

UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO E MECÂNICA  
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**ADAPTAÇÃO DE UMA TRANSMISSÃO DE MOTO PARA UM  
VEICULO TIPO BAJA**

**Pedro Augusto Coelho Filho**

JUIZ DE FORA

2018

# ADAPTAÇÃO DE UMA TRANSMISSÃO DE MOTO PARA UM VEICULO TIPO BAJA

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Área de conhecimento: Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Alexandre da Silva Scari

JUIZ DE FORA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO E MECÂNICA

2018

Ficha catalográfica elaborada através do Modelo Latex do CDC da UFJF  
com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

Coelho, Pedro Augusto.

ADAPTAÇÃO DE UMA TRANSMISSÃO DE MOTO PARA UM  
VEICULO TIPO BAJA / Pedro Augusto Coelho Filho. – 2018.

72 f. : il.

Orientador: Prof. Dr. Alexandre da Silva Scari

Trabalho de Conclusão de Curso – UNIVERSIDADE FEDERAL DE  
JUIZ DE FORA, DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PRODU-  
ÇÃO E MECÂNICA. CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA  
MECÂNICA, 2018.

1. Veículo Baja. 2. *Powertrain*. 3. Transmissão de moto. I. Scari,  
Alexandre da Silva, II. Título.

# ADAPTAÇÃO DE UMA TRANSMISSÃO DE MOTO PARA UM VEICULO TIPO BAJA

Pedro Augusto Coelho Filho

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado a Faculdade de Engenharia da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em: 19 de Junho de 2018

Por:

---

Orientador: Prof. Dr. Alexandre da Silva Scari

---

Prof. Dr. Raphael Fortes Marcomini

---

Prof. M.Sc. Vitor Mainenti Leal Lopes

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço ao meu professor e orientador, Alexandre da Silva Scari, que me inspirou a aprofundar os estudos em projeto de elementos de máquinas e me deu total suporte para alcançar esses objetivos.

A minha família e amigos que sempre estiveram ao meu lado, me apoiando, durante todos esses anos dedicados aos estudos de engenharia.

Aos meus empregadores que sempre me deram total liberdade, incentivo e apoio para continuar meus estudos enquanto trabalhava, permitindo que sempre pudesse colocar a universidade como prioridade.

Por fim, agradeço a todos aqueles que de alguma forma colaboraram com a minha jornada pelo curso de engenharia mecânica e, principalmente, com esse trabalho.

"Este tem sido um de meus mantras - foco e simplicidade. O simples pode ser mais difícil do que o complexo: é preciso trabalhar duro para limpar seus pensamentos de forma a torná-los simples. Mas no final vale a pena, porque, quando chegamos lá, podemos mover montanhas."

Steve Jobs

## RESUMO

Com objetivo de adaptar uma transmissão de moto em um veículo Baja, selecionando apenas duas marchas para serem utilizadas como modos de direção, foi desenvolvido um estudo comparativo desses parâmetros e verificou-se o custo da adaptação, afirmando a viabilidade do projeto. A comparação da tração e velocidade foi realizada entre a configuração original do veículo e a configuração para cada marcha possível de ser adaptada da moto. Por meio da matriz de decisão, duas destas foram selecionadas para de fato serem adaptadas como modos de direção reduzido e veloz. O orçamento foi baseado no custo de aquisição das peças necessárias para adaptação comparados ao custo de fabricação das mesmas peças de um trabalho semelhante. Finalmente foi apresentado um modelo, baseado nas especificações técnicas disponíveis, para a carcaça da transmissão e a ilustração da configuração proposta para o trem de potência (*powertrain*) do veículo.

**Palavras-chave:** *Powertrain*. Tração máxima. Veículo Baja. Velocidade máxima;

## ABSTRACT

Aiming selecting and adapting a motorcycle transmission for a Baja vehicle by raising its traction and velocity, a comparative study of this parameters was developed and the cost of adaptation was verified, affirming the viability of the project. The traction and velocity comparison was made between the original configuration of the vehicle and each gear configuration adaptable to the motorcycle. Trough the decision matrix, two motorcycle gears were selected to be adapted as reduced and fast direction modes. The budget was based on the acquisition cost of pieces necessary to adaptation and compared to fabrication cost of the same pieces from a similar study. Based on the available technical specifications, a casing model was finally presented along with a illustration of the proposed powertrain configuration for the Baja vehicle.

**Key-words:** Decision matrix. Maximun traction. Maximun velocity. Motorcycle transmission. Powertrain. Transmission ratio. Baja vehicle;



## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Esquema das provas de avaliação dinâmica . . . . .	19
Figura 2 – Curva de torque do motor Briggs & Stratton 10 hp e 305 cc . . . . .	20
Figura 3 – Configuração do <i>powertrain</i> original . . . . .	20
Figura 4 – Velocidade em função da rotação do veículo para relação de transmissão máxima e mínima (relação de transmissão geral) . . . . .	22
Figura 5 – Combinação das características do motor com a relação de transmissão geral . . . . .	23
Figura 6 – Exemplo de diagrama de tração para um carro médio de motor com ignição por faísca . . . . .	23
Figura 7 – Ilustração do conjunto polias-correia de um CVT sob diferentes relações de transmissão: em (a) a relação é de 1:1; a marcha longa (b) possui relação 2,6:1; e a marcha curta (c) possui relação 0,445:1 . . . . .	26
Figura 8 – Diâmetro primitivo de duas engrenagens em contato . . . . .	27
Figura 9 – Redução primária entre o virabrequim e a embreagem de uma moto . . . . .	28
Figura 10 – Eixos primário (à direita) e secundário (à esquerda) de uma transmissão de moto . . . . .	28
Figura 11 – Principais componentes responsáveis pela troca de marcha na moto . . . . .	29
Figura 12 – Transmissão por corrente de roletes . . . . .	29
Figura 13 – Exemplo de aplicação da matriz de decisão: "Desenvolvimento de uma seringa reutilizável com dosagem precisa". . . . .	37
Figura 14 – Fluxograma da metodologia . . . . .	38
Figura 15 – Curva de torque sobre quadricula . . . . .	39
Figura 16 – Configuração do novo <i>powertrain</i> . . . . .	40
Figura 17 – Gráfico de dispersão dos pontos coletados da curva de torque do motor Briggs & Stratton 10 hp e 305 cc . . . . .	45
Figura 18 – Curvas de tração e velocidade do veículo original em função da rotação do motor . . . . .	46
Figura 19 – Curvas de tração em função da velocidade do veículo original . . . . .	47
Figura 20 – Ilustração do modelo proposto para carcaça da transmissão adaptada da moto . . . . .	49
Figura 21 – Desenhos técnicos da transmissão por corrente dimensionada . . . . .	50
Figura 22 – Imagem renderizada do protótipo virtual da transmissão por corrente . . . . .	51
Figura 23 – Curvas de tração do veículo em função da rotação do motor ( $F_Z(n)$ ) para cada marcha adaptada da moto . . . . .	51
Figura 24 – Curvas de velocidade do veículo em função da rotação do motor ( $\nu(n)$ ) para cada marcha adaptada da moto . . . . .	52

Figura 25 – Curvas de tração do veículo em função de sua velocidade ( $F_z(\nu)$ ) para cada marcha adaptada da moto . . . . .	52
Figura 26 – Esquema da configuração da árvore de transmissão adaptada da moto Honda CB 300 . . . . .	55
Figura 27 – Ilustração da transmissão adaptada fixa ao modelo proposto para carcaça	55
Figura 28 – Ilustração da configuração proposta para o novo <i>powertrain</i> do veículo Baja . . . . .	56
Figura 29 – Curvas de tração e velocidade do veículo em função da rotação do motor para cada modo de direção . . . . .	57
Figura 30 – Curvas de tração em função da velocidade do veículo novo . . . . .	57
Figura 31 – Limites de tração e velocidade do veículo novo . . . . .	58

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores de eficiência dos elementos de uma caixa de redução . . . . .	24
Tabela 2 – Capacidade designada de corrente de roletes de fileira única, passo único para uma roda dentada de 17 dentes. . . . .	31
Tabela 3 – Fatores de correção de dentes $K_1$ . . . . .	32
Tabela 4 – Fatores de correção de fileiras $K_2$ . . . . .	32
Tabela 5 – Fator de serviço $K_s$ . . . . .	33
Tabela 6 – Pontos coletados na curva de torque do motor Briggs & Stratton 10hp e 305cc . . . . .	45
Tabela 7 – Especificações gerais do <i>powertrain</i> da moto Honda CB 300 . . . . .	48
Tabela 8 – Potência tabelada calculada para cada quantidade de fileira de correntes	49
Tabela 9 – Relação de transmissão total máxima e mínima para cada marcha adaptada da moto . . . . .	51
Tabela 10 – Tração e velocidade máxima para cada marcha adaptada da moto . . .	53
Tabela 11 – Peso de cada critério para possível seleção do modo reduzido do veículo	53
Tabela 12 – Matriz de decisão: seleção do modo veloz do veículo . . . . .	54
Tabela 13 – Especificações do motor e das relações de transmissão das motos de 1000 cc . . . . .	72
Tabela 14 – Especificações do motor e das relações de transmissão das motos abaixo de 1000 cc . . . . .	72

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANSI	<i>American National Standards Institute</i>
CVT	<i>Continuously Variable Transmission</i>
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>

## LISTA DE SÍMBOLOS

$C$	Distância entre os centros das rodas dentadas [m]
$C_p$	Distância entre os centros das rodas dentadas em passo
$d$	Diâmetro primitivo [m]
$d_{coroa}$	Diâmetro primitivo da coroa [m]
$d_{pinhão}$	Diâmetro primitivo do pinhão [m]
$D_{aro}$	Diâmetro do aro do pneu [m]
$D_{nom}$	Diâmetro nominal do pneu [m]
$F_Z$	Tração do veículo [kN]
$F_{Z,máx}$	Tração máxima do veículo [kN]
$h$	Vida da corrente [hr]
$H_{pneu}$	Altura do pneu [m]
$i$	Relação de transmissão
$i_{corrente}$	Relação de transmissão por corrente
$i_{CVT}$	Relação de transmissão do CVT
$i_{engrenagem}$	Relação de transmissão da engrenagem
$i_{primária}$	Relação de transmissão da engrenagem primária da moto
$i_{total}$	Relação de transmissão total do <i>powertrain</i>
$K_1$	Fator de correção para o número de dentes da roda dentada motora
$K_2$	Fator de correção para o número de fileiras de corrente
$K_r$	Fator de correção para o número (ANSI) da roda dentada
$K_s$	Fator de serviço
$L_p$	Comprimento da corrente em passo
$L_{pneu}$	Largura do pneu [m]
$n$	Rotação [rpm]

$n_1$	Rotação da roda dentada motora [rpm]
$n_d$	Fator de projeto
$n_{entrada}$	Rotação de entrada [rpm]
$n_{motor}$	Rotação do motor [rpm]
$n_{saída}$	Rotação de saída [rpm]
$N$	Número de dentes
$N_1$	Número de dentes da roda dentada motora
$N_2$	Número de dentes da roda dentada movida
$N_{coroa}$	Número de dentes da coroa
$N_{pinhão}$	Número de dentes do pinhão
$p$	Passo da corrente [mm]
$P_{pneu}$	Pressão dos pneus [bar]
$Q_{frontal}$	Carga máxima no eixo dianteiro [kg]
$R_d$	Raio dinâmico dos pneus [m]
$R_s$	Raio estático dos pneus [m]
$T$	Torque [N.m]
$T_{entrada}$	Torque de entrada [N.m]
$T_{moto}$	Torque do motor da moto [N.m]
$T_{motor}$	Torque do motor [N.m]
$T_{primário}$	Torque no eixo primário da moto [N.m]
$T_{saída}$	Torque de saída [N.m]
$W$	Potência [kW]
$W_a$	Potência admissível pela corrente [kW]
$W_{nom}$	Potência nominal da transmissão por corrente [kW]
$W_{rolete}$	Potência limitada pelo rolete da corrente [kW]

$W_t$	Potência transmitida pela corrente [kW]
$W_{tab}$	Potência limite tabelada para a corrente [kW]
$\Delta R$	Deformação do pneu para carga máxima [m]
$\eta$	Eficiência da transmissão [%]
$\eta_{corrente}$	Eficiência da transmissão por corrente [%]
$\eta_{CVT}$	Eficiência da transmissão continuamente variável [%]
$\eta_{engrenagem}$	Eficiência da transmissão por engrenagens [%]
$\eta_{geral}$	Eficiência geral do <i>powertrain</i> [%]
$\nu$	Velocidade do veículo [km/h]
$\nu_{m\acute{a}x}$	Velocidade máxima do veículo [km/h]
$\omega$	Velocidade angular [rad/s]
$\omega_{coroa}$	Velocidade angular da coroa [rad/s]
$\omega_{entrada}$	Velocidade angular de entrada [rad/s]
$\omega_{pinh\~{a}o}$	Velocidade angular do pinhão [rad/s]
$\omega_{saída}$	Velocidade angular de saída [rad/s]

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO . . . . .</b>	<b>16</b>
1.1	Contextualização . . . . .	16
1.2	Objetivos . . . . .	16
1.2.1	Objetivo geral . . . . .	16
1.2.2	Objetivos específicos . . . . .	17
1.3	Organização do trabalho . . . . .	17
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA . . . . .</b>	<b>18</b>
2.1	A Competição Baja SAE Brasil . . . . .	18
2.1.1	Premissas de projeto . . . . .	18
2.1.2	Tipos de avaliações . . . . .	18
2.1.3	A equipe Rampage Baja UFJF . . . . .	20
2.2	Trem de potência ( <i>Powertrain</i> ) . . . . .	21
2.3	Transmissão Continuamente Variável . . . . .	25
2.4	Transmissão por engrenagem e redução de moto . . . . .	26
2.5	Transmissão por corrente de Rolete . . . . .	29
2.6	Matriz de decisão . . . . .	34
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA . . . . .</b>	<b>38</b>
3.1	Parametrização do <i>powertrain</i> original . . . . .	38
3.2	Seleção e adaptação de uma transmissão de moto . . . . .	40
3.3	Dimensionamento da transmissão por corrente . . . . .	40
3.4	Parametrização das alternativas de redução . . . . .	41
3.5	Seleção dos modos de direção . . . . .	42
3.6	Análise do custo da adaptação . . . . .	44
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E ANÁLISES . . . . .</b>	<b>45</b>
4.1	Curvas do <i>powertrain</i> original . . . . .	45
4.2	Moto selecionada e adaptação da transmissão . . . . .	47
4.3	Dimensionamento da transmissão por corrente . . . . .	48
4.4	Curvas do <i>powertrain</i> para as marchas da moto . . . . .	50
4.5	Marchas selecionadas para adaptação . . . . .	53
4.6	Curvas do novo <i>powertrain</i> . . . . .	56
4.7	Orçamento e comparação de custo . . . . .	59



<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES . . . . .</b>	<b>60</b>
5.1	Sugestões para trabalhos futuros . . . . .	61
	<b>REFERÊNCIAS . . . . .</b>	<b>63</b>
<b>I</b>	<b>APÊNDICE</b>	<b>64</b>
A	CÁLCULOS . . . . .	65
<b>II</b>	<b>ANEXO</b>	<b>70</b>
A	TERMO DE AUTENTICIDADE . . . . .	71
B	ESPECIFICAÇÕES DAS MOTOS PLEITEADAS . . . . .	72

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Contextualização

Criado em 1976 na Universidade da Carolina do Sul, Estados Unidos, sob direção do Dr. John F. Stevens, o projeto Baja SAE (sigla inglesa para Sociedade dos Engenheiros Automotivos) propõe aos estudantes de engenharia o desafio de desenvolver um protótipo de veículo *off-road* para competição (SAE-BRASIL, 2010). A iniciativa permite a aplicação dos conhecimentos teóricos num projeto que engloba desde a concepção até a construção do produto, aproximando o estudante da realidade laboral.

Organizada no Brasil pela SAE BRASIL desde 1994, a competição consiste na avaliação comparativa dos projetos de equipes vinculadas a uma Instituição de Ensino Superior e pode ocorrer a nível regional, nacional e internacional. Segundo as premissas estabelecidas pela SAE, o protótipo deve ser monoposto, robusto, seguro, de fácil transporte, de simples manutenção e operação e que vise à comercialização ao público entusiasta.

Dentre as avaliações especificadas pelo regulamento da SAE estão as provas de aceleração e velocidade máxima, que avaliam a capacidade do veículo de transmitir potência útil na forma de aceleração e velocidade, e as provas de tração ("*Pull Track*" e "*Suspension and Traction*"), que avaliam a capacidade do veículo transmitir torque para as rodas. A demanda pela troca de marcha do veículo, de acordo com necessidade do piloto para realização das provas, motiva a instalação de uma caixa de redução com duas relações de transmissão.

Por outro lado, o custo de fabricação desse mecanismo é alto, sobretudo pela influência dos preços relacionados a serviços (Mandarino; Gonçalves, 2014) que representa 81,5% do custo total do projeto. Parte do cotidiano das equipes de competição em geral, a busca por projetos com menor custo possível é uma premissa básica da engenharia moderna. Portanto é necessário a busca por alternativas à fabricação de peças caras, quando possível, para permitir alocação de recursos em áreas essenciais.

## 1.2 Objetivos

### 1.2.1 Objetivo geral

Selecionar e adaptar uma transmissão de moto para um veículo Baja, na configuração "CVT - transmissão por engrenagens - transmissão por correntes", de modo que esta tenha mais tração e mais velocidade final do que a configuração CVT - transmissão por correntes" e que seja financeiramente viável para a equipe Baja.

### 1.2.2 Objetivos específicos

- Determinar as necessidades relacionadas ao powertrain do veículo Baja;
- Pesquisar opções viáveis de transmissões de moto, e selecionar a melhor opção de acordo com os requisitos de projeto (adaptação ao veículo Baja);
- Selecionar as duas relações de marcha de interesse, contando com o posterior isolamento das demais;
- Dimensionar uma transmissão por correntes compacta de modo a conectar a saída da caixa de transmissão às duas rodas traseiras do veículo;
- Análise de custo e viabilidade econômica da adaptação.

### 1.3 Organização do trabalho

O Capítulo 2 apresenta a revisão bibliográfica do tema abordado. Inicialmente é feita uma contextualização geral sobre a competição Baja SAE Brasil, suas premissas e avaliações; e a apresentação da equipe objeto de estudo. Posteriormente discorre-se sobre o trem de potência, seguido da explanação de seus elementos: transmissão continuamente variável, por engrenagens e por corrente. A revisão bibliográfica termina explicando o conceito de matriz de decisão.

A metodologia se encontra no Capítulo 3, onde se propõe uma forma de parametrizar a configuração original e nova de forma a compará-las. Além disso apresenta as restrições para seleção da transmissão da moto, projeto de dimensionamento da transmissão por corrente, critérios de seleção dos pares de marchas utilizados e base para análise de custo.

Os resultados obtidos com a metodologia traçada estão no Capítulo 4, onde são discutidos de forma crítica e comparativa. As informações obtidas e tratadas com a análise de resultado embasam as conclusões tiradas com o trabalho e são encontradas no Capítulo 5, onde também se encontram as sugestões para projetos futuros.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 A Competição Baja SAE Brasil

#### 2.1.1 Premissas de projeto

Desafiadas a desenvolver um protótipo, desde a concepção até a construção, as equipes representantes de suas respectivas Instituições de Ensino Superior competem anualmente por meio de avaliações comparativas de seus projetos. Ocorrendo no Brasil em nível regional, nas chamadas Etapa Sul, Sudeste e Nordeste; ou em nível nacional, na chamada Competição Baja SAE BRASIL, essas equipes devem construir um protótipo de veículo *off-road*, vencendo terrenos acidentados sob qualquer condição climática, e que atenda as seguintes premissas (SAE-BRASIL, 2010):

- Ser monoposto;
- Ser robusto
- Ser seguro;
- Visar comercialização ao público entusiasta e não profissional;
- Ser de fácil transporte;
- Possuir manutenção e operação simples.

