UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

IGOR NEVES CASER

SYLVIO KASCHNER COSTALONGA SERAPHIM

PROJETO DE CAIXA DE REDUÇÃO DE VELOCIDADE POR CORREIA SINCRONIZADORA PARA VEÍCULO BAJA SAE®

PROJETO DE GRADUAÇÃO

VITÓRIA

2014

IGOR NEVES CASER
SYLVIO KASCHNER COSTALONGA SERAPHIM

PROJETO DE CAIXA DE REDUÇÃO DE VELOCIDADE POR CORREIA SINCRONIZADORA PARA VEÍCULO BAJA SAE®

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Me. Rafhael Milanezi de Andrade

VITÓRIA

2014

IGOR NEVES CASER

SYLVIO KASCHNER COSTALONGA SERPHIM

PROJETO DE CAIXA DE REDUÇÃO DE VELOCIDADE POR CORREIA SINCRONIZADORA PARA VEÍCULO BAJA SAE®

Projeto de graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em 15 de Dezembro de 2014.

COMISSÃO EXAMINADORA:

_____

Prof. Me. Rafhael Milanezi de Andrade
Universidade Federal do Espírito Santo
Orientador

_____

Prof. Me. Oswaldo Paiva Almeida Filho
Universidade Federal do Espírito Santo
Examinador

_____

Eng. Estevão Cypriano Monteiro Costa
Technip
Examinador

RESUMO

O projeto de extensão BAJA SAE® é um desafio lançado aos estudantes de engenharia de todo Brasil e tem como objetivo a construção de um protótipo de veículo fora de estrada, monoposto, recreativo, capaz de transpor os mais variados tipos de obstáculos. A Equipe Vitória Baja, representante da Universidade Federal do Espírito Santo na competição busca, ano a ano, o aprimoramento dos diversos subsistemas do protótipo, visando sempre manter uma boa relação entre fatores como massa, eficiência e custo. Na tentativa de aprimorar a performance do sistema de transmissão do protótipo da Equipe Vitória Baja, este trabalho propõe a substituição da caixa de redução de velocidades por corrente de rolos por uma caixa de redução por correia sincronizadora. É apresentada a seleção e dimensionamento da correia, polias, rolamentos, eixos principais, elementos de vedação, esticador e carcaça utilizando como base para a seleção dos componentes os catálogos *PowerGrip®GT®3 Power Belt Drives Design Manual (GATES)*, *Catálogo Geral NSK Rolamentos* e *Catálogo de Retentores SABÓ.* Para a modelagem do projeto utiliza-se o software *SOLIDWORKS*. Alguns parâmetros como potência a ser transmitida, relação de transmissão ideal e geometria externa da caixa foram restringidos pela Equipe Vitória Baja e o regulamento da Competição Baja SAE Brasil. Por fim, verificou-se que a nova caixa de redução apresenta um aumento da eficiência, redução de massa, melhor manutenabilidade, redução de ruídos e de custos do sistema de transmissão.

Palavras-Chave: Transmissão; Correia; Sincronizadora; BAJA; SAE; Dimensionamento; Seleção; Modelagem

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Benz Patent-Motorwagen, o carro de Carl Benz 14
Figura 2 - Exemplo de ampliação (esquerda) e redução (direita) 15
Figura 3 - Transmissões por engrenagens cilíndricas 16
Figura 4 - Transmissão por engrenagens cônicas..... 16
Figura 5 - Transmissão por corrente de rolos..... 17
Figura 6 - Transmissão por corrente trapezoidal (esquerda) e correia sincronizadora (direita)..... 18
Figura 7 - Curva de potência (esquerda) e torque (direita) em função da rotação do motor Briggs & Stratton..... 19
Figura 8 - Vista explodida da polia motora da CVT 20
Figura 9 - Vista explodida da polia movida da CVT 22
Figura 10 – Diferencial Polaris 23
Figura 11 – Pneu Trail Wolf Carlise..... 24
Figura 12 – Diagrama esquemático do trem de força proposto 24
Figura 13 - Curva de desaceleração durante o teste de Coastdown 27
Figura 14 - Geometria do protótipo 2013 (esquerda) e do protótipo 2014 (direita) ... 28
Figura 15 – Geometria básica da carcaça da caixa de redução intermediária..... 29
Figura 16 - Detalhe da montagem do esticador..... 33
Figura 17 - Análise do comprimento da correia 34
Figura 18 - Carregamentos no eixo primário e secundário devido à correia sincronizadora..... 36
Figura 19 - Carregamento no eixo do esticador 37
Figura 20 - Carregamentos no eixo primário (abaixo) devido à CVT 37
Figura 21 - Direção força CVT 38
Figura 22 - Estudo fator de segurança 42
Figura 23 - Carcaças, vista frontal..... 43
Figura 24 - Junta da carcaça..... 44
Figura 25 - Detalhe do pino guia 45
Figura 26 - Validação da nova geometria..... 47

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Avaliações estáticas da Competição Baja SAE Brasil e suas pontuações. 12
Tabela 2: Avaliações dinâmicas da Competição Baja SAE Brasil e suas pontuações 12
Tabela 3 - Componentes da polia motora da CVT 21
Tabela 4 - Componentes da polia movida da CVT 22
Tabela 5- Faixa de Relação de Transmissão da CVT CVTECH-IBC Mini Baja 2009 22
Tabela 6 – Velocidade angular Motor Briggs & Stratton Serie 20 e Velocidade linear do protótipo BAJA 25
Tabela 7 – Relação de transmissão em cada componente modificador de velocidade angular envolvido no protótipo 25
Tabela 8 – Relação entre velocidade angular e linear desenvolvida pelo pneu 25
Tabela 9 – Fator de serviço segundo aplicação 31
Tabela 10 – Seleção do passo da correia 32
Tabela 11 – Seleção de sistema de engrenagens 32
Tabela 12 – Seleção da largura da correia 35
Tabela 13 - Interpolação da potência suportada pela correia de 30mm e engrenagens de 40 dentes 35
Tabela 14 –Códigos componentes 36
Tabela 15 - Tabela de conversão de carregamentos nos eixos 37
Tabela 16 - Diâmetro eixos nas sedes dos rolamentos 39
Tabela 17 - Carregamentos nos rolamentos 39
Tabela 18 - Características dos rolamentos 40
Tabela 19 - Códigos dos Rolamentos 41
Tabela 20 – Retentores, suas dimensões e código 43
Tabela 21 - Propriedades do material da junta 44
Tabela 22 – Dimensão e tipo dos fixadores 45
Tabela 23 - Avaliação das principais massas 46
Tabela 24 - Comparativo entre transmissões 46
Tabela 25 - Composição de custos dos componentes comerciais da caixa de redução 48

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

RPM - Rotações por minuto

MOT - Motor

fpm - Pés por minuto

Fs - Fator de segurança

SI - Sistema internacional de medidas

UFES - Universidade federal do Espírito Santo

SAE - Society of automotive engeneers

CVT - Transmissão Continuamente Variável

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 9
1.1 Objetivo 9
1.2 Sae Brasil 10
1.3 Projeto Baja SAE 10
1.4 Competição Baja SAE Brasil 11
1.5 Equipe Vitória BAJA 12

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 14
2.1 O automóvel e os sistemas de transmissão 14
2.1.1 TRANSMISSÃO POR ENGRENAGENS 15
2.1.2 TRANSMISSÃO POR CORRENTES DE ROLOS 16
2.1.3 TRANSMISSÃO POR CORREIAS 17

3 TREM DE FORÇA 19
3.1 Motor 19
3.2 Transmissão continuamente variada (CVT) 19
3.3 Diferencial 23
3.4 Pneu 23
3.5 Caixa de redução intermediária 24

4 PARÂMETROS DE ENTRADA PARA O PROJETO 26
4.1 Relação de transmissão da caixa de redução intermediária 26
4.2 Método do Coast Down 26
4.3 Escolha do tipo de transmissão 28
4.4 Geometria básica 29
4.5 Potência do motor 29

5 DIMENSIONAMENTO DA CAIXA INTERMEDIÁRIA 29
5.1 Correia PowerGrip® GT®3 29
5.2 Método para dimensionamento de correia sincronizadora 30
5.2.1 POTÊNCIA DE PROJETO 30
5.2.2 SELEÇÃO DO PASSO DA CORREIA 31
5.2.3 SELEÇÃO DAS ENGRENAGENS 32
5.2.4 ESTICADOR DE CORREIA 33
5.2.5 CÁLCULO DO COMPRIMENTO DA CORREIA 33
5.2.6 AVALIAÇÃO DA VELOCIDADE DA CORREIA 34
5.2.7 LARGURA DA CORREIA 35
5.2.8 CÓDIGOS DOS COMPONENTES 36
5.3 Dimensionamento dos eixos 36
5.4 Seleção dos mancais de rolamento 39
5.4.1 CARGAS 39
5.4.2 TIPO DE ROLAMENTO 40
5.4.3 SELEÇÃO ROLAMENTOS 40
5.4.4 CÓDIGOS DOS ROLAMENTOS 41
5.5 Carcaça 41
5.5.1 FUNÇÃO DA CARCAÇA 41
5.5.2 MATERIAL DE CONSTRUÇÃO 41
5.5.3 MÉTODO DE FABRICAÇÃO 41

5.5.4 GEOMETRIA 41
5.6 Vedações 43
5.6.1 RETENTORES 43
5.6.2 JUNTA 44
5.7 Elementos de fixação 45
5.7.1 PARAFUSOS 45
5.7.2 PINOS GUIA 45

6 RESULTADOS ESPERADOS 46
6.1 Avaliação da massa 46
6.2 Melhorias em relação à transmissão por corrente de rolos cilíndricos 46
6.3 Validação da geometria 47
6.4 Componentes e custos 47

7 CONCLUSÃO 49

8 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS 50

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 51

ANEXO A 52

ANEXO B 53

ANEXO C 54

ANEXO D 55

ANEXO E 56

1 INTRODUÇÃO

Um veículo BAJA SAE® é um protótipo desenvolvido por estudantes de engenharia dentro de um ambiente de projeto de extensão. Este é concebido para participação em competições da SAE Brasil. A Equipe Vitória Baja é a representante da Universidade Federal do Espírito Santo na categoria.

Ao longo dos anos, as competições têm aumentado seu grau de dificuldade, devido aos desafios impostos pelos organizadores nas mais variadas provas, bem como o aprimoramento tecnológico desenvolvido por equipes concorrentes.

Para alcançar as primeiras colocações, as equipes precisam se submeter a um processo de melhoria contínua, tanto no protótipo, quanto dos integrantes. Aumentar a eficiência, reduzir massa, melhorar o conforto de operação e reduzir custos são metas constantemente incrementadas. Tendo em vista essas premissas, o protótipo 2014 da Equipe Vitória Baja passou a contar com suspensão traseira independente, utilização de diferencial e novo posicionamento longitudinal do eixo do motor. Isso acarretou uma série de mudanças no trem de força. Em um estágio inicial do projeto, foi adotada uma caixa intermediária de redução de velocidades por corrente de rolos, devido à sua simplicidade e facilidade de fabricação. Na tentativa de aprimorar esse sistema, levantou-se a possibilidade de substituição por uma caixa de redução de velocidades por correias sincronizadora, por ser mais leve, eficiente, menos ruidosa, e por evitar gastos com manutenção. Os requisitos necessários para sua concepção são o cerne do trabalho que é aqui apresentado.

1.1 Objetivo

Este trabalho tem como obtivo projetar uma caixa de transmissão de potência por correia dentada para substituir a caixa de redução por corrente atualmente utilizada no protótipo da Equipe Vitória Baja. A caixa de transmissão recebe a potência do conjunto motor e CVT, e transfere para o conjunto do diferencial e rodas.

Espera-se projetar um sistema simples, mais leve que o atual, menos ruidosa, de fácil manutenção e com um custo acessível para a equipe.

1.2 Sae Brasil

A SAE Brasil é uma instituição inspirada na SAE International (Society of Automotive Engineers). Assim como sua inspiradora, é uma entidade sem fins lucrativos, cujo quadro de associados é integrado por pessoas físicas (empresários, acadêmicos, executivos, engenheiros técnicos e outros profissionais) que tem como principal interesse o desenvolvimento e a disseminação de conhecimentos e técnicas da mobilidade.

Teve sua origem na década de 70, quando um número cada vez mais expressivo de engenheiros e executivos de empresas multinacionais estabelecidas no país passou a integrar o quadro de associados da SAE Internacional. O uso sempre mais intenso e frequente dos serviços e das conveniências oferecidas pela SAE Internacional por parte destes profissionais, somados ao aumento do parque industrial brasileiro e de sua produção ao longo das décadas de 70 e 80, levou à natural conclusão de que o País estava pronto para uma associação capaz de satisfazer, em âmbito nacional, mas com ligações internacionais, os anseios dos profissionais ligados à Engenharia da Mobilidade. Desta forma, graças à atuação de um grupo de dedicados associados e ao apoio decisivo da SAE Internacional, foi criada em dezembro de 1991, a SAE BRASIL, através do Projeto pioneiro da primeira associação afiliada à SAE Internacional.

A instituição está estruturada em uma sede central e 11 seções regionais, estabelecidas em cidades ou regiões cujas atividades, de natureza industrial ou acadêmica, são fortemente vinculadas à Tecnologia da Mobilidade.

A SAE Brasil é responsável pela organização de vários eventos de engenharia na área da mobilidade, como congressos, simpósios, cursos e exposições, além dos 4 programas estudantis: Baja SAE, Formula SAE, Aerodesign e Demoiselle.

1.3 Projeto Baja SAE

O projeto Baja SAE é um desafio lançado aos estudantes de engenharia que oferece a chance de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, visando incrementar sua preparação para o mercado de trabalho. Ao participar do projeto Baja SAE, o aluno se envolve com um caso real de desenvolvimento de

projeto, desde a sua concepção, projeto detalhado e construção. No Brasil o projeto recebe o nome de Projeto Baja SAE BRASIL.

Foi criado na Universidade da Carolina do Sul, Estados Unidos, sob a direção do Dr. John F. Stevens, sendo que a primeira competição ocorreu em 1976. Em 1994, três anos após sua fundação, a SAE Brasil lançava o Projeto Baja SAE BRASIL.

No ano seguinte, em 1995, era realizada a primeira competição nacional, na pista Guido Caloi, bairro do Ibirapuera, cidade de São Paulo. Em 1996 a competição foi transferida para o Autódromo de Interlagos, onde ficaria até o ano de 2002. A partir de 2003 a competição passou a ser realizada em Piracicaba, interior de São Paulo, no ECPA – Esporte Clube Piracicabano de Automobilismo. Desde 1997 a SAE BRASIL também apoia a realização de eventos regionais do Baja SAE BRASIL, através de suas Seções Regionais. Desde então dezenas de eventos foram realizados em vários estados do país como Rio Grande do Sul, São Paulo, Minas Gerais e Bahia.

Os alunos que participam do Projeto Baja SAE devem formar equipes que representarão a Instituição de Ensino Superior ao qual estão ligados. Estas equipes são desafiadas anualmente a participar da Competição Baja SAE, evento que reúne os estudantes e promove a avaliação comparativa dos projetos. No Brasil a competição nacional recebe o nome de Competição Baja SAE BRASIL. Competições regionais são nomeadas como Etapa Sul, Sudeste e Nordeste.

