

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO  
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Projeto de Transmissão Epicicloidal para Veículo  
Baja SAE**

Bruno Lima Davico de São João  
Felipe Mota Alves  
João Pedro Lopes de Oliveira

**Orientador:** Ricardo Alexandre Amar de Aguiar.

**Co-Orientador:** Brenno Tavares Duarte

**Rio de Janeiro  
Junho de 2019**

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO  
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Projeto de Transmissão Epicicloidal para Veículo  
Baja SAE**

Bruno Lima Davico de São João  
Felipe Mota Alves  
João Pedro Lopes de Oliveira

Projeto final apresentado em cumprimento às  
normas do Departamento de Educação Superior  
do CEFET/RJ, como parte dos requisitos para obtenção  
do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

**Orientador:** Ricardo Alexandre Amar de Aguiar.

**Co-Orientador:** Brenno Tavares Duarte

**Rio de Janeiro  
Junho de 2019**

## CEFET/RJ – Sistema de Bibliotecas / Biblioteca

S239 São João, Bruno Lima Davico de  
Projeto de transmissão epicicloidal para veículo Baja SAE /  
Bruno Lima Davico de São João, Felipe Mota Alves [e] João Pedro  
Lopes de Oliveira.—2019.  
xii, 86f. + apêndices : il. (algumas color.) , graf. , tabs. ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação  
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca , 2019.

Bibliografia : f. 85-86

Orientador : Ricardo Alexandre Amar de Aguiar

Coorientador : Brenno Tavares Duarte

1. Engenharia mecânica. 2. Veículos Mini-Baja. 3. Engrenagens.  
4. Sistemas de transmissão veicular. I. Alves, Felipe Mota. II.  
Oliveira, João Pedro Lopes de. III. Aguiar, Ricardo Alexandre Amar  
de (Orient.). IV. Duarte, Brenno Tavares (Coorient.).V. Título.

CDD 620.1

Central

Elaborada pela bibliotecária Mariana Oliveira CRB-7/5929

## AGRADECIMENTO

Este trabalho aqui desenvolvido dedicamos primeiramente à Deus e nossas famílias que sempre prestaram todo o apoio necessário, em especial nossos pais Sérgio e Rosemary; Patrícia; Rogério e Andréa e avós Dilma e Matildes; Rosângela. Aos amigos e colaboradores da equipe Mud Runner Baja, que forneceu um riquíssimo histórico de informações essenciais para o desenvolvimento do projeto. Agradecemos à instituição CEFET/RJ por todo o apoio prestado com fornecimento de material e laboratórios para análises aqui desenvolvidas.

Agradecemos também aos nossos professores orientadores, Ricardo Alexandre Amar de Aguiar e Brenno Tavares Duarte, que prestaram toda a orientação e consultoria necessária para o desenvolvimento e ajustes necessários na elaboração desse projeto final.

## RESUMO

O projeto se propõe a desenvolver uma caixa de redução com engrenagens de dentes retos do tipo epicicloidal, para o protótipo de 2020 da equipe Mud Runner Baja SAE. O objetivo de tal transmissão é otimizar o sistema de Trem de Força do protótipo, tendo como premissas principais a simplificação da usinagem e redução de peso em relação ao conjunto usado atualmente. A redução epicicloidal permite uma melhor compactação da traseira do veículo, o que diminui a massa do carro como um todo e, conseqüentemente, uma melhora no comportamento dinâmico. Foram analisadas as demandas do novo protótipo e dimensionadas uma caixa de redução, um invólucro para o conjunto e a sua fixação da caixa na gaiola do protótipo. Também fez parte do projeto a interação desta caixa com os outros elementos do protótipo.

Palavras-chave: Redução, engrenagens, transmissão, compactação, otimização.

## ABSTRACT

This project proposes to develop a reduction box with epicyclic-type spur gears, for the 2020 prototype of the Mud Runner Baja SAE team. The purpose of such a transmission is to optimize the Powertrain system of the prototype, having as main premises the simplification in the machining and reduction of weight in relation to the set used today. The epicyclic reduction allows a compaction of the rear of the vehicle, which decreases the mass of the car as a whole and, consequently, an improvement in dynamic behavior. The demands of the new prototype were analyzed and a reduction box, a housing for the assembly and its fixing of the box in the prototype cage were dimensioned. Also, part of the project was the interaction of this box with the other elements of the prototype.

Keywords: Reduction, gears, transmission, compaction, optimization.

# SUMÁRIO

1. Introdução	1
1.1. Motivação	2
1.2. Justificativa	2
1.3. Objetivo	3
1.4. Metodologia e Trabalho realizado	3
1.5. Organização do Trabalho	3
2. Revisão Bibliográfica	5
2.1. Tipos de transmissão	5
2.1.1. CVT	5
2.1.1.1. Polias de Diâmetro Variável (VDP)	5
2.1.1.2. Toroidal CVT (T-CVT)	6
2.1.1.3. CVT Cone ou de Fricção	7
2.1.2. Trem de engrenagens	8
2.1.2.1. Trem de engrenagens simples	8
2.1.2.2. Trem de engrenagens composto	9
2.1.2.3. Trem de engrenagens reversas	10
2.1.2.4. Trem de engrenagens epicicloidal	11
2.2. Elementos de transmissão flexíveis	13
2.2.1. Correia Plana	13
2.2.2. Correia em V	14
2.2.3. Correia dentada	15
2.2.4. Corrente de rolos	15
2.3. Elementos de transmissão rígidos	16
2.3.1. Engrenagens cilíndricas de dentes retos	16
2.3.2. Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais	19

2.3.3. Engrenagens cônicas de dentes retos	20
3. Premissas do projeto	22
3.1. Motorização	22
3.2. CVT Gaged GX9	23
3.3. Empacotamento	24
4. Desenvolvimento	26
4.1. Dinâmica longitudinal	26
4.2. Engrenagens	27
4.2.1. Parâmetros	28
4.2.2. Número de dentes das engrenagens	29
4.2.2.1. Interferência	30
4.2.3. Dimensões	31
4.2.4. Razão de Contato	32
4.2.4. Análise de Velocidades	33
4.2.5. Análise de Forças	35
4.2.6. Torque	36
4.2.7. Tensões	37
4.2.7.1. Tensões Flexionais	37
4.2.7.1.1. Fator de sobrecarga - <b><math>K_o</math></b>	38
4.2.7.1.2. Fator dinâmico - <b><math>K_v</math></b>	39
4.2.7.1.3. Fator de tamanho – <b><math>K_s</math></b>	41
4.2.7.1.4. Fator de distribuição de carga – <b><math>K_H</math></b>	41
4.2.7.1.5. Fator de espessura de aro - <b><math>K_B</math></b>	43
4.2.7.1.5. Fator geométrico para resistência flexional - <b><math>Y_J</math></b>	44
4.2.7.2. Tensões de Resistência ao Crateramento	45
4.2.7.2.1. Coeficiente elástico - <b><math>Z_E</math></b>	46
4.2.7.2.2. Fator de condição superficial - <b><math>Z_R</math></b>	47

4.2.7.2.3. Fator geométrico para resistência ao crateramento - <b>ZI</b>	47
4.2.7.3. Fatores de Segurança	48
4.2.7.3.1. Fator de Segurança à falha por fadiga flexional - <b>SF</b>	48
4.2.7.3.1.1. Resistência de Flexão Admissível - <b>St</b>	49
4.2.7.3.1.2. Fator de confiabilidade - <b>KR</b>	49
4.2.7.3.2. Fator de Segurança à falha por crateramento - <b>SH</b>	50
4.2.7.3.2.1. Resistência de Contato Admissível - <b>Sc</b>	51
4.2.7.3.2.2. Fator de razão de dureza para resistência ao crateramento - <b>CH</b>	52
4.2.8. Conjunto flexível	52
4.3. Eixos	53
4.3.1. Concentradores de tensão	54
4.3.3.1. Sensitividade do entalhe ( <b>q</b> ou <b>qcis</b> )	54
4.3.3.1. Concentradores de tensão teórico ( <b>Kt</b> ou <b>Kts</b> )	55
4.3.2. Tensões no eixo	57
4.3.2.1. Tensões de flexão	58
4.3.2.2. Tensões de cisalhamento	59
4.3.3. Análise de casos	59
4.3.3.1. Eixo CVT	59
4.3.2.2. Pino	61
4.3.2.3. Eixo intermediário	62
4.3.2.3. Eixo final	63
4.3.3. Análise de falha	64
4.3.3.1. Falha por escoamento	64
4.3.3.2. Falha por fadiga	65
4.3.3. Materiais e Fatores de Segurança	67
4.3.5. Rolamentos	68
4.3.6. Chaveta	69

4.3.7. Anel Elástico	71
4.4. Invólucro	72
5. Análise de Elementos	75
6. Conclusão	83
7. Sugestões para Projetos Futuros	84
8. Referências Bibliográficas	85
Apêndice A	87
Apêndice B	89

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: CVT com polias de diâmetro variável.	6
Figura 2: Toroidal CVT.	6
Figura 3: Esquema de funcionamento da Toroidal CVT.	7
Figura 4: CVT Cone ou de Fricção.	7
Figura 5: Trem de engrenagens simples.	8
Figura 6: Trem de engrenagens composto.	10
Figura 7: Transmissão reversa.	11
Figura 8: Trem de engrenagens planetárias.	11
Figura 9: Correia plana.	14
Figura 10: Correia em V.	14
Figura 11: Correia dentada.	15
Figura 12: Transmissão por Corrente de rolo.	16
Figura 13: Engrenagem cilíndrica de dentes retos.	17
Figura 14: Nomenclaturas usadas para definição de engrenagens cilíndricas de dentes retos.	18
Figura 15: Ângulo de pressão.	18
Figura 16: Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais.	19
Figura 17: Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais duplos.	19
Figura 18: Engrenagens helicoidais em eixos não paralelos (engrenagens esconsas).	20
Figura 19: Sistema por engrenagens cônicas.	21
Figura 20: Motor Briggs & Stratton 10HP - Série 20S232 e suas especificações técnicas.	22
Figura 21: Curva de potência.	23
Figura 22: Curva de torque.	23
Figura 23: Gráfico de relação CVT Gaged GX9-B.	24
Figura 24: Montagem do sistema de transmissão (a) entrada e (b) saída de potência.	25
Figura 25: Gráfico de Força x Velocidade, comparando diferentes valores de reduções.	27
Figura 26: Razão de contato.	33
Figura 27: Engrazamento de corrente.	34
Figura 28: Diagrama de corpo livre contendo as forças atuantes no conjunto de engrenagens do trem epicicloidal.	36
Figura 29: Fatores de sobrecarga.	38

Figura 30: Curvas de $Q_v$ para obtenção do fator dinâmico através da velocidade no ponto primitivo da engrenagem (em ft/ min).	40
Figura 31: Esquemática do posicionamento das engrenagens entre os mancais.	42
Figura 32: Condições de engrenamento para cálculo dos fatores A, B e C.	42
Figura 33: Ilustração dos parâmetros para cálculo da razão auxiliar $m_B$ .	43
Figura 34: Determinação do fator geométrico através do número de dentes do pinhão e da coroa, considerando-se ângulos de pressão de 20°.	44
Figura 35: Valores de coeficiente elástico baseados nos materiais das engrenagens.	46
Figura 36: Valores de resistência de flexão para diferentes materiais e graus, segundo AGMA.	49
Figura 37: Correlação do fator de confiabilidade com o grau de confiabilidade.	50
Figura 38: Valores de resistência de contato para diferentes materiais e graus, segundo AGMA.	51
Figura 39: Seleção do padrão de corrente.	53
Figura 40: Valores de sensibilidade ao entalhe para eixos submetidos a flexão ou cargas axiais.	54
Figura 41: Valores de sensibilidade ao entalhe para eixos submetidos ao cisalhamento.	55
Figura 42: Fatores teóricos de concentração de tensão, para flexão.	55
Figura 43: Fatores teóricos de concentração de tensão, para cisalhamento.	56
Figura 44: Quebras de secção do Eixo intermediário, com 1mm de raio de adoçamento.	56
Figura 45: Diagrama de corpo livre do Eixo CVT.	60
Figura 46: Diagrama de momento fletor do Eixo CVT.	60
Figura 47: Diagrama de corpo livre do Pino.	61
Figura 48: Diagrama de momento fletor do Pino.	61
Figura 49: Diagrama de corpo livre do Eixo Intermediário.	62
Figura 50: Diagrama de momento fletor do Eixo Intermediário.	62
Figura 51: Diagrama de corpo livre do Eixo Final.	63
Figura 52: Diagrama de momento fletor do Eixo Intermediário.	63
Figura 53: Diagrama de Goodman Modificado.	66
Figura 54: Valores normalizados para dimensionamento de chaveta.	69
Figura 55: Invólucro do sistema de redução (a) Vista externa; (b) Vista interna com montagem.	72
Figura 56: Vista explodida do trem de engrenagens epicicloidial.	73

Figura 57: Vista explodida do conjunto flexível.	73
Figura 58: Vista explodida do conjunto completo.	74
Figura 59: Condições de contorno da peça de interface entre o trem epicicloidal e o sistema flexível.	75
Figura 60: Análise de carregamento da peça de interface.	76
Figura 61: Gráfico de convergência de malha da análise da peça de interface.	76
Figura 62: Condições de contorno para o Eixo Final.	77
Figura 63: Análise de carregamento para o Eixo Final.	77
Figura 64: Gráfico de convergência de malha da análise do Eixo Final.	78
Figura 65: Condições de contorno para a engrenagem E2.	78
Figura 66: Análise de carregamento para o dente da engrenagem E2.	79
Figura 67: Gráfico de convergência de malha da análise da Engrenagem E2.	79
Figura 68: Condições de contorno para o Pino.	80
Figura 69: Análise de carregamento para o Pino.	80
Figura 70: Gráfico de convergência de malha da análise do Pino.	81
Figura 71: Condições de contorno para o invólucro.	81
Figura 72: Análise de carregamento para o invólucro.	82
Figura 73: Gráfico de convergência de malha da análise do invólucro.	82

## LISTA DE TABELAS

Tabela 01 - Forças resistivas máximas.	26
Tabela 02 – Parâmetros engrenagens de contato direto.	28
Tabela 03 – Número de dentes e relações de redução.	30
Tabela 04 – Dimensões das engrenagens.	31
Tabela 05 – Distâncias entre centros.	32
Tabela 06 – Razão de contato entre engrenagens.	33
Tabela 07 – Velocidades das engrenagens.	34
Tabela 08 - Cargas tangenciais e normais.	36
Tabela 09 – Torque de cada engrenagem do conjunto.	37
Tabela 10 – Valores de projeto para fator dinâmico.	40
Tabela 11 – Fatores de face e fator de distribuição de carga.	43
Tabela 12 – Valores para o fator geométrico para resistência flexional.	45
Tabela 13 – Concentradores de tensão dos eixos.	56
Tabela 14 – Valores de tensão flexional, média e alternada para os eixos.	64
Tabela 15 – Tensões cisalhantes atuantes nos eixos.	64
Tabela 16 – Fatores de segurança segundo tensões de Von Misses (em MPa) e materiais definidos no projeto.	67
Tabela 17 – Valores de tensão de Von Misses e Goodman modificado.	67
Tabela 18 – Cálculo dos esforços atuantes nos rolamentos.	68
Tabela 19 – Cálculo do fator de segurança.	68
Tabela 20 – Valores para resistência ao escoamento e cisalhamento.	70
Tabela 21 – Valores para as forças atuantes nas chavetas.	70
Tabela 22 – Valores dos comprimentos das chavetas.	70
Tabela 23 – Valores dos coeficientes de segurança.	70

# 1. Introdução

A SAE Internacional (*Society of Automotive Engineers*) é uma associação profissional criada no início do século XX, devido à necessidade dos fabricantes automobilísticos dos Estados Unidos de desenvolver padrões para a indústria, que na época não contava com tal suporte. A partir desta carência, foi publicado o primeiro editorial SAE, que marcou o início da associação que hoje conta com filiais por todo o mundo, como SAE Índia e Brasil. Após a primeira década de existência, a associação firmou-se como referência na criação de revistas técnicas e passou a supervisionar padrões técnicos também das indústrias marítima e aeronáutica. A partir da segunda metade do século passado, a sociedade estabeleceu seções em países como Brasil, Índia, China, Rússia, Romênia e Egito. Em 1980, o número de membros ultrapassou 35.000, e no final da década de 90, o número de sócios chegou a 80.000 com membros em mais de 80 países. Atualmente, a SAE possui mais de 138.000 membros globais.

Atualmente, além das padronizações, a SAE Internacional também dedica recursos a projetos e programas em educação STEM (*Science, Technology, Engineering and Mathematics*), certificação profissional e competições a nível de graduação e ensino técnico. O projeto Baja SAE, foco principal desse projeto, tem como objetivo fomentar a pesquisa universitária e capacitar futuros engenheiros para os desafios a serem enfrentados no mercado de trabalho, além de trazer para a prática os conceitos abordados dentro de sala de aula nos cursos de engenharia. Os alunos são responsáveis pela idealização, projeto, fabricação e validação de todo o protótipo.

Criada na faculdade da Carolina do Sul nos Estados Unidos em 1976, a competição baja SAE tem como objetivo auxiliar na preparação do aluno para o mercado de trabalho, aproximando-o do desenvolvimento de um projeto além de promover o desenvolvimento da engenharia no meio universitário, colocando à prova os projetos e protótipos das equipes inscritas. A avaliação de projeto é dada por meio de relatório técnico, que aborda seis principais temas: Gestão, Suspensão e Direção, Freios, Eletrônica, Estrutura/Ergonomia/Design e Trem de Força. Para a avaliação do protótipo foi criado o Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE, que rege e define quesitos técnicos e competitivos os quais as equipes devem seguir.

Em meados de 1991 foi criada a SAE Brasil e, quatro anos depois, seria realizada a primeira competição nacional, em São Paulo. Atualmente, a etapa nacional conta com

provas de segurança estática, segurança dinâmica, apresentações de projeto, testes dinâmicos e enduro de resistência.

### **1.1. Motivação**

O sistema de Trem de Força é um dos sistemas mais importantes de um veículo, visto que, este é diretamente responsável pela sua movimentação. O protótipo baja SAE, possui uma grande dependência do motor e de seu sistema de redução e transmissão, devido às dificuldades existentes ao longo das provas, sendo um fator crucial no projeto. Mediante os fatos, notou-se a relevância de desenvolver um projeto de transmissão para a equipe Mud Runner Baja SAE do CEFET/RJ, otimizando soluções e tornando viável a fabricação de uma caixa de redução para o protótipo que será usado na competição Nacional de 2020 ou servir de base para futuros projetos.

### **1.2. Justificativa**

Sendo responsável direto pela movimentação longitudinal do veículo, cabe ao dispositivo de redução transmitir a potência do motor às rodas, visando uma melhor eficiência desta transmissão de forma que se aproveite melhor a energia disponível na saída do eixo do motor. Este sistema deve ser compacto, de forma a reduzir o espaço físico requerido pelo Trem de Força na traseira do protótipo.

Tendo em vista a necessidade de desenvolvimento do sistema de Trem de Força da equipe, foi evidenciada a oportunidade de elaboração de um novo sistema de transmissão. A caixa de redução usando engrenagens epicicloidais (TEP) tem como principais características o baixo peso, compactação do sistema e garantia de boa confiabilidade.

### **1.3. Objetivo**

Esse trabalho tem como objetivo o dimensionamento e detalhamento de um sistema de transmissão para um protótipo baja SAE. Tal projeto visa ilustrar todos os parâmetros e particularidades dos principais tipos de transmissão, com foco nas características e propriedades de um sistema de transmissão epicicloidal com engrenagens de dentes retos, proporcionando assim o conhecimento necessário para o projeto.

Esse projeto foi idealizado buscando trazer ganhos de rendimento, redução de massa em relação ao sistema atual, aumento da confiabilidade mantendo boa eficiência, otimização das configurações de montagem e diminuição da complexidade do processo de fixação do sistema de redução no protótipo. Com este novo sistema espera-se ganhos de desempenho nas provas da competição baja SAE.

### **1.4. Metodologia e Trabalho realizado**

Primeiramente é apresentada uma revisão dos tipos de transmissão, em seguida são demonstrados os tipos de trens de engrenagens e os elementos que as compõem. Posteriormente são apresentadas as premissas do projeto, seguida pelo estudo de dinâmica longitudinal. Sendo dimensionados todos os elementos constituintes da transmissão epicicloidal, como eixos e engrenagens.

Também são efetuadas análises numéricas para comprovar e comparar com as análises teóricas desenvolvidas.

### **1.5. Organização do Trabalho**

O presente trabalho é constituído por cinco capítulos e estruturado mediante a seguinte descrição.

No Capítulo 1 é apresentada a motivação e justificativa para o desenvolvimento deste projeto, também é introduzido o projeto mini baja e os motivos para a busca de melhorias.

No Capítulo 2 é apresentada a revisão bibliográfica dos tipos e componentes envolvidos na transmissão de torque. Sendo abordadas, as características e funcionalidades dos mesmos.

No Capítulo 3 são apresentadas as premissas de projeto, mencionando o tipo de motor utilizado e suas especificações, assim como o sistema de transmissão CVT e suas características e por fim o empacotamento do protótipo onde será fixado o sistema de redução.

No Capítulo 4 é apresentado o desenvolvimento do projeto, sendo realizada uma análise de toda a dinâmica longitudinal, onde são apresentados os parâmetros e fatores determinantes para o completo dimensionamento de eixos e engrenagens, assim como os componentes de fixação e suporte, como rolamentos e chavetas.

No Capítulo 5 são apresentadas as simulações numéricas, realizadas para comparar e confirmar o fator de segurança obtido.

Por fim, são apresentadas as conclusões obtidas e sugestões para trabalhos futuros que sigam a mesma linha de pesquisa.

## 2. Revisão Bibliográfica

### 2.1. Tipos de transmissão

Uma transmissão veicular tem como função a transformação da rotação proveniente do motor, gerando ganho de torque e controle da velocidade, de acordo com a demanda do automóvel. Os protótipos baja SAE utilizam duas etapas de transmissão: Variável (CVT) e Fixa (Trem de Engrenagens).

#### 2.1.1. CVT

A CVT (do inglês *Continuously Variable Transmission*) é um dispositivo de transmissão do tipo variável, pensado por Leonardo da Vinci em 1490, tendo como principal característica simular uma relação infinita de marchas, dispensando a relação tradicional de pares de engrenagens, uma vez que sua razão de velocidades é alterada por meio de polias expansíveis. Essas polias estão diretamente ligadas à rotação do motor, que gera a força centrífuga necessária para sua movimentação e conseqüentemente, mudança da relação de transmissão.

O câmbio CVT permite uma aceleração contínua do veículo, o que faz com que seja imperceptível a troca da relação de transmissão, além de manter o veículo com desempenho em sua melhor faixa de potência, independente da velocidade em que se encontra. Os tipos mais usuais de configurações do câmbio CVT são as de Polias de Diâmetro Variável, Toroidal CVT e CVT Cone ou de Fricção.

##### 2.1.1.1. Polias de Diâmetro Variável (VDP)

O tipo de polias de diâmetro variável (do inglês *Variable Diameter Pulley - VDP*) é o mais comum em CVT, onde duas polias, condutora e conduzida, são ligadas por uma

correia metálica ou de borracha para transmissão de potência, conforme Figura 1. Um conversor de torque liga a polia principal ao eixo do motor e a polia secundária fica conectada ao eixo do diferencial, e enquanto uma aumenta de diâmetro a outra diminui, fazendo com que a relação de força transmitida para as rodas se altere, o que permite o trabalho do motor sempre na faixa de rotação mais próxima do ideal.