Também se destaca no regulamento da competição a responsabilidade da equipe para com a viabilidade financeira de seu projeto e a forma de levantar fundos para tal, além da não utilização de mão-de-obra especializada em nenhuma etapa, com exceção da fabricação do chassi.

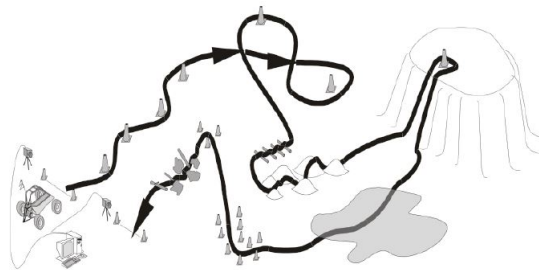
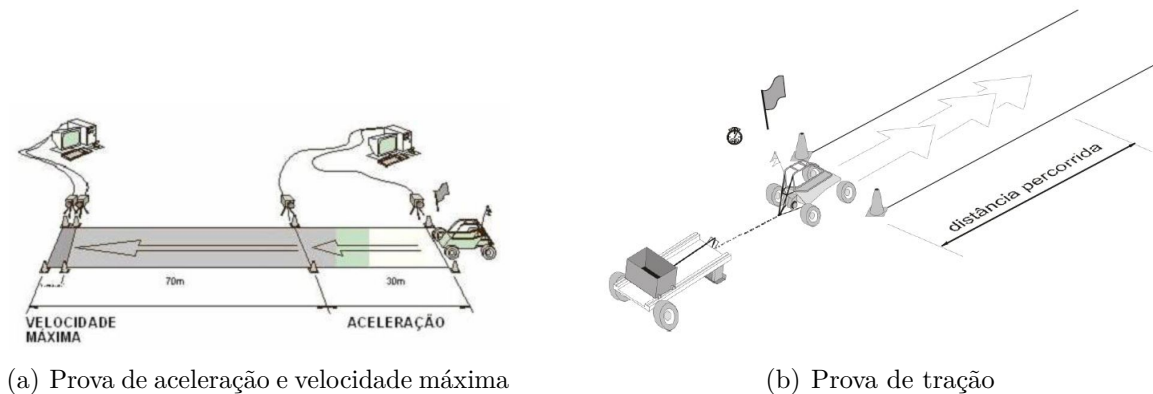
#### 2.1.2 Tipos de avaliações

Segundo regulamento da SAE-BRASIL (2010), a estrutura da competição é subdividida em avaliações estáticas, que somam 350 pontos, e avaliações dinâmicas, que somam 650 pontos. Nas avaliações estáticas os projetos passam por uma inspeção técnica e de segurança, verificação do motor e avaliação do projeto, onde as duas primeiras são requisitos para aprovação ou reprovação, podendo haver dedução de pontos. Quanto às avaliações dinâmicas, foco deste trabalho, são subdivididas em cinco provas: aceleração, velocidade máxima, tração, *suspension and traction* (do inglês, "suspensão e tração") e enduro de resistência.

As provas de aceleração e velocidade máxima são realizadas em conjunto (Figura 1(a)) e em duas rodadas de tomadas de dados, para que o melhor resultado seja selecionado para a base de cálculo da pontuação. A primeira parte consiste na tomada do tempo da passagem do veículo, largando parado, por 30 metros de uma trajetória reta e plana. Após essa marca, dá-se início à segunda parte, que mede a maior velocidade que o protótipo pode alcançar numa distância de 70 metros da mesma trajetória.

Com objetivo de avaliar a capacidade de redução do veículo, a prova de Tração consiste no reboque de um trenó (“*Eliminator Skid*”) pelo veículo (Figura 1(b)). A medida que o veículo se movimenta a carga do trenó aumenta até impedir o movimento, encerrando a avaliação. Também relacionada a redução do veículo, a prova *Suspension and Traction* testa a capacidade de manobra e tração ao impor um percurso repleto de sinuosidades e obstáculos (Figura 1(c)). O resultado dessa prova define a ordem de largada do Enduro de Resistência, onde os veículos completam voltas em uma pista *off-road* durante um período de tempo.

Figura 1 – Esquema das provas de avaliação dinâmica



(c) Prova de *Suspension and Traction*

Fonte: SAE-BRASIL (2010)

### 2.1.3 A equipe Rampage Baja UFJF

Fundada em 2010, a equipe Rampage da Universidade Federal de Juiz de Fora vem ampliando suas conquistas na cena nacional e participou da competição regional de 2017 com o veículo alvo do estudo. Como característica principal, seu veículo possui um motor Briggs & Stratton, 4 tempos, monocilíndrico e com 10 hp de potência a 305 cc, especificado pela SAE-BRASIL (2010) e padronizado para todas as equipes. A Figura 2 contém a curva do torque em função da rotação do motor.

Figura 2 – Curva de torque do motor Briggs & Stratton 10 hp e 305 cc



Fonte: Adaptado de Stratton (2017)

A equipe fica livre para tomar as demais decisões relacionadas ao projeto do veículo, especificando-as em sua ficha técnica. A configuração do veículo posto em funcionamento na competição regional de 2017 conta com uma Transmissão Continuamente Variável (CVT, sigla em inglês) Comet 780 associado a duas transmissões por corrente (relação de transmissão fixa) como mostra o esquema da figura 3. Dessa forma as relações de transmissão total máxima e mínima do *powertrain* são 28,790 e 5,350 respectivamente, considerando as relações máxima e mínima do CVT.

As demandas das equipes de forma geral voltam-se para um melhor desempenho nas provas, num processo de constante aprimoramento. Dessa forma, após experiência

Figura 3 – Configuração do *powertrain* original



Fonte: Elaborado pelo autor

com as competições recentes, busca-se soluções que permitam maiores valores de tração ao veículo para determinadas provas e maiores velocidades para outras. Já existem projetos que orientam estudos nesse sentido, como o caso de Mandarino & Gonçalves (2014) que projetou e fabricou todo o sistema de transmissão por engrenagens que permite duas reduções, uma enfatizando a tração e outra a velocidade.

## 2.2 Trem de potência (*Powertrain*)

O trem de potência (*powertrain*) do veículo é a combinação de elementos mecânicos responsáveis por transmitir potência (Equação 2.1) do motor para as rodas, convertendo torque. Composto por motor, embreagem, transmissão e diferencial, a conversão ocorre pela associação das relações de transmissão de cada elemento, como aponta Naunheimer *et al.* (2011), que resulta na relação de transmissão total (Equação 2.2).

$$W = T \omega = T (2 \pi n) \quad (2.1)$$

$$i_{total} = \prod_{Powertrain} i \quad (2.2)$$

Nas equações 2.1 e 2.2,  $T$  é o torque,  $\omega$  é a velocidade angular e  $i$  é a relação de transmissão dos objetos de estudo. Veículos cuja transmissão não ocorre por meio de conversores de torque hidrodinâmicos possuem o contato entre o motor e a transmissão realizado pela embreagem que possui redução igual a 1 (Naunheimer *et al.*, 2011). Já a redução das caixas de marcha em geral engloba a relação de transmissão do par de engrenagens da marcha e uma redução final que aumenta o torque na saída da caixa.

Ao falar em relação de transmissão diferente de 1 fala-se também em conversão de velocidade e torque, sendo estas três grandezas correlatas. A relação de transmissão é calculada pela equação 2.3, segundo Naunheimer *et al.* (2011), e seu rearranjo fornece a conversão de rotação (Equação 2.4). Aplicando a equação 2.1 na conversão de rotação podemos calcular a conversão de torque (Equação 2.5).

$$i = \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{saída}} = \frac{2\pi n_{entrada}}{2\pi n_{saída}} = \frac{n_{entrada}}{n_{saída}} \quad (2.3)$$

$$n_{saída} = \frac{n_{entrada}}{i} \quad (2.4)$$

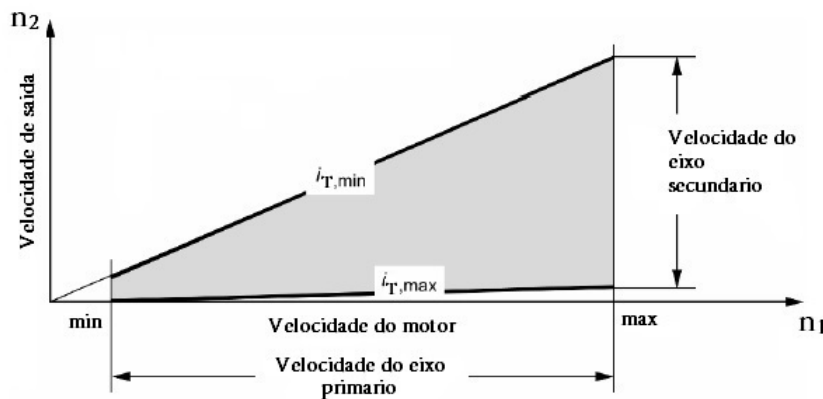
$$T_{saída} = i T_{entrada} \quad (2.5)$$

Nas equações 2.3 e 2.5,  $\omega_{entrada}$  e  $\omega_{saída}$  são as velocidades angulares de entrada e saída, respectivamente;  $n_{entrada}$  e  $n_{saída}$  são as rotações enquanto  $T_{entrada}$  e  $T_{saída}$  tratam-se dos torques de entrada e saída. Para tanto,

- $i > 0$ : transmissão de rotação para mesma direção;
- $i < 0$ : transmissão de rotação para direções opostas;
- $|i| > 1$ : redução da relação de transmissão;
- $|i| < 1$ : alongamento da relação de transmissão.

Na seleção da melhor redução para a potência do motor devemos lançar mão da razão entre a máxima e mínima relação de transmissão, denominada relação de transmissão geral (Naunheimer *et al.*, 2011). A figura 4 apresenta as curvas de velocidade em função da rotação do motor para relação de transmissão máxima e mínima, sendo a área compreendida entre elas o campo operacional do sistema que varia de acordo com a relação de transmissão geral.

Figura 4 – Velocidade em função da rotação do veículo para relação de transmissão máxima e mínima (relação de transmissão geral)



Fonte: Adaptada de Naunheimer *et al.* (2011, p.103)

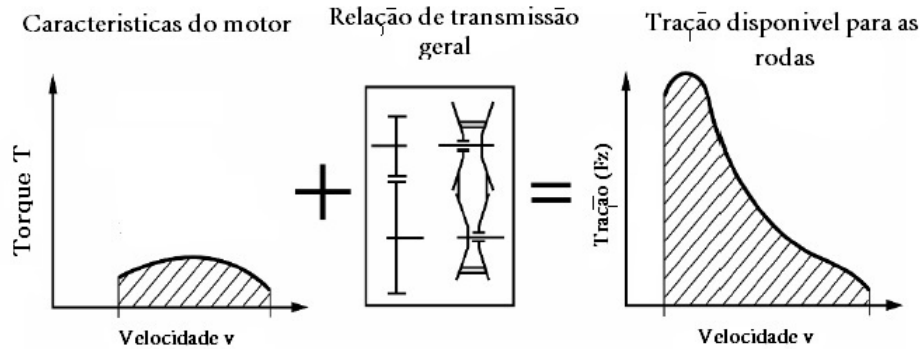
A combinação da relação de transmissão com as características do motor (potência, rotação e torque) resulta na faixa de possíveis trações do veículo em função de sua velocidade, como esquematiza a figura 5. A tração e a velocidade do veículo em função da rotação do motor são dadas pelas equações 2.6 e 2.7, respectivamente.

$$F_Z(n) = \frac{T(n) i_{total}}{R_d} \eta_{geral} \quad (2.6)$$

$$\nu(n) = \frac{3,6 \pi n R_d}{30 i_{total}} \quad (2.7)$$



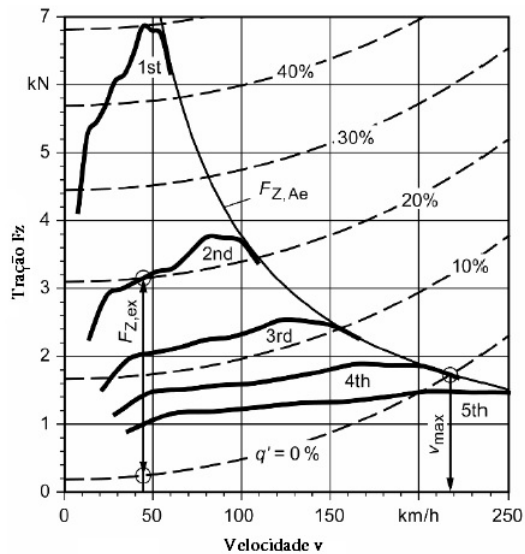
Figura 5 – Combinação das características do motor com a relação de transmissão geral



Fonte: Adaptada de Naunheimer *et al.* (2011, p.115)

Nas equações 2.6 e 2.7,  $T(n)$  é o torque do motor em função de sua rotação  $n$ ,  $\eta_{geral}$  a eficiência geral do *powertrain* e  $R_d$  o raio dinâmico do pneu. Assim é possível traçar as curvas de tração para cada relação de transmissão (Figura 6), indicando a intensidade que a tração varia a medida que o veículo ganha velocidade em cada marcha.

Figura 6 – Exemplo de diagrama de tração para um carro médio de motor com ignição por faísca



Fonte: Adaptada de Naunheimer *et al.* (2011, p.117)

A eficiência da relação de transmissão geral do *powertrain* refere-se a perda de potência ocorrida em cada elemento da transmissão, calculada através da razão entre a potência que chega nas rodas e que sai do motor. Os principais elementos de transmissão, como apresenta Naunheimer *et al.* (2011), possuem sua eficiência individual padrão tabelada. Portanto, de forma mais direta, podemos obter o valor da eficiência geral do *powertrain* a partir do produto das eficiências individuais de cada elemento da transmissão (Equação 2.8).

$$\eta_{geral} = \prod_{Powertrain} \eta \quad (2.8)$$

Na equação 2.8,  $\eta$  é a eficiência individual de cada tipo de transmissão contida no *powertrain* analisado e pode ser encontrada na tabela 1.

Tabela 1 – Valores de eficiência dos elementos de uma caixa de redução

Tipo de caixa de redução		$\eta$ [%]
Par de engrenagens	Engrenagem cilíndrica	99,0 - 99,8
	Engrenagem cônica	90,0 - 93,0
Transmissão mecânica com lubrificação por borrifamento	Veículo de passageiro	92,0 - 97,0
	Veículo comercial	90,0 - 97,0
Transmissão automática com varias reduções	AT, DCT	90,0 - 95,0
	Mecânico	87,0 - 93,0
CVT	Hidrostático	80,0 - 86,0

Fonte: Adaptado de Naunheimer *et al.* (2011, P.67)

O pneu, cujo diâmetro nominal é dado pela equação 2.9, sofre deformação causada pelo seu contato com o solo. A deformação do pneu para carga máxima é calculado, segundo Szente (apud Scari, 2012), pela equação 2.10.

$$D_{nom} = D_{aro} + 2 H_{pneu} \quad (2.9)$$

$$\Delta R = Q_{frontal}^{0,835} (L_{pneu} H_{pneu})^{-0,3} P_{pneu}^{-0,33} 10^{-4} \quad (2.10)$$

Nas equações 2.9 e 2.10,  $D_{aro}$ ,  $H_{pneu}$  e  $L_{pneu}$  são diâmetro do aro, altura e largura do pneu, respectivamente. Estas dimensões são disponibilizadas pelo fabricante.  $Q_{frontal}$  e  $P_{pneu}$  referem-se a carga máxima no eixo dianteiro e a pressão dos pneus. Rearranjando a equação 2.9 podemos calcular a altura do pneu como mostra a equação 2.11.

$$H_{pneu} = \frac{D_{nom} - D_{aro}}{2} \quad (2.11)$$

Consequência da deformação tratada, o raio do pneu deve ser corrigido para o veículo parado e em movimento. Para isso calculamos o raio estático (Equação 2.12) e dinâmico (Equação 2.13), respectivamente, segundo orienta Szente (apud Scari, 2012).

$$R_s = \frac{D_{nom}}{2} - \Delta R \quad (2.12)$$

$$R_d = \left( 1 + \frac{\Delta R}{D_{nom}} \right) \cdot R_s \quad (2.13)$$

### 2.3 Transmissão Continuamente Variável

A transmissão continuamente variável (CVT, do inglês *Continuously Variable Transmission*) é um tipo de transmissão automática que representa uma solução para as finitas marchas oferecidas pela transmissão escalonada. O CVT, com suas infinitas relações de transmissão, pode operar no ponto de maior economia e desempenho (Naunheimer *et al.*, 2011). Além disso, o arranjo dos componentes de forma simples e prática é outra característica positiva do CVT.

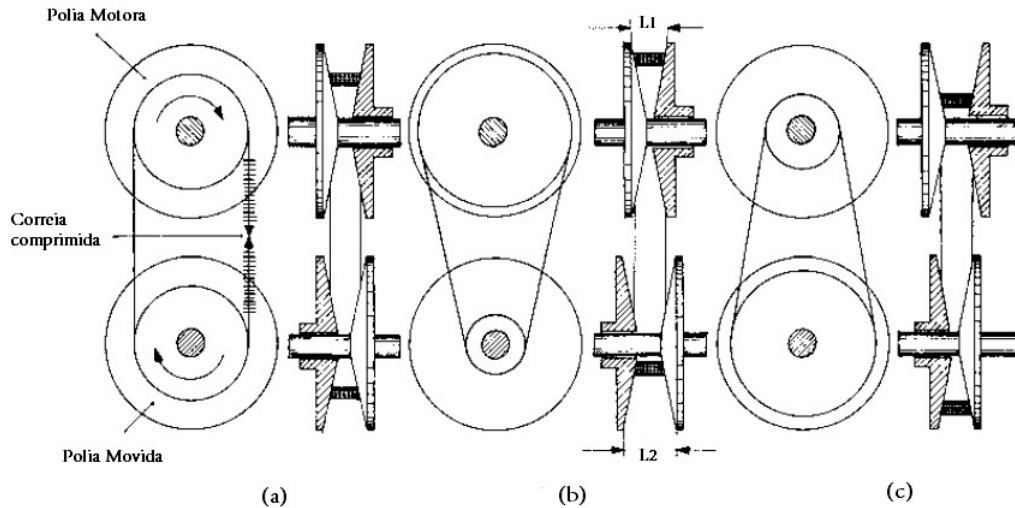
O tipo mais comum de CVT consiste, segundo Heisler (2002), num par de polias de largura variável conectadas por uma correia de aço em v. Essas polias são formadas por dois troncos de cone montados com suas faces superiores voltadas uma para a outra. Um desses troncos de cone é fixo enquanto o outro é ajustável, movimentando-se axialmente por meio de um rolamento linear. Os diâmetros das polias, portanto, são infinitesimalmente variáveis, resultando em infinitas relações de transmissão.

Na figura 7 podemos observar um CVT sob diferentes relações de transmissão, sendo a polia superior motora (entrada) e a polia inferior movida (saída). Em (a) a distância entre os troncos de cone de ambas as polias é a mesma. Após um alongamento da marcha, em (b), os troncos de cone da polia motora estão mais próximos, enquanto os da polia movida estão mais distantes. Por fim, resultado de uma redução de marcha em (c), os troncos de cone da polia motora estão mais distantes, enquanto os da polia movida estão mais próximos.

