

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA
FONSECA**

Departamento de Engenharia Mecânica

Fellipe Fontes de Matos Youle

**Dimensionamento de uma Caixa Seletora de Transmissão para um Protótipo
Baja SAE**

Rio de Janeiro

2023

Fellipe Fontes de Matos Youle

**Dimensionamento de uma Caixa Seletora de Transmissão para um Protótipo
Baja SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, do departamento de Engenharia Mecânica, do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca.

Orientadores:

Ricardo Alexandre Amar de Aguiar

Brenno Tavares Duarte

Rio de Janeiro

2023

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

Y67 Youle, Fellipe Fontes de Matos
Dimensionamento de uma caixa seletora de transmissão para
um protótipo Baja SAE / Fellipe Fontes de Matos Youle. —
2023.

66f. : il.(algumas color). ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de
Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2023.

Bibliografia : f. 65-66

Orientador: Ricardo Alexandre Amar de Aguiar

Coorientador: Brenno Tavares Duarte

1. Engenharia mecânica. 2. Veículos a motor. 3. Veículos Mini-
Baja. 3. Engenharia de protótipos. 4. Transmissão. I. Aguiar,
Ricardo Alexandre Amar de. (Orient.). II. Duarte, Brenno Tavares
(Coorient.). III. Título.

CDD 621

Elaborada pela bibliotecária Tania Mello – CRB/7 nº 5507/04

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a minha família, amigos e a todos os membros da equipe Mud Runner Baja SAE, do CEFET Maracanã, pelos auxílios técnicos, fornecimento de dados dos protótipos entre outros.

Também agradeço aos orientadores Ricardo Alexandre Amar de Aguiar e Brenno Tavares Duarte, pelo apoio e auxílio durante a concepção do trabalho.

RESUMO

YOULE, Fellipe. **Dimensionamento de uma Caixa Seletora para um Sistema 4x4 em um Protótipo Baja SAE**. 2023. Número total de folhas. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro. Cidade, 2023.

Em vista da futura mudança de regulamento dos campeonatos Baja SAE que tornará obrigatório o uso de protótipos com sistemas 4x4, este estudo aborda o dimensionamento de uma caixa seletora de transmissão que possa manter a performance de um veículo 4x2 nas etapas onde a velocidade é uma prioridade e a possibilita alternar para o 4x4 quando existe uma maior demanda de tração. O objetivo deste projeto é desenvolver um sistema com custo acessível, compacto e que atenda aos requisitos de durabilidade e segurança. O projeto finalizado atende aos requisitos indicados e seu desempenho será verificado quando fabricado.

Palavras-chave: Baja, Transmissão, Caixa Seletora, Dimensionamento, 4x4.

ABSTRACT

Youle, Fellipe. **Title of the working:** 4x4 Transfer Case System Sizing for a Baja SAE Prototype. 2023. Número total de folhas. Trabalho de Conclusão de Curso - Federal Center of Technological Education – Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2023.

In view of the future regulation change of the Baja SAE championships that will make the use of prototypes with 4x4 systems mandatory, this study addresses the dimensioning of a transmission transfer case that can maintain the performance of a 4x2 vehicle in stages where speed is a priority and makes it possible to switch to 4x4 when there is a greater demand for traction. The objective of this project is to develop a system that is affordable, compact and meets the requirements of durability and safety. The finished design meets the indicated requirements, performance will be verified when manufactured.

Keywords: Baja. Transmission. Transfer Case. Sizing. 4x4.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Veículo Baja.....	12
Figura 2 – Fluxograma Sistema de Transmissão 4x2.....	13
Figura 3 – Fluxograma Sistema de Transmissão 4x4.....	13
Figura 4 – Curva de Potência e Torque do Motor.....	14
Figura 5 – Gaged GX9.....	15
Figura 6 – Part-time 4WD.....	16
Figura 7 – Caixa Seletora.....	17
Figura 8 – Eixo Cardan.....	18
Figura 9 – Caixa Seletora.....	20
Figura 10 – Caixa Seletora Vista Explodida.....	21
Figura 11 – Fator Qv	27
Figura 12 – Parâmetros para cálculo de mb	28
Figura 13 – Gráfico para determinação do YJ	30
Figura 14 – Definição de S e S1.....	32
Figura 15 – Valores para coeficiente elástico ZE	34
Figura 16 – Valores para resistência a flexão.....	37
Figura 17 – Resistência de contato admissível segundo AGMA.....	39
Figura 18 – Sensitividade do Entalhe para Eixo em Flexão.....	41
Figura 19 – Sensitividade ao Entalhe para Eixo em Cisalhamento.....	41
Figura 20 – Fator Kt para Barra Redonda Sulcada em Flexão.....	42
Figura 21 – Fator Kts para Barra Redonda Sulcada em Torção.....	42
Figura 22 – Deflexão do Eixo.....	44
Figura 23 - DCL Eixo Principal Desengatado.....	45
Figura 24 - Diagrama de Momento Fletor Eixo Principal Desengatado.....	45
Figura 25 – DCL Eixo Principal Engatado.....	46
Figura 26 – Diagrama de Momento Fletor Eixo Principal Engatado.....	46
Figura 27 – DCL Eixo de Saída Rodas Dianteiras.....	47
Figura 28 – Diagrama de Momento Fletor do Eixo de Saída das Rodas Dianteiras.....	47
Figura 29 – DCL Eixo de Saída das Rodas Traseiras.....	48
Figura 30 – Diagrama de Momento Fletor Eixo de Saída das Rodas Traseiras.....	48
Figura 31 – Eixos Secundários.....	49
Figura 32 – Diagrama de Goodman modificado.....	51
Figura 33 – Eixo com Peça de Engate Desengatada.....	54
Figura 34 – Eixo com Peça de Engate Engatada.....	54
Figura 35 – Sistema de Seleção de Transmissão Desengatado.....	55
Figura 36 - Sistema de Seleção de Transmissão Engatado.....	56
Figura 37 – Acoplamento da Alavanca.....	56
Figura 38 – Caixa Seletora com Marcha Desengatada.....	57

Figura 39 – Rolamentos acoplados.....	58
Figura 40 – Tabela Chaveta.....	60
Figura 41 – Borracha para Alavanca de Câmbio.....	61
Figura 42 – Invólucro da Caixa Seletora.....	62

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados Principais do Motor	14
Tabela 2 – Forças Resistivas Máximas.....	22
Tabela 3 - Coeficiente de atrito.	22
Tabela 4 – Torque Máximo nos componentes	23
Tabela 5 – Dimensões Principais.....	24
Tabela 6 – Razão de Contato (<i>mc</i>).....	25
Tabela 7 - Cargas.....	25
Tabela 8 – Fator de Sobrecarga.....	26
Tabela 9 – Valores obtidos pelo cálculo do fator Dinâmico.....	28
Tabela 10 – Fatores para Cálculo do <i>KH</i>	31
Tabela 11 – Fatores A, B e C para <i>Cma</i>	31
Tabela 12 – Resumo dos Fatores	32
Tabela 13 – Fatores de Confiabilidade.....	36
Tabela 14 – Fatores de Concentração de Tensão.	42
Tabela 15 – Tensão Flexional dos Eixos.....	50
Tabela 16 – Tensão Cisalhante dos Eixos.	50
Tabela 17 – Tensão de Von Misses dos Eixos e Fatores de Segurança.	52
Tabela 18 – Fatores de Segurança de Goodman Modificado	53
Tabela 19 – Cargas suportadas pelos Rolamentos.....	58

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	12
2.1	PROJETO BAJA SAE	12
2.2	COMPONENTES	13
2.2.1	Motor	14
2.2.2	CVT	15
2.2.3	Caixa de Redução Fixa	15
2.2.4	Caixa Seletora.....	16
2.2.5	Eixo Cardan	17
2.2.6	Diferencial	18
2.2.7	Homocinéticas.....	18
2.2.8	Rodas.....	19
3	DESENVOLVIMENTO.....	20
3.1	DINÂMICA LONGITUDINAL	21
3.2	LIMITE DE TRAÇÃO.....	22
3.3	TORQUE.....	23
3.4	ENGRENAGENS	23
3.4.1	Dimensões	24
3.4.2	Razão de Contato	24
3.4.3	Forças	25
3.5	TENSÕES AGMA.....	25
3.5.1	Tensão Flexional	26
3.5.1.1	Fator de Sobrecarga (K_o)	26
3.5.1.2	Fator Dinâmico (K_v)	27
3.5.1.3	Fator de Espessura de Aro (K_B).....	28
3.5.1.4	Fator de Tamanho (K_s)	29
3.5.1.5	Fator Geométrico da Resistência Flexional (Y_J).....	29
3.5.1.6	Fator de Distribuição de Carga (K_H).....	30
3.5.2	Tensão de Resistência ao Crateramento	33
3.5.2.1	Coeficiente Elástico (Z_E).....	34
3.5.2.2	Fator de Condição Superficial (Z_R)	34
3.5.2.3	Fator Geométrico para Resistência ao Crateramento (Z_I).....	35
3.6	FATORES DE SEGURANÇA.....	35
3.6.1	Fator de Segurança para Falha por Fadiga Flexional	36
3.6.1.1	Resistência de Flexão Admissível (S_t).....	37
3.6.2	Fator de segurança para falha por crateramento	38
3.6.2.1	Resistência de Contato Admissível (S_c).....	38
3.7	EIXOS	39

3.7.1	Tensões	39
3.7.1.1	Concentradores de Tensão	40
3.7.1.1.1	<i>Sensitividade dos entalhes (q e q_{cis})</i>	40
3.7.1.1.2	<i>Concentradores de Tensão Teóricos (K_t e K_{ts})</i>	41
3.7.1.2	Tensão de Flexão	43
3.7.1.3	Tensão de cisalhamento	43
3.7.1.3.1	<i>Eixo Principal</i>	44
3.7.1.3.2	<i>Eixo de Saída Dianteiro (Eixo C)</i>	47
3.7.1.3.3	<i>Eixo de Saída Traseiro (Eixo B)</i>	48
3.7.1.3.4	<i>Eixos Secundários D e E</i>	49
3.7.2	Resultados das Tensões no Eixo	50
3.7.2.1	Falha por fadiga	51
3.7.2.2	Falha por escoamento	52
3.7.3	Fatores de Segurança	52
3.8	MECANISMO DE ENGATE	54
3.9	FUNCIONAMENTO	57
3.10	ROLAMENTOS	58
3.11	CHAVETAS	59
3.12	VEDAÇÃO DA MARCHA DE ENGATE	61
3.13	INVÓLUCRO	62

1 INTRODUÇÃO

O programa Baja SAE é uma forma de desafiar os estudantes de engenharia de modo prático com a concepção de um veículo off-road, enfrentando problemas diários vividos na indústria além de desenvolver a ideia de trabalho em equipe nos participantes.

Recentemente a SAE, Sociedade dos Engenheiros Automobilísticos, organização por trás do projeto Baja SAE, indicou que dentro um breve período de tempo será obrigatório que os projetos tenham um sistema 4x4, isto fez com que o desafio se torna-se ainda maior pois não era algo utilizado.

Após as primeiras competições internacionais foi visto que um sistema com tração integral das rodas contribuiu para uma melhora da tração do carro quando colocado obstáculos a serem ultrapassados, porém reduz a velocidade final do carro. Contudo com a adição de uma caixa seletora é possível alternar entre um sistema 4x2 e 4x4 para execução de diferentes provas.

Para a metodologia adotada neste trabalho apresenta-se uma revisão dos componentes de transmissão, em seguida são feitos os cálculos para validação do dimensionamento e por fim são apresentados desenhos de montagem e fabricação do projeto.

O objetivo deste trabalho é implementar de forma simples e menos custosa possível uma caixa seletora num sistema 4x4 para um melhor aproveitamento de sua tração em provas de aceleração ou de obstáculos, podendo assim revezar entre o uso de 4x4 e 4x2.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para iniciar o estudo abordado-se neste capítulo o que é o Projeto Baja SAE, além de uma breve explicação de como um sistema de transmissão de um veículo Baja SAE 4x2 é disposto em comparação a um 4x4.

2.1 PROJETO BAJA SAE

O projeto Baja SAE foi criado na Universidade da Carolina do Sul, Estados Unidos, sob a direção do Dr. John F. Stevens, sendo que a primeira competição ocorreu em 1976. O ano de 1991 marcou o início das atividades da SAE BRASIL, que, em 1994, lançava o Projeto Baja SAE BRASIL [4].

O projeto Baja SAE Brasil é uma forma de aplicar os conhecimentos teóricos vistos em sala de aula na prática para engenheiros em formação, durante o projeto são vistos diversos pontos de um projeto real automobilísticos como a transmissão, freios, chassi, suspensão e direção entre outros. Desta forma um aluno de graduação que não tem experiência com esse tipo de trabalho consegue se desenvolver além de criar algumas habilidades como trabalho em equipe e gestão de projetos. Um exemplo é visto na Figura 1.



Figura 1 – Veículo Baja.
Fonte: Equipe Mud Runner.

2.2 COMPONENTES

O Sistema de trem de força tem como objetivo principal levar o torque do motor para as rodas e percorre um caminho que pode ser observado na Figura 2 para um sistema 4x2, que atualmente é utilizado. O percurso proposto neste projeto pode ser observado na Figura 3 sendo um sistema 4x4 podendo ou não acionar a transmissão de torque para o sistema dianteiro.

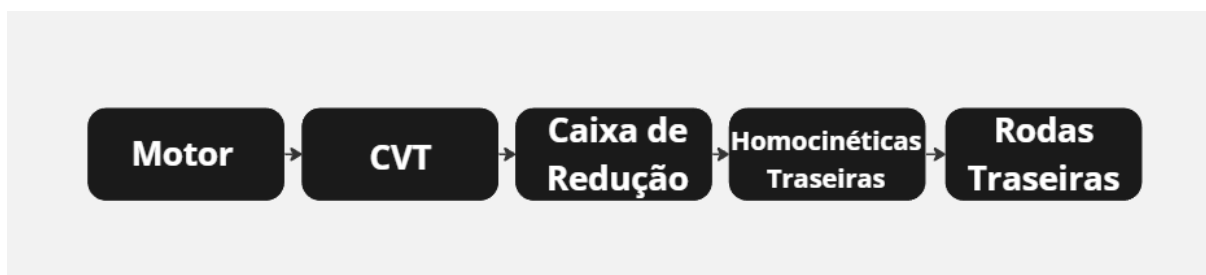


Figura 2 – Fluxograma Sistema de Transmissão 4x2.
Fonte: Autoria Própria.

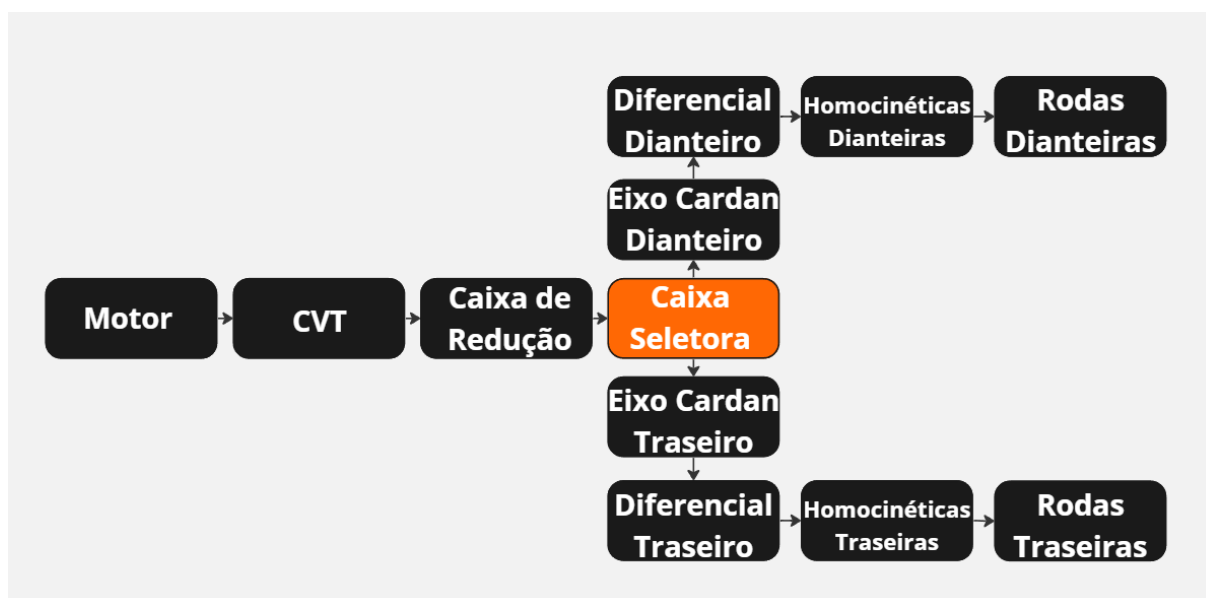


Figura 3 – Fluxograma Sistema de Transmissão 4x4.
Fonte: Autoria Própria.

2.2.1 Motor

O motor utilizado é o único permitido pelo regulamento mais recente do Baja SAE Brasil, este é o Briggs & Stratton OHV Vanguard Model 19, na Tabela 1 encontram-se os dados principais além dos gráficos utilizados fornecidos pela própria Briggs & Stratton na Figura 4.

Tabela 1 – Dados Principais do Motor

Parâmetros	Valor/Tipo	Unidade
Tipo	Combustão	-
Ignição	Centelha	-
Combustível	Gasolina	-
Potência	10	HP
Torque	18,9	N.m
Número de Cilindros	1	-
Clindrada	305	cc

Fonte: Briggs Stratton

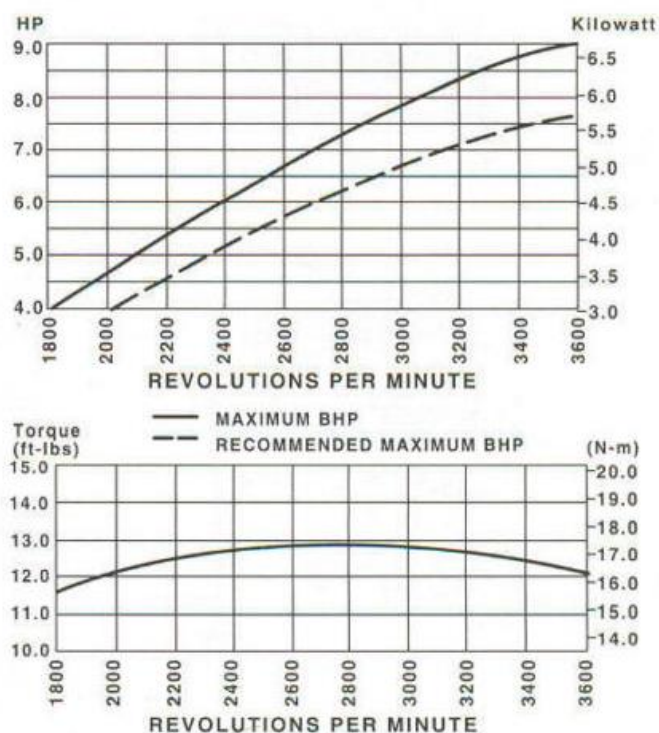


Figura 4 – Curva de Potência e Torque do Motor.
Fonte: Briggs Stratton

2.2.2 CVT

Seguindo o fluxograma da transmissão, tem-se a CVT (*Continuously Variable Transmission*) que é uma redução automática e contínua. O conceito da primeira CVT foi pensado por da Vinci em 1490 (FARAG, 2018). Muito vista no cenário de Baja exatamente pois proporciona uma variação de redução sem necessidade de nenhum tipo intervenção do piloto e de forma suave, além disso a redução se adapta a necessidade de torque. O mecanismo CVT escolhido para a análise será o mesmo usado atualmente pela equipe Mud Runner, o modelo da Gaged GX9, vista na Figura 5, conta com uma redução de 3,9:1 até 0,9:1.

Seu funcionamento é dado por duas polias e uma correia que transfere o torque de uma para a outra, sendo respectivamente a polia motora ou motriz e a outra a movida, isto é dado pelo fato de que a primeira polia ou motora é a qual recebe o torque e transmite para a segunda. Estas polias funcionam segundo o princípio de diâmetro variável, visto que ao diminuir o raio uma polia conseqüentemente a outra sofre um aumento.



**Figura 5 – Gaged GX9.
Fonte: Autoria Própria.**

2.2.3 Caixa de Redução Fixa

A redução fixa é algo amplamente usado por veículos Baja SAE para complementar o primeiro estágio de redução, visto que a redução obtida por uma CVT não é suficiente para transmitir o torque necessário para as rodas.

Neste estudo será considerada uma caixa de redução por engrenagens de dentes retos. O estudo vai levar em consideração um o trabalho de conclusão de

curso [Araujo, Almeida, Oliveira. 2022] feito previamente e considerará uma redução fixa de 2,913:1.

2.2.4 Caixa Seletora

A caixa seletora é usada para escolher entre uma transmissão integral do veículo ou de apenas um dos eixos (dianteiro ou traseiro), isso pode ser feito através de engrenagens, de maneira hidráulica ou até mesmo correntes e correias. Um exemplo é visto na Figura 7.

Existem alguns tipos de caixa seletora, o mais comum é o “Part-time 4WD”, visto na Figura 6. Esse permite o veículo operar parte do tempo com tração 4x2 e outra parte 4x4, com essa mudança sendo mecânica.

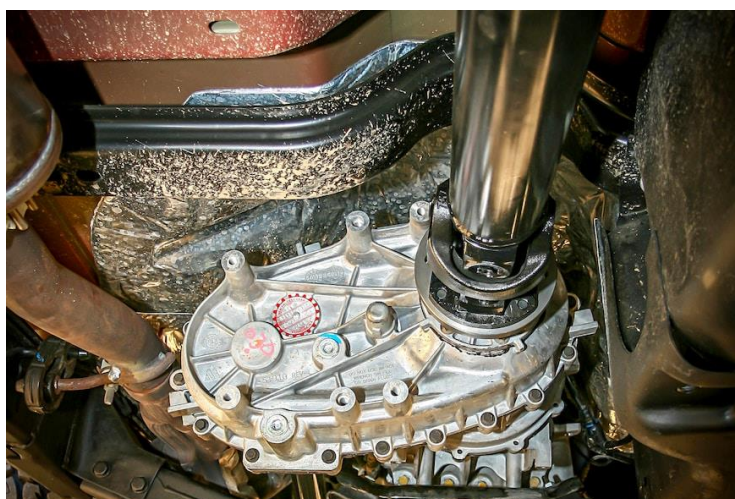


Figura 6 – Part-time 4WD
Fonte: MotorTrend

O segundo tipo é o “Full-time 4WD” que diferente do visto anteriormente só roda com a tração 4x4. Esta é considerada extremamente confiável e faz com que o automóvel tenha uma boa dirigibilidade, porém existe uma certa perda de eficiência devido ao seu maior número de componentes.

E por último a “Active 4WD” que segue o princípio da Part-time, porém a troca entre trações é dada de forma automática, não sendo necessário interferência humana para a troca de tração.

A caixa seletora também pode ser usada como uma caixa de redução extra para o protótipo, e variar, portanto, a redução de maneira manual.

Como citado este vai ser o componente principal do estudo. É um componente que pode ou não estar no carro, porém para a carro se manter competitivo seria um componente imprescindível. Ela funciona da mesma forma de uma caixa de redução, porém ao invés de acontecer um terceiro estágio de redução só é transmitido o torque para os eixos cardã da frente e de trás, também há nela um mecanismo para definir se o eixo cardã da frente recebe torque ou não. Assim o protótipo terá a opção de ser 4x4 apenas em momentos ou provas específicas que sejam necessários.

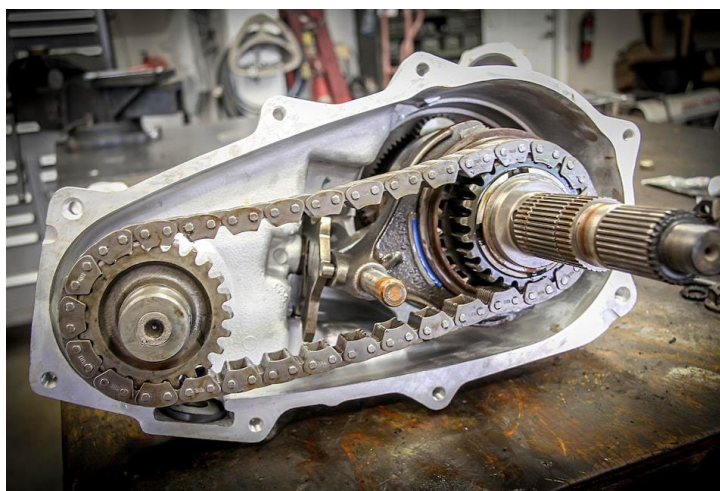


Figura 7 – Caixa Seletora
Fonte: MotorTrend

2.2.5 Eixo Cardan

Este tem como função transmitir a potência de um extremo ao outro, por exemplo quando um veículo tem seu motor na frente, porém sua transmissão é traseira, o eixo cardan é empregado para transmitir a potência do motor na frente para as rodas de trás. Além disso se faz necessário para veículos do tipo 4x4, para transmitir potência para todas as rodas. Seu funcionamento é bem simples se trata de um eixo em que em suas extremidades localizam-se juntas universais compostas pelas cruzetas, estas são o que transmite a força do motor para o diferencial. É possível verificar seu funcionamento na Figura 8.

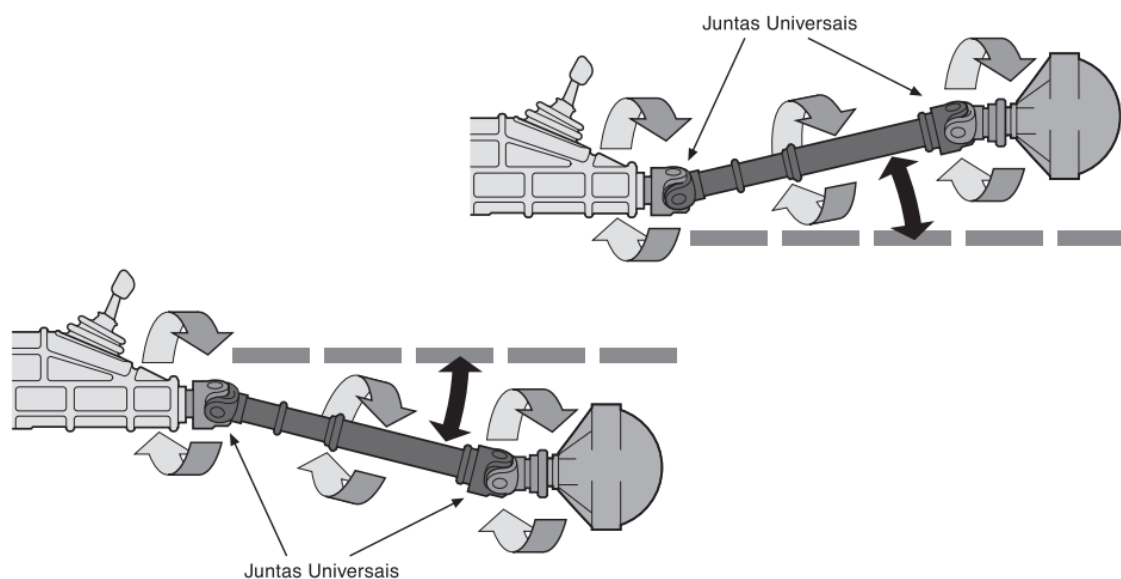


Figura 8 – Eixo Cardan
Fonte: Spicer

2.2.6 Diferencial

Segundo Coelho (2023) existem diversos tipos de diferencial, entre eles há: o aberto, o blocante, o soldado, o LSD, o LSD viscoso, o LSD de embreagem mecânica e o LSD TORSEN.

