

GABRIEL CIPOLLA

Desenvolvimento de caixa de redução para veículo Baja SAE

Gabriel Cipolla

Desenvolvimento de caixa de redução para veículo Baja SAE

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador (a): Professor Dr. Fernando de Azevedo Silva

C577d

Cipolla, Gabriel

Desenvolvimento de uma caixa de redução para veículo Baja SAE /
Gabriel Cipolla – Guaratinguetá, 2015.

56 f. : il.

Bibliografia : f. 56

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade
Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2015.

Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

1. Veículos a motor 2. Engrenagens 3. Automóveis – projetos e
construção I. Título

CDU 629.113

Gabriel Cipolla

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
“GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA”

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA


Prof. MARCELO SAMPAIO
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA
Orientador/UNESP-FEG


Prof. ERICK SIQUEIRA GUIDI
UNESP-FEG

Prof. MÁRCIO AUGUSTO MARTIN
UNESP-FEG

Setembro de 2015

DADOS CURRICULARES

Gabriel Cipolla

FILIAÇÃO	Edgard Cipolla Mara Lúcia Spilla Cipolla
2009/2015	Curso de graduação Engenharia Mecânica – UNESP Guaratinguetá/SP
2009/2014	Projeto Baja SAE Integrante da Equipe Piratas do Vale da Unesp Guaratinguetá
2014/2015	Programa internacional Hochschule Karlsruhe – Baden-Wurttemberg/ Alemanha
2015	Estágio Supervisionado EATON Germany GmbH – Nordhausen/Alemanha

À minha família que sempre me apoiou e se esforçou muito para fazer esse período tão cheio de realizações.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a toda a minha família, principalmente meus pais e irmã pelo grande apoio durante todos esses anos, sempre me dando incentivo nas minhas próprias decisões e sempre entendendo estas como sendo as melhores para meu desenvolvimento pessoal e profissional.

Aos amigos que fiz nessa jornada um grande obrigado, àqueles de longa data de Campo Grande, Mato Grosso do Sul, os quais sempre estiveram presentes desde os tempos de colégio, e àqueles de Guaratinguetá, que sempre me ajudaram muito durante os anos de graduação.

À todos aqueles que dividiram a pequena e produtiva oficina da Equipe Piratas do Vale comigo durante meses ou anos, que além de grandes amigos, sempre me ajudaram muito no meu desenvolvimento profissional. Os anos de Baja SAE em Guaratinguetá sempre foram de muito trabalho, mas também de muita diversão, sempre lembrarei com muito carinho deste período na minha vida.

A todos os meus professores, de colégio e faculdade, que sempre me ensinaram muito, pessoas que estão sempre em posições de grande importância no desenvolvimento de nossa sociedade, profissionais que sempre admirei durante minha jornada acadêmica. Aqui deixo um agradecimento especial para três desses profissionais que estive em contato mais próximo durante esses últimos anos, Prof. Fernando de Azevedo Silva, meu orientador nessa tese, Prof. Daniel Sampaio, que é responsável pelo projeto de intercâmbio do qual participei e Prof. Ângelo Caporalli, orientador da Equipe Piratas do Vale, que se dedica há vários anos pelo projeto e entende o papel do Baja SAE no desenvolvimento acadêmico dos alunos.

Agradeço também as pessoas que conheci durante o meu período na Alemanha, em Karlsruhe e Nordhausen, que sempre foram muito prestativas e pacientes para me ajudar. E aos profissionais da EATON Nordhausen, que me ensinaram muito durante meu período de estágio.

“Insanidade é fazer sempre a mesma coisa
várias e várias vezes esperando obter um
resultado diferente.”

Albert Einstein

CIPOLLA, G. **Desenvolvimento de caixa de redução para veículo Baja SAE**. 2015. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

RESUMO

Uma caixa de transmissão se faz necessária em um veículo Baja devido ao objetivo das competições organizadas pela SAE, nas quais os protótipos devem passar por diferentes obstáculos. Um sistema de transmissão tem como principal objetivo a ampliação do torque para o eixo de tração do veículo, quando comparado àquele disponível no eixo de saída do motor. O objetivo deste trabalho é descrever o projeto de uma caixa de redução por engrenagens para aplicação em um protótipo Baja SAE da equipe Piratas do Vale da Unesp de Guaratinguetá. Para a realização do projeto foi utilizado um fluxograma desenvolvido pela equipe, o qual inclui desde a parte teórica, como definição do torque ideal para o veículo até a definição de componentes comerciais. No projeto foram definidos o tipo de caixa escolhida, o dimensionamento de eixos e engrenagens, rolamentos, retentores e simulações computacionais foram feitas para os componentes críticos. A transmissão aqui desenvolvida, se mostra mais complexa, em relação ao projeto, quando comparada com o sistema atual utilizado, porém representa ganhos significativos como a adição de uma marcha reversa com torque elevado.

PALAVRAS-CHAVE: Baja SAE. Transmissão. Trem de força.

CIPOLLA, G. **Development of a gear box for a Baja SAE vehicle.** 2015. Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

ABSTRACT

A gear Box in a Baja SAE vehicle is required due to the objectives of the SAE competitions, which the vehicles are challenged to pass through different obstacles. A powertrain system has as the main objective the extension of the torque for the traction shaft of the vehicle, when compared to that one available in the engine. The Objective of this thesis is the description of a gear box project for a Baja SAE vehicle of the Piratas do Vale Team of Unesp Guaratinguetá. In the development of the thesis, a flowchart, developed by the team, was used, which includes a theory part and also the choice of shelf components. In this Project, the type of gearbox was chosen, besides the calculation of axles, gears, bearings and sealers, and software simulations were done for the critical parts. The transmission, developed in this thesis, is more complex than the current one used by the team, but the new one shows improvements, as a new reverse gear with high torque.

KEYWORDS: Baja SAE. Transmission. Powertrain.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Fluxograma de transmissões para veículos terrestres, marítimos e aéreos.....	17
Figura 2 – Definição dos componentes de uma transmissão veicular.....	18
Figura 3 – Gráfico força trativa x velocidade	19
Figura 4 – Transmissão por correia	20
Figura 5 – Transmissão CVT em duas relações diferentes	21
Figura 6 – Transmissão CVT em relação de transmissão redutora	22
Figura 7 – Transmissão CVT em relação de transmissão ampliadora	22
Figura 8 – Correntes simples, dupla e tripla	23
Figura 9 – Corrente de transmissão por dentes	24
Figura 10 – Transmissão por engrenagens planetárias cilíndricas de dentes retos	25
Figura 11 – Transmissão por engrenagens duplas de dentes helicoidais	26
Figura 12 – Transmissão por coroa e parafuso-sem-fim em ângulo de 90 graus	26
Figura 13 – Fluxograma para projeto de transmissão Baja SAE	27
Figura 14 – Representação dos parâmetros utilizados no calculo da máxima força	29
Figura 15 – Gráfico torque x rotação do motor	30
Figura 16 – Sistema de transmissão usual em um veículo Baja SAE	31
Figura 17 – Vista frontal da caixa de transmissão	33
Figura 18 – Representação dos dentes da engrenagem através do módulo	35
Figura 19 – Redução de massa na alma da engrenagem	36
Figura 20 – Diagrama de momento fletor para eixo de transmissão	37
Figura 21 – Posição dos rolamentos na caixa de redução	40
Figura 22 – Posição dos retentores e rolamentos na caixa de redução	41
Figura 23 – Representação dos pontos de fixação de uma das tampas da transmissão	42
Figura 24 – Representação da área de contato do rolamento com a tampa	43
Figura 25 – Simulação de esforços na tampa direita da caixa de engrenagens cilíndricas	44
Figura 26 – Simulação de esforços em engrenagem utilizada na caixa de redução	45
Figura 27 – Simulação de esforços em eixo utilizado na caixa de redução	45
Figura 28 – Conjuntos de engrenagens interno e externo	47
Figura 29 – Opções de redução, a e b	48
Figura 30 – Vista interna da caixa de redução por engrenagens planetárias	49
Figura 31 – Vista interna da caixa de redução por engrenagens planetárias	50

Figura 32 – Direção da troca de relações na redução por planetárias	50
Figura 33 – Vista frontal explodida da caixa de redução por engrenagens cilíndricas	51
Figura 34 – Aumento da borda de contato e peça para fixação do retentor de óleo	52
Figura 35 – Mudança de eixos com rasgos de chaveta para estrias	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Definição do modelo de caixa de redução	32
Tabela 2 – Relações de transmissão possíveis na caixa projetada	33

LISTA DE SÍMBOLOS

$F_{\text{máx}}$	Força máxima possível para o veículo
G	Centro de gravidade do veículo, incluindo piloto
μ	Coefficiente de atrito do pneu com o solo
W_e	Peso no eixo de tração
b	Distância do centro de gravidade do veículo com piloto ao eixo livre
h	Altura do centro de gravidade em relação ao solo, incluindo piloto
L	Distância entre eixos
T	Torque
F	Força
r	Raio
R_{ideal}	Redução ideal para o veículo
T_{ideal}	Torque ideal para o veículo
T_{motor}	Torque fornecido pelo motor
R_{CVT}	Redução máxima fornecida pelo CVT
m	Módulo da engrenagem
d	Diâmetro primitivo da engrenagem
N	Número de dentes da engrenagem
σ_b	Tensão de flexão
σ_a	Tensão de flexão alternada
σ_m	Tensão de flexão média
σ_a'	Tensão alternada de von Misses
σ_m'	Tensão média de von Misses
K_I	Fator de ciclo de carga
K_B	Fator de espessura de borda
K_S	Fator de tamanho
K_a	Fator de aplicação
K_m	Fator de distribuição de carga
K_V	Fator Dinâmico
J	Fator de geometria
W	Força no dente
W_t	Força tangencial no dente
p_d	Passo diametral

F	Largura de face
Φ	Ângulo de pressão dos dentes
S_{fc}'	Resistência à fadiga de superfícies para engrenagens
S_{fc}	Resistência corrigida à fadiga de superfícies para engrenagens
C_L	Fator de vida de superfície
C_H	Fator de razão de dureza
M_a	Momento fletor alternado
M_m	Momento fletor médio
K_f	Fator de concentração de tensão de fadiga por flexão para componente média
K_{fm}	Fator de concentração de tensão de fadiga por flexão para componente alternada
I	Momento de inércia
T_a	Torque alternante
d	Diâmetro
τ_a	Tensão torsional de cisalhamento alternante
τ_m	Tensão torsional de cisalhamento média
N_f	Fator de segurança
S_{ut}	Limite de resistência a tração do material
S_f	Resistência de fadiga corrigida

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	CONSIDERAÇÕES GERAIS	14
1.2	OBJETIVOS	15
1.3	JUSTIFICATIVA	15
1.4	ESTRUTURA DA MONOGRAFIA	16
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
2.1	TIPOS DE TRANSMISSÃO	19
2.1.1	Transmissão por correia	19
2.1.1.1	Transmissão CVT	21
2.1.2	Transmissão por corrente	22
2.1.3	Transmissão por engrenagem	24
2.2	TRANSMISSÃO PROTÓTIPO BAJA SAE	27
2.2.1	Definição do torque ideal	28
2.2.2	Modelo de caixa utilizado	32
2.2.3	Definição da marcha ré	34
3	MATERIAIS E MÉTODOS	35
3.1	DIMENSIONAMENTO	35
3.1.1	Engrenagens	35
3.1.2	Eixos	37
3.1.3	Rolamentos	39
3.1.4	Retentores	40
3.2	SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS	41
3.3	MATERIAIS	45
4	APRESENTAÇÃO E RESULTADOS	47
4.1	APRESENTAÇÃO DE COMPONENTES E FUNCIONAMENTO	47
4.1.1	Redução por engrenagens planetárias.	48
4.1.2	Redução por engrenagens cilíndricas	50
4.2	MELHORIAS	51
4.2.1	Tampas	51
4.2.2	Estrias	52
4.2.3	Suporte dos retentores	53
5	CONCLUSÕES	54
	REFERÊNCIAS	55

1. INTRODUÇÃO

1.1 Considerações Gerais

A competição Baja é um dos projetos estudantis criados e organizados pela SAE (*Society of Automotive Engineers*), tendo seu início no Brasil no ano de 1994. O projeto consiste em uma equipe formada por estudantes de graduação de diferentes cursos com o objetivo de projetar e construir um protótipo motorizado para uso em fora de estrada. Atualmente quatro competições são organizadas todos os anos, sendo uma nacional e três regionais para Sul, Sudeste e Nordeste. Na de maior expressão, a competição nacional, cerca de 1200 alunos de mais de 55 universidades de todo o país se reúnem para colocar a prova os protótipos desenvolvidos por cada um.

