

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO CIÊNCIA E
TECNOLOGIA DE MINAS GERAIS
CAMPUS AVANÇADO ARCOS
ENGENHARIA MECÂNICA

Marcelo Henrique Araújo

PROJETO DE UMA CAIXA DE REDUÇÃO PARA UM MINI VEÍCULO *OFF-ROAD*

Arcos
2021

MARCELO HENRIQUE ARAÚJO

PROJETO DE UMA CAIXA DE REDUÇÃO PARA UM MINI VEÍCULO *OFF-ROAD*

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao Curso Bacharelado em Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia de Minas Gerais - *Campus* Avançado Arcos como requisito parcial para obtenção do grau de bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. MSc. Marcelo Teodoro Assunção

Arcos
2021

AGRADECIMENTOS

Agradeço a minha mãe, pelo apoio constante durante toda esta jornada.

Ao professor e orientador Marcelo Teodoro Assunção, por sua disponibilidade e contribuição no desenvolvimento do trabalho.

Aos meus professores, os quais se dedicaram durante anos em compartilhar conhecimentos, e fazer de nós alunos, profissionais qualificados.

Aos meus colegas "bajeiros" da equipe Gray Wolf BAJA SAE, que estão começando neste universo de competições universitárias.

OBRIGADO.

RESUMO

Um BAJA SAE é um veículo *off-road* desenvolvido por equipes formadas por alunos de diversas universidades brasileiras, com intuito de aplicar os conhecimentos teóricos na construção do projeto. O presente trabalho acadêmico teve como objetivo dar continuidade ao desenvolvimento de uma metodologia de um subsistema, neste caso o dimensionamento do sistema de transmissão, dado que o sistema de transmissão é de vital importância para que o veículo atinja um desempenho dinâmico competitivo. Para alcançar os objetivos desse trabalho, o estudo do funcionamento de sistemas transmissões foi indispensável. Por fim, obteve-se uma relação de transmissão ideal de 3,17, para atingir essa foi selecionado o pinhão (9 dentes) e a coroa (30 dentes), obtendo assim uma relação de transmissão de 3,33. De acordo com a rotação de saída do motor (2600 rpm), foi escolhido o passo da corrente de 5/8". O eixo dimensionado terá o diâmetro de 17,46mm (11/16"), para este foi verificado as tensões de flexão e torção, ambas abaixo do limite de escoamento do material. Para validar a falha por fadiga neste eixo foi desenvolvido o diagrama de Goodman modificado, para a validação do carregamento cíclico aplicado. Para acoplar os componentes projetados, foi dimensionado um mancal de rolamento de esferas pelo método da carga dinâmica. O dimensionamento dos componentes ao final do projeto se mostrou satisfatório, dentro dos limites de segurança e confiabilidade. Sendo assim, a metodologia criada foi eficiente e eficaz, pois correspondeu com o que fora proposto no escopo inicial do projeto.

Palavras-chave: BAJA; *off-road*; transmissão; corrente.

ABSTRACT

A BAJA SAE is a *off-road* vehicle developed by teams formed by students from several Brazilian universities, with the aim of applying theoretical knowledge in the construction of the project. The present academic work aimed to continue the development of a subsystem methodology, in this case the dimensioning of the transmission system, given that the transmission system is of vital importance for the vehicle to achieve a competitive dynamic performance. To achieve the objectives of this work, the study of the operation of transmission systems was indispensable. Finally, an ideal transmission ratio of 3.17 was obtained. To achieve this, the pinion (9 teeth) and the crown (30 teeth) were selected, thus obtaining a transmission ratio of 3.33. According to the motor output rotation (2600 rpm), the current pitch of 5/8" was chosen. The dimensioned shaft will have a diameter of 17.46mm (11/16"), for this the bending and torsional stresses, both below the material's yield strength. In order to validate the fatigue failure in this axis, the modified Goodman diagram was developed to validate the applied cyclic loading. To couple the designed components, a ball bearing housing was dimensioned using the dynamic load method. The dimensioning of the components at the end of the project proved to be satisfactory, within the limits of safety and reliability. Thus, the methodology created was efficient and effective, as it corresponded with what was proposed in the initial scope of the project.

Keywords: BAJA; off-road; transmission; chain.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Esquemática do sistema de transmissão do mini BAJA	10
Figura 2 – Transmissão CVT	11
Figura 3 – Duas posições do CVT	12
Figura 4 – Redução por engrenagens	13
Figura 5 – Redução por correias	13
Figura 6 – Redução por correntes	14
Figura 7 – Gráfico torque x rotação do motor <i>Briggs & Stratton Intek Pro</i> 10 hp	17
Figura 8 – Nomenclatura das transmissões por correntes	17
Figura 9 – DCL do eixo	20
Figura 10 – Tensão cisalhante causada pela torção	21
Figura 11 – Diagrama de Goodman modificado	21
Figura 12 – Diagrama de Goodman Modificado para o projeto	27
Figura 13 – Sistema projetado	28

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Definição de propriedades para o torque ideal	16
Quadro 2 – Nomenclatura	18
Quadro 3 – Definição do passo da corrente	18
Quadro 4 – Especificação da transmissão	25
Quadro 5 – Especificação do mancal de rolamento	27

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	8
1.1	Justificativa	8
1.2	Objetivos	9
1.2.1	<i>Objetivo geral</i>	9
1.2.2	<i>Objetivos específicos</i>	9
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	10
2.1	Sistemas de transmissão	10
2.2	Transmissão CVT	11
2.3	Tipos de caixas de redução	12
2.3.1	<i>Redução por engrenagens</i>	12
2.3.2	<i>Redução por correia</i>	13
2.3.3	<i>Transmissão por corrente</i>	14
3	METODOLOGIA	16
3.1	Definição da relação de transmissão	16
3.2	Dimensionamento do conjunto	17
3.3	Dimensionamento dos eixos	19
3.4	Seleção dos mancais de rolamento	23
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	24
4.1	Relação de transmissão	24
4.2	Transmissão por correntes	24
4.3	Eixo	25
4.4	Mancal de rolamento	27
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	29
	REFERÊNCIAS	30
	ANEXO A – CATÁLOGO CERELLO	32
	ANEXO B – CATÁLOGO TIMKEN	34

1 INTRODUÇÃO

Desde a criação dos veículos automotores no final do século XIX, a indústria automotiva passou por um grande desenvolvimento tecnológico, para atingir a máxima eficiência possível dos sistemas. Para que os veículos possam atingir a máxima extração de potência do motor, criou-se sistemas de transmissão cada vez mais complexos.

Segundo Caser (2014), com o desenvolvimento dos motores a combustão, 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. Os sistemas para transmissão de torque e potência são utilizados nas mais diversas aplicações e podem de maneira geral, ser classificadas em mecânicas, hidráulicas e elétricas (SCHEFFER, 2014).

A indústria automotiva tem grande relevância no cenário mundial e nacional, tendo grande influência nos meios produtivos, agregando diversos setores, conduzindo o desenvolvimento e o lançamento de novos produtos, processos e materiais no mercado, servindo de referência para outros setores (CARDOSO, 2010). Sendo assim, ao longo dos anos houve a necessidade de novos profissionais na área. Como incentivo aos estudantes de engenharia foi criado o projeto Baja SAE (*Society of Automotive Engineers*).

O Projeto Baja SAE é uma atividade extracurricular proposta pela SAE Brasil aos estudantes de engenharia e física, tendo origem nos Estados Unidos em meados 1976. O projeto objetiva desenvolver um veículo *off-road*, monoposto, robusto e que atenda às exigências do regulamento, a fim de participar de competições regionais, nacionais e internacionais. Sendo um projeto que desafia os estudantes a aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, impondo ao aluno desafios em um contexto profissional que possivelmente irá encontrar no mercado de trabalho.