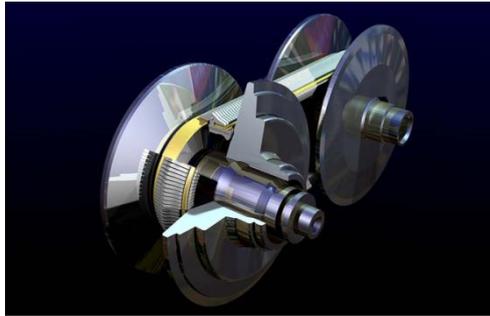


Figura 1 - CVT com polias de diâmetro variável.

Fonte: <Autoguide.com>

### 2.1.1.2. Toroidal CVT (T-CVT)

Neste tipo de CVT tem-se a transmissão de forças por meio de uma relação entre discos e roletes responsáveis por substituir as correias na função de variar as relações de transmissão, conforme Figura 2. A variação de relação é obtida pelo ângulo de trabalho que o rolamento forma, conforme Figura 3. Esses tipos de CVT permitem trabalhos em faixas de torque maiores que as faixas permissíveis em CVTs de polias de diâmetros variáveis. São encontradas em alguns modelos da montadora japonesa Nissan.



Figura 2 - Toroidal CVT.

Fonte: <fem.unicamp.br>



Figura 3 - Esquema de funcionamento da Toroidal CVT.

Fonte: <fem.unicamp.br>

### 2.1.1.3. CVT Cone ou de Fricção

A CVT Cone é composta por dois cones ligados por uma correia, ou uma roda, onde a fricção entre as polias cônicas rotativas permite a transmissão de potência de uma polia à outra. Se a roda ou correia estiver na extremidade do raio menor do cone condutor tem-se a marcha lenta e alto torque e, caso a roda ou correia esteja posicionada na extremidade do raio maior do cone condutor tem-se uma marcha com maior velocidade e conseqüentemente menos torque, conforme ilustra a Figura 4. A CVT do tipo Cone é utilizada em alguns veículos usados em jardinagem, veículos leves de *kart*, veículos híbridos e em algumas máquinas industriais que necessitem de variação de velocidade.



Figura 4 - CVT Cone ou de Fricção.

Fonte: <unicyclist.com>

## 2.1.2. Trem de engrenagens

O trem de engrenagens (ou transmissão fixa) pode ser denominada como um conjunto de duas ou mais engrenagens que transmitem movimento entre si. Em sua grande maioria, o objetivo principal do trem de engrenagens é reduzir a velocidade rotacional do eixo de entrada, transformando-a em torque para o eixo de saída. Segundo **Khurmi** (2005) os trens de engrenagens podem ser classificados em trens de engrenagens simples, trens de engrenagens compostos, trens de engrenagens reversos e trens de engrenagens epicicloidais.

### 2.1.2.1. Trem de engrenagens simples

Trem simples é aquele em que cada eixo possui apenas uma engrenagem, como exemplificado na Figura 5, onde  $W_{entrada}$  é a velocidade de entrada e  $W_{saída}$  a velocidade de saída. A relação de velocidades do sistema é dada pela Equação 1.

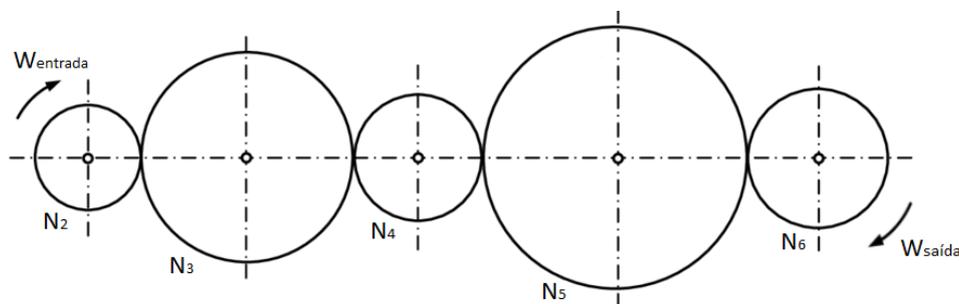


Figura 5 - Trem de engrenagens simples.

Fonte: <researchgate.net>

$$i = \left(-\frac{N_2}{N_3}\right) \left(-\frac{N_3}{N_4}\right) \left(-\frac{N_4}{N_5}\right) \left(-\frac{N_5}{N_6}\right) \quad (1)$$

$$\text{Logo, } i = \left(\frac{N_2}{N_6}\right) \text{ ou } \pm \left(\frac{N_{entrada}}{N_{saída}}\right) \quad (2)$$

Onde  $i$  o valor da relação de transmissão e  $N$  se refere à rotação das engrenagens 1, 2, 3, 4, 5 e 6, respectivamente.

Pela Equação 2, nota-se que as engrenagens intermediárias não afetam o valor final da relação do sistema, sendo denominadas assim como engrenagens obsoletas. Se a quantidade de engrenagens obsoletas do sistema for ímpar, os eixos de entrada e saída terão o mesmo sentido de rotação. Caso essa quantidade seja par, o sentido de rotação será oposto.

Outra característica do sistema de engrenagens simples é a sua limitação quanto ao valor máximo de relação, cerca de 10:1. Esse número é obtido uma vez que, acima disso, o sistema seria superdimensionado e de difícil acomodação, tornando esse tipo de trem desvantajoso.

### 2.1.2.2. Trem de engrenagens composto

Se o sistema possui mais de uma engrenagem em pelo menos um dos eixos, este pode ser considerado um trem de engrenagens composto. Quando há a necessidade de conectar uma engrenagem motora a uma engrenagem movida e, ao mesmo tempo, necessita-se de uma relação de velocidades grande, usam-se engrenagens compostas em eixos intermediários para tal função. Nessa configuração, cada eixo intermediário possui duas engrenagens rigidamente fixadas de modo que estas possuam a mesma velocidade e a montagem é feita de modo que uma destas engrenagens do eixo intermediário se combine com a engrenagem motora e a outra se conecte com a engrenagem movida, conforme Figura 6.

Com o trem de engrenagens composto é possível se obter grandes relações de redução, entre o primeiro eixo e o último, com engrenagens relativamente pequenas. Usualmente, quando a relação de redução de velocidade desejada no projeto supera a grandeza de 7:1, que pode ser calculada pela Equação 3 os trens de engrenagens compostos são normalmente utilizados em detrimento aos trens de engrenagens simples, pois estes iriam requerer últimas engrenagens de dimensões físicas muito grandes.

$$i = \left(\frac{N_2}{N_3}\right) \left(\frac{N_4}{N_5}\right) \quad (3)$$

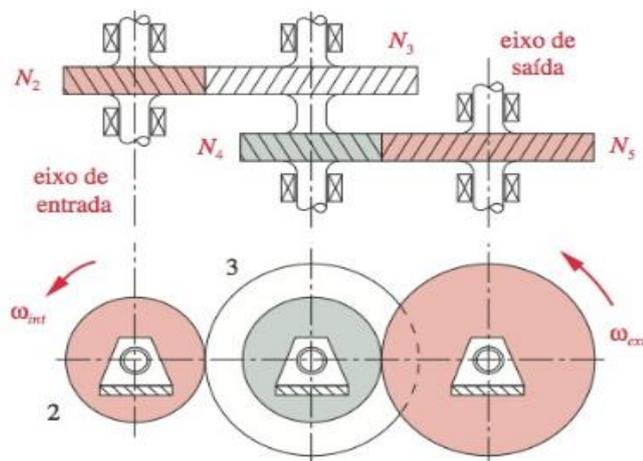


Figura 6 - Trem de engrenagens composto

Fonte: Norton (2013).

### 2.1.2.3. Trem de engrenagens reversas

Assim como o trem de engrenagens composto, o sistema reverso tem como característica a presença de um conjunto de engrenagens compostas no mesmo eixo. Além disso, apresenta a primeira engrenagem motriz da transmissão alinhada coaxialmente a última engrenagem movida do conjunto. Sendo assim, o sistema necessita de uma distância igual entre seus eixos.

Mediante à mesma distância, a soma entre os raios da primeira engrenagem (motriz) com a segunda engrenagem (movidada) deve ser igual à soma entre a terceira engrenagem (motriz) e a última engrenagem (movidada). O mesmo fato ocorre com o somatório de dentes entre as engrenagens da primeira interação com o da segunda interação, conforme Figura 7. Outra característica é o fato da primeira engrenagem motriz e a última engrenagem movida possuírem o mesmo sentido de giro. São frequentemente usadas em transmissões automotivas, reduções industriais, carro de translação de torno e fresas e em relógios.

Sua redução é dada pela Equação 4, a mesma dos outros trens de engrenagens:

Logo,

$$i = \left( \frac{N_2 \times N_4}{N_1 \times N_3} \right) \quad (4)$$

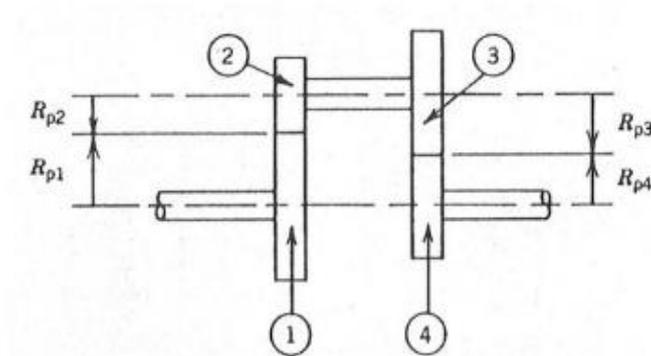


Figura 7 - Transmissão reversa.

Fonte: DOUGHTY (1988).

#### 2.1.2.4. Trem de engrenagens epicicloidais

Muito utilizado na indústria nos redutores industriais, os trens de engrenagens epicicloidais (TEP) são amplamente utilizados em equipamentos que necessitam altas reduções em um espaço físico compacto. Diferentemente dos sistemas apresentados anteriormente, o TEP apresenta dois graus de liberdade, o que naturalmente o torna mais complexo.

Também conhecido como trem de engrenagens planetárias (Figura 8), devido à analogia com o sistema solar, o TEP é constituído de elementos com funções bem definidas: externamente a engrenagem anelar, que possui dentes internos, ligadas à anelar estão as engrenagens planetárias que transladam em torno do eixo comum do trem e são interligadas por um sistema de pivotamento (braço) e por fim, ao centro, tem-se a engrenagem solar. As engrenagens planetárias estarão sempre em movimento, porém os demais componentes podem variar suas funções.

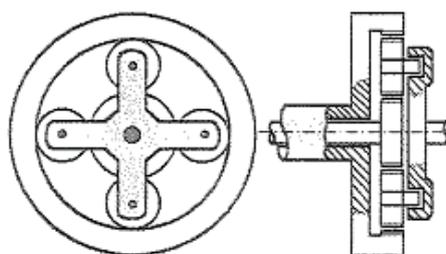


Figura 8 - Trem de engrenagens planetárias.

Fonte: <researchgate.net>

Outra peculiaridade é que não apenas o número de dentes caracteriza o valor da relação de transmissão. Para o TEP, a função de cada elemento da transmissão possui papel fundamental no movimento a ser gerado. Nesse tipo de trem, haverá sempre um elemento fixo, um elemento de entrada de movimento e um de saída de movimento.

As equações abaixo referem-se a relações de transmissão para diferentes casos.

- **Entrada:** Solar; **Saída:** Braço de planetárias; **Elemento fixo:** Anelar, segundo Equação 5.

$$i = 1 + \left(\frac{Z_a}{Z_s}\right) \quad (5)$$

Onde:

$Z_a$  – Número de dentes da engrenagem anelar

$Z_s$  – Número de dentes da engrenagem solar

- **Entrada:** Braço de planetárias; **Saída:** Anelar; **Elemento fixo:** Solar, segundo Equação 6.

$$i = \frac{1}{\left(1 + \left(\frac{Z_a}{Z_s}\right)\right)} \quad (6)$$

- **Entrada:** Anelar; **Saída:** Solar; **Elemento fixo:** Braço de planetárias, segundo Equação 7.

$$i = -\left(\frac{Z_a}{Z_s}\right) \quad (7)$$

Observa-se que para o caso 1 haverá redução da velocidade de entrada, com os eixos inicial e final possuindo o mesmo sentido de rotação.

Para o caso 2, tem-se o aumento da velocidade, também com entrada e saída apresentando o mesmo sentido de rotação.

No caso 3, há redução, porém, os eixos de inicial e final possuem sentidos opostos de rotação.

## **2.2. Elementos de transmissão flexíveis**

Elementos como correias e correntes são usualmente utilizados em sistemas nos quais existem distâncias relativamente longas de transporte como elementos de transmissão flexíveis. Por esse motivo, segundo Shigley (2011), são costumeiramente substitutos de engrenagens, eixos, mancais, entre outros dispositivos considerados rígidos.

Esse tipo de transmissão é utilizado em larga escala, pois dado sua elasticidade e comprimento possuem características de absorver cargas de choque e minimizar efeitos de vibrações, além de reduzir os custos do projeto.

Por outro lado, nas correias a transmissão de potência se dá através do atrito existente entre a polia e correia, sendo necessário assim uma tensão inicial para minimizar o deslizamento entre os componentes que estão transmitindo o movimento, devido a esse deslizamento diminuir o rendimento do sistema, sendo necessário assim uma total sincronia entre os dispositivos. Além disso, apresentam uma vida útil menor se comparadas aos elementos de transmissão rígidos, sendo necessárias manutenções com maior frequência e a sua substituição em casos de desgaste severo.

A transmissão por corrente se caracteriza por transmitir grande quantidade de torque e operar em condições nas quais as polias não possuem grande efetividade, como em altas temperaturas ou em ambientes sob umidade.

São utilizadas em sistemas de robustez elevada por apresentarem bom sincronismo, bom rendimento e não apresentarem deslizamento entre as partes que compõem o sistema. São muito utilizadas em sistemas que necessitem acionar diversos eixos ao mesmo tempo por apenas um elemento rotor. Por outro lado, geram considerável grau de ruído e necessitam de boa lubrificação.

### **2.2.1. Correia Plana**

Correias planas são geralmente feitas de poliuretano, nylon e tecido impregnado de borracha e reforçado, geralmente com cabos de aço, que dão estrutura e propriedades específicas como a capacidade de absorver tensões, conforme Figura 9.

São caracterizadas por terem transmissões silenciosas, eficientes e possuem resistência à alta velocidade. São aplicadas em larga escala para transmissão de potência por longas distâncias.



Figura 9 - Correia plana.

Fonte: <lcborrachas.com.br>

### 2.2.2. Correia em V

Correias em V, ou correias sextavadas, proporcionam força por meio de atrito entre as laterais da correia e são usualmente feitas de tecido, corda de algodão ou nylon, e impregnadas com borracha, conforme Figura 10. Assim como a correia plana são aplicadas em ocasiões onde são aceitos pequenos deslizamentos. São comumente aplicadas para curtas distâncias de transmissão e em transmissões de potências de motores de combustão interna. Atualmente são utilizadas pela equipe Mud Runner Baja SAE para transmissão de forças entre as polias da CVT.

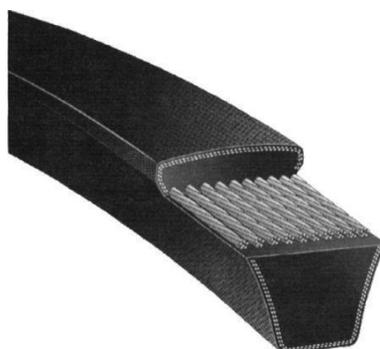


Figura 10 - Correia em V.

Fonte: <solucoesindustriais.com.br>

### 2.2.3. Correia dentada

Correias dentadas são assim chamadas por possuírem dentes igualmente espaçados ao longo do seu comprimento, conforme Figura 11. Geralmente são feitas de Neoprene e seus dentes revestidos em nylon. Mediante estes dentes, que se encaixam nas polias correspondentes, as correias dentadas não apresentam escorregamento entre as partes, obtendo assim um maior poder de transmitir torque com uma menor perda relativa de eficiência e velocidade angular constante, apresentando também maior durabilidade. Não apresentam esticamento em trabalho e as tensões iniciais não são necessárias.



Figura 11 - Correia dentada.

Fonte: <depositphotos.com>

### 2.2.4. Corrente de rolos

As correntes de rolos são as mais utilizadas no mercado, amplamente aplicadas para transmissão e movimentação, tendo como características a resistência à trabalhos em condições severas, robustez e simples montagem, conforme Figura 12. Este tipo de transmissão é normalmente caracterizado por apresentar uma engrenagem motriz (pinhão) e por engrenagens movidas (coroa) e possuem um rendimento médio de 98% em condições normais de trabalho. Possuem classificação quanto ao número de roletes em uma mesma fileira, podendo ser simples, duplas ou triplas.



Figura 12 - Transmissão por Corrente de rolo.

Fonte: <Solidprize.com.br>

### **2.3. Elementos de transmissão rígidos**

Os elementos de transmissão rígidos são aqueles que possuem contato direto engrenagem-engrenagem, dispensando assim o uso de elementos flexíveis. Dentre as vantagens observadas, destacam-se o alto rendimento e compactação do sistema. Em contrapartida, para garantir o perfeito acoplamento, a usinagem de uma engrenagem por dentes de contato direto exige um bom grau de precisão dimensional. Além disso, o sistema precisa contar com uma lubrificação que atenda aos requisitos do projeto. Logo, a relação custo-benefício para a utilização de um sistema de transmissão rígido pode tornar inviável a sua aplicação.

#### **2.3.1. Engrenagens cilíndricas de dentes retos**

São aquelas que possuem dentes paralelos ao eixo rotacional, conforme Figura 13, transmitindo movimento entre eixos também paralelos e são aplicadas quando se deseja uma relação de transmissão fixa e se tem um espaço reduzido entre os eixos de transmissão. Dentre os diversos tipos, as engrenagens cilíndricas são consideradas menos complexas e de fabricação mais simples, e conseqüentemente mais barata.



Figura 13 - Engrenagem cilíndrica de dentes retos.

Fonte: <solucoesindustriais.com.br>

Geralmente, os cálculos se baseiam no círculo primitivo ou de passo, por onde se define o diâmetro primitivo da engrenagem. Numa relação de engrenamento, a menor das engrenagens é chamada pinhão e a maior delas é chamada de coroa, ou simplesmente engrenagem.

Algumas nomenclaturas são importantes de serem definidas quando se trata de engrenagens cilíndricas de dentes retos, conforme Figura 14.

O passo circular é a distância do ponto de um dente ao ponto correspondente no dente adjacente, medido no círculo primitivo.

O módulo de uma engrenagem é definido como uma razão entre passo diametral e número de dentes da engrenagem e é tido como índice para tamanho de dentes no Sistema Internacional de Unidades (S.I.).

Segundo Shigley (2011) o passo diametral é definido como a razão entre o número de dentes da engrenagem e o diâmetro primitivo e é mais comumente usado nos Estados Unidos, sendo expresso em unidades de dentes por polegada.

O adendo é a distância radial entre o topo de um dente da engrenagem e o círculo primitivo, e o dedendo é a distância entre o mesmo círculo primitivo e o fundo do dente da engrenagem. A altura completa do dente é obtida através da soma entre adendo e dedendo.

O círculo de folga é tangente ao círculo de adendo da engrenagem par e a folga é definida como a quantidade pela qual o dedendo excede o adendo em sua engrenagem par. A quantia pela qual a largura do espaço entre dentes excede a espessura do dente a este engrenado são denominados recuo e medida no círculo primitivo.

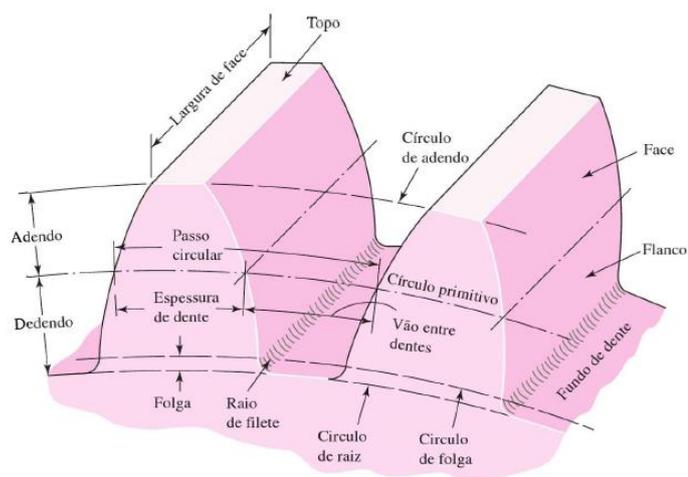


Figura 14 - Nomenclaturas usadas para definição de engrenagens cilíndricas de dentes retos.

Fonte: Shigley (2011)

O ângulo de pressão é a inclinação da linha de pressão, conforme Figura 15, linha essa que tangencia os círculos bases das engrenagens em contato.

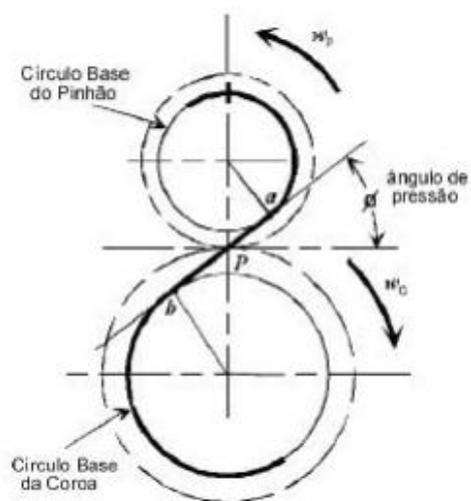


Figura 15 – Ângulo de pressão.

Fonte: Shigley (2011).

### 2.3.2. Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais

Caracterizadas pelos dentes inclinados que formam uma helicoidal de involuta, conforme Figura 16, as engrenagens de dentes helicoidais se diferem das cilíndricas de dentes retos por não possuírem paralelismo entre dente e eixo de rotação. Outra característica é a menor emissão de ruídos, uma vez que o contato e transferência de carga entre dentes é feito de forma gradual por conta da inclinação, suavizando o acoplamento, o que faz com que as engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais sejam capazes de transmitir grandes cargas a altas velocidades.

Os dentes helicoidais submetem o eixo a cargas radiais e axiais, exigindo em alguns casos a utilização de rolamentos cônicos. Quando se eleva a carga axial aplicada sobre a engrenagem, pode se tornar necessária a aplicação de engrenagens helicoidais duplas, que desenvolvem reações axiais opostas e dessa maneira são capazes de anular a carga axial, vide Figura 17. Esse tipo de engrenamento pode ser utilizado em eixos não paralelos (engrenagens esconsas), vide Figura 18.



Figura 16 - Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais.

Fonte: <orteip.com.br>



Figura 17 - Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais duplos.

Fonte: <instazu.com>

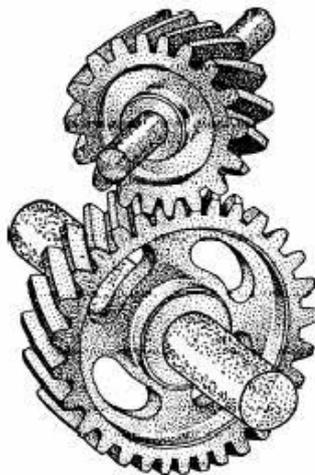


Figura 18 – Engrenagens helicoidais em eixos não paralelos (engrenagens esconsas).