Para participar da Competição Baja SAE BRASIL, cada equipe deve projetar e construir um veículo protótipo, fora de estrada (off-road), monoposto, robusto, visando comercialização ao público entusiasta e não profissional. O veículo deve ser seguro, facilmente transportado e de simples manutenção e operação. Deve ser capaz de vencer terrenos acidentados em qualquer condição climática sem apresentar danos. Durante a competição, cada equipe visa ter seu projeto aceito por um fabricante fictício. Os alunos devem trabalhar em equipe em todas as fases do projeto (projeto, construção, testes, promoção e operação), desenvolvendo um veículo que respeite as regras impostas. Cabe aos alunos viabilizar suporte financeiro para o projeto. Tudo deve ser feito sempre respeitando as prioridades acadêmicas.

1.4 Competição Baja SAE Brasil

Durante a competição, o protótipo é testado em diversas avaliações, dividas em estáticas e dinâmicas.

As avaliações estáticas são dividas de acordo com a Tabela 1.

Tabela 1: Avaliações estáticas da Competição Baja SAE Brasil e suas pontuações.

AVALIAÇÃO	PONTUAÇÃO
Inspeção técnica e de segurança	Aprovado/Reprovado – Pode haver dedução de pontos
Verificação do motor	Aprovado/Reprovado
Avaliação de projeto	330 pontos

Fonte: Adaptado da RBSB 9 – Avaliações e Pontuação – Emenda 3.

Nessas provas são avaliados os requisitos mínimos de segurança do veículo, e é verificado se o protótipo foi projetado de acordo com as especificações técnicas do regulamento da competição. Também é verificado se o motor padrão da competição é utilizado e se segue os padrões estabelecidos no regulamento. Ao final, cada equipe faz uma apresentação de 10 minutos para os juízes da competição, expondo tudo o que foi avaliado no projeto e construção do veículo, todas as premissas estabelecidas e os resultados obtidos.

As avaliações dinâmicas são divididas de acordo com a Tabela 2.

Tabela 2: Avaliações dinâmicas da Competição Baja SAE Brasil e suas pontuações

AVALIAÇÃO	PONTUAÇÃO
Avaliação dinâmica de segurança e conforto do operador	20 pontos
Capacidade de frenagem	Aprovado/Reprovado
Aceleração	60 pontos
Velocidade máxima	60 pontos
Tração	60 pontos
Suspension and Traction	70 pontos
Enduro de resistência	400 pontos

Fonte: Adaptado da RBSB 9 – Avaliações e Pontuação – Emenda 3

Nas avaliações dinâmicas, verifica-se a segurança do veículo durante a operação, bem como sua capacidade de transpor os mais variados tipos de obstáculos, sua aceleração, tração e velocidade.

Na competição são distribuídos 1000 pontos para cada equipe. A equipe que acumular a maior quantidade de pontos se sagra campeã.

1.5 Equipe Vitória BAJA

A Equipe Vitória Baja é a equipe pioneira em Baja no Espírito Santo. Localizada em Vitoria no campus da UFES, a equipe Vitoria Baja foi iniciada por alunos de

Engenharia Mecânica, mas também já comportou estudantes das Engenharias Elétrica, Engenharia Civil, Engenharia e Ciências da Computação e Tecnologia Mecânica.

A Equipe Vitória Baja surgiu em 1998 após estudantes do curso de Engenharia Mecânica participarem do CREEM onde tiveram contato com o Projeto BAJA SAE, despertando assim o interesse de fundar o Projeto na UFES. Desde de então, a Equipe vem obtendo excelentes resultados nas competições nacionais e regionais, sendo uma referência, desde sua criação, por levar novas ideias e tecnologias para a competição.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 O automóvel e os sistemas de transmissão

A história do automóvel que conhecemos hoje começou em 29 de janeiro de 1886, quando Carl Benz fez o pedido de patente do seu carro motorizado, o Benz Patent-Motorwagen, Figura 1, na cidade de Mannheim, Alemanha.

Figura 1 - Benz Patent-Motorwagen, o carro de Carl Benz

Fonte: http://www.autowallpaper.de/

Com o desenvolvimento dos motores a combustão e motores elétricos, e a variedade de faixa de velocidades e torques em que esses operam, surgiu a necessidade de um sistema que pudesse adequar a velocidade e torque de um motor para cada trabalho, afim de evitar o uso de vários motores para uma mesma função.

O sistema de transmissão é o conjunto de componentes responsável por transmitir a potência gerada no motor do veículo para as rodas. Seguem alguns requisitos desejados para uma caixa de transmissão:

- Alta eficiência
- Baixo custo de fabricação e manutenção
- Fácil manutenção
- Conforto na operação (baixa emissão de ruídos)
- Baixo peso

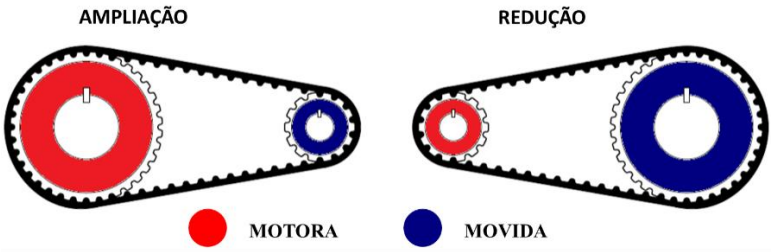
- Sistema compacto
- Elevada vida útil

Também chamado de variador de velocidades, o sistema de transmissão se divide entre os redutores e os ampliadores. Os redutores reduzem a velocidade angular produzida pelo motor, gerando um aumento do torque na saída. Para isso, o diâmetro primitivo da engrenagem ou polia motora deve ser menor que o diâmetro primitivo da engrenagem ou polia movida. Consequentemente, a motora terá também menos dentes que a movida. Os ampliadores trabalham de maneira contrária aos redutores. Ambos os casos estão representados na Figura 2.

Para se obter grandes reduções sem que as engrenagens sejam projetadas com dimensões exageradas, utiliza-se uma caixa de redução com vários pares de engrenagens em série. A redução final será o produto das reduções de cada par de engrenagens da caixa de transmissão. O mesmo vale para sistemas de ampliação e sistemas de transmissão por polias.

Uma caixa de transmissão pode transferir a rotação entre os seus eixos de várias formas: engrenagens, corrente de rolos e conjuntos polias/correia.

Figura 2 - Exemplo de ampliação (esquerda) e redução (direita)



2.1.1 Transmissão por engrenagens

Estes sistemas possuem um ou mais pares de engrenagens que transmitem potência entre eixos apoiados em mancais fixos.

As transmissões por engrenagens podem ser por engrenagens cilíndricas (dentes retos, dentes helicoidais ou rosca sem-fim), Figura 3, ou por engrenagens cônicas, Figura 4.

Os tipos de engrenagens que poderiam ser utilizadas nesse trabalho são as cilíndricas de dentes retos e as cilíndricas de dentes helicoidais. As engrenagens de

dentes retos são amplamente utilizadas, devido à facilidade de se projetar e construir. Possuem uma alta eficiência (entre 96 e 99%) porém altos níveis de ruído durante a operação. As engrenagens de dentes helicoidais também apresentam alta eficiência, porém, apesar de serem mais resistentes que as de dentes retos, possuem um custo de fabricação mais elevado e o projeto já não é tão simples. As helicoidais possuem níveis de ruído inferiores em relação às de dentes retos. Se utilizado apenas um par de engrenagens na caixa de transmissão, o sentindo do giro é alterado na saída, em relação à entrada, em ambos os casos.

Figura 3 - Transmissões por engrenagens cilíndricas

Fonte: http://science.howstuffworks.com/transport/engines-equipment/gear.htm

Figura 4 - Transmissão por engrenagens cônicas

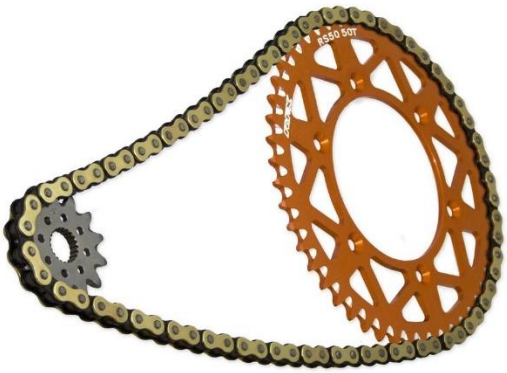
Fonte: http://science.howstuffworks.com/transport/engines-equipment/gear.htm

2.1.2 Transmissão por correntes de rolos

Quando a disposição do sistema exige uma grande distância entre os eixos de entrada e saída, uma opção é a utilização da transmissão por corrente de rolos. Este sistema apresenta também um par de engrenagens, movida e motriz, porém a potência é transmitida entre elas não mais pelo contato direto, e sim através de uma corrente de rolos. Este sistema, representado na Figura 5, apresenta um rendimento

de 98% aproximadamente, baixo custo, porém um peso elevado se comparado à transmissão por correias.

Figura 5 - Transmissão por corrente de rolos



Fonte: RFX Chains

2.1.3 Transmissão por correias

Outra possibilidade quando os eixos de entrada e saída estão distantes é a utilização de polias ligadas através de uma correia. A grande vantagem desse sistema em relação ao sistema com corrente de rolos é o baixo peso. Além disso, uma caixa de transmissão por correia requer menos manutenção que uma por corrente de rolos, como por exemplo, cuidados com lubrificação. Outro fator é a preocupação com o efeito poligonal, que não acontece nas correias.
Uma caixa de transmissão por correia pode utilizar correias trapezoidais ou sincronizadoras, como mostrado na Figura 6. Por não apresentar deslizamentos, a correia sincronizadora apresenta uma eficiência superior às correias trapezoidais (algo em torno de 99%).

Figura 6 - Transmissão por corrente trapezoidal (esquerda) e correia sincronizadora (direita).

Fonte: POWER GRIP DRIVE DESIGN MANUAL, 2014, p. 2

3 TREM DE FORÇA

O trem de força de um veículo engloba tanto o sistema de geração de potência como o sistema de distribuição. Logo, nos protótipos Baja SAE, esse sistema consiste, basicamente, no conjunto motor e sistema de transmissão.

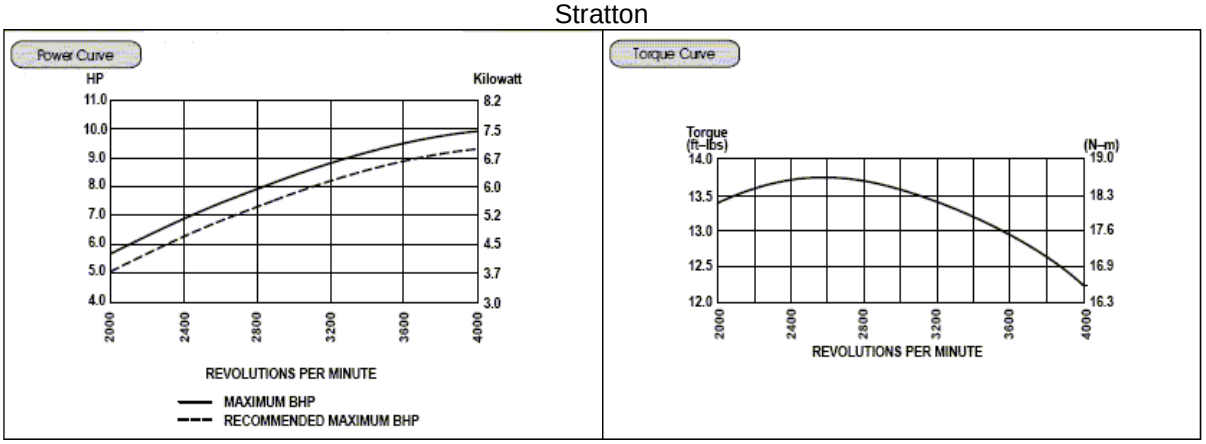
Alguns componentes do trem de força do protótipo são limitados devido à regra da competição, ou são comprados prontos, com isso, funcionam também como restrições para o projeto do sistema de transmissão.

3.1 Motor

O motor é o componente do trem de força do veículo responsável por gerar a potência que será transmitida para as rodas através do sistema de transmissão.

De acordo com o regulamento da Competição Baja SAE Brasil, todas as equipes devem utilizar o mesmo motor BRIGGS & STRATTON série 20 como única fonte de potência do protótipo. A Figura 7mostra as curvas de potência e torque em função da rotação desse motor. As curvas são cedidas pela própria fabricante.

Figura 7 - Curva de potência (esquerda) e torque (direita) em função da rotação do motor Briggs & Stratton



Fonte: Manual do usuário do motor Briggs & Stratton serie 20

3.2 Transmissão continuamente variada (CVT)

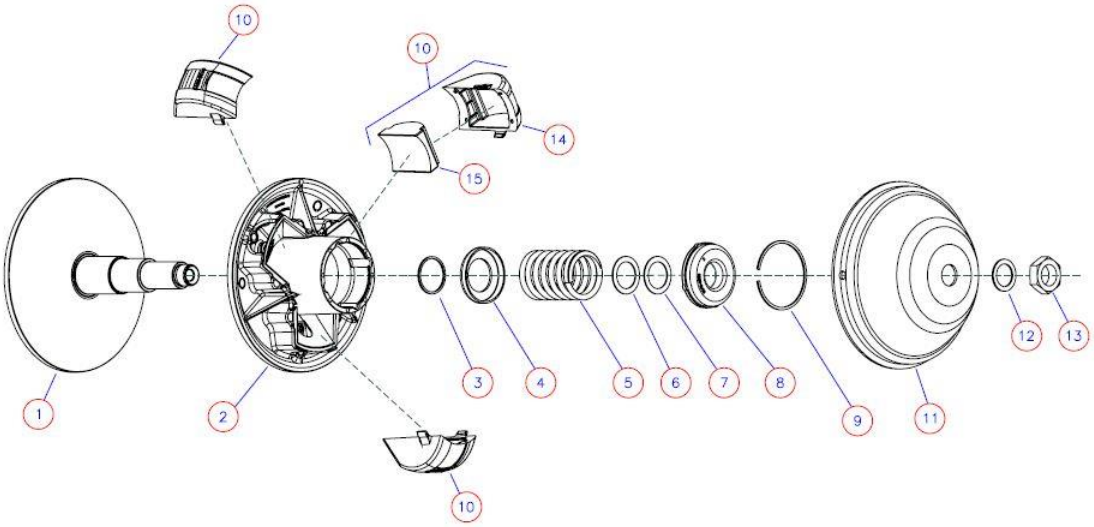
A transmissão continuamente variada, CVT, é um sistema de transmissão que possui infinitos escalonamentos dentro de sua faixa de operação. O protótipo já utiliza a CVT da fabricante canadense CVTECH-IBC, modelo MINI BAJA 2009. A CVT utiliza

a combinação de flanges, pesos, molas, rampas e correia como elementos de funcionamento.

Este sistema consiste em uma polia motora, que é atrelada à fonte de potência, e uma polia movida, que é a saída de potência para a próxima etapa de redução. Essa duas são conectadas via correia trapezoidal especialmente desenvolvida para tal aplicação.

Na polia motora, Figura 8, situam-se os pesos, que ao serem centrifugados pela rotação imposta pelo eixo do motor, tem seu movimento de aumento de raio convertido pela geometria do chapéu em uma força axial que tende a fechar o flange móvel. Combinada essa força axial à força potencial da mola e a força axial oposta gerada pela geometria da correia, temos um ponto de equilíbrio de abertura do flange, em um dado instante de funcionamento.