1.1 Justificativa

O dimensionamento do sistema de transmissão desenvolvido neste trabalho, juntamente com a criação do chassi (TAI V), com o estudo do sistema de suspensão (TAI VI) e o dimensionamento do sistema direção (TAI VII e TAI VIII), se justifica pela sua influência no veículo sob três aspectos: eficiência de transmissão, acessibilidade e um sistema compacto com alta durabilidade. O Trabalho Integrador Acadêmico (TAI) é uma disciplina na grade currículo do curso de engenharia mecânica do IFMG - *campus* Arcos, que é voltado para o desenvolvimento de projetos semestrais, com objetivo de desenvolver *Soft Skills*, como também colocar em práticas os conhecimentos adquiridos na sala de aula. O fator de eficiência de transmissão é importante para o veículo, pois o sistema projetado deve extrair o máximo de potência fornecida pelo motor para as rodas. A acessibilidade aos componentes é importante, pois com a padronização em

peças comerciais, essas serão de menor custo. Enquanto o sistema compacto possibilita a fixação deste em um espaço menor no chassi, bem como esse deverá ter alta durabilidade diante dos impactos que irá sofrer durante uma competição. Todos esses fatores contribuem para aumentar a competitividade do veículo Baja projetado nesse trabalho acadêmico.

Portanto, a pesquisa aqui apresentada contribui com a literatura na área da competição Baja SAE Brasil e pode incentivar alunos de outras instituições a realizarem melhorias em todos os sistemas envolvidos. Além do mais, o memorial de cálculos realizado ficará disponível para acesso e servirá de modelo para que outros estudantes possam realizar futuras melhorias no veículo com o objetivo de torná-lo mais competitivo.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo geral

Este trabalho objetiva projetar um sistema de transmissão para um mini veículo *off-road*, que atenda às normas da competição Baja SAE e seja capaz de transmitir potência necessária às rodas.

1.2.2 Objetivos específicos

- Dimensionar o sistema de redução da transmissão do mini BAJA, sendo utilizado o sistema coroa/corrente;
- Dimensionar o eixos de transmissão do sistema;
- Selecionar os componentes de fixação do sistema.

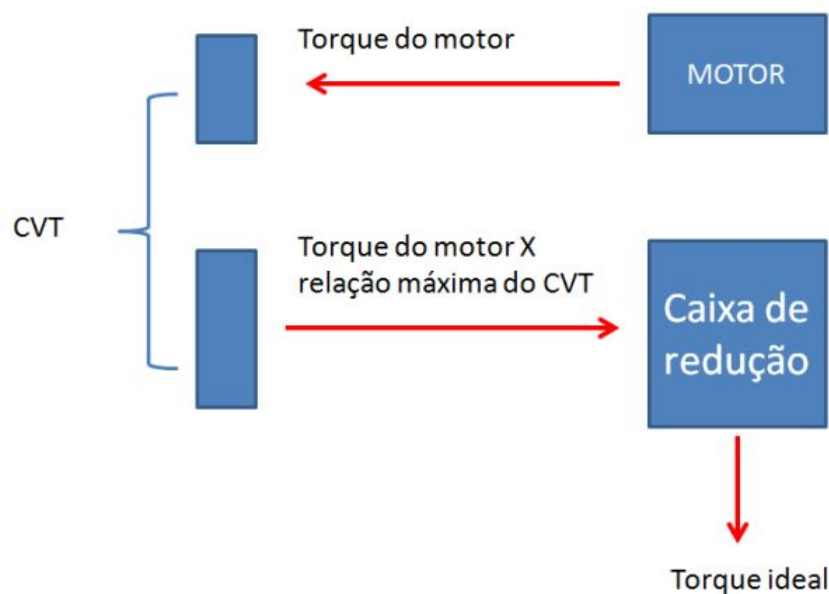
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Sistemas de transmissão

O sistema de transmissão de um veículo é responsável por transmitir às rodas a potência do motor. Segundo Paula (2013), em um automóvel convencional, o motor fica na parte frontal do veículo e a transmissão se dá a partir do volante do motor, passando pela embreagem, caixa de câmbio, eixo de transmissão e diferencial até chegar às rodas.

O sistema de transmissão de um veículo Baja SAE é composto por um motor Briggs&Stratton Intek Pro de 10hp, sendo este definido pelo regulamento como padrão para todas as equipes. Este é ligado a um CVT (*Continuous Variable Transmission*) e uma caixa de redução que transmite o movimento do CVT para os semi-eixos do veículo e conseqüentemente para as rodas. A Figura 1, ilustra de forma esquemática o sistema de transmissão de um BAJA.

Figura 1 – Esquemática do sistema de transmissão do mini BAJA



Fonte: CIPOLLA, 2015.

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 (NAUNHEIMER, 1999).

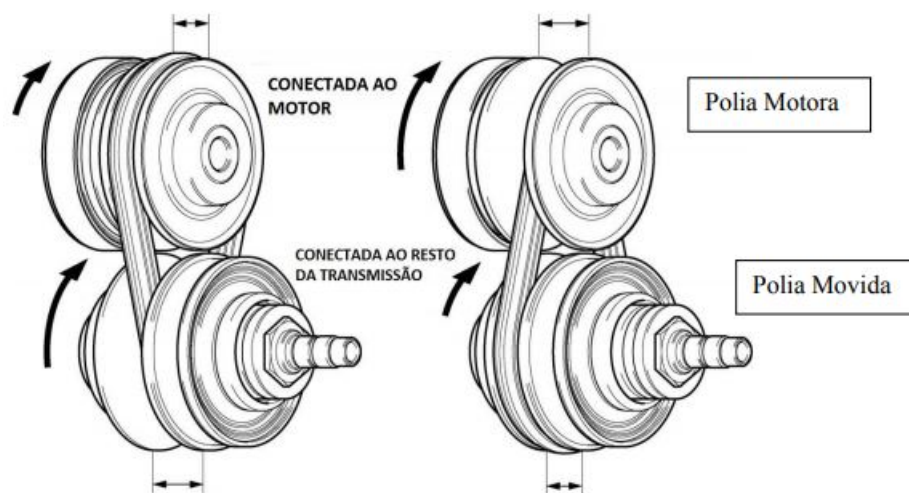
Existem diferentes sistemas de transmissão de torque e potência, esses são utilizados nas mais diversas aplicações e podem de maneira geral, ser classificadas em mecânicas, hidráulicas e elétricas (SCHEFFER, 2014). Os mini Baja utilizam transmissões mecânicas, pois se tratam, em geral, de sistemas mais simples, leves e de menor custo do que as outras. Os tipos mais utilizadas são, por engrenagens, correia e corrente.

2.2 Transmissão CVT

Transmissões Continuamente Variáveis (CVT) são transmissões conversores de torque e velocidade cuja relação pode ser variada continuamente sem interromper o fluxo de energia. Através da combinação de várias posições das polias, consegue-se realizar um controle inteligente de motor/transmissão, ou seja, com o CVT é possível explorar de forma mais eficiente o desempenho do motor (CHIODELLI, 2012).

A transmissão CVT (*Continuous Variable Transmission*), utilizada na grande maioria dos protótipos Baja SAE é um tipo de transmissão por correia. Segundo Cipolla (2015), o CVT apropriado para os protótipos Baja são do tipo de correia em V, sendo formado por duas polias, uma movida e outra motora. A Figura 2, ilustra o exemplo citado.