Desde a etapa de projeto do veículo, uma regulamentação fornecida pela SAE deve ser seguida, regra que define, por exemplo, como a estrutura deve ser construída para atender todos os quesitos de segurança que serão verificados pelos juízes credenciados durante os dias de competição. O principal objetivo do projeto Baja é incentivar e desafiar os estudantes de engenharia a colocarem em prática os conhecimentos teóricos adquiridos durante o período acadêmico. Durante os dias de competição os protótipos são submetidos a diferentes provas, avaliando segurança, projeto, aceleração, velocidade, tração e resistência.

Surge-se desse fato, a necessidade do desenvolvimento de um protótipo completo, sendo o sistema de transmissão um dos subsistemas responsáveis pela dinâmica do veículo em prova, e também um dos subsistemas mais oportunos para inovações. O motor de combustão interna *Briggs & Stratton Intek Pro*® 10 hp de 305 cilindradas é padronizado pela competição, a maioria das equipes, usa ainda, conectado ao motor, uma transmissão CVT (*Continuous Variable Transmission*), no caso da equipe da Unesp de Guaratinguetá o modelo utilizado é o GX9-Baja fabricado pela *Gaged Engineering*® e por fim, uma caixa de redução por engrenagens ou corrente para fornecer uma redução ainda maior aquela fornecida pelo conjunto Motor e CVT.

1.2 Objetivos

Este trabalho visa o projeto completo de uma caixa de redução, mostrando as principais etapas para o projeto de um sistema de transmissão para veículo Baja SAE, além de algumas melhorias realizadas levando em consideração os sistemas anteriormente usados pela Equipe Piratas do Vale. O projeto se inicia pela definição da relação de transmissão ideal para o veículo, passando pelo dimensionamento de eixos e engrenagens, escolha de componentes comerciais, como rolamentos e retentores e, por fim, modelagem e simulação de alguns componentes através do software SolidWorks®.

A caixa de redução aqui projetada é uma associação de engrenagens planetárias e cilíndricas, com duas relações de transmissão, sendo uma delas uma marcha ré. Na marcha reversa, busca-se um torque substancialmente mais elevado do que aquele fornecido na outra redução, isso acontece, pois a utilização da marcha ré acontece em casos específicos, onde o veículo necessita de força suficiente para transpor obstáculos.

1.3 Justificativa

Este trabalho surgiu da ideia de projetar uma caixa de redução mais versátil para a Equipe Piratas do Vale de Baja SAE. Versatilidade que se mostra presente pela presença de uma marcha ré. Sendo a utilização de engrenagens planetárias benéfica no quesito tamanho e peso por redução atingida. Nos protótipos desenvolvidos pela equipe, os integrantes buscam o desenvolvimento de um projeto robusto e com características, de certa forma, derivadas de projetos anteriores, aplicando novas melhorias.

Como objetivo secundário e derivado do primeiro anteriormente discutido, a tese busca gerar discussões sobre um projeto diferente, que possa ser utilizado totalmente ou em parte para futuros projetos.

1.4 Estrutura da Monografia

No capítulo 1, Introdução, há uma breve explicação sobre o projeto Baja SAE e as competições organizadas pela SAE, além dos objetivos e a ideia que gerou essa monografia.

No capítulo de número 2, Fundamentação Teórica, serão discutidos outros sistemas de transmissão que poderiam ter sido escolhidos para o desenvolvimento do projeto, além de uma breve discussão do motivo pelo qual uma transmissão é importante em um veículo motor

O capítulo 3, Materiais e Métodos, será utilizado para uma primeira apresentação da transmissão desenvolvida na tese, iniciando pelo fluxograma que determina os passos a serem seguidos, além de uma matriz decisão que confronta alguns dos possíveis sistemas para um protótipo Baja, justificando a utilização da transmissão por engrenagens com marcha ré. Neste capítulo, existe ainda a descrição de como foi realizado o dimensionamento de seus componentes, além de simulações computacionais.

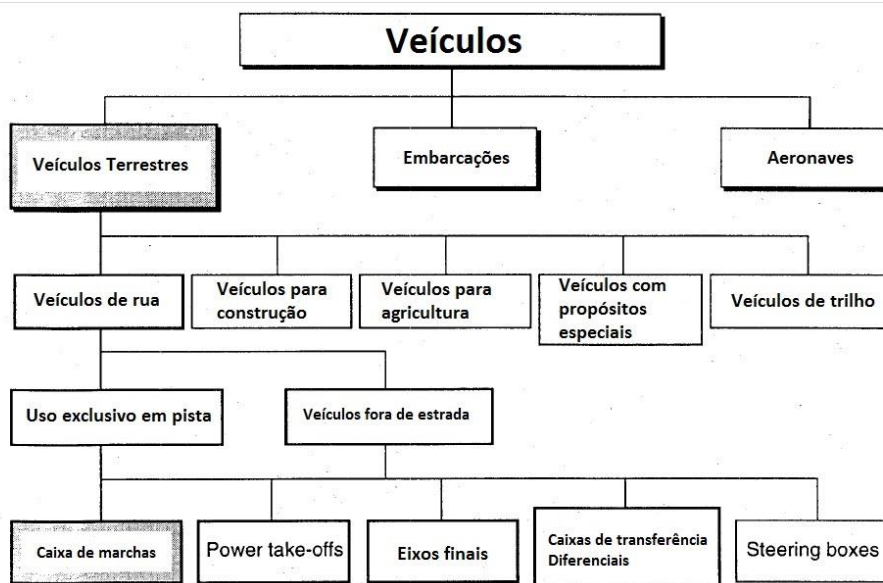
No capítulo 4, Apresentação e Resultados, tem-se a explicação detalhada do funcionamento da caixa e seus componentes, incluindo a troca mecânica de relações de transmissão. Algumas melhorias que foram considerados durante o desenvolvimento do projeto são também apresentadas neste capítulo.

A conclusão será apresentada no capítulo 5, onde os resultados atingidos com a transmissão desenvolvida na tese serão comparados com aqueles de sistemas já usados pela equipe em veículos anteriores.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Todas as formas de transporte motorizado precisam de sistemas de transmissão para converter torque e rotação. Existem distinções entre transmissões de acordo com a sua função e uso. A figura 1 mostra um esquema geral dos tipos de transmissão usados atualmente para veículos terrestres, marítimos e aéreos.

Figura 1 – Fluxograma de transmissões para veículos terrestres, marítimos e aéreos



Fonte: (LECHNER E NAUNHEIMER, 1999).

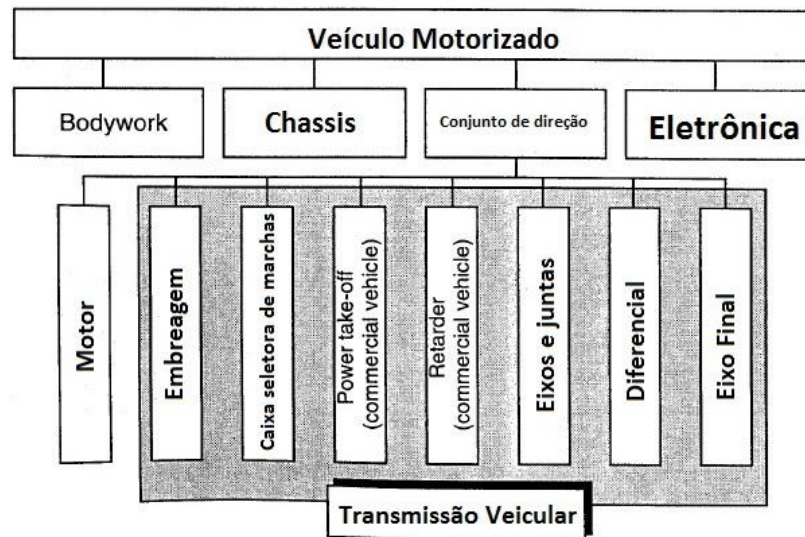
A função de uma transmissão veicular é adaptar a tração disponível da unidade motora para o veículo, superfície, motorista e ambiente envolvidos. A transmissão ainda tem um papel decisivo na confiabilidade, consumo de combustível, facilidade no uso do veículo e desempenho. (LECHNER E NAUNHEIMER, 1999, p.1).

Portanto, as seguintes características são desejáveis em um sistema de transmissão:

- Confiabilidade
- Conforto
- Baixa frequência de manutenção
- Componentes que facilitem a produção em massa
- Massa reduzida
- Fornecimento do torque exigido para o uso diário do veículo

A figura 2 ainda representa o que se define por transmissão em um veículo motorizado comercial. No caso de um protótipo Baja SAE, o sistema é mais simples, basicamente composto por CVT, caixa de redução, eixos traseiros e juntas universais.

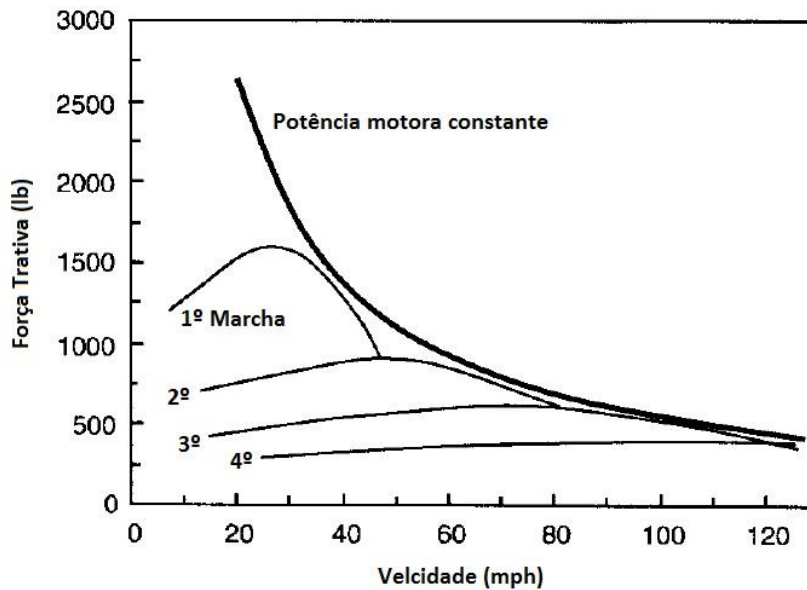
Figura 2 – Definição dos componentes de uma transmissão veicular



Fonte: (LECHNER E NAUNHEIMER, 1999).

Outro reforço para a explicação anterior sobre a necessidade de uma transmissão veicular pode ser visto na figura 3, que é um gráfico, retirado do livro *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Gillespie, mostra o desempenho de uma transmissão manual com 4 diferentes reduções conectada a uma unidade motora. A curva uniforme representa a máxima força que o motor em questão pode gerar, desconsiderando possíveis perdas no sistema. A representação deixa clara a necessidade da utilização de um sistema de redução escalonado, ou seja, variando a redução para fazer com que o veículo possa trabalhar próximo da curva de desempenho do motor. Quando o veículo está em baixa velocidade, a transmissão fornecerá uma relação para baixa rotação e alto torque, em altas velocidades, o oposto é válido, altas rotações e baixo torque.

Figura 3 – Gráfico força trativa x velocidade



Fonte: (GILLESPIE, 1992).

2.1 Tipos de transmissão

2.1.1 Transmissão por correia

A transmissão por correia se assemelha aquelas por correntes, tendo sempre como transmissores as polias e uma correia flexível. Sendo a transmissão de torque possível devido ao atrito entre correia e polias e, em alguns casos, dependendo do tipo de correia utilizada, também é uma função da interferência mecânica. (CHILDS, PETER R.N, 2014, p.461). As correias também tem ampla utilização em sistemas com mais de um eixo acionado pelo mesmo motor. As vantagens das correias são:

- Baixo custo
- Fácil instalação
- Baixa frequência de manutenção
- Alta confiabilidade
- Utilização em sistemas em que os eixos não se encontram no mesmo plano, arranjo chamado de reverso
- Baixa vibração
- Absorção de vibração torsional

As principais desvantagens desse sistema são o seu rendimento mais baixo em relação aos outros sistemas aqui discutidos, problema gerado pelo escorregamento entre correias e polias, limitada capacidade de transmissão, sistema não compacto e suscetível a danos quando trabalhando em sistemas que sofrem choques (CHILDS, PETER R.N, 2014, p.461).