Fonte: < [garcia.xpg.com.br/aula14\\_transmissao.pdf](http://garcia.xpg.com.br/aula14_transmissao.pdf) >

### **2.3.3. Engrenagens cônicas de dentes retos**

Assim como as engrenagens cilíndricas, as engrenagens cônicas, conforme Figura 19, podem ser de dentes retos, helicoidais ou em espiral. Seu principal objetivo é transmitir movimento entre eixos ortogonais na maioria dos casos, ou também entre eixos angulados entre si, assim como também pode mudar o sentido de giro oriundo do eixo que transmite o torque primário.

Os dentes da engrenagem cônica podem ser fundidos ou fresados, sendo estes desejáveis quando se exige maior precisão na transmissão de forças.

Um exemplo de aplicação de engrenagens cônicas são os diferenciais automotivos, que permitem velocidades relativas entre eixos em situações de curva. Nos veículos, quando são realizadas curvas, as rodas internas e externas percorrem arcos de comprimentos diferentes, com isso, o diferencial transmite mais velocidade à roda de percorrerá o maior arco, não deixando que esta seja arrastada.



Figura 19 - Sistema por engrenagens cônicas.

Fonte: <[coniflex.com.br](http://coniflex.com.br)>

## 3. Premissas do projeto

### 3.1. Motorização

O projeto Baja SAE utiliza, por determinação do regulamento RATBSB - Emenda 2, o motor Briggs & Stratton 10HP. Suas especificações estão detalhadas na Figura 20. Trata-se de um motor monocilíndrico do tipo OHV (Comando de válvulas no cabeçote), de ciclo Otto de 4 tempos. O combustível utilizado é a gasolina, que se mistura com o ar no carburador antes de ser queimada no cilindro de combustão.

Atualmente a equipe Mud Runner utiliza os motores da série 20S232 (modelo antigo), porém já estão sendo aceitos os motores da série 19L232 (modelo atualizado).

CILINDRADA	305cc	
POTÊNCIA	10HP	
DIÂMETRO DO CILINDRO	79,2MM	
CURSO DO PISTÃO	62,0mm	
CAPACIDADE DO TANQUE	3,8l	
VÁLVULAS	OHV	
FILTRO DE AR	Duplo (Espuma e Papel)	
LUBRIFICAÇÃO	Splash	
PESO	23,4 Kg	

Figura 20 - Motor Briggs & Stratton 10HP – Série 20S232 e suas especificações técnicas.

Fonte: Navarro, Salata e Ribeiro (2015).

Esse modelo de motor é classificado pelo próprio fabricante como gerador ou estacionário, uma vez que apresenta baixo valor para sua rotação máxima e alto torque e potência em baixas rotações.

Como *inputs* do projeto, as curvas do comportamento da potência e torque do motor são fornecidas pelo fabricante. Esses valores podem ser observados nas Figuras 21 e 22.

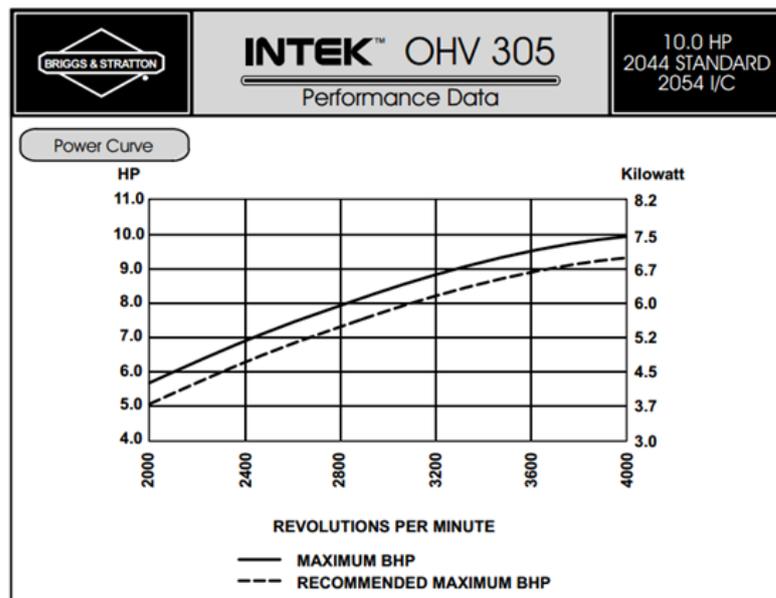


Figura 21 - Curva de potência.

Fonte: Briggs & Stratton.

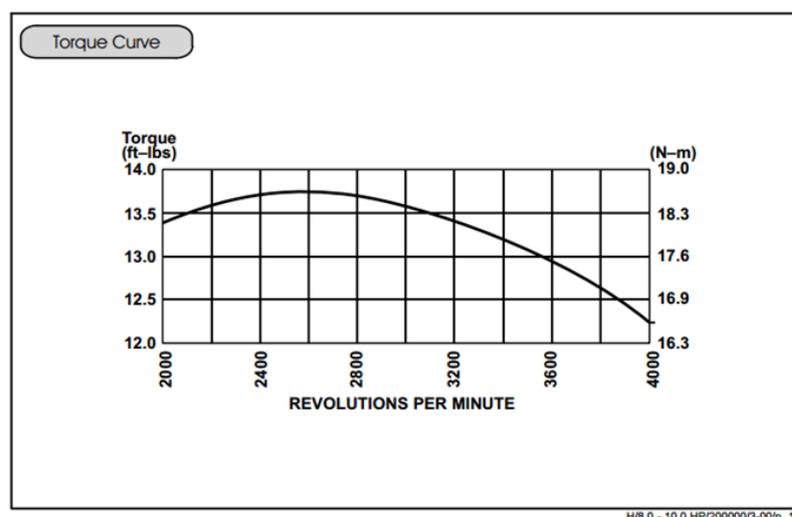


Figura 22 - Curva de torque.

Fonte: Briggs & Stratton.

### 3.2. CVT Gaged GX9

O modelo de CVT utilizada pela equipe Mud Runner é da fabricante *Gaged Engineering*, modelo *Dominator GX9-B*. Esse modelo possui como principais características a ampla possibilidade de configurações, baixo peso e fácil manutenção.

Como dito anteriormente, esse tipo de transmissão varia sua relação de acordo com a rotação do motor, gerando através do jogo de pesos e molas uma força centrípeta. Essa força é responsável por alterar os diâmetros das polias, alterando a relação de transmissão da CVT.

Segundo o fabricante, a faixa de transmissão do modelo GX9-B varia de 3,9:1 até 0,9:1. De acordo com o estudo realizado por Lopes (2017) em “Desenvolvimento de Uma Bancada de Testes Para Analisar a Dinâmica de Uma CVT” (Página 9, Gráfico 01), em dada configuração, a CVT possui os valores de transmissão inicial e final estabelecidos em 3,95:1 e 0,95:1, respectivamente, conforme Figura 23.

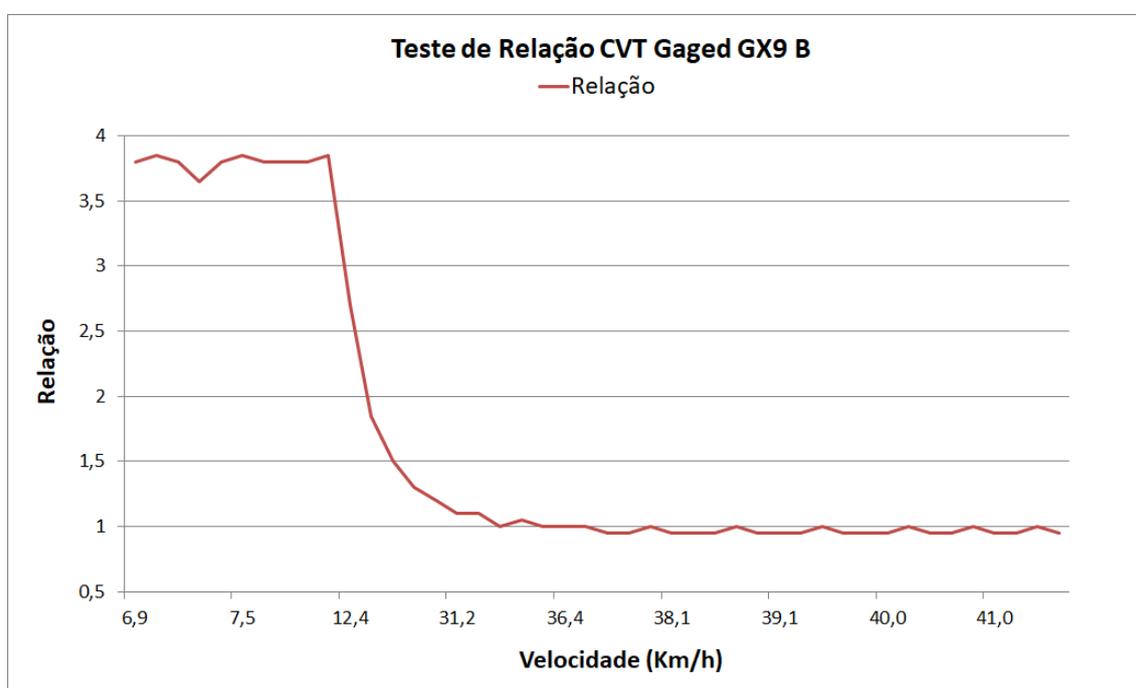


Figura 23 - Gráfico de relação CVT Gaged GX9-B.

Fonte: Lopes (2017).

### 3.3. Empacotamento

Por se tratar de um protótipo de competição, a interação do sistema de redução com os demais componentes presentes no carro é de extrema relevância para o funcionamento do conjunto. Com isso, um fator limitante para o sistema de redução fixa é o espaço físico disponível na traseira do protótipo.

A Figura 24 ilustra a montagem do sistema de redução aqui desenvolvido na traseira do protótipo da equipe Mud Runner, utilizando o programa SolidWorks.

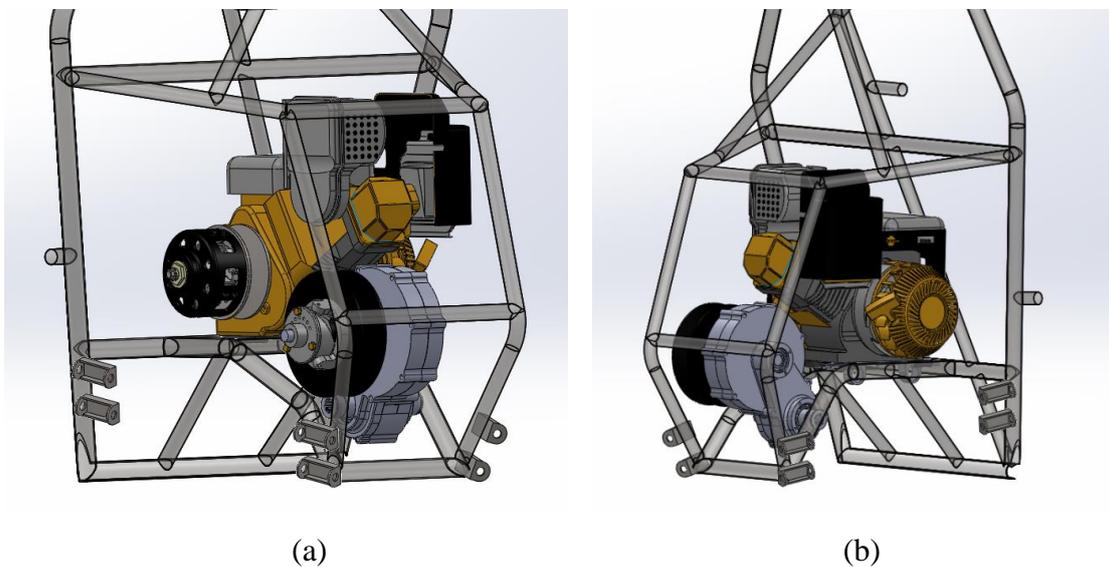


Figura 24 – Montagem do sistema de transmissão (a) entrada e (b) saída de potência.

Fonte: Autoria própria (2019).

## 4. Desenvolvimento

### 4.1. Dinâmica longitudinal

Para determinar o valor da redução que a transmissão fixa deve possuir, foi realizada uma análise de dinâmica longitudinal para o protótipo de 2020 da equipe Mud Runner. Essa análise seguiu a linha de raciocínio explicitada em “Análise de Dinâmica Veicular do Protótipo Baja SAE” (Página 72 item 3.3), de Duarte, Barreto e Amaral (2016).

Esse estudo tem como objetivo compilar diversas forças resistivas que atuam sobre o protótipo, gerando assim um valor mínimo que as rodas devem exercer para superar essa barreira resistiva. São essas resistências: Ao rolamento; aerodinâmica; ao gradiente (27°) e à aceleração. Como o objetivo desse projeto não é se aprofundar nesse tipo de análise, a Tabela 01 exibe os valores considerados para cada resistência.

Tabela 01 - Forças resistivas máximas

<b>Forças Resistivas máximas</b>	
Resistência ao Rolamento (N)	327,0
Resistência Aerodinâmica (N)	153,6
Resistência ao Gradiente (27°) (N)	1202,5
Resistência a Aceleração (N)	1099,7

Fonte: Autoria própria (2019).

A partir dessas considerações, é possível se obter um valor de redução que concilie força trativa mínima para superar as resistências, velocidade final e viabilidade física de empacotamento.

Na Figura 25 são comparados diferentes valores de redução para a transmissão do protótipo, onde: O limite de tração representa a força máxima que a roda deve apresentar para que não haja deslizamento; A curva de resistência representa o somatório de forças resistivas ao longo da aceleração do protótipo; A curva motor representa a potência máxima fornecida pelo motor; As demais exibem a potência utilizada para aquela

determinada redução (Área do gráfico abaixo da curva). Observa-se que para a redução de 8,4:1, o ganho de potência é máximo, sem extrapolar o limite de tração do protótipo.

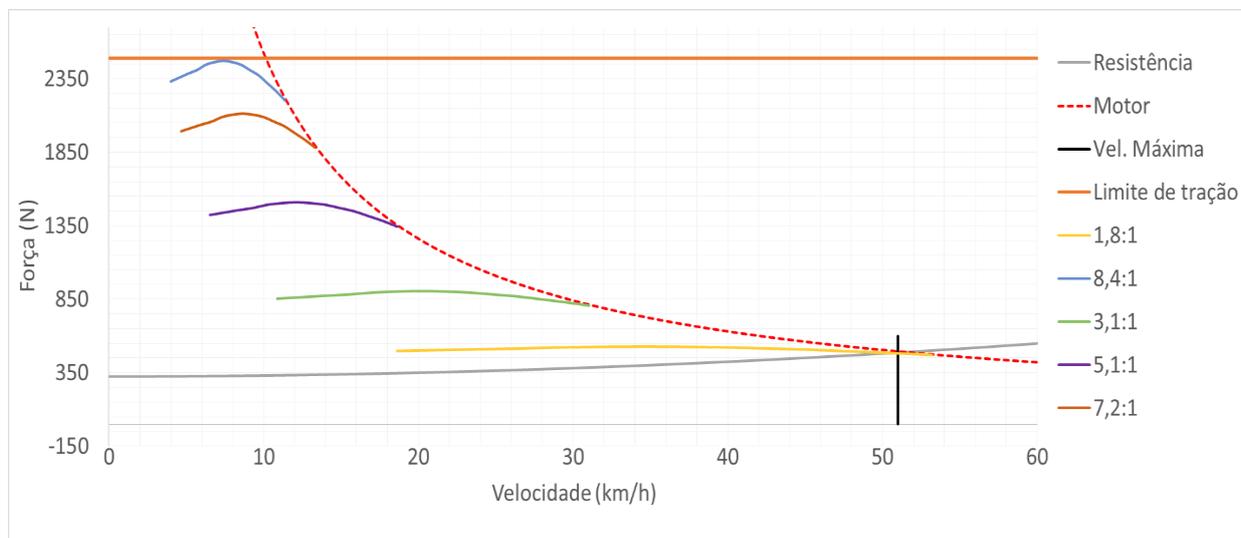


Figura 25 – Gráfico de Força x Velocidade, comparando diferentes valores de reduções.

Fonte: Autoria própria (2019).

## 4.2. Engrenagens

As engrenagens por dentes retos são a forma mais simples para uma transmissão por contato. Para o projeto aqui desenvolvido, foi escolhido para o primeiro estágio da redução fixa um trem de engrenagens epicicloidal, que representará uma redução de 4,5:1. Em seguida, uma redução por elementos flexíveis transmitirá esse movimento ao eixo final com a relação de 1,876:1, garantindo movimento para as duas rodas traseiras. Essa garantia não era possível somente com o conjunto epicicloidal, pois para esse caso o eixo de entrada e o eixo de saída são coaxiais, transmitindo movimento apenas para um lado.

Por garantir uma alta redução em um menor espaço físico, o trem de engrenagens epicicloidal é responsável pela maior relação do conjunto. O segundo estágio, por elementos flexíveis, complementa o valor de redução necessário e posiciona o eixo final, tornando possível a montagem das juntas homocinéticas e o sistema de freio traseiro.

### 4.2.1. Parâmetros

Para as engrenagens de contato direto, utilizou-se um ângulo de pressão ( $\phi$ ) de  $20^\circ$ . Por se tratar de uma redução de valores medianos, foi adotado um módulo ( $m$ ) padrão de 2,5 mm. Com isso, tornou-se possível calcular os demais parâmetros, segundo as equações apresentadas em Shigley (2011), como: Passo circular  $p$  (Eq. 8); Passo base  $p_b$  (Eq. 9); Altura do Dedendo  $b$  (Eq. 10); Altura do Adendo  $a$  (Eq. 11) e Espessura do dente  $t$  (Eq. 12)

$$p = \pi m \quad (8) \qquad p_b = p \cos \phi \quad (9) \qquad b = m \quad (10)$$

$$a = 1,25m \quad (11) \qquad t = \frac{p}{2} \quad (12)$$

Os valores estão explicitados na Tabela 02:

Tabela 02 – Parâmetros engrenagens de contato direto.

Parâmetros Trem Epicicloidal	
Ângulo de pressão	20°
Módulo (mm)	2,5
Passo circular (mm)	7,85
Passo base (mm)	7,38
Altura adendo (mm)	2,5
Altura dedendo (mm)	3,125
Espessura do dente (mm)	3,93

Fonte: Autoria própria (2019).

Para a transmissão por correntes foi adotado o padrão já utilizado pela equipe Mud Runner, o perfil ASA/ANSI 35/2. Trata-se de uma corrente dupla, com passo entre roletes ( $p_2$ ) de 9,525 mm.

### 4.2.2. Número de dentes das engrenagens

Para a relação fixa de 8,4:1, foi idealizado inicialmente um sistema único de redução: o TEP. No entanto, foi observado que um sistema de TEP para esse determinado valor demandaria uma engrenagem anelar superdimensionada em relação aos demais componentes do protótipo, o que inviabilizaria o empacotamento traseiro e quebraria a premissa do projeto de compactação do sistema.

Com isso, foi idealizado um segundo sistema de redução fixo. O sistema escolhido foi o de elementos flexíveis, por corrente dupla. Esse conjunto garante uma massa menor ao composto de redução, além de apresentar um melhor custo-benefício quando comparado aos demais.

Visando a maior compactação do composto, definiu-se o maior estágio de redução para o TEP. Em seguida, o conjunto pinhão-coroa terá o valor necessário para se alcançar a redução final.

Como dito anteriormente, o valor de redução do TEP é descrito, para esse caso, na equação (13):

$$i = 1 + \left(\frac{Z_a}{Z_s}\right) \quad (13)$$

E, também deve respeitar a seguinte relação:

$$Z_a = 2Z_p + Z_s \quad (14)$$

Onde:

$Z_a$  - Número de dentes da engrenagem anelar

$Z_p$  - Número de dentes das engrenagens planetárias

$Z_s$  - Número de dentes da engrenagem solar

$i$  - Relação de transmissão

Na Tabela 03 estão descritos os números de dentes das engrenagens e as relações de transmissão por conjunto e total:

Tabela 03 – Número de dentes e relações de redução.

	Epicycloidal			Redução 2	
	E2	E3	E4	E5	E6
<b>n° de dentes (Z)</b>	20	25	70	15	28
<b>Relação (i)</b>	4,5			1,87	
<b>Relação Total</b>	8,4				

Fonte: Autoria própria (2019).

Onde:

E2 - Engrenagem Solar

E3 - Engrenagem Planetárias

E4 - Engrenagem Anelar

E5 - Pinhão

E6 – Coroa

Para o conjunto secundário de redução, é possível calcular o ângulo de passo da engrenagem ( $\gamma$ ), através da Eq. 15 (Shigley, 2011)

$$\gamma = \frac{360^\circ}{Z} \quad (15)$$

Onde:

$\gamma$  – Ângulo de passo

Z – Número de dentes

#### 4.2.2.1. Interferência

Segundo Shigley (2011), interferência é o contato entre porções de perfis de dentes não conjugados. Em outras palavras, o fenômeno é observado quando o contato entre engrenagens se inicia abaixo do círculo primitivo, o que não é idealizado em um projeto de engrenagens. Vale ressaltar que as engrenagens produzidas em um processo de geração, a interferência é inexistente, uma vez que essa rota de fabricação retira o excesso

de material do flanco do dedendo. Com isso a engrenagem se torna isenta de interferência, porém com um dente de contato enfraquecido.

Para calcular o número de dentes mínimo de um pinhão (engrenagem menor) para que não haja interferência, utiliza-se a Equação 16:

$$N_p = \frac{2k}{(1+2m) \sin^2 \phi} \left( m + \sqrt{m^2 + (1 + 2m) \sin^2 \phi} \right) \quad (16)$$

Já a coroa (engrenagem maior), é limitada em um número máximo de dentes para um determinado pinhão, como mostra a Equação 17:

$$N_g = \frac{N_p^2 \sin^2 \phi - 4k^2}{4k - 2N_p \sin^2 \phi} \quad (17)$$

Sendo  $k = 1$  para os engrenamentos padrão.

### 4.2.3. Dimensões

Com os valores descritos anteriormente, é possível calcular as principais dimensões de cada engrenagem. Esses valores estão explicitados na Tabela 04.

Tabela 04 – Dimensões das engrenagens

	<b>E2</b>	<b>E3</b>	<b>E4</b>	<b>E5</b>	<b>E6</b>
$D_p$ (mm)	50,00	62,50	175,00	45,81	85,07
$r_p$ (mm)	25,00	31,25	87,50	22,91	42,54
$D_b$ (mm)	46,98	58,73	164,45	-	-
$D_e$ (mm)	55,00	67,50	180,00	-	-
$D_i$ (mm)	43,75	56,25	-	-	-

Fonte: Aatoria própria (2019).

Sendo:

$D_p$  – Diâmetro primitivo

$r_p$  – Raio primitivo

$D_b$  – Diâmetro de base

$D_e$  – Diâmetro externo

$D_i$  – Diâmetro interno

A partir dos valores de raio primitivo ( $r_p$ ), pode-se definir a distância entre centros ( $C$ ) de cada engrenagem, apresentados na Tabela 05:

Tabela 05 – Distâncias entre centros

	<b>E2/ E3</b>	<b>E3/E4</b>	<b>E4/E5</b>	<b>E5/E6</b>
<b><math>C</math> (mm)</b>	56,25	56,25	0	115

Fonte: Autoria própria (2019).