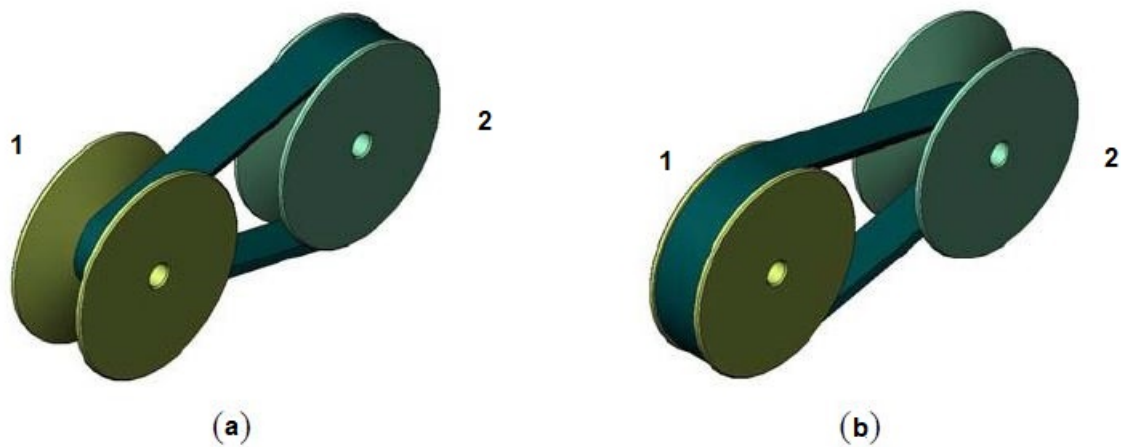
Figura 2 – Transmissão CVT



Fonte: CIPOLLA, 2015.

A polia motora tem a função de controlar a velocidade do motor em todas as relações. 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 (CIPOLLA, 2015). O sistema de funcionamento do CVT, somente é possível pelo formato das polias em forma de cone, permitindo assim o deslizamento da correia em diferentes posições. A Figura 3, ilustra as polias em duas posições diferentes.

Figura 3 – Duas posições do CVT



Fonte: BIANCHI, 2009.

Na Figura 3(a), a polia 1 tem o menor diâmetro, quando a mesma começar fechar (aumento do diâmetro) e a polia 2 irá abrir (diminuição do diâmetro), a correia desliza para a posição exigida. A Figura 3(b), apresenta o contrário, ou seja, esse sistema permite infinitas combinações de "marchas". Dentre as principais vantagens deste sistema está o aproveitamento de forma mais eficiente do motor, redução no consumo de combustível e mais conforto aos passageiros, pois não há o "tranco" na troca de marchas.

2.3 Tipos de caixas de redução

2.3.1 Redução por engrenagens

Dentre os sistemas de transmissão mecânica, as transmissões por engrenagens são, indubitavelmente, as mais utilizadas. As engrenagens são bastante versáteis pois permitem transmitir, praticamente, qualquer tipo de movimento e potência (FLORES, 2015).

Segundo Childs (2013), esse tipo de transmissão destaca-se na utilização de transmissão por eixos paralelos, suportam grandes relações de transmissão e as forças atuantes são radiais e axiais, o que facilita também o projeto de seus mancais. A Figura 4, ilustra um exemplo deste tipo de transmissão.

Figura 4 – Redução por engrenagens



Fonte: FLORES, 2015.

As vantagens de utilização de um sistema de transmissão por engrenagem são: relação de transmissão constante e independente do carregamento, resistência à sobrecargas, dimensões reduzidas, pequena necessidade de manutenção e alto rendimento mecânico. Porém esse sistema apresenta desvantagens, como um custo maior e, por se tratar de um sistema relativamente rígido, têm baixa absorção de impactos durante seu funcionamento.

2.3.2 Redução por correia

As correias, juntamente com as polias são um dos meios mais antigos de transmissão de movimento. As correias são elementos flexíveis, geralmente fabricadas de um material compósito de polímeros com fibras vegetais ou materiais metálicos, como cabos de aço (MARCO, 2009).

Segundo Scheffer (2014), esse tipo de transmissão é amplamente utilizado principalmente quando se possui grandes distâncias entre centros. A Figura 5, ilustra um exemplo deste tipo de transmissão.

Figura 5 – Redução por correias



Fonte: FLORES, 2015.

Segundo Cipolla (2015), esse sistema apresenta as seguintes vantagens: baixo custo, fácil instalação, baixa frequência de manutenção, alta confiabilidade, baixa vibração e absorção de vibração torsional.

As principais desvantagens desse sistema são: o seu rendimento mais baixo em relação a engrenagens e corrente, 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, 2013).

2.3.3 *Transmissão por corrente*

A transmissão por corrente consiste em elemento de máquina flexível composto por vários elos interligados feitos de material metálico de alta resistência. Dependendo da potência a ser transmitida, a corrente pode apresentar diferentes dimensões (SILVA, 2017).

Segundo Chiodelli (2012), em comparação com as transmissões por correia, as de corrente têm medidas menores e garantem a relação de transmissão constante, uma vez que funcionam sem deslizamento. A Figura 6, ilustra um exemplo deste tipo de transmissão.

Figura 6 – Redução por correntes



Fonte: FLORES, 2015.

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 e 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.

Segundo Cipolla (2015), 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.

A seleção o tipo de transmissão mais adequado depende dos requerimentos específicos. As correntes, apesar de possuírem características comuns a outros tipos de transmissão (correias e engrenagens), têm também características únicas, devendo o projetista analisá-las e considerá-las como uma interessante opção e decidir sobre sua utilização.

3 METODOLOGIA

3.1 Definição da relação de transmissão

O dimensionamento de um sistema de transmissão eficiente consiste em determinar a relação de transmissão ideal do motor para as rodas do veículo. Segundo Gillespie (1992), relação de redução ideal, pode ser definida pela equação 3.1:

$$i = \frac{T_{ideal}}{T_{motor} \cdot R_{CVT}} \quad (3.1)$$

onde T_{ideal} é o torque ideal para que o veículo se movimente, T_{motor} é torque do motor e R_{CVT} é o fator de correção pelo CVT (Redução máxima fornecida pelo CVT).

O torque ideal, pode ser encontrado pela equação 3.2:

$$T_{ideal} = F_{max} \cdot r \quad (3.2)$$

onde r é o raio do pneu utilizado no eixo de tração e F_{max} é a força máxima possível a ser transferida ao solo.

Segundo Gillespie (1992) o máximo esforço que um veículo pode transmitir ao solo, pode ser definido pela equação 3.3. Sendo válida para veículos de tração traseira, com suspensão independente.

$$F_{max} = \frac{\left(\frac{\mu \times W_e \times b}{L} \right)}{1 - \left(\frac{h}{L} \mu \right)} \quad (3.3)$$

onde μ é o coeficiente de atrito do pneu com o solo, W_e o peso no eixo de tração, b é a distância do centro de gravidade do veículo com piloto ao eixo livre, h é a altura do centro de gravidade em relação ao solo, incluindo piloto e L é a distância entre eixos.

Para o dimensionamento de uma transmissão ideal para o veículo, tem-se a necessidade de dados experimentais. Devido a alguns desses dados ainda não estarem a disposição da equipe, foram usados coeficientes já utilizados por outros autores no desenvolvimento de protótipos mini Baja. O Quadro 1, expõe os dados utilizados nessa seção.