Figura 8 - Vista explodida da polia motora da CVT



Fonte: CVTECH-IBC

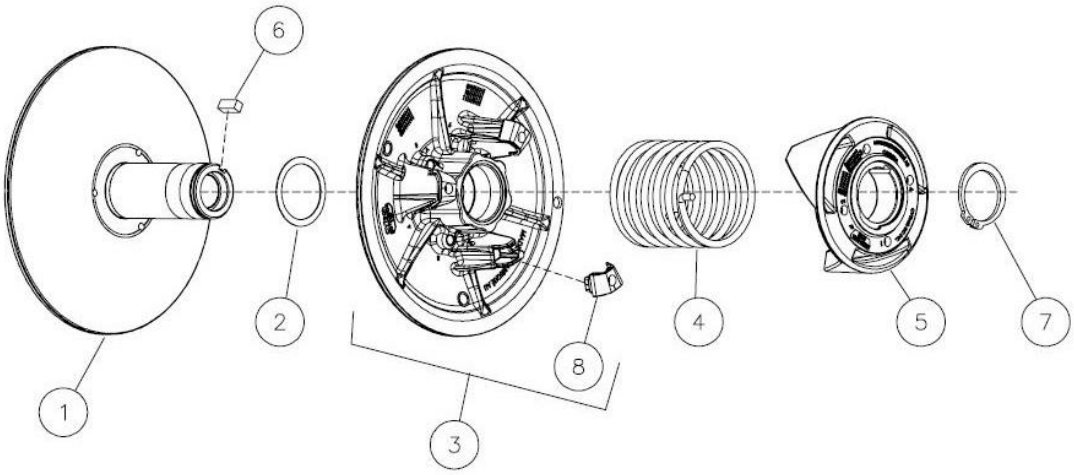
Tabela 3 - Componentes da polia motora da CVT

PEÇA	DESCRIÇÃO	QUANTIDADE
1	Flange Fixo	1
2	Flange Móvel	1
3	Arruela Móvel	1
4	Arruela Guia da Mola	1
5	Mola	1
6	Arruela Espaçadora	1
7	Arruela Espaçadora	1
8	Tampa da Mola	1
9	Anel Elástico Interno	1
10	Bloco de Montagem do Peso	3
11	Chapéu	1
12	Arruela de trava	1
13	Porca	1
14	Capa do Peso	3
15	Peso	3

Fonte: CVTECH-IBC (tradução nossa)

Na polia movida, Figura 9, o torque reativo no eixo de saída, somado à força potencial torcional exercida pela mola, em conjunto com a geometria da rampa, gera uma força axial que tende a diminuir a distância entre os dois flanges. Em contrapartida, temos a correia exercendo força para aumentar a distância entre os flanges. A soma dessas forças determina o ponto de equilíbrio da abertura dos flanges em um dado instante. Logo, o torque no eixo de saída afeta no funcionamento da CVT. Esse torque é resultado da aceleração do veículo, forças resistivas de rolamento e resistência aerodinâmica, e a relação de transmissão entre a polia motora e as rodas. Em uma escala global, as forças geradas na polia motora são transmitidas pela correia à polia movida e vice-versa. O equilíbrio dessas forças determina a relação de transmissão em um dado instante. Sabendo que ao se diminuir a distância entre os flanges da polia motora temos a correia percorrendo uma circunferência maior, o que obriga a distância entre os flanges da polia movida aumentar, consequentemente reduzindo a circunferência percorrida pela correia nessa segunda polia. Isso leva a uma ampliação na relação de transmissão. O inverso também acontece, ou seja, se aumentar a distância entre os flanges da polia motora e diminuirmos a distância entre os flanges da polia movida, tempos uma redução da relação de transmissão.

Figura 9 - Vista explodida da polia movida da CVT



Fonte: CVTECH-IBC

Tabela 4 - Componentes da polia movida da CVT

PEÇA	DESCRIÇÃO	QUANTIDADE
1	Flange Fixo	1
2	Arruela de Espaçamento	1
3	Flange Móvel	1
4	Mola	1
5	Rampa	1
6	Chaveta $^1/_4$	1
7	Anel Elástico	1
8	Sapata da Rampa	3

Fonte: CVTECH-IBC (tradução nossa)

A variação atingida pela CVT selecionada foi alterada, como mostrado na Tabela 5, para se adequar aos parâmetros máximos de velocidade suportados pelos subsequentes componentes da transmissão.

Tabela 5- Faixa de Relação de Transmissão da CVT CVTECH-IBC Mini Baja 2009

CVT	FAIXA DE RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO	ROTAÇÃO MÁXIMA DE SAÍDA
Original	0.47:1 ~ 3:1	8510 RPM
Modificada	0.78:1 ~ 3:1	5128 RPM

Para fins de cálculos, a CVT será modelada como duas transmissões por correia trapezoidal, trabalhando nos casos extremos das relações de transmissão.

3.3 Diferencial

O diferencial é o elemento da transmissão responsável pela possibilidade de diferença de velocidades angulares entre a roda interna e externa em situação imposta de curva. Como, em uma curva, o raio percorrido pela roda interna do veículo é menor que o raio percorrido pela roda externa, devido à distância entre essas rodas, se faz necessário o diferencial para compensar essa diferença, evitando o arrasto das rodas. O modelo utilizado no protótipo, Figura 10, possui um par de engrenagens cônicas, que produzem uma redução de velocidade de 3.81:1 e mudança da direção da rotação em 90º

Figura 10 – Diferencial Polaris

3.4 Pneu

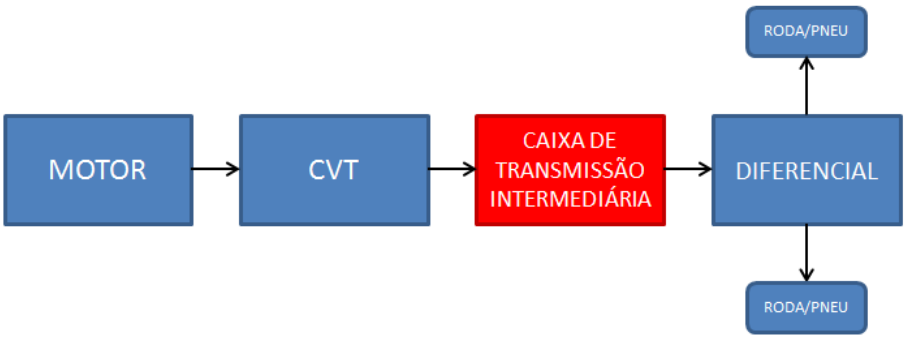
O pneu utilizado fornecido pelo fabricante *Carlise* é o modelo *Trail Wolf* na medida 21x7/R10, Figura 11. Foi escolhido por se adequar a necessidade trativa e resistiva em terrenos *fora de estrada.* Devido ao movimento rotacional, o pneu sofre um alongamento que faz com que seu raio dinâmico se estabeleça em aproximados 0,245 metros.

Figura 11 – Pneu Trail Wolf Carlise

3.5 Caixa de redução intermediária

Unindo os componentes citados anteriormente, a proposta do novo trem de força para o protótipo da Equipe Vitória Baja fica de acordo com a Figura 12.

Figura 12 – Diagrama esquemático do trem de força proposto



A caixa de redução intermediária visa transmitir a potência disponível na saída da CVT para o diferencial. Este é o elemento a ser dimensionado e será o foco desse trabalho.

Devido à faixa de rotação de trabalho do motor utilizado no protótipo BAJA SAE, se faz necessária a adequação da velocidade angular do propulsor, independente da velocidade linear do veículo. Atrelada à faixa de redução da CVT, bem como suas características de funcionamento, a relação de redução imposta pelo diferencial e o raio do pneu, temos apenas a caixa de redução intermediária para ajustar a relação de transmissão ao patamar ideal.

Tabela 6 – Velocidade angular Motor Briggs & Stratton Serie 20 e Velocidade linear do protótipo BAJA

Faixa velocidade do motor	2000~3800 RPM
Faixa velocidade linear protótipo	0~73 Km/H

Utiliza-se três etapas de redução de velocidades angulares, conforme Tabela 7.

Tabela 7 – Relação de transmissão em cada componente modificador de velocidade angular envolvido no protótipo

COMPONENTE	**RELAÇÃO**
CVT	0.78:1~3:1
Caixa de redução intermediária	1.6:1
Diferencial	3.81:1
Máximo total	18.29:1
Mínimo total	4.75:1

A conversão de velocidade angular em velocidade linear promovida pelo pneu é mostrada na Tabela 8.

Tabela 8 – Relação entre velocidade angular e linear desenvolvida pelo pneu

Raio dinâmico pneu	0.245 m
Relação avanço por rotação	1.54 m/ rotação

4 PARÂMETROS DE ENTRADA PARA O PROJETO

4.1 Relação de transmissão da caixa de redução intermediária

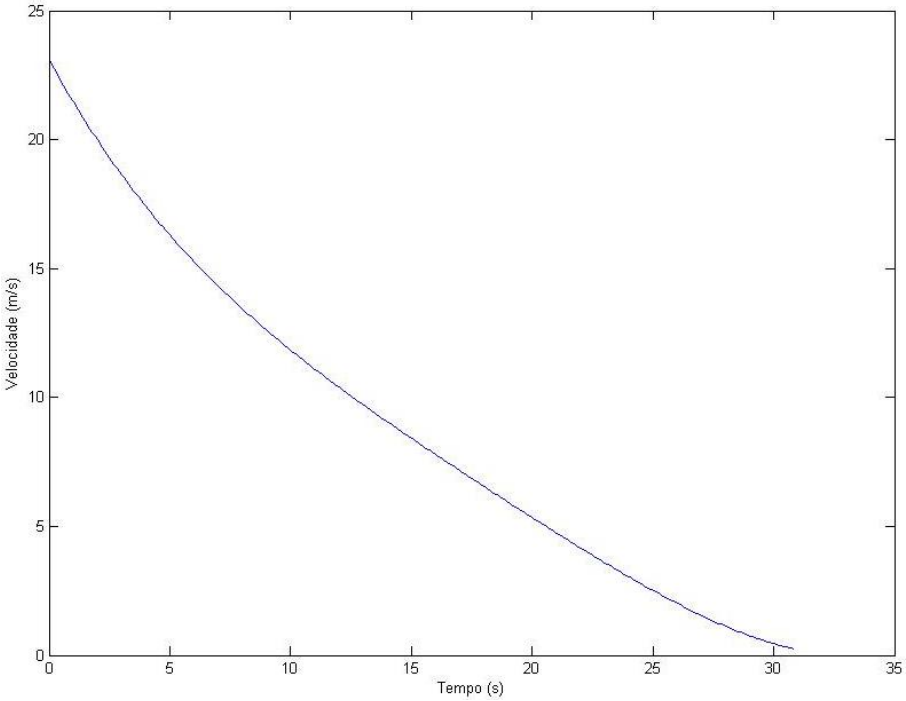
Para que o protótipo consiga superar os mais variados tipos de provas durante a competição de forma satisfatória, é necessário que opere com uma aceleração otimizada para essas situações. Com base no histórico das competições anteriores, e nos resultados obtidos pelos primeiros colocados em cada prova da competição, estimou-se que uma relação de transmissão ideal seria aquela que permitisse que o protótipo atingisse uma velocidade máxima de 60 km/h com uma aceleração de 3,8 s entre 0 e 30m.

4.2 Método do Coast Down

Com base nas estimativas citadas acima, para que o veículo consiga atingir os valores de aceleração e velocidade máxima estipulados, deve-se conhecer as forças resistivas que atuam no protótipo durante sua operação. São essas: forças devido às inércias girantes, atrito entre o pneu e o terreno, e forças aerodinâmicas. Para que essas forças fossem descobertas, realizou-se o teste com base na norma NBR 10312 *"Veículos rodoviários automotores leves – Determinação da resistência ao deslocamento por desaceleração livre em pista de rolamento e simulação em dinamômetro"*, método conhecido na indústria automotiva como Coastdown.

A técnica do *Coastdown* consiste em imprimir uma velocidade 10% maior que a velocidade de operação do veículo rebocando-o. O veículo deve estar com todo o sistema de transmissão desacoplado. Ao atingir a velocidade requerida, o veículo é então solto, de forma que sua velocidade diminua devido à ação das forças resistivas. Com a curva de desaceleração do protótipo, Figura 13, é possível fazer o levantamento das cargas resistivas do veículo.

Figura 13 - Curva de desaceleração durante o teste de Coastdown



Fonte: Banco de dados da Equipe Vitória Baja

Podemos relacionar a potência transmitida para as rodas do veículo com as cargas resistivas que impedem seu movimento através da seguinte equação:

$$M_{moT} \times \frac{i_{ToT}}{r} \times \eta_{T^oT} = m \times g \times f \times \cos\alpha + m \times g \times \sin\alpha + e \times m \times \alpha + C_w \times A \times \frac{\rho}{2} \times v^2$$

Em que:

$M_{moT} = Torque\ motor$

$i_{ToT} = Relação\ de\ Transmissão\ Total$

$r = Raio\ dinâmico\ pneu$

$\eta_{ToT} = Eficiência\ Total$

$m = Massa\ Total$

$g = Aceleração\ da\ Gravidade$

$f = Coeficiente\ de\ Resistência\ à\ Rolagem$

$e = Coeficiente\ de\ Inécia\ Rotacional$

$\alpha = Ângulo\ de\ Inclinação\ da\ Pista$

$Cw = Coeficiente\ de\ Arrasto\ Aerodinâmico$

$A = Área\ frontal\ do\ veículo$

$\rho = Densidade\ do\ Ar$

$v = Índice\ de\ Velocidade$

O lado direito da equação, que representa as forças resistivas (resistência ao rolamento, inclinação da pista, inércias girantes e arrasto aerodinâmico, respectivamente), pode ser substituído por apenas uma força que impede o movimento, que é a força calculada com a desaceleração do veículo. Com isso, a variável de interesse, que é a relação total de transmissão, pode ser facilmente calculada.

Através desse procedimento, e levando em conta as metas de aceleração e velocidade citadas anteriormente, chegou-se a um valor de relação de transmissão de 1,625 na caixa de redução intermediária.

4.3 Escolha do tipo de transmissão

Para a Competição Baja SAE Brasil de 2014, a Equipe Vitória Baja projetou o veículo com uma suspensão traseira do tipo Trilink, Figura 14. Além da nova suspensão, a Equipe adotou a utilização de um diferencial no eixo traseiro. Com isso, criou-se novas limitações geométricas para o projeto da caixa de transmissão.