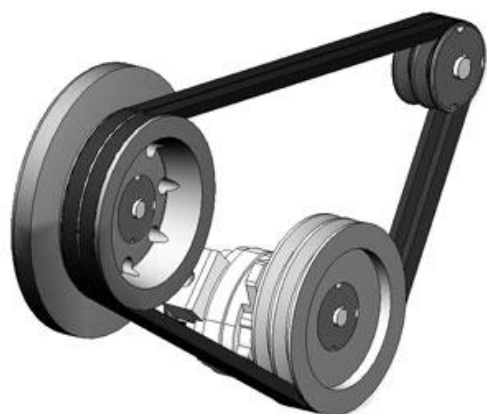
Os sistemas de transmissão por correias também podem ser divididos de acordo com o tipo de correia utilizada:

- Planas
- Em V
- Trapezoidal
- Hexagonal
- Simples

Dos sistemas listados acima, o mais popular é o sistema com correias em V, que apesar de não ser recomendável para longas distâncias entre centros das polias, é amplamente utilizado nos equipamentos domésticos e veículos automotores, como por exemplo, a conexão entre virabrequim, bomba de água e alternador em motores de combustão interna (CHILDS, PETER R.N, 2014, p.463).

Algumas correias ainda possuem “dentes” (correias dentadas), para facilitar o deslizamento e impedir o escorregamento entre as mesmas e suas polias.

Figura 4 – Transmissão por correia

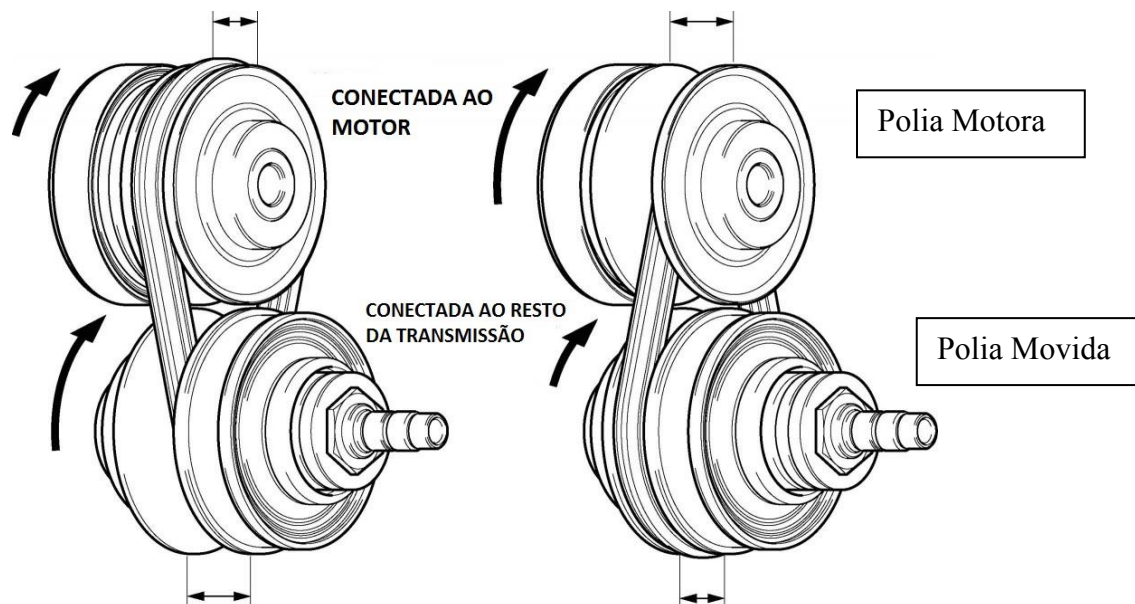


Fonte: (www.solucoesindustrias.com.br, 2015)

2.1.1.1 Transmissão CVT

A transmissão CVT (*continuous variable transmission*), utilizada na grande maioria dos protótipos Baja SAE é um tipo de transmissão por correia. O CVT que será levado em consideração na parte de projeto deste trabalho se trata de um CVT por correia em V, sendo formado por duas polias, uma “movida” e outra “motora”.

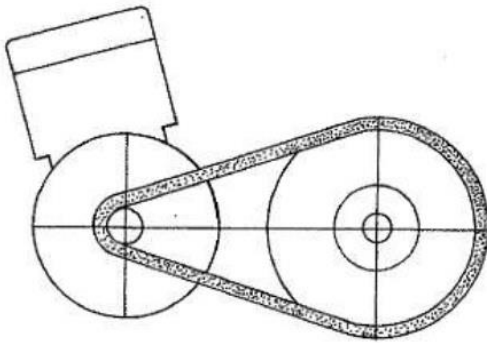
Figura 5 – Transmissão CVT em duas relações diferentes



Fonte: (practicalmonitoring.com.au, 2014)

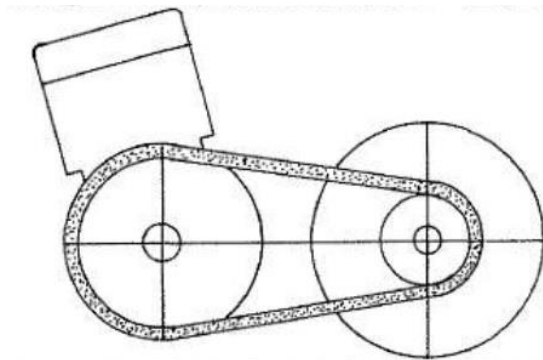
A polia motora tem a função de controlar a velocidade do motor em todas as relações, uma mola de pressão e um mecanismo centrífugo trabalham para vencerem a pressão oferecida pela polia movida. A polia movida tem a função principal de fornecer a pressão necessária na correia para permitir a transmissão de torque, fator que está diretamente ligado a eficiência desse tipo de transmissão. É importante que a correia esteja sob pressão lateral ideal para mantê-la tracionada o suficiente. As figuras 6 e 7 representam os dois extremos referentes às relações de redução de um CVT, situação já representada pela imagem anterior, mas em diferente perspectiva. (Olav aaeen's – Clutch Tuning Handbook, 2007)

Figura 6 – Transmissão CVT em relação de transmissão redutora



Fonte: (OLAV AAEEN'S, 2007)

Figura 7 – Transmissão CVT em relação de transmissão ampliadora

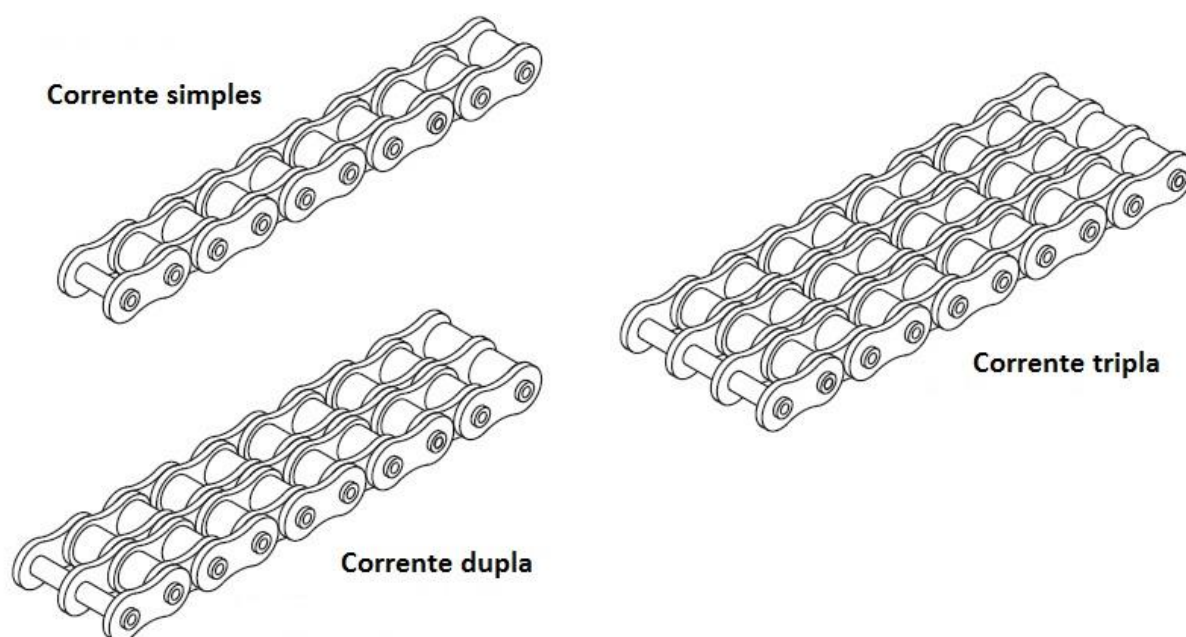


Fonte: (OLAV AAEEN'S, 2007)

2.1.2 Transmissão por corrente

A transmissão por corrente consiste em elemento de máquina flexível composto por vários pinos interligados feitos de material metálico de alta resistência. Dependendo da potência a ser transmitida, a corrente pode apresentar diferentes tamanhos.

Figura 8 – Correntes simples, dupla e tripla



Fonte: (CHILDS, PETER R.N, 2014)

As principais vantagens do sistema de transmissão por correntes são:

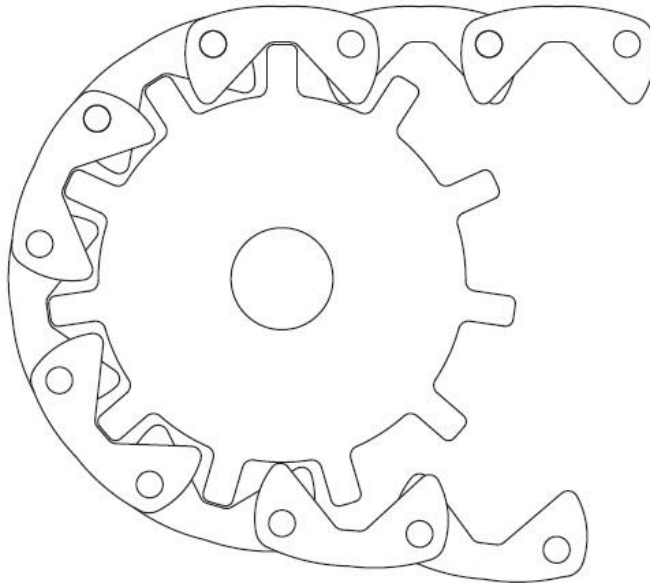
- Adequada para grandes distâncias entre centros
- Longa vida útil
- Opera em condições severas
- Transmite alto torque
- Compacto

Porém o sistema apresenta alguns problemas que podem vetar sua utilização em alguns casos, como ruído em altas rotações, demanda lubrificação regular e podem sofrer vibração exagerada em sistemas de pouca precisão. O sistema ainda se mostra vantajoso quando vários eixos precisam ser acionados por uma única unidade motora. Outra desvantagem é a segurança desse sistema, quebras na corrente de transmissão podem oferecer riscos aos usuários e a outros componentes do sistema de transmissão. (CHILDS, PETER R.N, 2014, p.461). Além disso, esse sistema é considerado de alta eficiência para sistemas de redução de transmissão até 3:1, e moderada eficiência até 5:1, não sendo recomendado para valores de redução superiores aos anteriores mencionados. (CHILDS, PETER R.N, 2014, p.498)

As reduções por correntes ainda podem ser divididas de acordo com o tipo de corrente utilizada, algumas delas são:

- Correntes de rolos – utilizada em transmissão de alta potência e sistemas de transporte
- Correntes de buchas – utilizada em sistemas de baixa rotação e alta carga
- Correntes de dentes – utilizada em altas rotações, tendo como principal vantagem o baixo ruído

Figura 9 – Corrente de transmissão por dentes



Fonte: (CHILDS, PETER R.N, 2014)

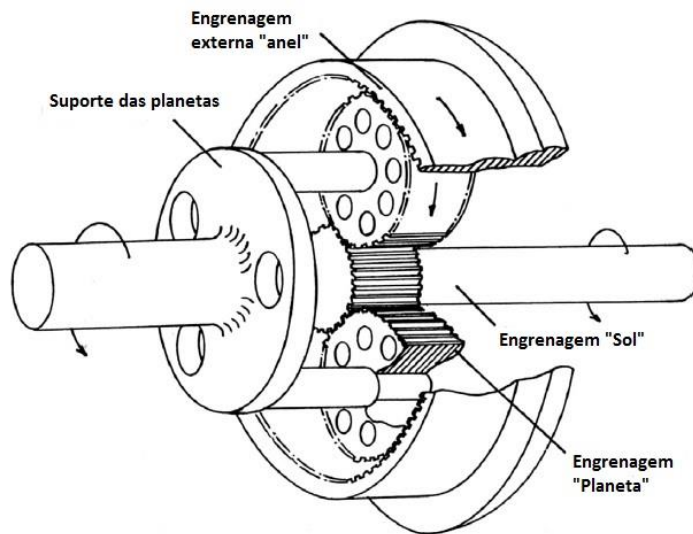
2.1.3 Transmissão por engrenagem

As transmissões por engrenagens são também amplamente utilizadas, o sistema é robusto e apresenta alta eficiência. Os principais sistemas de transmissão por engrenagens são:

- Engrenagens cilíndricas de dentes retos:

Sendo o tipo de engrenagens mais baratas, devido ao baixo custo e baixa complexidade de fabricação, além das transmissões veiculares, são amplamente utilizadas em sistemas de transporte de cargas e máquinas em geral. Muito utilizada na transmissão por eixos paralelos, suportam grandes relações de transmissão e as forças atuantes são apenas radiais, o que facilita também o projeto de seus mancais. (CHILDS, PETER R.N, 2014, p.109)

Figura 10 – Transmissão por engrenagens cilíndricas planetárias de dentes retos

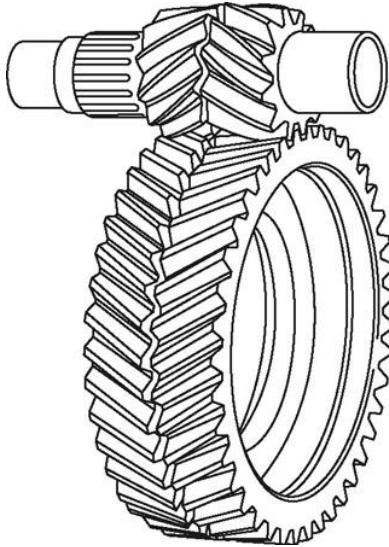


Fonte: (CHILDS, PETER R.N, 2014)

- Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais:

Também amplamente utilizada em eixos paralelos, tendo seu funcionamento mais suave que as de dentes retos, pois sempre apresenta um ponto de contato e não uma linha, como no caso das engrenagens de dentes retos, isso também representa um sistema mais silencioso. É recomendada ainda para sistemas que transmitem alta potência. Suas desvantagens são o custo mais alto de fabricação e os mancais que precisam ser mais robustos devido à atuação de forças axiais além das radiais. No caso da utilização de engrenagens de dentes helicoidais duplos, as forças axiais serão anuladas, pois estão presentes em ambos os lados em sentidos opostos. (CHILDS, PETER R.N, 2014, p.110)

Figura 11 – Transmissão por engrenagem dupla de dentes helicoidais

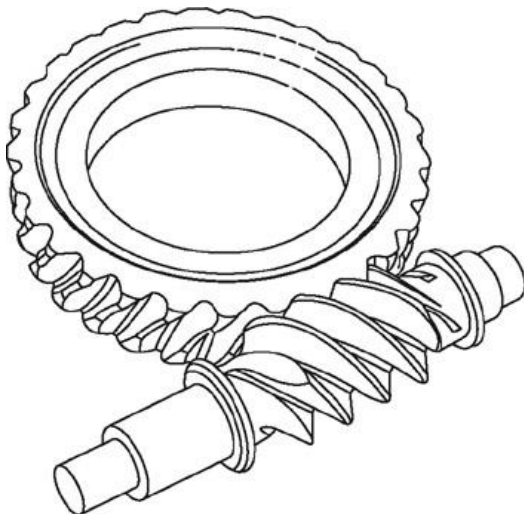


Fonte: (<http://www.globalspec.com/>, 2015)

- Coroa e parafuso-sem-fim:

O rendimento desse sistema é mais baixo em relação aos dois anteriormente discutidos, além da alta taxa de aquecimento exigir lubrificação constante. O sistema se mostra vantajoso, pois pode ser utilizado em sistemas em que os eixos não estão no mesmo plano e sua capacidade de amortecer vibração também é superior. A configuração mais utilizada é a em que o ângulo entre as engrenagens é igual a 90 graus. (CHILDS, PETER R.N, 2014, p.111)

Figura 12 – Transmissão por coroa e parafuso-sem-fim em ângulo de 90 graus

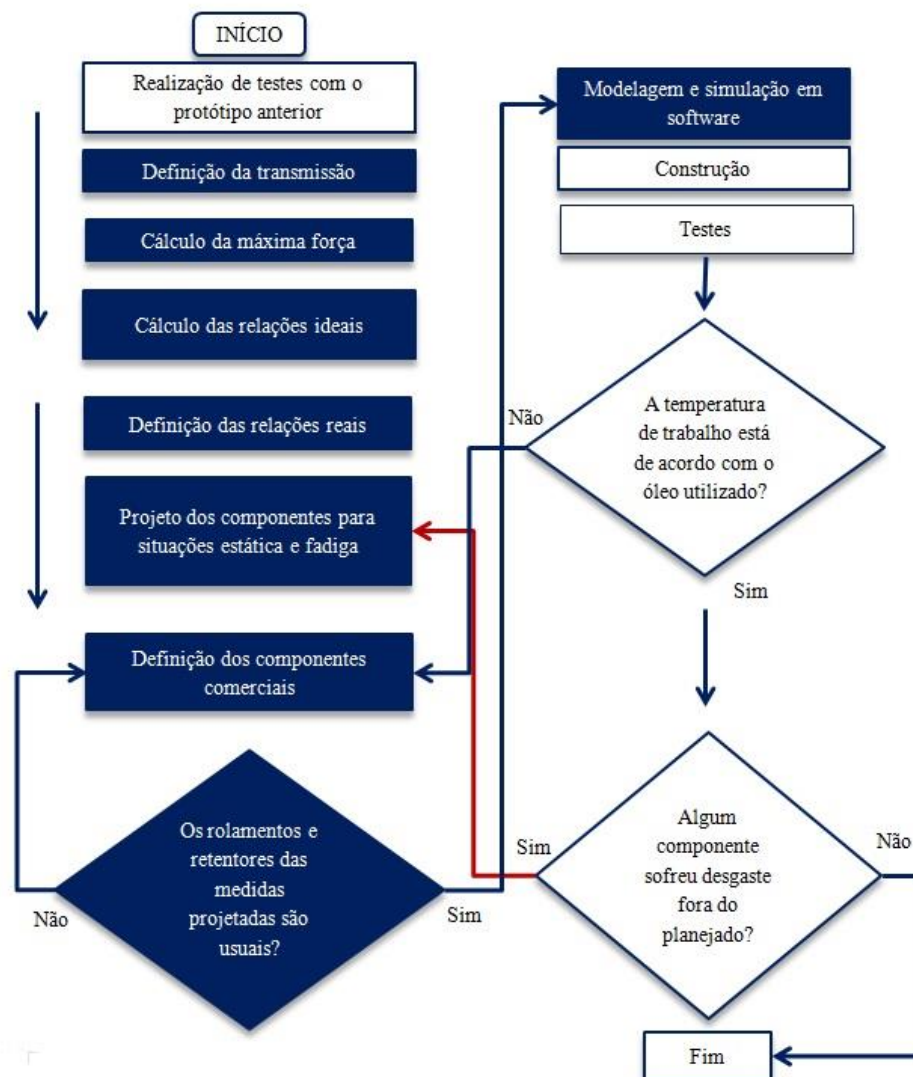


Fonte: (<http://www.globalspec.com/>, 2015)

2.2 Transmissão Protótipo Baja SAE

A transmissão aqui desenvolvida para o veículo Baja SAE da equipe Piratas do Vale é um conjunto de engrenagens de dentes retos, incluindo engrenagens planetárias na primeira ampliação do torque fornecido pelo motor. O fluxograma, figura 13, que segue foi desenvolvido pela equipe Piratas do Vale de Baja SAE para a construção de seus sistemas de transmissão. Os campos marcados em azul, serão os tópicos abordados adiante no desenvolvimento desta monografia, que são as etapas teóricas no projeto da caixa de transmissão.

Figura 13 – Fluxograma para projeto de transmissão Baja SAE



2.2.1 Definição do torque ideal

As etapas seguidas no desenvolvimento do trabalho foram basicamente as que seguem:

- Definição de parâmetros do veículo Baja
- Cálculo da redução ideal para a caixa de redução
- Definição dos esforços em eixos e engrenagens
- Dimensionamento de eixos e engrenagens
- Modelagem 3D
- Simulação computacional

E os seguintes parâmetros do veículo Baja foram utilizados:

- Altura do centro de gravidade do veículo
- Distância do centro de gravidade do veículo ao eixo livre, neste caso, eixo dianteiro.
- Atrito pneu-solo
- Massa total
- Massa sobre o eixo traseiro, sendo este o eixo de tração.
- Distância entre eixos dianteiro e traseiro

Em todos os parâmetros que se aplica, o piloto foi considerado. Alguns parâmetros foram obtidos através do software de modelagem SolidWorks® e são considerados uma estimativa em relação aos parâmetros reais. Isso se deve ao fato da dificuldade de se modelar o veículo por completo, incluindo piloto. Ainda o coeficiente de atrito pneu solo considera o asfalto como solo padrão. Esse foi o tipo de solo escolhido, considerando-se a dificuldade de definição e reconhecimento de um solo composto por terra, sendo necessário um estudo para determinar qual o tipo de terra do local.

O cálculo da redução ideal para o veículo Baja foi determinado de acordo com Gillespie, segundo a equação 1:

$$Fmáx = \frac{\left(\frac{\mu \times W_e \times b}{L}\right)}{1 - \left(\frac{h}{L} \times \mu\right)} \quad (1)$$

Sendo:

CG – centro de gravidade do veículo, incluindo piloto

μ = coeficiente de atrito do pneu com o solo

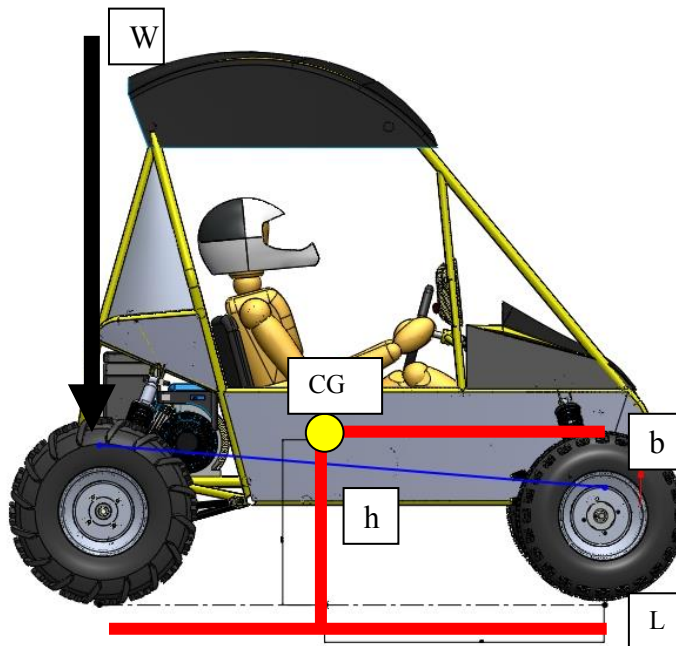
W = peso no eixo de tração

b = distância do centro de gravidade do veículo com piloto ao eixo livre

h = altura do centro de gravidade em relação ao solo, incluindo piloto

L = distância entre eixos

Figura 14 – Representação dos parâmetros utilizados no cálculo da máxima força



Fonte: (EQUIPE PIRATAS DO VALE DE BAJA SAE, 2015)

A equação 1 define o máximo esforço que um veículo pode transmitir ao solo. Sendo válida para veículos de tração traseira, com suspensão independente. Considerando que a caixa de redução fornecerá apenas uma relação para o movimento comum do protótipo, é de grande importância, que esta relação forneça o máximo torque possível ao eixo traseiro, mesmo com perda de velocidade final.

Após a definição de máximo esforço que o veículo poderá aplicar ao solo, foram usados três principais dados como base para definição do modelo de caixa, são eles:

- Máximo torque do motor padrão exigido pela SAE em veículos Baja
- Raio do pneu traseiro utilizado pela equipe
- Máxima redução atingida pelo modelo de CVT utilizado pela equipe

Os dados do motor *Briggs & Stratton Intek Pro*® 10 hp de 305 cilindradas são teóricos e retirados do gráfico fornecido pela própria fabricante:

Figura 15 – Gráfico torque x rotação do motor *Briggs & Stratton Intek Pro*® 10 hp



Fonte: (BRIGGS & STRATTON, 2013)

Pode-se perceber que o torque máximo é atingido aos 2600 rpm e tem o módulo de aproximadamente 18,7 N.m.