Sendo LSD (Limited Slip Differential) um tipo de diferencial que tem uma função de limitar ou até evitar que a roda com menos tração “patine” e a roda de maior tração fique parada.

Este componente foi idealizado para evitar o deslizamento das rodas durante curvas pois neste momento as rodas externas à curva percorrem um caminho maior que as rodas internas, desperdiçando potência do motor. Portanto no caso de uma competição como as da Baja SAE o uso de um diferencial se mostra importante.

2.2.7 Homocinéticas

As homocinéticas são juntas que têm finalidade de transmitir movimento entre componentes de forma que possa haver um ângulo entre os mesmos, estas foram desenvolvidas a fim de substituir as juntas universais sendo superiores em relação ao seu desempenho e confiabilidade.

As que são usadas pela equipe Mud Runner apresentam compatibilidade com as estrias do eixo de saída da caixa de redução, portanto serão mantidas neste projeto a fim de ser vantajoso economicamente. Elas são responsáveis por levar o torque dos diferenciais para as rodas.

2.2.8 Rodas

O último estágio de transmissão é o conjunto roda-pneu, a equipe atualmente conta com pneu indicados para terrenos acidentados (off-road), contendo sulcos profundos que aumentam o atrito com o solo geralmente encontrado em competição. O modelo é o Carlisle 23-7-10 Quadri-Cam-An Outlander 400. As juntas homocinéticas se acoplam à roda por meio de do cubo de roda, o cubo conta com um furo estriado. Desta forma, a homocinética se acopla com seu eixo que tem as mesmas estrias e sua rotação é diretamente transmitida para a roda.

3 DESENVOLVIMENTO

Neste capítulo são abordadas as equações e definições para os fatores de segurança das engrenagens e dos eixos. A fim de verificar a solução proposta os componentes foram implementados no projeto atual (MR21) da equipe Mud Runner. Conforme o estudo de Araujo, Almeida e Oliveira [1] o diferencial escolhido será uma opção comercial visto que os custos seriam menores, para as engrenagens será testado uma faixa de redução coerente com o projeto. Para auxiliar o entendimento dos dimensionamentos a Figura 9 contém um a imagem final da caixa seletora desenvolvida neste projeto. A Figura 10 demonstra a Vista Explodida da Caixa Seletora.

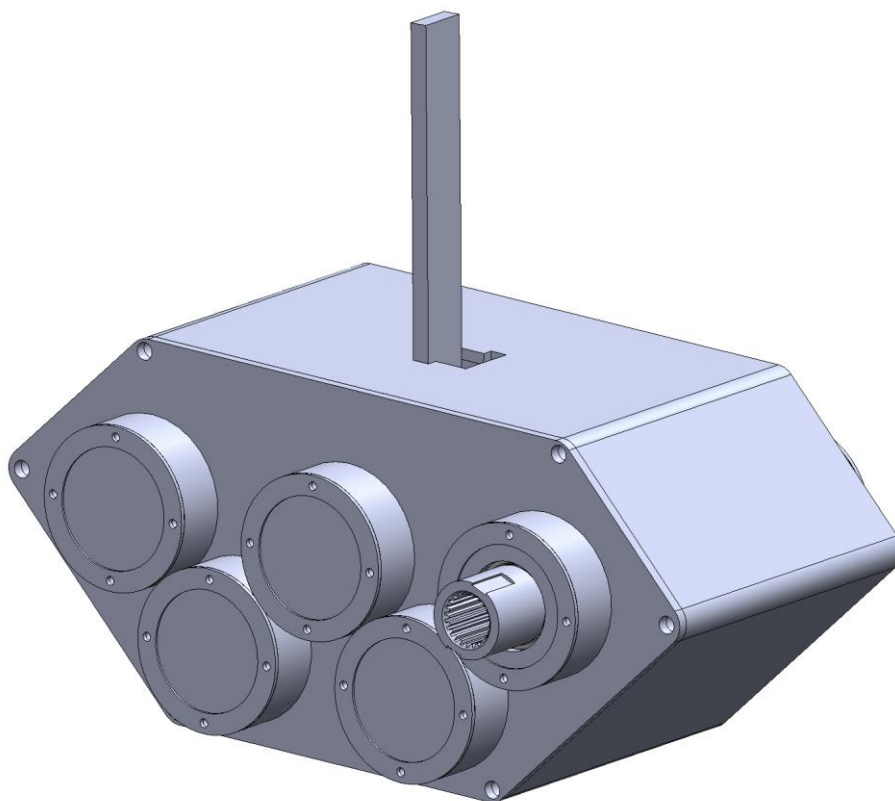


Figura 9 – Caixa Seletora.
Fonte: Autoria Própria.

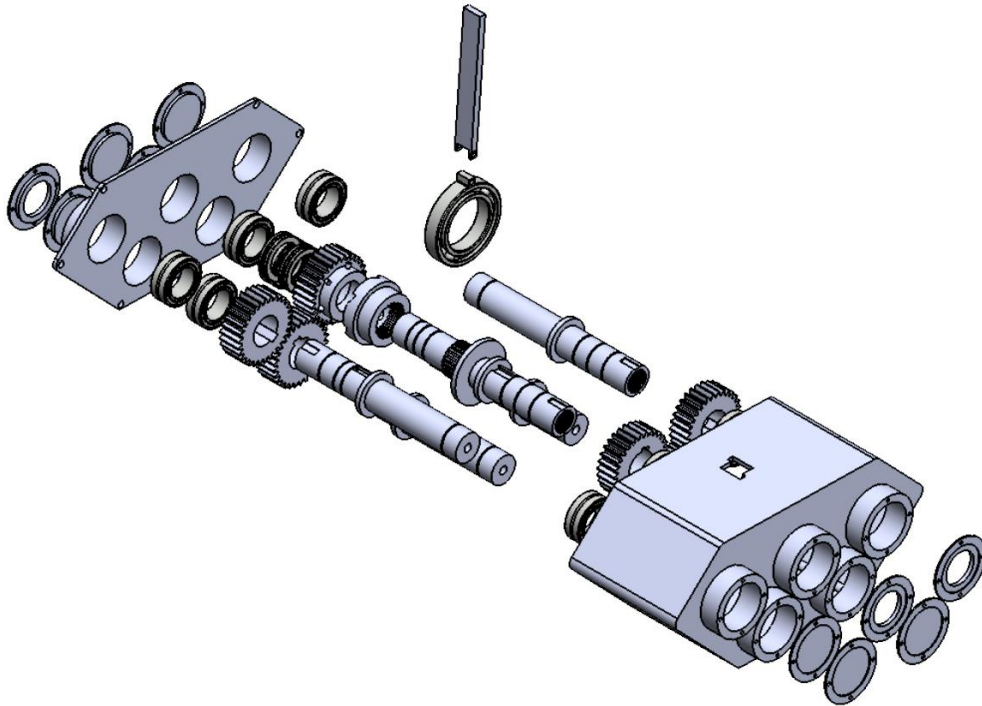


Figura 10 – Caixa Seletora Vista Explodida.
Fonte: Autoria Própria.

3.1 Dinâmica Longitudinal

Para definir um valor adequado para a redução total do carro é necessária uma análise própria em que se leva em consideração suas resistências básicas como a de rolamento e a aerodinâmica, além da resistência ao gradiente para superar obstáculos. Essa análise seguiu a linha de raciocínio vista em “Estudo de Viabilidade de uma transmissão 4x4 AWD em um veículo Baja.”, de Araujo, Almeida e Oliveira (2022).

Esse estudo compila as forças resistivas que são exercidas no protótipo afim de encontrar um valor ideal para a redução total do veículo. Na Tabela 2 são encontrados os valores considerados no projeto, estes valores serão utilizados para justificar a redução escolhida e, portanto, o torque transferido da caixa de redução para a caixa seletora.

Tabela 2 – Forças Resistivas Máximas

Forças Resistivas Máximas	Valor [N]
Resistência ao Rolamento	412,02
Resistência Aerodinâmica	130,54
Resistência ao Gradiente (45°)	2427,85
Resistência a Aceleração	1828,91

Fonte: Araujo, Almeida e Oliveira.

3.2 Limite de Tração

O limite de tração é basicamente o máximo valor que o veículo consegue receber de tração antes de sua aceleração ser limitada pelo coeficiente de atrito entre o pneu e o solo.

Para o cálculo do limite de tração é necessário multiplicar o valor do coeficiente de atrito pelo peso do carro. Segundo testes internos realizados pela própria equipe um valor de 0,6 para o coeficiente de atrito será considerado em terra batida. No asfalto segundo Nicolazzi (2012) pode ser considerado um valor entre 0,6 e 0,95. Utiliza-se um valor de 0,9 e são obtidos os resultados da Tabela 3 considerando uma massa do carro de 3400N.

Tabela 3 - Coeficiente de atrito.

Limite de Tração	Valor [N]
Terra batida [0,6]	2040,0
Asfalto [0,9]	3060,0

Fonte: Autoria Própria.

3.3 Torque

Considerando a redução fixa com 2,913:1 como citado, é possível calcular o torque máximo que será exercido no eixo de entrada da caixa seletora.

Tabela 4 – Torque Máximo nos componentes

Torque	Redução	Valor [N.m]
Motor	-	18,9
CVT	3,9	73,71
Redução fixa	2,913	214,72

Fonte: Autoria Própria.

Logo o torque considerado nas engrenagens da caixa seletora será de 212,44 N.m, como apresentado na Tabela 4 pois é o maior torque possível após as reduções.

3.4 Engrenagens

Para as engrenagens foram consideradas as premissas de menor custo, peso e espaço físico possível, portanto todas elas apresentaram 30 dentes pois além disso objetivo da caixa seletora em questão não é adicionar mais um estágio de redução, apenas selecionar entre tração integral ou tração traseira. O ângulo de Pressão (ϕ) considerado é de 20°. Por se tratar de valores medianos de torque, o valor do módulo (m) das engrenagens será de 2,5mm. Após a definição destes parâmetros é possível calcular alguns outros como o passo circular (p), o passo base (p_b), a altura do Dedendo (b), a altura do Adendo (a) e a espessura do dente (t). Segundo Shigley (2011) as Equações de 1 a 5 utilizam as premissas definidas anteriormente para seus cálculos.

$$p = \pi m \quad (1)$$

$$p_b = p \cos \phi \quad (2)$$

$$b = m \quad (3)$$

$$a = 1,25m \quad (4)$$

$$t = p/2 \quad (5)$$

Isto resulta em um passo circular de 7,85mm, um passo base de 7,38mm, a altura do Dedendo de 3mm, altura do Adendo de 2,5mm e espessura do dente de 3,93mm.

3.4.1 Dimensões

Como já citado, todas as engrenagens terão o mesmo número de dentes, o trem de engrenagens que transmite torque para as rodas dianteiras tem uma leve diferença de espessura e uma delas tendo diferenças para o acoplamento. Sendo as dimensões descrita na Tabela 5.

Tabela 5 – Dimensões Principais

Medida	Valor [mm]
Diâmetro primitivo (D_p)	75
Raio primitivo (r_p)	37,5
Distância entre centros	75

Fonte: Autoria Própria.

3.4.2 Razão de Contato

Segundo Shigley (2011), a razão de contato é um número que indica o número médio de pares de dentes em contato e deve ter um valor mínimo de 1,20.

Este valor é definido e aplicado por segurança para evitar que defeitos de montagem e fabricação gerem algum tipo de redução desta razão de contato e seu resultado é visto na Tabela 6. O valor obtido pela Equação 6 foi 1,79, portanto, a razão de contato se adequa a premissa definida.

$$m_c = \frac{L_{ab}}{p \cos \phi} \quad (6)$$

Para o cálculo da Linha de pressão (L_{ab}) utiliza-se a Equação 7.

$$L_{ab} = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cdot \cos \phi)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cdot \cos \phi)^2} - C \cdot \sin \phi \quad (7)$$

Tabela 6 – Razão de Contato (m_c)

Medida	Valor
Razão de Contato	1,79

Fonte: Autoria Própria.

3.4.3 Forças

Segundo Shigley (2011), devem ser calculados as forças tangenciais e normais pela Equações 8 e 9. Para calcular a maior força considera-se a rotação de maior torque, que segundo os gráficos fornecidos pela própria fabricante (Figura 4) é de 2600 RPM e com 5,15kW de potência (H). Um resumo das forças aplicadas nas engrenagens é visto na Tabela 7.

$$W_t = \frac{60000H}{\pi D_p w} \quad (8)$$

$$W_r = W_t \cdot \tan\phi \quad (9)$$

Tabela 7 - Cargas

Força	Valor [kN]
Carga tangencial (W_t)	5,73
Carga normal (W_r)	1,95

Fonte: Autoria Própria.

3.5 Tensões AGMA

Pela norma AGMA para validar as engrenagens é necessário ter em consideração sua tensão flexional e sua tensão de resistência ao crateramento.

A partir desse cálculo é possível definir um fator de segurança para validar se as engrenagens são validas.

3.5.1 Tensão Flexional

Para este cálculo é usada Equação 10 de Shigley (2011).

$$\sigma = W_t K_o K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J} \quad (10)$$

Sendo:

K_o : Fator de sobrecarga

K_v : Fator dinâmico

K_s : Fator de tamanho

b : Largura da face

m_t : Módulo métrico transversal

K_H : Fator de espessura do aro

K_B : Fator de distribuição de carga

Y_J : Fator geométrico

O valor obtido foi de 409,8 MPa, considerando-se uma largura de face de 25mm (menor valor entre as engrenagens) e w_t de 5,73kN. Os fatores usados no dimensionamento foram analisados e extraídos de Shigley (2011).

3.5.1.1 Fator de Sobrecarga (K_o)

Este fator compensa qualquer tipo de carga externa que não foi considerada previamente, visto que o estudo é feito para um protótipo Baja SAE, a variação de torque é considerada leve pela baixa potência do motor. Porém, como a pista é feita por obstáculos e apresenta um terreno acidentado é interessante considerar no mínimo um fator de 1,25. O Fator é definido através da Tabela 8.

Tabela 8 – Fator de Sobrecarga.

Fonte de Potência	Uniforme	Choques Moderados	Choques Intensos
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choque Leve	1,25	1,50	2,00
Choque Médio	1,50	1,75	2,25

Fonte: Shigley (2011).

3.5.1.2 Fator Dinâmico (K_v)

O Segundo fator que será abordado é um fator que compensa as imprecisões da fabricação e engranzamento dos dentes da engrenagem em ação. Existe o chamado erro de transmissão que acontece pelo desvio da condição de velocidade angular uniforme das engrenagens. Este erro é ocasionado por alguns motivos, mas dentre eles a vibração durante o engranzamento citado anteriormente é um deles.

As Equações de 11 a 13 definem o fator K_v , sendo V a velocidade tangencial da engrenagem, A é calculado a partir do valor de B e este é calculado a partir do número de grau de precisão de transmissão Q_v , que é um fator de qualidade da AGMA. O fator de qualidade escolhido foi de 7, visto que o método de fabricação das engrenagens proposto é de usinagem. A partir da Figura 11 é definido um valor para Q_v , na sequência é visto na Tabela 9 um resumo dos fatores utilizados.

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right) B \quad (11)$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (12)$$

$$B = 0,25(12 - Q_v)^2 \quad (13)$$

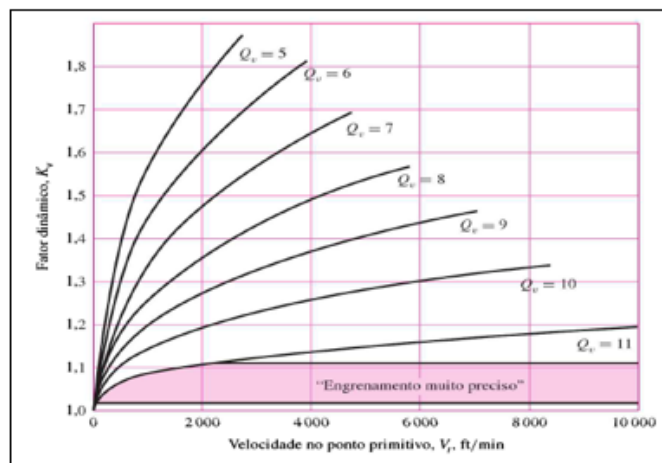


Figura 11 – Fator Q_v
Fonte: Shigley (2011)

Tabela 9 – Valores obtidos pelo cálculo do fator Dinâmico

Fatores	Valor	Unidade
Velocidade tangencial (V)	0,599	m/s
Fator de qualidade (Q_v)	7	-
B	0,731	-
A	65,063	-
K_v	1,12	-

3.5.1.3 Fator de Espessura de Aro (K_B)

Este é um fator que é aplicado quando a espessura de borda é insuficiente, isto ocasiona na falta de um suporte completo à raiz do dente e leva a uma falha por fadiga flexional na borda da engrenagem. K_B é dado pela Equação 14.

$$\begin{cases} K_B = 1,6 \ln \frac{2,242}{m_b}, \text{ para } m_b < 1,2 \\ K_B = 1, \text{ para } m_b \geq 1,2 \end{cases} \quad (14)$$

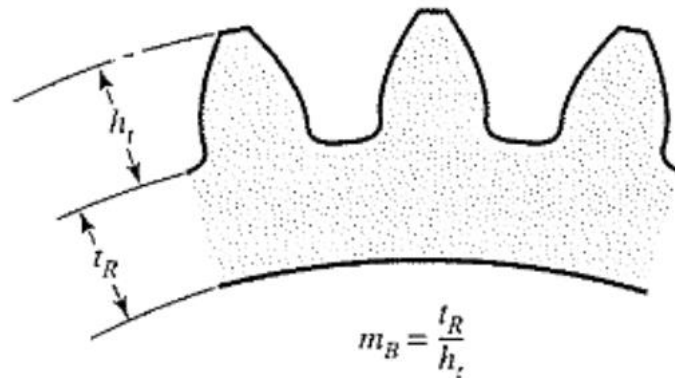


Figura 12 – Parâmetros para cálculo de m_b .
Fonte: Shigley (2011).

Para o cálculo de m_b é necessário a espessura da borda do dente e à altura do dente vistos na Figura 12.

$$m_b = \frac{t_R}{h_t} \quad (15)$$

Em que o resultado é maior que 1,2 portanto o valor aplicado para o fator será de 1.

3.5.1.4 Fator de Tamanho (K_s)

O fator de tamanho é dado pelo acontecimento de não-uniformidades nas propriedades do material causadas pelo tamanho. Alguns fatores como tamanho do dente, diâmetro da peça, a razão entre os dois citados anteriormente entre outros. É possível calcular este fator com a Equação 16.

$$K_s = \frac{1}{k_b} = 1,192 \left(\frac{F\sqrt{Y}}{P} \right)^{0,0535} \quad (16)$$

Porém visto que as engrenagens estão seguindo um valor adequado para suas dimensões a própria AGMA recomenda utilizar um valor igual a 1.

3.5.1.5 Fator Geométrico da Resistência Flexional (γ_f)

O fator γ_f considera a Figura 13 para ser extraído através de interpolação. Com os valores de 25 dentes para ambas as engrenagens foi possível encontrar o valor de 0,52 para o fator.

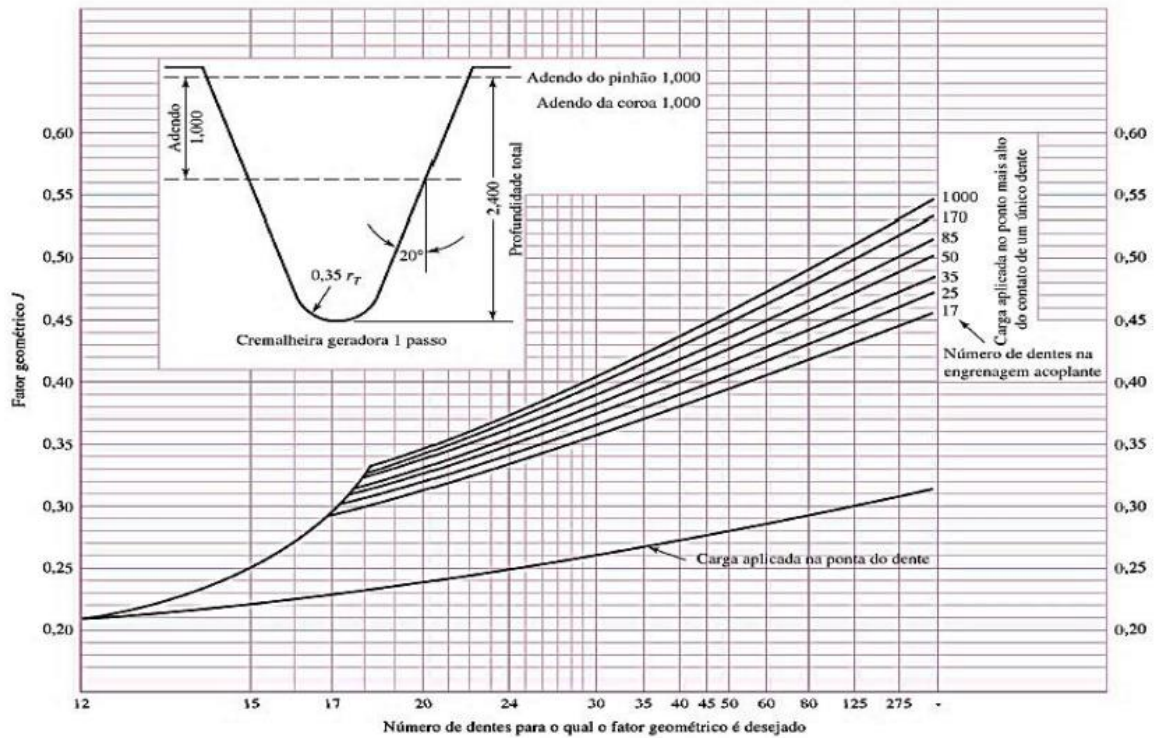


Figura 13 – Gráfico para determinação do Y_f
Fonte: Shigley (2011).

3.5.1.6 Fator de Distribuição de Carga (K_H)

Este fator modifica as equações de tensão de modo que consegue refletir a não-uniformidade da distribuição de carga na linha de contato, esse fenômeno acontece quando há algum tipo de erro no posicionamento das engrenagens. O fator é calculado com a Equação 17 usando os fatores da Tabela 10.

$$K_H = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (17)$$

Tabela 10 – Fatores para Cálculo do K_H

Fatores	Condição
C_{mc}	1,0: Dentes Sem Coroamento 0,8: Dentes Coroados
C_{pf}	$\frac{F}{10d} - 0,025$ para $F \leq 1$ in $\frac{F}{10d} - 0,0375 + 0,0125F$ para $1 < F \leq 17$ in $\frac{F}{10d} - 0,1109 + 0,207F - 0,000228F^2$ para $17 < F \leq 40$ in
C_{pm}	1,0: Pinhão Montado no Intervalo entre Mancais com $\frac{S_1}{S} < 0,175$ 1,1: Pinhão Montado no Intervalo entre Mancais com $\frac{S_1}{S} \geq 0,175$ (Figura 14)
C_{ma}	$-A + BF + CF^2$ (Tabela 11)

Fonte: Autoria Própria.

Tabela 11 – Fatores A, B e C para C_{ma}

Condição	A	B	C
Engrenamento Aberto	0,247	0,0167	-0,765(10 ⁻⁴)
Unidades Fechadas (Comerciais)	0,127	0,0158	-0,930(10 ⁻⁴)
Unidades Fechadas (De Precisão)	0,0675	0,0128	-0,926(10 ⁻⁴)
Unidades Fechadas (Extraprecisas)	0,00360	0,0102	-0,822(10 ⁻⁴)

Fonte: Autoria Própria.

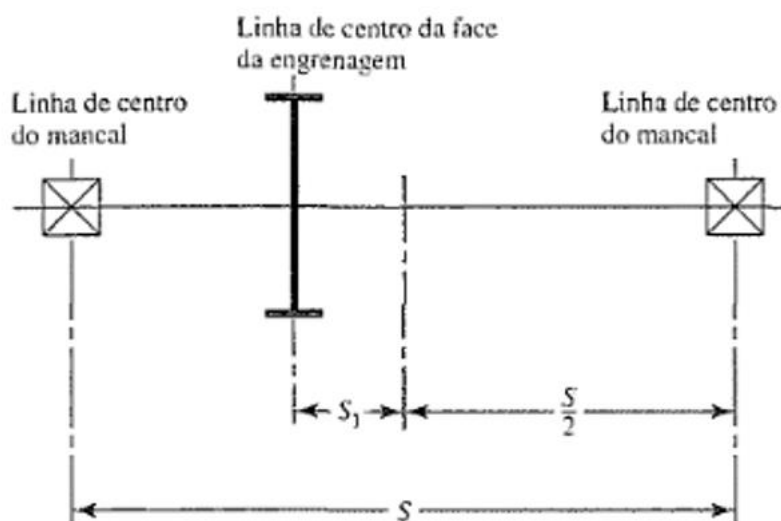


Figura 14 – Definição de S e S_1 .
Fonte: Shigley (2011).

Tabela 12 – Resumo dos Fatores

Fatores	Valor
C_{mc}	1,00
C_{pf}	0,055
C_{pm}	1,00
C_{ma}	0,27
C_e	1,00

Fonte: Autoria Própria.

Resumindo os Fatores na Tabela 12 é possível encontrar o valor para K_H de 1,33.

3.5.2 Tensão de Resistência ao Crateramento

Além do cálculo de resistência flexional é necessário entender as tensões que acontecem durante o contato das engrenagens, essas tensões podem levar ao fenômeno do crateramento, a resistência ao crateramento deve ser calculado pela Equação 18.

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_H Z_R}{d_{w1} Z_I}} \quad (18)$$

Em que:

Z_E : Coeficiente elástico

Z_R : Fator de condição superficial

d_{w1} : Diâmetro primitivo do pinhão

Z_I : Fator geométrico para resistência ao crateramento

Para este o valor encontrado foi de 1473,4MPa, este valor pode ser reduzido se necessário. Uma forma de reduzi-lo é aumentar o número de dentes das engrenagens em contato, isto fará com que o diâmetro primitivo aumente e a força W_t diminua. Porém visto que o valor encontrado atende as especificações do material escolhido não é necessário um aumento do número de dentes na engrenagem.

3.5.2.1 Coeficiente Elástico (Z_E)

Este coeficiente é relacionado ao material em que coroa e pinhão são fabricados. O valor é encontrado na tabela da Figura 15, visto que as engrenagens serão fabricadas em aço o valor obtido foi de 191 MPa.

Material do pinhão	Módulo de elasticidade do pinhão E_p psi (MPa)*	Material da coroa e módulo de elasticidade E_o , lbf/in ² (MPa)*					
		Aço 30×10^6 (2×10^5)	Ferro maleável 25×10^6 ($1,7 \times 10^5$)	Ferro nodular 24×10^6 ($1,7 \times 10^5$)	Ferro fundido 22×10^6 ($1,5 \times 10^5$)	Bronze alumínio $17,5 \times 10^6$ ($1,2 \times 10^5$)	Bronze estanho 16×10^6 ($1,1 \times 10^5$)
Aço	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Ferro maleável	25×10^6 ($1,7 \times 10^5$)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Ferro nodular	24×10^6 ($1,7 \times 10^5$)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Ferro fundido	22×10^6 ($1,5 \times 10^5$)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronze alumínio	$17,5 \times 10^6$ ($1,2 \times 10^5$)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronze estanho	16×10^6 ($1,1 \times 10^5$)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Figura 15 – Valores para coeficiente elástico Z_E .
Fonte: Shigley (2011).

3.5.2.2 Fator de Condição Superficial (Z_R)

Este fator é apenas usado para o cálculo de resistência ao crateramento, e depende de algumas variáveis como o acabamento superficial, as tensões residuais e os efeitos plásticos. Não foram definidas condições padrões de superfície para dentes de engrenagem pela AGMA, portanto será usado o valor da unidade.