Por tratar-se de uma transmissão por elementos flexíveis, a distância entre centros do sistema secundário não segue a mesma regra das demais. Para esse caso, a distância foi determinada visando a melhor compactação do conjunto de redução, garantindo a não interferência entre os componentes.

#### 4.2.4. Razão de Contato

A razão de contato ( $m_c$ ) é definida como o número médio de dentes em contato ao longo do comprimento da linha de pressão  $L_{ab}$ , conforme Figura 26. Segundo Shigley (2011), o valor mínimo desejado para a razão de contato é 1,20, uma vez que imprecisões na montagem e defeitos de fabricação podem reduzir a razão, aumentando o impacto entre os dentes e elevando o ruído de funcionamento do conjunto.

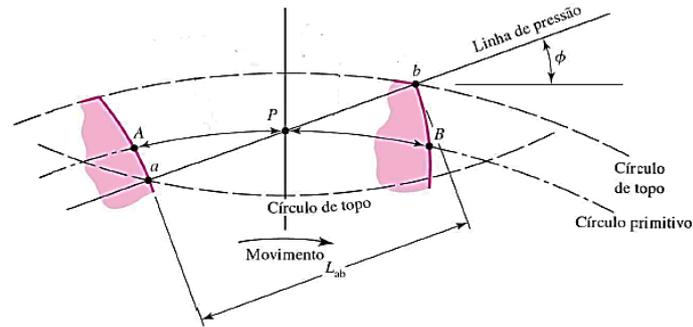


Figura 26 – Razão de contato.

Fonte: Elementos de Máquinas de Shigley (2011).

A razão de contato é calculada pela Eq. 18:

$$m_c = \frac{L_{ab}}{p \cos \phi} \quad (18)$$

Por sua vez, comprimento da linha de pressão é dado pela Eq. 19:

$$L_{ab} = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cos \phi)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cos \phi)^2} - C \sin \phi \quad (19)$$

Os valores estão na Tabela 06:

Tabela 06 – Razão de contato entre engrenagens.

	E2/E3	E3/E4
$m_c$	1,58	1,58

Fonte: Autoria própria (2019).

#### 4.2.4. Análise de Velocidades

Para a análise de velocidades das engrenagens do trem proposto, considerou-se o ponto onde o motor gera mais torque para a transmissão, ou seja, 2600 RPM. Essa rotação sofre a ação da CVT antes de alimentar o conjunto de redução, logo, para a relação inicial de 3,9:1, a rotação de entrada na redução fixa é 667 RPM.

A partir disso, as velocidades estão diretamente ligadas à relação entre cada engrenagem. A Tabela 07 mostra os valores das velocidades em RPM e Rad/s.

Tabela 07 – Velocidades das engrenagens

	E2	E3	E4	E5	E6
$w$ (RPM)	667	533	0	148	79
$v$ (Rad/s)	69,8	55,9	0	15,5	8,3

Fonte: Autoria própria (2019).

Onde:

$w$  – Velocidade angular, em RPM;

$v$  – Velocidade angular, em rad/s.

Nota-se que as engrenagens planetárias giram em torno do seu próprio eixo a uma velocidade de 55,9 rad/s e, simultaneamente, rotacionam em torno do eixo principal a 15,5 rad/s. Por sua vez, a engrenagem anelar está fixada ao invólucro do composto de redução, logo possui velocidade nula.

Para o estágio final de redução, a velocidade de saída da corrente ( $v_{cordal}$ ) não é linear. Isso ocorre uma vez que, se tratando de um elemento flexível, a corrente varia sua posição antes de engrazar com a engrenagem (Figura 27). Essa variação de posição implica em uma amplitude de velocidade, mínima e máxima, para essa transmissão (Eqs. 20 e 21), segundo Shigley (2011).

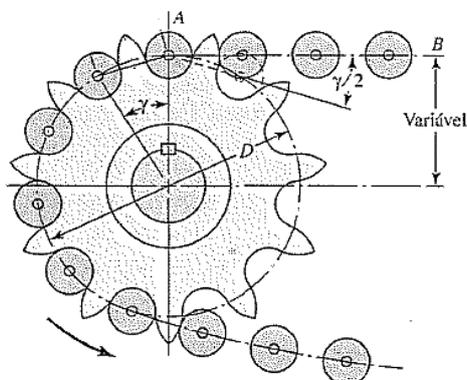


Figura 27 – Engrazamento de corrente.

Fonte: IFPI (2012).

$$v_{cordal\ mín} = \pi n p \frac{\cos(\gamma/2)}{\sin(\gamma/2)} \quad (20)$$

$$v_{cordal\ máx} = \frac{\pi n p}{\sin(\gamma/2)} \quad (21)$$

Onde a velocidade cordal mínima vale 347,6 mm/min para a engrenagem E5 e 353,5 mm/min para a engrenagem E6 e a velocidade cordal máxima para a engrenagem E5 é 351,3 mm/min e 355,4 mm/min para a engrenagem E6.

#### 4.2.5. Análise de Forças

Segundo Shigley (2011), existem dois tipos de forças atuantes em uma engrenagem cilíndrica de dentes retos: Tangencial ( $W_t$ ) e normal ( $W_r$ ). Para a análise de forças nos dentes de engrenagem, a componente normal não terá efeito algum, porém esta será utilizada em análises futuras.

Nesse estudo, manteve-se fixada a velocidade angular de 2600 RPM, que representa uma Potência ( $H$ ) de 5,15 kW. A Eq. 22 demonstra o cálculo de  $W_t$ :

$$W_t = \frac{60\,000H}{\pi D_p w} \quad (22)$$

E para  $W_r$ , Eq. 23:

$$W_r = W_t \tan \phi \quad (23)$$

Sendo:

$W_t$  – Carga tangencial transmitida, kN

$W_r$  – Carga normal (radial), kN

$H$  – Potência transmitida, kW

As forças exercidas por cada engrenagem estão descritas na Tabela 08:

Tabela 08 - Cargas tangenciais e normais.

	E2	E3	E4	E5	E6
$W_t$ (kN)	2,95	2,95	2,95	-	-
$W_r$ (kN)	1,07	1,07	1,07	-	-

Fonte: Autoria própria (2019).

Embora a engrenagem anelar tenha velocidades iguais a 0, os esforços radiais e tangenciais são oriundos de pares ação-reação com as engrenagens planetárias, o que faz com que seus valores de  $W_t$  e  $W_r$  sejam iguais em módulo, conforme Figura 28.

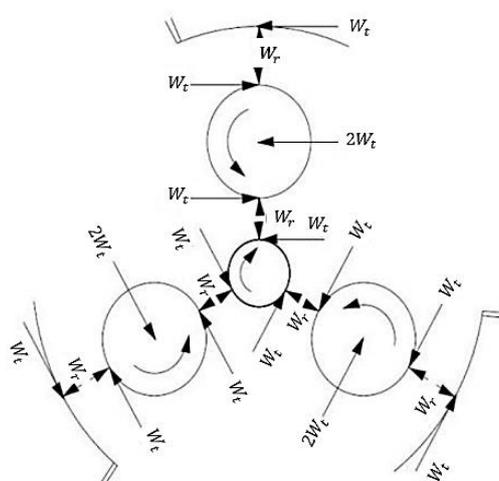


Figura 28 – Diagrama de corpo livre contendo as forças atuantes no conjunto de engrenagens do trem epicycloidal.

Fonte: Kalyanshetti, Wadkar e Patil (2014).

#### 4.2.6. Torque

O torque ( $T$ ) transmitido por uma engrenagem, ao contrário da velocidade angular, é diretamente proporcional ao valor da redução. Isso é, seu valor aumenta à medida que a redução é aplicada. O torque é calculado através da Equação 24.

$$T = \frac{H \ 9549}{w} \quad (24)$$

Os valores de torque de cada engrenagem estão explicitados na tabela 09:

Tabela 09 – Torque de cada engrenagem do conjunto.

	E2	E3	E4	E5	E6
<i>T (N.m)</i>	73,7	92,1	0,0	331,6	624,3

Fonte: Autoria própria (2019).

#### 4.2.7. Tensões

Segundo a AGMA, deve-se conhecer fundamentalmente dois tipos de tensões nos cálculos de engrenagens: as tensões ditas flexionais e as de resistência ao crateramento (desgaste superficial).

O cálculo de tensões leva em consideração fatores como a magnitude e distribuição da carga aplicada, possíveis sobrecargas ou alterações no comportamento da carga, tamanho e geometria da engrenagem, por exemplo.

##### 4.2.7.1. Tensões Flexionais

O cálculo de tensão flexional que a engrenagem estará submetida é dado pela Equação 25, segundo Shigley (2011), (unidades no S.I.)

$$\sigma = W^t K_o K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J} \quad (25)$$

Onde:

$W^t$  – Força tangencial transmitida

$K_o$  – Fator de sobrecarga

$K_v$  – Fator dinâmico

$K_s$  – Fator de tamanho

$b$  – Largura da face do elemento mais estreito

$m_t$  – Módulo métrico transversal

$K_H$  – Fator de distribuição de carga

$K_B$  – Fator de espessura de aro

$Y_J$  – Fator geométrico para resistência flexional

Os valores de tensão flexional para a engrenagem 2 (solar) obtido foi de 380,97 MPa, de 352,83 MPa para a engrenagem 3 (planetárias) e de 222,27 MPa para a engrenagem 4 (anelar). Nos tópicos que se seguem estarão as justificativas dos valores usados para os fatores da Equação 25, considerando largura da face de 20,00 mm, módulo métrico transversal de 2,5 e força tangencial ( $W^t$ ) transmitida de 2948,06 N para as engrenagens 2, 3 e 4.

#### 4.2.7.1.1. Fator de sobrecarga - $K_o$

O fator de sobrecarga atua como elemento compensador de eventuais cargas externas aplicadas que excedam o valor da força tangencial transmitida em aplicações particulares. Para efeito do projeto mini baja SAE considera-se que haverá leves variações de torque transmitido em situações normais de funcionamento do trem de força, devido às irregularidades da pista, que gera variações na força normal dos pneus, portanto o valor de  $K_o$  será igual a 1,25 conforme a Figura 29.

Fonte de potência	Máquina acionada		
	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

Figura 29 – Fatores de sobrecarga.

Fonte: Shigley (2011).

#### 4.2.7.1.2. Fator dinâmico - $K_v$

Para compensar imprecisões geradas na fabricação dos componentes e também no engrazamento dos dentes, o fator dinâmico é aplicado na equação de tensão. Tais imprecisões geram o chamado erro de transmissão, que por conceito é o afastamento da condição de velocidade angular uniforme do par de engrenagens, e que é produzido por vibrações nos dentes durante o engrazamento, erros nos espaçamentos entre dentes, irregularidades no acabamento, desbalanceamento dinâmico entre membros rotativos, fricção entre dentes, entre outros.

Para mitigar o impacto de tais fatores, a AGMA definiu um conjunto de números de qualidade, ou  $Q_v$ , que resumidamente é um indicador do nível de falta de acurácia da transmissão, varia de 5 a 11, e quanto menor o  $Q_v$ , maior será a falta de acurácia da transmissão.

O cálculo do  $K_v$  leva em consideração esses números  $Q_v$  e é dado pela Equação 26 (unidades no S.I.), onde  $V$  é a velocidade tangencial em m/s:

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B \quad (26)$$

Onde:

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (27)$$

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}} \quad (28)$$

Para o projeto foi considerado o  $Q_v$  igual a 7, visto que as engrenagens serão usinadas com considerável precisão, dentro de limites de custo orçados para o projeto. A Tabela 10 representa os valores obtidos de  $K_v$ .

Tabela 10 – Valores de projeto para fator dinâmico.

	E2	E3	E4
$Vt$ (m/s)	1,75	1,75	0,00
$Vt$ (ft/min)	343,57	343,57	0,00
$Q_v$	7,00	7,00	7,00
$B$	0,73	0,73	0,73
$A$	65,06	65,06	65,06
$K_v$	1,20	1,20	1,00

Fonte: A autoria própria (2019).

Pode-se observar que a curva de  $Q_v$ , Figura 30, cobre perfeitamente a faixa requerida de velocidade no ponto primitivo no projeto, pois vai de 0 a aproximadamente 4500 ft/min (22,9 m/s) e para os valores de velocidade no ponto primitivo requeridas pelo conjunto, retorna fatores dinâmicos modificadores de tensão baixos.

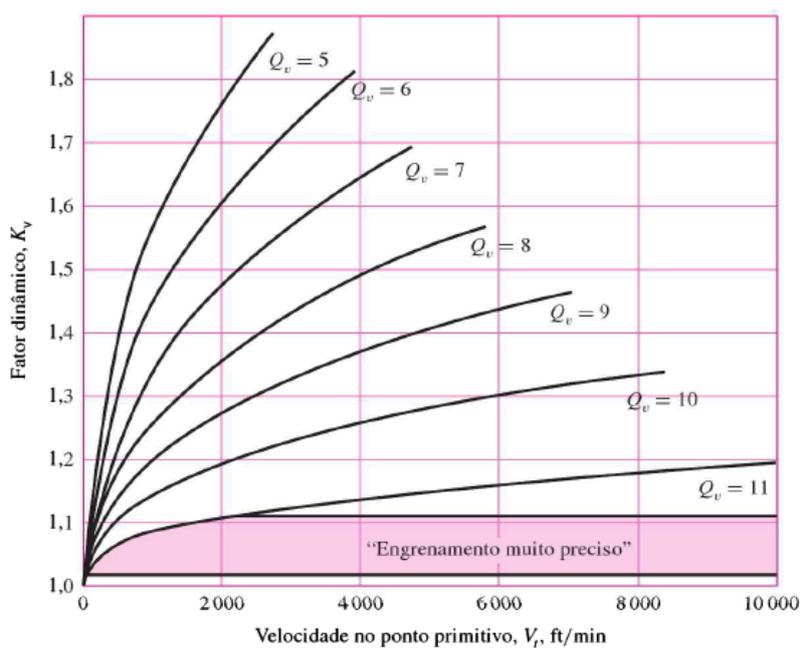


Figura 30 – Curvas de  $Q_v$  para obtenção do fator dinâmico através da velocidade no ponto primitivo da engrenagem (em ft/min).

Fonte: Shigley (2011).

#### 4.2.7.1.3. Fator de tamanho – $K_s$

O fator de tamanho serve para corrigir os efeitos das não uniformidades dimensionais da engrenagem e leva em consideração tamanho de dentes, diâmetro da peça, largura da face, capacidade de endurecimento e tratamento térmico, entre outros.

Segundo recomendação da AGMA,  $K_s$  deve ser igual a 1, a menos que haja efeito prejudicial de tamanho na engrenagem, o que não está sendo considerado nesse projeto.

#### 4.2.7.1.4. Fator de distribuição de carga – $K_H$

Para compensar eventuais não uniformidades no posicionamento das engrenagens nos seus respectivos erros, aplica-se o fator de distribuição de carga como modificador no cálculo das tensões atuantes. O fator de distribuição de carga é calculado através da Equação 29.

$$K_H = 1 + C_{mc} (C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (29)$$

Onde:

$F$  – Largura da face, em polegadas

$$C_{mc} \begin{cases} 1, \text{ para dentes sem coroamento} \\ 0,8, \text{ para dentes coroados} \end{cases}$$

$$C_{pf} \begin{cases} \frac{F}{10d} - 0,025 \text{ para } F \leq 1 \text{ in} \\ \frac{F}{10d} - 0,0375 + 0,0125F \text{ para } 1 < F \leq 17 \text{ in} \\ \frac{F}{10d} - 0,1109 + 0,0207F - 0,000228F^2 \text{ para } 17 < F \leq 40 \text{ in} \end{cases}$$

$$C_{pm} \begin{cases} 1 \text{ para pinhão montado no intervalo entre mancais com } \frac{S_1}{S} < 0,175 \\ 1,1 \text{ para pinhão montado no intervalo entre mancais com } \frac{S_1}{S} \geq 0,175 \end{cases}$$

No qual:

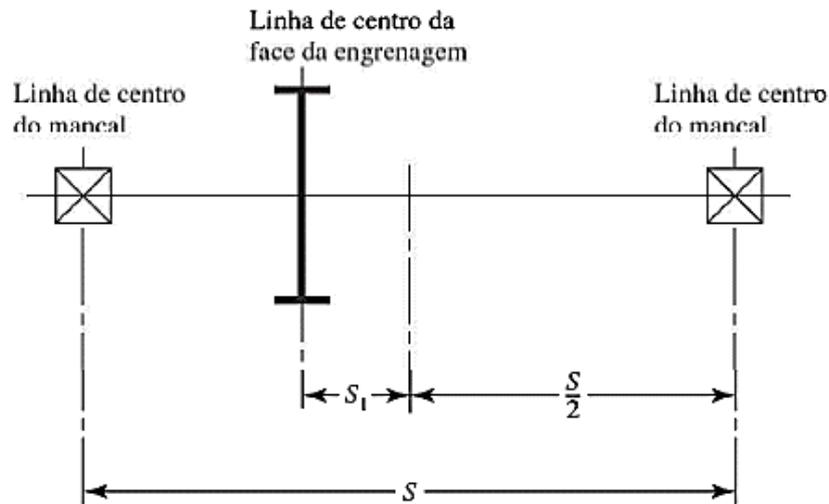


Figura 31 – Esquematização do posicionamento das engrenagens entre os mancais.

Fonte: Shigley (2011).

$$C_{ma} \{ -A + BF + CF^2$$

No qual:

Condição	A	B	C
Engrenamento aberto	0,247	0,0167	-0,765(10 <sup>-4</sup> )
Unidades fechadas, comerciais	0,127	0,0158	-0,930(10 <sup>-4</sup> )
Unidades fechadas, de precisão	0,0675	0,0128	-0,926(10 <sup>-4</sup> )
Unidades de engrenagens fechadas, extraprecisas.	0,00360	0,0102	-0,822(10 <sup>-4</sup> )

\*Ver ANSI/AGMA 2101-004, p. 20-22, para formulação SI.

Figura 32 – Condições de engrenamento para cálculo dos fatores A, B e C.

Fonte: Shigley (2011).

$$C_e \begin{cases} 0,8 & \text{para engrenamento ajustado na montagem} \\ 1 & \text{para todas as outras condições} \end{cases}$$

Neste projeto foram encontrados os seguintes parâmetros resumidos na Tabela 11.

Tabela 11 – Fatores de face e fator de distribuição de carga.

	E2	E3	E4
$C_{mc}$	1,00	1,00	1,00
$C_{pf}$	0,09	0,07	0,02
$C_{pm}$	1,10	1,10	1,10
$C_{ma}$	0,28	0,28	0,28
$C_e$	1,00	1,00	1,00
$K_h$	<b>1,38</b>	<b>1,35</b>	<b>1,30</b>

Fonte: Autoria própria (2019).

#### 4.2.7.1.5. Fator de espessura de aro - $K_B$

No projeto das engrenagens, é necessário que haja uma espessura de aro suficiente para sustentar a raiz do dente da engrenagem por completo, para que não haja falha por fadiga flexional na engrenagem. O fator de espessura de aro serve para ajustar a tensão para que não ocorram falhas na peça e é dado como função de  $m_B$ , que é dado pela razão entre a espessura do aro e a altura do dente da engrenagem, conforme Equação 30 e ilustrada pela Figura 33.

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (30)$$

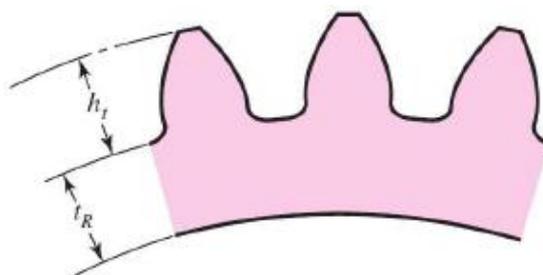


Figura 33 – Ilustração dos parâmetros para cálculo da razão auxiliar  $m_B$ .

Fonte: Shigley (2011).

As funções para determinação do fator de espessura de aro são as que se seguem nas Equações 31 e 32.

$$K_B = 1,6 \ln \frac{2,242}{m_B}, \text{ para } m_B < 1,2 \quad (31)$$

$$K_B = 1, \text{ para } m_B \geq 1,2 \quad (32)$$

Para o projeto atual, considerou-se  $m_B \geq 1,2$  e, portanto, o fator de espessura de aro utilizado é igual à unidade.

#### 4.2.7.1.5. Fator geométrico para resistência flexional - $Y_f$

O cálculo do fator geométrico leva em consideração a razão de compartilhamento de carga na engrenagem, entre a largura da face e o comprimento total mínimo das linhas de contato. Para engrenagens cilíndricas de dentes retos, essa razão de compartilhamento de carga é igual à unidade, segundo a AGMA, e, portanto, determina-se o valor do fator geométrico  $Y_f$  (ou  $J$ , em unidades habituais nos EUA) através da Figura 34.

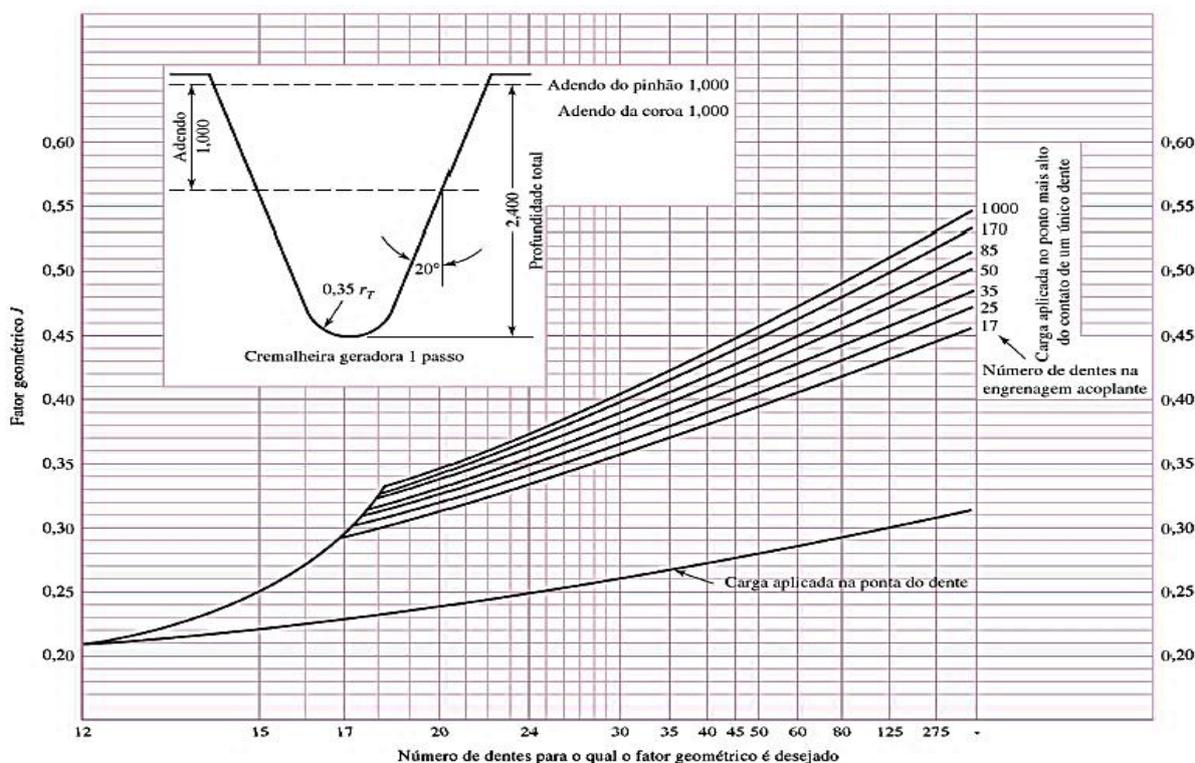


Figura 34 – Determinação do fator geométrico através do número de dentes do pinhão e da coroa, considerando-se ângulos de pressão de 20°.