O diâmetro da polia é inversamente proporcional à distância entre os troncos de cone. Portanto, quando os troncos de cone se aproximam a correia é pressionada e desliza para direção externa da polia que possui diâmetros maiores. Em contrapartida, quando os troncos de cone se afastam permitem a correia deslizar para direção interna da polia, que possui diâmetros menores (Heisler, 2002). Como a correia é contínua e inextensível, ao sofrer com o aumento do diâmetro de uma das polias, força os troncos de cone da outra polia a se separarem, diminuindo seu diâmetro.

Nesse tipo de transmissão a conversão de torque é contínua e sem interrupção do fluxo de potência, podendo explorar uma faixa maior da curva de desempenho do motor (Naunheimer *et al.*, 2011). Desta maneira, o torque e velocidade do motor podem ser selecionados livremente, desde que se encontrem dentro da faixa delimitada pela relação de transmissão geral do CVT.

Figura 7 – Ilustração do conjunto polias-correia de um CVT sob diferentes relações de transmissão: em (a) a relação é de 1:1; a marcha longa (b) possui relação 2,6:1; e a marcha curta (c) possui relação 0,445:1



Fonte: Adaptado de Heisler (2002, p.152)

#### 2.4 Transmissão por engrenagem e redução de moto

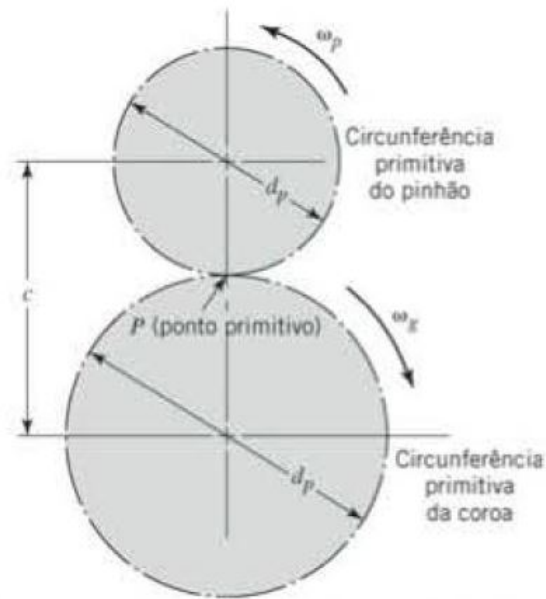
Mais robustas e duráveis, as engrenagens são rodas dentadas que transmitem potência de um eixo para outro (Juvinall; Marshek, 2012). É um elemento que apresenta baixa perda de potência e alto custo, aumentando com as demandas de velocidade, carga e ruído. Em um par de engrenagens, a roda maior é chamada coroa e a roda menor pinhão. Segundo Juvinall & Marshek (2012) a relação entre as velocidades angulares, diâmetros primitivos e número de dentes das engrenagens de dentes retos é calculada pela equação 2.14. Aplicando este conceito na equação 2.3 podemos encontrar a relação de transmissão pelo número de dentes da roda dentada (Equação 2.15).

$$\frac{\omega_{pinhão}}{\omega_{coroa}} = -\frac{d_{coroa}}{d_{pinhão}} = -\frac{N_{coroa}}{N_{pinhão}} \quad (2.14)$$

$$i_{corrente} = -\frac{N_{coroa}}{N_{pinhão}} \quad (2.15)$$

Nas equações 2.14 e 2.15,  $\omega_{coroa}$  e  $\omega_{pinhão}$  são as velocidades angulares da coroa e pinhão, respectivamente. Já  $d_{coroa}$  e  $d_{pinhão}$  são os diâmetros primitivos - delimitados pela circunferência teórica onde ocorre a tangência dos pares engrenados (Figura 8) - enquanto  $N_{coroa}$  e  $N_{pinhão}$  são os números de dentes da coroa e do pinhão. Por girarem em sentidos opostos, as velocidades angulares possuem sinais diferentes, resultando numa razão com sinal negativo. Os principais tipos de engrenagem, segundo Budynas & Nisbett (2011), estão listados a seguir.

Figura 8 – Diâmetro primitivo de duas engrenagens em contato



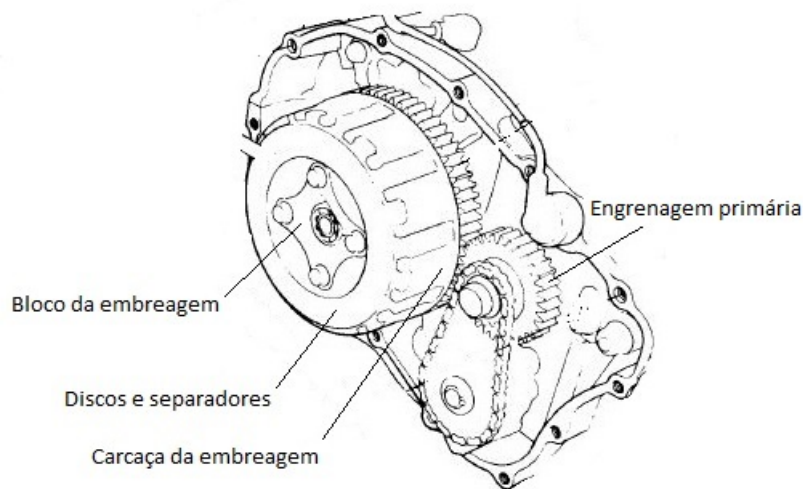
Fonte: Juvinall & Marshek (2012, p.338)

- Engrenagem cilíndrica de dentes retos: possui dentes paralelos ao eixo de rotação. São as mais utilizadas em caixas de redução de moto;
- Engrenagem helicoidal: possui dentes inclinados em relação ao eixo de rotação, podendo ser menos barulhenta, quando aplicada para o mesmo fim que as engrenagens de dente reto, devido ao engajamento mais gradual dos dentes;
- Engrenagem cônica: possui dentes formados em uma superfície cônica para transmitir, principalmente, movimento entre eixos concorrentes.

Segundo Honda (1989) especifica, em uma moto o cilindro, pistão, embreagem e transmissão se organizam dentro de uma mesma carcaça, protegidos em suas respectivas câmaras. A velocidade que sai do motor sofre uma redução primária entre a engrenagem primária do virabrequim e a coroa da embreagem (Figura 9). A embreagem é composta basicamente por uma carcaça (acoplada a coroa), bloco (acoplado ao eixo primário), discos e separadores: a carcaça recebe a potência do motor e transmite para o bloco por meio do contato entre os discos e separadores.

A velocidade que chega no eixo primário da transmissão é reduzida ou aumentada por meio das engrenagens cilíndricas que transmitem potência para o eixo secundário (Figura 10). Por fim uma transmissão por correntes, externa à carcaça, entrega potência do eixo secundário para a roda traseira, sendo esta a redução final do *powertrain* da moto. A montagem dos eixos primário e secundário é feita de forma que os pares engrenados sejam compostos por uma engrenagem com rotação fixa ao eixo e outra com rotação livre. Assim

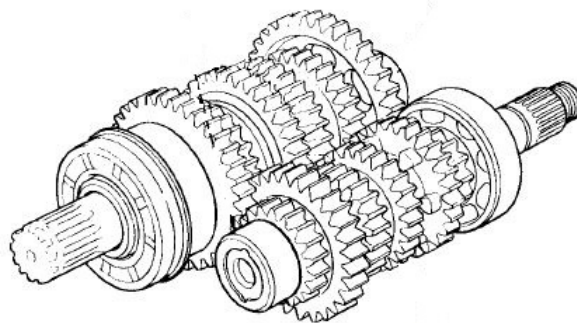
Figura 9 – Redução primária entre o virabrequim e a embreagem de uma moto



Fonte: Adaptado de Honda (1989, p.8-2)

no modo neutro a potência não é transmitida para o eixo secundário. As engrenagens com rotação fixa podem se movimentar longitudinalmente pelo eixo com auxílio do garfo seletor e fazem a troca de marcha ao se acoplar às engrenagens livres, transmitindo sua rotação para o eixo.

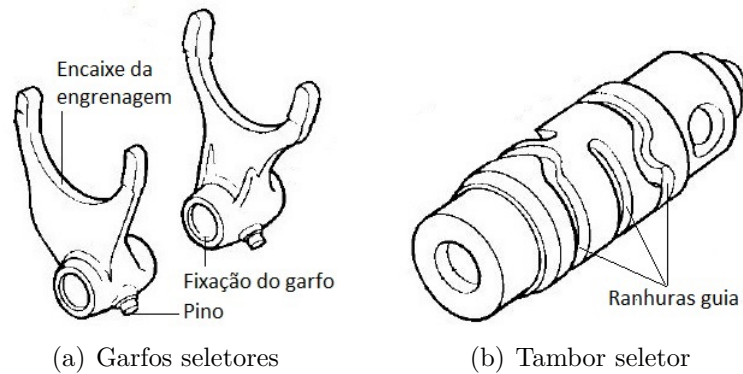
Figura 10 – Eixos primário (à direita) e secundário (à esquerda) de uma transmissão de moto



Fonte: Adaptado de Honda (1989, 9-10)

Os garfos seletores (Figura 11(a)), que se encaixam nas engrenagens fixas, possuem um pino posicionado no interior da ranhura guia do tambor seletor (Figura 11(b)). Ao trocar a marcha da moto, o tambor seletor gira fazendo o pino percorrer a ranhura e, portanto, movimenta o conjunto garfo-engrenagem. A quantidade de garfos varia para cada modelo de moto e são fixados concêntricamente por um eixo paralelo às árvores primária e secundária.

Figura 11 – Principais componentes responsáveis pela troca de marcha na moto



Fonte: Adaptado de Honda (1989, 9-10)

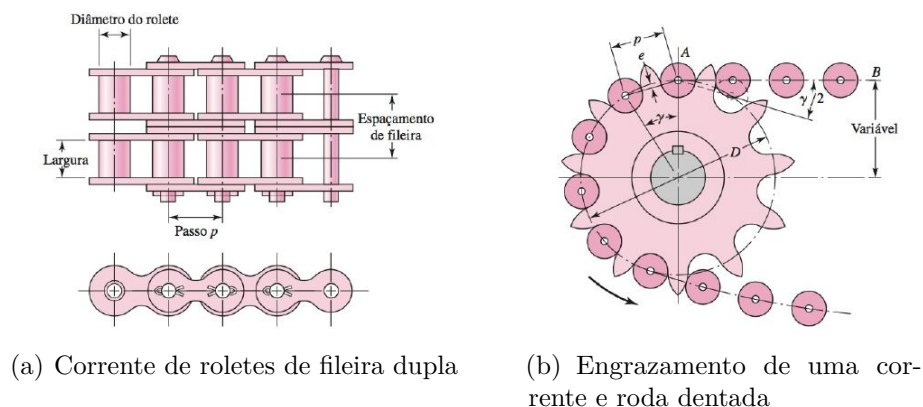
## 2.5 Transmissão por corrente de Rolete

Padronizadas por tamanho pelo Instituto Nacional Americano de Padrões (ANSI, do inglês *American National Standards Institute*), a transmissão por correntes de rolete possui como característica (Budynas; Nisbett, 2011):

- Razão constante, quando não há escorregamento nem fluência;
- Vida longa;
- Capacidade de acionar vários eixos a partir de uma única fonte de potência.

A Figura 12(a), retirada de Budynas & Nisbett (2011), ilustra dimensões importantes da corrente: passo (distância entre os roletes), largura, diâmetro do rolete e espaçamento de fileira. Dependendo dos esforços realizados, estas correntes podem ser manufaturadas com até oito fileiras. Outro elemento que compõe a transmissão é a roda dentada (Figura 12(b)), que pode ser motora ou movida.

Figura 12 – Transmissão por corrente de roletes



Fonte: Budynas & Nisbett (2011)

O diâmetro primitivo é calculado pela equação 2.16, onde  $p$  é o passo da corrente e  $N$  o número de dentes da roda dentada. Budynas & Nisbett (2011) recomenda o mínimo de 17 dentes na roda motora, para operação suave a velocidades moderadas e altas. Além disso, para evitar o uso de elos especiais, é usual um número ímpar de dentes na roda motora e um número par de passos na corrente. Para maior sucesso da transmissão e vida da corrente espera-se uma razão de velocidade de no máximo 6:1.

$$d = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ/N)} \quad (2.16)$$

O passo é padronizado pela ANSI para cada tamanho de corrente. Cada uma destas suporta uma potência máxima tabelada ( $W_{tab}$ ). A tabela 2 apresenta estes limites de potência em quilowatts para cada tamanho ANSI de corrente sob várias rotações da roda dentada motora. Essas potências baseiam-se nas seguintes hipóteses:

- Vida de 15000 horas a carga completa;
- Fileira única;
- Fator de serviço unitário;
- Cem passos no comprimento;
- Lubrificação recomendada;
- Alongamento máximo de 3%;
- Eixos horizontais;
- Duas rodas dentadas de 17 dentes.



Tabela 2 – Capacidade designada de corrente de roletes de fileira única, passo único para uma roda dentada de 17 dentes.

<b>Velocidade da roda dentada (rpm)</b>	<b>25</b>	<b>35</b>	<b>40</b>	<b>41</b>	<b>50</b>	<b>60</b>	<b>80</b>
<b>50</b>	0,04	0,12	0,28	0,15	0,54	0,93	2,15
<b>100</b>	0,07	0,21	0,51	0,28	0,99	1,72	4,01
<b>150</b>	0,10	0,30	0,74	0,42	1,43	2,48	5,78
<b>200</b>	0,12	0,40	0,96	0,53	1,87	3,20	7,46
<b>300</b>	0,17	0,58	1,38	0,75	2,69	4,63	10,82
<b>400</b>	0,22	0,75	1,80	0,98	3,50	6,00	14,00
<b>500</b>	0,28	0,93	2,20	1,20	4,25	7,32	17,00
<b>600</b>	0,33	1,10	2,60	1,42	5,01	8,65	20,10
<b>700</b>	0,37	1,25	2,96	1,63	5,77	9,92	23,10
<b>800</b>	0,42	1,40	3,34	1,84	6,50	11,20	26,10
<b>900</b>	0,46	1,56	3,72	2,04	7,23	12,50	29,80
<b>1000</b>	0,51	1,72	4,10	2,25	7,98	13,65	28,10
<b>1200</b>	0,60	2,04	4,81	2,45	9,40	16,11	21,40
<b>1400</b>	0,69	2,33	5,53	1,95	10,74	13,50	16,90
<b>1600</b>	0,78	2,63	6,24	1,60	9,55	11,00	13,90
<b>1800</b>	0,86	2,93	6,68	1,33	7,98	9,25	11,60
<b>2000</b>	0,95	3,22	5,76	1,13	6,89	7,90	9,92
<b>2500</b>	1,16	3,94	4,11	0,82	4,90	5,64	7,13
<b>3000</b>	1,37	4,20	3,11	0,62	3,78	4,30	5,40

<b>Velocidade da roda dentada (rpm)</b>	<b>100</b>	<b>120</b>	<b>140</b>	<b>160</b>	<b>180</b>	<b>200</b>	<b>240</b>
<b>50</b>	4,11	7,00	10,70	15,60	21,60	28,60	46,10
<b>100</b>	7,70	13,00	20,00	29,20	40,30	53,40	85,80
<b>150</b>	11,00	18,70	29,00	42,00	58,00	76,80	123,80
<b>200</b>	14,30	24,20	37,50	54,40	75,30	100,00	160,40
<b>300</b>	20,70	35,00	54,40	78,30	108,00	144,00	231,30
<b>400</b>	26,80	45,20	70,00	101,50	140,20	185,80	268,00
<b>500</b>	32,70	55,30	85,80	123,80	152,10	165,60	0,00
<b>600</b>	38,60	65,10	94,70	105,20	115,60	126,00	-
<b>700</b>	44,30	66,40	75,30	83,60	91,80	0,00	-
<b>800</b>	47,00	54,30	61,50	68,40	75,30	-	-
<b>900</b>	39,40	45,50	51,50	57,30	63,00	-	-
<b>1000</b>	33,60	38,80	44,00	49,00	53,80	-	-
<b>1200</b>	25,60	29,50	33,50	37,20	0,00	-	-
<b>1400</b>	20,30	23,50	26,50	0,00	-	-	-
<b>1600</b>	18,60	19,30	0,00	-	-	-	-
<b>1800</b>	14,00	16,10	-	-	-	-	-
<b>2000</b>	11,90	0,00	-	-	-	-	-
<b>2500</b>	0,30	-	-	-	-	-	-
<b>3000</b>	0,00	-	-	-	-	-	-

Fonte: Budynas & Nisbett (2011, p.917)

A potência tabelada pode ser calculada, segundo Budynas & Nisbett (2011), a partir da potência nominal que chega na roda dentada motora ( $W_{nom}$ ) pela equação 2.17. Nesta  $K_1$  é o fator de correção para número de dentes da roda dentada motora (Tabela 3),  $K_2$  é o fator de correção para o número de fileiras (Tabela 4),  $K_s$  é o fator de serviço relacionado à fonte de potência e ao acionamento (Tabela 5) e  $n_d$  é o fator de projeto e relaciona-se com seu conservadorismo.

$$W_{tab} = \frac{n_d K_s W_{nom}}{K_1 K_2} \quad (2.17)$$

Quanto maior o número de fileiras, maior a distribuição da potência nominal nas correntes, ou seja, fala-se em menores potências tabeladas, permitindo selecionar correntes menores. Portanto calcula-se a potência tabelada para mais de um  $K_2$  e encontra-se a combinação entre tamanho de corrente e número de fileiras que seja o mais conveniente possível.

Tabela 3 – Fatores de correção de dentes  $K_1$ .

Número de dentes na roda dentada motora	Potência pré-extremo	Potência pós-extremo
11	0,62	0,52
12	0,69	0,59
13	0,75	0,67
14	0,81	0,75
15	0,87	0,83
16	0,94	0,91
17	1,00	1,00
18	1,06	1,09
19	1,13	1,18
20	1,19	1,28
N	$(N_1/17)^{1,08}$	$(N_1/17)^{1,5}$

Fonte: Budynas & Nisbett (2011, p.919)

Tabela 4 – Fatores de correção de fileiras  $K_2$ .

Número de fileiras	$K_2$
1	1,0
2	1,7
3	2,5
4	3,3
5	3,9
6	4,6
8	6,0

Fonte: Budynas & Nisbett (2011, p.919)

Tabela 5 – Fator de serviço  $K_s$ 

<b>Maquinaria Acionada</b>	Característica normal de torque	Torque alto ou não uniforme
<b>Uniforme</b>	1,0 a 1,2	1,1 a 1,3
<b>Choque leve</b>	1,1 a 1,3	1,2 a 1,4
<b>Choque médio</b>	1,2 a 1,4	1,4 a 1,6
<b>Choque intenso</b>	1,3 a 1,5	1,5 a 1,8

Fonte: Budynas & Nisbett (2011, p.908)

A potência admissível (Equação 2.18) refere-se a potência tabelada corrigida para roda dentada motora com número de dentes diferente de 17 e para mais de uma fileira de corrente. Já a potência transmitida (Equação 2.19) é o valor corrigido da potência que chega na roda dentada motora. A admissibilidade da combinação entre tamanho de corrente e número de fileiras ocorre quando a potência transmitida não excede a potência admissível.

$$W_a = K_1 K_2 W_{tab} \quad (2.18)$$

$$W_t = W_{nom} K_s n_d \quad (2.19)$$

Definindo o número da corrente e, portanto, o passo é possível calcular - além do diâmetro primitivo das rodas dentadas - o número de passos da corrente (Equação 2.20), que indica o número de elos utilizados, e a distância entre os centros das rodas dentadas (Equação 2.21). Como ambas as equações são codependentes, arbitra-se uma distância entre centros inicial para se determinar o número de passos da corrente. Este deve ser arredondado para um número inteiro e aplicado na equação 2.21 para encontrar a verdadeira distância entre centros.

$$L_p = \frac{2C}{p} + \frac{(N_1 + N_2)}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C_p} \quad (2.20)$$

$$C = \frac{p}{4} \left[ -A + \sqrt{A^2 - 8 \left( \frac{N_2 - N_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (2.21)$$

Nas equações 2.20 e 2.21,  $N_2$  é o número de dentes da roda dentada movida,  $C_p$  é a distância entre as rodas dentadas dividida pelo passo e  $A$  está relacionado com

o comprimento da corrente em passos, dado por  $A = \frac{N_1+N_2}{2} - L_p$ . Para encontrar o comprimento da corrente em milímetros basta multiplicar  $L_p$  pelo passo.