3.5.2.3 Fator Geométrico para Resistência ao Crateramento (Z_I)

Este fator é calculado pela Equação 19, e é usado para engrenagens internas como no caso da caixa seletora, em caso de ser externa deve ser calculada por outra equação. O Ângulo φ_t no caso de dentes retos é igual ao ângulo de pressão. Além disso deve se calcular a razão de velocidade (m_g) pela Equação 20.

$$Z_I = \frac{\cos\varphi_t \operatorname{sen}\varphi_t}{2m_N} \frac{m_g}{m_g - 1} \quad (19)$$

Sendo:

φ_t : Ângulo de pressão transversal

m_N : Razão de compartilhamento de carga

$$m_G = \frac{N_G}{N_P} = \frac{d_G}{d_P} \quad (20)$$

Sendo:

N_G : Rotação da coroa

N_P : Rotação do pinhão

d_G : Diâmetro da coroa

d_P : Rotação do pinhão

3.6 Fatores de Segurança

A partir dos valores encontrados de tensão flexional e resistência a crateramento é possível determinar um fator de segurança para falhas por fadiga flexional e por crateramento.

3.6.1 Fator de Segurança para Falha por Fadiga Flexional

Para determinar o fator de segurança para falha de fadiga deve-se levar em consideração os fatores de resistência à flexão admissível, ciclagem de tensões, de temperatura e a confiabilidade do projeto. Com a Equação 21 ficou definido um fator de segurança de 1,92.

$$S_F = \left(\frac{S_t Y_N}{K_T K_R} \right) \frac{1}{\sigma} \quad (21)$$

Sendo:

S_t : Resistência de flexão admissível

Y_N : Fator de ciclagem para tensão de flexão

K_T : Fator de temperatura

K_R : Fator de confiabilidade

σ : Tensão de flexão admissível

Para o valor de K_R considera-se o efeito das distribuições estatísticas de falha por fadiga do material usado, as resistências S_t e S_c são baseadas em uma confiabilidade de 99%, com essa informação é possível encontrar o valor de 1 na Tabela 13.

Tabela 13 – Fatores de Confiabilidade

Confiabilidade	K_R
0,9999	1,50
0,999	1,25
0,99	1,00
0,90	0,85
0,50	0,70

Fonte: Shigley (2011).

O valor de K_T é de 1,00 até temperaturas de 120°C, em casos superiores a isto deve-se usar um valor maior que a unidade. A caixa Seletora em questão não ultrapassa o valor de 120°C portanto será usado o valor de 1,00.

O Fator de ciclagem de tensão de flexão é definido como um mínimo de 10^7 ciclos de carga aplicada, para este valor Y_N é igual a 1,00. Para outros números de ciclos e necessário calcular o valor do fator de acordo com a AGMA.

A tensão de flexão admissível usada foi a calculada no tópico 3.5.1.

3.6.1.1 Resistência de Flexão Admissível (S_t)

A determinação desta resistência é indicada pela Figura 16, em que se seleciona o valor de 75000 psi (517MPa) pelo material de aço carbonetado e endurecido grau 3.

Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima ¹	Número de tensão de flexão admissível		
			Grau 1	S_t , ² psi Grau 2	Grau 3
Aço ³	Endurecido por completo	Ver Figura 14-2	Ver Figura 14-2	Ver Figura 14-2	—
	Endurecido ⁴ por chama ⁴ ou indução com padrão ⁵ tipo A	Ver Tabela 8*	45000	55000	—
	Endurecido ⁴ por chama ⁴ ou indução com padrão ⁵ tipo B	Ver Tabela 8*	22000	22000	—
	Carbonetado e endurecido	Ver Tabela 9*	55000	65000 ou 70000 ⁶	75000
	Nitretado ^{4,7} (aços endurecidos por completo)	83,5 HR 15N	Ver Figura 14-3	Ver Figura 14-3	—
Nitalloy 134M, Nitalloy N, e 2,5% de cromo (sem alumínio)	Nitretado ^{4,7}	87,5 HR 15N	Ver Figura 14-4	Ver Figura 14-4	Ver Figura 14-4

**Figura 16 – Valores para resistência a flexão.
Fonte: Shigley (2011).**

3.6.2 Fator de segurança para falha por crateramento

Para determinar o fator de segurança para falha por crateramento deve-se levar em consideração os fatores de resistência de contato admissível, de ciclagem, de temperatura e a confiabilidade do projeto. Com a Equação 22 ficou definido um fator de segurança de 1,36.

$$S_H = \left(\frac{S_c Z_N C_H}{K_T K_R} \right) \frac{1}{\sigma_c} \quad (22)$$

Sendo:

S_c : Resistência de contato admissível

Z_N : Fator de ciclagem

C_H : Fator de razão de dureza para resistência ao crateramento

K_R : Fator de confiabilidade

σ_c : Tensão de contato admissível

O valor para o fator de Ciclagem segue o conceito do valor de ciclagem de tensões e ficou determinado em 10^7 ciclos e é igual a 1,00. Assim como o Fator de temperatura é igual a 1,00 para temperaturas menores que 120°C . A tensão de Contato Admissível usado foi a calculado no tópico 3.5.2.

3.6.2.1 Resistência de Contato Admissível (S_c)

A determinação desta resistência é indicada pela Figura 17, em que se seleciona o valor de 225000 psi (1986MPa) pelo material de aço carbonetado e endurecido grau 3.

Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima ¹	Número de tensão de contato admissível, ² <i>S_c</i> , psi		
			Grau 1	Grau 2	Grau 3
Aço ³	Endurecido ⁴ por completo	Ver Figura 14-5	Ver Figura 14-5	Ver Figura 14-5	—
	Endurecido ⁵ por chama ⁵ ou indução	50 HRC	170 000	190 000	—
		54 HRC	175 000	195 000	—
	Carbonetado e endurecido ⁵	Ver Tabela 9	180 000	225 000	275 000
	Nitretado ⁵ (aços endurecidos por completo)	83.5 HR15N	150 000	163 000	175 000
84.5 HR15N		155 000	168 000	180 000	
2,5% de cromo (sem alumínio)	Nitretado ⁵	87.5 HR15N	155 000	172 000	189 000
Nitralloy 135M	Nitretado ⁵	90.0 HR15N	170 000	183 000	195 000
Nitralloy N	Nitretado ⁵	90.0 HR15N	172 000	188 000	205 000
2,5% de cromo (sem alumínio)	Nitretado ⁵	90.0 HR15N	176 000	196 000	216 000

Figura 17 – Resistência de contato admissível segundo AGMA.
Fonte: Shigley (2011).

3.7 Eixos

Outro ponto importante do projeto são os cálculos dos eixos, serão 5 eixos no total dentro da caixa seletora. Apenas um terá carregamento de 2 engrenagens, os outros apresentam apenas carregamento de uma.

3.7.1 Tensões

No eixo devem ser consideradas as tensões de flexão e torção visto que as cargas axiais são muito pequenas em comparação com as outras citadas. Além disso devem ser analisadas as componentes médias e alternadas

3.7.1.1 Concentradores de Tensão

Por possuir algumas diferenças de seções além de chanfros para as chavetas deve-se considerar alguns fatores de concentração de tensão para o cálculo. Esses fatores devem ser usados nos cálculos de cisalhamento e de tensão. É possível definir estes fatores com as Equações 23 e 24 encontradas no Shigley (2011).

$$K_{fs} = 1 + q_{cis}(K_{ts} - 1) \quad (23)$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (24)$$

Sendo:

K_{fs} : Fator de concentração de tensão de cisalhamento

q_{cis} : Sensitividade do entalhe (Cisalhamento)

K_{ts} : Fator de tensão teórico (Cisalhamento)

K_f : Fator de concentração de tensão de flexão

q : Sensitividade do entalhe (Flexão)

K_t : Fator de tensão teórico (Flexão)

3.7.1.1.1 Sensitividade dos entalhes (q e q_{cis})

Estes fatores de sensibilidade do entalhe estão diretamente relacionados ao raio do entalhe e a tensão última de cisalhamento do material escolhido para a tensão de Flexão e ao aço escolhido para a tensão de cisalhamento. Na

Figura 18 é possível definir o valor de 0,85 para q e na

Figura 19 um valor de 0,9 para q_{cis} .

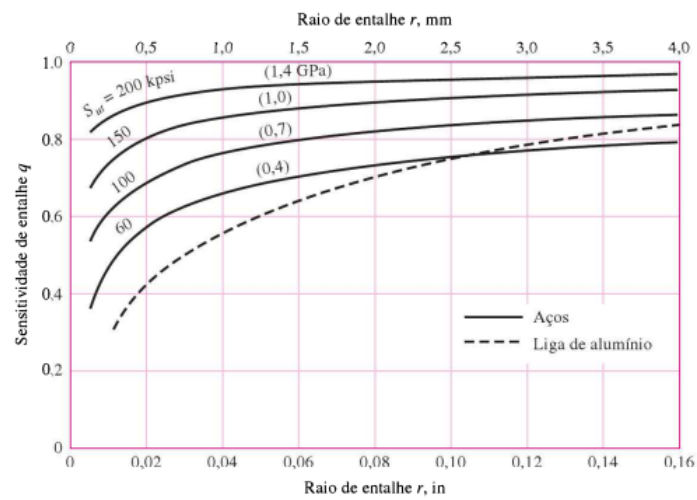


Figura 18 – Sensitividade do Entalhe para Eixo em Flexão.
Fonte: Shigley (2011).

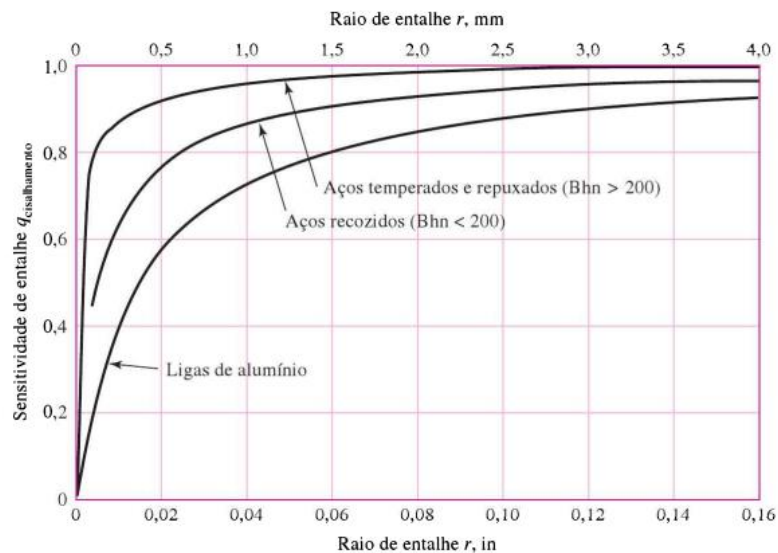


Figura 19 – Sensitividade ao Entalhe para Eixo em Cisalhamento.
Fonte: Shigley (2011).

3.7.1.1.2 Concentradores de Tensão Teóricos (K_t e K_{ts})

Estes fatores de concentração de tensão estão relacionados com o sulco do eixo e seus diâmetros maior e menor. Nas Figura 20 e Figura 21 são indicados os valores para o eixo projetado, sendo os concentradores de tensão de flexão e torção vistos na Tabela 14.

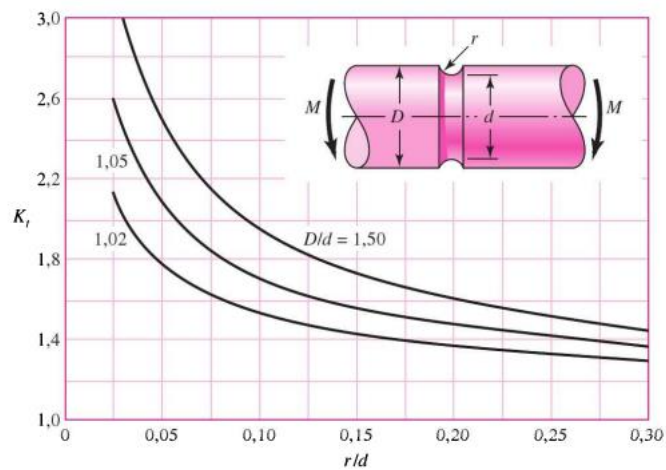


Figura 20 – Fator K_t para Barra Redonda Sulcada em Flexão.
Fonte: Shigley (2011).

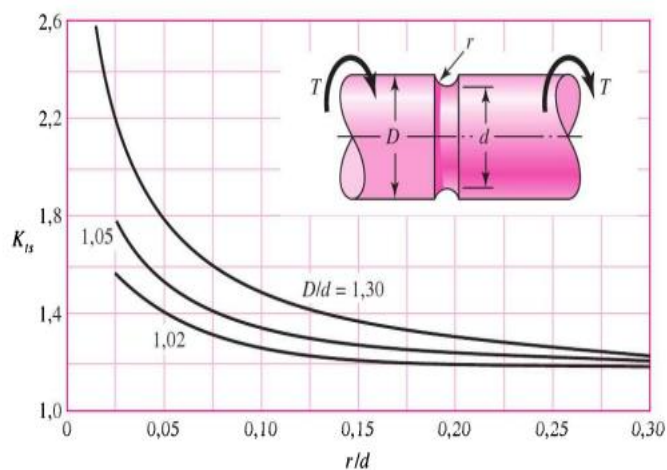


Figura 21 – Fator K_{ts} para Barra Redonda Sulcada em Torção.
Fonte: Shigley (2011).

Tabela 14 – Fatores de Concentração de Tensão.

Componentes	K_f	K_{fs}
Eixos	2,02	1,54

Fonte: Autoria Própria.

3.7.1.2 Tensão de Flexão

A tensão de flexão estará presente no caso de qualquer momento fletor atuante no eixo. Seu cálculo é dado pelas Equações 25 e 26.

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a c}{I} \quad (25)$$

$$\sigma_m = K_f \frac{M_m c}{I} \quad (26)$$

Sendo:

σ_a : Tensão flexional alternada

M_a : Momento fletor alternante

c : Distância para linha neutra

I : Momento de inércia do eixo

σ_m : Tensão flexional média

M_m : Momento médio

3.7.1.3 Tensão de cisalhamento

A tensão de cisalhamento é vista em casos de ação de torção no eixo, será analisado o ponto em que a tensão seja máxima visto que ele varia ao longo do eixo. Para os cálculos são usadas as Equações 27 e 28.

$$\tau_a = K_{fs} \frac{T_a c}{J} \quad (27)$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{T_m c}{J} \quad (28)$$

Sendo:

τ_a : Tensão cisalhante alternada

T_a : Torção alternada

J : Momento de inércia polar

τ_m : Tensão cisalhante média

T_m : Torção média

3.7.1.3.1 Eixo Principal

Na Figura 23 observa-se o eixo principal no qual o torque chega no sentido anti-horário na caixa seletora que é transmitido para os eixos secundário D e E que giram no sentido horário. Em um primeiro instante, quando a tração dianteira se encontra desengatada, foi considerada apenas uma força pontual no centro da chaveta da engrenagem E2 de 5725,8 N, a carga tangencial da engrenagem. Em sequência na Figura 25 foram aplicadas duas cargas pontuais iguais às anteriores, porém com a tração nas 4 rodas, logo uma força igual é aplicada na posição da Engrenagem E5. Na Figura 24 e na Figura 26 é possível ver os gráficos de momento fletor dos eixos nas respectivas condições. O cálculo da flecha foi feito a partir da Figura 22 e Equação 29, retirados de Gere (2003), uma carga unitária e foi encontrado um valor de 0,093 mm.

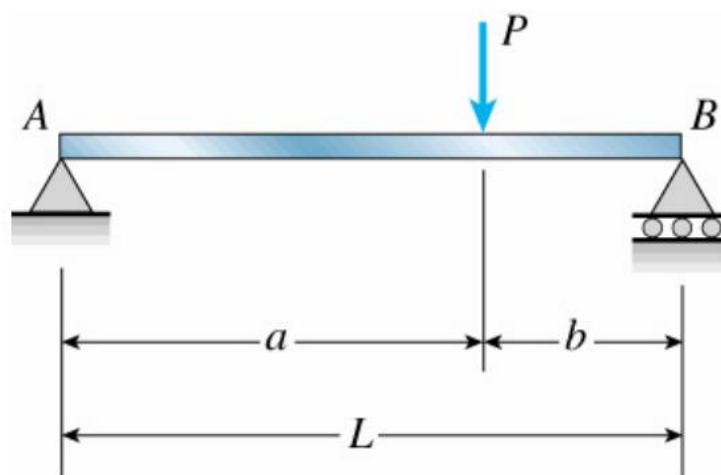


Figura 22 – Deflexão do Eixo.
Fonte: Gere (2003).

$$\delta_c = -v\left(\frac{L}{2}\right) = \frac{Pb(3L^2 - 4b^2)}{48EI} \quad (28)$$

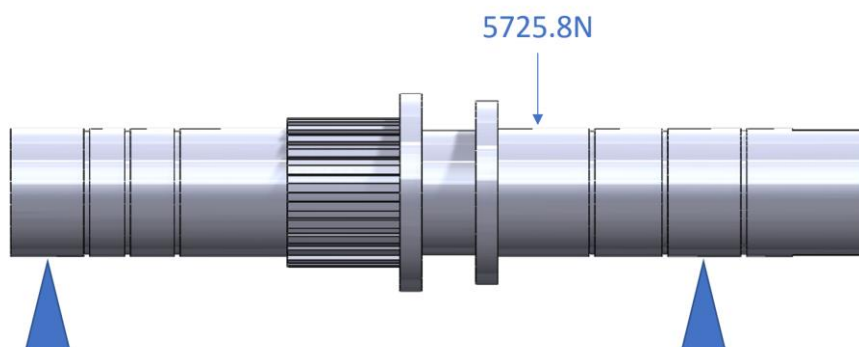


Figura 23 - DCL Eixo Principal Desengatado.
Fonte: Autoria Própria.

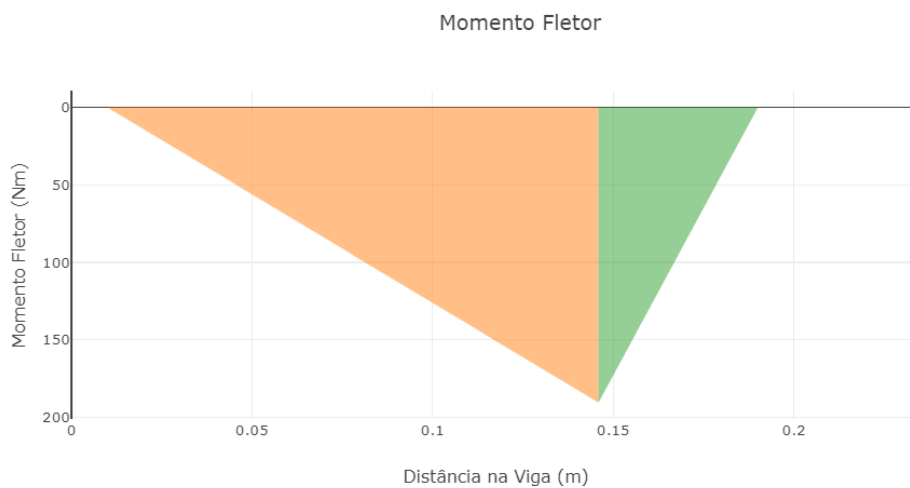


Figura 24 - Diagrama de Momento Fletor Eixo Principal Desengatado.
Fonte: Autoria Própria.

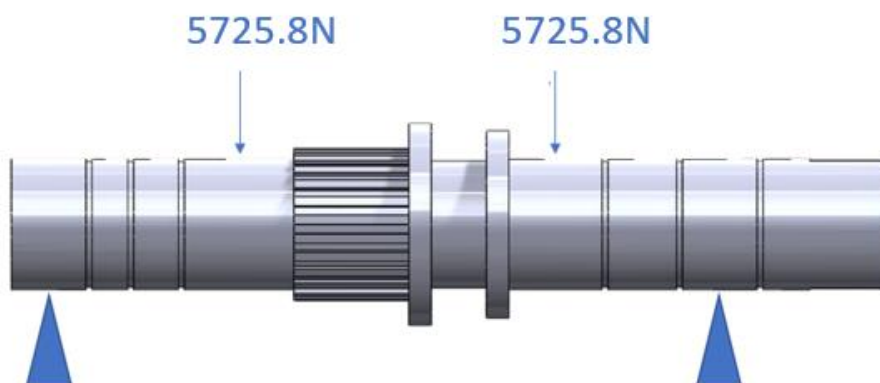


Figura 25 – DCL Eixo Principal Engatado.
Fonte: Autoria Própria.

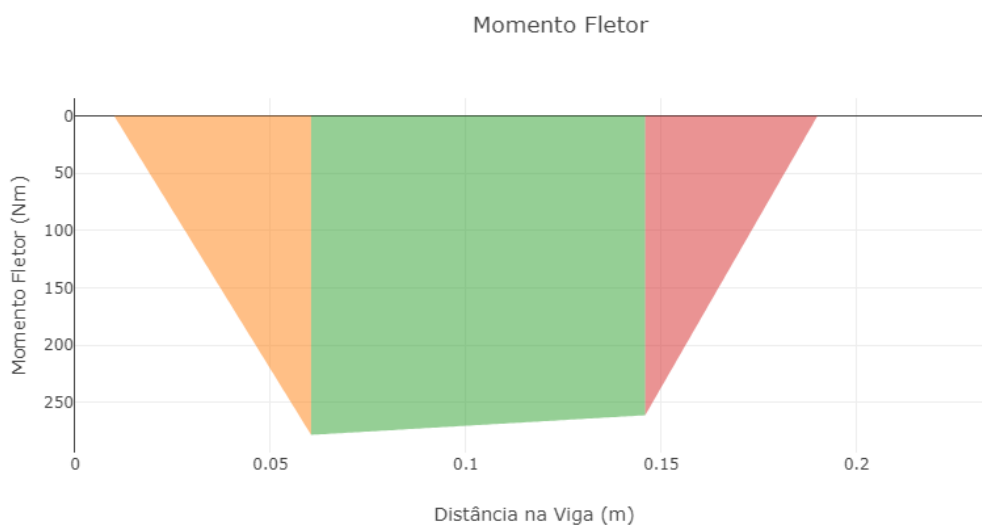


Figura 26 – Diagrama de Momento Fletor Eixo Principal Engatado.
Fonte: Autoria Própria.

3.7.1.3.2 Eixo de Saída Dianteiro (Eixo C)

Na Figura 27 observa-se o eixo que leva potência para as rodas dianteiras quando engatado no sentido anti-horário. Para a força de reação da engrenagem no eixo foi considerada uma carga pontual neste no ponto indicado na figura. Na Figura 28 é dado o diagrama de momento fletor do mesmo.

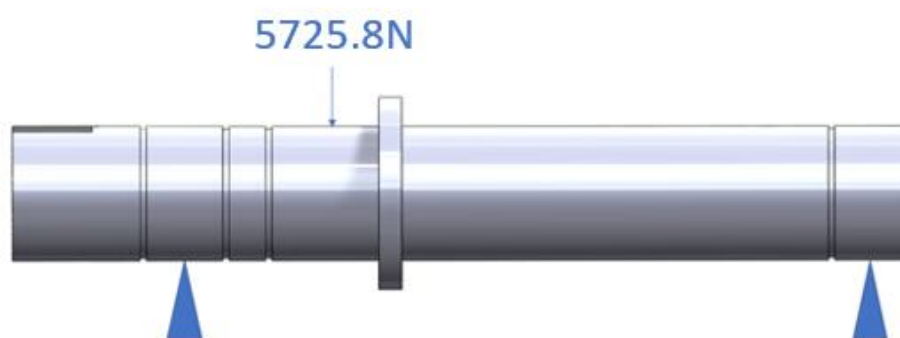


Figura 27 – DCL Eixo de Saída Rodas Dianteiras.
Fonte: Autoria Própria.

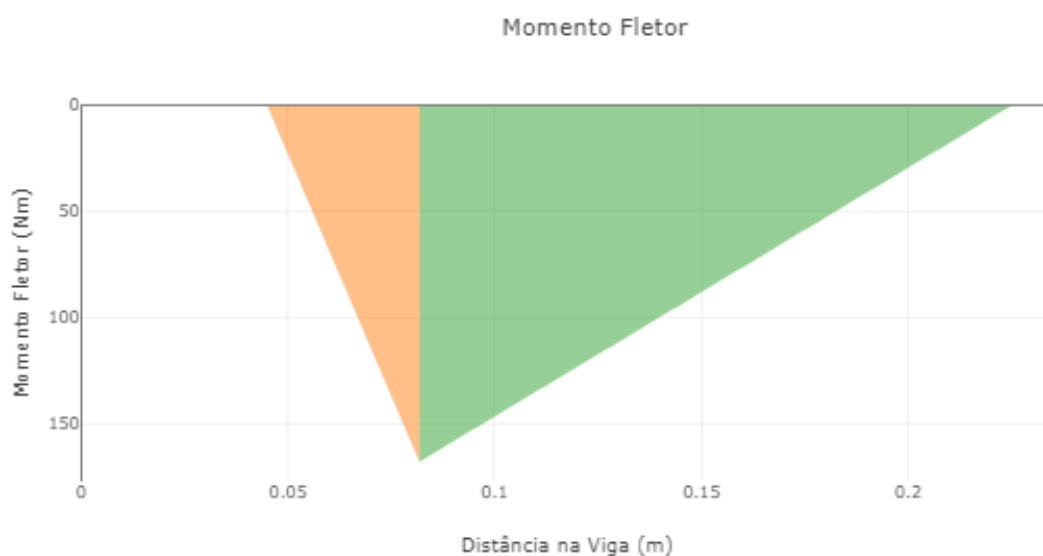


Figura 28 – Diagrama de Momento Fletor do Eixo de Saída das Rodas Dianteiras.
Fonte: Autoria Própria.

3.7.1.3.3 Eixo de Saída Traseiro (Eixo B)

Na Figura 29 o eixo no qual é transmitido o torque para as rodas traseiras no sentido anti-horário, neste caso só é considerado o caso em que ele recebe todo o torque, pois é o caso em que se exige mais do eixo. Na Figura 30 mostra-se o diagrama de momento fletor do eixo.

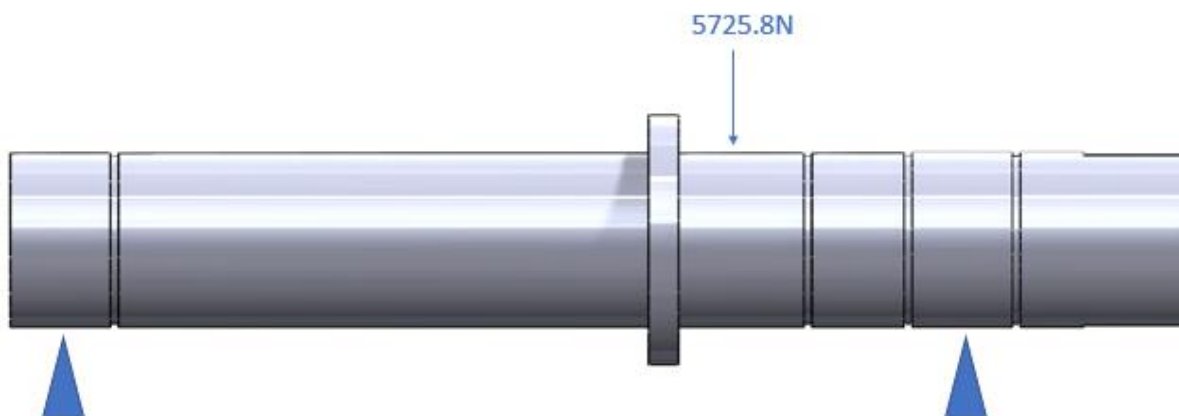


Figura 29 – DCL Eixo de Saída das Rodas Traseiras.
Fonte: Autoria Própria.