Fonte: Shigley (2011).

Para o projeto, através da interpolação das curvas do gráfico acima, obtiveram-se os seguintes valores para os fatores geométricos para resistência flexional (Tabela 12).

Tabela 12 – Valores para o fator geométrico para resistência flexional.

	<b>E2</b>	<b>E3</b>	<b>E4</b>
<b>Ângulo de pressão</b>	20°	20°	20°
<b>Z</b>	20	25	70
<b>Y<sub>j</sub> (J)</b>	0,32	0,34	0,43

Fonte: Autoria própria (2019).

#### 4.2.7.2. Tensões de Resistência ao Crateramento

Em projetos de engrenagens é recomendado que se conheçam as tensões resultantes do contato gerado pelo engrenamento. Este contato tem como consequência um comportamento diferenciado da superfície em relação ao restante da estrutura da engrenagem. A resistência ao crateramento, ou de contato, pode ser calculada através da Equação 33.

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W^t K_o K_v K_s \frac{K_H}{d_{w1} b} \frac{Z_R}{Z_I}} \quad (33)$$

Onde:

$Z_E$  – Coeficiente elástico

$Z_R$  – Fator de condição superficial

$d_{w1}$  – Diâmetro primitivo do pinhão

$Z_I$  – Fator geométrico para resistência ao crateramento

Os valores de tensão de resistência ao crateramento para o par E2 – E3 encontrado foi de 1465,87 MPa e para o par E3-E4 o valor encontrado foi de 783,54 MPa, o que mostra que a tensão de contato entre a engrenagem de entrada (solar) e as planetárias é bem maior que a tensão de contato das engrenagens planetárias com a anelar, o que já era esperado principalmente devido ao fator geométrico de contato entre as engrenagens E2

e E3, a relação entre engrenagens acoplantes, ser menor, o que gera uma tensão de contato maior a uma mesma força aplicada. Foram considerados diâmetro primitivo do pinhão de 50,00 mm e 62,5 mm no segundo caso e largura da face de 20,00 mm, para ambos os casos. Os tópicos que se seguem servem para explicitar os valores encontrados para os fatores da Equação 33.

#### 4.2.7.2.1. Coeficiente elástico - $Z_E$

O coeficiente elástico do conjunto varia de acordo com os materiais dos quais o pinhão e a coroa serão fabricados. No caso do projeto em questão, todas as engrenagens serão fabricadas de aço, portanto, o valor para o coeficiente elástico retornado pela Figura 35 será  $191 \sqrt{\text{MPa}}$  para todos os engrenamentos do trem epicycloidal.

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

Figura 35 – Valores de coeficiente elástico baseados nos materiais das engrenagens.

Fonte: Shigley (2011).

#### 4.2.7.2.2. Fator de condição superficial - $Z_R$

Para representar os efeitos das irregularidades da superfície, oriundos de acabamento superficial devido ao processo utilizado para tal, tensões residuais e encruamento provindo do trabalho, por exemplo, o fator de condição superficial é usado. A AGMA recomenda que se use valores maiores que a unidade para este fator apenas se houver efeitos deletérios ao acabamento superficial, que não é o caso deste projeto, portanto,  $Z_R$  será igual a 1.

#### 4.2.7.2.3. Fator geométrico para resistência ao crateramento - $Z_I$

Usado como fator geométrico de resistência ao crateramento em algumas ocasiões pela AGMA, este fator pode ser calculado pelas Equações 34 e 35.

$$Z_I = \frac{\cos \varphi_t \operatorname{sen} \varphi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G+1}, \text{ para engrenagens externas} \quad (34)$$

$$Z_I = \frac{\cos \varphi_t \operatorname{sen} \varphi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G-1}, \text{ para engrenagens internas} \quad (35)$$

A razão de compartilhamento de carga  $m_N$  para engrenagens cilíndricas de dentes retos é igual a 1,  $\varphi_t$  é o ângulo de pressão transversal que, para engrenagens cilíndricas de dentes retos é igual ao ângulo de pressão e  $m_G$  é dado pela Equação 36.

$$m_G = \frac{N_G}{N_P} = \frac{d_G}{d_P} \quad (36).$$

Onde  $N_G$  e  $N_P$  são as rotações em rpm e  $d_G$  e  $d_P$  são os diâmetros primitivos da coroa e do pinhão, respectivamente.

Através dos cálculos das equações supracitadas usando os parâmetros obtidos neste projeto, os valores de fator geométrico para resistência ao crateramento foram iguais a 0,10 para o par E2 – E3 e 0,29 para o par E3 – E4.

### 4.2.7.3. Fatores de Segurança

De acordo com as tensões calculadas nos itens acima, pode-se obter os valores para os fatores de segurança de resistência à falha por fadiga flexional e à falha por crateramento (superficial), calculados segundo recomendação da AGMA.

#### 4.2.7.3.1. Fator de Segurança à falha por fadiga flexional - $S_F$

Através da Equação 37 pode-se obter o valor do coeficiente de segurança de projeto contra falhas por fadiga flexional. O cálculo das resistências leva em consideração correções por fatores que envolvem temperatura de trabalho, ciclagem de tensões e a confiabilidade requerida para o projeto.

$$S_F = \left( \frac{S_t Y_N}{K_T K_R} \right) \frac{1}{\sigma} \quad (37)$$

Onde:

$S_t$  – Resistência de Flexão Admissível

$Y_N$  – Fator de ciclagem para tensão de flexão

$K_T$  – Fator de temperatura

$K_R$  – Fator de confiabilidade

$\sigma$  – Tensão de flexão admissível

De acordo com os cálculos realizados, o valor obtido para o fator de segurança da engrenagem E2 é de 1,18, da engrenagem E3 é de 1,27 e 2,02 para a engrenagem E4. As escolhas dos valores para as variáveis da equação acima serão descritas nos tópicos que se seguem. O valor para o fator de ciclagem para tensão de flexão ( $Y_N$ ) para vidas até  $10^7$  é igual a 1. O valor para o fator de temperatura para temperaturas de óleo ou de corpo das engrenagens de até  $120^\circ\text{C}$  é igual a 1. As tensões de flexão admissíveis utilizadas são as mesmas calculadas nos tópicos 4.2.7.2.

#### 4.2.7.3.1.1. Resistência de Flexão Admissível - $S_t$

Para a determinação dos valores de resistência de flexão admissível de uma engrenagem, a AGMA sugere o uso conforme Figura 36. Para este projeto, o material da tabela escolhido para a fabricação das engrenagens do trem epicicloidal foi o aço carbonetado e endurecido Grau 2, o que retorna o valor de 65000 psi ou 448,33 MPa para as engrenagens E2, E3 e E4.

Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima <sup>1</sup>	Número de tensão de flexão admissível $S_t$ , <sup>2</sup> psi		
			Grau 1	Grau 2	Grau 3
Aço <sup>3</sup>	Endurecido por completo	Ver Figura 14-2	Ver Figura 14-2	Ver Figura 14-2	—
	Endurecido <sup>4</sup> por chama <sup>4</sup> ou indução com padrão <sup>5</sup> tipo A	Ver Tabela 8*	45 000	55 000	—
	Endurecido <sup>4</sup> por chama <sup>4</sup> ou indução com padrão <sup>5</sup> tipo B	Ver Tabela 8*	22 000	22 000	—
	Carbonetado e endurecido	Ver Tabela 9*	55 000	65 000 ou 70 000 <sup>6</sup>	75 000
	Nitretado <sup>4,7</sup> (aços endurecidos por completo)	83,5 HR 15N	Ver Figura 14-3	Ver Figura 14-3	—
Nitralloy 134M, Nitrallo N, e 2,5% de cromo (sem alumínio)	Nitretado <sup>4,7</sup>	87,5 HR 15N	Ver Figura 14-4	Ver Figura 14-4	Ver Figura 14-4

Figura 36 – Valores de resistência de flexão para diferentes materiais e graus, segundo AGMA.

Fonte: Shigley (2011).

#### 4.2.7.3.1.2. Fator de confiabilidade - $K_R$

O fator de confiabilidade é determinado a partir do grau de confiabilidade definido para o projeto de 0,99, que através da interpolação na Figura 37, retorna o valor de 1,00, que deverá ser usado como o fator de confiabilidade, para cálculo do fator de segurança.

Confiabilidade	$K_R(Y_2)$
0,9999	1,50
0,999	1,25
0,99	1,00
0,90	0,85
0,50	0,70

Figura 37 – Correlação do fator de confiabilidade com o grau de confiabilidade.

Fonte: Shigley (2011).

#### 4.2.7.3.2. Fator de Segurança à falha por crateramento - $S_H$

A Equação 38 serve para a obtenção do fator de segurança relacionado à falha por crateramento (desgaste superficial). O cálculo deste fator leva em consideração correções por fatores que englobam ciclagem de tensões e razão de durezas entre as engrenagens que estarão em contato.

$$S_H = \left( \frac{S_c Z_N C_H}{K_T K_R} \right) \frac{1}{\sigma_c} \quad (38)$$

Onde:

$S_c$  – Resistência de Contato Admissível

$Z_N$  – Fator de ciclagem

$C_H$  – Fator de razão de dureza para resistência ao crateramento

$K_T$  – Fator de temperatura

$K_R$  – Fator de confiabilidade

$\sigma_c$  – Tensão de contato admissível

De acordo com os cálculos realizados, o valor obtido para o fator de segurança do par de engrenagens E2-E3 é de 1,06 e do par de engrenagens E3-E4 é de 1,98. As escolhas dos valores para as variáveis da equação acima serão descritas nos tópicos que se seguem. O valor para o fator de ciclagem para tensão de flexão ( $Z_N$ ) para vidas até  $10^7$  é igual a

1. O valor para o fator de temperatura para temperaturas de óleo ou de corpo das engrenagens de até 120°C é igual a 1. A tensão de contato admissível utilizada é a mesma calculada nos tópicos 4.2.7.2.

#### 4.2.7.3.2.1. Resistência de Contato Admissível - $S_c$

Para a determinação dos valores de resistência de contato admissível de um par de engrenagens, a AGMA sugere o uso conforme a Figura 38. Bem como para a obtenção do valor da resistência de flexão admissível, o material da tabela escolhido para a fabricação das engrenagens do trem epicicloidial foi o aço carbonetado e endurecido Grau 2, o que retorna o valor de 225000 psi ou 1551,93 MPa para os pares de engrenagens E2-E3 e E3-E4.

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

Figura 38 – Valores de resistência de contato para diferentes materiais e graus, segundo AGMA.

Fonte: Shigley (2011).

#### **4.2.7.3.2.2. Fator de razão de dureza para resistência ao crateramento - $C_H$**

Este fator é aplicado como corretor nos casos em que as engrenagens pinhão-coroa tenham sido endurecidas durante o mesmo processo e, devido à diferença de massas, uma tenha endurecido mais que a outra. Quando a razão de durezas entre pinhão e coroa exceder 1,2 deve ser aplicado um fator maior que 1, o que não é o caso deste projeto em questão, visto que será considerado o endurecimento individual das engrenagens.

#### **4.2.8. Conjunto flexível**

O sistema secundário de redução foi escolhido levando-se em consideração a potência máxima transmitida e também a rotação máxima da engrenagem motora.

Observa-se que para a rotação máxima do motor, 4000 RPM, o eixo da engrenagem motriz possui velocidade de 988 RPM. Nessa rotação, a potência transmitida é de 7,69 HP. A Figura 39 relaciona essas duas grandezas com os padrões de engrenagem ASA existentes, de acordo com o número de carreiras da corrente.

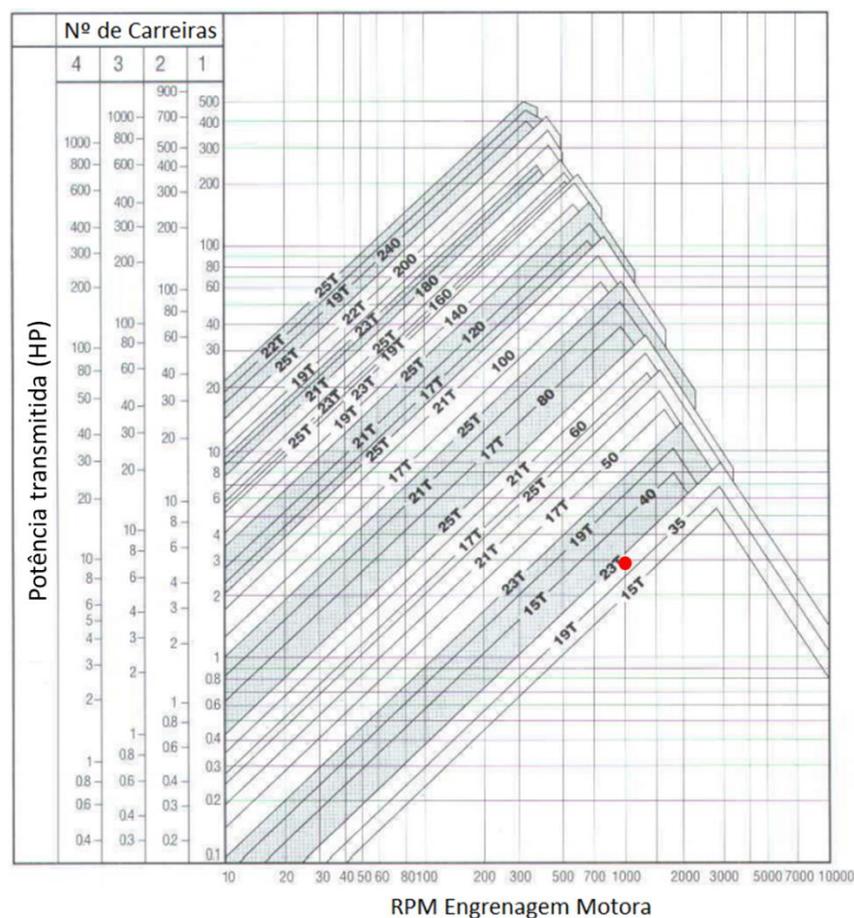


Figura 39 – Seleção do padrão de corrente.

Fonte: <cerello.ind.br>

A engrenagem do tipo dupla foi selecionada pois garante a posição da corrente mesmo em casos de pequenos desalinhamentos, uma vez que possui duas linhas de contato entre os dentes e a corrente. Esse padrão foi utilizado pela equipe em protótipos anteriores, e nunca apresentou falhas.

### 4.3. Eixos

Eixos são elementos rotativos, utilizados para transmitir potência e/ou movimento em conjuntos mecânicos. Usualmente possuem seção circular, sendo apoiados em rolamentos.

Para dimensionamento dos eixos é necessário o conhecimento das tensões atuantes nos mesmos e, para tal, é preciso determinar os fatores concentradores de tensões.

### 4.3.1. Concentradores de tensão

Descontinuidades no eixo, bem como mudança de seção, sulcos e entalhes geram um fenômeno multiplicador da tensão atuante. Os fatores concentradores de tensão quantificam esse aumento, que deve ser levado em consideração nos cálculos de flexão ( $K_f$ ) e cisalhamento ( $K_{fs}$ ) do material. Tais fatores são calculados através das equações 39 e 40 segundo Shigley (2011), e serão descritos nos tópicos a seguir.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (39)$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cis}(K_{ts} - 1) \quad (40)$$

#### 4.3.3.1. Sensitividade do entalhe ( $q$ ou $q_{cis}$ )

O fator de sensibilidade do entalhe correlaciona o raio do entalhe com as curvas de tensão limite de resistência ( $S_{ut}$ ) dos materiais, conforme explicitado nas Figuras 40 para flexão e 41 para cisalhamento.

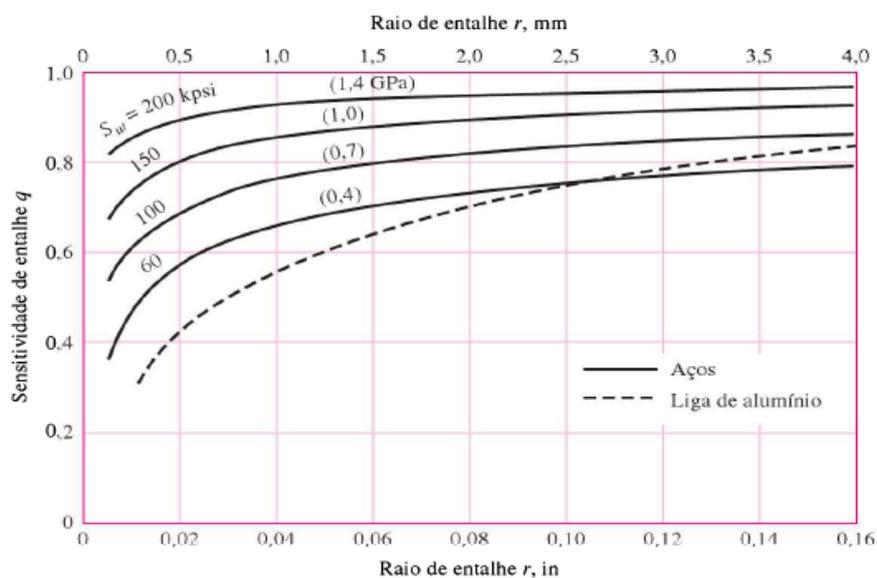


Figura 40 – Valores de sensibilidade ao entalhe para eixos submetidos a flexão ou cargas axiais.

Fonte: Shigley (2011).

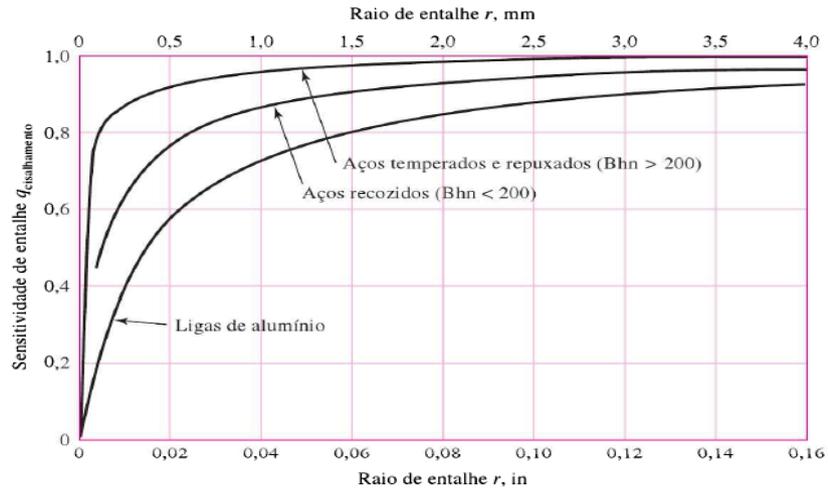


Figura 41 – Valores de sensibilidade ao entalhe para eixos submetidos ao cisalhamento.

Fonte: Shigley (2011).

#### 4.3.3.1. Concentradores de tensão teórico ( $K_t$ ou $K_{ts}$ )

Os fatores teóricos compõem o cálculo do valor final, e possuem diferenciação para flexão ( $K_t$ ) e cisalhamento ( $K_{ts}$ ), conforme as Figuras 42 e 43. Na Figura 44 é exemplificado a quebra de seção do Pino.

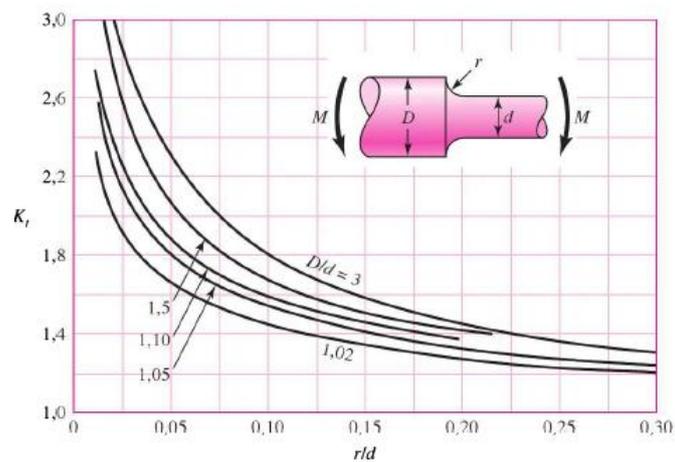


Figura 42 – Fatores teóricos de concentração de tensão, para flexão.

Fonte: Shigley (2011).

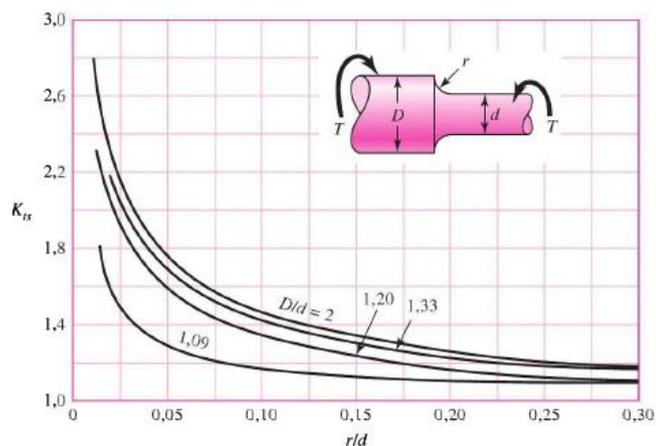


Figura 43 – Fatores teóricos de concentração de tensão, para cisalhamento.

Fonte: Shigley (2011).

Visto os parâmetros apresentados acima, tem-se os valores apresentados na Tabela 13 para as secções críticas de cada eixo.

Tabela 13 – Concentradores de tensão das secções críticas dos eixos

	$K_f$	$K_{fs}$
<b>Eixo CVT</b>	1,90	1,71
<b>Pino</b>	1,57	1,81
<b>Eixo Intermediário</b>	1,54	1,43
<b>Eixo Final</b>	1,48	1,60

Fonte: Autoria própria (2019).

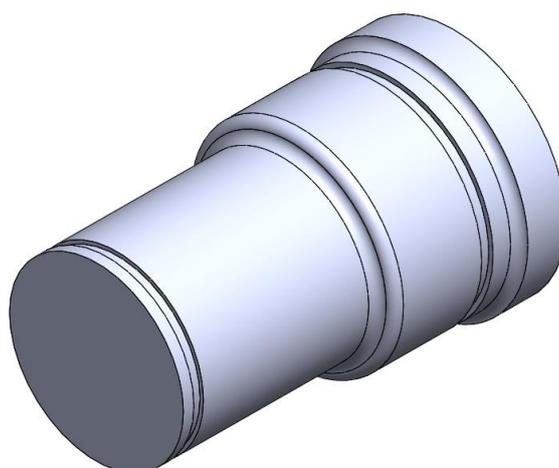


Figura 44 – Quebras de secção do Pino, com 1mm de raio de adocamento.