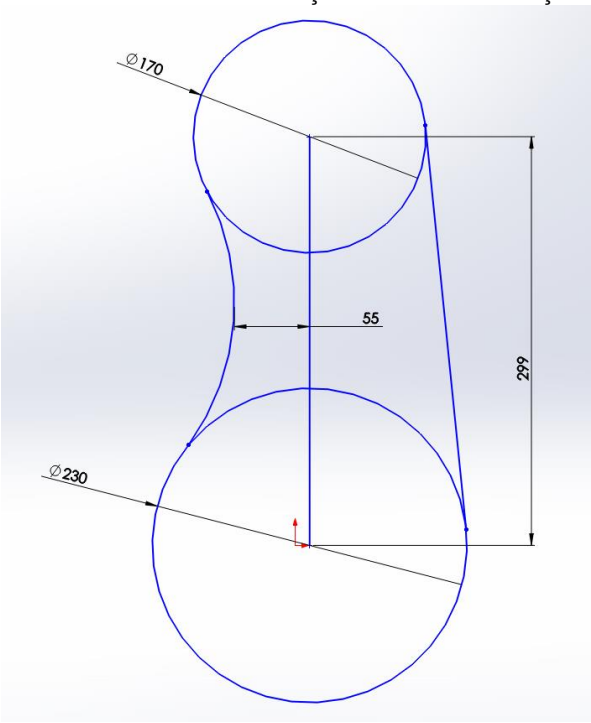
Devido à geometria da suspensão, o eixo de saída da CVT ficou localizado distante do eixo de entrada do diferencial, com isso eliminou-se o uso de um sistema compacto de engrenagens para a caixa de redução intermediária. Assim, as possibilidades para o projeto se limitaram ao uso de um sistema de transmissão por corrente de rolos ou por correia. Pensando na massa total do sistema, desempenho, eliminação de perdas, manutenabilidade e custo, decidiu-se que seria adotado o sistema por correia sincronizadora.

Figura 14 - Geometria do protótipo 2013 (esquerda) e do protótipo 2014 (direita)

4.4 Geometria básica

A equipe Vitória BAJA estabeleceu que a carcaça da caixa de redução intermediária deve estar contida dentro do esboço apresentado na Figura 15.

Figura 15 – Geometria básica da carcaça da caixa de redução intermediária



Fonte: Equipe Vitória BAJA

4.5 Potência do motor

Como visto na seção 2.2.1, o motor é um item restringido pelo regulamento da Competição Baja SAE Brasil. Esse modelo de motor opera com uma potência máxima de 10 HP, rotação de 3800 rpm e 18,71 N.m de torque.

5 DIMENSIONAMENTO DA CAIXA INTERMEDIÁRIA

5.1 Correia PowerGrip® GT®3

Devido à faixa de rotação dentro da caixa de transmissão, o único modelo disponível para o projeto seria a correia PowerGrip® GT®3, devido às suas características construtivas.

Segundo o próprio catálogo, os sistemas de transmissão utilizando PowerGrip® GT®3 geram transmissão positiva e livre de problemas e oferece muitas vantagens

sobre sistemas de transmissão convencionais por correntes, engrenagens e outros tipos de correias. Dentre elas estão listadas:

- Maior qualidade
- Melhor assentamento
- Ruído reduzido
- Nenhuma lubrificação necessária
- Livre de alongamento devido ao desgaste
- A resistência à corrosão
- Excelente resistência à abrasão
- Operação limpa
- Grande vida útil e sem problemas

(Power grip drive design manual, 2014, p. 2, tradução nossa)

5.2 Método para dimensionamento de correia sincronizadora

Os cálculos, seleções e verificações relevantes para o dimensionamento de uma transmissão por correia sincronizadora foram retirados do manual PowerGrip®GT®3 Power Belt Drives Design Manual, 2014. A Gates sendo um dos maiores fabricantes mundiais desses equipamentos, disponibiliza este completo material para dimensionamento deste tipo de transmissão. Toda a metodologia referente à correia sincronizadora, esforços nos eixos, engrenagens, limites de rotação e transmissão de potência foi retirada desse manual.

5.2.1 Potência de projeto

Assim como descrito na sessão 3.1, o motor utilizado é o Briggs & Stratton Série 20. Motor de combustão interna, monocilíndrico, movido a gasolina e desenvolve potência máxima de 10HP@4000RPM. Seguindo determinações da Tabela 9, levando em conta as condições de trabalho e necessidade de confiabilidade imposta pela competição BAJA SAE, tem-se como o fator de serviço mais indicado igual a 2.5. Logo, para fins de cálculo, a potência de projeto será 25 HP.

$$HP_{P_{ROJ}} = HP_{moT} \times Fs$$

$$HP_{P_{ROJ}} = 25\ HP$$

Tabela 9 – Fator de serviço segundo aplicação

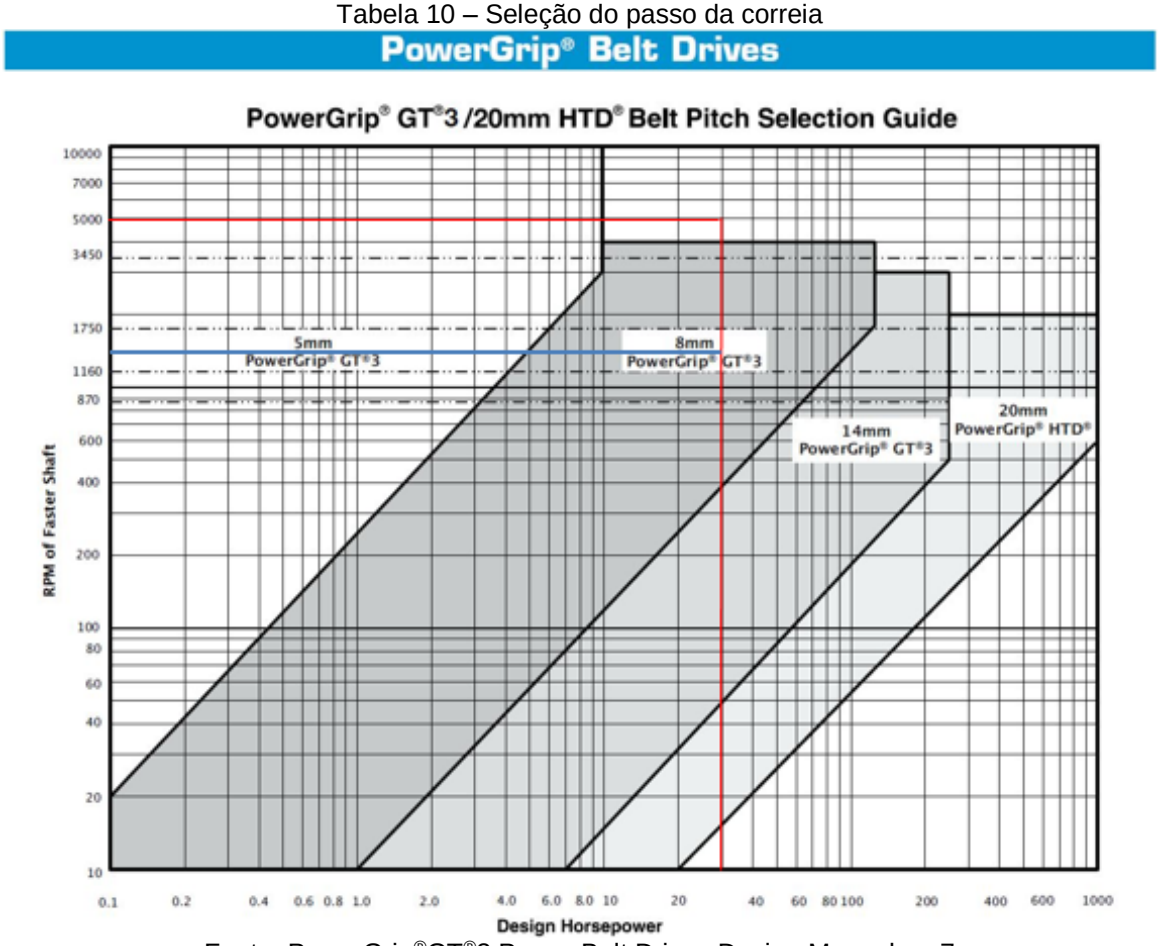
DriveN Machine	DriveR					
The driveN machines listed below are representative samples only. Select a driveN machine whose load characteristics most closely approximate those of the machine being considered.	AC Motors: Normal Torque, Squirrel Cage, Synchronous, Split Phase, Inverter Controlled DC Motors: Shunt Wound, Stepper Motors Engines: Multiple Cylinder Internal Combustion.			AC Motors: High Torque, High Slip, Repulsion-Induction, Single Phase, Series Wound, Slip Ring. DC Motors: Series Wound, Compound Wound, Servo Motors. Engines: Single Cylinder Internal Combustion. Line shafts Clutches		
	Intermittent Service	Normal Service	Continuous Service	Intermittent Service	Normal Service	Continuous Service
	Up to 8 Hours Daily or Seasonal	8-16 Hours Daily	16-24 Hours Daily	Up to 8 Hours Daily or Seasonal	8-16 Hours Daily	16-24 Hours Daily
Display, Dispensing Equipment Instrumentation Measuring Equipment Medical Equipment Office, Projection Equipment	1.0	1.2	1.4	1.2	1.4	1.6
Appliances, Sweepers, Sewing Machines Screens, Oven Screens, Drum, Conical Woodworking Equipment: (Light) Band Saws, Drills, Lathes	1.1	1.3	1.5	1.3	1.5	1.7
Agitators for Liquids Conveyors: Belt, Light Package Drill Press, Lathes, Saws Laundry Machinery Woodworking Equipment: (Heavy) Circular Saws, Joiners, Planers	1.2	1.4	1.6	1.6	1.8	2.0
Agitators: Semi-liquid Compressors: Centrifugal Conveyor Belt: Coal, Ore, Sand Dough Mixers Line Shafts Machine Tools: Grinder, Shaper Boring Mill, Milling Machines Paper Machinery (except Pulpers) Presses, Punches, Shears Printing Machinery Pumps: Centrifugal, Gear Screens: Revolving, Vibratory	1.3	1.5	1.7	1.6	1.8	2.0
Brick Machinery (except Pug Mills) Conveyor: Apron, Pan, Bucket, Elevator Extractors, Washers Fans, Centrifugal Blowers Generators & Exciters Hoists Rubber Calendar, Mills, Extruders	1.4	1.6	1.8	1.8	2.0	2.2
Centrifuges Screw Conveyors Hammer Mills Paper Pulpers Textile Machinery	1.5	1.7	1.9	1.9	2.1	2.3
Blowers: Positive Displacement Mine Fans Pulverizers	1.6	1.8	2.0	2.0	2.2	2.4
Compressors, Reciprocating Crushers: Gyratory, Jaw, Roll Mills: Ball, Rod, Pebble, etc. Pumps, Reciprocating Saw Mill Equipment	1.7	1.9	2.1	2.1	2.3	2.5

Fonte: PowerGrip®GT®3 Power Belt Drives Design Manual, p. 11

5.2.2 Seleção do passo da correia

A rotação máxima de entrada na caixa de redução por correia sincronizadora é de 5000 rpm e a menor rotação é de 1266 rpm, considerando a polia secundária da CVT totalmente aberta e totalmente fechada, respectivamente, e a potência de projeto é de 25 HP. Estes requisitos não se encaixam no passo de 5mm e ficam bem próximos ao aceitável pela correia com passo de 8mm. Visto que, estatisticamente, a caixa trabalha cerca de 10% do tempo de utilização em rotação máxima, e como foi adotado um fator de serviço bastante alto, podemos adotar o passo de 8mm sem riscos. A Tabela 10 relaciona a potência de projeto e rotação do motor com o passo da correia.

Tabela 10 – Seleção do passo da correia



Fonte: PowerGrip®GT®3 Power Belt Drives Design Manual, p. 7

5.2.3 Seleção das engrenagens

Devido às limitações geométricas, e a questão de transmissão de potência que é abordada no item 4.2, o par escolhido foi o de 40 dentes na engrenagem motora e 64 dentes na engrenagem movida, Tabela 11, o que resulta em uma redução de 1.6:1, com diferença de 1.6% em relação à redução teórica ideal.

Tabela 11 – Seleção de sistema de engrenagens

8mm Pitch PowerGrip® GT®3 Belts — Drive Selection Table

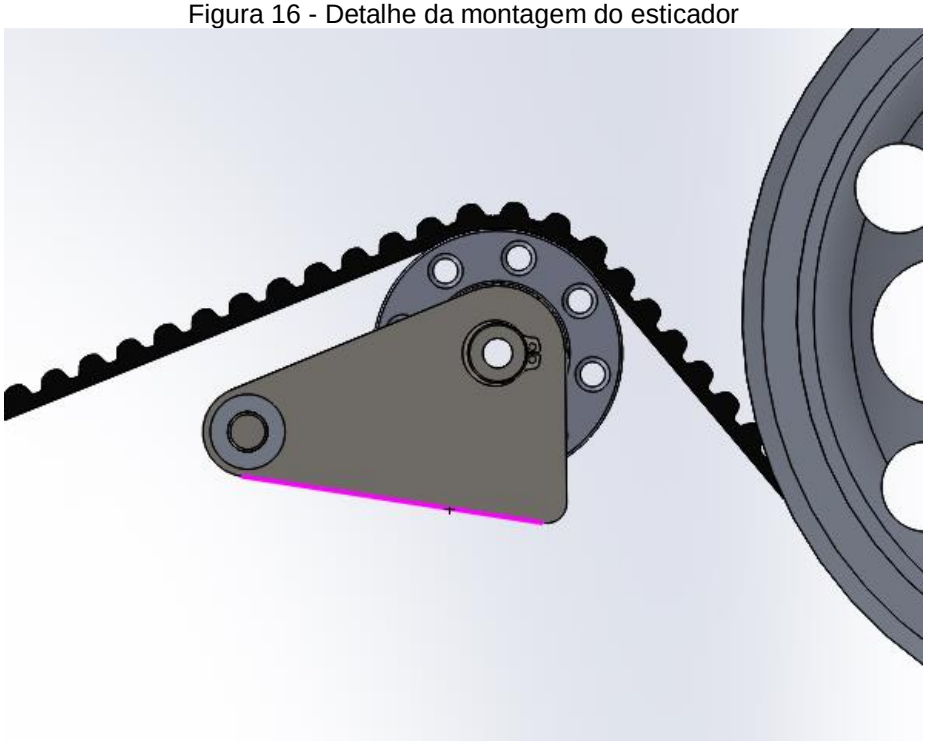
Sprocket Combinations					Center Distance, Inches														
DriveR		DriveN																	
No. of Grooves	Pitch Diameter (Inches)	No. of Grooves	Pitch Diameter (Inches)	Speed Ratio	384-8MGT P.L. 15.118 48 teeth	480-8MGT P.L. 18.898 60 teeth	560-8MGT P.L. 22.047 70 teeth	600-8MGT P.L. 23.622 75 teeth	640-8MGT P.L. 25.197 80 teeth	720-8MGT P.L. 28.346 90 teeth	800-8MGT P.L. 31.496 100 teeth	840-8MGT P.L. 33.071 105 teeth	880-8MGT P.L. 34.646 110 teeth	920-8MGT P.L. 36.220 115 teeth	960-8MGT P.L. 37.795 120 teeth	1040-8MGT P.L. 40.945 130 teeth	1064-8MGT P.L. 41.880 133 teeth	1120-8MGT P.L. 44.094 140 teeth	1160-8MGT P.L. 45.669 145 teeth
40	4.010	64	6.416	1.600						5.86	7.46	8.26	9.06	9.85	10.64	12.22	12.70	13.80	14.60
50	5.013	80	8.020	1.600										7.73	8.53	10.12	10.60	11.71	12.51
33	3.308	53	5.314	1.606				4.94	5.74	7.33	8.92	9.71	10.51	11.29	12.09	13.66	14.14	15.24	16.03
56	5.614	90	9.023	1.607												8.81	9.29	10.41	11.21

Fonte: PowerGrip®GT®3 Power Belt Drives Design Manual, p. 28

5.2.4 Esticador de correia

O conjunto do esticador é formado por um rolo cilíndrico, montado através de rolamentos a um eixo, e um suporte pendular que possibilita o ajuste do seu posicionamento. O rolo toca as costas da correia no ramo frouxo, garantindo uma tensão mínima à correia. Além disso, possibilita a geometria requerida pela carcaça para ser inserida ao protótipo, devido às curvas do chassi. Na Figura 16 temos o detalhe do esticador.