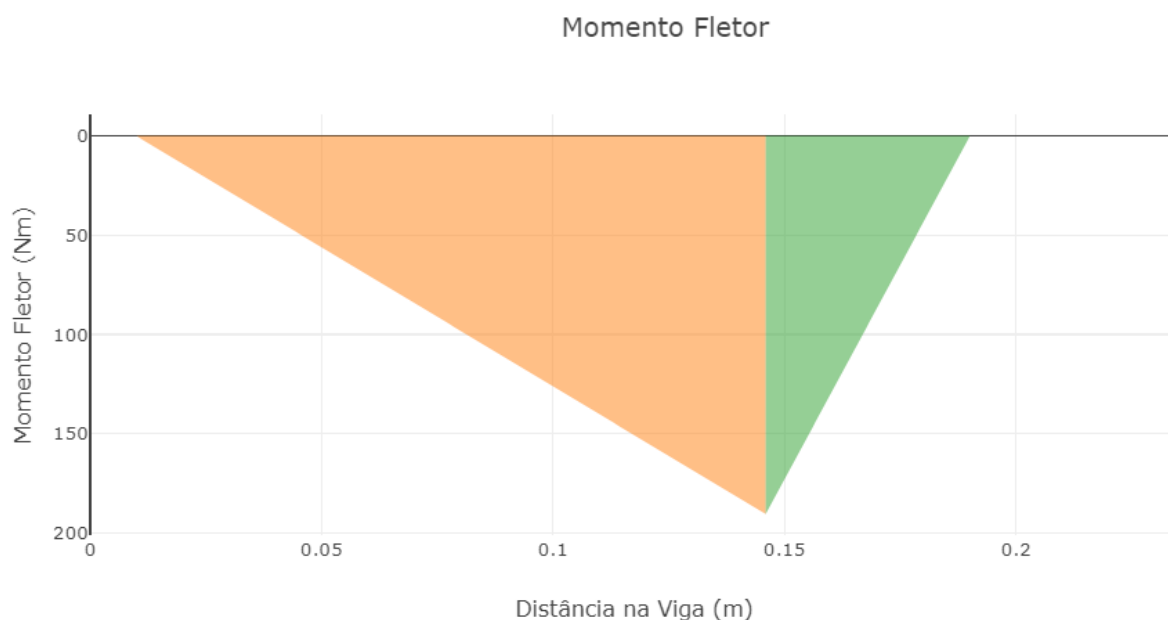


Figura 30 – Diagrama de Momento Fletor Eixo de Saída das Rodas Traseiras.
Fonte: Autoria Própria.

3.7.1.3.4 Eixos Secundários D e E

Estes servem apenas de suporte para a transmissão do torque no sentido certo e são vistos na Figura 31, portanto as cargas exercidas no eixo não são maiores que nos principais, tornando dispensável uma análise detalhada.

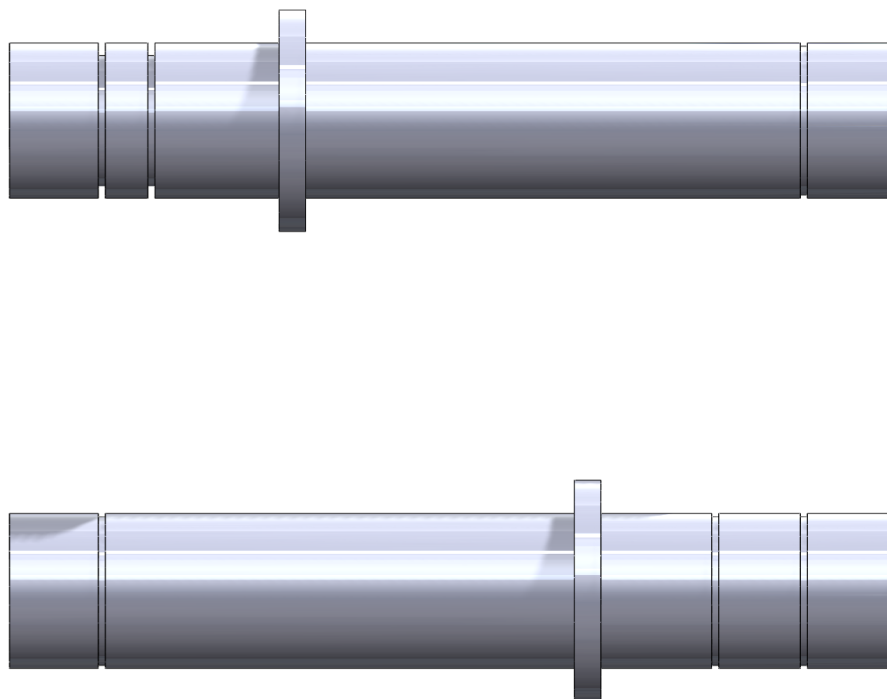


Figura 31 – Eixos Secundários

3.7.2 Resultados das Tensões no Eixo

É de extrema importância que o projeto passe por uma análise de falhas, para identificar possíveis problemas e contorná-los antes da finalização. O projeto da caixa seletora leva em consideração, para seus eixos, os critérios de falha por escoamento e falha por fadiga.

Na Tabela 15 e Tabela 16 é possível obter os valores de tensões de flexão e cisalhamento para os cálculos de falha.

Tabela 15 – Tensão Flexional dos Eixos.

Componente	σ	σ_m	σ_a	Unit
Eixo Principal Desengatado	91,5	0,0	91,5	MPa
Eixo Principal Engatado	133,6	0,0	133,6	MPa
Eixo de Saída R. Dianteira	80,4	0,0	80,4	MPa
Eixo de Saída R. Traseira	91,5	0,0	91,5	MPa

Fonte: Autoria Própria.

Tabela 16 – Tensão Cisalhante dos Eixos.

Componente	τ	τ_m	τ_a	Unit
Eixo Principal Desengatado	78,58	48,36	30,22	MPa
Eixo Principal Engatado	78,58	48,36	30,22	MPa
Eixo de Saída R. Dianteira	78,58	48,36	30,22	MPa
Eixo de Saída R. Traseira	78,58	48,36	30,22	MPa

Fonte: Autoria Própria.

3.7.2.1 Falha por fadiga

A falha sob fadiga ocorre pela ação de tensões repetidas ou flutuantes, independente dos níveis máximos estarem abaixo do limite de resistência do material e até mesmo abaixo do limite de escoamento. Porém, são necessárias muitas repetições até a falha. Esta é normalmente visível e notada com antecedência e deve-se substituir a peça antes que ocorra uma fratura. As análises seguem o critério de Goodman modificado visto na Figura 32 e são utilizadas as Equações 30 a 32 associando as tensões flutuantes da peça com o limite de endurance (S_e), o de escoamento (S_y) e o de resistência (S_{ut}).

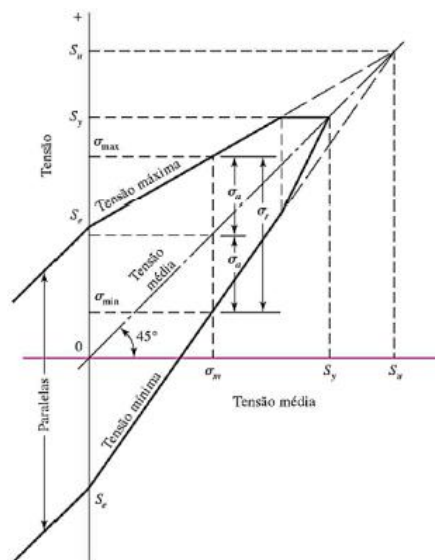


Figura 32 – Diagrama de Goodman modificado.
Fonte: Shigley (2011).

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (30)$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad (31)$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \quad (32)$$

Sendo:

n : Fator de Segurança para Fadiga

σ'_a : Tensão Equivalente de VM Alternada

σ'_m : Tensão Equivalente de VM Média

3.7.2.2 Falha por escoamento

Para a falha por Escoamento será utilizada a Equação 33 de Von Misses que combina a tensão de flexão com a tensão cisalhante a fim de gerar uma tensão combinada no eixo. Ao extrair a máxima tensão é possível comparar com o limite de escoamento do material revelando se o eixo é próprio para uso.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (33)$$

3.7.3 Fatores de Segurança

O material foi definido a partir dos esforços calculados, e para alinha os objetivos de custo e segurança foi escolhido o Aço SAE 8620. Este é um aço fácil de se encontrar na maioria dos fornecedores.

Na Tabela 17 é possível identificar os valores para os coeficientes de segurança dos eixos seguindo o critério de Von Misses, considerando um valor médio de S_{ut} de 760MPa para o aço SAE 8620.

Tabela 17 – Tensão de Von Misses dos Eixos e Fatores de Segurança.

Componente	VM [MPa]	s_{ut}[MPa]	FS
Eixo Principal Desengatado	164,0	760,0	4,63
Eixo Principal Engatado	158,1	760,0	4,80
Eixo de Saída R. Dianteira	190,8	760,0	3,98
Eixo de Saída R. Traseira	164,0	760,0	4,63

Fonte: Autoria Própria.

Na Tabela 18 é possível verificar os valores obtidos utilizando a equação de Goodman modificado. Nesta é possível indicar que quando o fator de segurança é maior do que 1 a peça tem característica de vida infinita.

Tabela 18 – Fatores de Segurança de Goodman Modificado

Componente	FS
Eixo Principal Desengatado	2,6
Eixo Principal Engatado	2,8
Eixo de Saída R. Dianteira	2,0
Eixo de Saída R. Traseira	2,6

Fonte: Aatoria Própria.

3.8 MECANISMO DE ENGATE

O mecanismo de troca entre tração integral e tração traseira será feito com base em uma peça deslizante no eixo que será acoplada à engrenagem quando uma alavanca for acionada. Observa-se na Figura 33 e Figura 34, na engrenagem que transmitirá o torque para a dianteira do veículo se encontram pinos, estes se acoplam nos entalhes da peça anterior de forma que o formato desta peça auxiliar o amortecimento para evitar impactos que possam danificar o sistema.

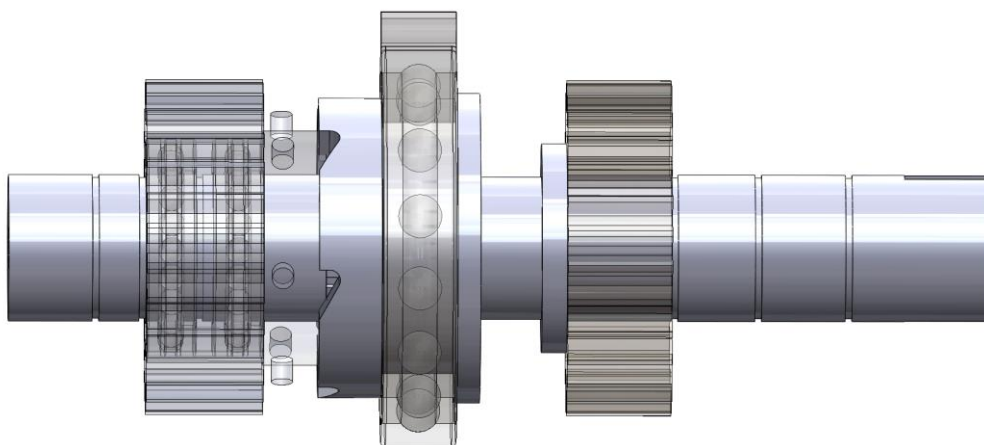


Figura 33 – Eixo com Peça de Engate Desengatada.
Fonte: Autoria Própria

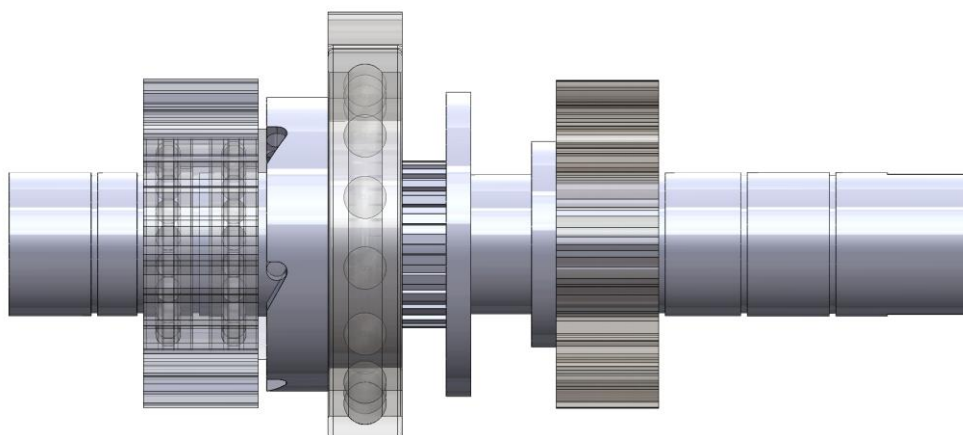


Figura 34 – Eixo com Peça de Engate Engatada.
Fonte: Autoria Própria.

Observa-se o sistema desengatado na Figura 35 e engatado na Figura 36. Seu funcionamento é simples, basta adicionar uma alavanca para deslizar a peça sob o eixo de entrada para engatar e desengatar a transmissão para dianteira. Na Figura 37 é possível ver o acoplamento de uma alavanca genérica.

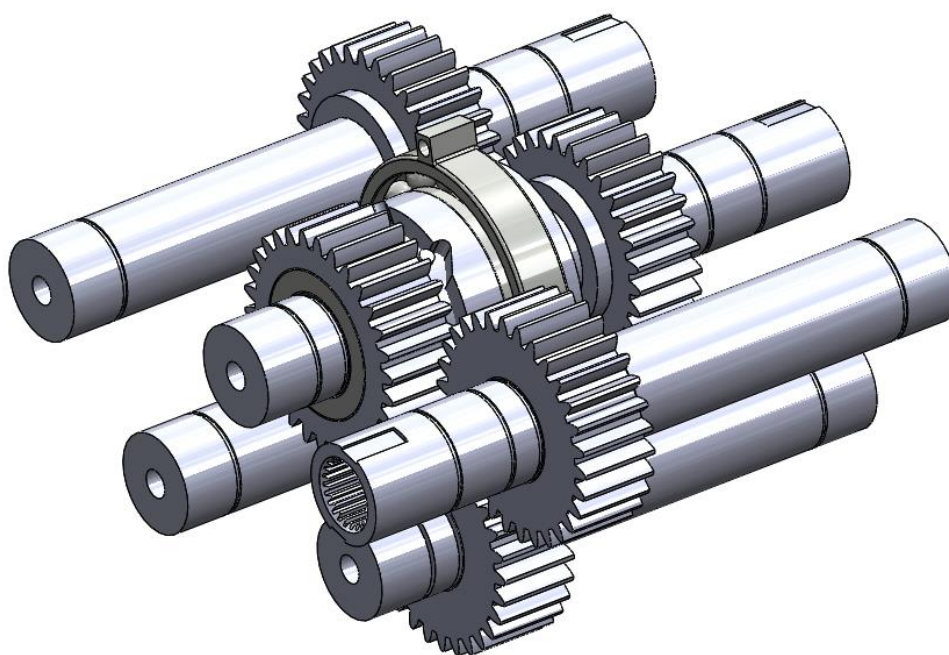


Figura 35 – Sistema de Seleção de Transmissão Desengatado.
Fonte: Autoria Própria.

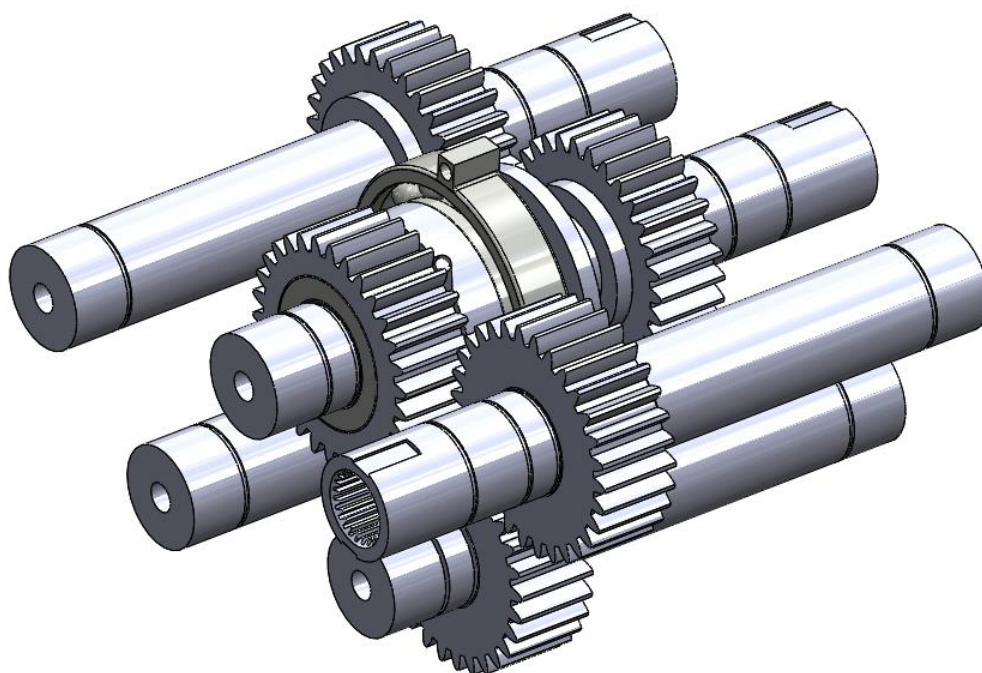


Figura 36 - Sistema de Seleção de Transmissão Engatado.
Fonte: Autoria Própria.

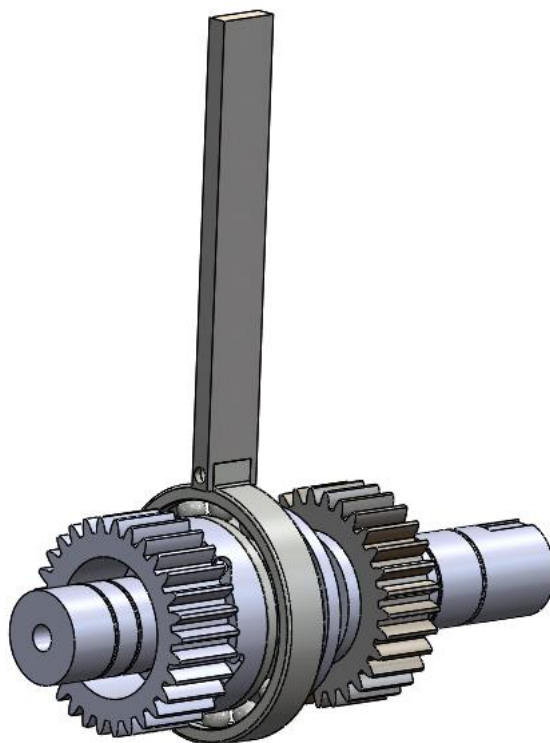


Figura 37 – Acoplamento da Alavanca.
Fonte: Autoria Própria.

3.9 Funcionamento

Para a caixa seletora projetada mudar os tipos de tração é necessário ter o protótipo desligado e sem movimento. A Figura 38 mostra a caixa na posição desengatada onde é necessário deslocar a marcha lateralmente para destravá-la e após isso para frente, assim engatando a tração 4X4.

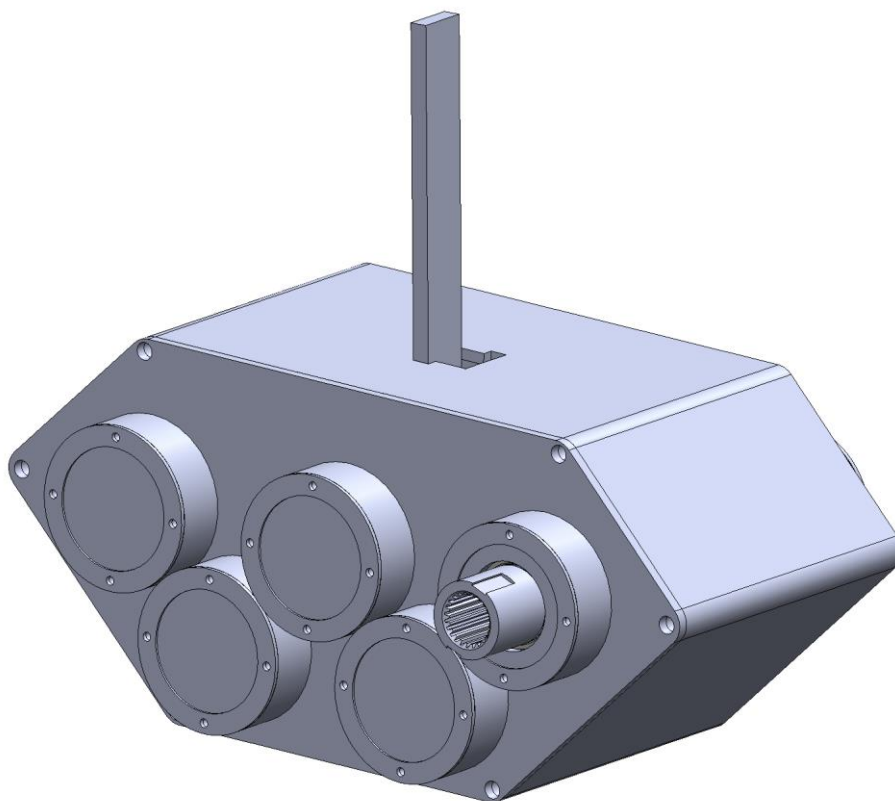


Figura 38 – Caixa Seletora com Marcha Desengatada

3.10 Rolamentos

O método de escolha para os rolamentos foi determinado após os dimensionamentos principais dos eixos e engrenagens, desta forma foram escolhidos os rolamentos que se adequassem às dimensões exigidas e que suportassem os esforços realizados.

Os rolamentos escolhidos foram da fabricante SKF e são os seguintes: SKF NA 4907, SKF 6012 e SKF 51107 e. O primeiro é do tipo rolo de agulhas e os dois últimos são do tipo axial de esfera.

Na Tabela 19 são informadas as cargas suportadas pelos rolamentos. E na Figura 39 são vistos os rolamentos acoplados.

Tabela 19 – Cargas suportadas pelos Rolamentos.

Rolamento	Carga Dinâmica Básica	Carga Estática Básica	Unit
SKF NA 4907	31,9	54,0	kN
SKF 6012	30,7	23,2	kN
SKF 51107	19,9	51,0	kN

Fonte: Autoria Própria.

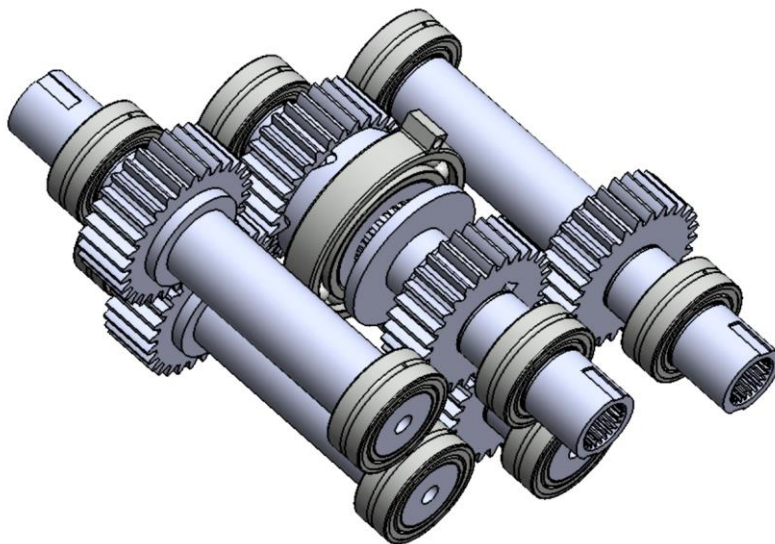


Figura 39 – Rolamentos acoplados.
Fonte: Autoria Própria.

3.11 Chavetas

As chavetas designadas para o projeto foram escolhidas conforme a Figura 40, com isto é possível definir as dimensões da chaveta com base no diâmetro do eixo. Shigley (2011) recomenda que o comprimento da chaveta não seja maior que 1,5 vezes o diâmetro do eixo que será utilizado.

Considerando um aço SAE 1020 com 350 MPa de Tensão de escoamento, foram feitos os cálculos necessários para definir um comprimento mínimo para a chaveta, assim verificando se o espaço seria suficiente utilizando a Equação 34.

$$L = \frac{F \cdot 2n}{S_y \cdot b} \quad (34)$$

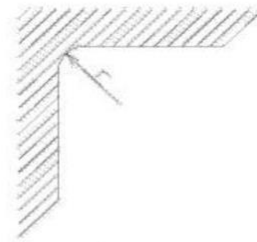
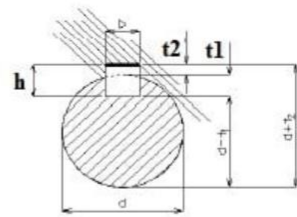
Sendo:

F : Força de Compressão na Chaveta

n : Fator de Segurança

S_y : Tensão de Escoamento

b : Largura da chaveta



Ø do eixo d		Dimensões da chaveta Aço AISI 1045 Trefilado		Prof. Do rasgo no eixo		Prof. Do rasgo no cubo		Aredondamento no fundo do rasgo r, p/ o eixo e cubo.	
Acima de	Até	Largura b	Altura h	t ₁	Tolerância Admissível	t ₂	Tolerância Admissível	máximo	mínimo
6	8	2	2	1,2	+0,1	1	+0,1	0,16	0,08
8	10	3	3	1,8	+0,1	1,4	+0,1	0,16	0,08
10	12	4	4	2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,16	0,08
12	17	5	5	3	+0,1	2,3	+0,1	0,25	0,16
17	22	6	6	3,5	+0,1	2,8	+0,1	0,25	0,16
22	30	8	7	4	+0,2	3,3	+0,2	0,25	0,16
30	38	10	8	5	+0,2	3,3	+0,2	0,4	0,25
38	44	12	8	5	+0,2	3,3	+0,2	0,4	0,25
44	50	14	9	5,5	+0,2	3,8	+0,2	0,4	0,25
50	58	16	10	6	+0,2	4,3	+0,2	0,4	0,25
58	65	18	11	7	+0,2	4,4	+0,2	0,4	0,25
65	75	20	12	7,5	+0,2	4,9	+0,2	0,6	0,4
75	85	22	14	9	+0,2	5,4	+0,2	0,6	0,4
85	95	25	14	9	+0,2	5,4	+0,2	0,6	0,4
95	110	28	16	10	+0,2	6,4	+0,2	0,6	0,4

Figura 40 – Tabela Chaveta.
Fonte: Abecom

Lembrando que o torque em todas as engrenagens é o mesmo e todos os eixos têm o mesmo diâmetro de 35mm, para um fator de segurança de 2 a chaveta deve possuir no mínimo 10,9mm de comprimento 10mm de largura e 8 mm de altura.