Fonte: Autoria própria SolidWorks (2019).

### 4.3.2. Tensões no eixo

Para o correto dimensionamento dos eixos de um sistema mecânico é necessário conhecer os fenômenos envolvidos no projeto. Por uma necessidade de montagem, alguns elementos são adicionados aos eixos: Rasgos de chaveta, ranhuras etc.

Existem três tipos de tensões atuantes em um eixo: axial, flexional e torcional (ou cisalhante). Para o composto mecânico desenvolvido nesse projeto, devemos considerar que:

- A tensão axial presente nos eixos é desprezível.
- Todos os eixos, com exceção do Pino, sofrem torção e flexão.

As cargas citadas anteriormente podem ser decompostas em duas formas: componentes médias e alternadas. Segundo Shigley (2011), essas componentes são denominadas tensões flutuantes, e são descritas nas equações 41 e 42 para a tensão de flexão:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (41)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (42)$$

E as equações 43 e 44 para a tensão cisalhante:

$$\tau_a = \frac{\tau_{m\acute{a}x} - \tau_{m\acute{i}n}}{2} \quad (43)$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{m\acute{a}x} + \tau_{m\acute{i}n}}{2} \quad (44)$$

Onde:

$\sigma_a$  – Tensão flexional alternada

$\sigma_m$  – Tensão flexional média

$\tau_a$  – Tensão cisalhante alternada

$\tau_m$  – Tensão cisalhante média

Por se tratar de componentes, temos que as tensões de flexão e cisalhamento são dadas pelas equações 45 e 46.

$$\sigma = \sigma_a + \sigma_m \quad (45)$$

$$\tau = \tau_a + \tau_m \quad (46)$$

Onde:

$\sigma$  – Tensão de flexão

$\tau$  – Tensão de cisalhamento

#### 4.3.2.1. Tensões de flexão

A tensão de flexão estará presente em eixos que possuem um momento fletor atuante em algum trecho de sua secção. Seu módulo pode variar ao longo do eixo, uma vez que são correlacionados: Momento atuante na secção, distância até a linha neutra, concentrador de tensão e inércia do eixo, conforme as Equações 47 e 48.

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a c}{I} \quad (47)$$

$$\sigma_m = K_f \frac{M_m c}{I} \quad (48)$$

Onde:

$\sigma_a$  – Tensão flexional alternada

$K_f$  – Fator de concentração de tensão

$M_a$  – Momento fletor alternante

$c$  – Distância até a linha neutra

$I$  – Momento de inércia do eixo

$\sigma_m$  – Tensão flexional média

$M_m$  – Momento médio

### 4.3.2.2. Tensões de cisalhamento

As tensões cisalhantes estão presentes em eixos que possuem carregamento de torção. Esse carregamento associado à altura da linha neutro, concentrador de tensão e momento de inércia polar do eixo geram a tensão cisalhante conforme Equações 49 e 50, que também pode variar de acordo com o trecho analisado.

$$\tau_a = K_{fs} \frac{T_a c}{J} \quad (49)$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{T_m c}{J} \quad (50)$$

Onde:

$\tau_a$  – Tensão cisalhante alternada

$K_{fs}$  – Fator de concentração de tensão

$T_a$  – Torção alternada

$J$  – Momento de inércia polar

$\tau_m$  – Tensão cisalhante média

$T_m$  – Torção média

### 4.3.3. Análise de casos

Para o devido dimensionamento do sistema, foram realizadas as análises no eixo da CVT, pino, eixo intermediário e eixo final.

#### 4.3.3.1. Eixo CVT

Por tratar-se do eixo de entrada do composto de redução, o Eixo CVT possui o menor torque aplicado (Tabela 09), porém possui uma considerável tensão de flexão causada pela correia da CVT. Esse carregamento é distribuído ao longo de toda a área de

contato entre a CVT e o eixo, porém para efeitos de simplificação, foi representada por uma carga pontual no centro da chaveta. A Figura 45 representa o diagrama de corpo livre do eixo.

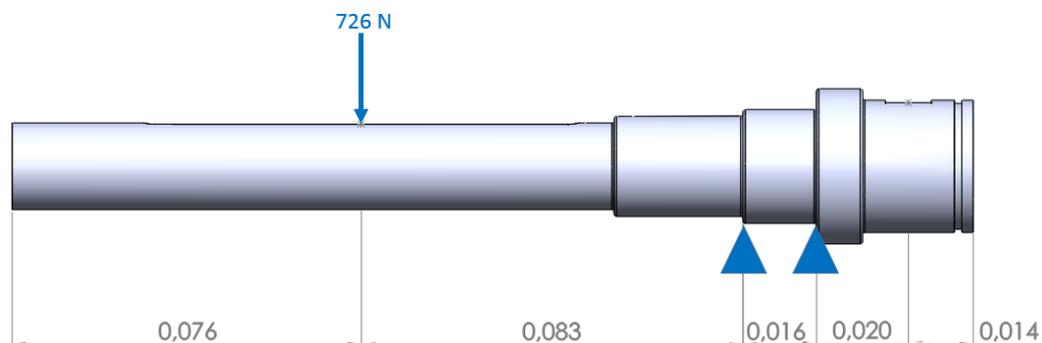


Figura 45 – Diagrama de corpo livre do Eixo CVT.

Fonte: Aatoria própria (2019).

O diagrama de corpo livre acima gera a distribuição de momentos fletores ao longo do eixo mostrado na Figura 46.

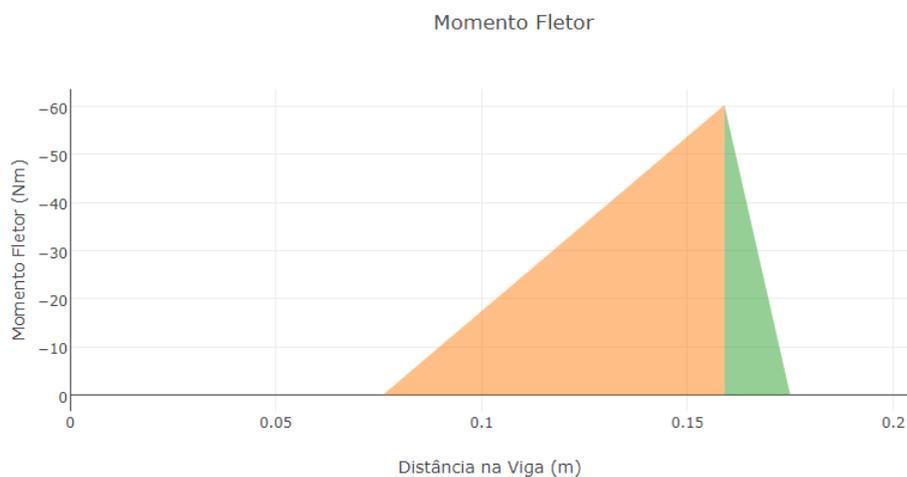


Figura 46 – Diagrama de momento fletor do eixo inicial.

Fonte: Aatoria própria (2019).

### 4.3.2.2. Pino

Responsáveis por dar suporte as engrenagens planetárias, os pinos não possuem giro em torno do próprio eixo, uma vez que transmitem apenas o movimento de rotação em torno do eixo principal. É o único eixo do conjunto que possui considerável tensão cisalhante causada por flexão, sendo atuante também a flexão causada pela resultante das engrenagens. O carregamento é dado ao longo de toda a área de contato entre o Pino e a Engrenagem E3, porém para efeito de simplificação, foi representado por uma carga pontual no centro da superfície de contato. O DCL está representado pela Figura 47.

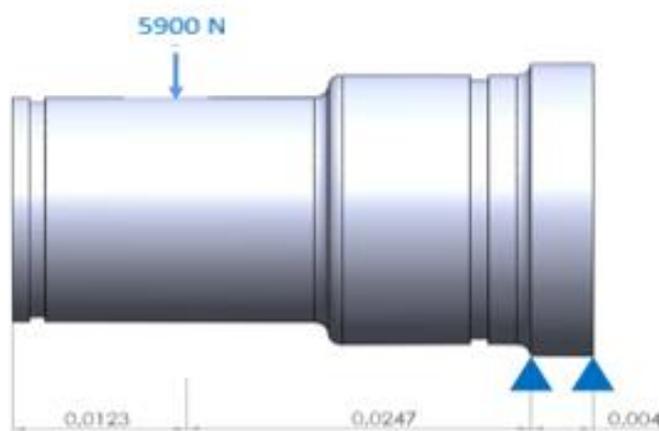


Figura 47 – Diagrama de momento fletor do eixo inicial.

Fonte: Autoria própria (2019)

E o diagrama do momento fletor, mostrado na Figura 48.

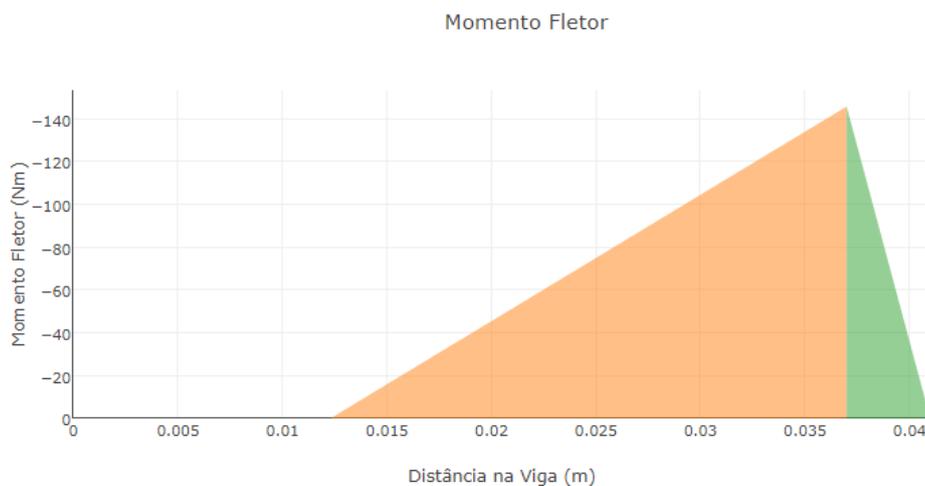


Figura 48 – Diagrama de momento fletor do Pino

Fonte: Autoria própria (2019).

### 4.3.2.3. Eixo intermediário

Eixo de entrada do sistema de transmissão flexível, o eixo intermediário interliga o sistema epicicloidal ao eixo final. O carregamento distribuído ao longo da superfície de contato entre engrenagem e eixo foi representado por uma força pontual no centro da chaveta. O DCL do eixo na Figura 49 exhibe as forças de flexão atuantes.

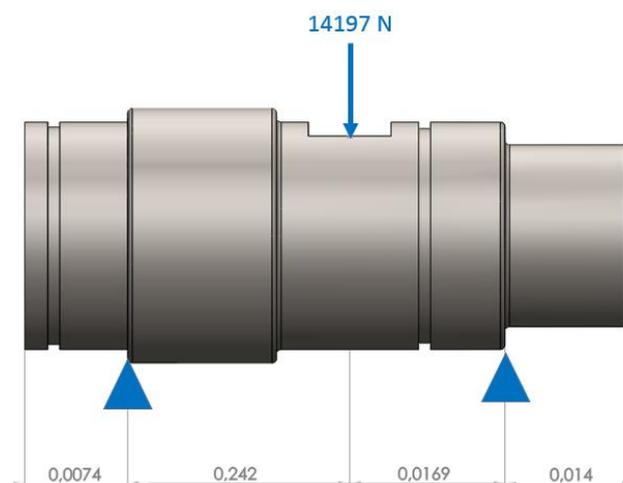


Figura 49 – Diagrama de corpo livre do Eixo Intermediário.

Fonte: Autoria própria (2019).

E o diagrama do momento fletor, mostrado na Figura 50.

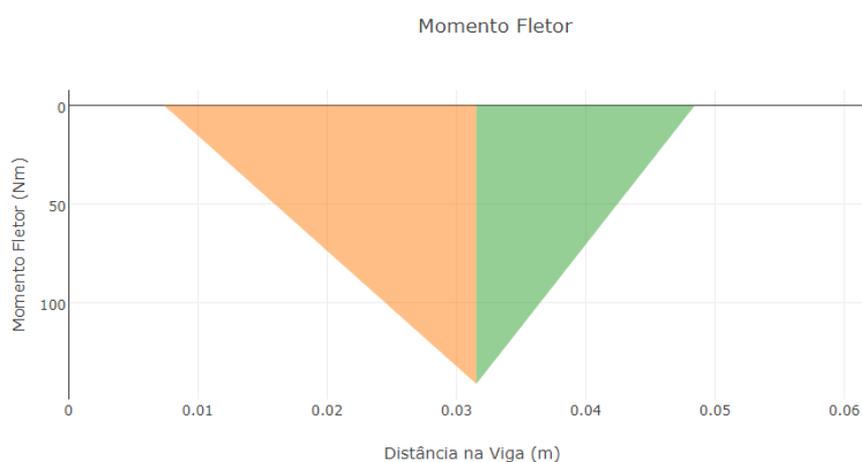


Figura 50 – Diagrama de momento fletor do Eixo Intermediário.

Fonte: Autoria própria (2019).

### 4.3.2.3. Eixo final

O eixo final transmite o movimento do composto de redução para as juntas homocinéticas, através de ranhuras que interligam ambos componentes. Por ser o estágio final da redução, possui o maior torque quando comparado aos demais. O carregamento, que é distribuído ao longo do contato entre engrenagem e eixo, foi representado por uma carga pontual no centro da chaveta. O DCL abaixo, Figura 51, demonstra as forças atuantes no eixo:

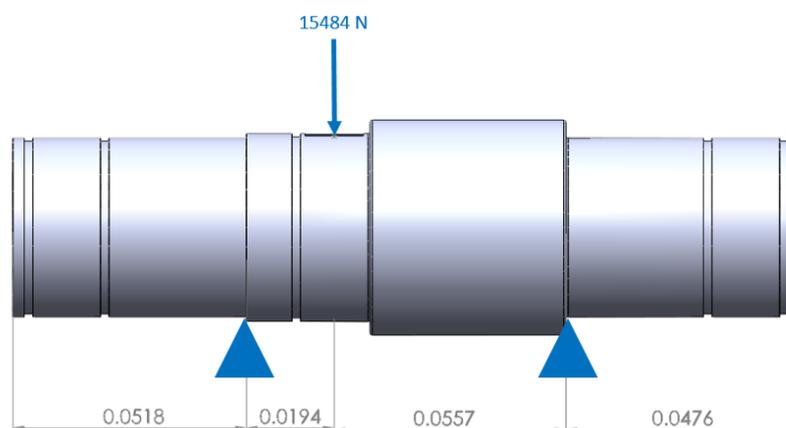


Figura 51 – Diagrama de corpo livre do Eixo Final.

Fonte: Autoria própria (2019).

E o diagrama do momento fletor, mostrado na Figura 52.

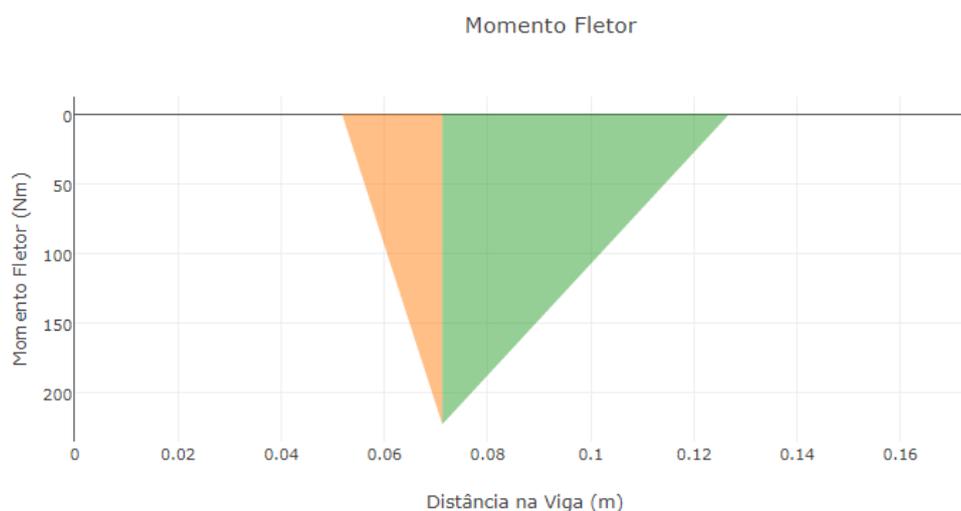


Figura 52 – Diagrama de momento fletor do Eixo Intermediário.

Fonte: Autoria própria (2019).

As tensões de flexões calculadas para os eixos do conjunto são descritas na Tabela 14.

Tabela 14 – Valores de tensão flexional, média e alternada para os eixos.

	$\sigma$ (MPa)	$\sigma_m$ (MPa)	$\sigma_a$ (MPa)
<b>Eixo CVT</b>	109,52	0,00	109,52
<b>Pino</b>	167,74	0,00	167,74
<b>Eixo Intermediário</b>	124,75	0,00	124,75
<b>Eixo Final</b>	45,22	0,00	45,22

Fonte: Autoria própria (2019).

As tensões cisalhantes às quais os eixos do conjunto estão submetidos são descritas na Tabela 15.

Tabela 15 – Tensões cisalhantes atuantes nos eixos.

	$\tau$ (MPa)	$\tau_a$ (MPa)	$\tau_m$ (MPa)
<b>Eixo CVT</b>	57,95	22,94	35,01
<b>Pino</b>	0,00	0,00	0,00
<b>Eixo Intermediário</b>	119,46	47,29	72,17
<b>Eixo Final</b>	61,60	24,39	37,21

Fonte: Autoria própria (2019).

### 4.3.3. Análise de falha

A análise de falha de um projeto prevê uma possível anormalidade da peça em caráter estático ou dinâmico. Para esse projeto, os eixos foram analisados pelos critérios de falha por escoamento (Von Misses) e por fadiga (Goodman modificado).

#### 4.3.3.1. Falha por escoamento

Segundo Shigley (2011), a equação de Von Misses (Eq.51) combina os valores de tensão flexional e cisalhante, gerando uma tensão combinada atuante no eixo. A tensão máxima atuante, quando comparada com o limite de escoamento do material, gera o fator de segurança da peça.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (51)$$

Onde:

$\sigma'$ - Tensão equivalente de Von Misses

#### 4.3.3.2. Falha por fadiga

A fadiga é um fenômeno de falha observado em peças submetidas a esforços cíclicos, associado a um tempo de utilização maior do que a sua vida útil. Esse tipo de falha ocorre em tensões abaixo do limite de escoamento do material, tornando a falha por fadiga de difícil provisionamento e extremamente relevante.

Dentre as diversas maneiras de se analisar a falha por fadiga, utilizaremos o critério de Goodman modificado, conforme Figura 53. Esse critério associa as tensões flutuantes presentes na peça ao limite de endurance  $S_e$ , o limite de escoamento  $S_y$  ao limite de resistência  $S_{ut}$ , através da Equação 52.

Diferentemente da falha por escoamento, a análise por fadiga utiliza duas variações da tensão de Von Misses: A tensão média, segundo Equação 53, e a tensão alternante, calculada pela Equação 54.

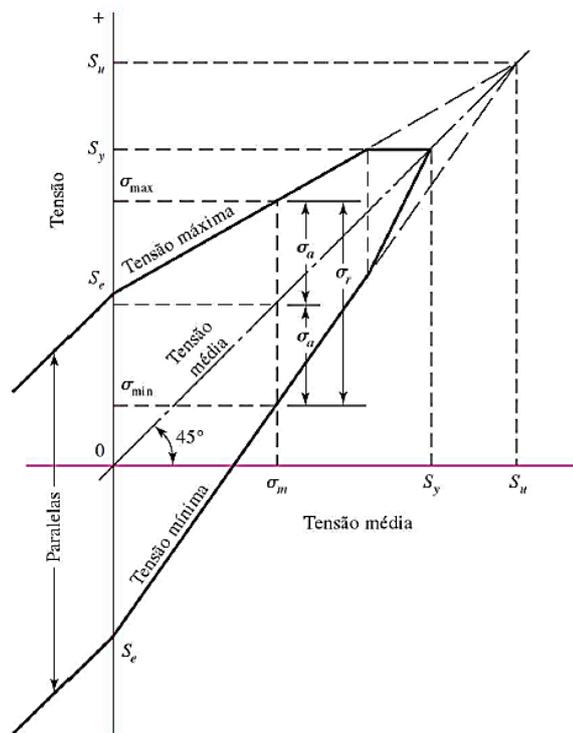


Figura 53 – Diagrama de Goodman Modificado.

Fonte: Shigley (2011).

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (52)$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad (53)$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \quad (54)$$

Onde:

$n$  – Fator de segurança de fadiga

$\sigma'_a$  - Tensão equivalente de Von Misses alternada

$\sigma'_m$  - Tensão equivalente de Von Misses média

### 4.3.3. Materiais e Fatores de Segurança

Calculados os valores das tensões de Von Misses, é possível determinar o material que cada eixo deverá ser fabricado, aliando, da forma mais otimizada possível dentro das restrições impostas pelas premissas do projeto, informações como custos, complexidade da fabricação e principalmente fator de segurança de projeto.

Assim, tem-se a Tabela 16, que correlaciona a tensão de Von Misses com os materiais definidos e os fatores de segurança para cada eixo do conjunto de redução.

Tabela 16 – Fatores de segurança segundo tensões de Von Misses (em MPa) e materiais definidos no projeto.

	Von Misses	Material	Fator de Segurança
<b>Eixo CVT</b>	148,56	SAE 8620	5,61
<b>Pino</b>	331,13	SAE 8620	5,11
<b>Eixo Intermediário</b>	241,60	SAE 8620	3,45
<b>Eixo Final</b>	115,88	SAE 1045	4,57

Fonte: A autoria própria (2019).

Os valores obtidos através das análises de falha utilizando o método de Goodman modificado são mostrados na Tabela 17.

Tabela 17 – Valores de Goodman modificado.

	$\sigma_m$ (MPa)	$\sigma_a$ (MPa)	Goodman
<b>Eixo CVT</b>	0,00	109,52	1,37
<b>Pino</b>	0,00	163,01	1,06
<b>Eixo Intermediário</b>	0,00	124,75	1,01
<b>Eixo Final</b>	0,00	45,22	1,41

Fonte: A autoria própria (2019).

Os resultados obtidos das Equações de tensão de Von Misses foram utilizados como critério de determinação do material a ser usado na fabricação dos eixos e, conseqüentemente, dos fatores de segurança. Por sua vez, os valores de Goodman modificado acima de 1,00 mostram que os quatro eixos apresentarão ciclo de vida infinita sem falha, resultados satisfatórios quanto à análise de fadiga.

### 4.3.5. Rolamentos

Os rolamentos selecionados foram do fabricante SKF, para as engrenagens planetárias usou-se do tipo de rolos de agulha, e para os demais, usou-se do tipo de esfera de contato radial, pois estes não são submetidos a cargas axiais. Os rolamentos, com exceção dos utilizados na engrenagem planetária, servem como suporte e sustentação do conjunto de trens de engrenagens no invólucro, estando em contato com o mesmo.

O rolamento das engrenagens planetárias é fixado por interferência, fazendo com que os componentes fiquem solidários aos rolamentos. As cargas suportadas pelos rolamentos foram calculadas para o seu dimensionamento, e são apresentadas na Tabela 18.