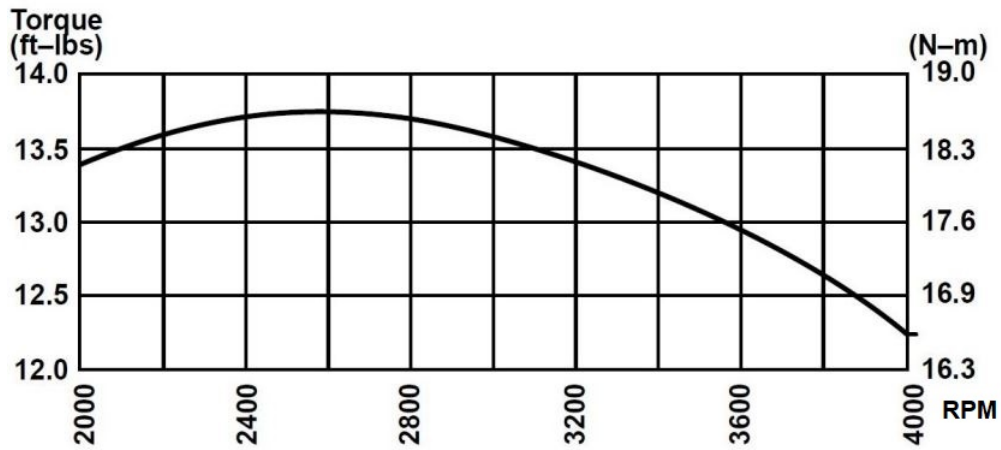
Quadro 1 – Definição de propriedades para o torque ideal

μ	0,6
W	132kg
b	0,8m
h	880mm
L	1,2m
r	317,5mm

Fonte: Próprio autor.

Para determinar o torque teórico do motor, pode se utilizar o gráfico do fabricante, que é expresso na Figura 7.

Figura 7 – Gráfico torque x rotação do motor *Briggs & Stratton Intek Pro 10 hp*

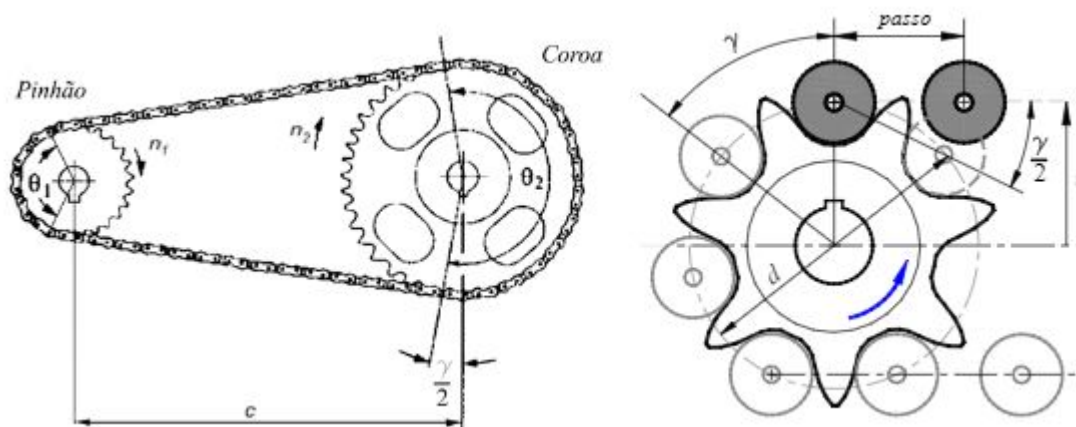


Fonte: BRIGGS & STRATTON, 2013.

3.2 Dimensionamento do conjunto

Para o dimensionamento do conjunto pinhão, coroa e corrente será utilizado o método empregado por Melconian (2009). A corrente utilizada para esse tipo de aplicação será do tipo por rolos, pois essa é mais apropriada para as condições de trabalho impostas. A nomenclatura a ser utilizada no desenvolvimento deste projeto está ilustrada na Figura 8.

Figura 8 – Nomenclatura das transmissões por correntes



Fonte: MARCO, 2009.

A descrição da nomenclatura está no Quadro 2.

Quadro 2 – Nomenclatura

Nomenclatura	Descrição
γ	Ângulo de articulação
$Z_{p,c}$	Número de dentes do pinhão e da coroa
$d_{p,c}$	Diâmetro primitivo do pinhão e da coroa
c	Distância entre centros
F	Carga na corrente
P	Potência transmitida
i	Relação de transmissão
θ	Ângulo de contato e abraçamento da corrente e pinhão

Fonte: (MARCO, 2009).

O dimensionamento do conjunto tem início na seleção do pinhão e coroa. Para tornar o projeto com menor custo e com mais acessibilidade aos componentes dimensionados, será utilizado o catálogo comercial da Cerello (2021).

Número de dentes

Segundo Melconian (2009), a utilização de um número reduzido de dentes do pinhão diminui a vida da corrente e aumenta sensivelmente o ruído. Por isso, existem números mínimos e máximos de dentes recomendados para projetos deste tipo, sendo eles:

$$Z_{min} \geq 9$$

$$Z_{mx} \leq 140$$

Segundo Melconian (2009), quanto menor for o passo, melhor será o desempenho da transmissão, pois reduz alguns fatores (choques, força centrífuga e atrito). O número de dentes da engrenagem e o passo da corrente limitam a rotação da engrenagem menor. A Figura 3, ilustra os valores de passo ideal para cada rotação de saída do motor.

Quadro 3 – Definição do passo da corrente

passo	1/2"	5/8"	3/4"	1"	1 1/4"
rpm máx	3300	2650	2200	1650	1300

Fonte: MELCONIAN, 2009.

Velocidade da corrente

Para garantir que o sistema de transmissão tenha segurança e confiabilidade, deve ser calculado a velocidade que a corrente estará em operação. A equação 3.4, apresenta o método para o cálculo da velocidade da corrente:

$$V_c = \frac{Z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 100} \quad (3.4)$$

onde, V_c é a velocidade da corrente, Z_1 é o número de dentes do pinhão, t é o passo e n é a rotação.

Fator de operação

As condições de operação do sistema devem ser consideradas de acordo com o ambiente de trabalho do equipamento. Pela equação 3.5, pode ser calculado o fator de operação do equipamento.

$$K = K_s \cdot K_l \cdot K_{po} \quad (3.5)$$

Onde:

- $K_s = 1,5$ (Fator de serviço);
- $K_l = 1,3$ (Fator de lubrificação);
- $K_{po} = 1,3$ (Fator de posição);

Força tangencial

A força de tensão, que traciona a corrente, é conhecida como força tangencial, essa pode ser calculada pela equação 3.6:

$$F_T = \frac{P}{V_c} \quad (3.6)$$

Onde:

- $P = 7450\text{W}$ (Potência de saída do motor em W);
- V_c - Velocidade da corrente.

Força de ruptura aparente

A partir dos valores de k , n_s e F_T , podemos calcular a força de ruptura aparente (F_a). Essa é responsável em auxiliar na escolha da corrente apropriada no catálogo, pode ser calculada pela equação 3.7.

$$F_a = F_t \cdot n_s \cdot k \quad (3.7)$$

3.3 Dimensionamento dos eixos

O processo de dimensionado de eixos constitui-se em realizar um pré-projeto que encontre as propriedades geométricas, a fim de determinar a peça padronizada no mercado para que em seguida, possa ser desenvolvido a verificação das tensões atuantes. Para tanto, inicia-se o dimensionamento encontrando o diâmetro apropriado do eixo, que pode ser determinado pela Equação 3.8. Essa equação é definida por Norton (2013) como sendo conservativa, pois baseia-se no critério de falha de Tresca, considerada ideal para um pré-dimensionamento.

$$d = \left[\frac{32F_s}{\pi\sigma_e} (M^2 - T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.8)$$

onde F_s é o fator de serviço, σ_e é o limite de escoamento do material, M é o momento fletor e T é o torque máximo.