O número excessivo de horas trabalhadas é o principal motivo das falhas nas correntes, resultado da fadiga e do desgaste do rolete. Segundo o *Chains for Power Transmission and Materials Handling* (1982), publicação da *American Chain Association* (ACA) referenciada por Budynas & Nisbett (2011), a potência limitada pela fadiga dos roletes  $W_{rolete}$  é dada pela equação 2.22. Outra forma de se calcular a potência limitada pelos roletes é dada pela equação 2.23, relacionando-a com o comprimento da corrente em passos.

$$W_{rolete} = \frac{746 K_r N_1^{1,5} \left(\frac{p}{25,4^{0,8}}\right)}{n_1^{1,5}} \quad (2.22)$$

$$W_{rolete} = 746 \left[ K_r \cdot \left(\frac{N_1}{n_1}\right)^{1,5} \cdot \left(\frac{p}{25,4}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{L_p}{100}\right)^{0,4} \cdot \left(\frac{15000}{h}\right)^{0,4} \right] \quad (2.23)$$

Nas equações 2.22 e 2.23,  $N_1$  é o número de dentes da roda dentada motora,  $n_1$  é a sua rotação e  $L_p$  é o comprimento da corrente em passos. A variável  $h$  refere-se a vida e pode ser encontrada rearranjando a equação 2.23, como mostra a equação 2.24.  $K_r$  é o fator de correção para o grupo de rodas dentadas utilizado. Segundo Budynas & Nisbett (2011), os valores de  $K_r$  podem ser:

- $K_r = 29$  para rodas dentadas número 25 e 35;
- $K_r = 3,1$  para rodas dentadas número 41;
- $K_r = 17$  para rodas dentadas número 40 a 240.

$$h = \left[ \frac{746}{W_{rolete}} \cdot \left( K_r \cdot \left(\frac{N_1}{n_1}\right)^{1,5} \cdot \left(\frac{p}{25,4}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{L_p}{100}\right)^{0,4} \cdot 15000^{0,4} \right) \right]^{\frac{1}{0,4}} \quad (2.24)$$

## 2.6 Matriz de decisão

A seleção de conceito, definida por Ulrich & Eppinger (2011) como um processo de convergência, é a etapa onde as alternativas são avaliadas e comparadas com base nas premissas do projeto e nas necessidades dos colaboradores (*stakeholders*). Esse processo pode gerar um conceito dominante a primeira vista ou, como na maioria dos casos, gerar mais de uma alternativa possível. Quando ocorre o segundo caso, os conceitos

selecionados são melhorados ou combinados e passam novamente pelo processo de seleção, recursivamente até que se chegue a apenas uma alternativa.

A importância desse processo está relacionada à sua influência sobre o sucesso do produto, objetividade do projeto e custo de produção. Para isso utiliza-se, dentre outros métodos, a matriz de decisão, que para Ulrich & Eppinger (2011) representa um guia visual para construção de consenso. Normalmente esse método se subdivide em matriz de triagem, que limita o número de conceitos, e matriz de pontuação, onde ocorre uma maior diferenciação das alternativas por meio de pontuação com pesos diferentes. Ambas seguem as etapas:

1. Preparação da Matriz de Seleção;
2. Avaliação os conceitos;
3. Ranking dos conceitos;
4. Combinação e/ou melhora dos conceitos;
5. Seleção de um ou mais conceitos;
6. Reflexão sobre os resultados e processos.

Como limitadora de conceitos, a matriz de triagem é alimentada pelas alternativas do projeto e pelos critérios de escolha, que são definidos com base nas necessidades dos *stakeholders* e nas premissas do projeto, de modo que diferencie as alternativas. Entretanto, por possuírem igual peso, a importância de cada critério não é levada em consideração, sendo este um ponto negativo.

Deve ser selecionada, inicialmente, uma alternativa de referência para as demais serem pontuadas como “melhor que” (representada pelo sinal +), “igual a” (representada pelo número 0) e “pior que” (representada pelo sinal -). A diferença entre o total de “melhor que” e o total de “pior que” resulta na pontuação final das alternativas, que são ordenadas em um *ranking*. Por meio deste resultado busca-se conceitos que podem ser melhorados ou que se complementam formando um conceito melhor. Obtêm-se, portanto, a diminuição do número de alternativas. A Figura 13(a) é um exemplo de matriz de triagem dado por Ulrich & Eppinger (2011) para um projeto de desenvolvimento de seringa.

Diferente da matriz de triagem, a matriz de pontuação considera o nível de importância de cada critério por meio de um peso percentual particular. O objetivo é selecionar apenas uma alternativa, cujas características superam as demais. Nesse caso a referência de cada critério pode ser encontrada em uma única alternativa, tal qual na matriz de

triagem; ou múltiplas alternativas, de modo que a referência para os critérios se encontrem em mais de uma alternativa.

A pontuação é dada em comparação com a referência, podendo ser “muito pior que” (representada por 1), “pior que” (representada por 2), “igual a” (representado por 3), “melhor que” (representado por 4) e “muito melhor que” (representado por 5). A média ponderada da pontuação de cada critério resulta na pontuação final das alternativas, que são ordenadas em um *ranking*. Apesar de normalmente ser a última etapa, é possível selecionar mais de uma alternativa e repetir os procedimentos tratados. A Figura 13(b) é um exemplo de matriz de pontuação dado por Ulrich & Eppinger (2011) para um projeto de desenvolvimento de seringa, onde os conceitos DF e G+ são resultados da combinação e revisão, respectivamente, dos conceitos da matriz de triagem.

Por ser uma ferramenta multidisciplinar, a matriz de decisão pode atender a diversas situações, como o caso de Bovard & McClead (2015) no projeto de desenvolvimento de uma nova caixa de transmissão de multivelocidades. Durante a triagem da quantidade de velocidades a ser adotada o autor considerou como critério de seleção o peso, o custo e a manufaturabilidade. Quanto ao peso, tem seu valor maior para marchas mais curtas, devido ao tamanho e ao material do engrenamento que suporta maiores torques. Já a manufaturabilidade se refere a capacidade do projeto de ser produzido, ou seja, é um indicador da dificuldade de fabricação que será encontrado ao executar o projeto. Em uma outra matriz de triagem para decisão das relações de transmissão, Bovard & McClead (2015) levou em consideração o desempenho teórico das relações em cada uma das provas da competição, com ênfase nas provas que envolvem colinas.

Figura 13 – Exemplo de aplicação da matriz de decisão: "Desenvolvimento de uma seringa reutilizável com dosagem precisa".

Critério de	CONCEITOS						
	A	B	C	D	E	F	G
Fácil manipulação	0	0	-	0	0	-	-
Fácil de usar	0	-	-	0	0	+	0
Legibilidade	0	0	+	0	+	0	+
Acurácia da medida	0	0	0	0	-	0	0
Durabilidade	0	0	0	0	0	+	0
Fácil manufatura	+	-	-	0	0	-	0
Portátil	+	+	0	0	+	0	0
Soma de '+'	2	1	1	0	2	2	1
Soma de '-'	0	2	3	0	1	2	1
Pontuação	2	-1	-2	0	1	0	0
Rank	1	6	7	3	2	3	3
Continua?	Sim	Não	Não	Combinar	Sim	Combinar	Revisar

(a) Matriz de triagem

Critério de Seleção	Peso	CONCEITOS							
		A		DF		E		G+	
		Ponto	Média	Ponto	Média	Ponto	Média	Ponto	Média
Fácil manipulação	5%	3	0,15	3	0,15	4	0,2	4	0,2
Fácil de usar	15%	3	0,45	4	0,6	4	0,6	3	0,45
Legibilidade	10%	2	0,2	3	0,3	5	0,5	5	0,5
Acurácia da medida	25%	3	0,75	3	0,75	2	0,5	3	0,75
Durabilidade	15%	2	0,3	5	0,75	4	0,6	3	0,45
Fácil manufatura	20%	3	0,6	3	0,6	2	0,4	2	0,4
Portátil	10%	3	0,3	3	0,3	3	0,3	3	0,3
Pontuação Total		2,75		3,45		3,1		3,05	
Rank		4		1		2		3	
Continua?		Não		<b>Desenvolver</b>		Não		Não	

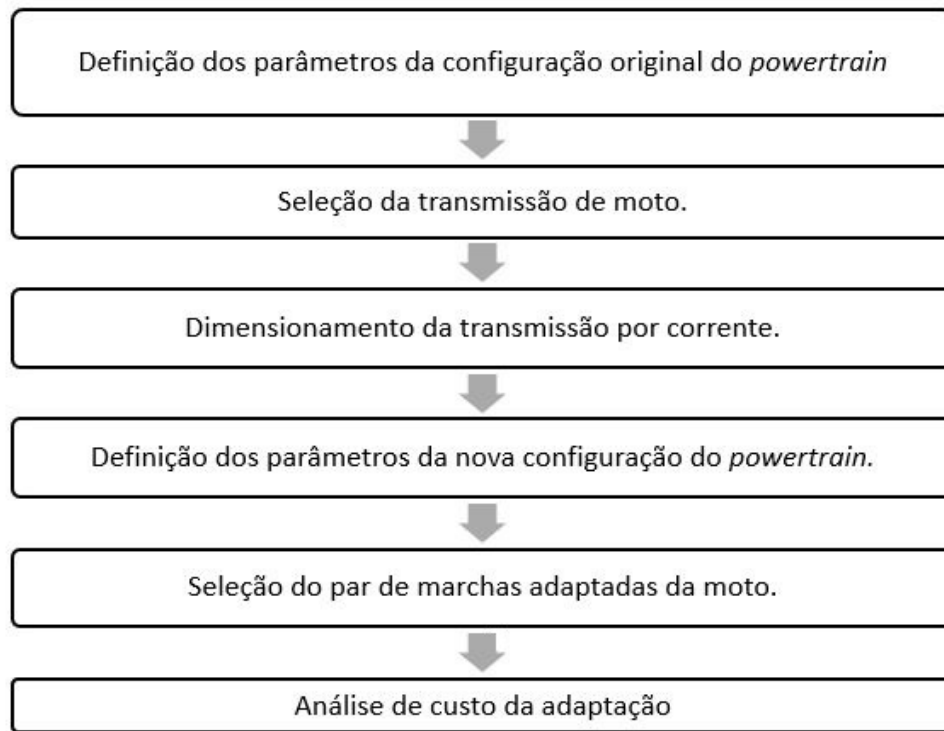
(b) Matriz de pontuação

Fonte: Adaptado de Ulrich & Eppinger (2011)

### 3 METODOLOGIA

A Figura 14 apresenta, de forma simplificada, o fluxograma do método de trabalho para desenvolvimento do projeto.

Figura 14 – Fluxograma da metodologia



Fonte: Elaborado pelo autor

#### 3.1 Parametrização do *powertrain* original

O levantamento de parâmetros delimita o mínimo requerido da nova configuração do *powertrain* para que possa superar, sob a ótica do escopo analisado, a configuração original. Desse modo, posiciona-se como ponto de referência para análise dos resultados obtidos com o projeto. A parametrização tratada passa pela:

- Definição da relação de transmissão total do *powertrain*;
- Definição da curva de torque do motor;
- Cálculo da tração do veículo em função da rotação do motor;
- Cálculo da velocidade do veículo em função da rotação do motor;
- Cálculo da tração máxima do veículo.
- Cálculo da velocidade máxima do veículo.

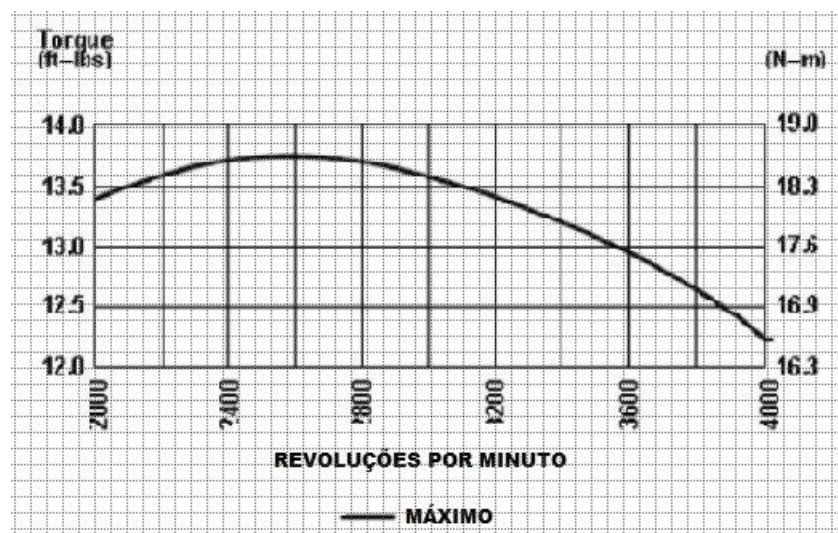


Inicialmente deve-se descobrir a relação de transmissão total, eficiência e raio dinâmico para calcular as trações e velocidades. A relação de transmissão total máxima e mínima é especificada pela equipe Rampage UFJF e a eficiência total (Equação 2.8), neste caso, considera a eficiência do CVT ( $\eta_{CVT}$ ) e o quadrado da transmissão por corrente ( $\eta_{corrente}$ ), que ocorre em dois setores, encontradas na tabela 1. O diâmetro nominal, largura e aro do pneu - tanto quanto a carga máxima no eixo dianteiro e pressão dos pneus - também são especificados pela equipe. Através da equação 2.11 pode-se encontrar a altura do pneu, tornando possível o cálculo da sua deformação para carga máxima (Equação 2.10). Por fim encontra-se o raio estático e dinâmico pelas equação 2.12 e 2.13, respectivamente (Apêndice A).

A curva de torque do motor Briggs & Stratton (Figura 2), por ter sido disponibilizada em formato de imagem, foi colocada sobre um fundo quadriculado (Figura 15) em busca de maior quantidade de pontos da curva possíveis de ser coletados com maior precisão. Estes pontos (n,T) foram inseridos no software Excel, onde calcula-se as trações (Equação 2.6) e velocidades do veículo (Equação 2.7) para relação de transmissão total máxima e mínima, de modo que as condições limites sejam estudadas. Essas informações permitem plotar os gráficos:

1. Tração do veículo em função da rotação do motor;
2. Velocidade do veículo em função da rotação do motor;
3. Tração do veículo em função de sua velocidade.

Figura 15 – Curva de torque sobre quadricula

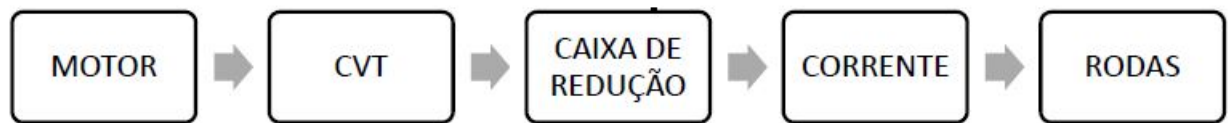


Fonte: Adaptado de Stratton (2017)

### 3.2 Seleção e adaptação de uma transmissão de moto

Como forma de aumentar a tração, possibilitando a troca de marcha, propõe-se adaptar ao veículo as árvores de transmissão de uma moto, entre o CVT e a transmissão por corrente, como esclarece o esquema da figura 16. Para isso é imprescindível garantir que os eixos e engrenagens adaptados resistam às condições impostas pelo *powertrain* do veículo.

Figura 16 – Configuração do novo *powertrain*



Fonte: Elaborado pelo autor

O torque máximo na saída do CVT é calculado pela equação 2.5 utilizando o torque máximo do motor e a relação de transmissão máxima do CVT. Este limita as opções de motos que podem ter sua transmissão adaptada e, dentre elas, deve-se selecionar aquela que possuir maior redução e maior relação de transmissão geral, permitindo um maior espectro de marchas. O torque máximo que chega no eixo primário da moto, especificado pela montadora, é o mínimo que aquela transmissão foi projetada para suportar e, portanto, deve ser superior ao torque máximo na saída do CVT para evitar falhas. Este valor também pode ser calculado pela equação 2.5, utilizando o torque máximo do motor e a redução primária entre a o virabrequim e a embreagem da moto.

Como a carcaça do *powertrain* da moto abriga outros elementos além da transmissão, sua aplicação no veículo Baja não seria conveniente. Além de ser grande e pesada, ficaria com a maior parte de sua capacidade interna desocupada. Por outro lado sua utilização, preenchida com lubrificante, é indispensável para a interação, conservação e proteção das engrenagens. Desse modo, deve ser proposto um modelo de carcaça para abrigar a transmissão de acordo com as dimensões dos eixos e engrenagens que são disponibilizadas pelo fabricante.

### 3.3 Dimensionamento da transmissão por corrente

Decorrente do incremento de uma transmissão por engrenagem no *powertrain* do veículo é requerido um redimensionamento da transmissão por corrente para o novo torque máximo de entrada. Esta foi posta para incrementar a redução e, principalmente, para ser acionada por um único eixo (eixo secundário) e acionar dois outros que transmitem a

potência para as rodas, possibilitando adaptar a transmissão de uma moto (propulsão em uma roda) em um veículo com propulsão em duas rodas.

Considera-se como potência nominal a potência do motor quando atinge seu torque máximo ( $T_{motor}$ ) corrigida pela eficiência do CVT ( $\eta_{CVT}$ ) e da transmissão por engrenagens ( $\eta_{engrenagem}$ ). O torque máximo do motor, embora possível de ser encontrado pelo gráfico gerado a partir da figura 15, foi obtido através das especificações técnica do veículo, garantindo um resultado mais próximo da realidade da equipe.

A rotação do pinhão foi calculada pela equação 2.4 para rotação do motor em torque máximo e relação de transmissão obtida pela equação 2.2, considerando a redução do CVT ( $i_{CVT}$ ) máxima e a marcha da moto ( $i_{engrenagem}$ ) mais reduzida. Posteriormente o número de dentes do pinhão e da coroa foram escolhidos de acordo com as necessidades do projeto e disponibilidade no mercado. A partir da equação 2.15 pode-se calcular a relação de transmissão por corrente, considerando uma razão de sinal positivo por se tratar de engrenagens que giram no mesmo sentido.

Foram selecionados os número de dentes das rodas dentadas, adotados os fatores de serviço  $K_s$  e segurança  $n_d$  e calculada a potência tabelada  $W_{tab}$  para correntes com uma, duas, três e quatro fileiras. As quatro potências oferecem mais opções para avaliar os possíveis tamanhos de correntes. Deve-se comparar a potência admissível e potência transmitida para o número da corrente selecionada e sua quantidade de fileiras, verificando a admissibilidade do projeto ( $W_a > W_t$ ). A conformidade dessa avaliação interfere na continuidade do dimensionamento, aprovando ou condenando a corrente selecionada.

