);
end
t
plot(rpc,t)

```

## APÊNDICE C – ROTINA DE CALCULO PARA O ESPAÇO NECESSÁRIO PARA ATINGIR A VELOCIDADE FINAL

```

clc
clear all
close all
global m g a icvt o d cx Itotal rpc ncvt ncor
%Dados dos calculos
m=252;
g=9.81;
a=1.0762329;
icvt=0.01881380;
o=0.02;
d=0.533;
cx=0.6;
ncvt = 0.8;
ncor = 0.97;
l=[0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0];
Itotal=[double(20.63612025);double(20.76727062);double(20.94191284);
double(21.09021391);21.28635847;21.45191549;21.66970152;21.85263186;
22.09221365;22.2926468;22.55419378;22.77119877];
rpc =
[7.555555556;8.00000000;8.55555556;9.00000000;9.55555556;10.00000000;
10.55555556;11.00000000;11.55555556;12.00000000;12.55555556;13.00000000];
0000];
%Equações das curvas de torque e de relação da cvt

for j = 1:12
    fun = @(x) (pi.*x.*d./(60.*rpc(j,1)*(ncvt*ncor)*(4.417e-16*x.^5
- 6.966e-12*x.^4 + 4.3577e-08*x.^3 - 0.00013394*x.^2 + 0.19905*x
- 110.19))).*((((Itotal(j,1)./(rpc(j,1)*(ncvt*ncor)*(4.417e-16*x.^5
- 6.966e-12*x.^4 + 4.3577e-08*x.^3 - 0.00013394*x.^2 + 0.19905*x
- 110.19)).^2))+icvt)./((7.2843e-23*x.^7 - 1.4937e-18*x.^6 + 1.2963e-14*x.^5
- 6.1812e-11*x.^4 + 1.7538e-07*x.^3 - 0.00029834*x.^2 +
0.28572*x - 102.53)-((m*g*o)./(rpc(j,1)*(ncvt*ncor)*(4.417e-16*x.^5
- 6.966e-12*x.^4 + 4.3577e-08*x.^3 - 0.00013394*x.^2 + 0.19905*x
- 110.19))+(cx*a*0.6*((x*pi*d/60).^2)./(rpc(j,1)*(ncvt*ncor)*(4.417e-16*x.^5
- 6.966e-12*x.^4 + 4.3577e-08*x.^3 - 0.00013394*x.^2 +
0.19905*x - 110.19))))*(d/2000)))*pi/30;
    l(j,1) = integral(fun,1800,3800,'RelTol',1e-12,'AbsTol',1e-12);
end
l
plot(rpc,l)

```

## APÊNDICE D – ROTINA DE CALCULO PARA FORÇA TRATIVA

```

clc
clear all
close all

a
=[4.68103666200000;4.99310577300000;5.30517488400000;5.6172439940000
0;5.92931310500000;6.24138221600000;6.55345132700000;6.8655204380000
0;7.17758954900000;7.48965865900000;7.80172777000000;8.1137968810000
0];
rpc =
[7.55555556;8.00000000;8.55555556;9.00000000;9.55555556;10.00000000;
10.55555556;11.00000000;11.55555556;12.00000000;12.55555556;13.00000
000];
rcvt=3.439;
tm=18.15;
r=0.2665;
n=0.776;
imo=17.897607+0.804493867;
icvt=0.01881380;
irt=[0.858684292000000;0.859603763000000;0.860992387000000;0.8623185
92000000;0.864279587000000;0.866117770000000;0.868790269000000;0.871
257799000000;0.874796089000000;0.878022456000000;0.882595975000000;0
.885650214000000];
ieint=[1.07533509400000;1.20556598800000;1.37881958800000;1.52579445
300000;1.71997801800000;1.88369685600000;2.09881038600000;2.27927319
600000;2.51531669100000;2.71252347300000;2.96949693300000;3.18344768
700000];
fx=[0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0];

for j=1:12
    fx(j,1)= (((tm*rpc(j,1)*rcvt*n)/r)-
    (((imo+icvt)*(rpc(j,1)*rcvt)^2+(ieint(j,1)*rpc(j,1))+irt(j,1))* (a(j,
    1)/(1000*r)) );
end
fx
plot(rpc,fx)

```

## APÊNDICE E – DESENHOS 2D DAS PEÇAS FABRICADAS DO CONJUNTO DE TRANSMISSÃO