O torque utilizado para o cálculo do diâmetro do eixo será igual ao torque ideal definido da seção anterior, portanto:

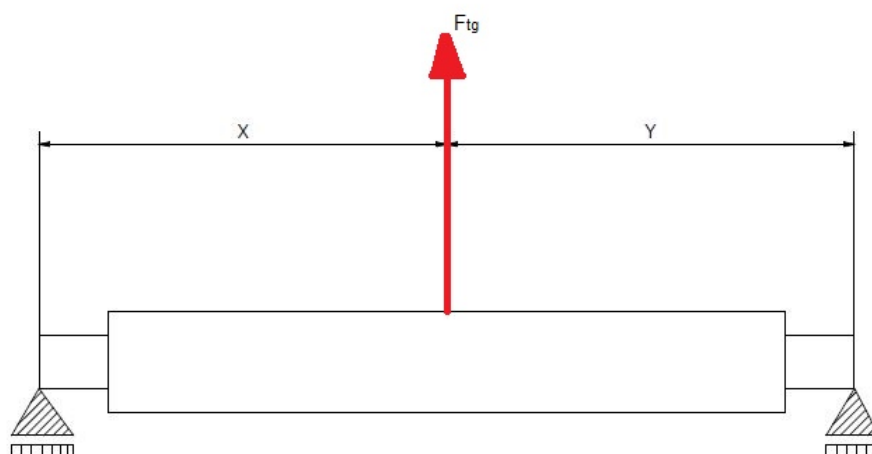
$$T = T_{ideal} \quad (3.9)$$

O momento fletor pode ser calculado pela equação 3.10.

$$M = F_{tg} \cdot \frac{X \cdot Y}{X + Y} \quad (3.10)$$

onde, F_{tg} é a força tangencial, X e Y são a distância de posicionado da coroa.

Figura 9 – DCL do eixo



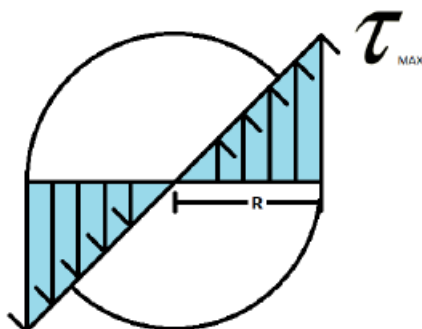
Fonte: Próprio autor.

Para a validação dessa seção transversal do eixo escolhido, será desenvolvido uma análise das duas tensões atuantes durante o movimento, sendo elas: de flexão e torção. A tensão axial neste projeto será desconsiderada, pois seu valor desempenha pouca influência na falha desse eixo.

Torção

A Figura 10 ilustra a distribuição do esforço torsor no eixo. Assim, é possível perceber que quanto mais distante do centro, maior é a tensão cisalhante provocada no componente.

Figura 10 – Tensão cisalhante causada pela torção



Fonte: Próprio autor.

Esse tipo de esforço é distribuído pela seção transversal da peça com aumento linear de intensidade do centro até a extremidade do fuso e pode ser calculado pela equação 3.11.

$$\tau_{max} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (3.11)$$

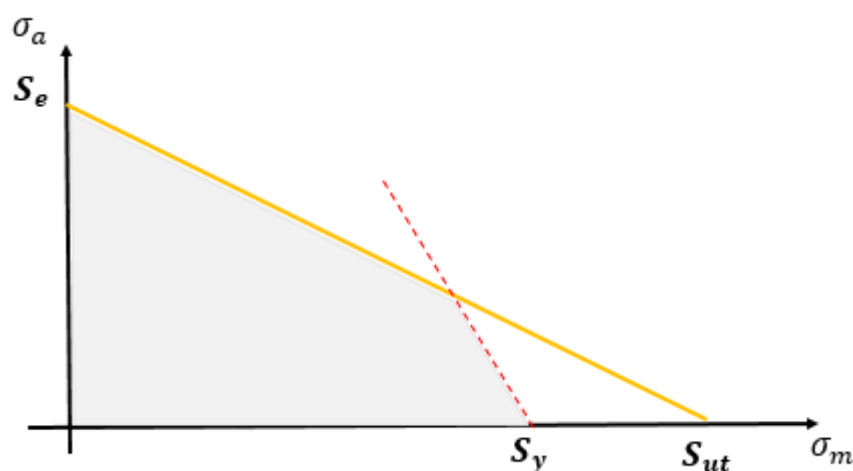
Tensão de flexão

A tensão de flexão desse projeto pode ser calculada pela equação 3.12.

$$\sigma_b = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (3.12)$$

A partir dos valores de tensões atuantes obtidos nesse projeto, pode ser desenvolvido o diagrama de Goodman modificado. Este diagrama é responsável por fornecer os limites seguros para projetos em fadiga de componentes mecânicos submetidos tanto às componentes alternadas da tensão quanto à tensão média. A Figura 11 ilustra esse diagrama.

Figura 11 – Diagrama de Goodman modificado



Fonte: Próprio autor.

A curva de Goodman modificada pode ser expressa pela equação 3.13.

$$\frac{\sigma'_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma'_a}{S_e} = 1 \quad (3.13)$$

O diagrama de Goodman modificado é construído a partir de alguns termos, são eles: limite de fadiga (S_e), tensão limite de resistência (S_{ut}) e limite de escoamento do material (S_y).

Para a construção do diagrama de Goodman, temos os seguinte valores relacionados ao material, têm-se:

- $S_{ut} = 780 \text{ MPa}$
- $S_y = 450 \text{ MPa}$

Para a definição do (S_e) foi utilizada a Equação 3.14, a qual considera os principais critérios de correção.

$$S_e = C_{carreg} C_{tam} C_{temp} C_{sup} C_{conf} S_{e'} \quad (3.14)$$

Onde:

- $C_{carreg} = 1$ (Coeficiente de carregamento);
- $C_{tam} = 0,91$ (Coeficiente de tamanho);
- $C_{sup} = 0,9$ (Coeficiente de superfície);
- $C_{temp} = 1$ (Coeficiente de temperatura);
- $C_{conf} = 0,702$ (Coeficiente de confiabilidade);
- $S_{e'} = 390 \text{ MPa}$ (Limite de fadiga estimado);

Para verificação se as tensões atuantes no eixo se encontra em uma região segura, deve ser calculada as tensões médias e alternadas pelas equações 3.15 e 3.16.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (3.15)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (3.16)$$

As mesmas são responsáveis por definirem o material em uma região segura, ou seja, não falhando por fadiga e garantindo assim, vida infinita para os carregamentos atuantes no conjunto.

3.4 Seleção dos mancais de rolamento

Para a seleção do mancal de rolamento apropriado para o projeto, será utilizado o método exposto por Andrade (2018), que consiste em selecionar o componente pela capacidade de carga dinâmica, podendo ser calculada pela equação 3.17.

$$C = \frac{f_e}{f_n} \cdot P \quad (3.17)$$

Onde F_e é fator de esforços dinâmicos, F_n é o fator de rotação e P é carga dinâmica equivalente.

Para sequência dos cálculos, deve-se encontrar a carga dinâmica equivalente, podendo essa ser calculada pela equação 3.18.

$$P = XF_r + YF_a \quad (3.18)$$

Onde, F_r carga radial real do rolamento, F_a é a carga axial real do rolamento, X é o fator de carga radial para o rolamento, Y é o fator de carga axial para o rolamento.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Relação de transmissão

A relação de transmissão ideal é calculada pela equação 3.1. Para realizar o cálculo, deve-se determinar os valores de T_{motor} e T_{ideal} . Com os dados do Quadro 1, o máximo esforço pode ser definido pela equação 3.3:

$$F_{max} = 924,94N$$

O valor de T_{ideal} é utilizado como parâmetro de referência no dimensionamento do sistema de transmissão, para que o sistema extraia o máximo de potência do motor para rodas. O torque ideal, pode ser definido pela equação 3.2:

$$T_{ideal} = 293,67N.m$$

Pela Figura 7, pode-se perceber que o torque máximo é atingido aos 2600 rpm e tem o módulo de aproximadamente:

$$T_{motor} = 18,5N.m$$

O CVT utilizado no Baja é capaz de fornecer uma relação de $\frac{1}{5}$ de redução no sistema. Substituindo os dados na equação 3.1, podemos determinar a relação de transmissão ideal:

$$i = 3,17$$

A relação de transmissão determinada será utilizada como valor de referência, onde os componentes a serem dimensionados deveram atingir ao mínimo esse valor.