A distância entre as rodas dentadas deve ser arbitrada de forma razoável em um primeiro momento, considerando os diâmetros primitivos encontrados e a compactidade do projeto. A partir dessa distância arbitrada pode ser calculado o comprimento da corrente em passo (Equação 2.20). Este valor foi arredondado para o número par mais próximo, como orienta Budynas & Nisbett (2011). A partir do comprimento em passo arredondado encontra-se a distância real entre os centros das rodas dentadas.

A potência limitada pela fadiga nos roletes foi calculada para poder encontrar a vida da corrente. Por fim foi desenvolvido um protótipo virtual de acordo com as dimensões calculadas (Apêndice A) ou especificadas pela ANSI (TTC, 2018); e com o auxílio do banco de dados do *software*.

### 3.4 Parametrização das alternativas de redução

Após selecionar a transmissão de moto mais adequada e dimensionar a transmissão por corrente, torna-se possível definir a relação de transmissão total da nova configuração

do *powertrain* para cada uma das possíveis marchas da moto. Para isso utiliza-se a equação 2.2 para calcular a redução das transmissões associadas: CVT, engrenagens e corrente ( $i_{corrente}$ ). Devem ser consideradas as relações de transmissão máxima e mínima do CVT (3,710 e 0,690, segundo Comet (2009)).

A eficiência geral da nova configuração do *powertrain* também foi obtida através da equação 2.8, considerando a eficiência do CVT, da transmissão por engrenagens ( $\eta_{engrenagem}$ ) e da transmissão por corrente, encontradas na tabela 1. Destaca-se que para essa configuração a eficiência não deve ser considerada quadrática por ser realizada em apenas um setor.

A partir do raio dinâmico já calculado e da curva de torque do motor plotada no Excel, calcula-se as novas trações e velocidades do veículo para cada rotação do motor de acordo com as equações 2.6 e 2.7, respectivamente, considerando todas as possíveis relações de transmissão totais advindas da combinação das marchas da moto com as relações máxima e mínima do CVT. Desse modo podemos plotar os gráficos:

1. Tração do veículo em função da rotação do motor;
2. Velocidade do veículo em função da rotação do motor;
3. Tração do veículo em função de sua velocidade.

### 3.5 Seleção dos modos de direção

Das cinco ou seis marchas da moto escolhida, duas devem ser selecionadas para adaptação no veículo: uma contemplando a máxima tração e outra a máxima velocidade, como dita o escopo do trabalho. Estes são os modos de direção apelidados de "reduzido" e "veloz", respectivamente, e devem ser acionados com o veículo parado tal qual o procedimento de engate da reduzida de um jipe. Ou seja, não foi proposto um mecanismo de troca de marcha manual e sim um seletor de tração nas rodas, mantendo a carga do CVT as trocas de marcha.

Pode-se comparar pontualmente, por meio das curvas geradas, as trações e velocidades de cada possibilidade de marcha em relação ao *powertrain* original. Entretanto uma comparação pontual não é suficiente para seleção de uma alternativa que demande uma combinação de características. Para isso utiliza-se a matriz de decisão, apontando a alternativa que melhor atende aos requisitos do projeto.

Inicialmente, como trata-se de um projeto de dois modos de direção, o processo é dividido em duas seleções: uma para o modo reduzido e outro para o modo veloz. A primeira deve atender a demanda por maiores trações enquanto a segunda deve atender

a demanda por maiores velocidades. Os critérios, adotados para seleção de ambas as marchas, são:

- Curvas de tração do veículo em função da rotação do motor ( $F_Z(n)$ );
- Curvas de velocidade do veículo em função da rotação do motor ( $\nu(n)$ );
- Curvas de tração do veículo em função de sua velocidade ( $F_Z(\nu)$ );
- Trações máxima ( $F_{Z,máx}$ );
- Velocidade máxima ( $\nu_{máx}$ ).

Os critérios possuem diferente importância para cada seleção, sendo a matriz de pontuação a mais eficaz para o caso. Dessa forma deve-se adotar o peso percentual de cada critério de acordo com sua importância na seleção. Também pontua-se os possíveis modos para cada critério por meio da comparação com o *powertrain* original. A pontuação foi igual para a seleção de ambos os modos e, seguindo o método de Ulrich & Eppinger (2011), deve ser:

- 1 para alternativa muito pior que o *powertrain* original;
- 2 para alternativa pior que o *powertrain* original;
- 3 para alternativa igual ou próximo ao *powertrain* original;
- 4 para alternativa melhor que o *powertrain* original;
- 5 para alternativa muito melhor que o *powertrain* original.

Montam-se as matrizes para selecionar os modos reduzido e veloz por meio das análises pontuais em cada critério combinadas a suas respectivas importâncias. Isso é, calcula-se a pontuação média ponderada pela soma dos pontos em cada critério multiplicados pelo seu peso. A marcha melhor pontuada em cada matriz é a alternativa selecionada para aplicação no projeto. Assim pode-se plotar os gráficos, representantes do novo *powertrain*, para as duas marchas selecionadas sob relação máxima e mínima do CVT:

1. Tração do veículo em função da rotação do motor;
2. Velocidade do veículo em função da rotação do motor;
3. Tração do veículo em função de sua velocidade.

Selecionados os modos reduzido e veloz, aponta-se as engrenagens fixas que se acoplam às engrenagens livres dos modos de direção, permitindo a transmissão de potência para os eixos. O acoplamento e desacoplamento, feito com auxílio do movimento dos garfos seletores encaixados nas engrenagens fixas, é responsável pela troca de marcha. Para ilustrar a transmissão adaptada, tanto quanto a configuração proposta para o *powertrain*, foi desenvolvido um protótipo virtual aproximado, dado que as dimensões dos eixos e engrenagens não são disponibilizadas pelas montadoras.

### 3.6 Análise do custo da adaptação

A análise do custo da adaptação permite uma comparação com o orçamento previsto por Mandarino & Gonçalves (2014) de modo que um valor inferior a este confirma a viabilidade econômica do projeto. Além disso, a proporção da diferença entre os custos, em caso de viabilidade, aponta o potencial da adaptação frente a fabricação de peças exclusivas para a equipe.

De início deve-se ressaltar que para obter uma análise isenta focamos exclusivamente no custo da adaptação da transmissão da moto e não do projeto do *powertrain* como um todo. Assim as peças orçadas devem ser equivalentes às peças fabricadas por Mandarino & Gonçalves (2014), ou seja, eixos e engrenagens. A caixa, que não pode ser adaptada da moto, é desconsiderada da comparação de custos porque deve ser fabricada como fez Mandarino & Gonçalves (2014).

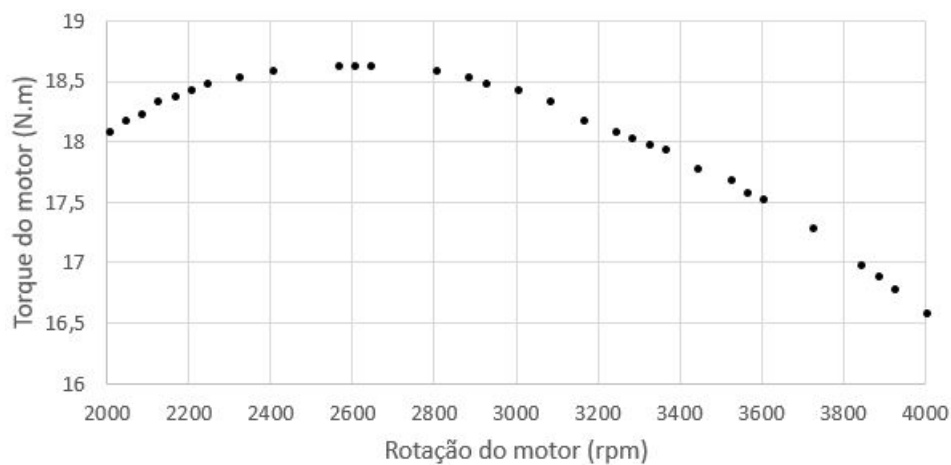
Dessa forma o orçamento da transmissão da Honda CB 300 foi feito por meio de sites de compra e venda, em um primeiro momento, aferindo o preço das peças usadas e, posteriormente, por meio de pesquisa em revendedoras autorizadas Honda, que traz robustez aos dados analisados e confiabilidade ao estado e qualidade das peças compradas.

## 4 RESULTADOS E ANÁLISES

### 4.1 Curvas do *powertrain* original

Na busca pelas trações e velocidades do veículo foram coletados pontos da curva de torque do motor, a partir do gráfico quadriculado da figura 15. A figura 17 apresenta um gráfico de dispersão dos pontos coletados - que podem ser encontrados na tabela 6 - tornando visível o campo de amostragem que se estende por todo o domínio da curva.

Figura 17 – Gráfico de dispersão dos pontos coletados da curva de torque do motor Briggs & Stratton 10 hp e 305 cc



Fonte: Elaborado pelo autor

As trações e velocidades do veículo foram calculadas para as relações de transmissão total máxima ( $i = 28,790$ ) e mínima ( $i = 5,350$ ), utilizando os pontos coletados (Tabela 6), a eficiência geral do *powertrain* original e o raio dinâmico do pneu. Os dois últimos valem, respectivamente, 92,6 % e 0,258 m, segundo os cálculos explicitados no apêndice A. Os valores calculados foram plotados e suas linhas de tendência traçadas.

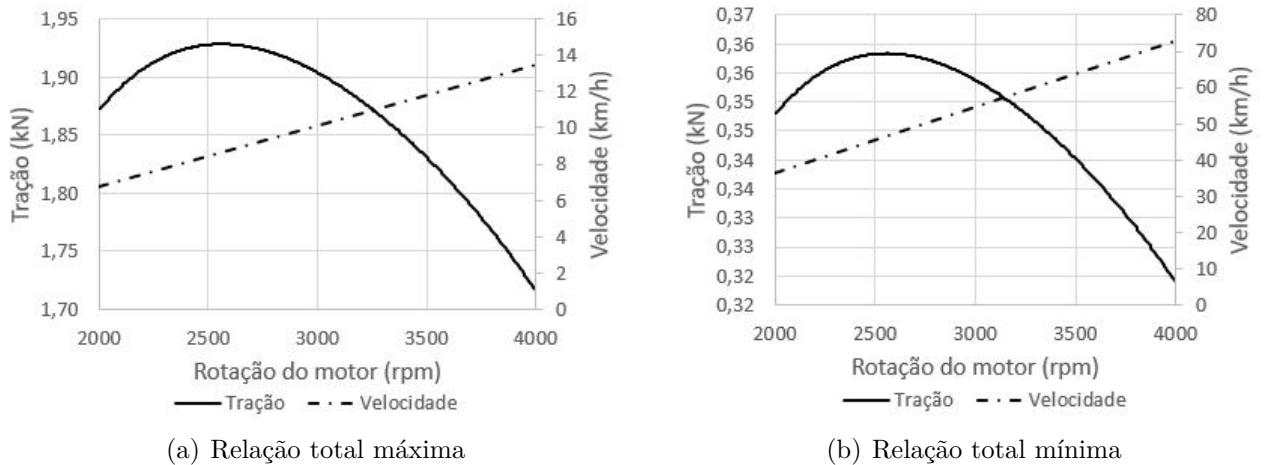
Tabela 6 – Pontos coletados na curva de torque do motor Briggs & Stratton 10hp e 305cc

<b>Rotação (rpm)</b>	2000	2040	2080	2120	2160	2200	2240	2320
<b>Torque (Nm)</b>	18,10	18,20	18,25	18,35	18,40	18,45	18,50	18,55
<b>Rotação (rpm)</b>	2400	2560	2600	2640	2800	2880	2920	3000
<b>Torque (Nm)</b>	18,60	18,65	18,65	18,65	18,60	18,55	18,50	18,45
<b>Rotação (rpm)</b>	3080	3160	3240	3280	3320	3360	3440	3520
<b>Torque (Nm)</b>	18,35	18,20	18,10	18,05	18,00	17,95	17,80	17,70
<b>Rotação (rpm)</b>	3560	3600	3720	3840	3880	3920	4000	
<b>Torque (Nm)</b>	17,60	17,55	17,30	17,00	16,90	16,80	16,60	

Fonte: Elaborado pelo autor

A figura 18 apresenta as curvas de tração e velocidade do veículo em função da rotação do motor. Através da relação de transmissão total máxima e mínima foi possível encontrar as curva de tração máxima (Figura 18(a)) e velocidade máxima (Figura 18(b)) indicando, portanto, o mínimo requerido de tração e velocidade para que o novo *powertrain* supere o original.

Figura 18 – Curvas de tração e velocidade do veículo original em função da rotação do motor

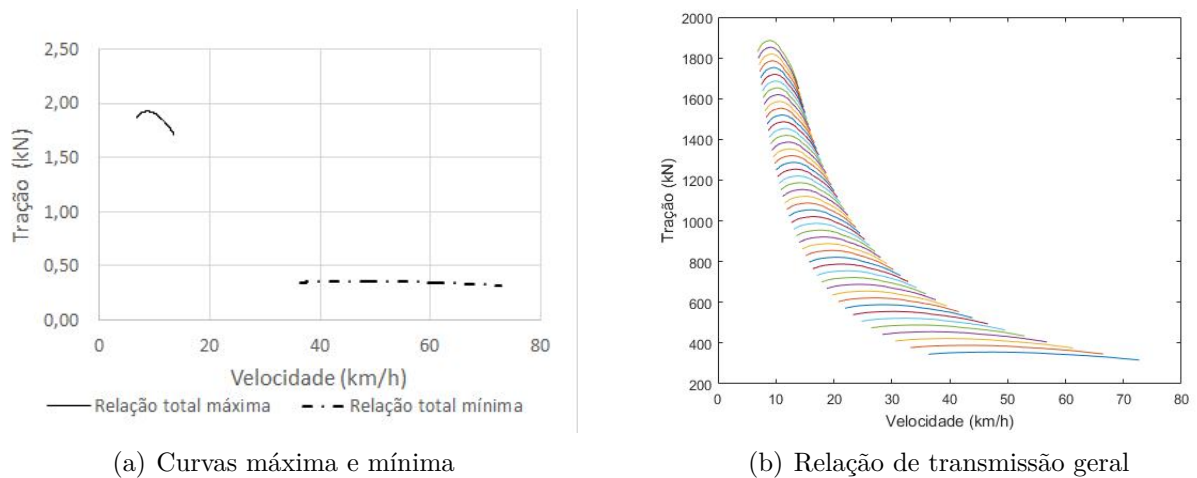


Fonte: Elaborado pelo autor

A tração e velocidade máxima atingida por essa configuração, dentre os pontos coletados, são de 1,93 kN e 73 km/h e a relação entre essas duas grandezas se encontra na figura 19. Na figura 19(a) observa-se as curvas para relação de transmissão máxima e mínima do CVT. Como o CVT é continuamente variável, sua representação deve ser por meio da área referente a sua relação de transmissão geral. Desse modo, variando discretamente os valores da relação de transmissão total do *powertrain* entre os valores limites (28,790 e 5,350), plota-se um número finito de curvas sobre a área restringida pela relação de transmissão geral. Pode-se observar essas curvas na figura 19(b), representando a área de trabalho do *powertrain*.



Figura 19 – Curvas de tração em função da velocidade do veículo original



Fonte: Elaborado pelo autor

#### 4.2 Moto selecionada e adaptação da transmissão

Dentre as motos que foram pleiteadas para adaptação estão as de 1000 cilindradas (Honda CBR 1000 RR, Suzuki GSX-R 1000 e Yamaha YZF R1) e as motos de menor potência (Honda CBX 250, Honda CB 300 e Yamaha XT 660R), cujas especificações gerais encontram-se no anexo B. As motos de 1000cc foram avaliadas de início porque suportam grandes potências e torques, garantindo sua aplicabilidade. Por outro lado, essas motos são caras e de difícil acesso, além de sua redução ser menor comparada às motos de menor potência.

Portanto, levando em consideração a disponibilidade do mercado e o custo, busca-se nas motos de menor potência a transmissão a ser adaptada. Foi selecionada a moto CB 300 da Honda para ceder sua transmissão - que pode ser encontrada a venda separadamente - por possuir a maior redução máxima e maior relação de transmissão geral. Ou seja, a moto selecionada, cujas especificações centrais podem ser encontradas na tabela 7, permite as maiores trações e um maior espectro de possibilidades de redução.

Com base nos dados disponibilizados pela Honda (2010a) calcula-se (Apêndice A) o torque máximo do motor após a redução primária (que chega no eixo primário) igual a 80,6 Nm, permitindo afirmar que este é o torque mínimo que o eixo primário foi projetado para suportar sem apresentar falhas. Quanto ao torque que o eixo primário deve suportar quando aplicado no veículo Baja é 68,6 Nm, considerando torque máximo do motor e máxima redução do CVT.

Os números mostram que o torque que chega no eixo primário quando aplicado no veículo Baja representa 85% do torque que chega no eixo primário aplicado na moto. Dessa forma certifica-se que a transmissão suporta as condições impostas pelo veículo por

Tabela 7 – Especificações gerais do *powertrain* da moto Honda CB 300

Ítem	Especificações
Potência máxima do motor	19,9 kW a 7.500 rpm
Torque máximo do motor	28 Nm a 6.500 rpm
Redução primária	2,875
1º Marcha	3,166
2º Marcha	1,941
3º Marcha	1,380
4º Marcha	1,083
5º Marcha	0,884
Redução final	2,846

Fonte: Adaptado de Honda (2010a)

se encontrarem abaixo das condições para qual a transmissão foi dimensionada.

A relação de transmissão máxima do CVT combinada a marcha mais reduzida (1ª Marcha) entrega uma relação de transmissão total de 11,746. Dessa forma, para alcançar a relação de transmissão total do veículo original (28,790), a transmissão por corrente deve ter no mínimo uma redução de 2,451, 68% menor do que a redução da corrente do veículo original (7,762). Ou seja, a nova transmissão por corrente pode ser feita com um único setor, diferente do veículo original cuja redução é dividida em dois setores com relação de 2,786 cada.

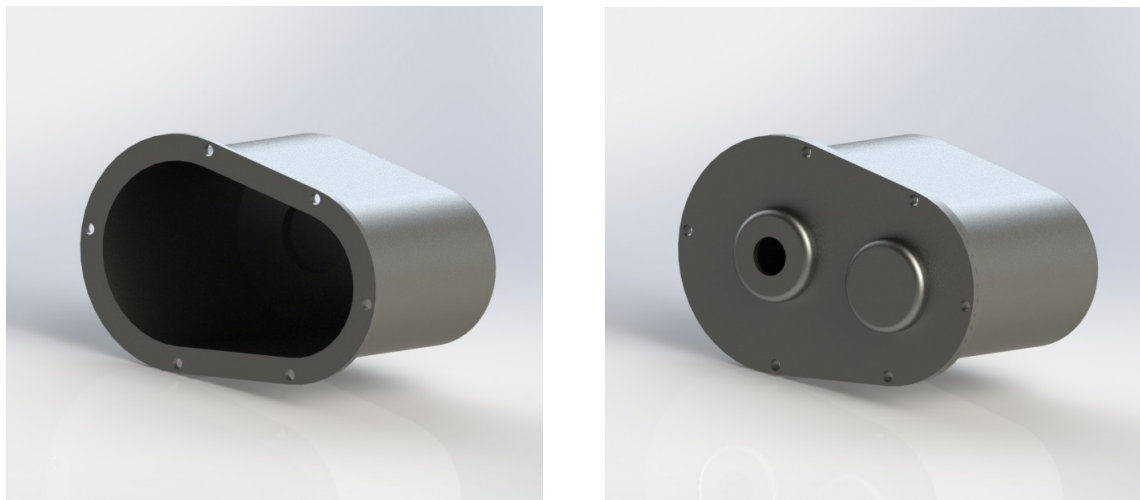
Apesar da Honda (2010a) apresentar informações relevantes sobre a moto, as especificações técnicas de suas peças não estão todas disponíveis e para obter qualquer dimensão referente a transmissão seria necessário sua aquisição. Portanto propõe-se de forma ilustrativa um modelo de carcaça, cujas dimensões são razoavelmente aproximadas. A figura 20 apresenta as imagens renderizadas que ilustram o modelo proposto.