Tabela 18 – Cálculo dos esforços atuantes nos rolamentos

Rolamento	Força Radial [kN]	Força Tangencial [kN]	Força Resultante [kN]
R1	0,330	0,908	0,966
R2	0,264	0,726	0,773
R3	0,094	0,259	0,276
R4	0,361	0,991	1,055

Fonte: Autoria própria (2019).

Através do cálculo das forças atuantes e mediante ao diâmetro onde serão instalados, os rolamentos foram selecionados. Seguindo o catálogo do fornecedor (SKF), foi possível obter a carga admissível e verificar a aplicação no projeto, sendo calculado assim, o fator de segurança, como demonstrado na Tabela 19.

Tabela 19 – Cálculo do fator de segurança

Rolamento	Rolamento Selecionado	Carga suportada (kN)	Fator de segurança
R1	63005	11,2	11,5
R2	Kx20x26x20	17,6	22,7
R3	62_22	14,0	50,7
R4	61908	13,8	13,1

Fonte: Autoria própria (2019).

### 4.3.6. Chaveta

As chavetas são padronizadas, sendo suas dimensões determinadas a partir do diâmetro do eixo ao qual será inserida. A Figura 54 apresenta as faixas de diâmetro e a respectiva largura e altura requerida para chavetas normalizadas quadradas e retangulares.



Ø do eixo d		Dimensões da chaveta Aço AISI 1045 Trefilado		Prof. Do rasgo no eixo		Prof. Do rasgo no cubo		Arredondamento no fundo do rasgo r, p/ o eixo e cubo.	
Acima de	Até	Largura b	Altura h	t <sub>1</sub>	Tolerância Admissível	t <sub>2</sub>	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

Figura 54 – Valores normalizados para dimensionamento de chaveta.

Fonte: <solidprize.com.br>

Segundo Shigley (2011), é recomendado que o comprimento da chaveta não ultrapasse 1,5 vezes o diâmetro do eixo, a Tabela 23 mostra os cálculos realizados para o comprimento das chavetas, utilizando Aço AISI 1020, com exceção da engrenagem E6 que será de AISI 8620. Também é relacionada a carga de compressão, mais crítica para o cálculo, à qual estarão submetidas. Para este dimensionamento foram empregadas as Equações 55 e 56.

$$L = \frac{F \cdot 2n \cdot 1000}{S_y \cdot t} \quad (55)$$

$$F = \frac{T}{r} \quad (56)$$

Onde:

$S_y$  - Tensão de escoamento

$F$  - Força atuante na chaveta

$T$  - Torque

$r$  - Raio do eixo

$b$  - Largura da chaveta

$L$  - Comprimento da chaveta

$n$  - Fator de segurança

Tabela 20 – Valores para resistência ao escoamento e cisalhamento

Aço	SAE 1020	SAE 1045	SAE 4340	SAE 8620
$S_y$ (MPa)	350	450	470	833

Fonte: Autoria própria (2019).

Tabela 21 – Valores para as forças atuantes nas chavetas

FN2 (kN)	FN3 (kN)	FN4 (kN)	FN5 (kN)	FN6 (kN)
5,08	9,21	2,95	26,53	29,48

Fonte: Autoria própria (2019).

Tabela 22 – Valores dos comprimentos das chavetas

L2 (mm)	L3 (mm)	L4 (mm)	L5 (mm)	L6 (mm)
6,00	-	20,00	12,00	9,00

Fonte: Autoria própria (2019).

Tabela 23 – Valores dos coeficientes de segurança

Chaveta	2	3	4	5	6
Tensão Atuante (MPa)	115	-	18	277,67	416,50
Tensão Admissível (MPa)	350	-	350	350	833
Fator de segurança	3	-	19	1,26	2

Fonte: Autoria própria (2019).

Para o eixo da CVT, o qual possui 22 mm de diâmetro, utiliza-se uma chaveta quadrada com 6 mm de largura e 6 mm de altura, com o comprimento de 94,75 mm, o qual correspondente ao tamanho do cubo da CVT movida, fixando-a ao eixo. Este comprimento não foi calculado e é utilizado por ser o máximo permitido, sendo assim

conservador. No mesmo eixo, outra chaveta é utilizada, para a engrenagem solar, essa com um diâmetro de 29 mm. Esta chaveta apresenta 8mm de largura e 7 mm de altura e 6mm de comprimento, levando assim, o torque oriundo do motor ao primeiro estágio da redução fixa.

No eixo intermediário, o qual apresenta 25 mm de diâmetro, foi utilizada uma chaveta com 8 mm de largura, 7 mm de altura e 9 mm de comprimento, permitindo assim a transferência do torque oriundo do trem de engrenagem epicicloidial para o eixo que contém a engrenagem E5.

Já para o eixo final, o qual apresenta 42 mm na região da engrenagem, a chaveta utilizada possui 12 mm de largura e 8 mm de altura, com um comprimento de 9 mm, fixando a engrenagem E6, transferindo assim, o torque final da redução para as rodas.

Para a fixação da Engrenagem Anelar no invólucro foram utilizadas duas chavetas dispostas a 180° uma da outra. Suas dimensões são de 5 mm de altura, 5 mm de largura e 20 mm de comprimento.

As chavetas não são utilizadas para posicionamento axial, sendo assim, foram utilizados batentes no eixo e anéis elásticos, os quais são responsáveis pelo travamento do deslocamento axial dos elementos rotativos.

#### **4.3.7. Anel Elástico**

Com a necessidade de realizar o alinhamento axial entre as engrenagens e também o travamento destas, foram utilizados batentes e anéis elásticos. Sendo selecionados anéis de retenção externo, conforme a tabela presente no Apêndice A, onde o dimensionamento é obtido mediante ao diâmetro do eixo ao qual será introduzido. A partir da determinação dos anéis, foi possível realizar os rasgos nos eixos para posicionamento adequado.

Para o projeto, foram usados nove anéis elásticos, um para a engrenagem solar com diâmetro de 29 mm, três para os rolamentos das engrenagens planetárias com diâmetro de 20 mm, mais três para fixação da interface com o pino de diâmetro de 24 mm, no eixo intermediário usou-se um para a engrenagem E5 com o diâmetro de 25 mm, e por último, foi utilizado mais um no eixo final para fixar a engrenagem E6, na seção com diâmetro de 40 mm.

Os anéis seguem a norma DIN 471 e apresentam dureza de 50 HRC. Anéis elásticos também foram utilizados para posicionar axialmente os rolamentos das engrenagens planetárias.

#### 4.4. Invólucro

A carcaça do sistema de redução foi desenhada para, além de proteger os componentes mecânicos, suportar os rolamentos dos eixos e retentores e garantir a maior compactação possível para o conjunto. Essa estrutura está representada na Figura 53.

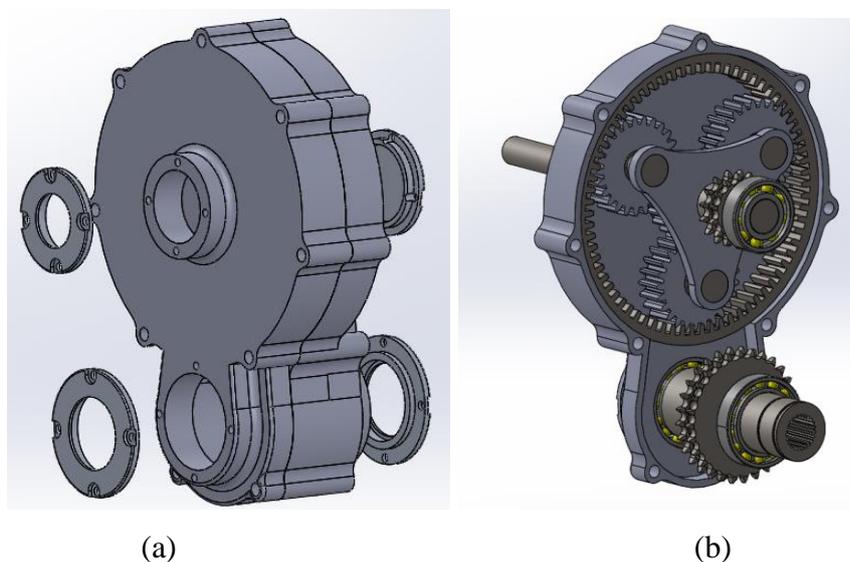


Figura 55 – Invólucro do sistema de redução (a) Vista externa; (b) Vista interna com montagem.

Fonte: Autoria própria – Solidworks (2019).

Com o objetivo de facilitar a manutenção do sistema, foram idealizadas tampas removíveis que apoiam o rolamento no acoplamento do eixo e acomodam o *o-ring* ou anel retentor do eixo, responsáveis pela vedação do sistema. As tampas são fixadas com parafusos M6, e dão acesso direto ao rolamento de cada eixo sem que seja necessário abrir o composto de redução. As figuras 55, 56 e 57 demonstram a vista explodia do trem epicicloidal, conjunto flexível e conjunto completo, respectivamente.

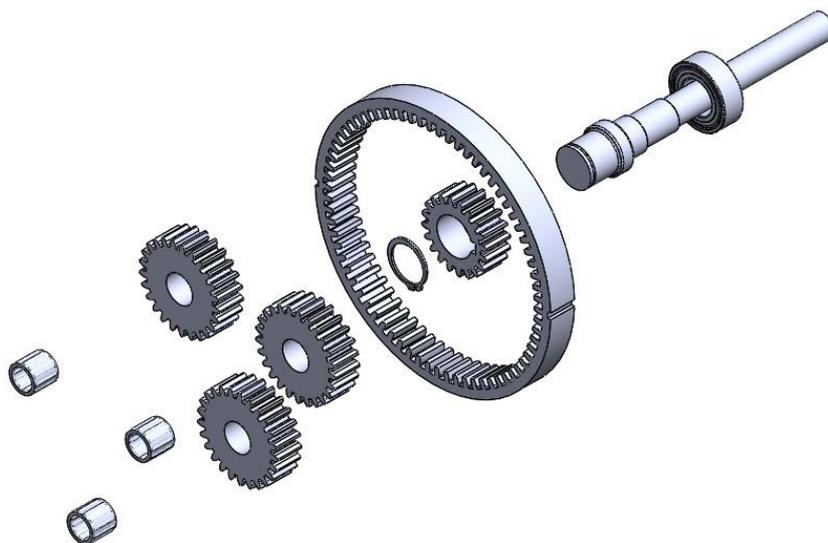


Figura 56 – Vista explodida do trem de engrenagens epicicloidial

Fonte: Aatoria própria – Solidworks (2019).

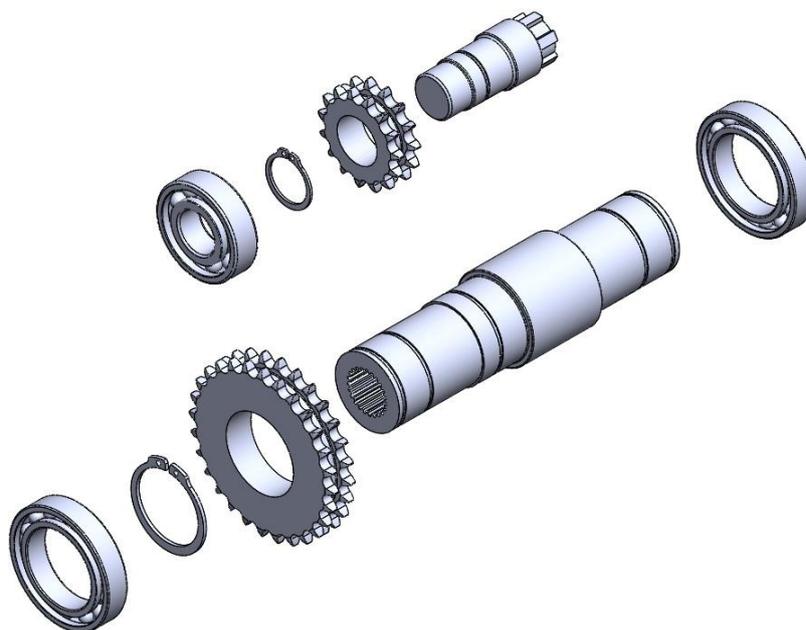


Figura 57 – Vista explodida do conjunto flexível

Fonte: Aatoria própria – Solidworks (2019).

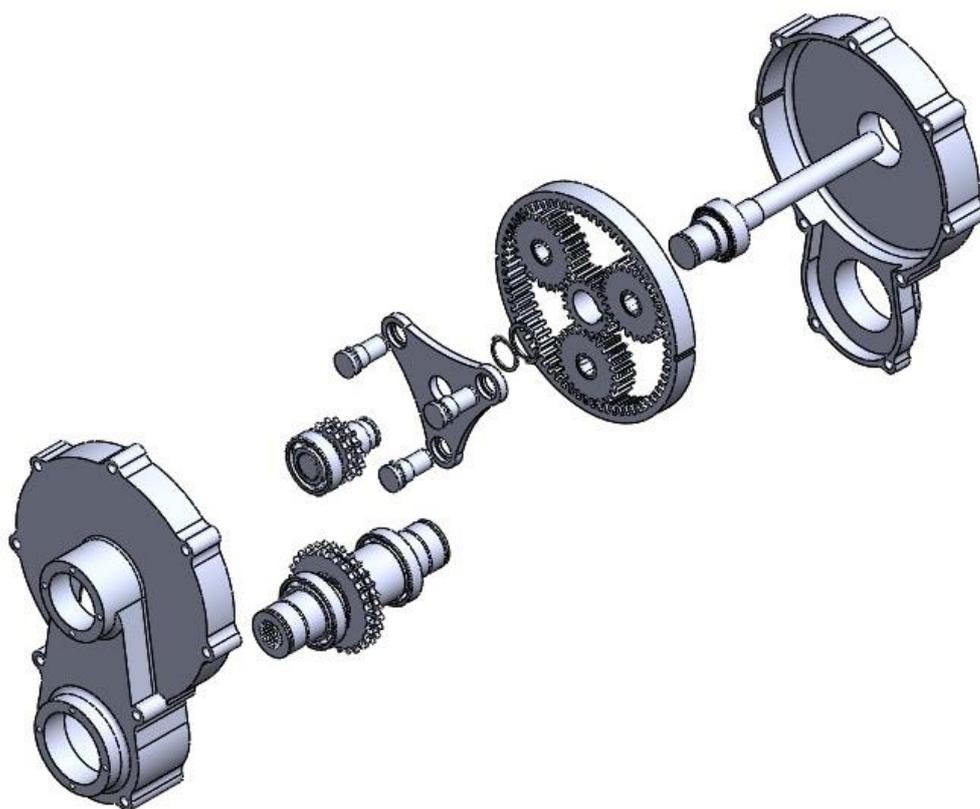


Figura 58 – Vista explodida do conjunto completo

Fonte: Autoria própria – Solidworks (2019).

## 5. Análise de Elementos

Após as análises analítica de tensões (AGMA para engrenagens; Von Misses e Goodman para os eixos), foi realizada uma simulação de carregamento através do software Ansys Workbench com o objetivo de comparar os valores obtidos e confirmar o fator de segurança real do elemento analisado.

Para as análises, foi verificada a convergência de malha, partindo de uma malha inicial “bruta” até uma malha mais refinada, até a obtenção de menos de 1% diferença entre tensões. Esse ponto foi considerado como refino ideal, ou ponto de convergência. O elemento utilizado foi o tetragonal sólido. Abaixo estão as análises realizadas para os elementos mais críticos do composto de redução.

### 5.1. Peça de interface trem epicicloidial – conjunto flexível

Responsável por interligar o trem epicicloidial ao conjunto flexível, essa estrutura comporta os pinos e transmite movimento ao eixo intermediário. Os esforços são apresentados na Figura 28 e Tabela 08 e foi considerado para a análise a fixação do furo central da peça, conforme Figura 59.

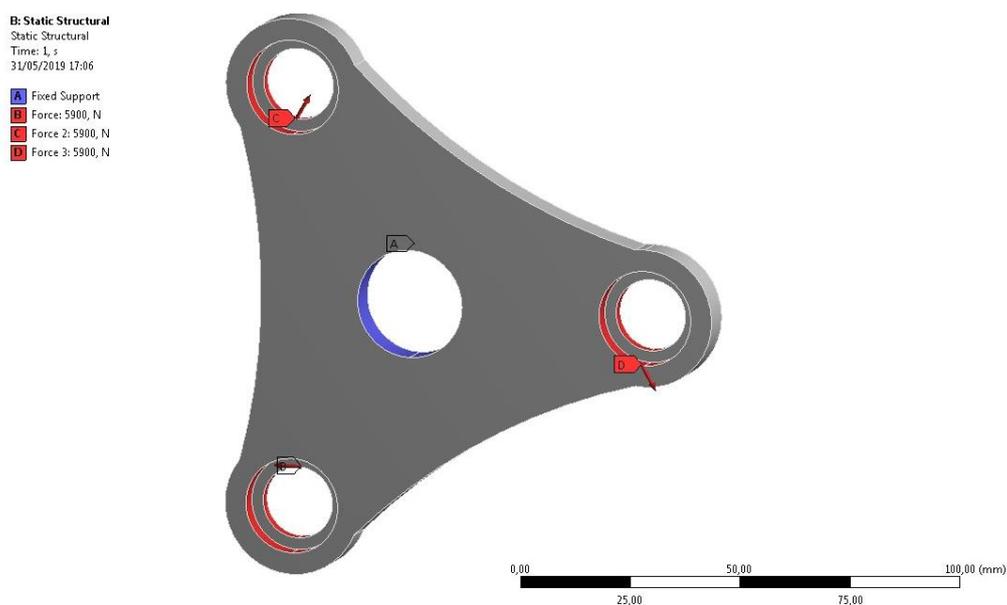


Figura 59 – Condições de contorno da peça de interface entre o trem epicicloidial e o sistema flexível

Fonte: Autoria própria – Ansys Workbench.

O resultado da simulação está exposto na Figura 60, e o gráfico de convergência de malha na Figura 61:

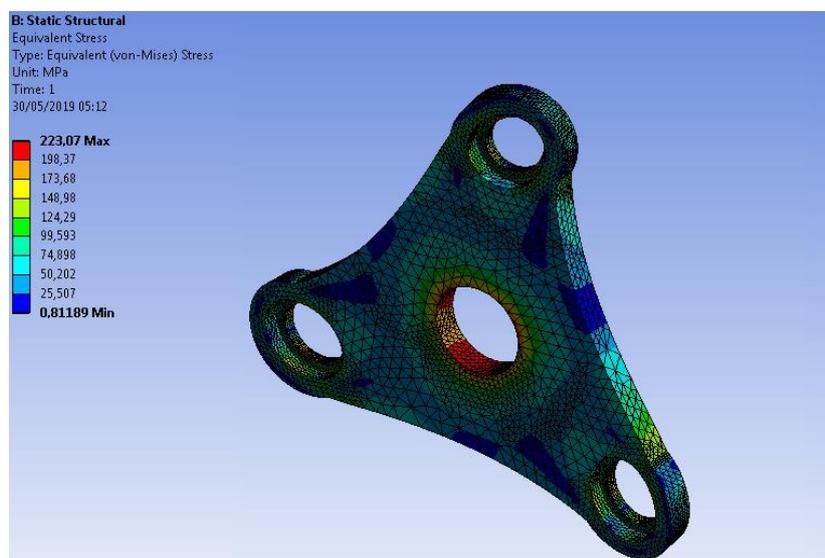


Figura 60 – Análise de carregamento da peça de interface  
Fonte: Autoria própria – Ansys Workbench.

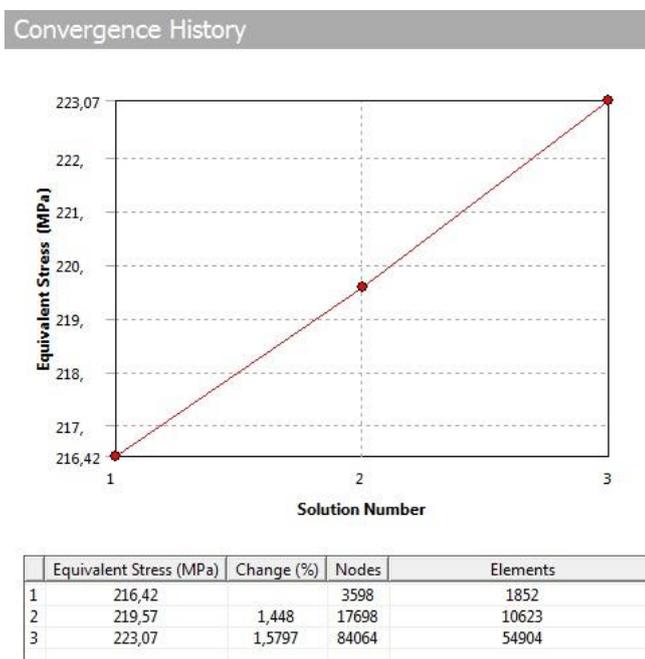


Figura 61 – Gráfico de convergência de malha da análise da peça de interface  
Fonte: Autoria própria – Ansys Workbench.

## 5.2. Eixo final

Para a análise do eixo final foram consideradas as extremidades fixadas, com uma força de flexão causada pela corrente (Figura 51) e o torque atuante no eixo (Tabela 09). As condições de contorno e o gráfico de convergência são representados pelas Figuras 62 e 64, respectivamente.

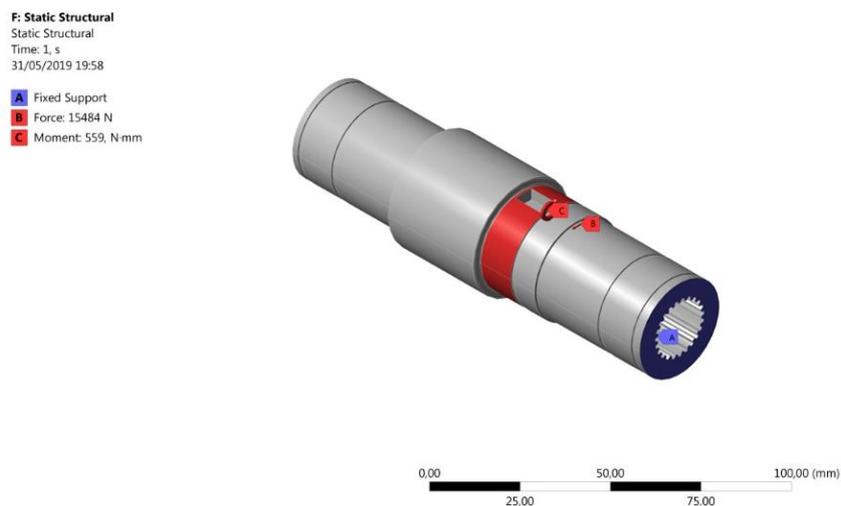


Figura 62 – Condições de contorno para o Eixo Final

Fonte: Autoria própria – Ansys Workbench.