4.2 Transmissão por correntes

Para obter a relação de transmissão encontrada, será utilizado os valores de dentes padronizados do fabricante Cerello (2021), presente no Anexo A. Pelo catalogo, o número mínimo de dentes para o pinhão será de $Z_p = 9$ e para a coroa de $Z_c = 30$. Para os componentes selecionados a relação de transmissão do conjunto será:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{30}{9} = 3,33 \quad (4.1)$$

Pela Figura 3, considerando a rotação de saída do motor, o passo apropriado para o projeto será:

$$t = 5/8'' \text{ ou } 15,875mm$$

Pela equação 3.4, pode ser calculada a velocidade da corrente (V_c) do conjunto pinhão/corona selecionados:

$$V_c = 10,7m/s$$

Para corrente do tipo de rolos, a velocidade não pode passar de $12m/s$. O valor de V_c encontrado, se encontra abaixo do recomendado pela referência bibliográfica.

Na seleção da corrente é utilizado a força de ruptura aparente, sendo essa encontrado pela equação 3.7, onde os valores do fator de operação (k) e força tangencial (F_T) deverão ser previamente determinados para sequência dos cálculos.

Pela equação 3.5, pode ser encontrado o valor de k (fator de operação):

$$k = 2,53$$

Pela equação equação 3.6, pode ser encontrado o valor da F_T (força tangencial):

$$F_T = 12,03kg.f$$

Portanto, a força de ruptura aparente será:

$$F_a = 451,52kg.f$$

Especificação da transmissão

Após a realização dos cálculos preliminares, podemos a partir destes selecionar através do catálogo Cerello (2021) o conjunto apropriado para o projeto.

Quadro 4 – Especificação da transmissão

Corrente simples 5/8"	10A-1
Pinhão 9 dentes	10A-1/09
Coroa 30 dentes	10A-1/30

Fonte: Próprio autor.

Para a fixação destes componentes, deverá haver eixos que serão dimensionados, para suportar as cargas atuantes no sistemas, bem como fornecer o máximo de desempenho para a transmissão.

4.3 Eixo

Pela equação 3.8, pode ser calculado o diâmetro do eixo, diante do esforço que são solicitados.

$$d = 17,09mm$$

Onde as variáveis definidas para equação foram:

- $F_s = 1,5$ (Fator de serviço);
- $\sigma_e = 450MPa$ (Limite de escoamento do aço SAE 1020);
- $M = 364,81N.m$ (Momento fletor);
- $T = 293,66N.m$ (Torque máximo).

A partir do valor encontrado, pôde-se consultar em catálogos comerciais a disponibilidade do eixo adequado. Segundo o catálogo (CONTINENTE, 2020), o valor superior mais próximo é o de $17,46mm$ ($11/16''$).

Para validar o diâmetro do eixo, foi calculado a tensão de torção e a tensão de flexão, ambas são determinadas pelas equação 3.11 e 3.12.

$$\tau_{max} = 186,95MPa$$

$$\sigma_b = 327,48MPa$$

O eixo é submetido a um torque, que pode ser definido como variável, ou seja, há cargas cíclicas, o que pode gerar uma possível falha por fadiga, a qual foi considerada no projeto. Pela equação 3.14, podemos calcular o limite de fadiga:

$$S_e = 224MPa$$

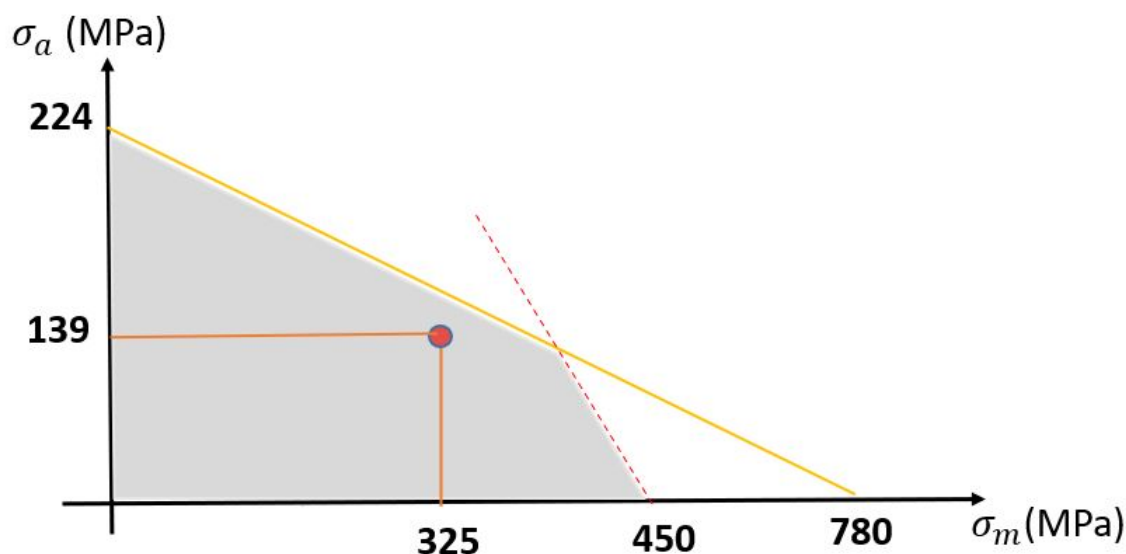
Para analisar a falha por fadiga no eixo, utilizou-se o diagrama de Godman modificado, onde foi determinado as componentes alternada e média pelas respectivas equações 3.15 e 3.16.

$$\sigma_a = 138,76MPa$$

$$\sigma_m = 325,72MPa$$

Através dos valores obtidos nos cálculos realizados acima, pôde ser construído o diagrama de Goodman modificado para o projeto, representado pela Figura 12.

Figura 12 – Diagrama de Goodman Modificado para o projeto



Fonte: Próprio autor.

Pela Figura 12, pode ser verificado que as tensões atuante no eixo não causará falha por fadiga, pois a intersecção das linha estão em uma região segura.

4.4 Mancal de rolamento

Para fixação do eixo na estrutura do veículo foi selecionado mancais de rolamento pelo catálogo Timken (2019). O método utilizado no dimensionamento destes, foi o da carga dinâmica calculado pela equação 3.17.

O cálculo da carga dinâmica equivalente é realizado pela equação 3.18:

$$P = 3,65KN$$

Pela equação 3.17, podemos encontrar a carga dinâmica do rolamento:

$$C = 6,26KN$$

Através do catálogo Timken (2019), presente no anexo B, foi selecionado o mancal apropriado para o projeto. A tabela 5 especifica o modelo selecionado.

Quadro 5 – Especificação do mancal de rolamento

Mancal	UCP204
Rolamento	UC204

Fonte: Próprio autor.

Para todos os mancais de rolamentos do catálogo o fabricante especifica uma garantia de vida útil de 10.000 horas.

O sistema projetado foi modelado em 3D pelo *software Autodesk Inventor* e está ilustrado na Figura 13.