#### 4.3 Dimensionamento da transmissão por corrente

De acordo com os cálculos do apêndice A, a potência nominal que chega no pinhão é 4,7 kW. Para evitar falhas o dimensionamento deve ser feito considerando o maior torque de entrada possível, ou seja, menor rotação possível no pinhão. Essa situação ocorre para o CVT com relação máxima combinado com a primeira marcha da moto, cuja relação de transmissão é 3,166 (Tabela 7), resultando numa rotação de 221 rpm.

Para garantir um aumento de tração foram escolhidos 15 dentes para o pinhão e 42 dentes para a coroa, resultando numa redução de 2,800 (Equação 2.15), superior aos 2,451 necessários para alcançar a redução total do veículo original. Considerando o fator de projeto  $n_d = 1, 2$ , os valores das potências tabeladas (Equação 2.17) para uma, duas, três e quatro fileiras de correntes se encontram na tabela 8.

Figura 20 – Ilustração do modelo proposto para carcaça da transmissão adaptada da moto



(a) Carcaça aberta

(b) Carcaça fechada

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 8 – Potência tabelada calculada para cada quantidade de fileira de correntes

Número de fileiras	$K_2$	$W_{tab}$ (kW)
1	1,0	7,74
2	1,7	4,55
3	2,5	3,10
4	3,3	2,34

Fonte: Elaborado pelo autor

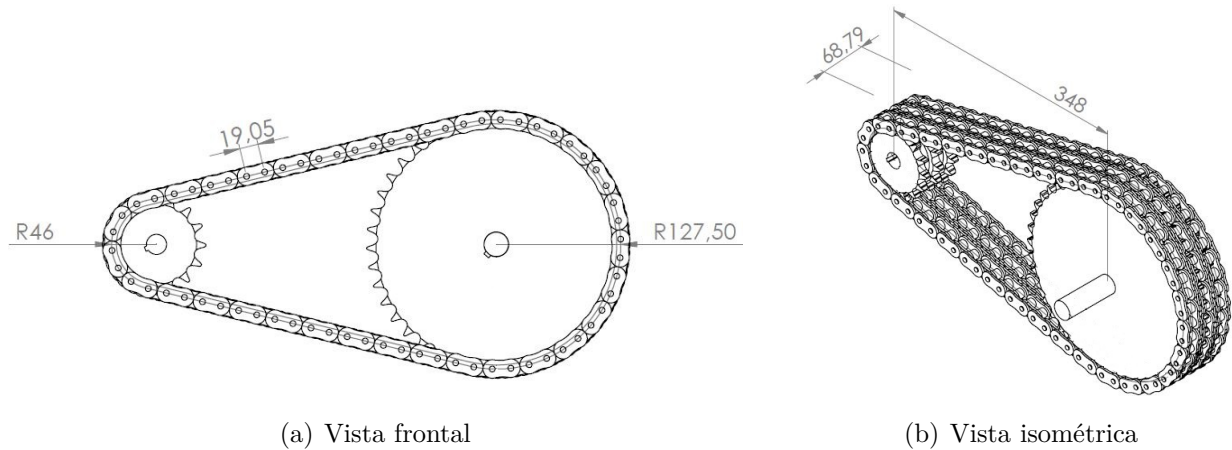
Arredondando a rotação do pinhão para 200 rpm, de forma a considerar o maior torque possível, pode-se consultar na tabela 2 as potências tabeladas para cada tamanho de corrente sob essa rotação. Foi escolhida a corrente 60 cuja potência tabelada é 3,2 kW, sendo necessário a adoção de três fileiras, de acordo com a tabela 8. As potências admissível e transmitida valem 6,96 kW e 6,73 kW, respectivamente, certificando a admissibilidade do projeto.

Para correntes 60, o passo é igual a 19,05 mm e através dele encontra-se o diâmetro primitivo do pinhão e da coroa igual a 92 mm e 255 mm, respectivamente (Figura 21(a)). Isso representa um aumento de 66% e 59% em relação aos pinhões e coroas do veículo original. Apesar de possuir um diâmetro primitivo maior, a transmissão de potência foi feita por apenas um setor, permitindo novos posicionamentos no chassi que afastem a coroa do solo. Dessa forma busca-se diminuir os impactos sofridos pela coroa.

Considerando os diâmetros primitivos encontrados, arbitra-se uma distância razoável entre os centros das rodas igual a 350 mm, resultando numa corrente de comprimento igual a 66,25 passos. Como a quantidade de elos deve ser um número inteiro e Budynas & Nisbett (2011) recomenda que este seja par (combinado a uma roda motora com número

ímpar de dentes), ficou definido 66 passos e a distância entre os centros correspondente deve ser 348 mm (Figura 21(b)). Foi possível estimar para este dimensionamento uma vida de 2268 horas.

Figura 21 – Desenhos técnicos da transmissão por corrente dimensionada



(a) Vista frontal

(b) Vista isométrica

Fonte: Elaborado pelo autor

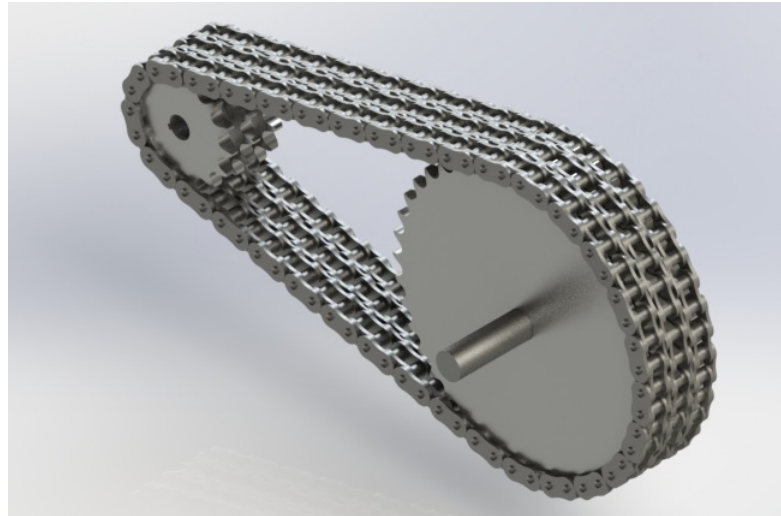
A figura 22 apresenta a imagem renderizada do protótipo virtual desenvolvido a partir do dimensionamento realizado. As rodas dentadas fazem parte da caixa de ferramentas do Solid Works e foram plotadas quando informados número da corrente, quantidade de fileiras e número de dentes. Já a corrente foi desenhada de acordo com as dimensões especificadas pela ANSI (TTC, 2018) e, quando montada, permite a medição virtual da largura do conjunto (Figura 21(b)) que corresponde a 68,79 mm. Ressalta-se que a corrente se encaixou perfeitamente para o comprimento de 66 passos e distância de 348 mm entre os centros. Além disso, os diâmetros primitivos medidos no *software* correspondem aos valores calculados. Portanto podemos afirmar que o protótipo virtual validou os cálculos relacionados a transmissão por corrente (Anexo A).

#### 4.4 Curvas do *powertrain* para as marchas da moto

Com a definição da redução por corrente tornou-se possível calcular a relação de transmissão total do *powertrain* para cada marcha adaptada da moto. Esses valores estão relacionados na tabela 9. A primeira marcha entrega uma relação de transmissão total 14% maior que o veículo original ao passo que a quinta marcha entrega uma relação de transmissão 68% menor. Ou seja, a transmissão da Honda CB 300 oferece uma ampla margem para selecionar as duas marchas que melhor atendam aos objetivos do projeto.

As trações e velocidades do veículo em função da rotação do motor - para cada uma das possíveis marchas a ser adaptada - foram plotadas em preto como mostram as figuras 23 e 24, respectivamente. As figuras 23(a) e 24(a) apresentam as curvas de tração

Figura 22 – Imagem renderizada do protótipo virtual da transmissão por corrente



Fonte: Elaborado pelo autor

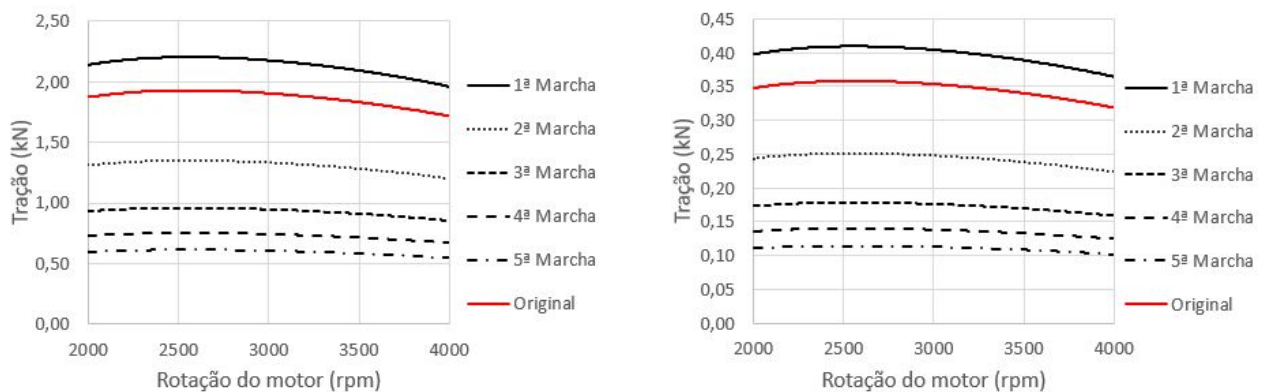
Tabela 9 – Relação de transmissão total máxima e mínima para cada marcha adaptada da moto

Marcha	Relação total máxima	Relação total mínima
1 <sup>a</sup>	32,888	6,117
2 <sup>a</sup>	20,163	3,750
3 <sup>a</sup>	14,335	2,666
4 <sup>a</sup>	11,250	2,092
5 <sup>a</sup>	9,183	1,708

Fonte: Elaborado pelo autor

para o CVT com redução máxima enquanto nas figuras 23(b) e 24(b) a redução do CVT é mínima. As curvas de tração e velocidade do veículo original foram plotadas em vermelho para orientar a comparação.

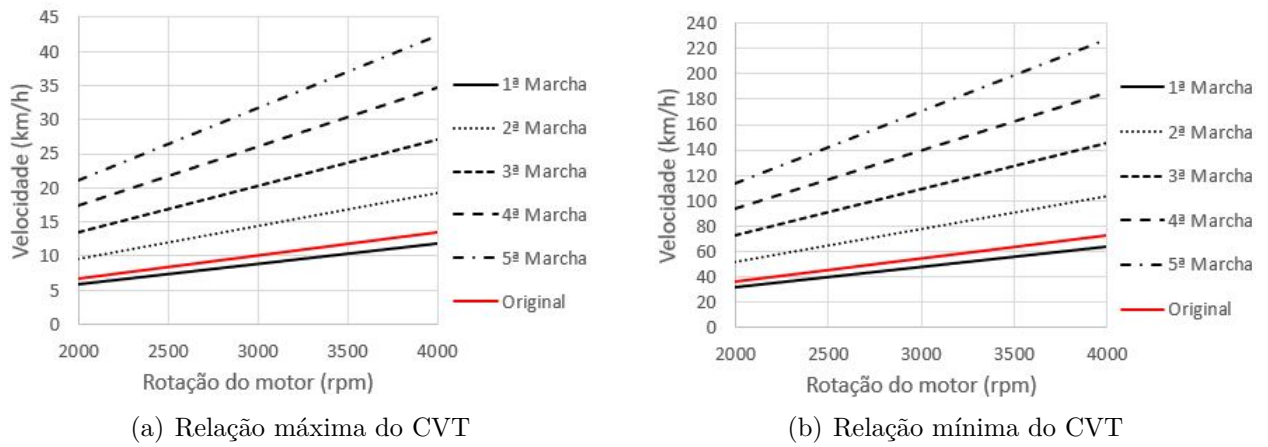
Figura 23 – Curvas de tração do veículo em função da rotação do motor ( $F_Z(n)$ ) para cada marcha adaptada da moto



Fonte: Elaborado pelo autor

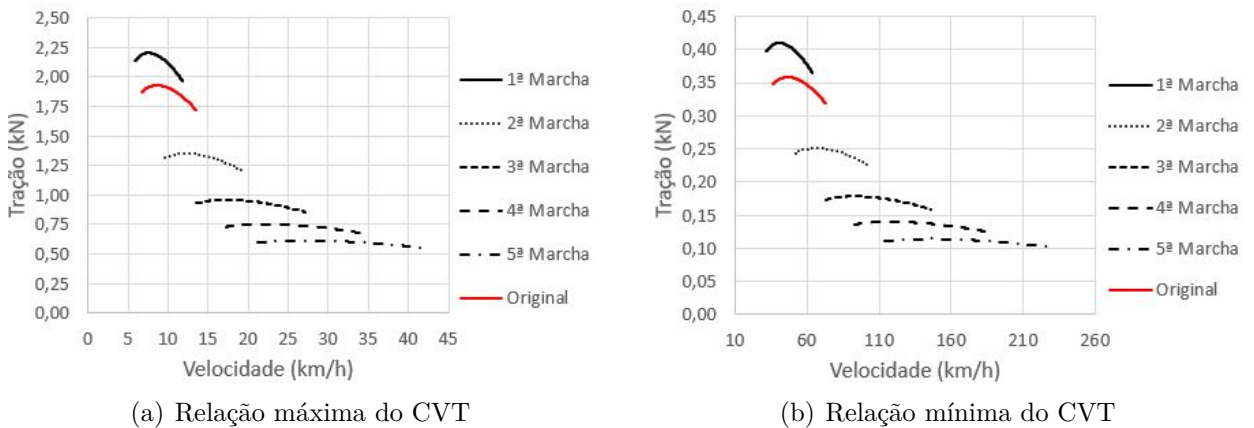
Dessa forma fica evidente que a tração do veículo original pode ser superada apenas

Figura 24 – Curvas de velocidade do veículo em função da rotação do motor ( $\nu(n)$ ) para cada marcha adaptada da moto



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 25 – Curvas de tração do veículo em função de sua velocidade ( $F_z(\nu)$ ) para cada marcha adaptada da moto



Fonte: Elaborado pelo autor

pela adaptação da primeira marcha da moto enquanto a sua velocidade pode ser superada pela adaptação de qualquer uma das demais marchas. A figura 25 apresenta o cruzamento dos dados de tração e velocidade do veículo para redução máxima (Figura 25(a)) e mínima (Figura 25(b)) do CVT. Apesar de todas as curvas de tração variarem a medida que a velocidade do veículo aumenta, as marchas reduzidas apresentam essa características mais acentuada ao passo que as marchas mais longas apresentam pequenas variações da tração em função da velocidade do veículo.

Dentre os valores de torque do motor que foram coletados (Tabela 6), as máximas tração e velocidade que cada marcha pode oferecer estão relacionadas na tabela 10. Comparando ao veículo original, com seus calculados 1,93 kN e 73 km/h de tração e velocidade máxima, a primeira marcha apresenta um aumento de 14% da tração enquanto sua velocidade diminui 13%. Destaca-se novamente que é a única marcha que apresenta

melhoria de tração, enquanto as demais apresentam uma perda de tração que varia entre 30% e 70% e um aumento de velocidade entre 43% e 213%.

Tabela 10 – Tração e velocidade máxima para cada marcha adaptada da moto

<b>Marcha</b>	<b>Tração máxima (kN)</b>	<b>Velocidade máxima (km/h)</b>
1 <sup>a</sup>	2,20	64
2 <sup>a</sup>	1,35	104
3 <sup>a</sup>	0,96	146
4 <sup>a</sup>	0,75	186
5 <sup>a</sup>	0,61	228

Fonte: Elaborado pelo autor

#### 4.5 Marchas selecionadas para adaptação

Inicialmente ressalva-se que a seleção da primeira marcha da moto para o modo reduzido do veículo é óbvia e direta por ser a única opção que supera a redução do *powertrain* original. Dessa forma dispensa-se a matriz de decisão para essa seleção ao passo que a tabela 11 apresenta quais seriam os pesos percentuais adotados para cada critério. Para o modo reduzido foram priorizados os critérios referentes à tração sem desconsiderar a velocidade. Portanto o foco se concentra na seleção do modo veloz que possui quatro alternativas: 2<sup>a</sup>, 3<sup>a</sup>, 4<sup>a</sup> e 5<sup>a</sup> marcha da moto Honda CB 300.

Tabela 11 – Peso de cada critério para possível seleção do modo reduzido do veículo

<b>Critério de seleção</b>	<b>Peso percentual</b>
$F_Z(n)$	20 %
$\nu(n)$	5 %
$T(\nu)$	20 %
$F_{Z,máx}$	40 %
$\nu_{máx}$	15 %

Fonte: Elaborado pelo autor

A tabela 12 apresenta a lista de critérios de decisão, seus pesos percentuais e a respectiva pontuação para cada uma das alternativas. Pode-se perceber que foram priorizados os critérios referentes à velocidade sem desconsiderar as trações. Quanto às pontuações destacam-se as velocidades máximas da 4<sup>a</sup> e 5<sup>a</sup> marcha, que estão muito acima do usual, sendo um acréscimo desnecessário de velocidade a custo de impactos negativos na tração. Dessa forma essas duas marchas receberam pontuação 1 ao invés de 5. Já os demais critérios e alternativas são pontuadas comparativamente ao veículo original tal qual instrui Ulrich & Eppinger (2011).

A média ponderada das pontuações de cada critérios, destacadas na tabela 12, permite organizar as marchas em ordem decrescente de pontuação de modo que a primeira

Tabela 12 – Matriz de decisão: seleção do modo veloz do veículo

<b>Critério de seleção</b>	<b>Peso</b>	<b>2ª marcha</b>	<b>3ª marcha</b>	<b>4ª marcha</b>	<b>5ª marcha</b>
$F_Z(n)$	10%	1	1	1	1
$\nu(n)$	15%	4	5	5	5
$T(\nu)$	20%	2	1	1	1
$F_{Z,máx}$	20%	2	1	1	1
$\nu_{máx}$	35%	5	5	1	1
<b>Média ponderada</b>		<b>3,25</b>	<b>3,00</b>	<b>1,60</b>	<b>1,60</b>

Fonte: Elaborado pelo autor

colocada é a alternativa mais indicada para adaptação no veículo. Dessa forma ordenamos: 2ª marcha (selecionada), 3ª marcha, 4ª e 5ª marchas (ambas empatadas), respectivamente. O *ranking* corresponde a ordem crescente das marchas somente pela coincidência causada por escolhas de projeto, de modo que essa correspondência poderia não acontecer em uma outra situação.

Além do par engrenado referente às marchas selecionadas para os modos de direção, utiliza-se as engrenagens que realizam o acoplamento da primeira e segunda marcha na moto. A figura 26 apresenta um esquema dos eixos primários e secundários fixados no modelo de carcaça proposto e as engrenagens utilizadas. A engrenagem secundária do modo reduzido (1ª marcha da moto) gira livre no eixo e só transmite potência quando acoplada à engrenagem da 3ª marcha da moto, que tem rotação fixa ao eixo. Da mesma forma ocorre com o modo veloz (2ª marcha da moto), cuja engrenagem secundária só transmite potência quando acoplada à engrenagem da 5ª marcha da moto, que também tem rotação fixa ao eixo.