Figura 16 - Detalhe da montagem do esticador

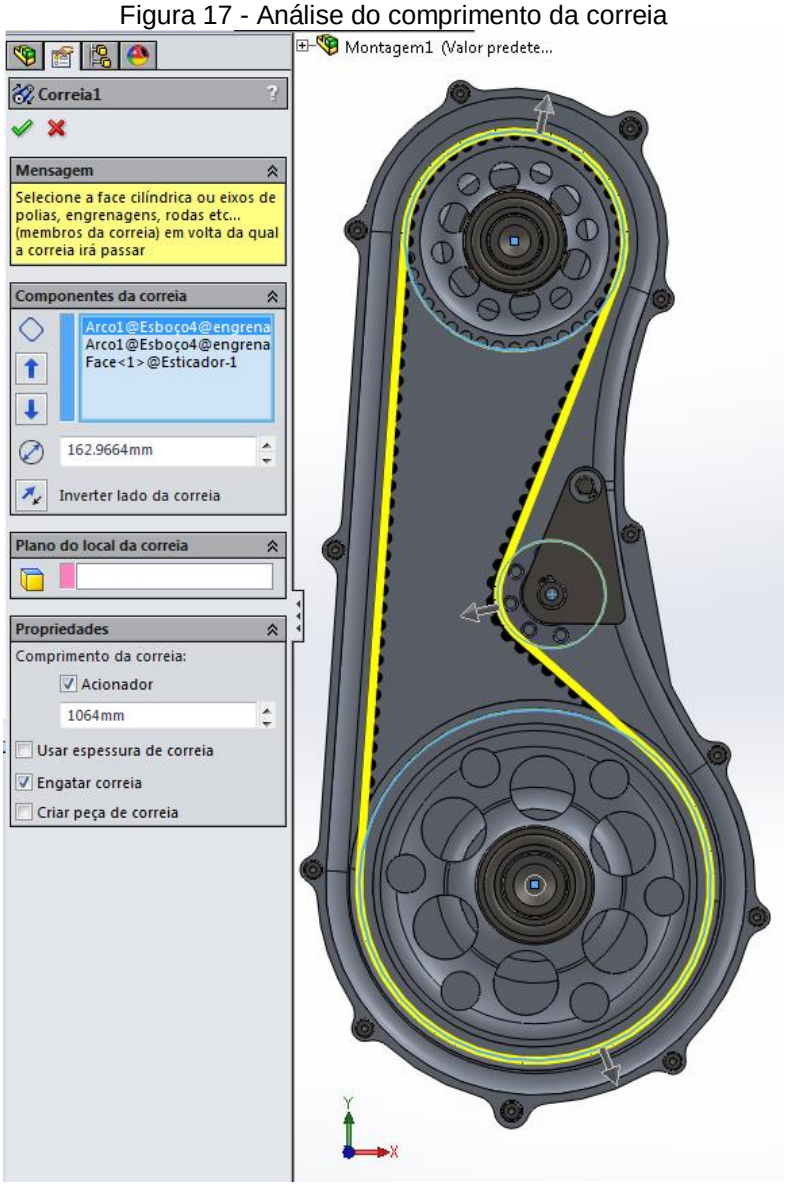


5.2.5 Cálculo do comprimento da correia

O comprimento da correia é avaliado pelo caminho percorrido pela correia entre as circunferências primitivas das duas engrenagens, suas distâncias entre centros e o posicionamento do esticador. Para tal cálculo, foi utilizado o programa de modelagem 3D *Solidworks* e foi calculado, graficamente, o comprimento de 1064mm, mostrado na p.2

Figura 17. Este é um comprimento padrão apresentado no PowerGrip®GT®3 Power Belt Drives Design Manual,2014, p.2

Figura 17 - Análise do comprimento da correia



5.2.6 Avaliação da velocidade da correia

Segundo o *PowerGrip®GT®3 Power Belt Drives Design Manual,2014, p. 4*, a velocidade linear da correia não deve superar 6500 rpm.

V (fpm) = [PD(in) x Velocidade (RPM)] / 3.82

V = (4.01 x 5066) / 3,82 = 5317,97 < 6500

5.2.7 Largura da correia

Segundo o manual *PowerGrip®GT®3 Power Belt Drives Design Manual*, Tabela 12, o caso crítico é o de menor rotação do eixo motor com a maior potência do motor. Assim, tem-se:

$$ROT_{m_{ot}} \times i_{m_ax} = RPM_{min}$$

$$RPM_{min} = 1266\ rpm$$

Tabela 12 – Seleção da largura da correia

8M PowerGrip® GT®3 Power Rating Table — 30mm Belt Width

RPM of Faster Shaft	Base Rated Horsepower for Small Sprocket (Number of Grooves and Pitch Diameter, Inches)																											
	22	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	42	44	46	48	50	53	56	64	72	80
	2.206	2.406	2.506	2.607	2.707	2.807	2.907	3.008	3.108	3.208	3.308	3.409	3.509	3.609	3.709	3.810	3.910	4.010	4.211	4.411	4.612	4.812	5.013	5.314	5.614	6.416	7.218	8.020
10	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	0.26	0.27	0.27	0.28	0.30	0.32	0.33	0.35	0.37	0.39	0.42	0.49	0.55	0.62
20	0.24	0.27	0.29	0.31	0.33	0.34	0.36	0.38	0.39	0.41	0.43	0.44	0.46	0.48	0.49	0.51	0.53	0.54	0.58	0.61	0.64	0.68	0.71	0.76	0.81	0.94	1.07	1.20
40	0.46	0.52	0.55	0.59	0.62	0.65	0.69	0.72	0.75	0.78	0.82	0.85	0.88	0.91	0.95	0.98	1.01	1.04	1.11	1.17	1.24	1.30	1.36	1.46	1.55	1.81	2.06	2.31
60	0.66	0.76	0.81	0.86	0.91	0.95	1.00	1.05	1.10	1.15	1.19	1.24	1.29	1.34	1.38	1.43	1.48	1.53	1.62	1.71	1.81	1.90	2.00	2.14	2.28	2.65	3.02	3.38
100	1.06	1.22	1.30	1.38	1.45	1.53	1.61	1.69	1.77	1.84	1.92	2.00	2.08	2.15	2.23	2.31	2.39	2.46	2.62	2.77	2.92	3.08	3.23	3.45	3.68	4.28	4.88	5.48
200	2.00	2.31	2.46	2.61	2.76	2.91	3.06	3.21	3.36	3.52	3.66	3.81	3.96	4.11	4.26	4.41	4.56	4.71	5.00	5.30	5.59	5.89	6.18	6.62	7.06	8.22	9.37	10.5
300	2.90	3.34	3.57	3.79	4.01	4.24	4.46	4.68	4.90	5.12	5.34	5.56	5.78	6.00	6.22	6.43	6.65	6.87	7.30	7.74	8.17	8.60	9.03	9.68	10.3	12.0	13.7	15.4
400	3.76	4.35	4.64	4.94	5.23	5.52	5.81	6.10	6.39	6.68	6.97	7.26	7.55	7.83	8.12	8.41	8.69	8.98	9.55	10.1	10.7	11.3	11.8	12.7	13.5	15.7	17.9	20.1
500	4.61	5.33	5.69	6.06	6.42	6.78	7.14	7.49	7.85	8.21	8.57	8.92	9.28	9.63	9.99	10.3	10.7	11.0	11.7	12.5	13.2	13.9	14.5	15.6	16.6	19.4	22.1	24.8
600	5.43	6.30	6.73	7.16	7.58	8.01	8.44	8.86	9.29	9.71	10.1	10.6	11.0	11.4	11.8	12.2	12.7	13.1	13.9	14.8	15.6	16.4	17.2	18.5	19.7	23.0	26.2	29.4
700	6.24	7.24	7.74	8.24	8.73	9.23	9.72	10.2	10.7	11.2	11.7	12.2	12.7	13.1	13.6	14.1	14.6	15.1	16.1	17.0	18.0	18.9	19.9	21.3	22.7	26.5	30.3	34.0
800	7.04	8.18	8.74	9.30	9.86	10.4	11.0	11.5	12.1	12.7	13.2	13.8	14.3	14.9	15.4	16.0	16.5	17.1	18.2	19.3	20.3	21.4	22.5	24.1	25.7	30.0	34.3	38.5
870	7.59	8.82	9.43	10.0	10.6	11.3	11.9	12.5	13.1	13.7	14.3	14.9	15.5	16.1	16.7	17.3	17.9	18.4	19.6	20.8	22.0	23.2	24.3	26.1	27.8	32.5	37.0	41.6
1000	8.61	10.0	10.7	11.4	12.1	12.8	13.5	14.2	14.8	15.5	16.2	16.9	17.6	18.3	18.9	19.6	20.3	21.0	22.3	23.7	25.0	26.4	27.7	29.7	31.7	36.9	42.1	47.3
1160	9.83	11.4	12.2	13.0	13.8	14.6	15.4	16.2	17.0	17.8	18.6	19.4	20.2	20.9	21.7	22.5	23.3	24.1	25.6	27.1	28.7	30.2	31.8	34.0	36.3	42.3	48.3	54.2
1200	10.1	11.8	12.6	13.4	14.3	15.1	15.9	16.7	17.5	18.4	19.2	20.0	20.8	21.6	22.4	23.2	24.0	24.8	26.4	28.0	29.6	31.2	32.8	35.1	37.5	43.7	49.8	55.9
1400	11.6	13.6	14.5	15.5	16.4	17.4	18.3	19.3	20.2	21.1	22.1	23.0	23.9	24.9	25.8	26.7	27.7	28.6	30.4	32.3	34.1	35.9	37.8	40.5	43.2	50.3	57.4	64.4
1600	13.1	15.3	16.4	17.4	18.5	19.6	20.7	21.7	22.8	23.9	24.9	26.0	27.1	28.1	29.2	30.2	31.3	32.3	34.4	36.5	38.6	40.6	42.7	45.7	48.8	56.9	64.8	72.7
1750	14.2	16.6	17.7	18.9	20.1	21.3	22.4	23.6	24.7	25.9	27.1	28.2	29.4	30.5	31.6	32.8	33.9	35.1	37.3	39.6	41.8	44.1	46.3	49.7	53.0	61.7	70.3	78.8
2000	16.0	18.7	20.0	21.3	22.7	24.0	25.3	26.6	27.9	29.2	30.5	31.8	33.1	34.4	35.7	37.0	38.3	39.6	42.2	44.7	47.3	49.8	52.3	56.1	59.8	69.6	79.3	88.8
2400	18.8	22.0	23.5	25.1	26.7	28.2	29.8	31.4	32.9	34.5	36.0	37.6	39.1	40.6	42.1	43.7	45.2	46.7	49.7	52.7	55.7	58.7	61.7	66.1	70.4	81.9	93.2	104.2
2560	19.9	23.3	24.9	26.6	28.3	29.9	31.6	33.2	34.9	36.5	38.2	39.8	41.4	43.1	44.7	46.3	47.9	49.5	52.7	55.9	59.0	62.2	65.3	70.0	74.6	86.7	98.6	110.1
3200	24.2	28.3	30.4	32.4	34.5	36.5	38.5	40.6	42.6	44.6	46.6	48.6	50.6	52.5	54.5	56.5	58.5	60.4	64.3	68.2	72.0	75.8	79.6	85.2	90.7	105.2	119.2	
3450	25.8	30.2	32.5	34.6	36.8	39.0	41.2	43.3	45.5	47.7	49.8	51.9	54.0	56.2	58.3	60.4	62.5	64.5	68.7	72.8	76.9	80.9	84.9	90.9	96.8	112.1		
4000	29.3	34.4	36.9	39.4	41.9	44.4	46.9	49.4	51.8	54.3	56.7	59.1	61.5	63.9	66.3	68.7	71.1	73.4	78.1	82.7	87.3	91.9	96.4	103.0	109.6			
4500	32.5	38.1	40.9	43.7	46.4	49.2	51.9	54.7	57.4	60.1	62.8	65.4	68.1	70.8	73.4	76.0	78.6	81.2	86.3	91.4	96.4	101.4	106.3	113.5				
5000	35.5	41.7	44.7	47.8	50.8	53.8	56.8	59.8	62.8	65.7	68.7	71.6	74.5	77.4	80.2	83.1	85.9	88.7	94.2	99.7	105.1	110.4						
5500	38.4	45.2	48.5	51.8	55.1	58.3	61.6	64.8	68.0	71.2	74.4	77.5	80.6	83.7	86.8	89.9	92.9	95.9	101.8	107.7								

Fonte: PowerGrip®GT®3 Power Belt Drives Design Manual, p. 49

Como o valor da rotação está num intervalo de valores da Tabela 12, interpolou-se para encontrar o valor da potência suportada pela correia, Tabela 13.

Tabela 13 - Interpolação da potência suportada pela correia de 30mm e engrenagens de 40 dentes

ROTAÇÃO EIXO PRIMÁRIO (rpm)	POTÊNCIA SUPORTADA (HP)
1200	24,8
1266	26,05
1400	28,6

Como a potência de projeto é 25 HP, a correia de 30 mm de largura supera a potência requerida.

5.2.8 Códigos dos componentes

A Tabela 14 mostra os códigos padronizados dos componentes do fabricante *GATES.*

Tabela 14 –Códigos componentes

COMPONENTE	CÓDIGO
Correia	1064-8-MGTPL41.890-30
Engrenagem Motora	P40-8MGT-30
Engrenagem Movida	P64-8MGT-30

Fonte: PowerGrip®GT®3 Power Belt Drives Design Manual, p.28 e p. 139

5.3 Dimensionamento dos eixos

Para o cálculo dos esforços nos eixos primário e secundário, utilizou-se o método gráfico através do modelo básico da caixa de transmissão no software SOLIDWORKS, conforme indicado no PowerGrip®GT®3 Power Belt Drives Design Manual. Na Figura 18, tem-se os carregamentos no eixo primário e secundário em lbf, devido à correia sincronizadora, na escala 1:10. Na

Figura 19 tem-se os carregamentos no eixo do esticador em lbf, devido à correia sincronizadora, na escala 1:1. Na Figura 20, tem-se o carregamento no eixo primário, devido à CVT, na escala 10:1. Na Tabela 15 são apresentadas suas respectivas conversões ao sistema internacional de unidades.