Figura 13 – Sistema projetado



Fonte: Próprio autor.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este trabalho acadêmico faz parte de uma sequência de desenvolvimento de trabalhos realizados durante a disciplina *Trabalho Acadêmico Integrador (TAI)*, dando continuação ao projeto intitulado *Mini Veículo Baja*. Em períodos anteriores ao longo do curso, foram dimensionados e também fora construído o chassi (TAI V), o projeto da suspensão dianteira (TAI VI), o dimensionamento da caixa de direção (TAI VII) e o dimensionamento da coluna e da barra de direção (TAI VIII).

O projeto desenvolvido teve a finalidade de elaborar uma metodologia de dimensionamento de componentes do sistema de transmissão usado em um veículo baja. Onde foram desenvolvidos a relação de transmissão do conjunto pinhão/coroa e dimensionamento destes. Foi realizado o cálculo do diâmetro do eixo e a análise de falha por fadiga. Para o acoplamento dos componentes foi selecionado um mancal de rolamento de esferas de acordo com carga dinâmica solicitada Posteriormente, após a seleção dos itens, foi possível validar o dimensionamento perante aos carregamentos impostos e verificou-se se ocorreria a falha dos mesmos, onde verificou-se e comprovou-se os resultados obtidos de acordo com as normas do regulamento SAE BRASIL (2018).

Para o dimensionado dos componentes do sistema de redução, foram usadas referências bibliográficas para o levantamento de dados que ainda não estão disponíveis. Os componentes dimensionados foram selecionados em catálogos com a finalidade de minimizar o custo do projeto na fabricação de peças únicas e acessibilidade destes itens.

Por fim, os dimensionamentos apresentados neste trabalho acadêmico atendeu a todos os objetivos estabelecidos no escopo deste projeto através de resultados confiáveis e comprovados. O presente estudo elaborado também servirá como material de apoio para a equipe recém formada no *campus* para a projeção de todos os outros subsistemas e, posteriormente, construção do veículo. Além do mais, a pesquisa aqui apresentada contribui com a literatura na área da competição Baja SAE Brasil e pode incentivar melhorias em todos os sistemas envolvidos.

REFERÊNCIAS

- ANDRADE, A. S. de. **ELEMENTOS ORGÂNICOS DE MÁQUINAS II**. 2018. Disponível em: <https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/4681089/mod_resource/content/1/Aula>. Acesso em: 18 de julho de 2021.
- BIANCHI, K. E. **Desenvolvimento de um sistema de transmissão mecânica baseado em engrenagens cônicas e facias**. 2009. Disponível em: <<https://lume.ufrgs.br/handle/10183/17877>>. Acesso em: 18 de julho de 2021.
- CASER, I. N. **PROJETO DE CAIXA DE REDUÇÃO DE VELOCIDADE POR CORREIA SINCRONIZADORA PARA VEÍCULO BAJA SAE**. 2014. Disponível em: <https://mecanica.ufes.br/sites/engenhariamecanica.ufes.br/files/field/anexo/2014-2_igor_sylvio_1.pdf>. Acesso em: 5 de Agosto de 2021.
- CERELLO. **Catálogo de produtos**. 2021. Disponível em: <<https://www.cerello.ind.br/informacoes/CatalogoCRL-2010.pdf>>. Acesso em: 18 de julho de 2021.
- CHILDS, P. R. N. **Mechanical Design Engineering Handbook**. 1. ed. Imperial College London: Butterworth-Heinemann, 2013.
- CHIODELLI, R. T. **DIMENSIONAMENTO DE COMPONENTES DE TRANSMISSÃO PARA UM PROTÓTIPO BAJA SAE**. 2012. Disponível em: <http://fahor.edu.br/images/Documentos/Biblioteca/TFCs/Eng_Mecanica/2012/Ronan_Toledo_Chiodelli.pdf>. Acesso em: 1 de Agosto de 2021.
- CIPOLLA, G. **Desenvolvimento de caixa de redução para veículo Baja SAE**. 2015. 58 p.
- CONTINENTE. **Catálogo de Barra Redonda**. 2020. Disponível em: <<http://www.acoscontinente.com.br/secao/12/barra-redonda-laminada>>. Acesso em: 18 de julho de 2021.
- FLORES, J. G. P. **SISTEMAS DE TRANSMISSÃO DE MOVIMENTO**. 2015. Disponível em: <<https://repositorium.sdum.uminho.pt/bitstream/1822/35869/1/6.12.52202015.pdf>>. Acesso em: 5 de janeiro de 2021.
- GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE**. Warrendale, 1992. 294 f.
- MARCO, F. de. **Elementos de transmissão flexíveis**. 2009. 143 p.
- MELCONIAN, S. **Elementos de máquinas**. 9. ed. Wildwood Avenue, Woburn, MA: Erica, 2009.
- NAUNHEIMER, H. **Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application**. 2. ed. Germany: Springer, 1999.

NEVES, J. L. M. et al. Avaliação de perdas invisíveis em colhedoras de cana-de-açúcar picada e alternativas para sua redução. 2003. [sn], 2003.

NORTON, R. N. **Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**. 2013. 1055 p.

PAULA, A. E. de. **PROJETO MECÂNICO DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO DE UM VEÍCULO BAJA**. 2013. Disponível em: <<https://repositorio.unesp.br/bitstream/handle/11449/120427/000738199.pdf?sequence=1&isAllowed=y>>. Acesso em: 18 de julho de 2021.

SAE BRASIL. **Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil**. 2018. 127 p.

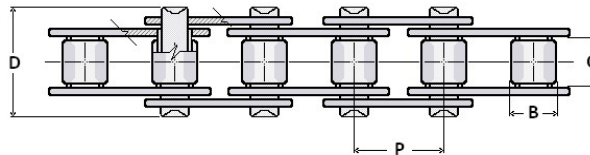
SCHEFFER, T. O. R. G. O. **DESENVOLVIMENTO CONCEITUAL DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO PARA UM PROTÓTIPO BAJA SAE**. 2014. Disponível em: <http://repositorio.utfpr.edu.br/jspui/bitstream/1/10257/3/CT_COEME_2013-2_10.pdf>. Acesso em: 1 de Agosto de 2021.

SILVA, A. W. S. D. **DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO POR CORRENTE DE UM CARRO BAJA SAE**. 2017. Disponível em: <https://www.confea.org.br/sites/default/files/antigos/contecc2017/mecanica/10_ddsdtducbsb.pdf>. Acesso em: 18 de julho de 2021.

TIMKEN. **CATÁLOGO DE MANCAIS COM ROLAMENTOS DE ESFERAS SÉRIE U TIMKEN**. 2019. Disponível em: <<https://www.timken.com/resources/catalogo-de-mancais-de-rolamentos-de-esferas-serie-u/>>. Acesso em: 18 de julho de 2021.