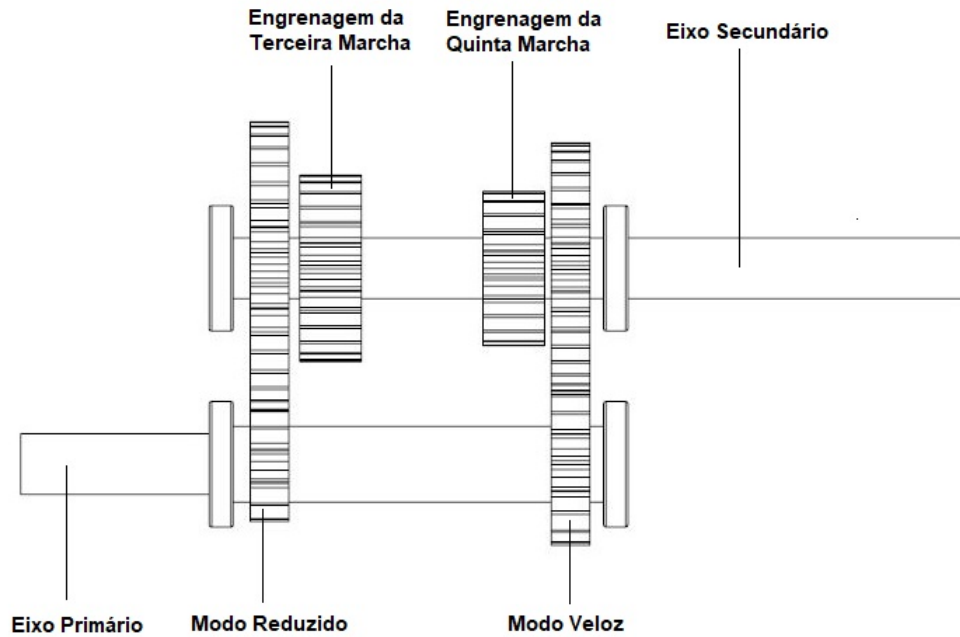
O movimento simultâneo da 3ª e 5ª marcha da moto em uma mesma direção engata o modo reduzido ou veloz. Na figura 26, por exemplo, o movimento das engrenagens para a esquerda engata o modo reduzido e desengata o modo veloz. Por isso o mecanismo de troca de marcha pode ser simples e utilizar os próprios garfos da moto. Contudo não foi proposto um modelo para a fixação dos garfos, bem como o mecanismo de troca de marcha, por ser necessário a compra das peças para obter as dimensões que não são divulgadas pela montadora. Além disso, o mecanismo de troca de marcha e seu posicionamento para comando do piloto necessita de um consenso de varias áreas da equipe que ultrapassam o escopo do trabalho.

Como dito anteriormente, as especificações técnicas das peças da Honda CB 300 não estão todas disponíveis e o protótipo virtual possui dimensões aproximadas. A figura 27 apresenta uma imagem renderizada desse protótipo que apenas ilustra o modelo de redução proposto.

A figura 28(a) apresenta a imagem renderizada da configuração proposta para o

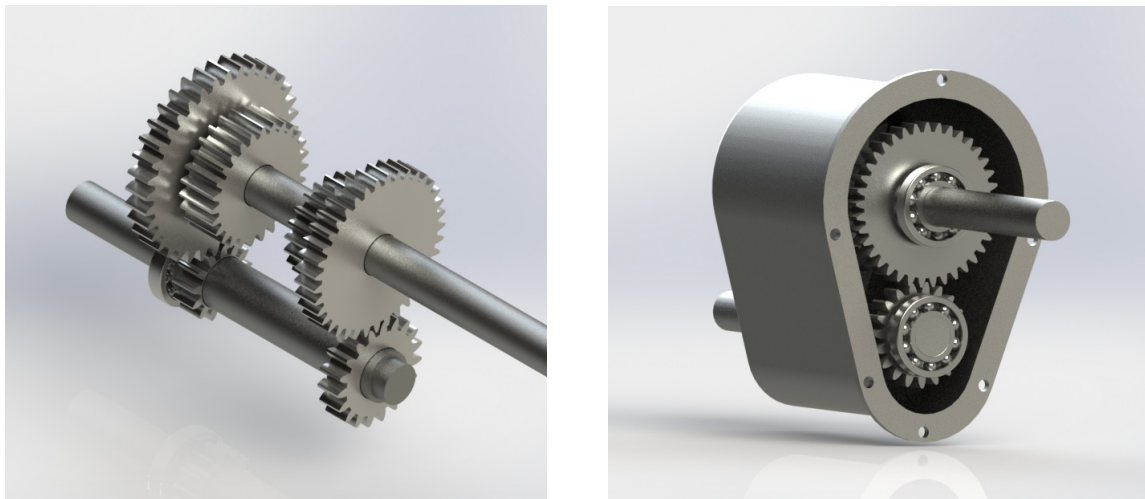


Figura 26 – Esquema da configuração da árvore de transmissão adaptada da moto Honda CB 300



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 27 – Ilustração da transmissão adaptada fixa ao modelo proposto para carcaça



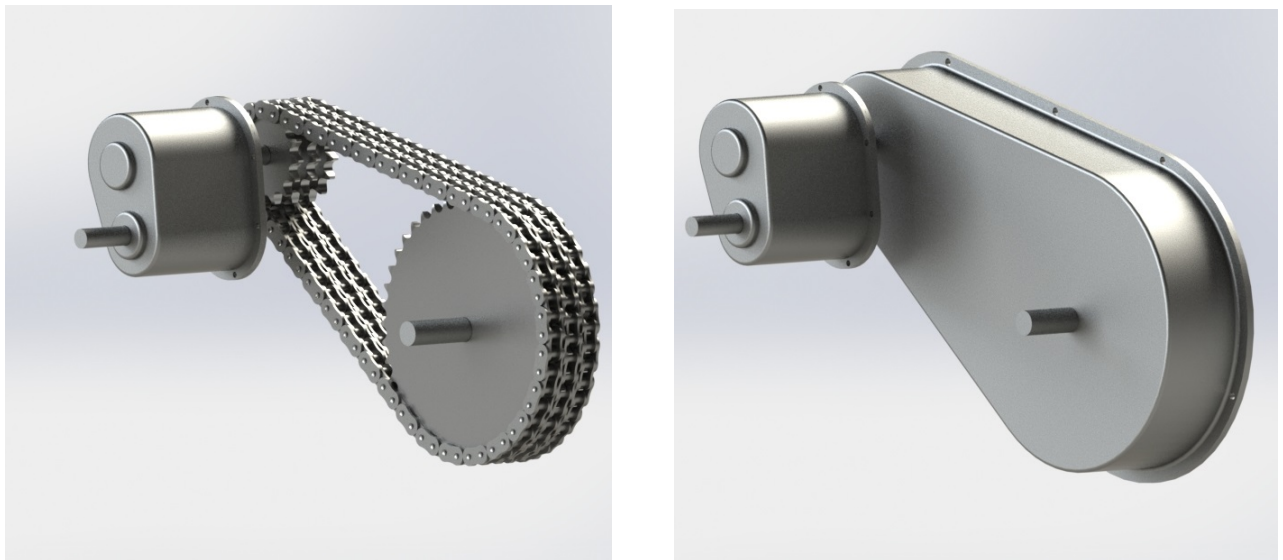
Fonte: Elaborado pelo autor

*powertrain*. Esta engloba a nova transmissão por corrente, o esboço da redução adaptada da Honda CB 300 e o modelo proposto para sua carcaça. Para melhor visualização dos elementos que compõe a montagem, a renderização foi feita com a carcaça aberta.

Tendo em vista a preocupação com a integridade física da coroa, que também orientou o dimensionamento da corrente, foi sugerido na figura 28(b) uma carcaça simples, que pode ser feita com uma chapa fina de alumínio (mesmo material utilizado por

Mandarino & Gonçalves (2014)), para proteger a transmissão por corrente de impactos e sujeira, principalmente barro. Dessa forma avança-se não só para uma transmissão por corrente mais compacta e melhor posicionada (com a coroa mais afastada do solo), mas também para uma transmissão blindada.

Figura 28 – Ilustração da configuração proposta para o novo *powertrain* do veículo Baja



(a) Carcaça aberta

(b) Carcaça fechada

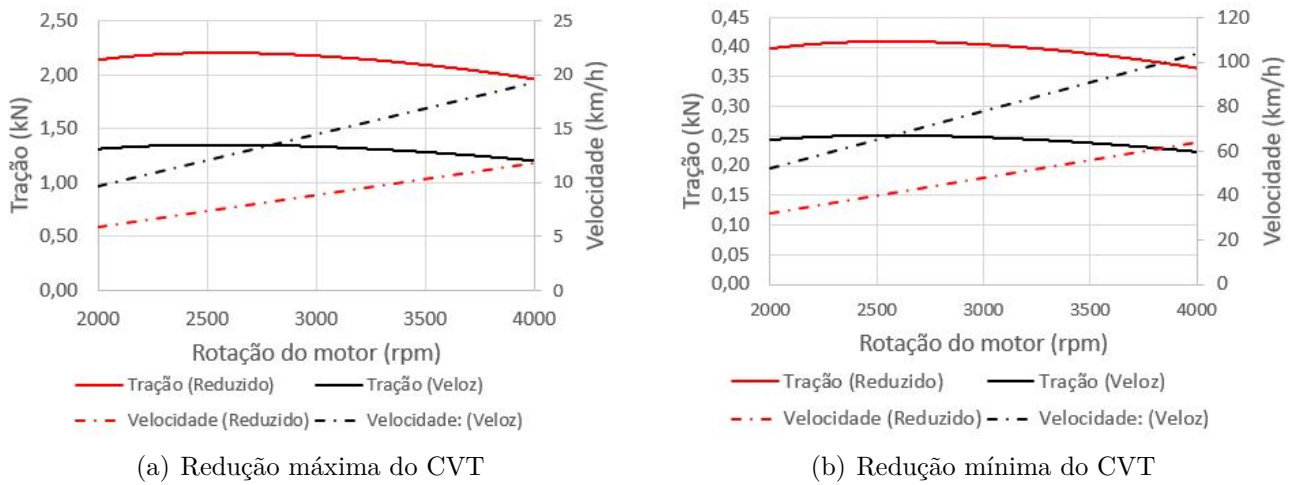
Fonte: Elaborado pelo autor

#### 4.6 Curvas do novo *powertrain*

Sendo selecionadas a 1<sup>a</sup> e 2<sup>a</sup> marcha da moto como modos de direção do veículo, isola-se suas respectivas curvas encontradas nas figuras 23, 24 e 25, de modo que seja possível observar apenas as características do novo *powertrain*. A figura 29 apresenta as curvas de tração e velocidade de cada modo para redução máxima (Figura 29(a)) e mínima (Figura 29(b)) do CVT. Como em uma fotografia, observa-se as curvas exclusivamente para condições máximas e mínimas do CVT, focando numa análise dos modos de direção. Pode-se observar por esse meio a variação de tração e velocidade *versus* rotação que cada modo pode oferecer.

Comparado ao veículo original, a relação de transmissão máxima aumentou em 14,2% e a relação de transmissão mínima diminuiu em 29,9% (Tabela 9). Dessa forma pode-se prever, de acordo com os dados da tabela 10, um aumento de 14% nas trações e 42% nas velocidades alcançadas. Como há um aumento da relação de transmissão máxima e uma diminuição da relação de transmissão mínima, a razão entre elas (relação de transmissão geral do *powertrain*) aumenta, permitindo um maior espectro de possibilidades de redução.

Figura 29 – Curvas de tração e velocidade do veículo em função da rotação do motor para cada modo de direção



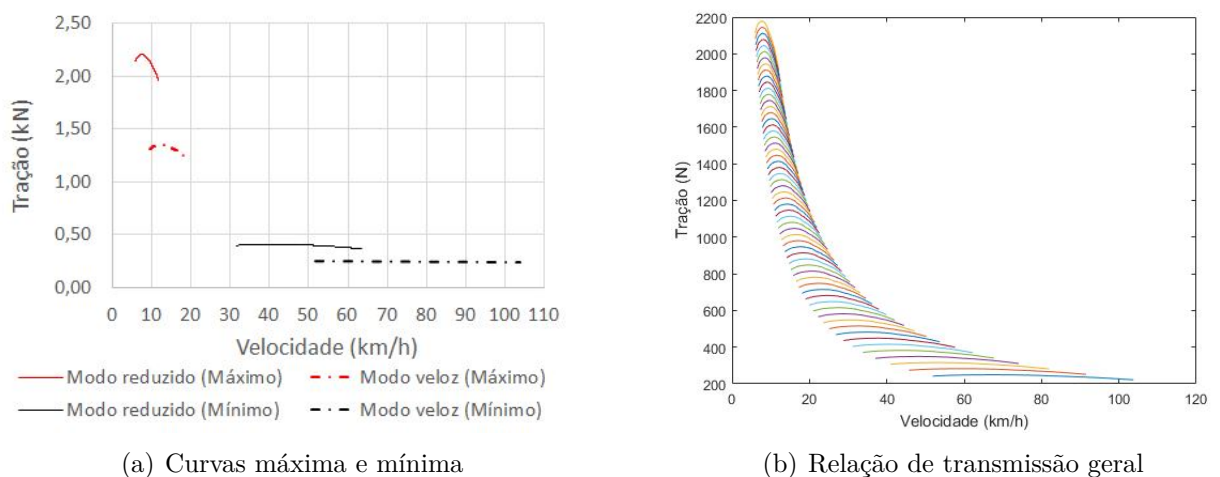
(a) Redução máxima do CVT

(b) Redução mínima do CVT

Fonte: Elaborado pelo autor

A figura 30 apresenta a relação entre a tração em função da velocidade do veículo novo, tal qual feita para o veículo original. Na figura 30(a) observa-se as curvas para relação de transmissão máxima e mínima do CVT para os modos reduzido e veloz. Variando discretamente os valores da relação de transmissão total do *powertrain* novo entre os valores limites (32,888 e 3,750), plota-se um número finito de curvas sobre a área restringida pela relação de transmissão geral. Pode-se observar essas curvas na figura 30(b), representando a área de trabalho do *powertrain* novo.

Figura 30 – Curvas de tração em função da velocidade do veículo novo



(a) Curvas máxima e mínima

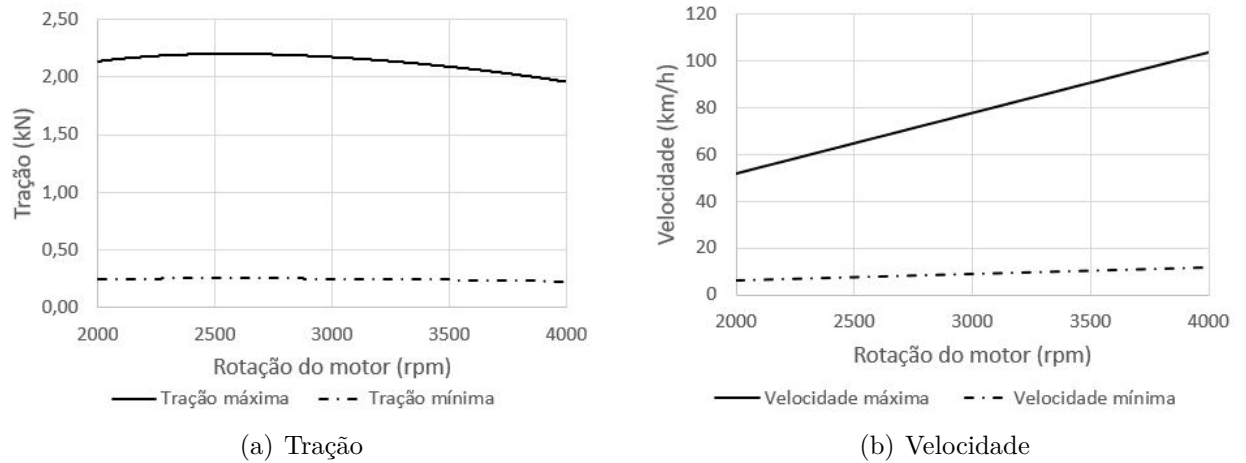
(b) Relação de transmissão geral

Fonte: Elaborado pelo autor

A figura 31 apresenta as curvas máxima e mínima de tração e velocidade em função da rotação do motor. As combinações do modo reduzido com a redução máxima do CVT e do modo veloz com a redução mínima do CVT produzem, respectivamente, as máxima e mínima trações (Figura 31(a)); e mínima e máxima velocidade (Figura 31(b)). Estas

curvas são os limites cuja área compreendida entre elas representa o campo em que o veículo opera (relação de transmissão geral).

Figura 31 – Limites de tração e velocidade do veículo novo



Fonte: Elaborado pelo autor

#### 4.7 Orçamento e comparação de custo

Segundo Mandarino & Gonçalves (2014) o custo total do seu projeto - que conta com a fabricação de todos os eixos, engrenagens e caixa - é de R\$ 17.265,00 (corrigidos pela inflação). Como foi proposto apenas a adaptação dos eixos primários e engrenagens que fazem a transmissão da moto, a comparação deve se limitar a esses elementos. Desse modo, o custo de produção dos eixos e engrenagens foi de R\$ 6.490,36 (corrigidos pela inflação), o segundo maior custo do projeto (37,6%) que perde apenas para o custo da carcaça (55,4%).

Em uma busca inicial por sites de compra e venda de produtos foi possível encontrar os eixos e engrenagens usados da Honda CB 300 por valores discrepantes em torno de R\$ 200,00. Para uma comparação mais robusta baseia-se o orçamento nos preços dessas peças encomendadas nas revendedoras autorizadas Honda. O preço total do conjunto composto pelas engrenagens, árvores primária e secundária é R\$ 2.155,82, valor 66,8% mais barato comparado ao orçamento de Mandarino & Gonçalves (2014) sem correção pela inflação.

Como as peças são vendidas separadamente e para a adaptação são necessários dois pares engrenados, duas engrenagens secundárias para acoplamento e os eixos, o custo cai para aproximadamente R\$ 1.548,28, valor 28,2% mais barato que o conjunto contendo todas as engrenagens e 76,1% mais barato que o orçamento de Mandarino & Gonçalves (2014). Para isso foram consideradas a média dos preços das engrenagens primárias (R\$ 116,74), a média dos preços das engrenagens secundárias (R\$ 140,57) e os preços fornecidos dos eixos primários e secundários (R\$ 403,56 e R\$ 348,94, respectivamente).

Deve-se salientar que o custo de R\$ 2.155,82 tratado refere-se apenas aos eixos e engrenagens sem considerar o custo do conjunto completo da transmissão da Honda CB 300 (R\$ 2.859,24) que também conta com buchas, parafusos, arruelas, rolamentos, anéis, placa de fixação e retentor. Estes não foram incluídos na comparação por não constarem no orçamento de Mandarino & Gonçalves (2014).

## 5 CONCLUSÕES

Este trabalho teve por objetivo selecionar e adaptar uma transmissão de moto ao *powertrain* do veículo baja, de modo que este possua dois modos de direção: um reduzido e outro veloz. A viabilidade é o ponto crucial da adaptação na medida em que busca-se alternativas à fabricação de peças. Os estudos envolvidos despertaram avaliações e comparações em torno das trações e velocidades do veículo original e novo.