3.12 Vedação da Marcha de Engate

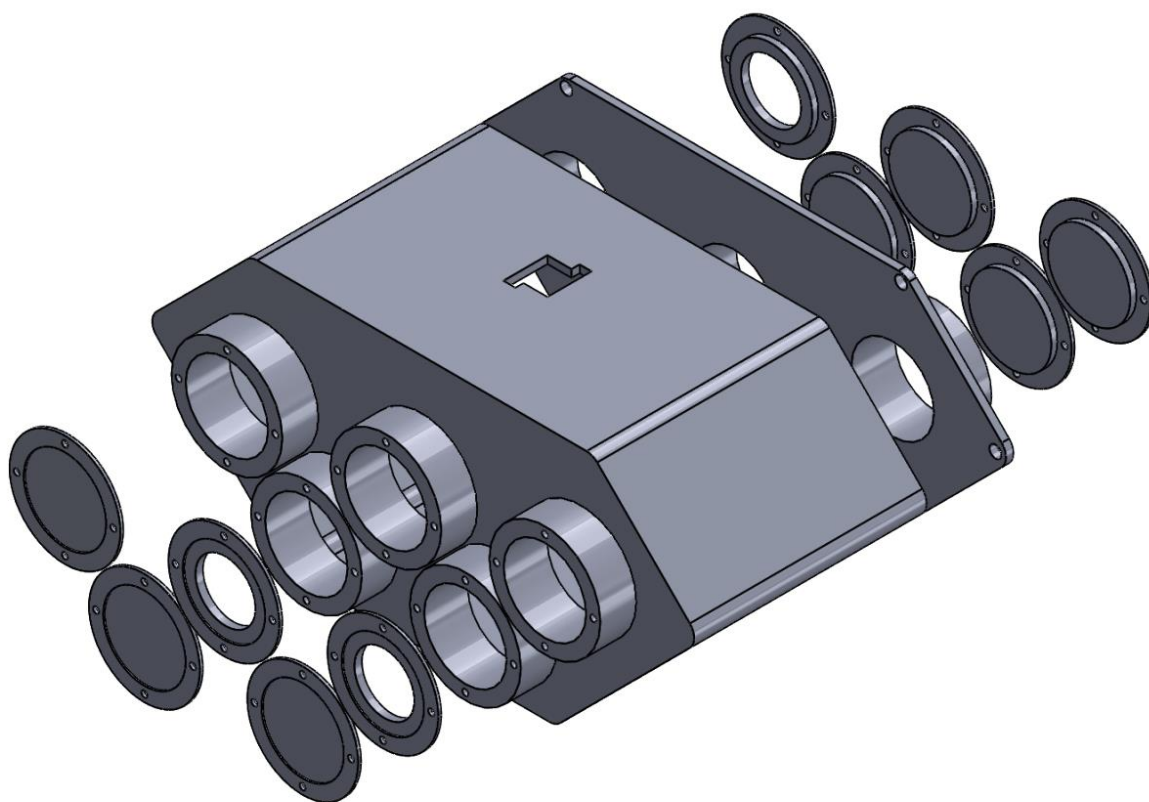
Para evitar que o óleo lubrificante presente na caixa seletora escape em casos de capotamento ou tombamento é necessário pensar em uma vedação que não impeça a mudança de tração. Para isto foi escolhido um material de borracha para ser fixado na parte superior da caixa. Uma solução comercial e com baixo custo foi encontrada para suprir essa necessidade, esta é vista na Figura 41



**Figura 41 – Borracha para Alavanca de Câmbio.
Fonte:AliaExpress.**

3.13 Invólucro

Na Figura 42 observa-se o invólucro da caixa seletora, que tem finalidade de proteger os componentes internos neste caso é possível projetar uma caixa seletora com engrenagens para um protótipo Baja SAE, sendo ela usada apenas para transmissão de torque. Foi visto o passo a passo desde os cálculos de torque até as tensões no eixo, além de um esboço da peça que será uma das mais importantes no projeto, o mecanismo de troca.



**Figura 42 – Invólucro da Caixa Seletora.
Fonte: Autoria Própria.**

4 CONCLUSÃO

Projetou-se uma caixa seletora com engrenagens de dentes retos para um protótipo Baja SAE, usada apenas para transmissão de torque. Foi visto o passo a passo desde os cálculos de torque até as tensões no eixo, além de um esboço das peças que formam o conjunto do mecanismo de engate da tração dianteira.

As escolhas do projeto foram balanceadas a fim de ter um projeto conservativamente seguro e que apresente uma duração de vida útil interessante para equipes de Baja. Além disso, durante o projeto as decisões visam ao menor custo possível para ser uma opção interessante para as equipes. O objetivo de ter uma caixa que seja parte do tempo 4x2 e parte 4x4 foi concluído ao desenvolver o mecanismo de forma eficaz e os cálculos do projeto serem positivos.

Os resultados encontrados mostram um fator de segurança mínimo de 1,36 na engrenagem de menor espessura e um peso total de aproximadamente 20kg, um valor alto, porém com margem para alívios de massa devido aos coeficientes de segurança nos eixos.

Por fim, ainda é necessária uma análise mais detalhada em elementos finitos de todos os componentes, de modo que valide os cálculos e que possa contribuir para a otimizações das peças, e como resultado uma fabricação feita de forma impecável por assim evitando qualquer tipo de falha.

5 PROXÍMOS PASSOS

Como sugestão, pode ser feita algumas análises extras como a rigidez do acoplamento, rigidez do invólucro. Além disso uma forma garantir a trava da peça de engate a engrenagem, sugiro um estudo para a aplicação de uma mola e um conjunto de eletroímãs que possibilitem até mesmo o engate de maneira eletrônica.

Por fim vale ressaltar que este protótipo deve transmitir uma grande vibração ao chassi do veículo assim como altos ruídos sonoros, portanto, desenvolver algum tipo de amortecimento para estas vibrações e ruídos seria interessante.

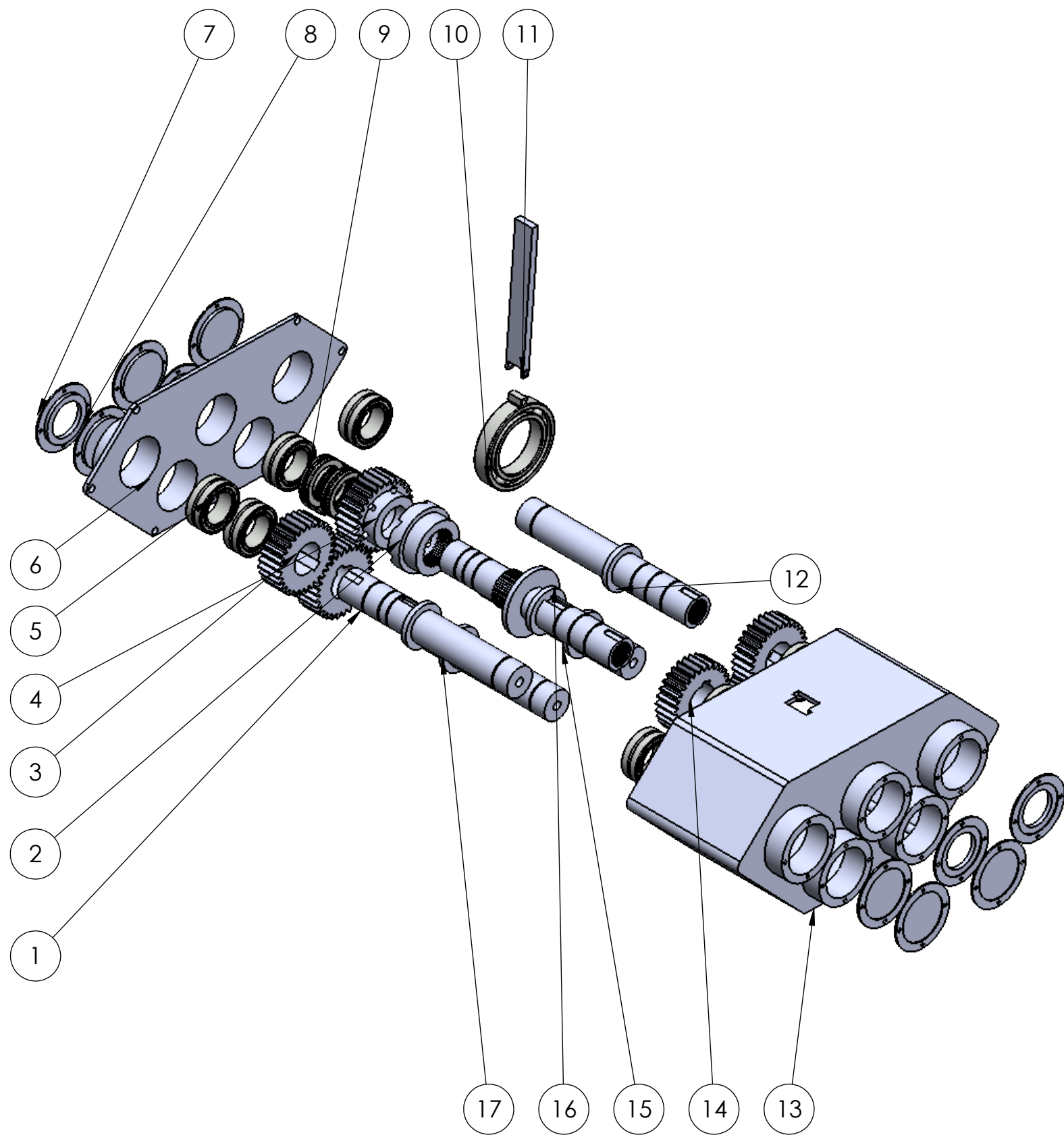
6 REFERÊNCIAS

- [1] ARAUJO, G.; ALMEIDA, R.; OLIVEIRA, T. Estudo de viabilidade de uma transmissão 4x4 AWD em um veículo Baja SAE fundamentado na dinâmica veicular. Trabalho de conclusão de curso, CEFET/RJ, Rio de Janeiro, 2022
- [2] BRIGGS & STRATTON. Racing Engines M19H. Milwaukee. 2021.
- [3] FARAG, M. A brief history of the dreaded CVT transmission. YallaMotor, 2018. Disponível em: <https://uae.yallamotor.com/car-news/a-brief-history-of-the-dreaded-cvt-transmission-5047>. Acesso em: 08 jun. 2023.
- [4] NICOLAZZI, L. Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis. Publicação interna do GRANTE Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, Santa Catarina, 2012.
- [5] SHIGLEY, J. E. Elementos de máquinas de Shigley. 8 ed. Porto Alegre, Bookman, 2011.
- [6] COELHO, A. Diferencial, o que é? Como funciona? Disponível em: <https://www.carrodegareagem.com/diferencial-que-e-como-funciona/>. Acesso em: 08 junho. 2023.
- [7] SPICER. Entendendo os Eixos Cardans. Disponível em: https://spicer.com.br/wp-content/uploads/2022/06/Spicer_Manual_Entendendo_Cardan.pdf. Acesso em: 08 nov. 2022.
- [8] DUARTE, Brenno Tavares; BARRETO, Juliana Ramos; DO AMARAL, Pedro Trindade. Análise de Dinâmica Veicular do Protótipo Baja SAE. 2016. Trabalho de conclusão de curso (Bacharel em Engenharia Mecânica) - CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ, [S. I.], 2016
- [9] MOTORTREND. Transfer Case 101: Understanding 4x4 Fundamentals. Disponível em: <https://www.motortrend.com/how-to/1807-transfer-case-101-understanding-4x4-fundamentals/>. Acesso em: 12 dez. 2022.

[10] Gere, J. M. Mecânica dos Materiais, Editora Thomson Learning, 2003.

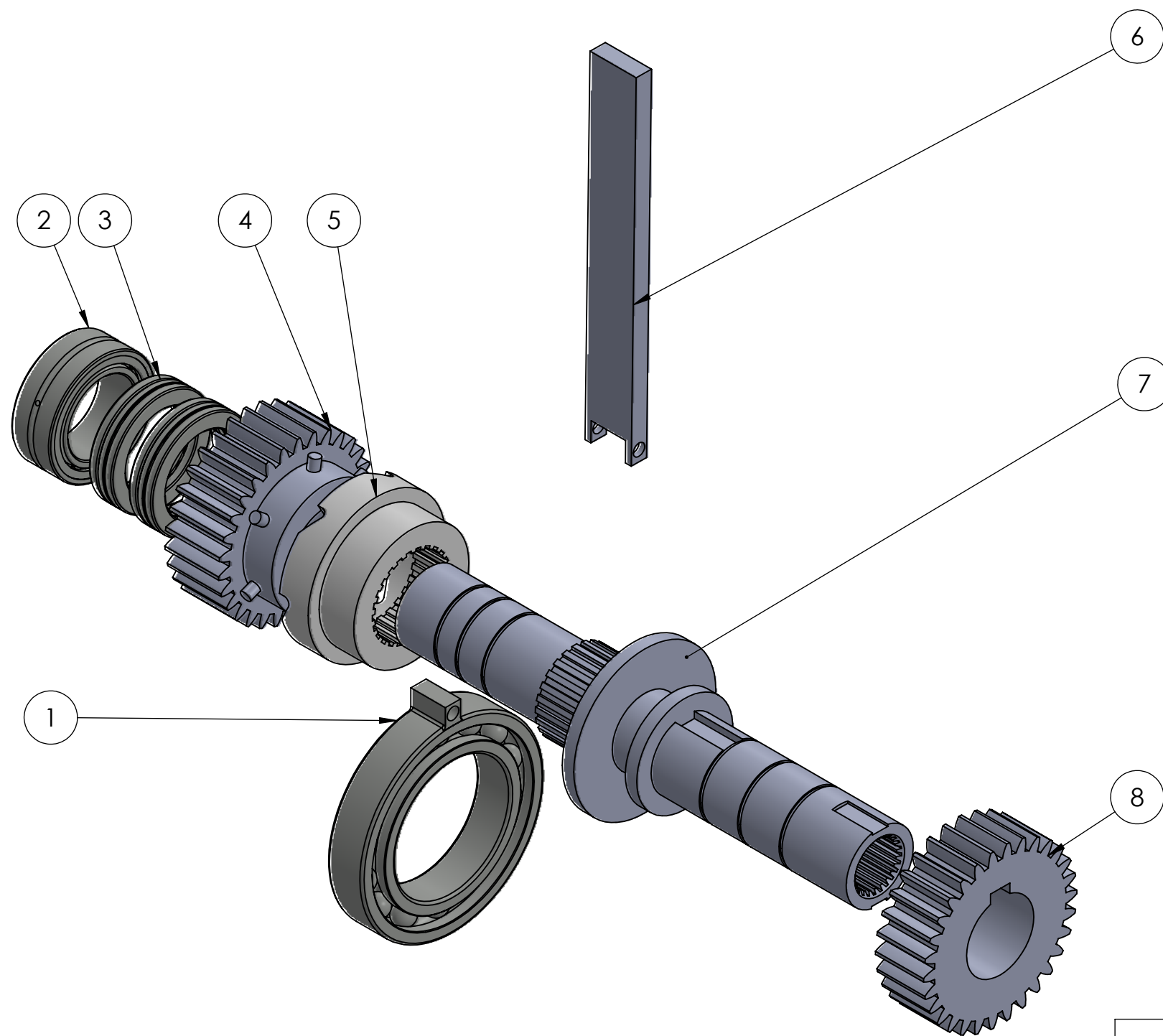
[11] ABECOM. Chaveta mecânica: veja para que serve, principais tipos e aplicações. Disponível em: <https://www.abecom.com.br/chaveta-mecanica/>. Acesso em: 22 mai. 2023.

[12] AliExpress. Borracha para alavanca de câmbio. Disponível em: <https://pt.aliexpress.com/item/1005001671397972.html/>. Acesso em 22 mai. 2023.



1	Eixo Secundário C	1
2	Peça de Engate	1
3	Engreangem E6 e E7	2
4	Engrenagem E5	1
5	Rolamento SKF NA 4907	10
6	Tampa do Invólucro	1
7	Tampa da Casa de Rolamento Aberta	3
8	Tampa da casa de Rolamento Fechada	7
9	Rolamento SKF 51107	1
10	Rolamento SKF 6012	2
11	Alavanca	1
12	Eixo Secundário B	1
13	Invólucro	1
14	Engrenagem E2, E3 e E4	3
15	Eixo Secundário E	1
16	Eixo Principal	1
17	Eixo Secundário D	1
Número	Item	Quantidade

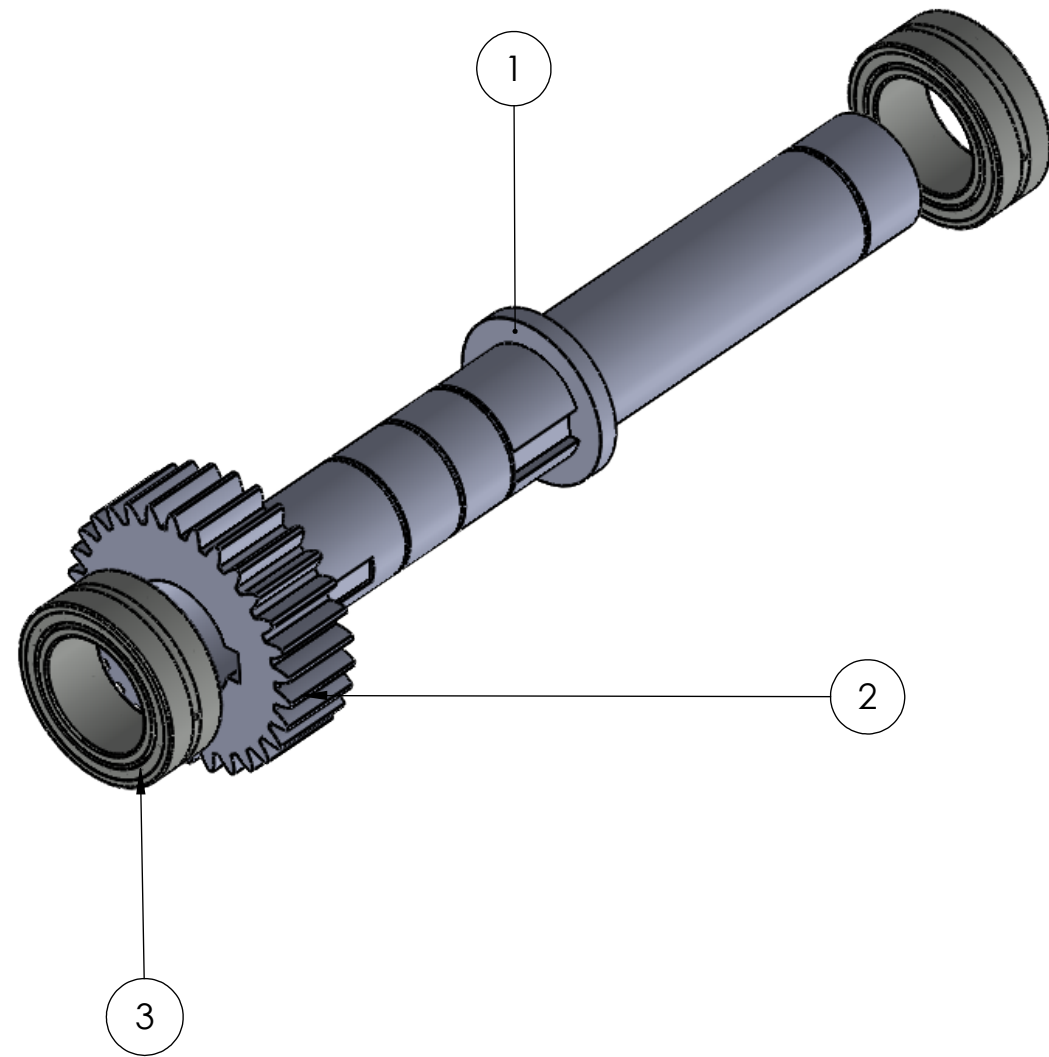
ALUNO	Fellipe Fontes de M. Youle			
PROF	Ricardo A. Brenno D.			
Data	12/06/2023	VISTO		
Esc.:	TÍTULO	UNIDADE	NÚMERO	FOLHA Nº
1:5	Montagem Caixa Seletora	mm		
		NÚMERO DO DESENHO		



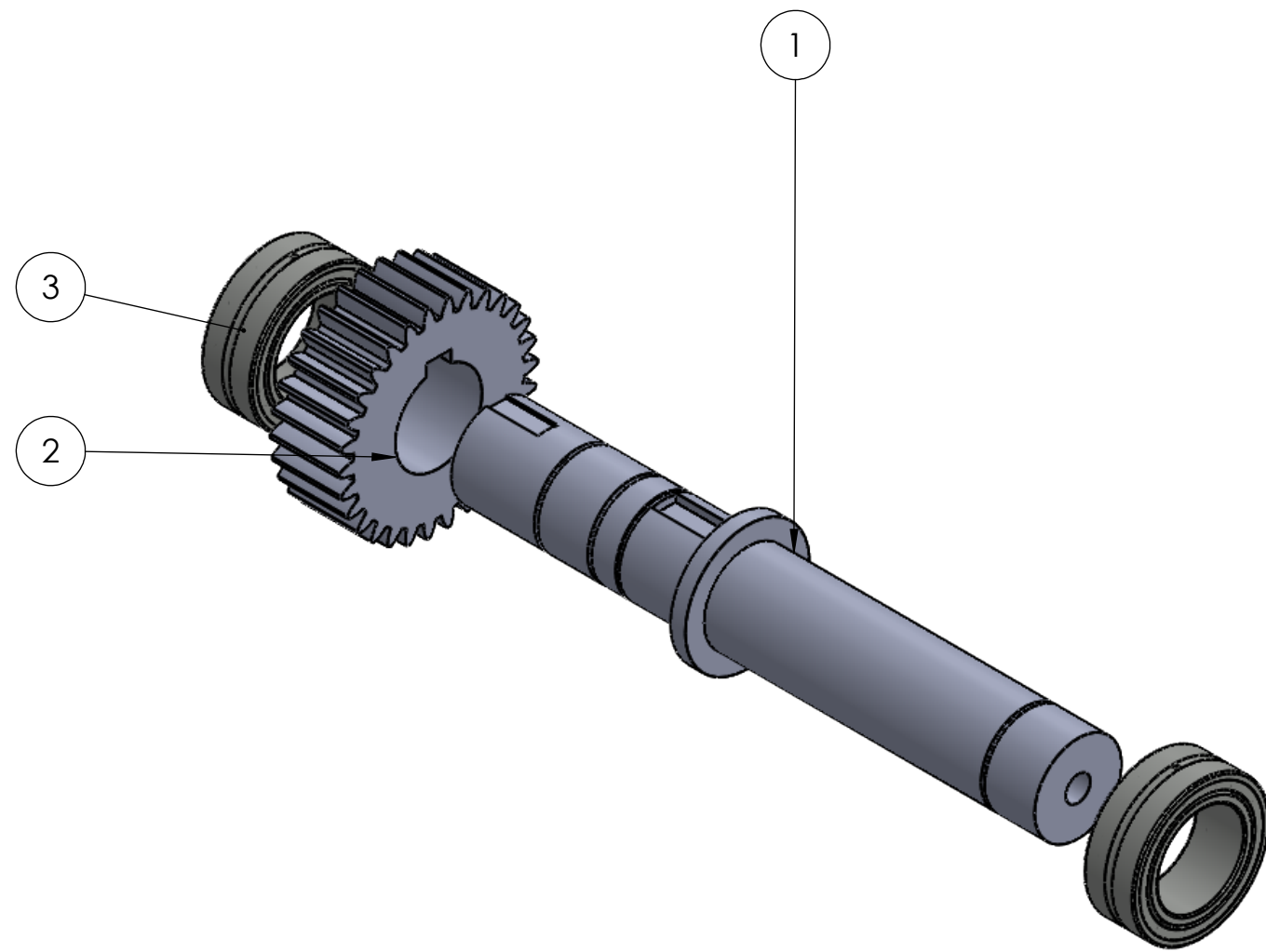
1	Rolamento SKF 6012	1
2	Rolamento SKF NA 4907	1
3	Rolamento SKF 51107	2
4	Engrenagem E5	1
5	Peça de Engate	1
6	Alavanca	1
7	Eixo Principal	1
8	Engrenagem E2	1


Número	Item	Quantidade
ALUNO	Fellipe Fontes de M. Youle	
PROF	Ricardo A. Brenno D.	
Data	12/06/2023	VISTO
Esc.:	TÍTULO	UNIDADE mm
1:2	Montagem Eixo Principal	NÚMERO DO DESENHO
		FOLHA Nº

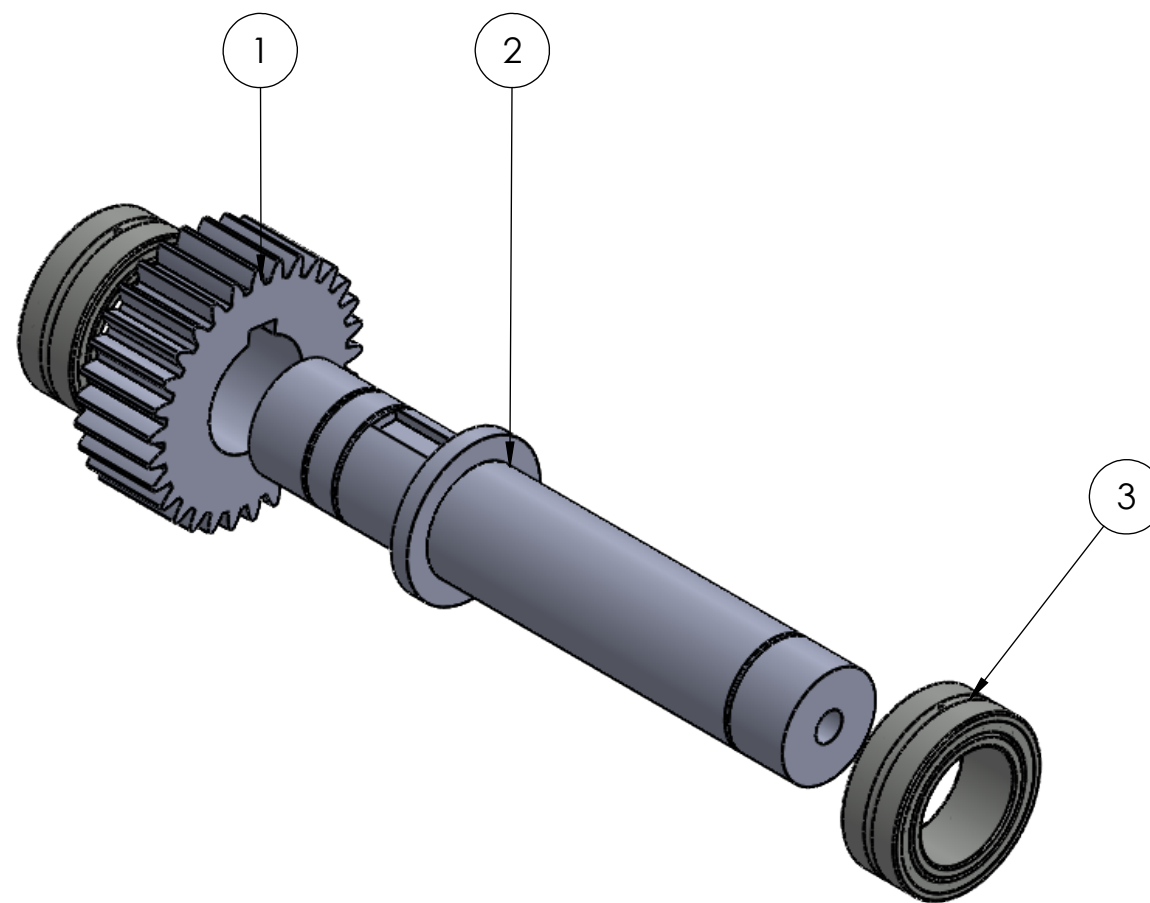




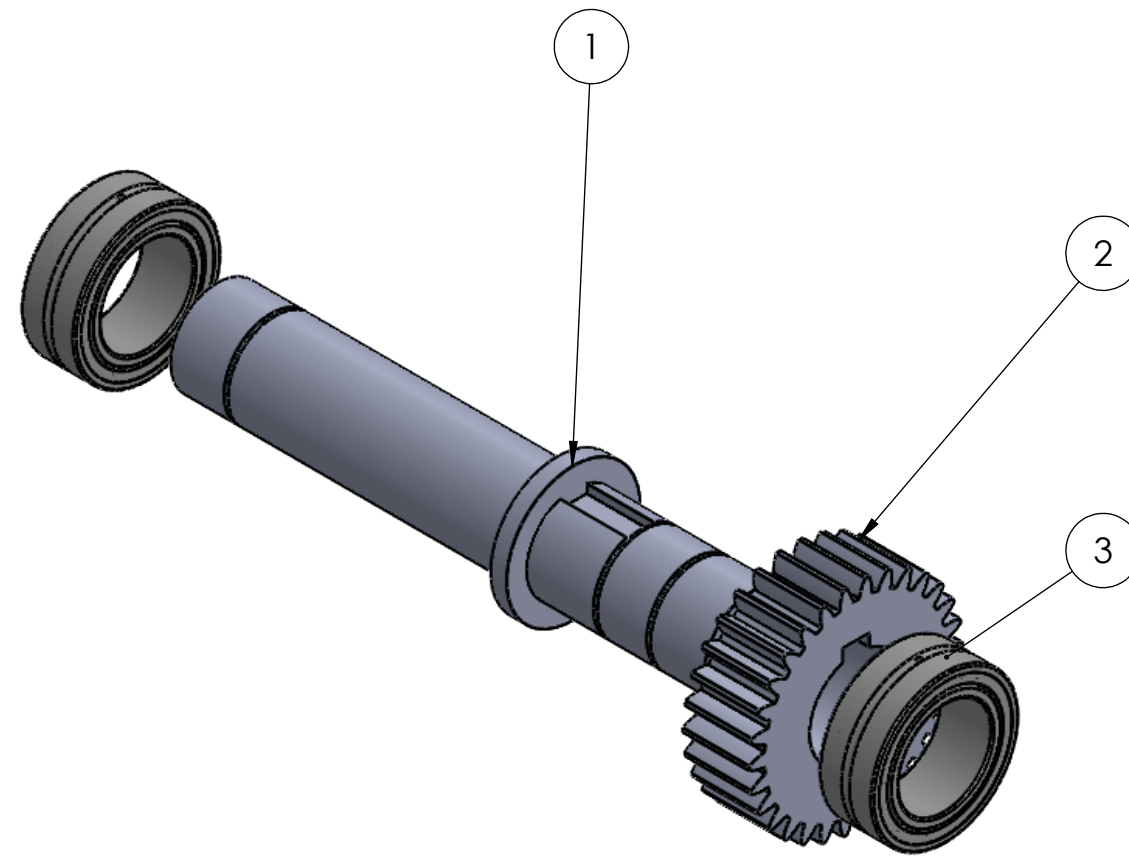
1	Eixo Secundário B		1
2	Engrenagem E4		1
3	Rolamento SKF NA 4907		2
Número	Item		Quantidade
ALUNO	Fellipe Fontes de M. Youle		
PROF	Ricardo A. Brenno D.		
Data	12/06/2023	VISTO	
Esc.:	TÍTULO		UNIDADE
1:2	Montagem Eixo B		NÚMERO
			FOLHA Nº
			NÚMERO DO DESENHO
			