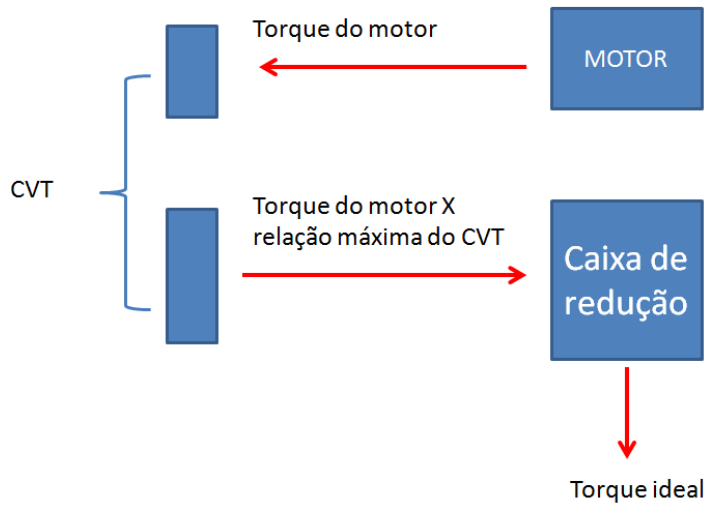
Partindo da equação 2, que define torque como função de força e raio, temos:

$$T = F \times r \quad (2)$$

Utilizando os valores conhecidos do raio do pneu utilizado no eixo de tração e a força máxima possível a ser transferida ao solo, encontrados o valor máximo para o torque no eixo traseiro.

Com os dados anteriormente citados é possível saber qual o máximo torque de entrada na caixa de redução e qual o máximo torque possível de saída, a figura 16 simplifica a explicação:

Figura 16 – Sistema de transmissão usual em um veículo Baja SAE



Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2015)

E pela relação simples entre torque ideal, torque do motor e relação máxima fornecida pelo CVT, representada na equação 3, é possível a definição da relação ideal que deverá ser fornecida pela caixa de engrenagens.

$$R_{ideal} = \frac{T_{ideal}}{T_{motor} \times R_{CVT_{m\acute{a}x}}} \quad (3)$$

Essa relação final é ainda dividida por um fator erro de 0,9. Esse fator foi definido através de testes com o protótipo da equipe. A importância deste fator é a correção de alguns dados utilizados no cálculo teórico que são de pouca precisão. Como por exemplo, o atrito pneu-solo e a eficiência do sistema CVT, não considerada no cálculo anterior.

2.2.2 Modelo de caixa utilizado

O modelo de caixa de redução foi determinado a partir de uma matriz decisão.

Tabela 1 – Definição do modelo de caixa de redução

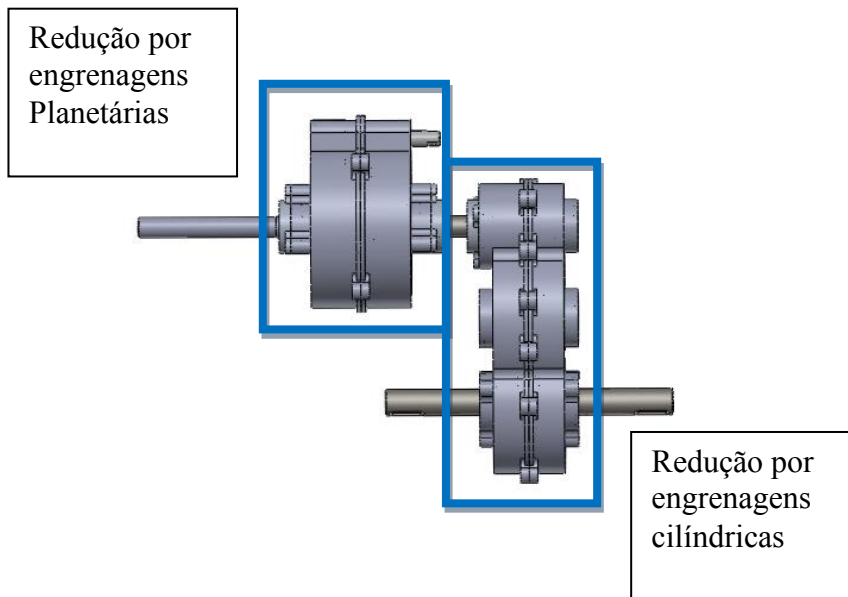
	Matriz de decisão			
	Corrente	Engrenagem(uma redução)	Engrenagem(duas reduções)	Engrenagem(duas reduções com ré)
Massa	6 Kg ●	9 Kg	10 Kg	12 Kg
Custo	R\$ 1500 ●	R\$ 3000	R\$ 4000	R\$ 5000
Versatilidade	1	1	2 ●	2 ●
Manutenção	10 horas	50 horas ●	50 horas ●	50 horas ●
Lubrificação	Graxa	Óleo SAE 90 ●	Óleo SAE 90 ●	Óleo SAE 90 ●
Pontos	2	2	3	3

Na pontuação final, as duas melhores opções foram Caixa de redução por engrenagens com duas reduções, a caixa com duas reduções para movimento frontal foi descartada, pois a mesma exige um conhecimento mais aprofundado sobre o funcionamento do CVT, sendo este ligado diretamente a entrada da caixa. Problema este que não será considerado foco deste trabalho.

O projeto em questão foi dividido em duas partes físicas, a primeira, diretamente conectada ao CVT, será composta por engrenagens planetárias e terá a função de fornecer duas relações possíveis, uma 1:1, ou seja, não alterando o torque de entrada, apenas transferindo-o, e uma marcha ré com relação 2,33:1. É também nessa primeira parte onde ocorrerão as mudanças de relações entre ambas, através da utilização de uma peça mecânica usinada, aqui definida como luva e uma peça de apoio conectada a um eixo, aqui denominada garfo.

A segunda parte da transmissão será uma caixa de engrenagens cilíndricas, conectada diretamente a primeira parte, essa segunda em questão, terá a função de fornecer o torque ideal anteriormente calculado para as rodas traseiras do veículo. Então teremos as seguintes opções:

Figura 17 – Vista frontal da caixa de transmissão



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2015)

O modelo dividido em duas partes foi definido para fornecer uma maior flexibilidade na utilização do projeto. Como, por exemplo, a utilização da caixa para marcha ré associada a uma caixa de redução por corrente. A tabela representa as relações possíveis fornecidas pelas duas partes da caixa em conjunto.

Tabela 2 – Relações de transmissão possíveis na caixa projetada

Relações disponíveis					
	Redução	Redução	Redução	Redução	Redução
	CVT	Planetária	Cilíndrica	Ideal	Total
Opção 1	4:1	1:1	4,97	4,6	19,88
Opção 2	4:1	2,33:1	4,97	4,6	46,32

2.2.3 Definição da marcha ré

A marcha ré é um recurso fornecido pela redução por engrenagens planetárias, a redução é de 2,33:1, desconsiderando outras reduções do sistema. O valor para essa redução foi definido através dos limites físicos da caixa, o projeto foi adequado para fornecer a caixa de redução que ocupe o menor volume possível. O ponto de partida para a definição das dimensões foi o eixo de entrada da caixa, posteriormente a engrenagem ligada diretamente à ele e assim por diante. As engrenagens “planetas” não poderiam ser muito reduzidas, pois as tensões seriam muito elevadas.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 Dimensionamento

3.1.1 Engrenagens

Com o conhecimento prévio do número de dentes de cada engrenagem, fator que foi determinado após o cálculo da redução ideal para o veículo, foi escolhido o módulo 2,5 para todas as engrenagens da caixa. Sendo a definição do módulo representado pela equação 4, o qual é uma função do diâmetro primitivo pelo número de dentes:

$$m = \frac{d}{N} \quad (4)$$

Uma representação das diferenças de alguns módulos disponíveis em engrenagens pode ser vista na figura 18, sendo o número de dentes por comprimento inversamente proporcional ao módulo.

Figura 18 - Representação dos dentes da engrenagem através do módulo



Fonte: (CHILDS, PETER R.N, 2014)

Sendo o diâmetro primitivo, onde a força se aplica, e os torques conhecidos, é possível a definição dos esforços radiais e tangenciais nas engrenagens pelas equações 5 e 6, respectivamente:

$$W_t = \frac{T_p}{r_p} = \frac{2 \times T_p}{d_p} = \frac{2 \times p_d \times T_p}{N_p} \quad (5)$$

$$W_r = W_t \times \tan \Phi \quad (6)$$

E para a força resultante, usaremos a equação 7:

$$W = \frac{W_t}{\cos \Phi} \quad (7)$$

Sendo a força de mesmo módulo para o par de engrenagens em contato, porém ambas aplicam torques diferentes aos seus respectivos eixos.

As tensões de flexão nos dentes da engrenagem podem ser encontradas através da equação 8, derivada da equação de Lewis:

$$\sigma_b = \frac{W_t}{F \times m \times J} \times \frac{K_a \times K_m}{K_v} \times K_S \times K_B \times K_I \quad (8)$$

Os fatores não serão comentados em detalhes neste trabalho. O fator de espessura de borda K_b foi mantido com o valor de 1, mesmo com o alívio de massa feito na alma das engrenagens, isso foi possível pois a proporção de 1,2 foi mantida, como apresentado na figura 19:

Figura 19 – Redução de massa na alma da engrenagem



Fonte: (EQUIPE PIRATAS DO VALE DE BAJA SAE, 2014)

O mesmo aplicado para a resistência a crateração nos dentes das engrenagens, pela AGMA, através da equação 9:

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{F \times I \times d}} \times \sqrt{\frac{C_a \times C_m}{C_v}} \times \sqrt{C_s \times C_f} \quad (9)$$

E o material das engrenagens teve sua resistência à fadiga para flexão e superfície, respectivamente, calculadas pelas equações 10 e 11:

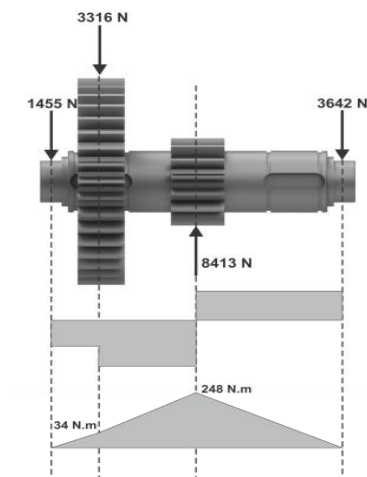
$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T \times K_R} \times S_{fb}' \quad (10)$$

$$S_{fc} = \frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R} \times S_{fc}' \quad (11)$$

3.1.2 Eixos

Para o dimensionamento dos eixos, foram utilizados os valores de torque em cada parte da árvore de transmissão, de acordo com a relação de cada par de engrenagens. Com o valor do torque atuante, foi possível a construção do diagrama de esforços, representado na figura 20, considerando a resultante das forças tangenciais e radiais.

Figura 20 – Diagrama de momento fletor para eixo de transmissão



Fonte: (EQUIPE PIRATAS DO VALE DE BAJA SAE, 2014)

Com os valores dos Momentos nos pontos críticos do eixo e considerando que os mesmos terão torque e flexão alternados como esforços solicitantes. Podemos encontrar os

valores das tensões de flexão alternada e média através das equações 12 e 13, respectivamente:

$$\sigma_a = K_f \times \frac{M_a \times c}{I} \quad (12)$$

$$\sigma_m = K_{fm} \times \frac{M_m \times c}{I} \quad (13)$$

E as tensões de cisalhamento alternada e média com as equações 14 e 15:

$$\tau_a = K_{fs} \times \frac{16 \times T_a}{\pi \times d^3} \quad (14)$$

$$\tau_m = K_{fsm} \times \frac{16 \times T_m}{\pi \times d^3} \quad (15)$$

E devido às tensões combinadas no eixo, flexão e cisalhamento, o cálculo das tensões equivalentes alternada e média de von Misses, através das equações 16 e 17, são necessárias,:

$$\sigma_{a'} = \sqrt{\sigma_a^2 + (3 \times \tau_a^2)} \quad (16)$$

$$\sigma_{m'} = \sqrt{(\sigma_m + \sigma_{m_{axial}})^2 + (3 \times \tau_m^2)} \quad (17)$$

Ainda pela relação que define o coeficiente de segurança desejado, N_f , através da fórmula 18:

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma_{a'}}{S_f} + \frac{\sigma_{m'}}{S_{ut}} \quad (18)$$

Substituindo nessa ultima relação, as equações anteriormente discutidas, temos a equação 19, que define o diâmetro mínimo que poderá ser usado em cada eixo da caixa de transmissão:

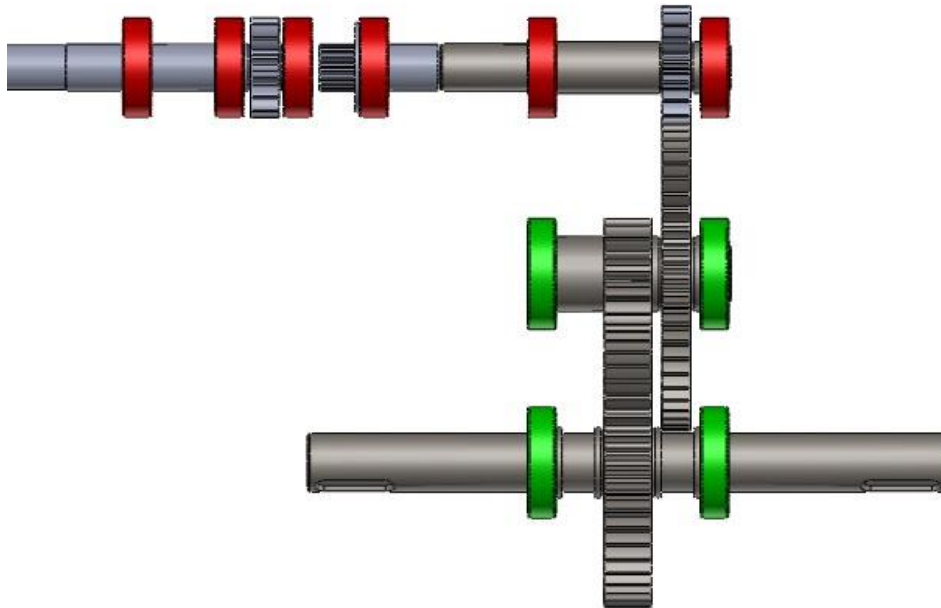
$$d = \left\{ \frac{32 \times N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(K_f \times M_a)^2 + \frac{3}{4}(K_{fs} \times M_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(K_{fm} \times M_m)^2 + \frac{3}{4}(K_{fsm} \times T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{1/3} \quad (19)$$

Equação na qual leva em consideração o limite de escoamento do material já corrigido para fadiga.