Já de início foi possível comprovar que as árvores de transmissão de uma moto popular e de fácil acesso (Honda CB 300) resistem ao torque na saída do CVT em redução máxima. Comparado a moto, o eixo primário recebe um torque máximo 25% menor quando adaptado ao veículo Baja. Além disso a aplicação de sua primeira marcha dispensa grandes reduções na transmissão por corrente, permitindo ser feita em apenas um setor. Isso possibilita avançar em uma opção mais compacta e de fácil posicionamento.

O dimensionamento proposto para a transmissão por corrente se preocupou com a compacidade frente a necessidade de robustez para suportar os torques impostos. Embora tenha aumentado o diâmetro da coroa, o comprimento total diminuiu com a retirada de um setor da transmissão. Por consequência, o desenvolvimento de uma carcaça simples - concomitante a melhores possibilidades de posicionamento no chassi - se torna mais factível, aumentando a proteção desta transmissão. Por outro lado a transmissão por corrente proposta possui uma redução relativamente pequena que impõe apenas uma alternativa para seleção do modo reduzido.

Caso o dimensionamento focasse numa redução maior, feita em dois setores, as curvas para cada marcha adaptada da moto estariam em patamares mais elevados de tração e obteríamos mais de uma curva superior à original. Isso possibilitaria mais de uma alternativa para adaptar ao modo reduzido e permitiria relações de transmissão por engrenagem mais longas. Porém essa possibilidade entra em rota de colisão com a ideia de compacidade.

As curvas de tração e velocidade para cada marcha adaptada da moto permitem uma comparação direta com as curvas da configuração original do veículo. Quando se trata da validação destes resultados é salutar a comparação entre a velocidade máxima calculada e mensurada do veículo original, verificando a precisão dos cálculos que se repetem para a nova configuração do *powertrain*. Todavia, a equipe ainda não possui essa medição em sua ficha técnica e, por consequência, os resultados se sustentam na hipótese de que eventuais desvios se anulam em uma comparação. Em suma, apesar de assumir a possibilidade de imprecisão dos valores encontrados, enfatiza-se que este fato não invalida as conclusões tiradas a partir dos resultados obtidos.

Embora a seleção da marcha para o modo veloz seja aparentemente óbvia, o uso da matriz de decisão ratifica a escolha tomada na medida em que traz um método científico para seleção, justificando a adaptação proposta. De fato a matriz de decisão é utilizada em situações onde não é possível visualizar de forma direta a melhor alternativa, diferente deste estudo em específico. Por outro lado, dependendo do modelo de moto utilizado e/ou da relação de transmissão por corrente, a visualização da melhor combinação de marchas não é óbvia, sendo realmente necessário a matriz de decisão.

A modelagem gráfica da configuração proposta é prejudicada por não encontrar disponível as dimensões principais dos eixos primário, secundário, engrenagens e garfos seletores. Foi possível esboçar os eixos e as engrenagens adaptadas, levando em consideração dimensões aproximadas das peças. A partir desses esboços foi possível propor um modelo de carcaça, ilustrando a adaptação feita no *powertrain* sem ser possível, por outro lado, a apresentação de desenhos técnicos.

Enfim, segundo o orçamento realizado numa revendedora autorizada Honda e a análise financeira de Mandarino & Gonçalves (2014), percebemos tanto a viabilidade da aquisição de peças de transmissão de moto como um custo consideravelmente inferior (entre 58% e 70% menor) em comparação com a fabricação de peças. Em vista disto comprovamos que a adaptação da transmissão de moto é possível e mais barata, permitindo reservar recursos para outras áreas. Entretanto, na eventualidade da equipe possuir subsídio integral em fabricação de peças, o custo se resumiria apenas à compra de matéria prima - inferior ao custo da adaptação de uma transmissão de moto - tornando a fabricação de peças mais indicada para esse caso.

## 5.1 Sugestões para trabalhos futuros

Como foi ressaltado, as dimensões dos elementos que compõe a transmissão da moto não são disponibilizadas, sendo necessária a aquisição destes para realização de medições. Somente desta forma é possível propor um dimensionamento da carcaça que seja confiável para fabricação. Do mesmo modo, somente com a aquisição das peças da moto é possível desenvolver uma fixação e posicionamento dos garfos dentro da carcaça. Por fim, somente um trabalho conjunto de diversos setores da equipe pode definir a melhor interface entre o piloto e a transmissão, qual o melhor mecanismo para realizar essa interface e onde posicioná-lo no painel. Isto posto, sugere-se alguns trabalhos que darão continuidade ao projeto apresentado:

- Dimensionamento da carcaça proposta de acordo com as medições feitas nas peças da moto;

- Fixação e posicionamento dos garfos seletores na carcaça e desenvolvimento de um mecanismo de acionamento da troca;
- Desenvolvimento da interface entre o piloto e o mecanismo de acionamento, concomitante a um sistema de segurança que impeça a troca de modo com o veículo em movimento.



## REFERÊNCIAS

- BOVARD, Kaylah; MCCLEAD, Wyatt. Sae baja multi-speed transmission/transaxle. In: . [S.l.: s.n.], 2015.
- BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley**. [S.l.]: Editora Afiliada, 2011.
- COMET. **Comet Model 780 Automatic Torque Converter**. 2009.
- HEISLER, Heinz. **Advanced Vehicle Technology**. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2002.
- HONDA. **Manual de Serviços CBR 450 SR**. 1989.
- HONDA. **Manual do Proprietário CBX 250 Twister**. 2003.
- HONDA. **Manual do Proprietário CB 300**. 2010.
- HONDA, Moto. **Manual do Proprietário CBR 1000RR Fire Blade**. 2010.
- JUVINALL, Robert C.; MARSHEK, Kurt M. **Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas**. [S.l.]: LTC, 2012.
- MANDARINO, Caio Gomes; GONÇALVES, Guilherme. **Projeto de um Redutor de Velocidades para Veículos Baja SAE**. 2014. Projeto de Graduação 2 (Bacharelado em Engenharia Mecânica), UnB (Universidade de Brasília), Brasília, Brasil.
- NAUNHEIMER, Harald; BERTSCHE, Bernd; RYBORZ, Joachim; NOVAK, Wolfgang. **Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application**. [S.l.]: Springer, 2011.
- SAE-BRASIL. **Regulamento Baja SAE BRASIL**. 2010. Disponível em: <<http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/regras>>.
- SCARI, Alexandre. **Análise Estática de Mancais de Rolos Cônicos Aplicados em Transmissões Automotivas Manuais**. Dissertação (Mestrado) — PUC Minas, 2012.
- STRATTON, Briggs &. **Motor Baja I/C, 202400**. 2017. Disponível em: <[https://www.briggsandstratton.com/na/en\\_us/product-catalog/engines/racing-engines/model-20.html](https://www.briggsandstratton.com/na/en_us/product-catalog/engines/racing-engines/model-20.html)>.
- SUZUKI. **Manual do Proprietário GSX-R 1000**. 2015.
- SZENTE, Márk. Slip calculation and analysis for four-wheel drive tractors. **JármHvek és Mobilgépek**, n. 5, p. 404–424, 2009.
- TTC, Correntes. **Catálogo Técnico de Correntes, Engrenagens e Polias**. 2018.
- ULRICH, Karl T.; EPPINGER, Steven D. **Product Design and Development**. [S.l.]: McGraw-Hill Education, 2011.
- YAMAHA. **Manual do Proprietário XT 660R**. 2007.
- YAMAHA. **Manual do Proprietário YZF R1**. 2009.

Parte I

APÊNDICE

## A CÁLCULOS

## 1. DADOS GERAIS

## 1.1 Eficiências

Eficiência das rodas dentadas da corrente:  $\eta_{corrente} := 0,998$

Eficiência do CVT:  $\eta_{CVT} := 0,93$

Eficiência das engrenagens:  $\eta_{engrenagem} := 0,998$

## 1.2 Dados do veículo original

Relação de transmissão máxima do CVT:  $i_{CVT} := 3,710$

Rotação do motor para torque máximo:  $n_{motor} := 2600 \text{ min}^{-1}$

OBSERVAÇÃO: os valores de rotação estão sendo considerados em rpm

Torque máximo do motor:  $T_{motor} := 18,5 \text{ Nm}$

Carga máxima no eixo dianteiro com passageiro de 100kg:  $Q_{frontal} := 120 \text{ kg}$

Pressão do pneu:  $P := 15 \text{ psi} = 103,4214 \text{ kPa}$

Largura do pneu:  $L_{pneu} := 7 \text{ in} = 0,1778 \text{ m}$

Diâmetro nominal do pneu:  $D_{nom} := 21 \text{ in} = 0,5334 \text{ m}$

Diâmetro do aro do pneu:  $D_{aro} := 10 \text{ in} = 0,254 \text{ m}$

## 2. CÁLCULO DA EFICIÊNCIA GERAL DOS POWERTRAINS

Eficiência geral do powertrain original:  $\eta_{geral,1} := \eta_{CVT} \cdot \eta_{corrente}^2 = 0,926$

Eficiência geral do powertrain novo:  $\eta_{geral,2} := \eta_{CVT} \cdot \eta_{engrenagem} \cdot \eta_{corrente} = 0,926$

## 3. CÁLCULO DO RAIOS DINÂMICO DO PNEU

Altura do pneu:  $H_{pneu} := \left( \frac{D_{nom} - D_{aro}}{2} \right) = 0,1397 \text{ m}$

Deformação do pneu para carga máxima:

$$\Delta R := \left( \frac{Q_{frontal}}{\text{kg}} \right)^{0,835} \cdot \left( \frac{L_{pneu}}{\text{m}} \cdot \frac{H_{pneu}}{\text{m}} \right)^{-0,3} \cdot \left( \frac{P}{\text{bar}} \right)^{-0,33} \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

$$\Delta R = 0,0163 \text{ m}$$

Raio estático do pneu:  $R_s := \frac{D_{nom}}{2} - \Delta R = 0,2504 \text{ m}$

Raio dinâmico do pneu:  $R_d := \left( 1 + \frac{\Delta R}{D_{nom}} \right) \cdot R_s = 0,258 \text{ m}$

## 4. SELEÇÃO DA MOTOCICLETA

MOTO SELECIONADA: CB 300

Redução primária da moto selecionada:  $i_{primária} := 2,875$ Torque máximo do motor da moto selecionada:  $T_{moto} := 2,86 \text{ kgf m} = 28 \text{ N m}$ Torque máximo na saída do CVT:  $T_{CVT} := i_{CVT} \cdot T_{motor} = 68,6 \text{ N m}$ 

Torque no eixo primário para torque máximo do motor da moto:

$$T_{primário} := T_{moto} \cdot i_{primária} = 80,6 \text{ N m}$$

## 5. DIMENSIONAMENTO DA TRANSMISSÃO POR CORRENTE

Potência de entrada torque máximo do motor:

$$\dot{W}_{nom} := T_{motor} \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_{motor}) \cdot \eta_{CVT} \cdot \eta_{engrenagem} = 4,7 \text{ kW}$$

Relação de transmissão máxima na redução por engrenagens:  $i_{engrenagem} := 3,166$ Rotação mínima do pinhão:  $n_1 := \left( \frac{n_{motor}}{i_{CVT} \cdot i_{engrenagem}} \right) = 221 \text{ min}^{-1}$ 

## 5.1 Fatores de correção para quantidade de fileiras

Fator de correção para uma fileira:  $K_{1f} := 1$ Fator de correção para duas fileiras:  $K_{2f} := 1,7$ Fator de correção para três fileiras:  $K_{3f} := 2,5$ Fator de correção para quatro fileiras:  $K_{4f} := 3,3$ 

## 5.2 Escolha da relação de transmissão e fatores de projeto

Número de dentes do pinhão:  $N_{pinhão} := 15$ Número de dentes da coroa:  $N_{coroa} := 42$ Relação de transmissão do primeiro setor:  $i_{corrente} := \frac{N_{coroa}}{N_{pinhão}} = 2,8$ Fator de correção para o número de dentes da roda motora:  $K_1 := 0,87$ Fatores de projeto adotados:  $K_s := 1,2$      $n_d := 1,2$      $K_r := 29$ 

## 5.3 Escolha do número da corrente e quantidade de fileiras

Potência tabelada para uma fileira:  $W_1 := \frac{(n_d \cdot K_s \cdot \dot{W}_{nom})}{K_1 \cdot K_{1f}} = 7,74 \text{ kW}$ Potência tabelada para duas fileiras:  $W_2 := \frac{(n_d \cdot K_s \cdot \dot{W}_{nom})}{K_1 \cdot K_{2f}} = 4,55 \text{ kW}$ Potência tabelada para três fileiras:  $W_3 := \frac{(n_d \cdot K_s \cdot \dot{W}_{nom})}{K_1 \cdot K_{3f}} = 3,1 \text{ kW}$

Potência tabelada para quatro fileiras:  $W_4 := \frac{(n_d \cdot K_s \cdot W_{nom})}{K_1 \cdot K_{4f}} = 2,34 \text{ kW}$

Rotação do pinhão considerada: 200 rev/min

Quantidade de fileiras selecionadas: 3

Fator de correção para a quantidade de fileiras selecionado:  $K_2 := 2,5$

Número ANSI da corrente selecionada: 60

Potência tabelada para a corrente selecionada:  $W_{tab} := 3,2 \text{ kW}$

Passo da corrente selecionada:  $p := 19,05 \text{ mm}$

#### 5.4 Análise da admissibilidade da escolha

Potência admissível:  $W_a := K_1 \cdot K_2 \cdot W_{tab} = 6,96 \text{ kW}$

Potência transmitida:  $W_t := W_{nom} \cdot K_s \cdot n_d = 6,732 \text{ kW}$

#### 5.5 Dimensionamento da transmissão

Diâmetro primitivo da roda dentada motora:  $d_{pinhão} := \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{N_{pinhão}}\right)} = 0,092 \text{ m}$

Diâmetro primitivo da roda dentada movida:  $d_{coroa} := \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{N_{coroa}}\right)} = 0,255 \text{ m}$   
 $\frac{(d_{pinhão} + d_{coroa})}{2} = 0,17 \text{ m}$

Distância arbitrada entre os centros das rodas dentadas:  $C_{arbitrado} := 0,35 \text{ m}$

Relação entre a distância dos centros arbitrado e o passo (C/p):

$$C_{p,arbitrado} := \frac{C_{arbitrado}}{p} = 18,373$$

Comprimento da corrente em passos (L/p) para distância arbitrada entre os centros

$$L_{p,arbitrado} := 2 \cdot C_{p,arbitrado} + \frac{(N_{pinhão} + N_{coroa})}{2} + \frac{(N_{coroa} - N_{pinhão})^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot C_{p,arbitrado}} = 66,2505$$

Comprimento da corrente em passo (L/p) selecionado:  $L_{p,sel} := 66$

Distância entre os centros das rodas dentadas:

$$A := \frac{(N_{pinhão} + N_{coroa})}{2} - L_{p,sel} = -37,5$$

$$C := \frac{p}{4} \cdot \left( -A + \sqrt{A^2 - 8 \cdot \left( \frac{(N_{coroa} - N_{pinhão})^2}{2 \cdot \pi} \right)} \right) = 0,348 \text{ m}$$

Relação entre a distância dos centros e o passo (C/p):  $C_p := \frac{C}{p} = 18,244$

Potência nominal limitada pelos roletes:

$$W_{rolete} := \frac{\left( 746 \cdot K_r \cdot N_{pinhão}^{1,5} \cdot \frac{p}{\text{mm}}^{0,8} \right)}{(n_1 \text{ s})^{1,5}} \text{ kW} = 2,54 \cdot 10^5 \text{ kW}$$

Vida esperada para corrente:

$$h := \left( \frac{746}{\frac{W_{rolete}}{\text{kW}}} \cdot \left( K_r \cdot \left( \frac{N_{pinhão}}{n_1 \text{ s}} \right)^{1,5} \cdot \left( \frac{p}{25,4} \right)^{0,8} \cdot \left( \frac{L_{p,sel}}{100} \right)^{0,4} \cdot 15000^{0,4} \right) \right)^{\frac{1}{0,4}} \text{ hr} = 2268 \text{ hr}$$

Parte II

ANEXO



## A TERMO DE AUTENTICIDADE



UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA  
FACULDADE DE ENGENHARIA

### Termo de Declaração de Autenticidade de Autoria

Declaro, sob as penas da lei e para os devidos fins, junto à Universidade Federal de Juiz de Fora, que meu Trabalho de Conclusão de Curso do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica é original, de minha única e exclusiva autoria. E não se trata de cópia integral ou parcial de textos e trabalhos de autoria de outrem, seja em formato de papel, eletrônico, digital, áudio-visual ou qualquer outro meio.

Declaro ainda ter total conhecimento e compreensão do que é considerado plágio, não apenas a cópia integral do trabalho, mas também de parte dele, inclusive de artigos e/ou parágrafos, sem citação do autor ou de sua fonte.

Declaro, por fim, ter total conhecimento e compreensão das punições decorrentes da prática de plágio, através das sanções civis previstas na lei do direito autoral<sup>1</sup> e criminais previstas no Código Penal<sup>2</sup>, além das cominações administrativas e acadêmicas que poderão resultar em reprovação no Trabalho de Conclusão de Curso.

Juiz de Fora, 19 de Junho de 2018.

---

Nome completo – Pedro Augusto Coelho Filho  
Matrícula: 201365208M – CPF: 124.763.856-11

<sup>1</sup> LEI N° 9.610, DE 19 DE FEVEREIRO DE 1998. Altera, atualiza e consolida a legislação sobre direitos autorais e dá outras providências.

<sup>2</sup> Art. 184. Violar direitos de autor e os que lhe são conexos: Pena – detenção, de 3 (três) meses a 1 (um) ano, ou multa.

## B ESPECIFICAÇÕES DAS MOTOS PLEITEADAS

A tabela 13 apresenta as especificações de potência e torque do motor além das relações de transmissão das motos de 1000 cc. Já a tabela 14 apresenta as mesmas especificações de motos com menos de 1000 cc.

Tabela 13 – Especificações do motor e das relações de transmissão das motos de 1000 cc

<b>Moto Pleiteada</b>	<b>Honda CBR 1000RR</b>	<b>Suzuki GSX-R 1000</b>	<b>Yamaha YZF R1</b>
Potência máxima do motor	178 hp (12.000 rpm)	-	-
Torque máximo do motor	112 Nm (8.500 rpm)	-	-
Redução Primária	1,717	1,533	1,512
1ª marcha	2,285	2,562	2,533
2ª marcha	1,777	2,052	2,063
3ª marcha	1,500	1,714	1,762
4ª marcha	1,333	1,500	1,522
5ª marcha	1,214	1,360	1,364
6ª marcha	1,137	1,269	1,269
Redução Final	2,625	2,588	2,765
Relação de transmissão geral	2,010	2,019	1,996

Fonte: Compilado de Honda (2010b), Suzuki (2015), Yamaha (2009)

Tabela 14 – Especificações do motor e das relações de transmissão das motos abaixo de 1000 cc

<b>Moto Pleiteada</b>	<b>Honda CB300</b>	<b>Honda CBX 250</b>	<b>Yamaha XT 660R</b>
Potência máxima do motor	27 hp (7.500 rpm)	24 hp (8.000 rpm)	-
Torque máximo do motor	28 Nm (6.500 rpm)	24 Nm (6.000 rpm)	-
Redução Primária	2,875	3,100	2,083
1ª marcha	3,166	2,769	2,500
2ª marcha	1,941	1,882	1,625
3ª marcha	1,380	1,333	1,150
4ª marcha	1,083	1,083	0,909
5ª marcha	0,884	0,923	0,769
6ª marcha	Não possui	0,814	Não possui
Redução Final	2,846	2,846	3,000
Relação de transmissão geral	3,581	3,402	3,251

Fonte: Compilado de Honda (2010a), Honda (2003), Yamaha (2007)