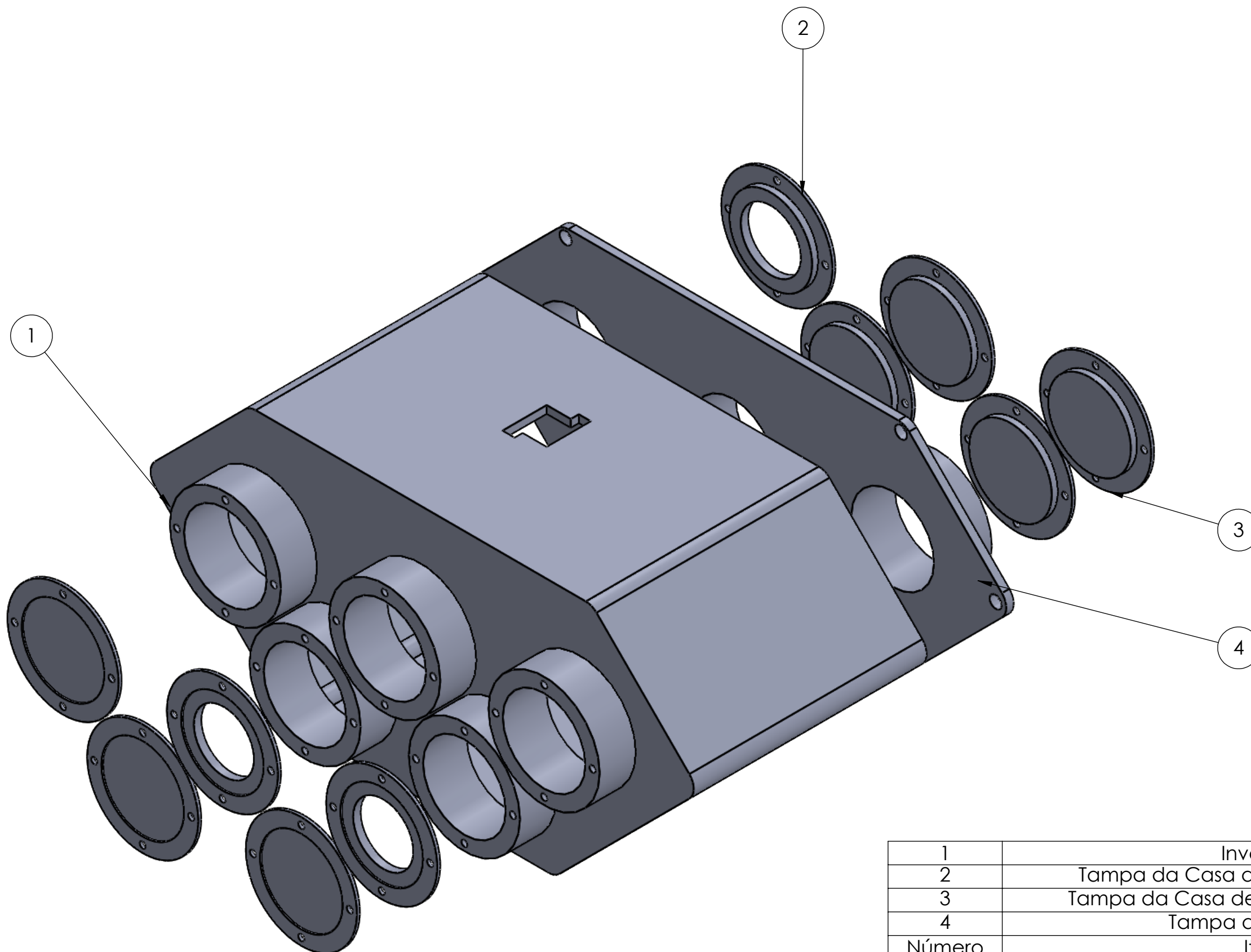
1	Eixo Secundário C		1
2	Engrenagem E7		1
3	Rolamento SKF NA 4907		2
Número	Item		Quantidade
ALUNO	Felipe Fontes de M. Youle		
PROF	Ricardo A. Brenno D.		
Data	12/06/2023	VISTO	
Esc.: 1:2	TÍTULO Montagem Eixo Secundário C		UNIDADE mm
			NÚMERO
			FOLHA Nº
			NÚMERO DO DESENHO
			





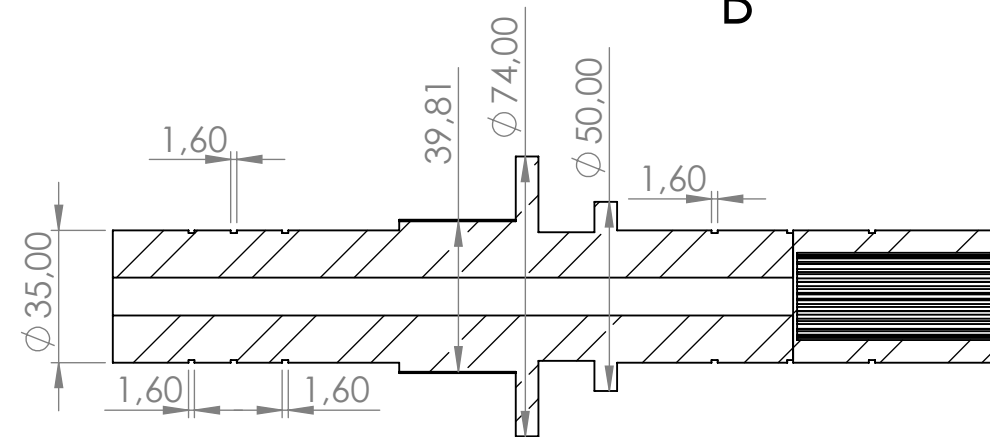
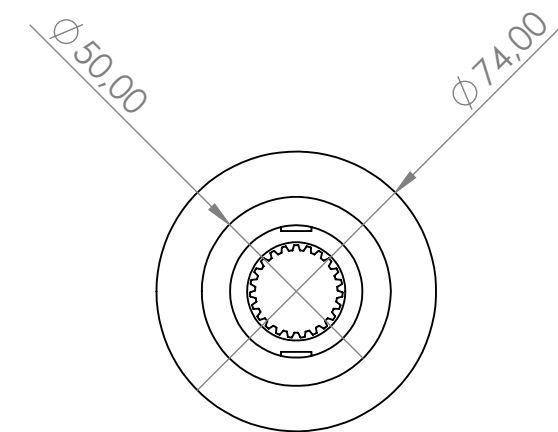
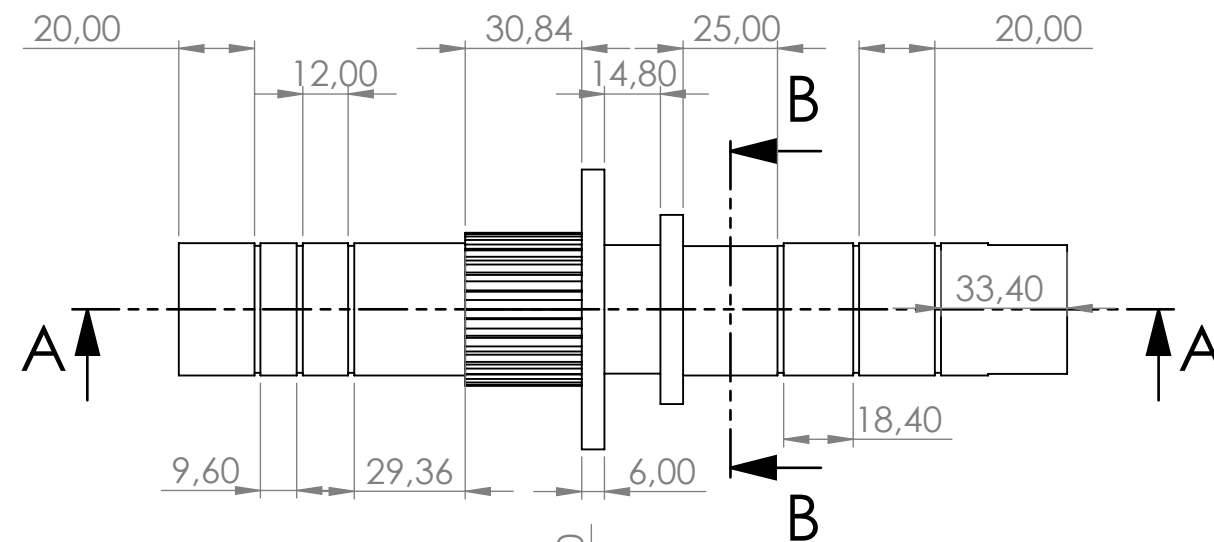
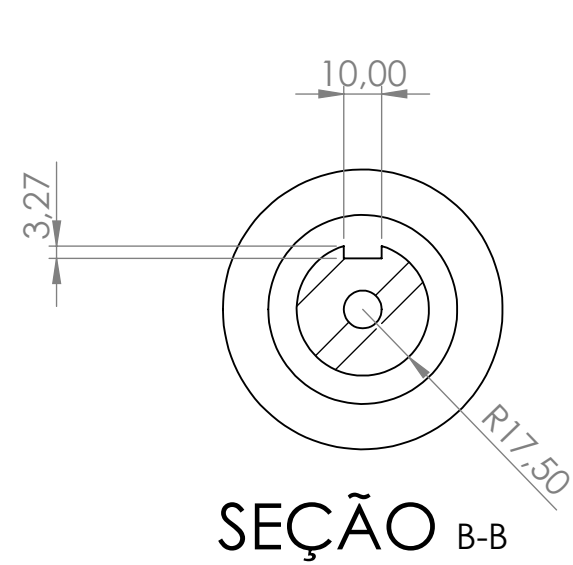
1	Engrenagem E6		1
2	Eixo Secundário D		1
3	Rolamento SKF NA 4907		2
Número	Item		Quantidade
ALUNO	Fellipe Fontes de M. Youle		
PROF	Ricardo A. Brenno D.		
Data	12/06/2023	VISTO	
Esc.:	TÍTULO	UNIDADE mm	NÚMERO
1:2	Montagem Eixo Secundário D	NÚMERO DO DESENHO	FOLHA Nº
			



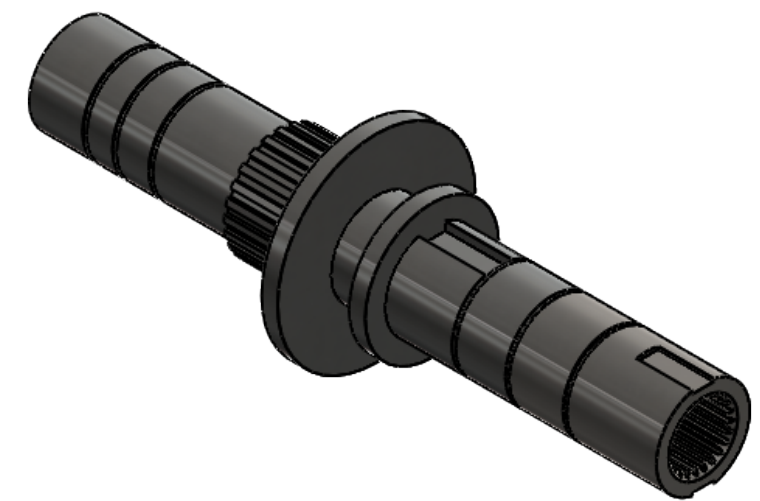
1	Eixo Secundário E		1
2	Engrenagem E4		1
3	Rolamento SKF NA 4907		2
Número	Item		Quantidade
ALUNO	Fellipe Fontes de M. Youle		
PROF	Ricardo A. Brenno D.		
Data	12/06/2023	VISTO	
Esc.:	TÍTULO		UNIDADE
1:2	Montagem Eixo Secundário E		mm
			NÚMERO
			FOLHA Nº
			NÚMERO DO DESENHO
			



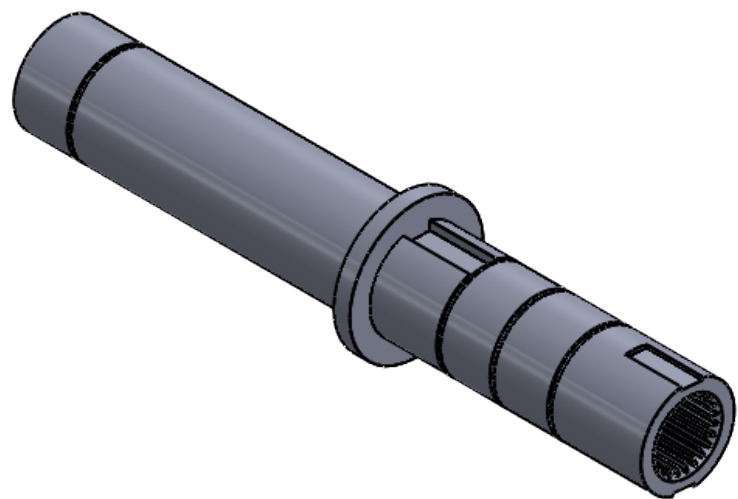
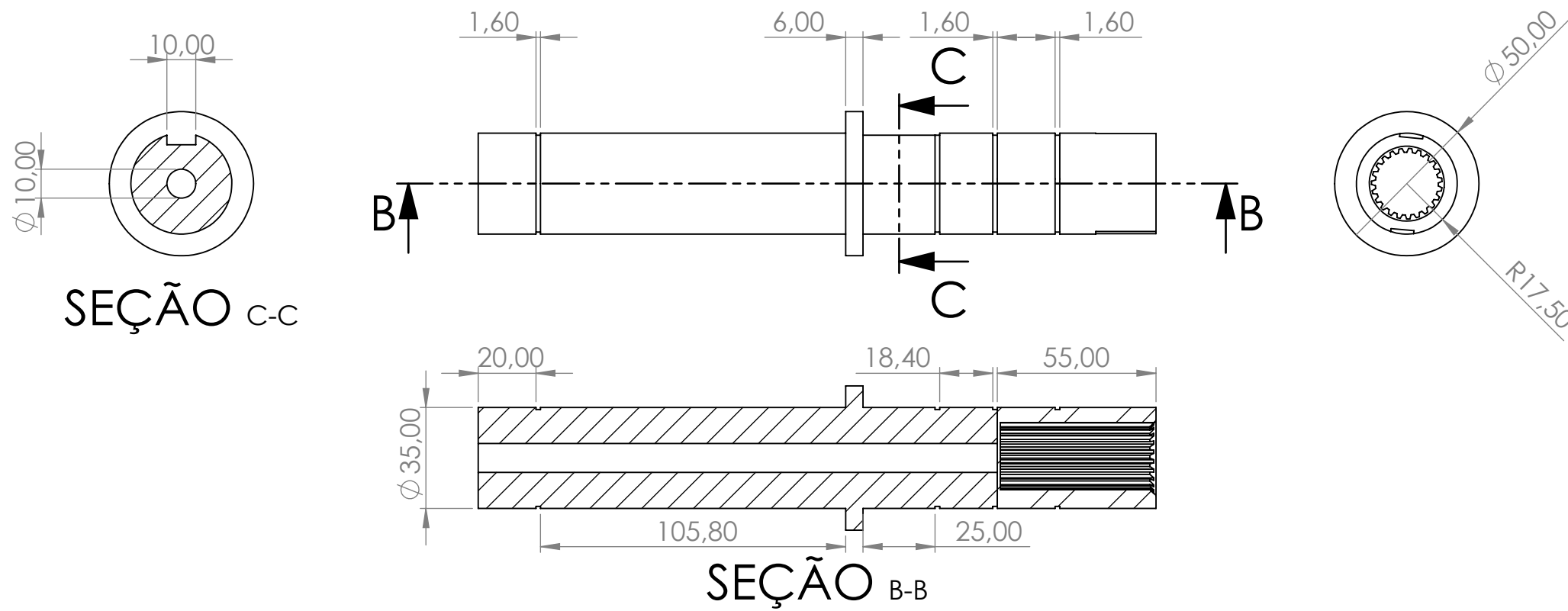
1	Invólucro		1	
2	Tampa da Casa de Rolamento Aberta		3	
3	Tampa da Casa de Rolamento Fechada		7	
4	Tampa do Invólucro		1	
Número	Item		Quantidade	
ALUNO	Felipe Fontes de M. Youle			
PROF	Ricardo A. Brenno D.			
Data	12/06/2023	VISTO		
Esc.:	TÍTULO	UNIDADE	NÚMERO	FOLHA Nº
1:2	Montagem Invólucro	mm		
		NÚMERO DO DESENHO		





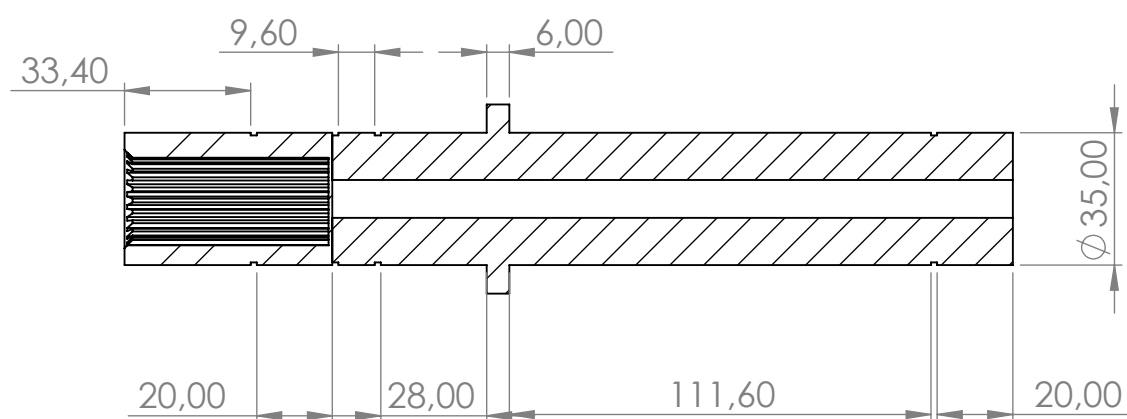
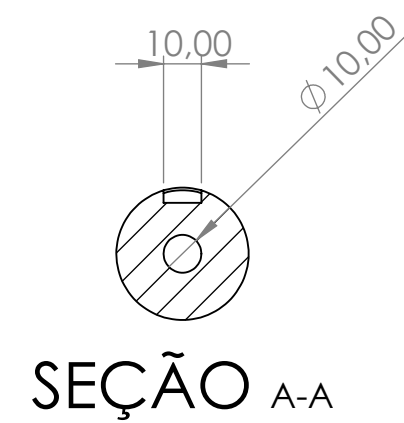
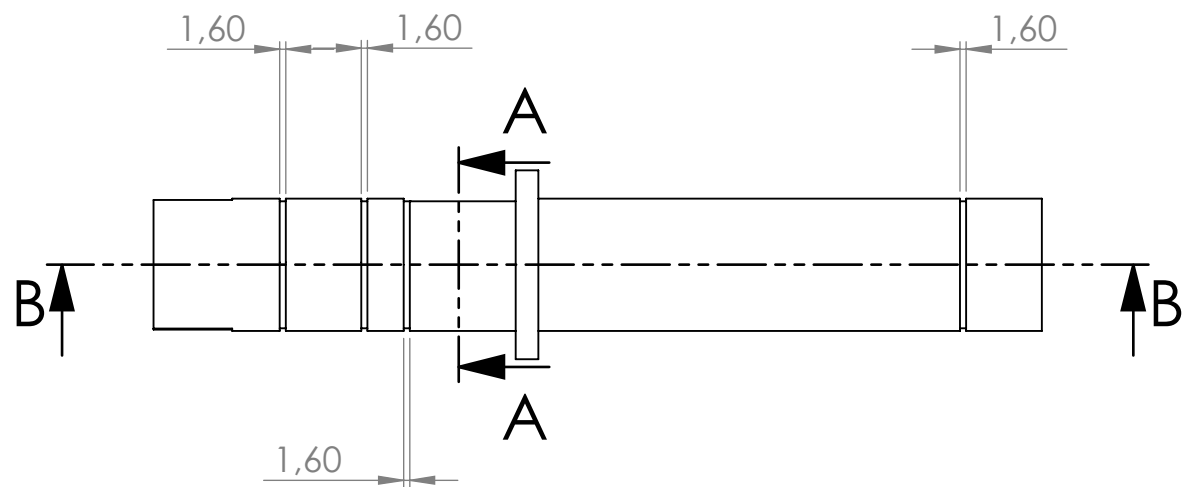
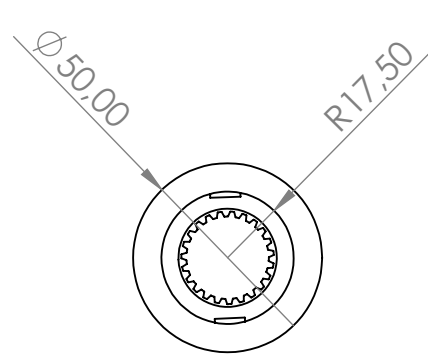
SEÇÃO A-A



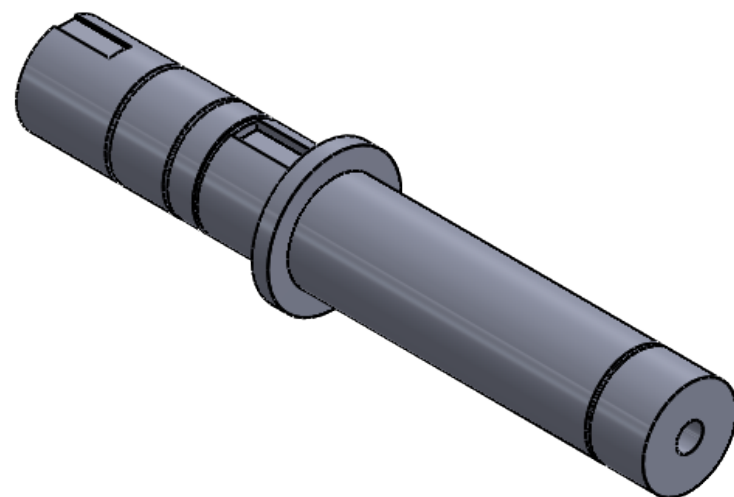
ALUNO	Fellipe Fontes De M. Youle				
PROF	Ricardo A. Brenno D.				
Data	12/06/2023	VISTO			
Esc.:	TÍTULO		UNIDADE	NÚMERO	FOLHA Nº
1:2	Eixo Principal		mm		
			NÚMERO DO DESENHO		





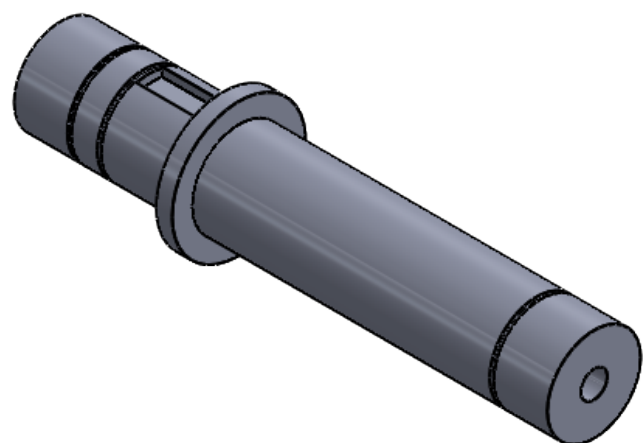
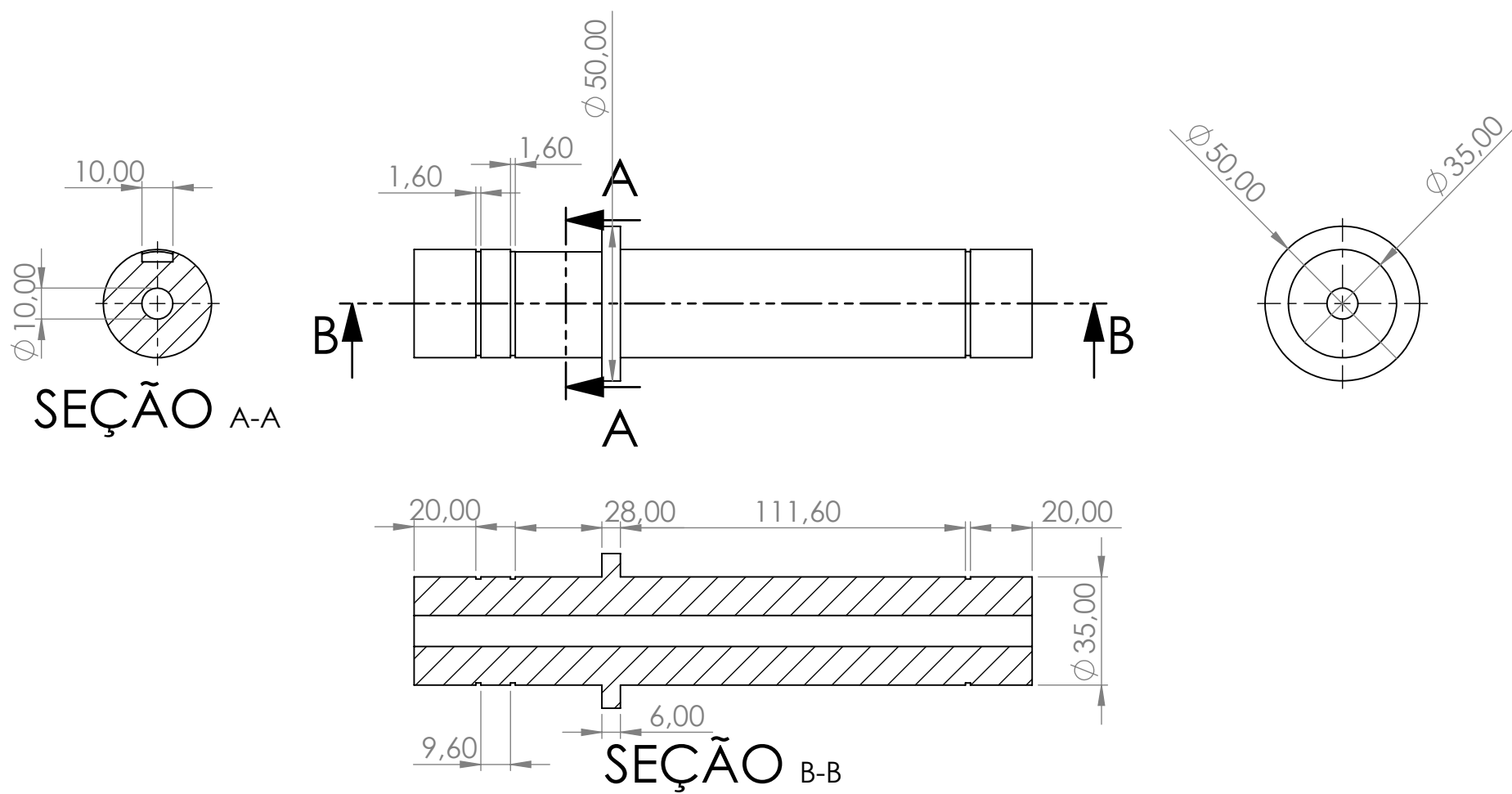
ALUNO	Fellipe Fontes de M. Youle			
PROF	Ricardo A. Brenno D.			
Data	12/06/2023	VISTO		
Esc.: 1:2	TÍTULO Eixo Secundário B		UNIDADE mm	
			NÚMERO	
			FOLHA Nº	
			NÚMERO DO DESENHO	