Figura 18 - Carregamentos no eixo primário e secundário devido à correia sincronizadora

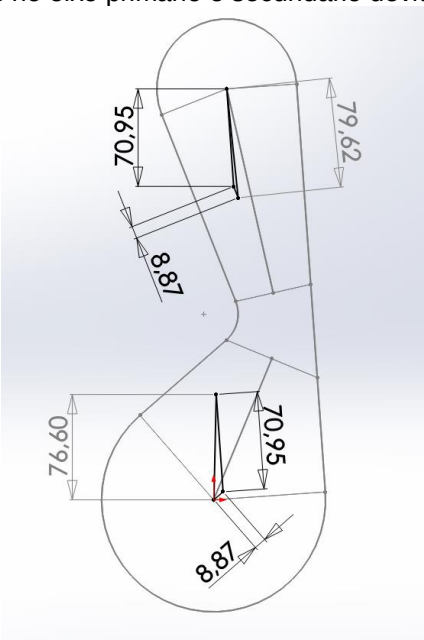


Figura 19 - Carregamento no eixo do esticador

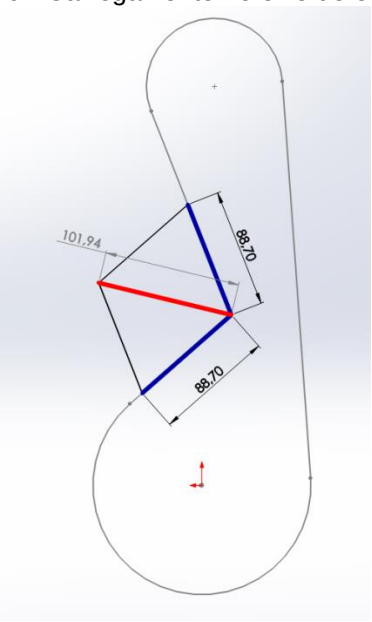


Figura 20 - Carregamentos no eixo primário (abaixo) devido à CVT

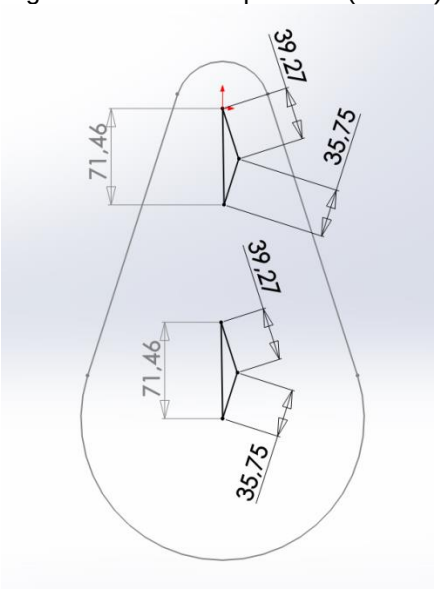


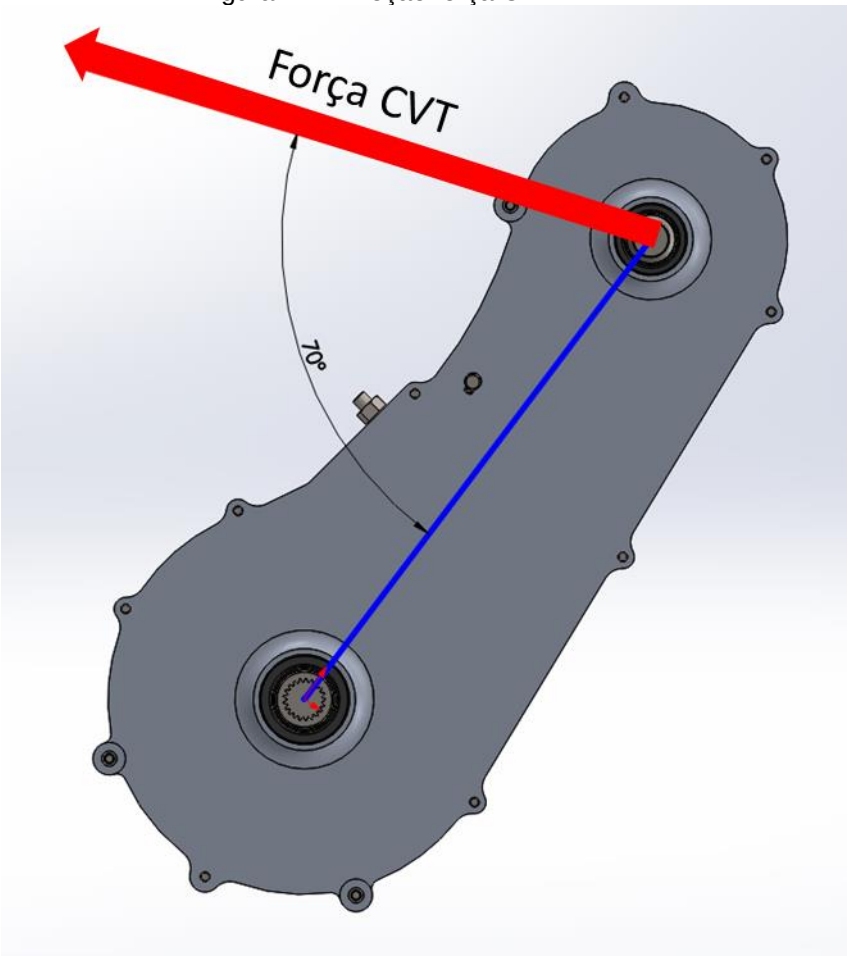
Tabela 15 - Tabela de conversão de carregamentos nos eixos

CARREGAMENTO	LBF	N
Eixo primário devido a correia sincronizadora	796,2	3541,67
Eixo secundário devido a correia sincronizadora	766,0	3407,34
Eixo esticador	101,94	453,45
Eixo primário devido à CVT	714,6	3178,7

Como a direção da ação da correia da CVT apresenta um ângulo de defasagem de 70º em relação à correia sincronizadora, Figura 21, o carregamento da correia sincronizadora foi decomposto em duas direções.

Utilizando a tensão de escoamento de 786 MPa do aço 4340, indicado pra essa aplicação, calculou-se a máxima tensão admissível do projeto, de 393 MPa, com Fator de Segurança de 2. O memorial de cálculo pode ser consultado no Anexo E.

Figura 21 - Direção força CVT



Para adequar o projeto a uma de suas premissas, que é baixo custo, restringiu-se o diâmetro externo do eixo primário nas sedes dos rolamentos, em 25mm. Com isso eliminou-se a necessidade de utilização de rolamentos especiais, e pôde-se utilizar rolamentos mais comerciais e baratos. Como para 25mm de diâmetro o eixo ficaria superdimensionado, calculou-se um diâmetro interno para que fique abaixo da máxima tensão admissível porém com massa reduzida.

No caso do eixo secundário a limitação imposta é o diâmetro interno, devido ao diâmetro externo do eixo estriado de entrada do diferencial. Com isso, buscou-se o melhor compromisso entre a resistência, massa e custo devido à seleção do rolamento. As dimensões dos eixos nas sedes dos rolamentos são mostradas na Tabela 16.

Tabela 16 - Diâmetro eixos nas sedes dos rolamentos

POSIÇÃO	DIÂMETRO (mm)
Rolamento eixo primário interno	25
Rolamento eixo primário externo	25
Rolamento eixo secundário interno	30
Rolamento eixo secundário externo	30
Rolamentos esticador correia	12

5.4 Seleção dos mancais de rolamento

A partir das informações contidas no Catálogo Geral de Rolamentos NSK, foi possível fazer a seleção dos rolamentos adequados para a referida aplicação. O procedimento para esta seleção também pode ser encontrado no catálogo citado.

5.4.1 Cargas

Devido às características geométricas e dos componentes envolvidos, teremos basicamente forças radiais aplicadas aos eixos e no esticador da correia, conforme Tabela 17.

Tabela 17 - Carregamentos nos rolamentos

ELEMENTO	FORÇA RADIAL [N]
Rolamento primário interno	10279,63
Rolamento primário Externo	5830,67
Rolamento secundário interno	1772,21
Rolamento secundário externo	1772,21
Rolamento esquerdo do esticador	235,66
Rolamento direito do esticador	235,66

5.4.2 Tipo de rolamento

Devido às características dos carregamentos Tabela 17, o tipo mais adequado de rolamento é o rígido de uma carreira de esferas.

5.4.3 Seleção rolamentos

O fabricante NSK foi escolhido devido a sua qualidade e disponibilidade no comércio. Dentre as opções disponíveis, de diâmetro e carregamento, foi escolhida a opção mais econômica no mercado.

A vedação do tipo blindagem foi escolhida pois abrange o limite de rotação imposta pelo sistema, tem baixo arraste e pelo fato da caixa ser vedada por retentor, apenas pó de borracha proveniente do desgaste da correia deverá incidir nos rolamentos. A Tabela 18 mostra a seleção dos rolamentos pelo diâmetro e cargas, conforme metodologia do catálogo.

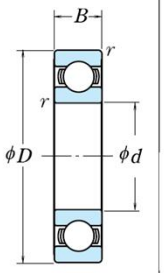


Tabela 18 - Características dos rolamentos

Dimensões (mm)				Capacidade de Carga Básica (N)		(kgf)		Fator	Limite de Rotação (rpm) Graxa		Óleo	Número do Rolamento			
d	D	B	r mín.	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}	f_0	Aberto Z - ZZ V - VV	DU DDU	Aberto Z	Aberto	Blindado	Vedado	
25	37	7	0,3	4 500	3 150	455	320	16,1	18 000	10 000	22 000	**6805**	**ZZ**	**VV**	**DD**
	42	9	0,3	7 050	4 550	715	460	15,4	16 000	10 000	19 000	**6905**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	47	8	0,3	8 850	5 600	905	570	15,1	15 000	—	18 000	**16005**	—	—	—
	47	12	0,6	10 100	5 850	1 030	595	14,5	15 000	9 500	18 000	**6005**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	52	15	1	14 000	7 850	1 430	800	13,9	13 000	9 000	15 000	**6205**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	62	17	1,1	20 600	11 200	2 100	1 150	13,2	11 000	8 000	13 000	**6305**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
30	42	7	0,3	4 700	3 650	480	370	16,4	15 000	9 000	18 000	**6806**	**ZZ**	**VV**	**DD**
	47	9	0,3	7 250	5 000	740	510	15,8	14 000	8 500	17 000	**6906**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	55	9	0,3	11 200	7 350	1 150	750	15,2	13 000	—	15 000	**16006**	—	—	—
	55	13	1	13 200	8 300	1 350	845	14,7	13 000	8 000	15 000	**6006**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	62	16	1	19 500	11 300	1 980	1 150	13,8	11 000	7 500	13 000	**6206**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	72	19	1,1	26 700	15 000	2 720	1 530	13,3	9 500	6 700	12 000	**6306**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
12	21	5	0,3	1 920	1 040	195	106	15,3	32 000	20 000	38 000	**6801**	**ZZ**	**VV**	**DD**
	24	6	0,3	2 890	1 460	295	149	14,5	30 000	20 000	36 000	**6901**	**ZZ**	**VV**	**DD**
	28	7	0,3	5 100	2 370	520	241	13,0	28 000	—	32 000	**16001**	—	—	—
	28	8	0,3	5 100	2 370	520	241	13,0	28 000	18 000	32 000	**6001**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	32	10	0,6	6 800	3 050	695	310	12,3	22 000	17 000	28 000	**6201**	**ZZ**	**VV**	**DDU**
	37	12	1	9 700	4 200	990	425	11,1	20 000	16 000	24 000	**6301**	**ZZ**	**VV**	**DDU**

Fonte: Catálogo NSK rolamentos, p. B8 e p. B10

5.4.4 Códigos dos rolamentos

Tabela 19 - Códigos dos Rolamentos

POSIÇÃO	ROLAMENTO
Eixo primário interno	6205 ZZ
Eixo primário externo	6005 ZZ
Eixo secundário interno	6006 ZZ
Eixo secundário externo	6006 ZZ
Eixo esticador correia	6001 ZZ

5.5 Carcaça

5.5.1 Função da carcaça

A carcaça tem como função apoiar os rolamentos, conferir resistência mecânica às cargas envolvidas, dar apoio aos retentores e evitar que impurezas entrem em contato com os componentes internos da caixa de redução.

5.5.2 Material de construção

O alumínio foi o material escolhido, por possuir baixo peso específico, fácil fundição e usinabilidade, ter boa condução térmica e apresentar resistência mecânica adequada ao projeto.

5.5.3 Método de fabricação

A carcaça foi concebida para ser fabricada a partir de uma aproximação do formato pela fundição do alumínio e posterior fresagem em centro de usinagem computadorizado, para adequar e tornar precisas as geometrias. Este método foi escolhido visando redução do volume de cavaco removido e possibilidade de utilização de material reciclado.

5.5.4 Geometria

A geometria foi idealizada por analogia à antiga caixa de redução de velocidade por corrente de rolos cilíndricos utilizada no protótipo anterior. Sua geometria leva em consideração basicamente a ancoragem do sistema de transmissão no chassi e os

apoios necessários para rolamentos e retentores. Utilizando a Tabela 18, as direções das respectivas forças atuantes na carcaça, e uma fixação que simula 3 parafusos para prender a carcaça à estrutura do protótipo, foi realizada uma simulação utilizando o módulo de análise de elementos finitos software *SOLIDWORKS 2014*. A Figura 22 mostra o resultado de um estudo de fator de segurança na carcaça da caixa de redução.

Figura 22 - Estudo fator de segurança

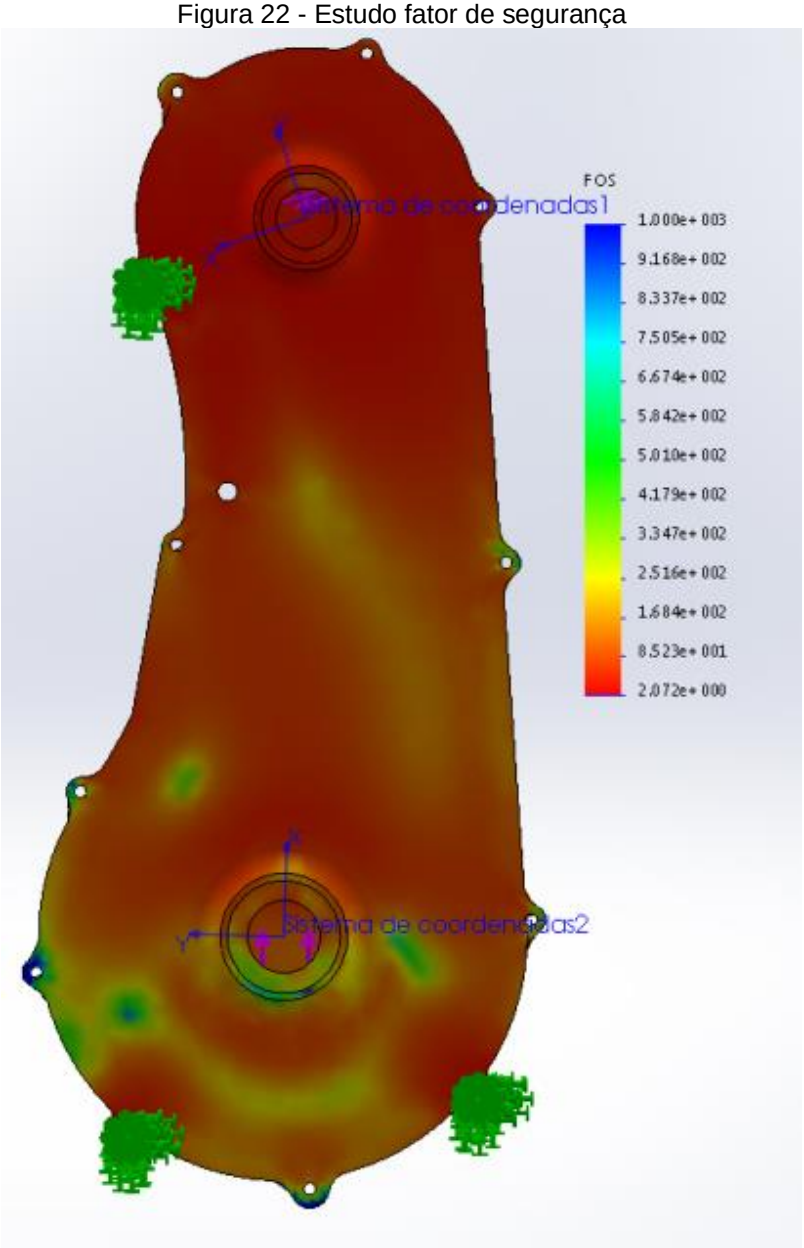


Figura 23 - Carcaças, vista frontal

5.6 Vedações

5.6.1 Retentores

A fim de evitar que impurezas como umidade, lama, poeira ou algum outro tipo de impureza vinda do ambiente externo, bem como prevenir que óleos e graxas dos rolamentos possam contaminar o ambiente externo, foram adotados um par de retentores que são montados na carcaça principal, concêntricos aos eixos primário e secundário.