ANEXO A – CATÁLOGO CERELLO

CARACTERÍSTICAS DIMENSIONAIS DAS CORRENTES CORRENTE SIMPLES



Referência cerello ANSI E ISO	Referência cerello ABTN	P X C	Passo	Entre Placas	Ø do Rolo	Largura Total	Altura Placas	Carga Ruptura	Peso
			P	C	B	D	H		
			Polegada	mm	mm	mm	mm		
25-1	04C-1	1/4 X 1/8	6,35	3,18	3,30	9,7	5,7	450	0,12
35-1	06C-1	3/8 X 3/16	9,53	4,77	5,08	11,8	7,3	950	0,33
40-1	08A-1	1/2 X 5/16	12,70	7,95	7,92	16,4	10,2	1.700	0,60
50-1	10A-1	5/8 X 3/8	15,88	9,53	10,16	20,3	13,0	2.800	1,01
60-1	12A-1	3/4 X 1/2	19,05	12,70	11,91	25,5	18,0	3.800	1,43
80-1	16A-1	1 X 5/8	25,40	15,88	15,88	33,5	24,0	6.600	2,53
100-1	20A-1	1.1/4 X 3/4	31,75	19,05	19,05	40,4	29,6	10.800	4,02
120-1	24A-1	1.1/2 X 1	38,10	25,40	22,23	50,5	36,0	15.400	5,96
140-1	28A-1	1.3/4 X 1	44,45	25,40	25,40	54,5	42,0	20.800	7,75
160-1	32A-1	2 X 1.1/4	50,80	31,75	28,58	64,5	48,0	26.200	10,13
200-1	40A-1	2.1/2 X 1.1/2	63,50	38,10	39,67	78,5	57,2	43.000	16,10
240-1	48A-1	3 X 1.7/8	76,20	47,63	47,62	94,5	71,8	59.000	25,10
05B-1	05B-1	.315 X .118	8,00	3,00	5,00	7,7	7,2	400	0,16
06B-1	06B-1	3/8 X .225	9,53	5,72	6,35	12,5	8,3	1.000	0,39
08B-1	08B-1	1/2 X .305	12,70	7,75	8,51	16,3	11,8	1.900	0,69
10B-1	10B-1	5/8 X .380	15,88	9,70	10,16	19,2	14,0	2.500	0,89
12B-1	12B-1	3/4 X .460	19,05	11,70	12,07	22,1	18,0	3.000	1,24
16B-1	16B-1	1 X .670	25,40	17,00	15,88	36,0	21,0	6.000	2,70
20B-1	20B-1	1.1/4 X .770	31,75	19,60	19,05	41,0	25,5	7.800	3,70
24B-1	24B-1	1.1/2 X 1.00	38,10	25,40	25,40	54,0	33,7	15.000	6,70
28B-1	28B-1	1.3/4 X 1.22	44,45	31,00	27,94	66,0	34,5	19.000	8,20
32B-1	32B-1	2 X 1.22	50,80	31,00	29,21	65,0	40,5	23.000	9,20
40B-1	40B-1	2.1/2 X 1.50	63,50	38,10	39,37	80,0	53,0	39.000	15,50
48B-1	48B-1	3 X 1.80	76,20	45,70	48,26	100,0	63,9	60.000	24,50

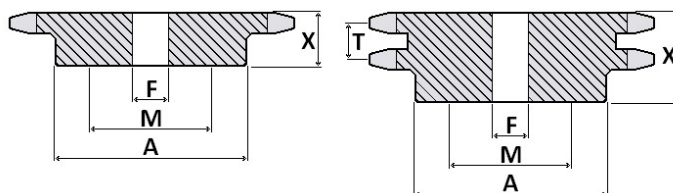
OBS: As correntes norma Americana são disponíveis com pinos rebitados até passo de 5/8"; a partir do passo de 3/4"; inclusive, poderão ser fornecidas com pinos rebitados ou contrapinhados; a dimensão D refere-se a correntes com pinos rebitados.

ACESSÓRIOS DISPONÍVEIS



ELO TIPO 4	EMENDA TIPO 25	EMENDA TIPO 26	REDUÇÃO TIPO 13	ADICIONAL A1-I	ADICIONAL K1-I	ADICIONAL A1-E	ADICIONAL K1-E

OBS: As emendas para correntes simples, duplas ou triplas são disponíveis no tipo 26 até passo de 3/4", a partir do passo de 1"; inclusive, são fornecidas com pinos contrapinhados no tipo 25.

ENGRENAGENS PARA CORRENTE PASSO 5/8", SIMPLES E DUPLA - ANSI 50.



DIMENSÕES DAS ENGRENAGENS

Nº de Dentes	Ø Primitivo	Ø Externo	Tipo	Ø Do Cubo A	Furo Normal F	Furo Máximo M	Referência 	Altura Total X	Referência 	Altura Total X	Passo Transversal T
Z	MEDIDAS ENCONTRADAS NAS ENGRENAGENS SIMPLES E DUPLAS						SIMPLES	DUPLA			
09	46,42	53	B2	28	15	19	10A-1/09	25	10A-2/09	45	18,11
10	51,37	58	B2	33	15	22	10A-1/10	25	10A-2/10	45	18,11
11	56,35	64	B2	38	15	25	10A-1/11	25	10A-2/11	45	18,11
12	61,34	69	B2	44	15	29	10A-1/12	25	10A-2/12	45	18,11
13	66,34	74	B2	48	15	32	10A-1/13	25	10A-2/13	45	18,11
14	71,34	79	B2	53	17,50	35	10A-1/14	25	10A-2/14	45	18,11
15	76,36	84	B2	59	17,50	39	10A-1/15	25	10A-2/15	45	18,11
16	81,37	89	B2	64	17,50	43	10A-1/16	25	10A-2/16	45	18,11
17	86,40	94	B2	69	17,50	46	10A-1/17	25	10A-2/17	45	18,11
18	91,42	100	B2	74	17,50	49	10A-1/18	25	10A-2/18	45	18,11
19	96,45	105	B2	79	17,50	53	10A-1/19	30	10A-2/19	45	18,11
20	101,48	110	B2	84	20	56	10A-1/20	30	10A-2/20	45	18,11
21	106,51	115	B2	89	20	59	10A-1/21	30	10A-2/21	45	18,11
22	111,55	120	B2	94	20	63	10A-1/22	30	10A-2/22	45	18,11
23	116,59	125	B2	99	20	66	10A-1/23	30	10A-2/23	45	18,11
24	121,62	130	B2	100	20	67	10A-1/24	34	10A-2/24	45	18,11
25	126,66	135	B2	100	20	67	10A-1/25	34	10A-2/25	45	18,11
26	131,70	140	B2	110	20	73	10A-1/26	34	10A-2/26	45	18,11
27	136,74	145	B2	110	20	73	10A-1/27	34	10A-2/27	45	18,11
28	141,79	150	B4	86	20	57	10A-1/28	37	10A-2/28	51	18,11
30	151,87	161	B4	86	20	57	10A-1/30	37	10A-2/30	51	18,11
31	156,92	166	B4	86	20	57	10A-1/31	37	10A-2/31	51	18,11
32	161,96	171	B4	86	20	57	10A-1/32	37	10A-2/32	51	18,11
33	167,01	176	B4	86	20	57	10A-1/33	37	10A-2/33	51	18,11
34	172,05	181	B4	86	20	57	10A-1/34	37	10A-2/34	51	18,11
35	177,10	186	B4	86	20	57	10A-1/35	37	10A-2/35	51	18,11
36	182,15	191	B4	86	20	57	10A-1/36	37	10A-2/36	51	18,11
38	192,24	201	B4	86	25	57	10A-1/38	37	10A-2/38	51	18,11
40	202,34	211	B4	86	25	57	10A-1/40	40	10A-2/40	55	18,11
45	227,58	237	B4	86	25	57	10A-1/45	40	10A-2/45	55	18,11
48	242,73	252	B4	98	25	65	10A-1/48	40	10A-2/48	55	18,11
54	273,03	282	B4	98	25	65	10A-1/54	40	10A-2/54	55	18,11
57	288,18	298	B4	98	25	65	10A-1/57	40	10A-2/57	55	18,11
60	303,33	312	B4	98	25	65	10A-1/60	40	10A-2/60	55	18,11
76	384,15	394	B4	98	30	65	10A-1/76	40	10A-2/76	55	18,11
95	480,14	490	B4	110	30	73	10A-1/95	40	10A-2/95	55	18,11
114	576,13	586	B4	110	30	73	10A-1/114	40	10A-2/114	55	18,11