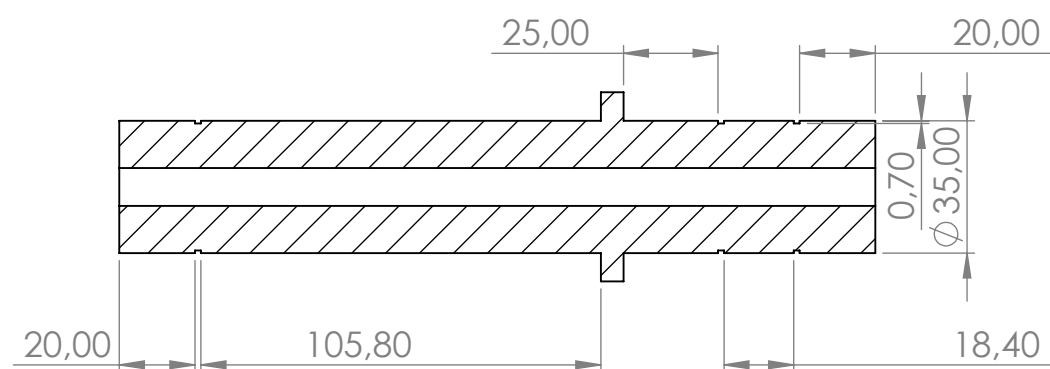
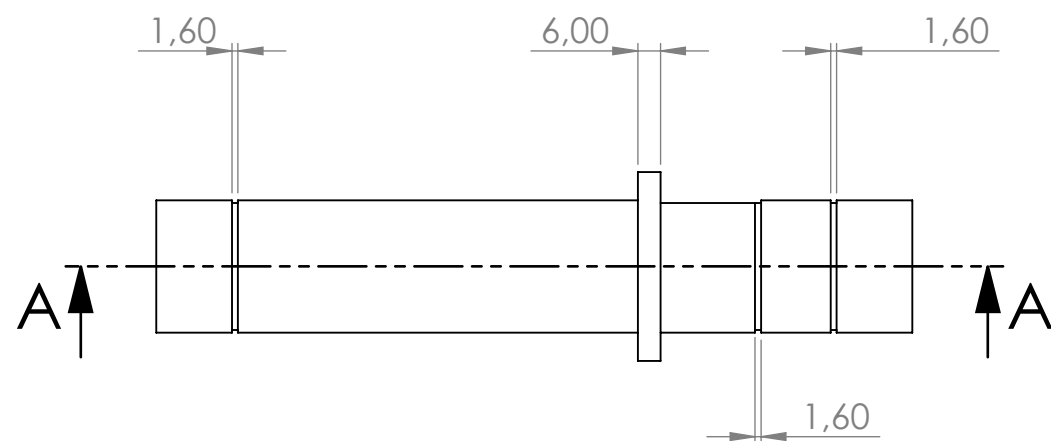
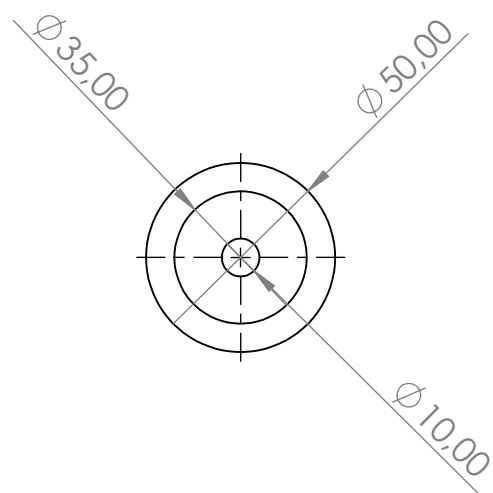
SEÇÃO B-B



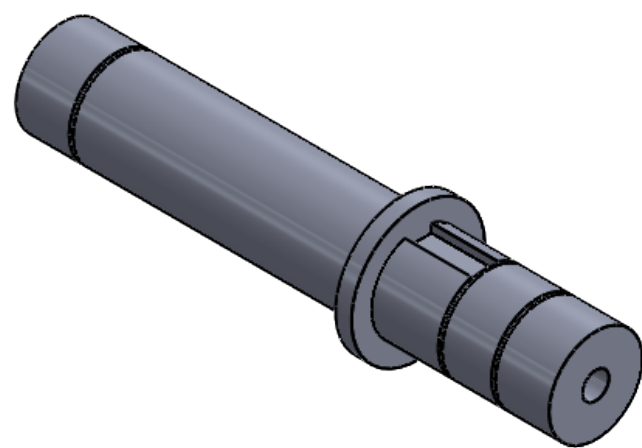
ALUNO	Fellipe Fonte de M. Youle		
PROF	CEFET/RJ		
Data	12/06/2023	VISTO	
Esc.: 1:2	TÍTULO Eixo Secundário C		UNIDADE mm
			NÚMERO
			FOLHA Nº
			NÚMERO DO DESENHO
			




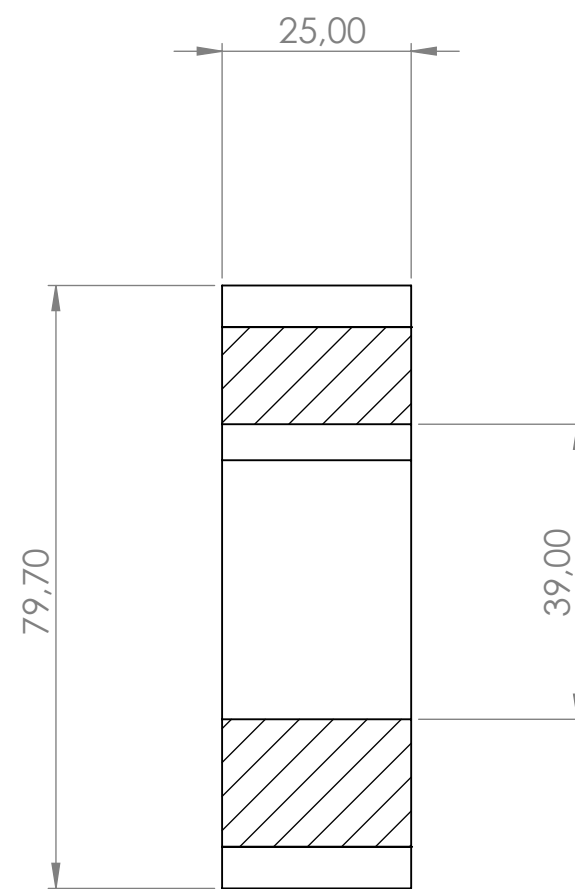
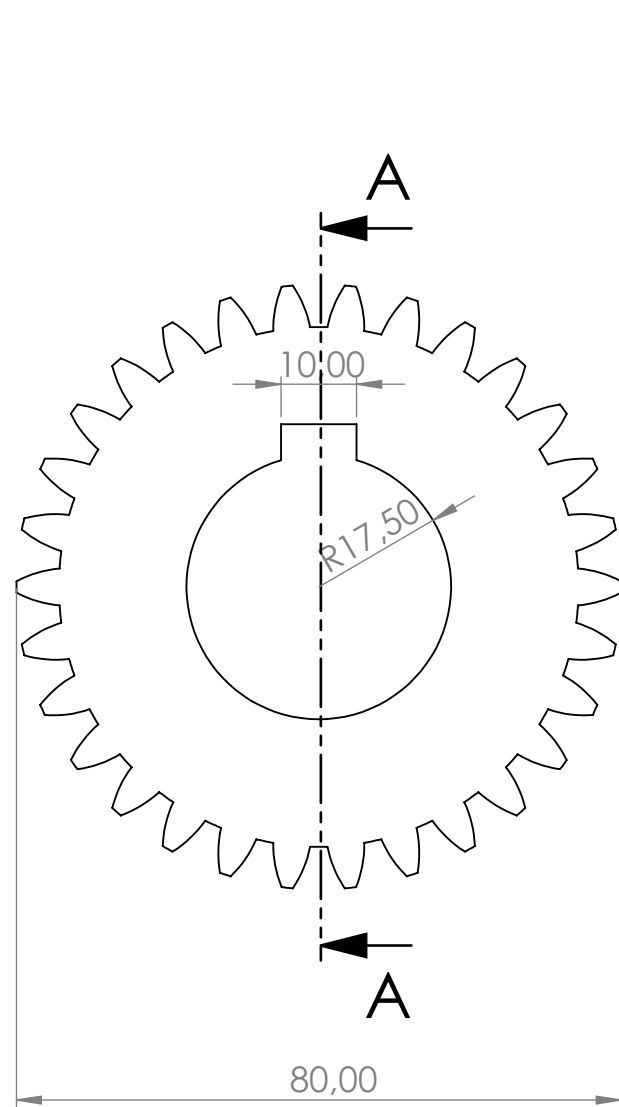
ALUNO	Fellipe Fontes de M. Youle				
PROF	Ricardo A. , Brenno D.				
Data	12/06/2023	VISTO			
Esc.:	TÍTULO		UNIDADE	NÚMERO	FOLHA Nº
1:2	Eixo Secundário D		mm		
			NÚMERO DO DESENHO		



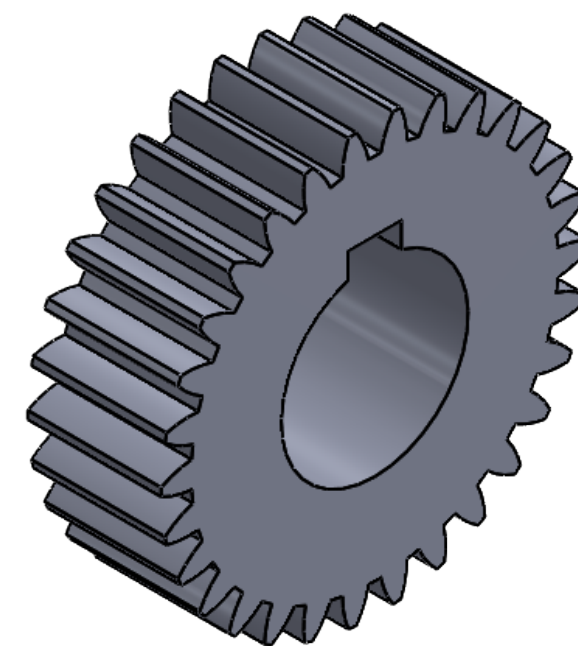
SEÇÃO A-A





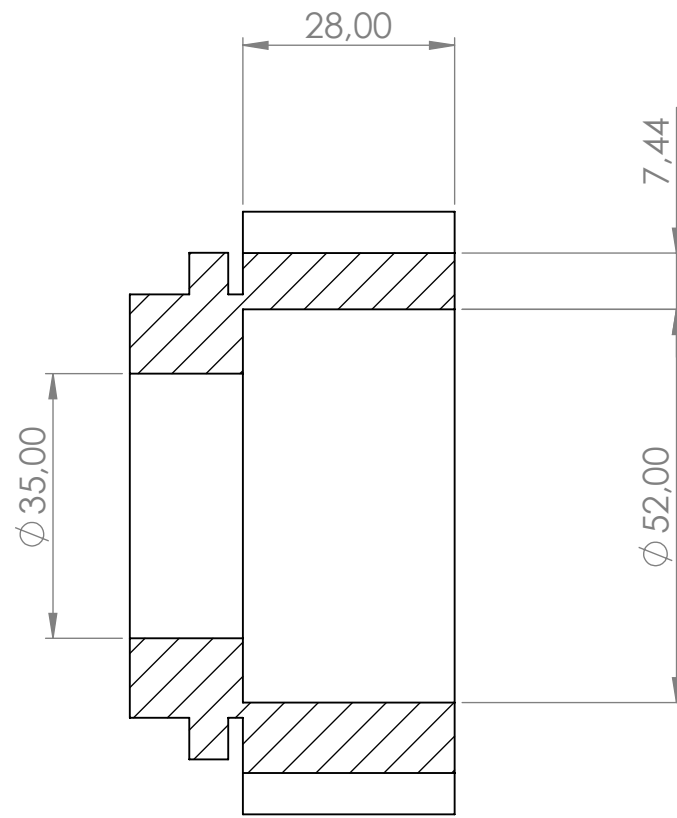
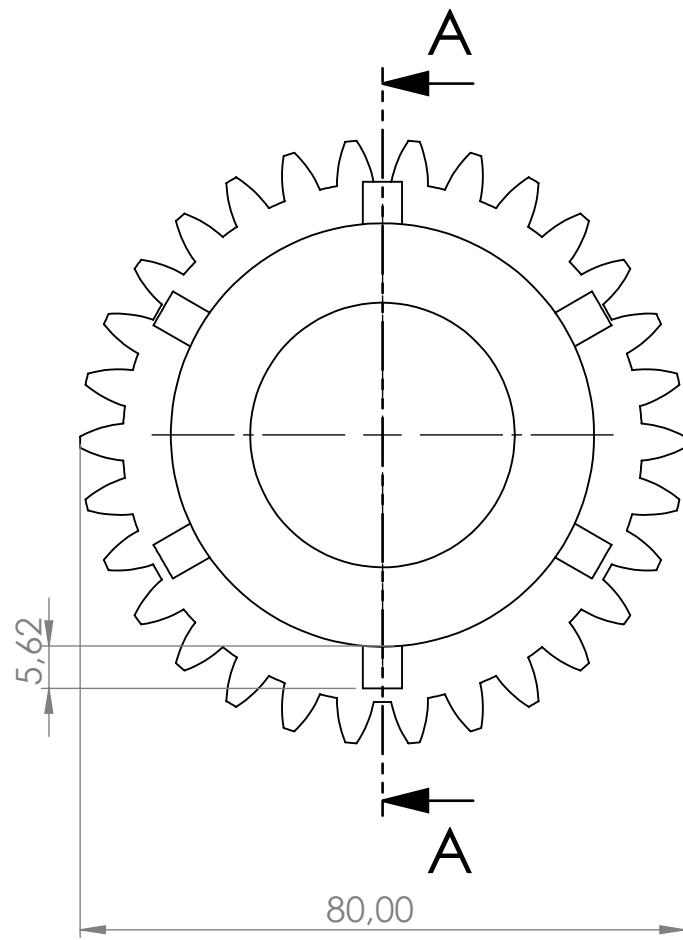
ALUNO	Fellipe Fontes de M. Youle				
PROF	Ricardo A. , Brenno D.				
Data	12/06/2023	VISTO			
Esc.:	TÍTULO		UNIDADE	NÚMERO	FOLHA Nº
1:2	Eixo Secundário E		mm		
			NÚMERO DO DESENHO		



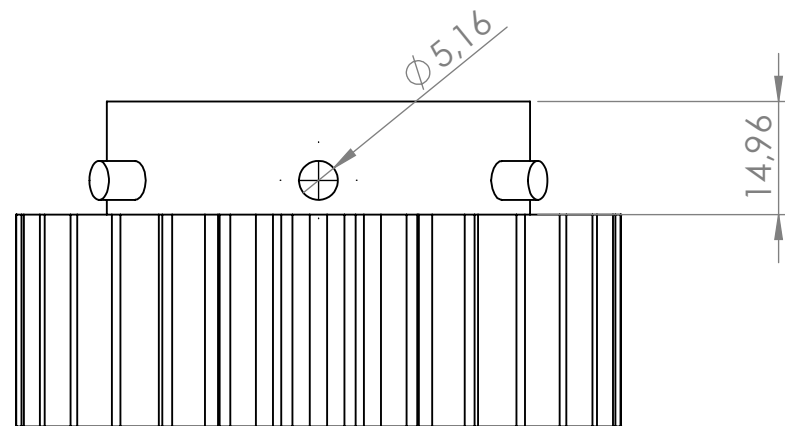
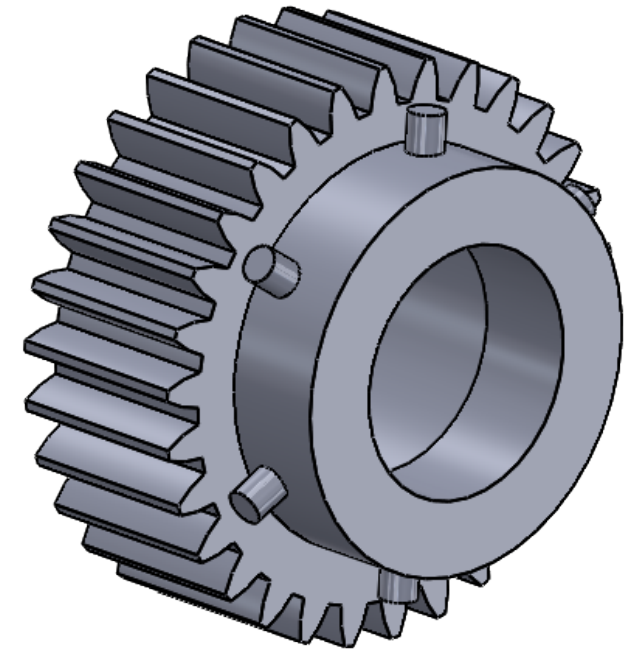
SEÇÃO A-A



Dados Engrenagem E2, E3 e E4				
Número de Dentes		30		
Módulo		2,5		
ALUNO	Felipe Fontes de M. Youle			
PROF	Ricardo A. Brenno D.			
Data	12/06/2023	VISTO		
Esc.:	TÍTULO	UNIDADE	NÚMERO	FOLHA Nº
1:1	Engrenagem E2, E3 e E4	mm		
		NÚMERO DO DESENHO		

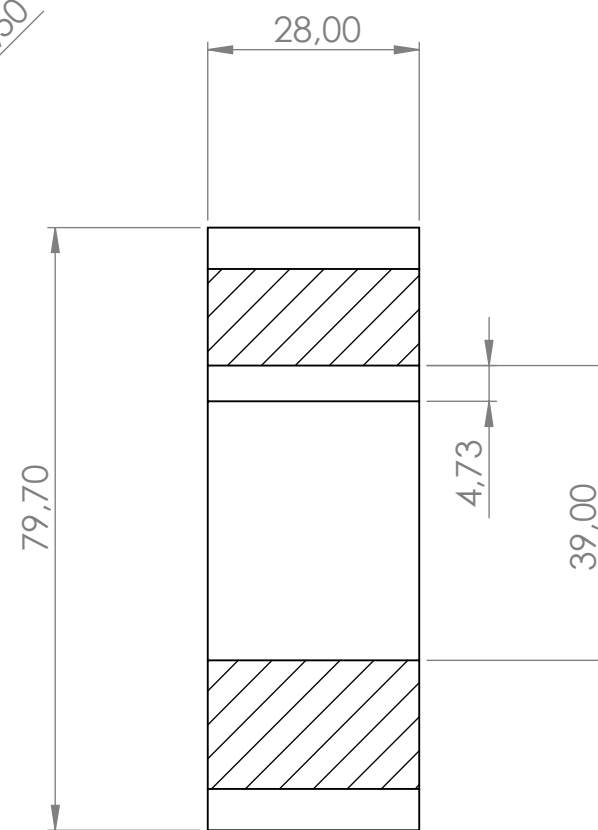
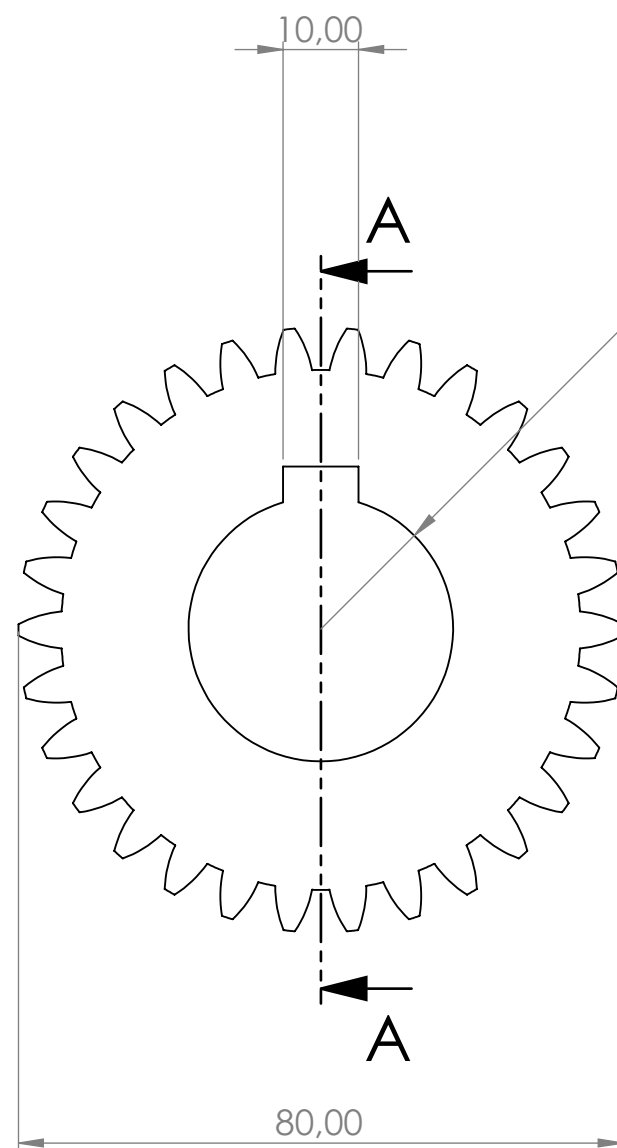


SEÇÃO A-A

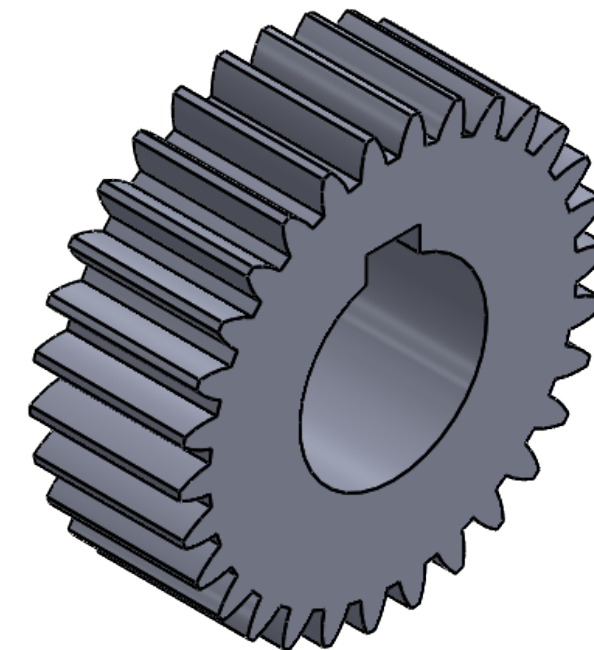


Dados Engrenagem E5					
Número de Dentes			30		
Módulo			2,5		
ALUNO	Fellipe Fontes de M. Youle				
PROF					
Data	12/06/2023	VISTO			
Esc.: 1:1	TÍTULO Engrenagem E5			UNIDADE mm	NÚMERO
				FOLHA Nº	
				NÚMERO DO DESENHO	