Com base no catálogo do fabricante, foram selecionados os retentores do Tipo BRG, da marca Sabó, reconhecido fabricante de vedantes no Brasil, que possuem dois lábios de vedação e garantem vedação bilateral. Os códigos de dimensões dos retentores são apresentados na Tabela 20.

Tabela 20 – Retentores, suas dimensões e código

POSICIONAMENTO	DIMENSÃO (mm)	CÓDIGO SABÓ
Eixo primário	25x27,9x7	01892BRG
Eixo secundário	30x47x7	026768BRGS

Fonte: Catálogo de retentores SABÓ

5.6.2 Junta

A fim de vedar o contato entre a carcaça principal e a tampa, foi selecionado o Papelão hidráulico LGT-FLEX® - branco fornecido pelo fabricante LGT. Na espessura de 0,4mm. Este tem as propriedades listadas na Tabela 21 e superam a exigência imposta pelo projeto. Devido à baixa demanda, será fabricada por corte a Laser. A geometria da junta está mostrada na Figura 24.

Tabela 21 - Propriedades do material da junta

Temperatura de Trabalho em °C		Pressão bar
Máxima	+380	70
Normal	+260	50

Fonte: http://www.juntaslgt.com.br/papelao-hidraulico/papelao-hidraulico-branco

Figura 24 - Junta da carcaça

5.7 Elementos de fixação

5.7.1 Parafusos

A fim de garantir a união das duas carcaças, bem como a regulagem da tensão da correia, serão utilizados parafusos de alta resistência. Sendo as suas dimensões e quantidades listados na Tabela 22.

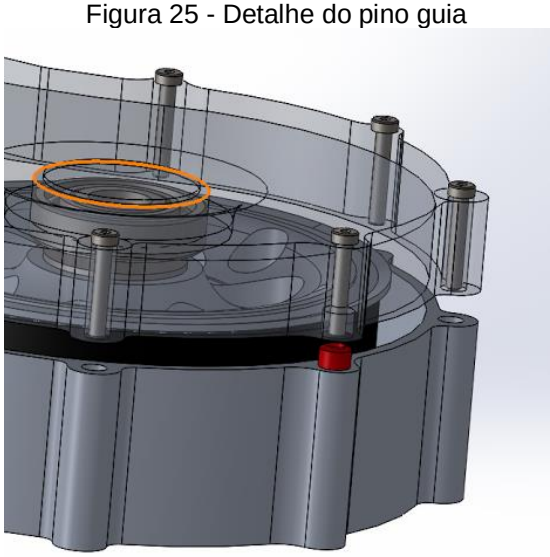
Tabela 22 – Dimensão e tipo dos fixadores

POSIÇÃO DO PARAFUSO	DIMENSÃO (mm)	QUANTIDADE
Tampa da carcaça	Allen M5 x 40 parcial	9
Esticador da correia	Allen sem cabeça M8 x 30 total com porca	1
Suporte caixa	Allen M8 x 100 parcial	3

5.7.2 Pinos guia

Foram utilizados dois pinos guia, para assegurar o correto posicionamento das carcaças e evitar desalinhamento dos eixos. Os pinos são montados de forma concêntrica a dois parafusos de fechamento da carcaça. São de geometria simples e feitos de aço. Um exemplo do pino está apresentado em vermelho na Figura 25.

Figura 25 - Detalhe do pino guia



6 RESULTADOS ESPERADOS

6.1 Avaliação da massa

Inseridas as propriedades de cada material do projeto no *SOLIDWORKS,* o próprio software apresenta o cálculo da massa do conjunto levando em conta o volume de cada componente e sua massa específica. A Tabela 23 mostra uma relação dos componentes com as massas mais significativas do sistema, bem como a massa de cada um calculado no software.

Tabela 23 - Avaliação das principais massas

Componente	Quantidade	Massa (kg)
Carcaça Principal	1	2,245
Esticador	1	0,355
Engrenagem primária	1	0,294
Engrenagem secundária	1	1,074
Tampa	1	1,695
Eixo Primário	1	0,646
Eixo Secundário	1	0,446

6.2 Melhorias em relação à transmissão por corrente de rolos cilíndricos

Conforme mostrado na Tabela 24, atingiu-se uma redução de 13,6% na massa do conjunto em relação ao anterior. Além disso, melhoras significativas foram alcançadas como a eliminação da necessidade de lubrificação, que acaba gerando uma redução de custo de manutenção. Outro fator é a redução da necessidade de manutenção, que permite que o sistema opere durante mais tempo sem intervenção. Por último, obteve-se uma redução no nível de ruído emitido, importante para o conforto durante a operação e que é resultado de uma maior eficiência do sistema.

Tabela 24 - Comparativo entre transmissões

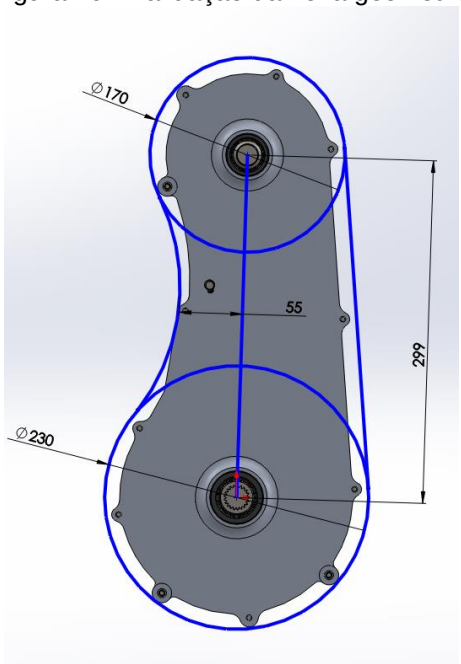
PARÂMETRO	**TRANSMISSÃO ANTIGA**	**TRANSMISSÃO NOVA**
Peso	8,65 Kg	7,47 Kg
Eficiência*	92% ~97%	97,8%
Lubrificação	Gotejamento manual	Desnecessária
Manutenção	A cada 12h de operação	A cada 36h de operação
Ruído	Elevado	Baixo

*relativo apenas às correntes e correias

6.3 Validação da geometria

A restrição quanto à geometria do conjunto também foi atendida. Como pode ser visto na Figura 26, a geometria da nova caixa de transmissão se enquadra dentro dos limites (em azul) impostos pela equipe. Com isso, tem-se a certeza que não haverá interferência com o chassi e demais subsistemas do carro durante a montagem, e a equipe terá facilidade em fazer a substituição da caixa atual pela nova caixa.

Figura 26 - Validação da nova geometria



6.4 Componentes e custos

A composição de custos dos materiais da caixa de redução é mostrada da Tabela 25. Alguns itens não tiveram o preço levantado por ser o mesmo material utilizado no sistema atual, eliminando a necessidade de comparação.

Tabela 25 - Composição de custos dos componentes comerciais da caixa de redução

NOME DA PEÇA	QTD	VALOR COMERCIAL
Engrenagem primária	1	R$ 85,53
Engrenagem secundária	1	R$ 153,70
Rolamento 6001 ZZ	2	R$ 11,24
Rolamento 6005 ZZ	1	R$ 14,63
Rolamento 6205 ZZ	1	R$ 16,80
Rolamento 6006 ZZ	2	R$ 13,58
Arruela 12 mm	2	R$ 0,20
Retentor 01892BRG	1	R$ 18,75
Retentor 02678 BRGS	1	R$ 22,45
Anel elástico - 7 x 0.8	2	R$ 0,30
Anel elástico - 11 x 1	2	R$ 0,35
Parafuso M5 x 60	12	R$ 0,43
Correia	1	R$ 235,60
Parafuso Allen M8 x 30-N	1	R$ 0,55
Porca M8	1	R$ 0,45
Total	-	R$ 604,96

7 CONCLUSÃO

Este projeto de graduação apresentou o projeto de uma caixa de redução de velocidades por correia sincronizadora para substituir a caixa de redução por correntes de rolos do protótipo Baja SAE da Equipe Vitória Baja na tentativa de aumentar a eficiência e reduzir a massa do protótipo.

Foi realizado o dimensionamento da correia sincronizadora e das engrenagens, com base no catálogo *PowerGrip®GT®3 Power Belt Drives Design Manual (GATES)*, o dimensionamento dos eixos, seleção dos mancais de rolamento, projeto da carcaça, seleção das vedações e fixações.

Observou-se que a caixa projetada atende os requisitos de resistência do conjunto, se mostrando uma alternativa eficiente e segura para o protótipo. Além da maior eficiência do conjunto de transmissão, redução de custos de materiais, diminuição da emissão de ruídos, aumento da vida útil e redução de massa, o novo sistema de transmissão contribui para a redução de custos indiretos devido à eliminação da necessidade de lubrificação e diminuição da necessidade de manutenção.

Com base nos objetivos estabelecidos para o novo sistema de transmissão, e levando em consideração as restrições impostas pela Equipe Vitória Baja, avalia-se que a caixa de redução de velocidade por correia sincronizadora é uma excelente alternativa para o próximo protótipo da equipe.

8 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

Este trabalho disponibiliza uma série de estudos futuros relacionados à melhoria dos componentes caixa de redução e do sistema de transmissão como:

- Estudo para otimização da carcaça, com o intuído de redução de massa;
- Estudo para otimização da geometria das engrenagens, com o intuito de redução de massa e consequentemente redução das inércias girantes;

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1 GATES, **Power grip drive design manual**, Denver, 2014

2 GATES, **Heavy duty v-belt drive design manual,** Denver, 2010

3 NSK, **Catálogo Geral**, 2013

4 SABÓ, **Catálogo eletrônico**, 2014

5 SHIGLEY, J. E., MISCHKE, C. R., BUDYNAS, R. G. (2005), **Projeto de engenharia mecânica.** Porto Alegre, Bookman, 2008.

6 HIBBELER, R. C. **Resistência dos Materiais.** 5ª ed. Prentice Hall. São Paulo, 2006.

7 MAT WEB. **Liga de aço 4340**. Disponível em <http://matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=898ac6f5b21e4c84a472742318cf1478&ckck=1> Acesso em 10 Out. 2014.

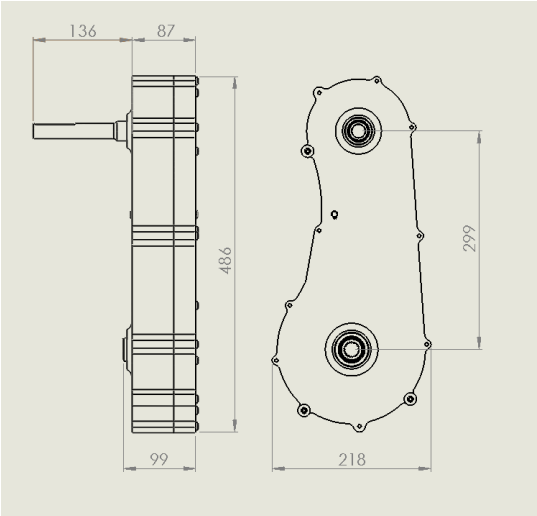
8 ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **NRB10312: Veículos rodoviários automotores leves – Determinação da resistência ao deslocamento por desaceleração livre em pista de rolamento e simulação em dinamômetro.** Rio de Janeiro. 2009.

9 COSTA, E. C. M., DE SOUZA, V. C. **Caixa de transmissão automática acionada por embreagem centrífuga aplicada a veículos Baja.** Espírito Santo, 2008.