3.1.3 Rolamentos

Os rolamentos escolhidos para a caixa de transmissão foram os fixos de esfera de uma carreira. Segundo catálogo da NSK, estes suportam significativas cargas axial e radial, altas velocidades de rotação e ainda permitem pequenos erros no desalinhamento do eixo. Ainda foram definidos como ideais os rolamentos que possuem vedação contra impurezas externas, pois apesar da caixa ter sua própria lubrificação, não se tem um estudo detalhado se o óleo utilizado para as engrenagens seria também válido para as esferas dos rolamentos. Na figura 21 os rolamentos estão representados pelas cores vermelho e verde, ou seja, apenas dois modelos diferentes de rolamentos foram utilizados. Essa medida visa facilitar a montagem e manutenção do sistema. Os diâmetros dos eixos que serão utilizados para os rolamentos foram normalizados para as medidas comerciais dos mesmos, respeitando o diâmetro mínimo encontrado no dimensionamento dos eixos.

Figura 21 – Posição dos rolamentos na caixa de redução



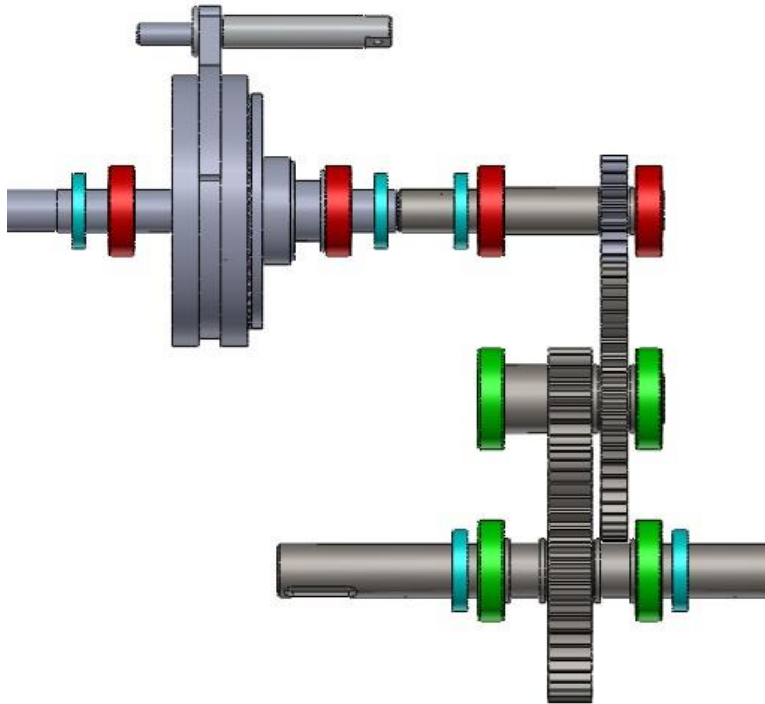
Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2015)

A vida nominal e a carga dinâmica que atua no rolamento também foram definidos através do catálogo NSK, considerando que neste projeto os rolamentos também serão os mancais dos eixos, os esforços foram retirados do diagrama de esforço cortante e momento fletor discutidos na seção anterior.

3.1.4 Retentores

Os retentores têm por função primordial reter óleos, graxas ou outros fluidos que devam estar contidos no interior de uma máquina ou um agregado mecânico, sendo o mesmo sempre aplicado entre duas peças que tenham movimento relativo entre si. Na transmissão em questão, os retentores estão presentes nos eixos que, por razões de projeto, precisam transmitir torque para “fora” da caixa. E são aqui usados para reter a lubrificação de óleo SAE 90 utilizado na transmissão. O desenho com as dimensões importantes dos retentores para projeto e suas posições podem ser vistos na figura 22, representados pela cor azul, para facilitar a visualização dos mesmos.

Figura 22 – Posição de retentores e rolamentos na caixa de redução



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2015)

Os retentores utilizados na caixa foram definidos através do catálogo Sabó, se tratam de retentores do tipo BRG, os quais tem vedação principal de borracha com mola, proteção contra poeira e recobertos externamente com borracha. Assim como foi feito para os rolamentos, os diâmetros dos eixos foram normalizados para atenderem as dimensões disponíveis dos retentores comerciais.

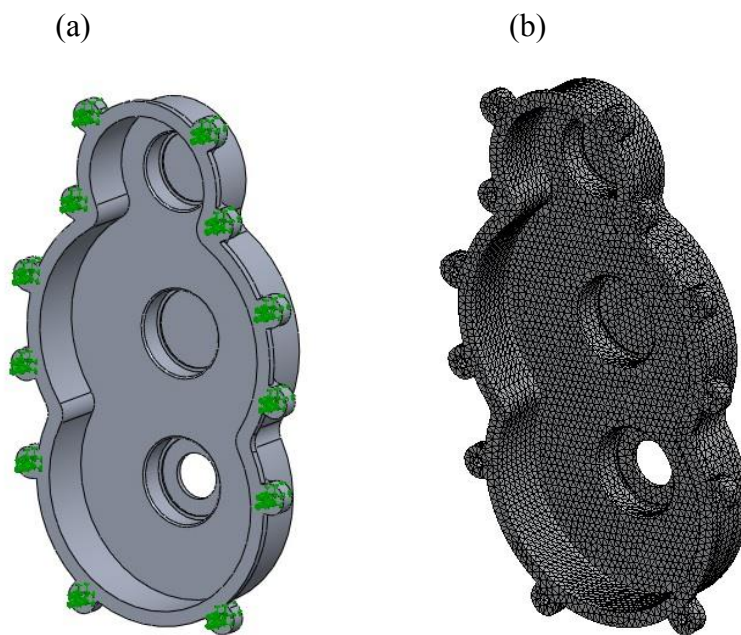
3.2 Simulações Computacionais

Alguns componentes foram validados através de simulações computacionais do software *SolidWorks*®. Esses componentes tiveram alguma alteração ou projeto que não pôde ser inteiramente calculado. Os exemplos aqui mostrados são a tampa direita da caixa de redução por engrenagens cilíndricas e a engrenagem conectada ao último eixo da mesma caixa, componente que foi simulado devido aos alívios de massa feitos na alma da mesma.

A malha utilizada pela simulação foi a de dimensão 3,6mm, essa opção foi escolhida por apresentar resultados mais precisos em todas as regiões críticas, não oferecendo nenhum problema de resolução por se tratarem de peças simples.

A tampa foi simulada definindo as fixações, que serão utilizadas para conectar as tampas direita e esquerda da caixa, como pontos fixos, os quais estão representados na figura 23.

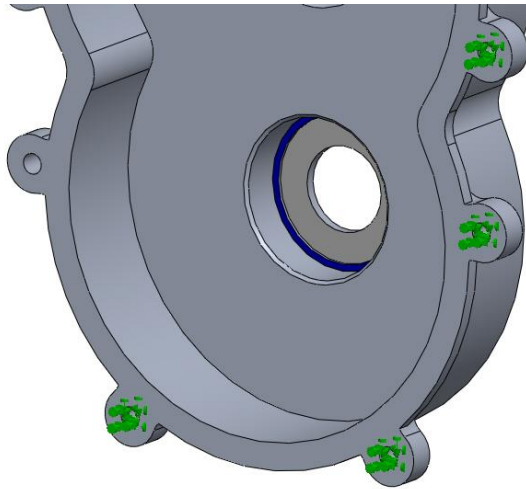
Figura 23 – Tampa da caixa: (a) pontos de fixação (b) representação da malha utilizada



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2015)

A força atuante foi aplicada no batente do rolamento do eixo que conectada a caixa aos eixos de transmissão das rodas traseiras, área marcada em azul na figura, força em sentido axial.

Figura 24 – Representação da área de contato do rolamento com a tampa



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2015)

O módulo da força foi de 4780 N. Este módulo foi encontrado através da equação 20, onde é possível encontrar o módulo da força centrípeta:

$$F = m \cdot \frac{v^2}{r} \quad (20)$$

Em que:

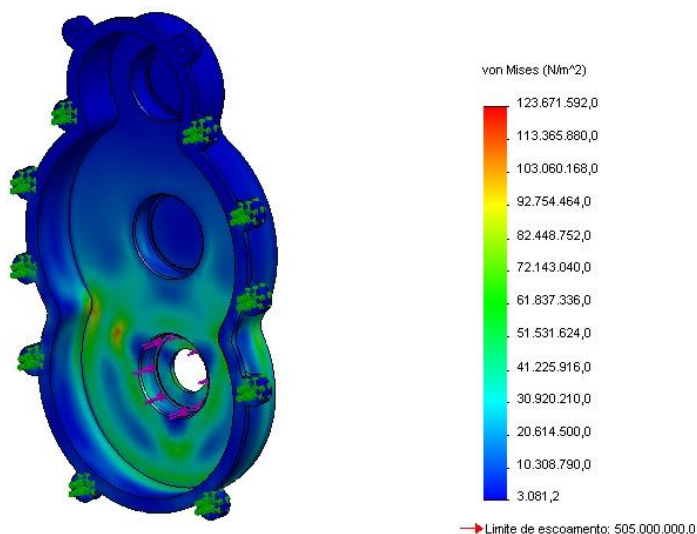
m = massa do veículo + piloto

V = velocidade máxima do veículo

r = raio mínimo de curva possível para o veículo

A simulação, com os resultados, para a tampa pode ser vista na figura 25, deve ser mencionado que o limite de escoamento para o Alumínio 7075 T6 utilizado na peça é de 505MPa.