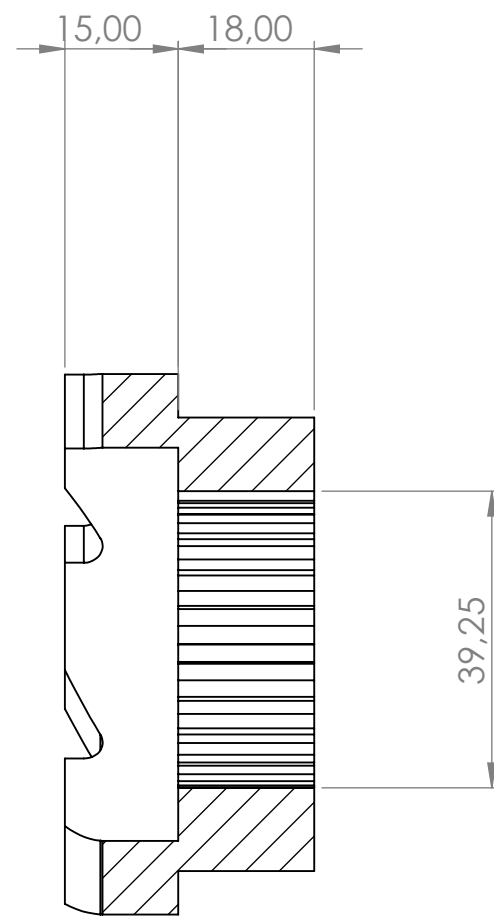
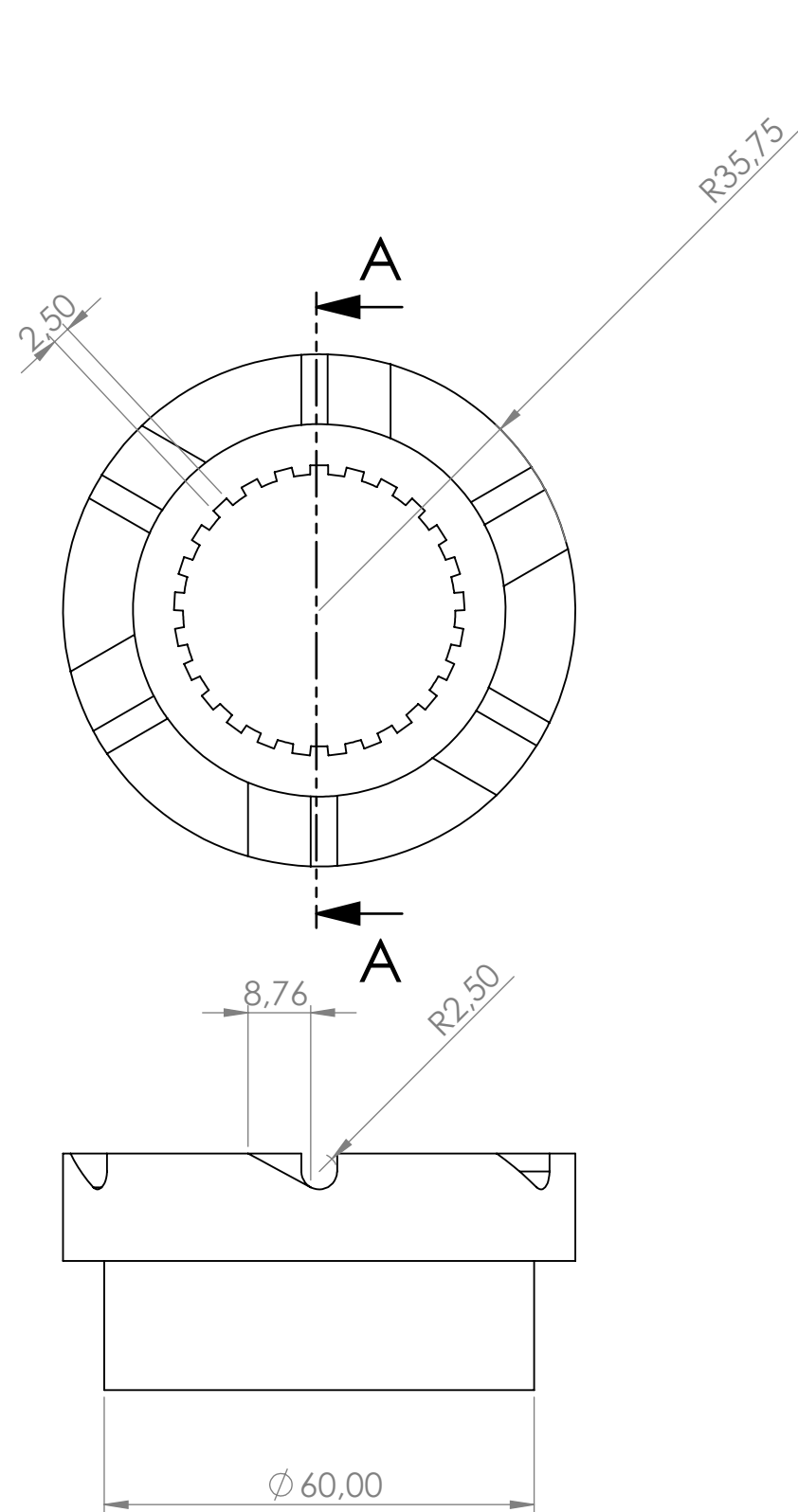


SEÇÃO A-A

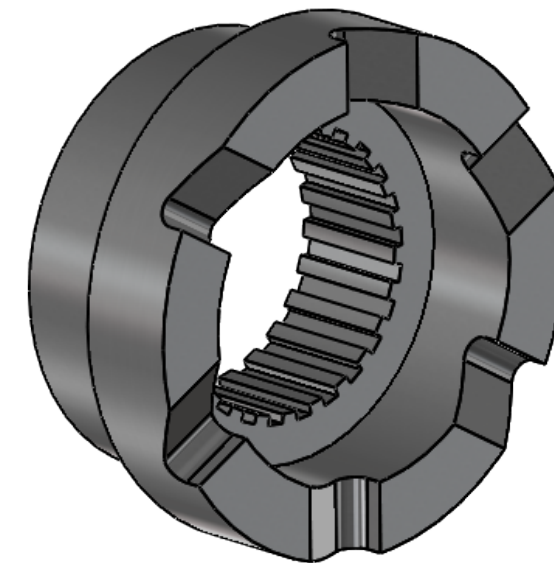


Dados Engrenagens E6 e E7						
Número de Dentes			30			
Módulo			2,5			
ALUNO	Fellipe Fontes de M. Youle					
PROF	Ricardo A. , Brenno D.					
Data	12/06/2023	VISTO				
Esc.:	TÍTULO			UNIDADE	NÚMERO	FOLHA Nº
1:1	Engrenagens E6 e E7			mm		
				NÚMERO DO DESENHO		

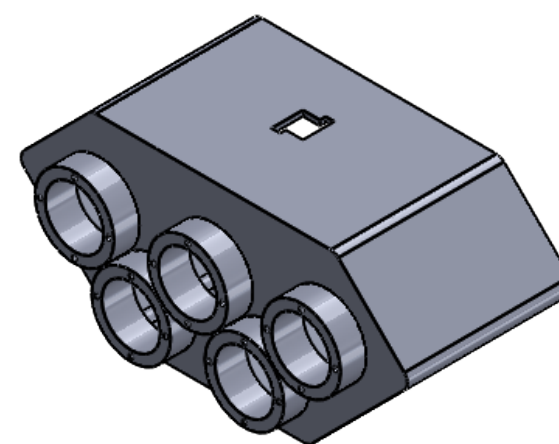
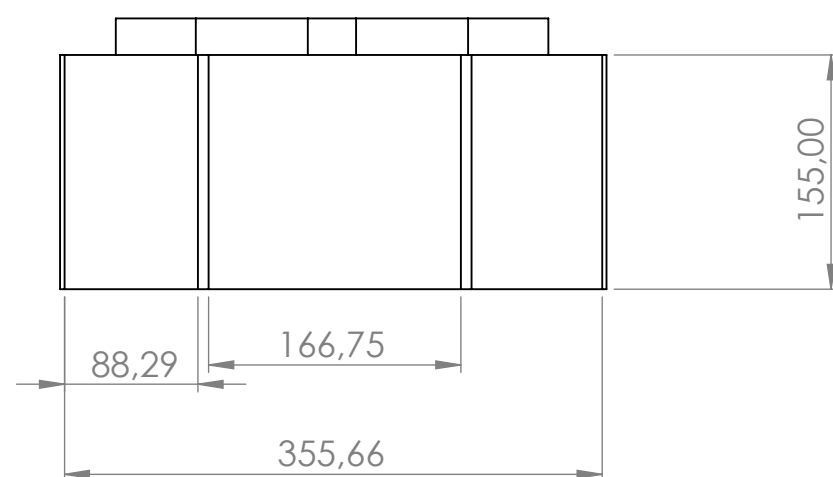
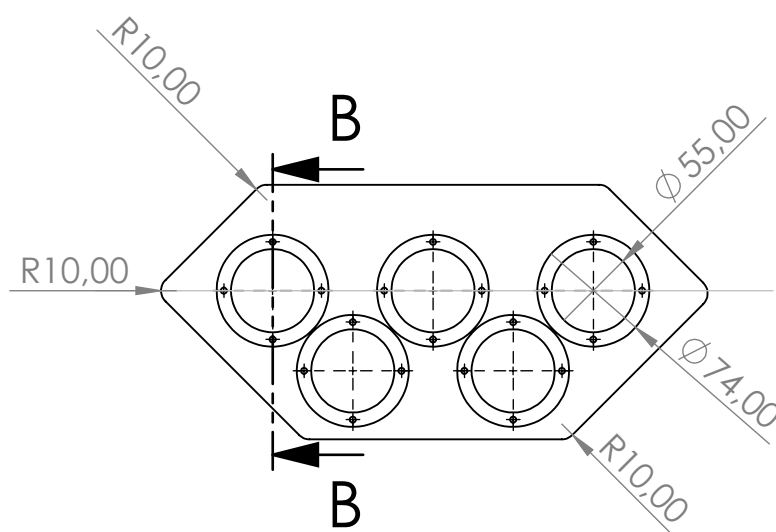
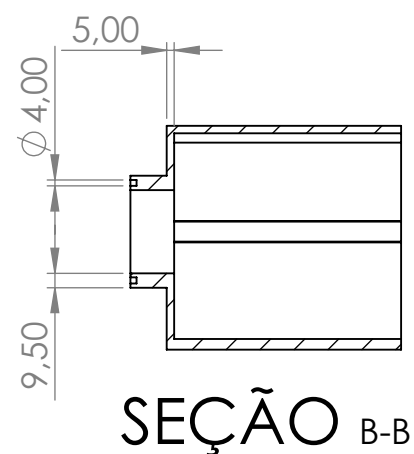
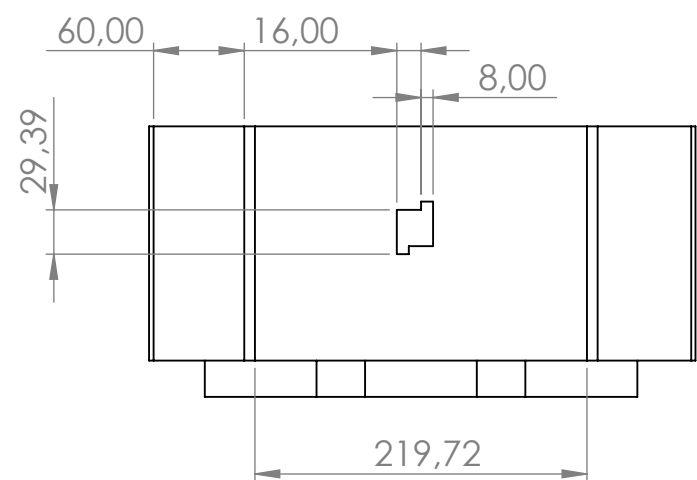






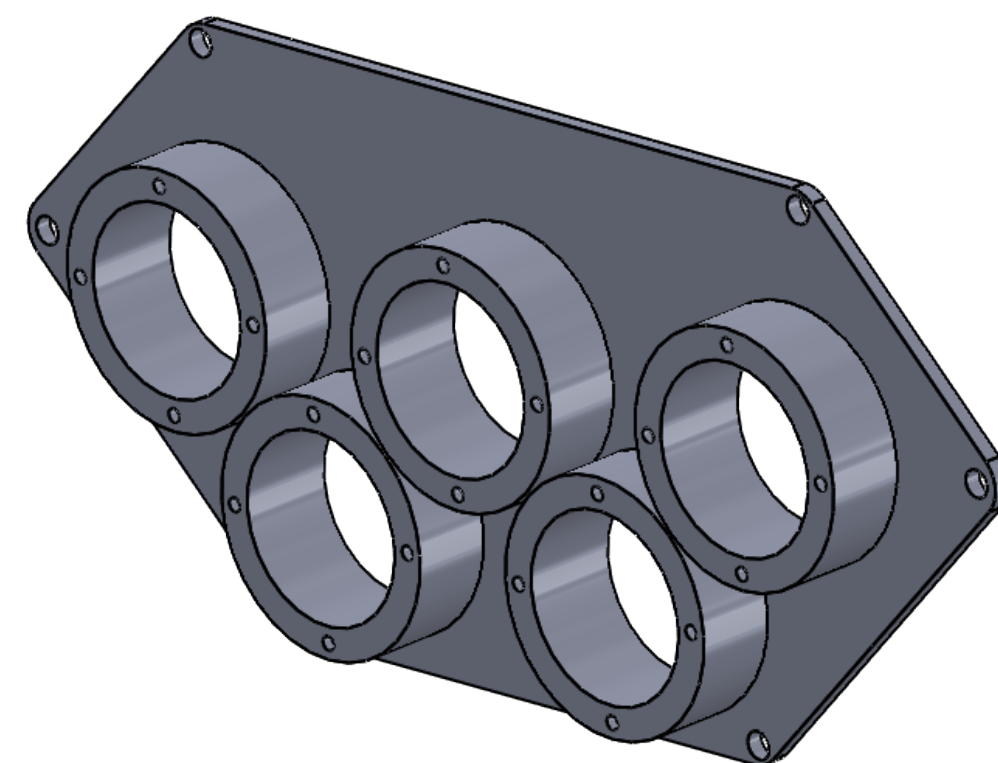
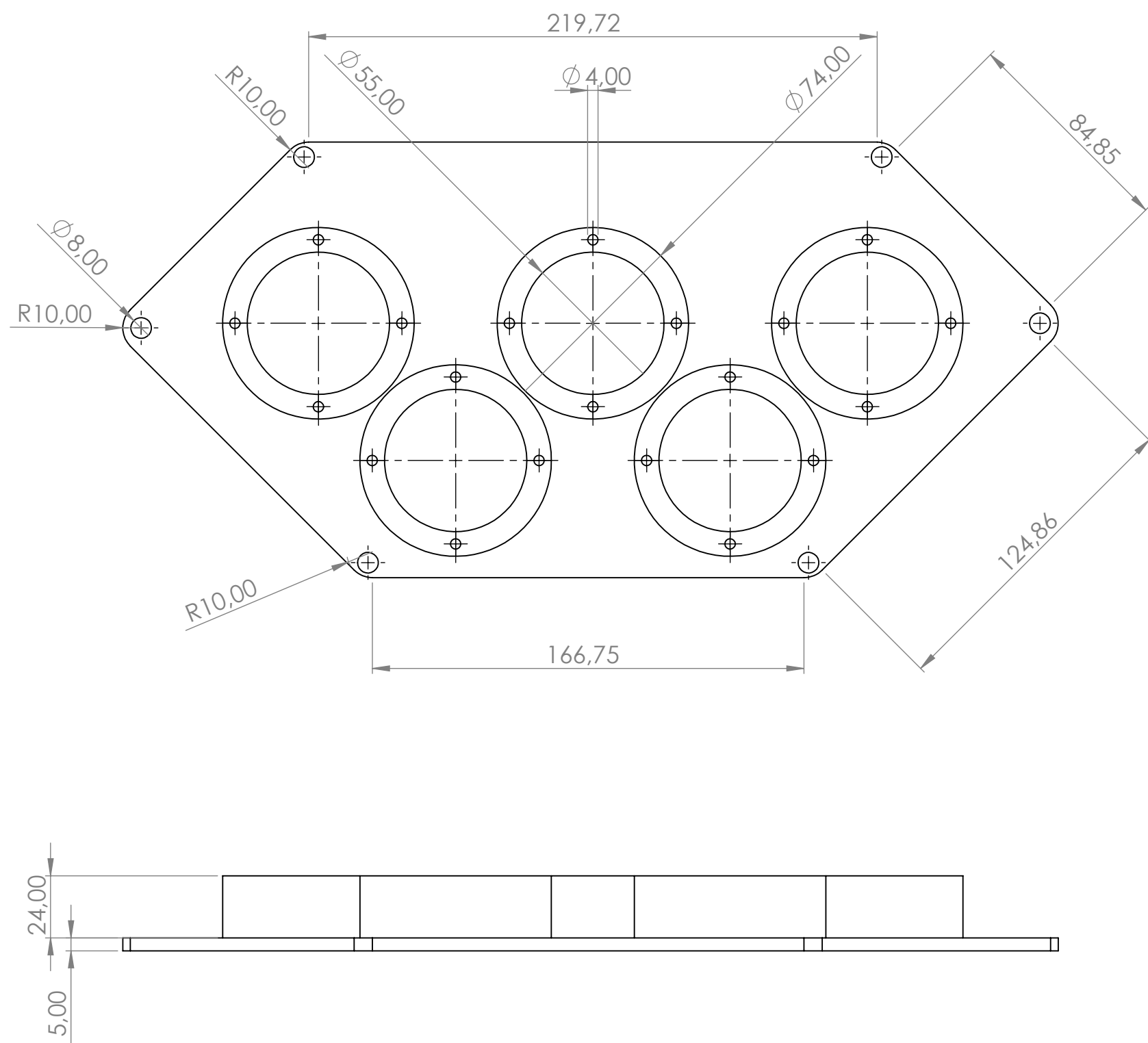
SEÇÃO A-A



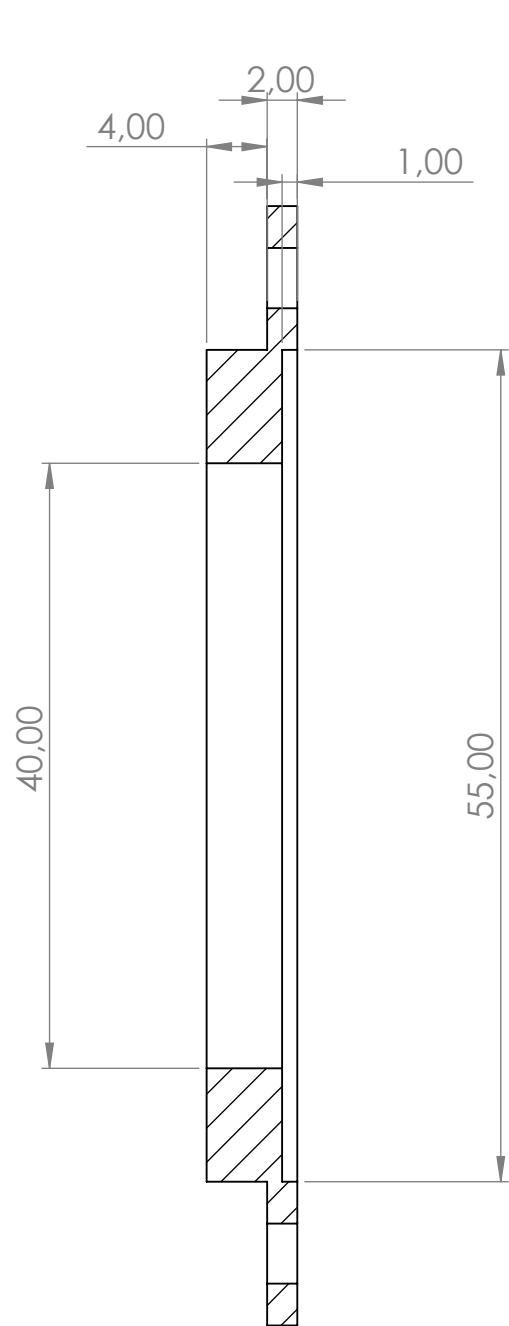
ALUNO	Fellipe Fontes de M. Youle				
PROF	Ricardo A. , Brenno D.				
Data	12/06/2023	VISTO			
Esc.: 1:1	TÍTULO Peça de Engate		UNIDADE mm	NÚMERO	FOLHA Nº
			NÚMERO DO DESENHO		



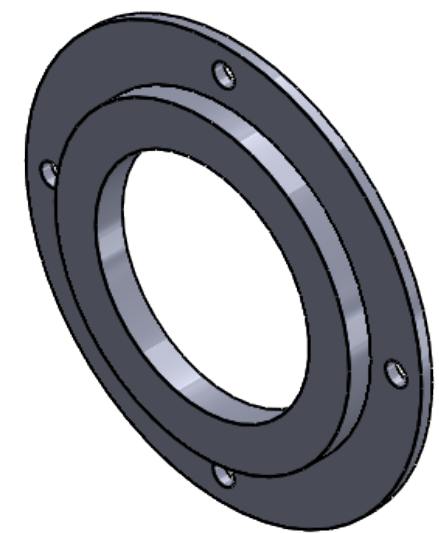
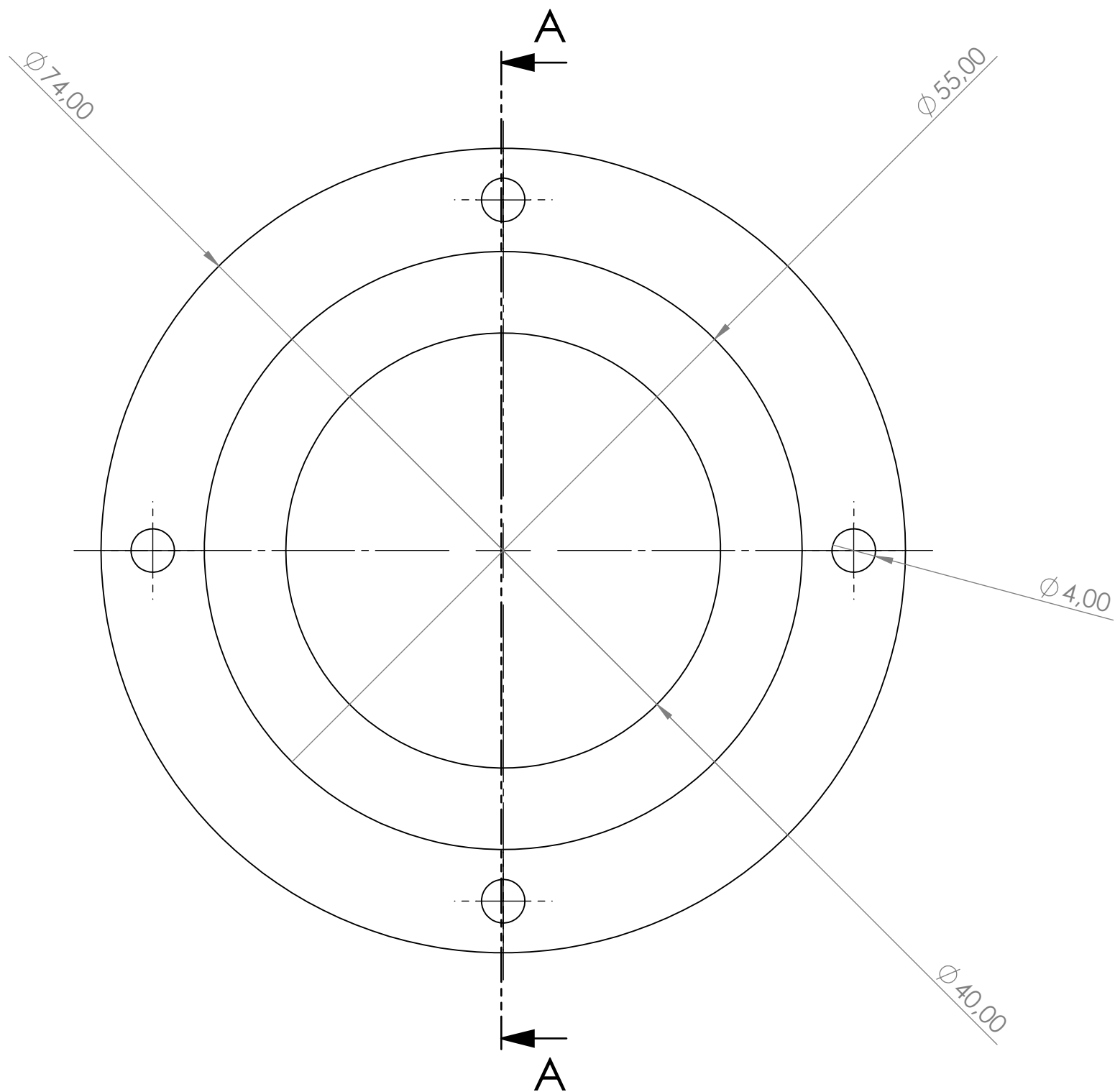
Rosca		Descrição			
Rosca para Tampa do Invólucro		M8 x 100 mm			
Rosca do Furo para Tampa das Casas de Rolamento		M4 x 4 mm			
ALUNO	Fellipe Fontes de M. Youle				
PROF	Ricardo A. Brenno D.				
Data	12/06/2023	VISTO			
Esc.:	TÍTULO		UNIDADE	NÚMERO	FOLHA Nº
1:5	Invólucro		mm		
			NÚMERO DO DESENHO		





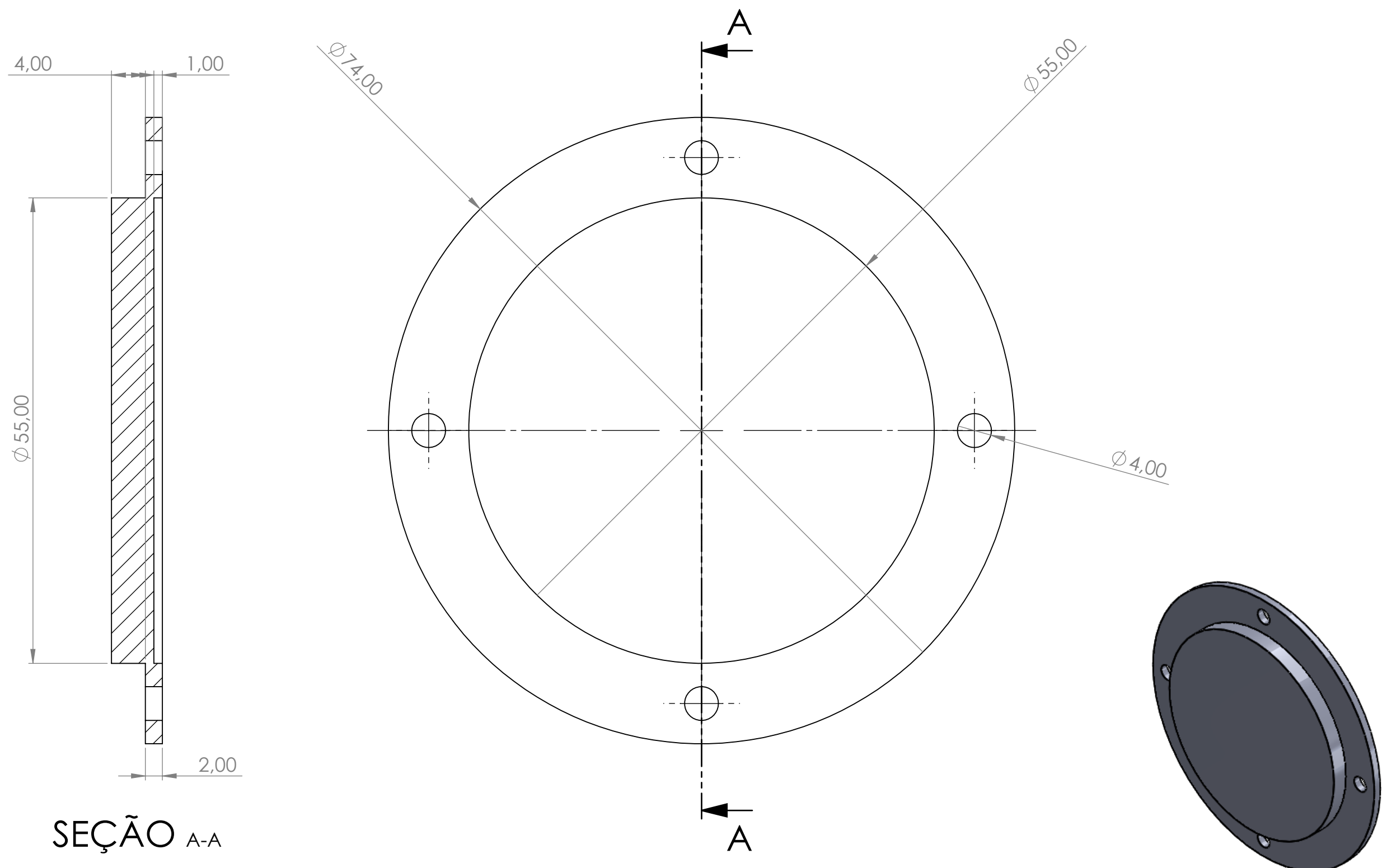
ALUNO	Felipe Fontes de M. Youle				
PROF	Ricardo A. , Brenno D.				
Data	12/06/2023	VISTO			
Esc.: 1:2	TÍTULO Tampa do Invólucro		UNIDADE mm	NÚMERO	FOLHA Nº
			NÚMERO DO DESENHO		




SEÇÃO A-A



ALUNO	Fellipe Fontes de M. Youle				
PROF	Ricardo A. , Brenno D.				
Data	12/06/2023	VISTO			
Esc.: 2:1	TÍTULO Tampa da Casa de Rolamento Aberta		UNIDADE mm	NÚMERO	FOLHA Nº
			NÚMERO DO DESENHO		



SEÇÃO A-A

ALUNO	Felipe Fontes de M. Youle		
PROF	Ricardo A. , Brenno D.		
Data	12/06/2023	VISTO	
Esc.: 2:1	TÍTULO Tampa da Casa de Rolamento Fechada		UNIDADE mm
			NÚMERO
			FOLHA Nº
			NÚMERO DO DESENHO
			