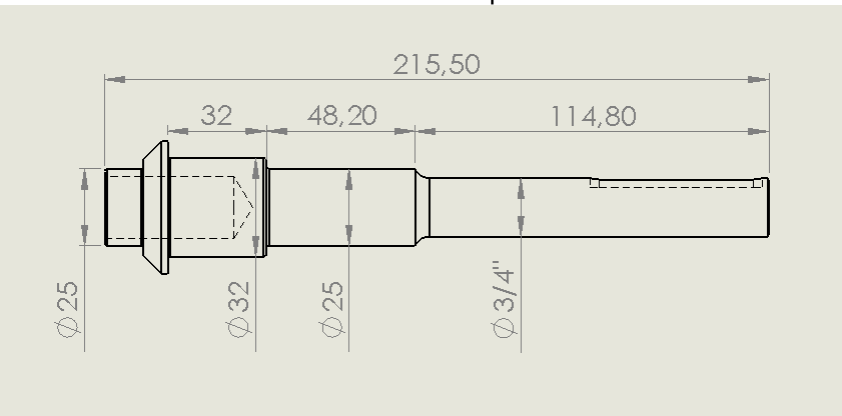
ANEXO A

DETALHAMENTO DOS COMPONENTES DA CAIXA DE REDUÇÃO

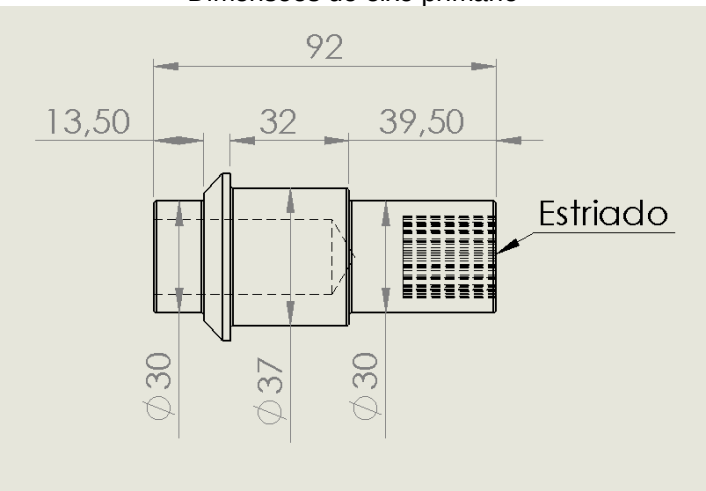
Dimensões básicas externas



Dimensões do eixo primário

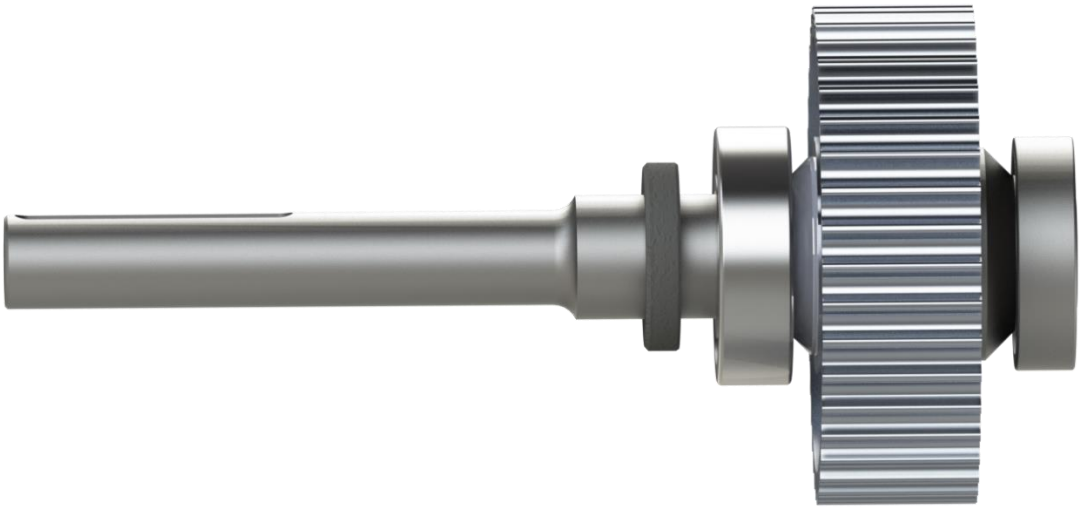


Dimensões do eixo primário



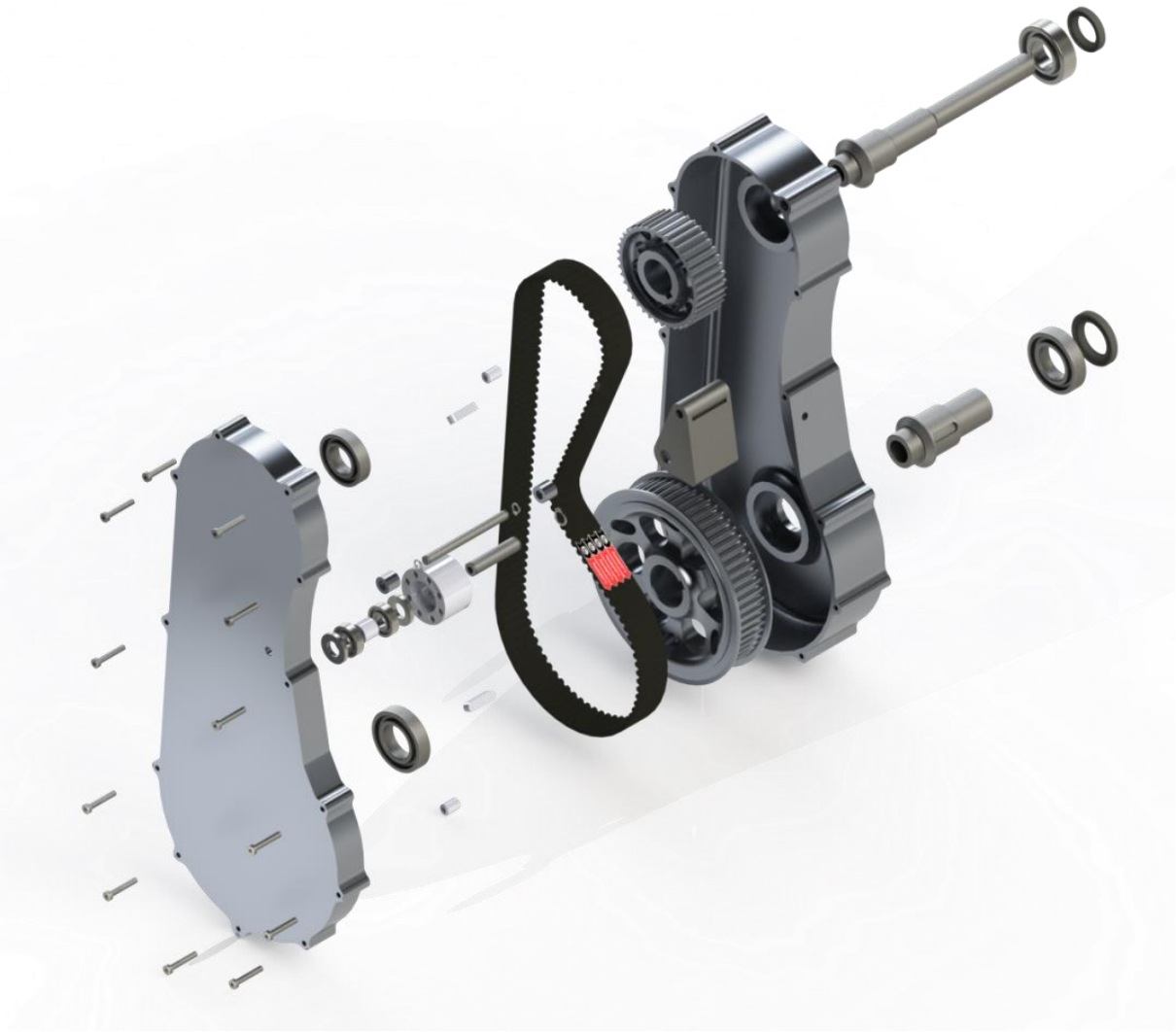
ANEXO B
DESENHOS DE MONTAGEM

Montagem do eixo primário



Montagem do eixo secundário

ANEXO C
VISTA EXPLODIDA



ANEXO D

VISTA MONTAGEM INTERIOR

ANEXO E

- Dimensionamento do eixo primário:

Aço 4340

Tensão de escoamento - $\sigma = 786\ MPa$

Fator de Segurança - $FS = 2$

Tensão Admissível = $\sigma_{adm} = \frac{786}{2} = 393MPa$

Torque de Entrada do CVT: $T = 56{,}13\ N.m$

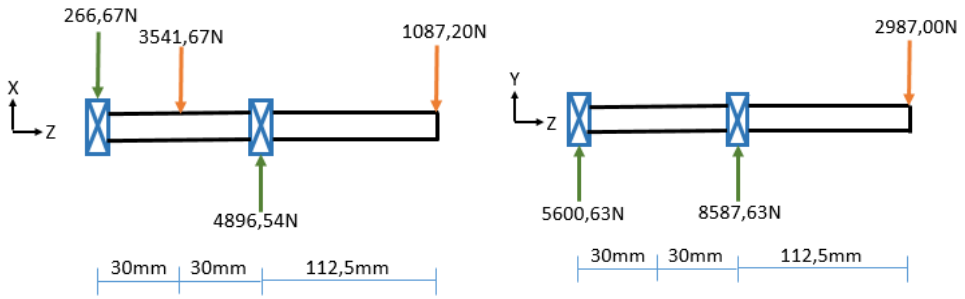


Diagrama de esforço cortante (em cima) e momento fletor (em baixo) no Plano Z-X:

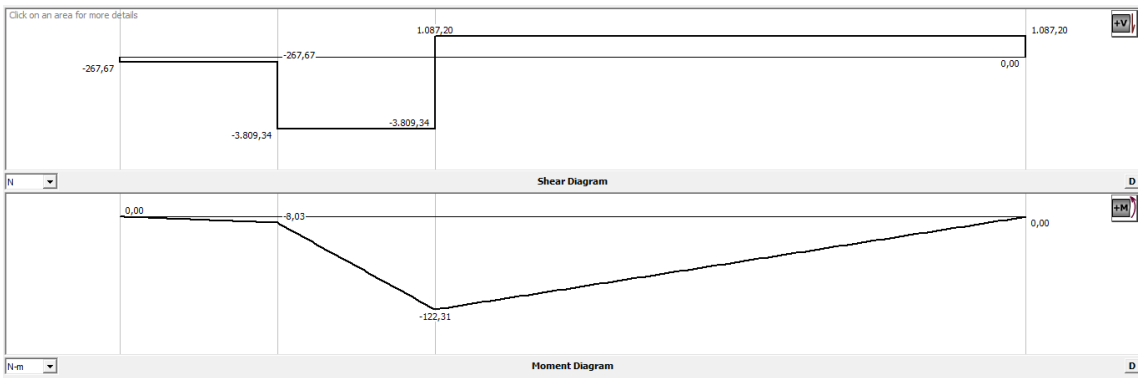
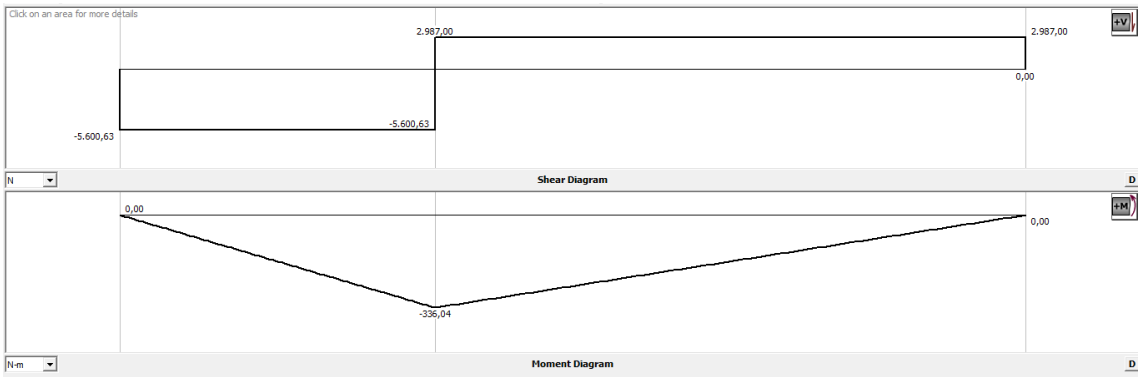


Diagrama de esforço cortante (em cima) e momento fletor (em baixo) no Plano Z-Y:



O ponto crítico está em 60mm da esquerda para a direita do desenho. Nesse ponto, o momento fletor resultante é:

$$M_r = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{336{,}04^2 + 122{,}31^2}$$

$$M_r = 357{,}94\ N.m$$

Pelo critério da máxima energia de distorção:

$$c^6 = \frac{16M_r^2 + 12T^2}{\pi^2 \sigma_{adm}^2}$$

$c = 10{,}53\ mm$ (raio do eixo)

$$D = 2c = 21{,}06\ mm$$

Como citado em 5.3, o diâmetro utilizado será:

$$D = 25\ mm$$

Como o eixo ficaria superdimensionado, decidiu-se utilizá-lo vazado. Para isso, calcula-se o diâmetro do furo para que tenha o mesmo momento de inercia que o eixo calculado com 21 mm de diâmetro.

Momento de Inércia do eixo de 21mm:

$$I = \frac{\pi D^4}{64} = 9{,}54x10^3\ mm^4$$

Momento de Inércia Polar eixo de 21mm:

$$J = \frac{\pi D^4}{32} = 1{,}91x10^4\ mm^4$$

Calculando o diâmetro interno pelo momento de inércia:

$$I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}$$

Fazendo $I = 9{,}54x10^3\ mm^4$ e $D = 25\ mm$, tem-se:

$$d^4 = 25^4 - \frac{9{,}56x10^3x64}{\pi}$$

$$d = 21{,}03\ mm$$

- Dimensionamento do eixo secundário:

Aço 4340

Tensão de escoamento - $\sigma = 786\ MPa$

Fator de Segurança - $FS = 2$

Tensão Admissível - $\sigma_{adm} = \frac{786}{2} = 393MPa$

Torque de Entrada do CVT - $T\ = 56{,}13\ N.m$

Relação de transmissão - $i = 1{,}6$

Torque no eixo secundário - $T_s =\ T\ x\ i = 89{,}81\ N.m$

Cargas no eixo secundário:

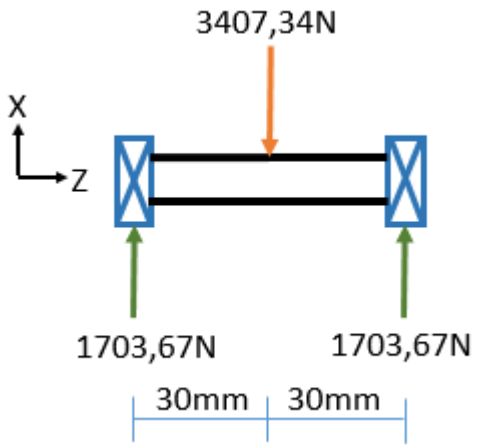
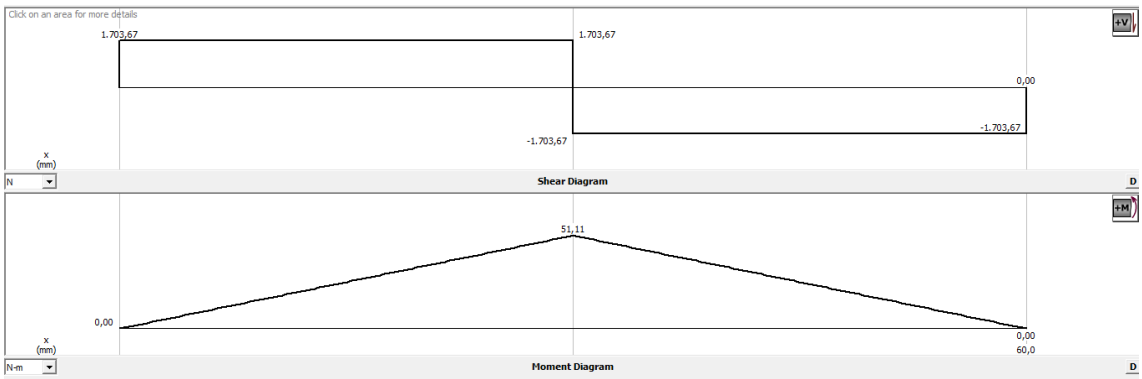


Diagrama de esforço cortante (em cima) e momento fletor (em baixo) no Plano Z-X:



O ponto crítico está em 30mm.

Pelo critério da máxima energia de distorção:

$$c^6 = \frac{16M^2 + 12T_s^2}{\pi^2 \sigma_{adm}^2}$$

$$c = 6{,}70\ mm \text{ (raio do eixo)}$$

$$D = 2c = 13{,}4\ mm$$

Como o eixo secundário tem o diâmetro interno restringido pelo eixo do diferencial, seu diâmetro interno será:

$$d = 22\ mm$$

Como o eixo ficaria superdimensionado, decidiu-se utilizá-lo vazado. Para isso, calcula-se o diâmetro do furo para que tenha o mesmo momento de inercia que o eixo calculado com 21 mm de diâmetro.

Momento de Inércia do eixo de 13,4mm:

$$I = \frac{\pi D^4}{64} = 1{,}58x10^3\ mm^4$$

Momento de Inércia Polar eixo de 21mm:

$$J = \frac{\pi D^4}{32} = 3{,}16x10^3\ mm^4$$

Para o eixo com diâmetro interno 22mm tem-se:

$$I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}$$

Fazendo $I = 1{,}58x10^3\ mm^4$ e $d = 22\ mm$, tem-se:

$$D^4 = \frac{1{,}58x10^3x32}{\pi} + 22^4$$

$$D = 23\ mm$$

Devido aos acúmulos de tensão da chaveta e estriado interno, manteremos o eixo com 30mm de diâmetro externo.