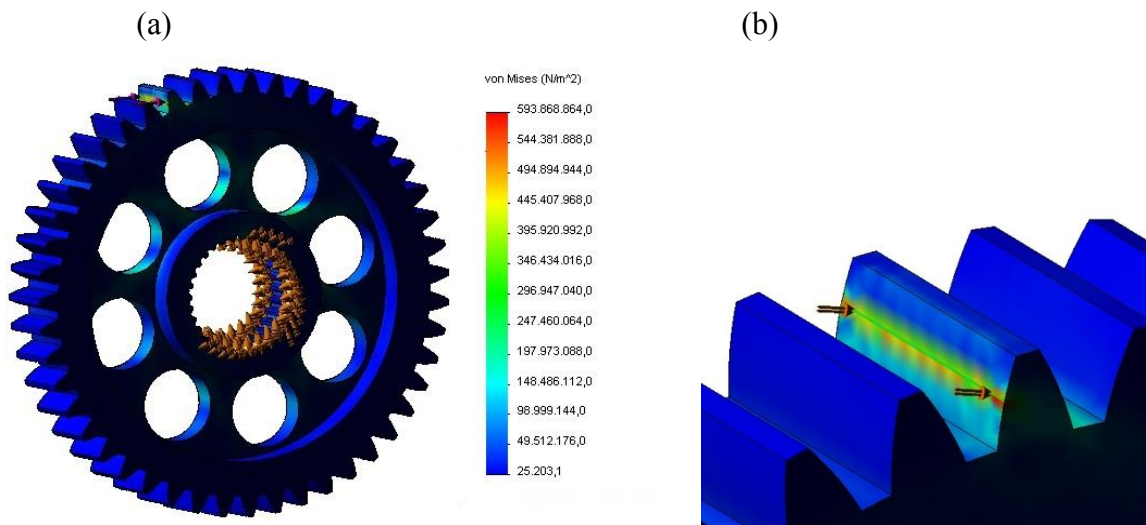
Figura 25 – Simulação de esforços na tampa direita da caixa por engrenagens cilíndricas



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2015)

Para as engrenagens, a simulação foi feita definindo-se como ponto fixo apenas 70% das estrias, seguindo a Norma DIN5480, isto é, considerou-se que apenas 70% das estrias estarão atuando simultaneamente. O módulo da força foi encontrado através da equação 2 que relaciona torque e raio, já discutida anteriormente. E seu módulo foi dividido pela razão de contato entre o par de engrenagens, pois a força foi aplicada em apenas um dente. No caso da engrenagem representada na figura 26, o módulo da força é de 2117N. O ponto de aplicação da força é coincidente com o diâmetro primitivo e tem o mesmo ângulo de pressão dos dentes. O resultado para a engrenagem conectada ao eixo final está representado pela figura 26, o limite de escoamento do Aço SAE 8620 Cementado utilizado na fabricação dessa engrenagem é de 560MPa. O ponto máximo de tensão, 594MPa, representado na escala da figura 26 não representa a situação real, pois é resultado de um concentrador de tensão gerado devido à um recurso de modelagem, mostrado em detalhe na figura 26, criado para facilitar o posicionamento da força atuante. Portanto, as tensões máximas são próximas de 250MPa.

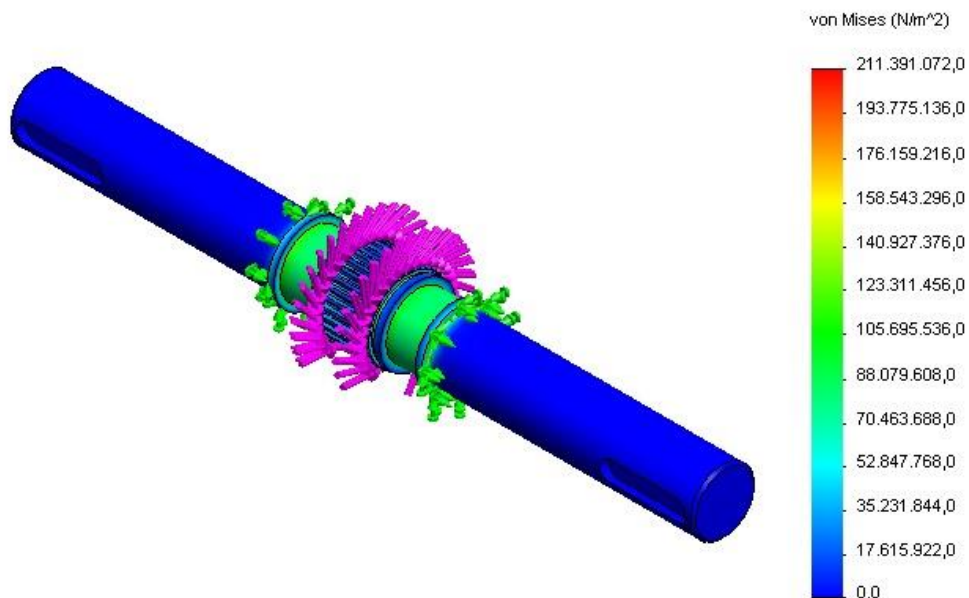
Figura 26 – (a) Simulação de esforços em engrenagem (b) Detalhe do pico de tensão



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2015)

Por fim, o eixo final da caixa também foi simulado, sendo a força aplicada em 70% das estrias, seguindo o mesmo método da engrenagem mostrada anteriormente. Nesse caso, os pontos fixos foram os diâmetros que ficam em contato com os rolamentos, que também são os mancais do eixo, o limite de escoamento para a peça é de 750 MPa.

Figura 27 – Simulação de esforços em eixo utilizado na caixa de redução



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2015)

3.3 Materiais

Todas as engrenagens foram projetadas para Aço SAE 8620 Cementado. O material e tratamento térmico foram escolhidos por ter baixo custo e elevada resistência, atendendo as solicitações de esforços desses componentes, que podem sofrer impactos e vibrações elevadas devido ao funcionamento em ritmo severo em um veículo de competição fora de estrada. A superfície é dura, resistindo aos desgastes impostos pelo contato entre os dentes, característica possível devido ao depósito de carbono através da Cementação, enquanto seu núcleo é mantido tenaz.

Os eixos foram projetados em Aço SAE 4340, material também de custo reduzido e altamente resistente aos esforços solicitados. Os eixos de saída da caixa planetária e entrada da caixa de engrenagens cilíndricas foram projetados para o mesmo material temperado e revenido. Esses são os eixos “críticos” da caixa de redução, pois tem seus diâmetros reduzidos devido à necessidade da redução de massa.

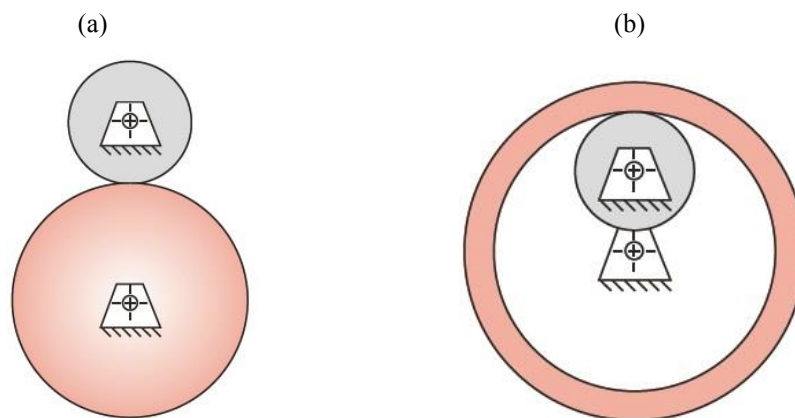
As tampas da caixa e outros componentes que sofrem menos esforços, como o garfo e o eixo que auxiliam na troca de marchas da caixa planetária, foram projetados em Alumínio 7075-T6. A escolha também visa a redução de massa, e se mostra vantajoso nos componentes que não sofrem desgaste por contato.

4. APRESENTAÇÃO E RESULTADOS

4.1 Apresentação de componentes e funcionamento

O modelo de caixa já discutido na seção Materiais e Métodos será aqui explicado detalhadamente em seu funcionamento. A caixa de engrenagens é uma união de duas caixas menores, na redução por engrenagens planetárias, o conjunto é interno e na redução que segue, o conjunto é externo.

Figura 28 – Conjuntos de engrenagens: (a) externo e (b) interno



Fonte: (NORTON, 2013)

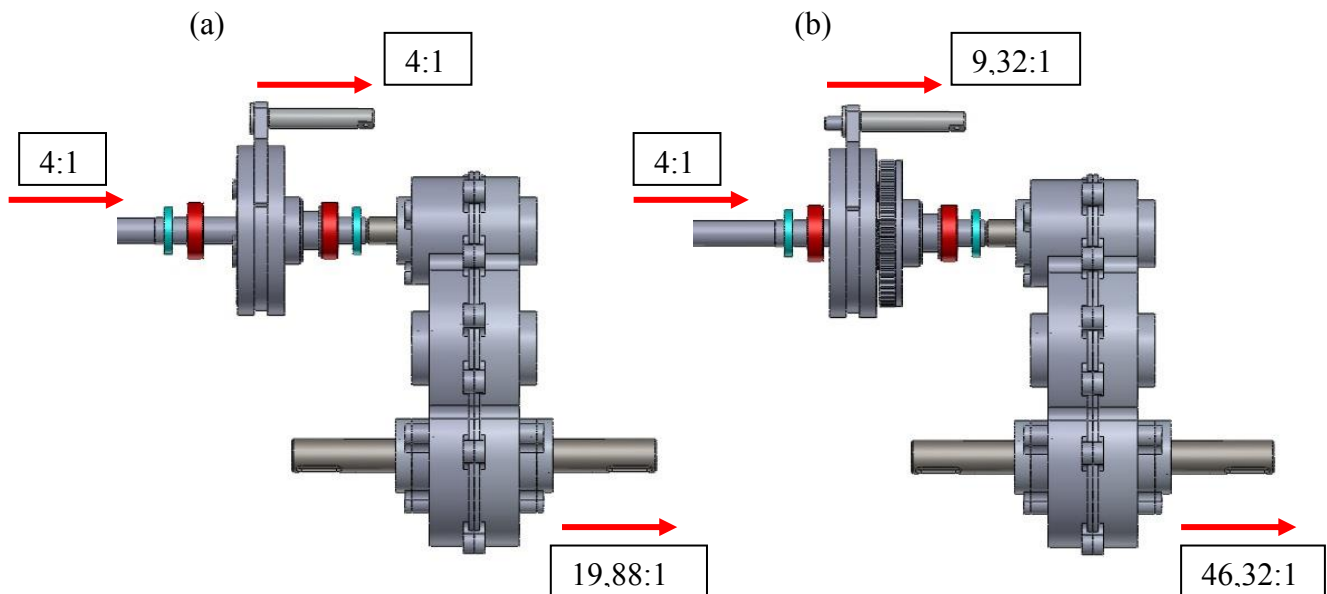
Na tabela 2, também já representada anteriormente, temos definidos os valores de torque disponíveis na caixa de redução comparados com o torque ideal calculado.

Tabela 2 – Relações de transmissão possíveis na caixa projetada

Relações disponíveis					
	Redução CVT	Redução Planetária	Redução Cilíndrica	Redução Ideal(sem CVT)	Redução Total(com CVT)
Opção 1	4:1	1:1	4,97	4,6	19,88
Opção 2	4:1	2,33:1	4,97	4,6	46,32

Na opção 1, não existe ampliação do torque na caixa de engrenagens planetárias, a relação é 1:1, assim apenas o CVT e a caixa de engrenagens cilíndricas fazem a redução do sistema, fornecendo o torque final bem próximo do ideal. Já na opção 2, a marcha ré está funcionando, multiplicando o torque da opção 1 por 2,33, que é a relação da marcha em questão. Na figura 29, é possível a visualização da multiplicação do torque através das reduções disponíveis, iniciando com a redução máxima do CVT, 4:1, até a redução final da caixa de engrenagens.

Figura 29 – Opções de redução: (a) opção 1 e (b) opção 2



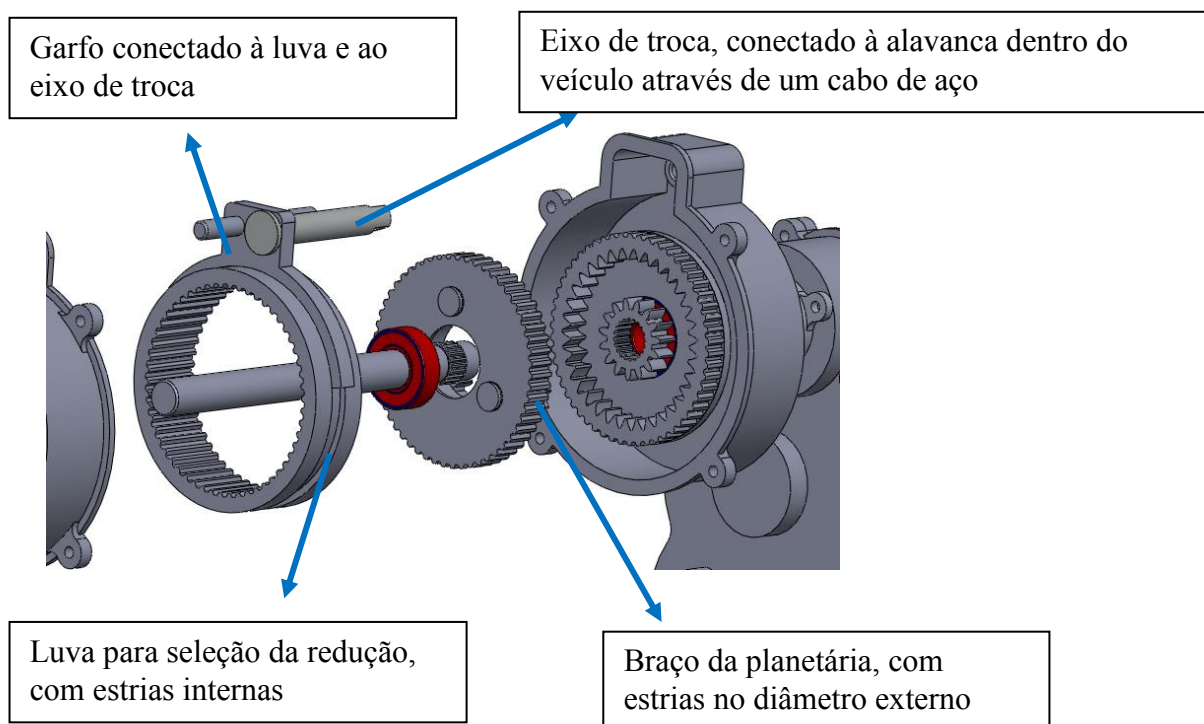
Fonte: (PRÓPRIO AUTOR, 2015)

Mesmo o torque na opção da marcha ré sendo bem superior ao torque ideal, ele pode ser justificado pelo fato do protótipo estar funcionando em um ambiente muito difícil de ser calculado na parte teórica. Sendo uma situação provável durante os dias de competição. Um exemplo seria o veículo em uma pista de terra e íngreme, nessa ocasião, os valores de atrito entre pneu-solo e as distribuições de peso que foram utilizadas anteriormente para o cálculo da relação ideal, não são mais verdadeiros.

4.1.1 Redução por engrenagens planetárias

O acionamento da marcha ré será feito através de uma alavanca dentro do veículo, a qual está ligada, através de um cabo de aço, ao eixo que movimenta o garfo da planetária. Os componentes podem ser vistos nas figuras que seguem.

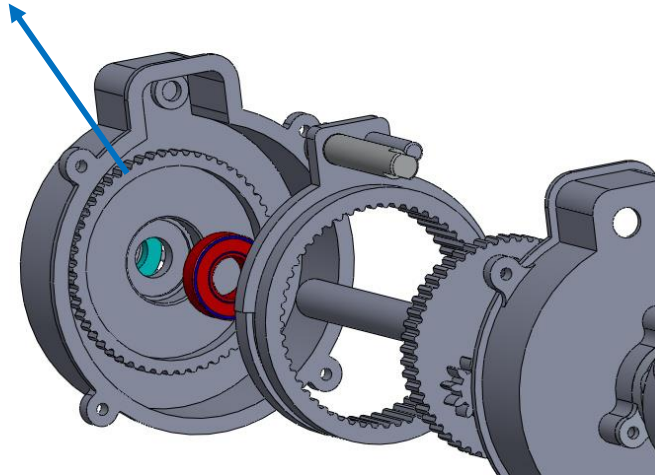
Figura 30 – Vista interna da caixa de redução por engrenagens planetárias



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2015)

Figura 31 – Vista interna da caixa de redução por engrenagens planetárias

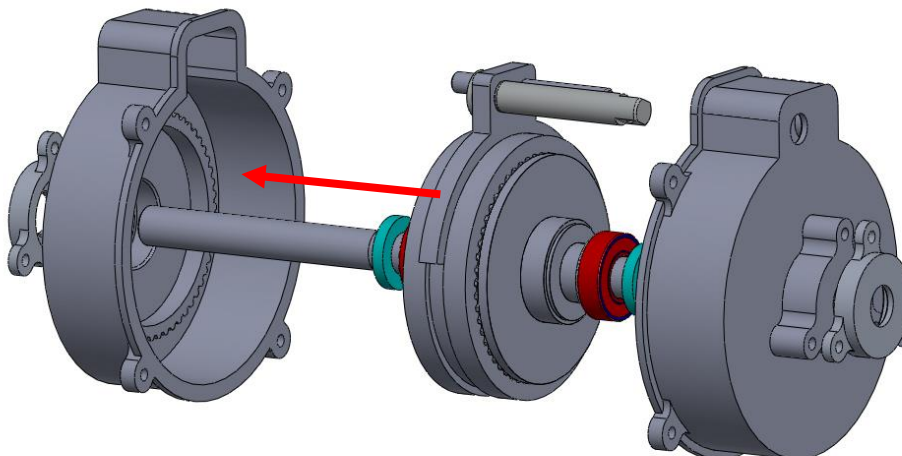
Coroa estriada usinada na tampa esquerda da caixa, será conectada à luva na utilização da marcha ré



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2015)

Quando a marcha ré é selecionada, a luva conecta, através de estrias, o braço da planetária à coroa na tampa, evitando o movimento relativo do braço, assim teremos um movimento contrário da engrenagem externa, conectada ao eixo de saída da parte planetária da redução. Quando a luva é movimentada para a relação 1:1, ela se desconecta da tampa e mantém braço e engrenagem externa da planetária juntas, fazendo com que girem na mesma rotação e em mesmo sentido.

Figura 32 – Direção de troca de relações na redução por planetárias



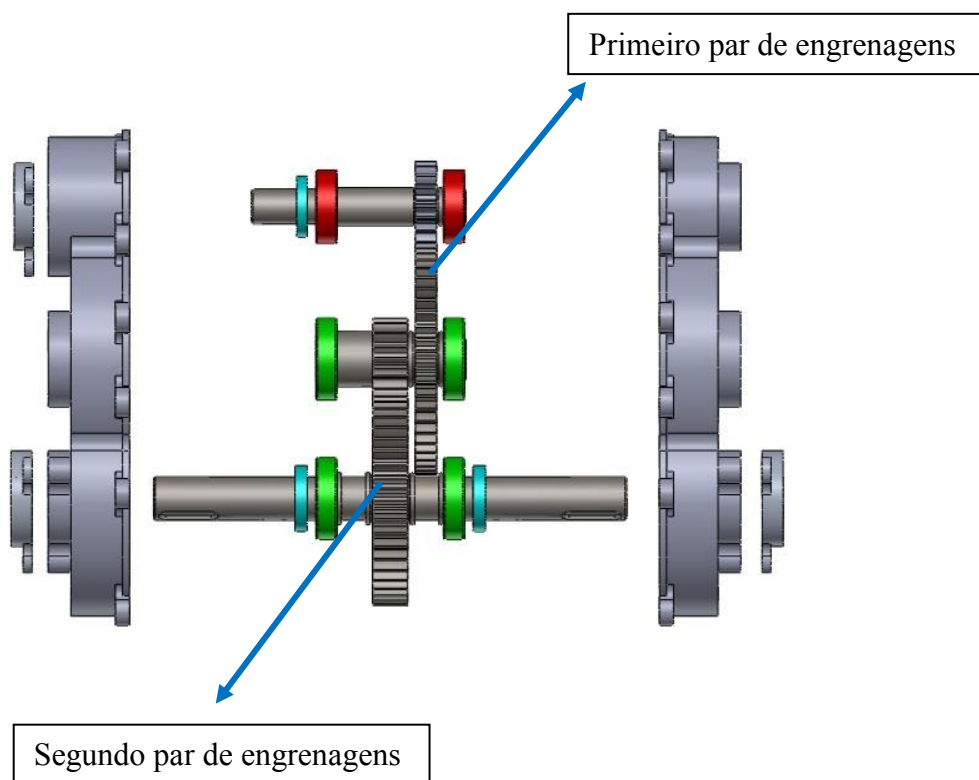
Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2015)

Na figura 32 a visualização é a luva na posição de 1:1, sendo a direção do movimento da luva para a marcha ré representado pela seta vermelha.

4.1.2 Redução por engrenagens cilíndricas

A parte da redução por engrenagens cilíndricas tem funcionamento mais simples, pois não há qualquer troca de relação. A caixa é formada por quatro engrenagens, formando uma associação de duas relações em série.

Figura 33 – Vista frontal explodida da caixa de redução por engrenagens cilíndricas



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2015)

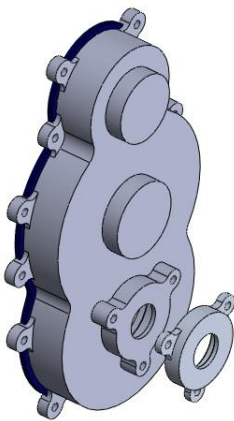
4.2 Melhorias

Algumas melhorias foram feitas baseadas em experiências passadas pela equipe com antigos projetos de transmissão.

4.2.1 Tampas

As tampas da caixa foram projetadas com uma espessura de parede de 4mm, sendo resistente aos esforços e apresentando baixa massa. Porém essa espessura não é suficiente para a construção de uma caixa hermeticamente fechada, causando vazamento de óleo entre as tampas e permitindo a entrada de impurezas externas. Por isso as bordas das quatro tampas foram projetadas com espessura maior, de 8 milímetros.

Figura 34 – Aumento da borda de contato e peça para fixação do retentor de óleo

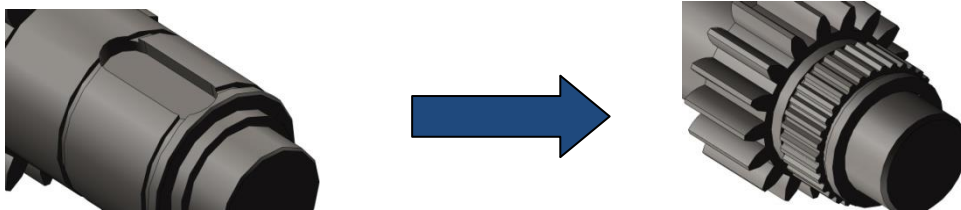


Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2015)

4.2.2 Estrias

Os eixos da caixa foram projetados para utilização de estrias, e não chavetas como anteriormente. A principal causa para a mudança é a praticidade na montagem e manutenção da mesma, e tendo também como consequência peças com menos concentradores de tensão. As estrias foram definidas e calculadas através da Norma DIN 5480.

Figura 35 – Mudança de eixos com rasgos de chaveta para estrias



Fonte: (PROPRIO AUTOR, 2015)

4.2.3 Suportes dos retentores

Os retentores de óleo da caixa de redução são fixados em peças separadas da tampa da caixa. Em projetos anteriores a remoção do retentor era muito difícil e só era possível com a retirada do rolamento que o precedia. Essa alteração também está representada pela Figura 33.

5. CONCLUSÕES

Os objetivos definidos no início do projeto foram alcançados, o resultado apresenta uma caixa de redução que fornece duas relações possíveis para o protótipo Baja SAE da equipe Piratas do Vale da Unesp de Guaratinguetá. Sendo uma dessas relações uma marcha ré. A caixa é ainda, confiável, resultado mostrado pelo dimensionamento de seus componentes e pelas simulações computacionais para validação de algumas melhorias feitas, sempre levando em consideração a fadiga dos componentes mecânicos.

O volume físico ocupado pela nova transmissão projetada é 10% maior que o atual sistema utilizado pela equipe, e os valores de massa teóricos retirados do software de modelagem, comparados com a massa da caixa atual que é de 10 Kg, seriam também 10% maiores.

Apesar de apresentar um custo maior que os sistemas de transmissão utilizados anteriormente pela equipe, acredita-se ainda se tratar de uma opção viável, pois representa ganhos em versatilidade, comparação já feita anteriormente na matriz decisão, Tabela 2, da seção 2.2.2. Algumas melhorias ainda foram apresentadas em detalhes na seção 4.2, essas melhorias visam uma maior durabilidade e maior tempo de trabalho entre manutenções. O maior ganho considerado aqui é a adição da marcha reversa, que seria utilizada principalmente na prova de Suspension&Traction ou prova similar, na qual as equipes disputam aproximadamente 15% dos pontos de uma competição.

O projeto aqui desenvolvido pode ainda, ser utilizado de maneira parcial, já que os componentes foram projetados para um fácil acoplamento entre as reduções por engrenagens cilíndricas e planetárias. Mudanças de projeto ou conceito não inutilizariam a transmissão aqui desenvolvida.

Portanto, o sistema supri as necessidades da equipe em provas dinâmicas e também nas provas estáticas, como a prova de apresentação de projeto, onde os pontos discutidos ao longo do trabalho podem ser apresentados durante a prova teórica.

REFERÊNCIAS

NORTON, Robert L.. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada**. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1028 p.

GILLESPIE, Thomas D.. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society Of Automotive Engineers, 1992. 495 p.

LECHNER, Gisbert; NAUNHEIMER, Harald. **Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application**. Stuttgart: Springer, 1999. 448 p.

DIN DEUTSCHES INSTITUT FUR NORMUNG. **5480-1: Splined connections with involute splines based on reference diameters**. Berlin: Hirsinger, Corte, Gosch & Partner, 2006. 27 p.

AAEN, Olav. **Clutch Tuning Handbook**. 2007. 79 p.

WALLENTOWITZ, Henning. **Lecture Longitudinal Dynamics of Vehicles**. 4. ed. Aachen: Institut Fur Kraftfahrwesen, 2004.

CHILDS, Peter R. N.. **Mechanical Design Engineering Handbook**. Butterworth Heinemann, 2014. 817 p.