E a análise de tensões explicitada pela Figura 63:

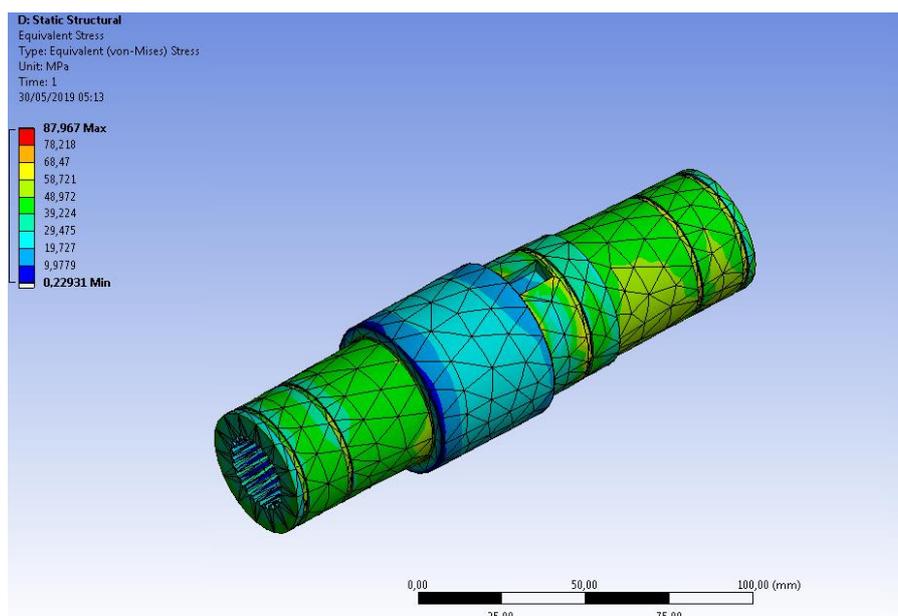


Figura 63 – Análise de carregamento para o Eixo Final

Fonte: Autoria própria – Ansys Workbench.

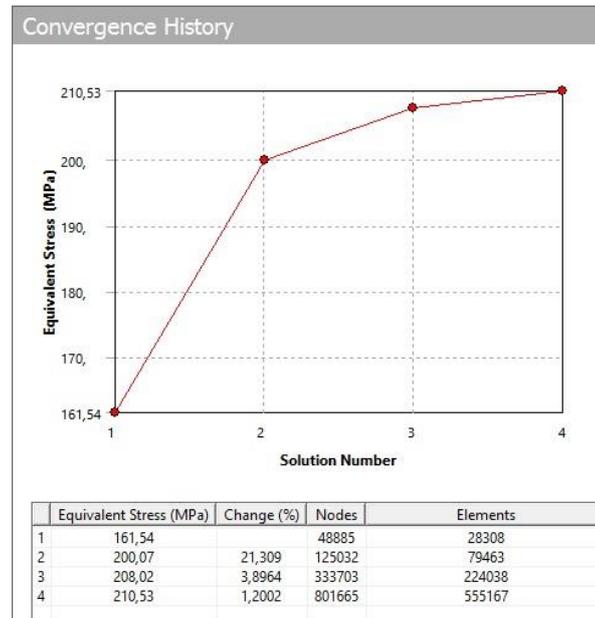


Figura 64 – Gráfico de convergência de malha da análise do Eixo Final

Fonte: Autoria própria – Ansys Workbench.

### 5.3. Engrenagem E2

Os carregamentos atuantes para a engrenagem E2 estão descritos pela Figura 28 e Tabela 08. As condições de contorno estão explicitadas pela Figura 65. A figura 66 demonstra os resultados da análise e o gráfico de convergência é demonstrado pela figura 67.

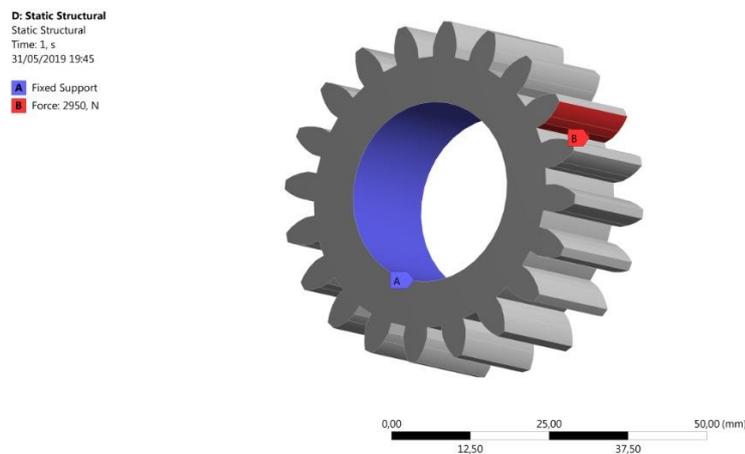


Figura 65 – Condições de contorno para a engrenagem E2

Fonte: Autoria própria – Ansys Workbench.

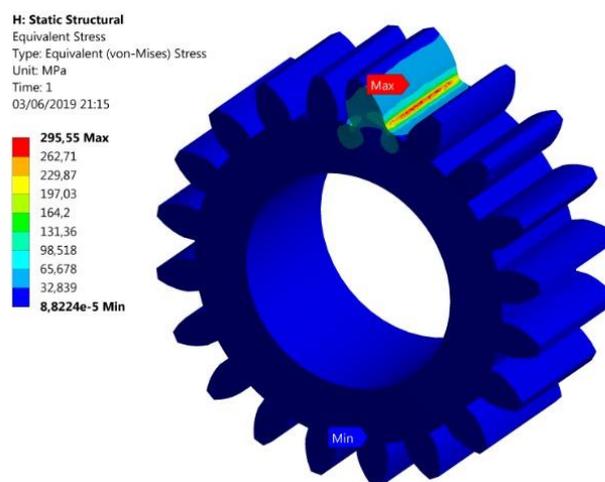


Figura 66 – Análise de carregamento para o dente da engrenagem E2

Fonte: Autoria própria – Ansys Workbench.

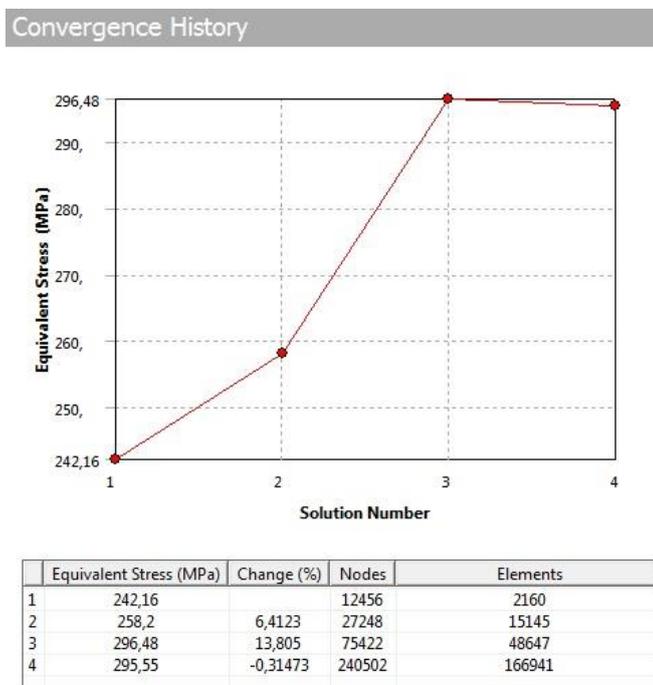


Figura 67 – Gráfico de convergência de malha da análise da Engrenagem E2

Fonte: Autoria própria – Ansys Workbench

## 5.4. Pino

A carga atuante no Pino é demonstrada pela Figura 28 e Tabela 08 e as condições de contorno pela Figura 68:

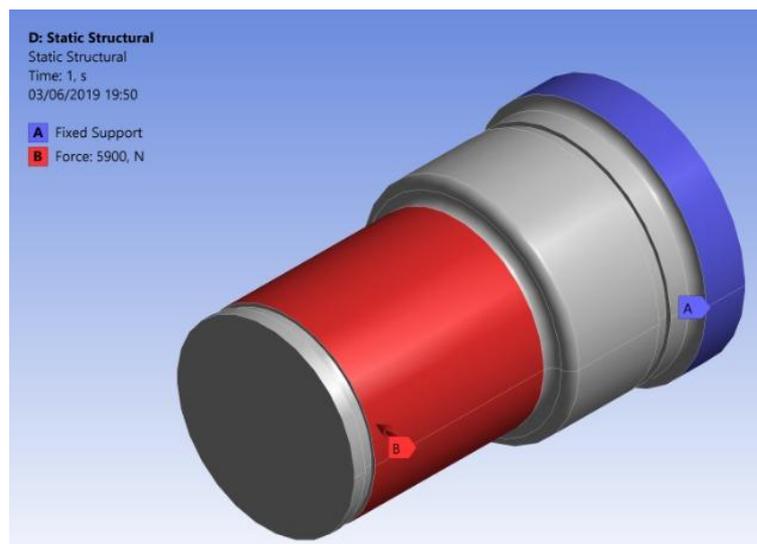


Figura 68 – Condições de contorno para o Pino  
Fonte: Autoria própria – Ansys Workbench.

A análise de tensões explicitada pela Figura 69:

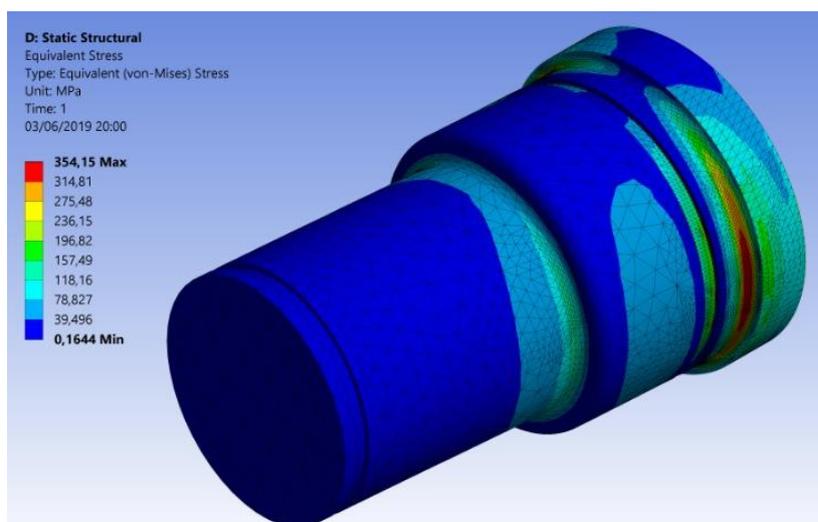


Figura 69 – Análise de carregamento para o Pino  
Fonte: Autoria própria – Ansys Workbench.

E o gráfico de convergência de malha está representado pela Figura 70:

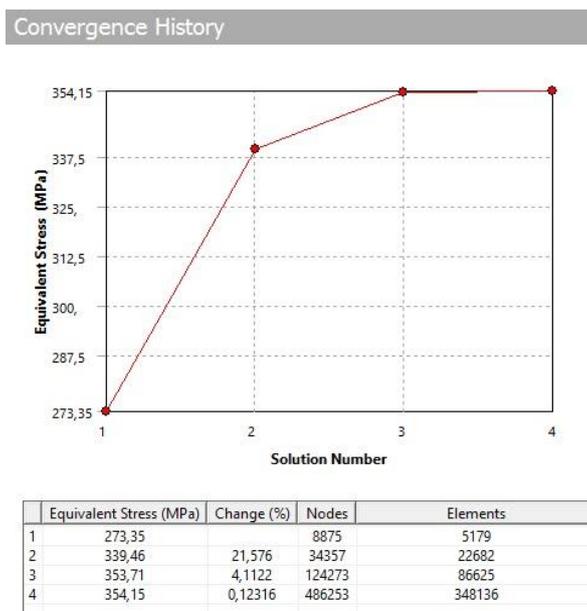


Figura 70 – Gráfico de convergência de malha da análise do Pino

Fonte: Autoria própria – Ansys Workbench

## 5.5. Invólucro

O invólucro, além das reações de apoio dos mancais, possui a reação provocada pela fixação da engrenagem E4. O resultado da simulação está demonstrado na Figura 72, e as condições de contorno pela Figura 71:

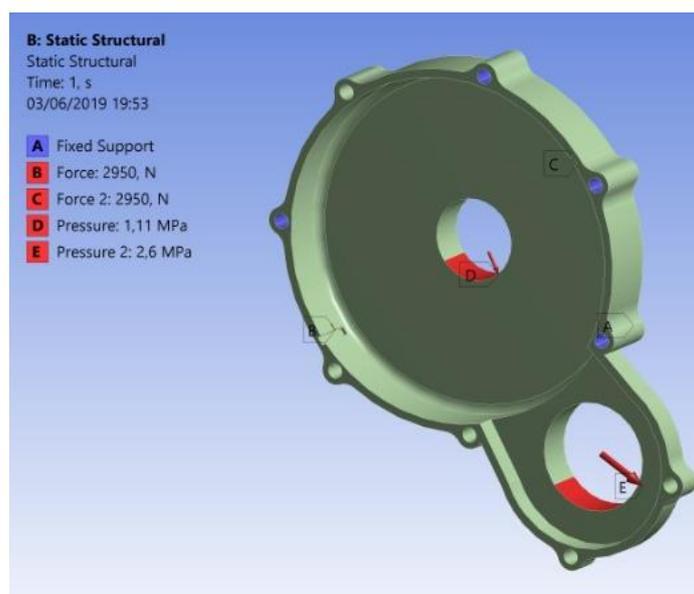


Figura 71 – Condições de contorno para o invólucro

Fonte: Autoria própria – Ansys Workbench.

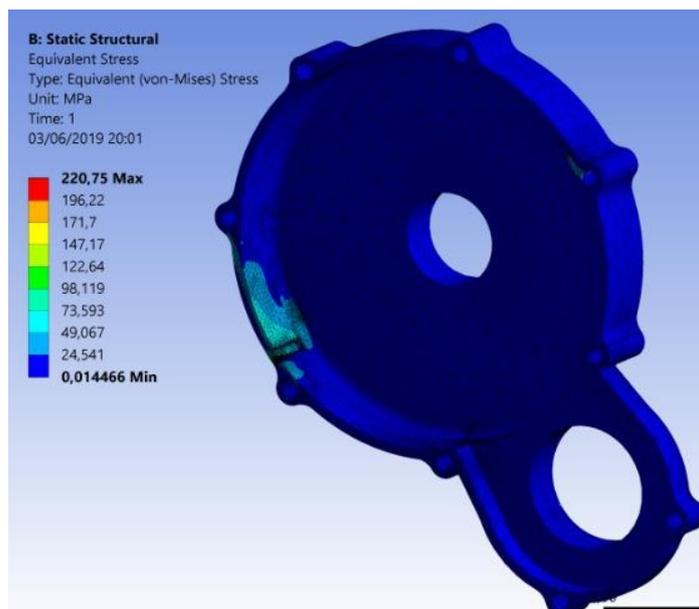
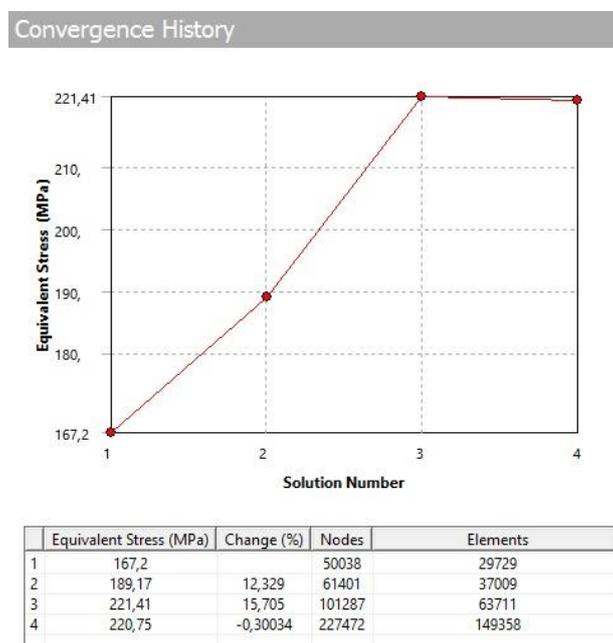


Figura 72 – Análise de carregamento para o Invólucro

Fonte: Autoria própria – SolidWorks.

O gráfico de convergência de malha está representado pela Figura 73:



	Equivalent Stress (MPa)	Change (%)	Nodes	Elements
1	167,2		50038	29729
2	189,17	12,329	61401	37009
3	221,41	15,705	101287	63711
4	220,75	-0,30034	227472	149358

Figura 73 – Gráfico de convergência de malha da análise do Invólucro

Fonte: Autoria própria – Ansys Workbench

## 6. Conclusão

A partir do desenvolvimento desse relatório, fica externado o passo a passo de um projeto de redução fixa para o sistema de trem de força de um veículo mini Baja, desde a análise de dinâmica longitudinal do protótipo, análise cinemática de componentes da redução, análise de tensões em eixos e engrenagens, escolha de materiais e sintonia desses componentes com peças comerciais, como rolamentos e anéis elásticos.

O projeto foi conservativo nos aspectos de análise de tensões, visando atender às exigências de desempenho e resistência do conjunto quando aplicado nas competições de baja SAE. O objetivo de redução de massa foi atingido com sucesso, visto que o conjunto atual possui 14,0 kg de massa enquanto o conjunto projetado neste relatório possui peso teórico de 8,1 kg, o que resulta numa redução de 42,1% na massa do conjunto, algo extremamente relevante para o comportamento dinâmico do veículo.

O rendimento total do composto de redução caiu de 92,2% para 90,4%, uma perda de 2,0% em relação ao conjunto atual de caixa de redução por engrenagens usado no protótipo mini baja da equipe Mud Runner do CEFET-RJ. Tal resultado não põe em risco o cumprimento das exigências impostas a esse conjunto, devido a todos os efeitos externos conhecidos pela equipe no momento da realização desse projeto terem sido levados em consideração no cálculo do dimensionamento do conjunto, desde o seu início. A utilização de engrenagens cilíndricas de dentes retos e engrenagens por corrente padrão ASA tornam o projeto mais acessível no quesito fabricação, um dos objetivos desse projeto.

## 7. Sugestões para Projetos Futuros

Como sugestão, pode-se elaborar uma análise mais detalhada para o comportamento da CVT quando acoplada ao protótipo. Esse tipo de estudo permite uma maior assertividade à análise de dinâmica longitudinal, uma vez que a CVT possui influência direta na aceleração e velocidade final do protótipo. Uma modelagem matemática da CVT traria um ganho de tempo inestimável para o projeto, uma vez que não seria obrigatório a realização de testes experimentais a fim de comprovar a mudança de comportamento da transmissão de acordo com os Setups previamente estabelecidos.

Outra sugestão é a elaboração de uma análise de dinâmica longitudinal com dados experimentais, como o ensaio de Coast Down para veículos não motorizados. Essa análise garante o valor das resistências que atuam no protótipo, tornando o gráfico de equipotência do motor mais realista.

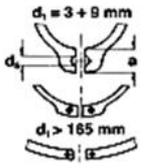
## 8. Referências Bibliográficas

- [1] ANDRADE, ALAN. **Elementos orgânicos de máquinas 2**. Disponível em: <<http://www.madeira.ufpr.br/disciplinasalan/AT102-Aula06.pdf>>. Acesso em: 15 nov. 2018.
- [2] BLOG EDUCAÇÃO AUTOMOTIVA. **Como Funciona o Diferencial**. Disponível em: <<https://educacaoautomotiva.com/2015/10/29/como-funciona-o-diferencial/>>. Acesso em: 20 nov. 2018.
- [3] DOUGHTY, S. **Mechanics of Machines**. 3 ed. Chichester, Wiley, 1988.
- [4] DUARTE, B.; BARRETO, J.; AMARAL, P. **Análise de dinâmica veicular do protótipo baja SAE**. Trabalho de conclusão de curso, CEFET/RJ, Rio de Janeiro, 2016
- [5] HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais**. 7 ed. São Paulo, Pearson Prentice Hall, 2010.
- [6] FRESADORA HIPOYDE. **Engrenagem cilíndrica helicoidal**. Disponível em: <<https://www.fresadorahipoyde.com.br/engrenagem-cilindrica-helicoidal>>. Acesso em: 24 nov. 2018.
- [7] KALYANSHETTI, M.; WADKAR, S.; PATIL, S.; “Rim stress analysis of elicyclic gearbox”, In: **International Journal of Current Engerineering and Technology**, vol. 4, pp. 2684-2692, Maharashtra, India, Aug. 2014.
- [8] KHURMI, R. S.; GUPTA, J. K. **Theory of machines**. 14 ed. India, S. Chand, 2005.
- [9] LOPES, P. J. **Desenvolvimento de uma bancada de testes para analisar a dinâmica de uma CVT**. Trabalho de iniciação científica. CEFET/RJ, 2017.

- [10] NAVARRO D., SALATA G., RIBEIRO G. **Influência do aumento da porcentagem de álcool na gasolina & angulação de trabalho no motor Briggs & Stratton**. Trabalho de conclusão de curso, CEFET/RJ, Rio de Janeiro, 2015.
- [11] NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 2 ed. Porto Alegre, Bookman, 2013.
- [12] RAVI INDÚSTRIA. **Engrenagens de Dentes Retos**. Disponível em: <<http://www.ravi.ind.br/engrenagens-dentes-retos>>. Acesso em: 24 nov. 2018.
- [13] SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7 ed. Porto Alegre, Bookman, 2005.
- [14] SHIGLEY, J. E. **Elementos de máquinas de Shigley**. 8 ed. Porto Alegre, Bookman, 2011.
- [16] SKF. **Rolamentos, unidades e mancais**. Disponível em: <<https://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/index.html>>. Acesso em: 1 maio 2019.
- [17] UNICAMP. **Tecnologia mecânica**. Disponível em: <<http://www.fem.unicamp.br/~sergio1/graduacao/EM335/Temas/CVT/nissan.htm>>. Acesso em: 22 nov. 2018

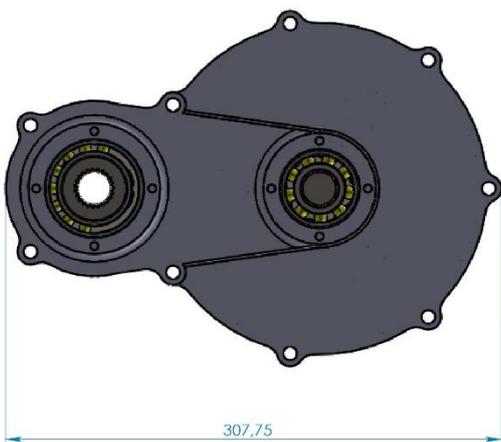
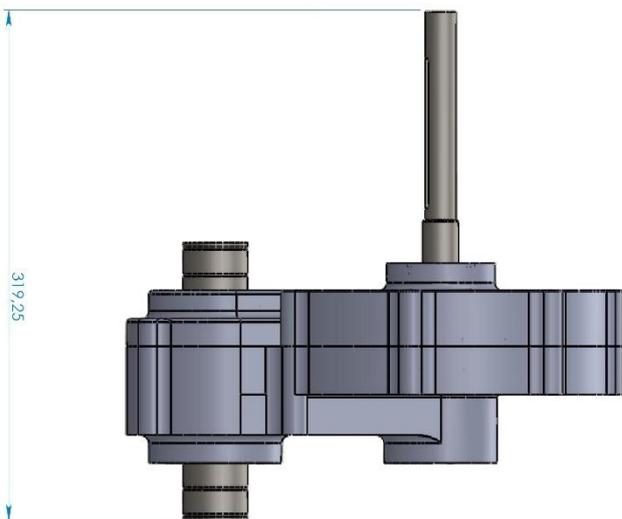
# Apêndice A

## Seleção de anéis elásticos

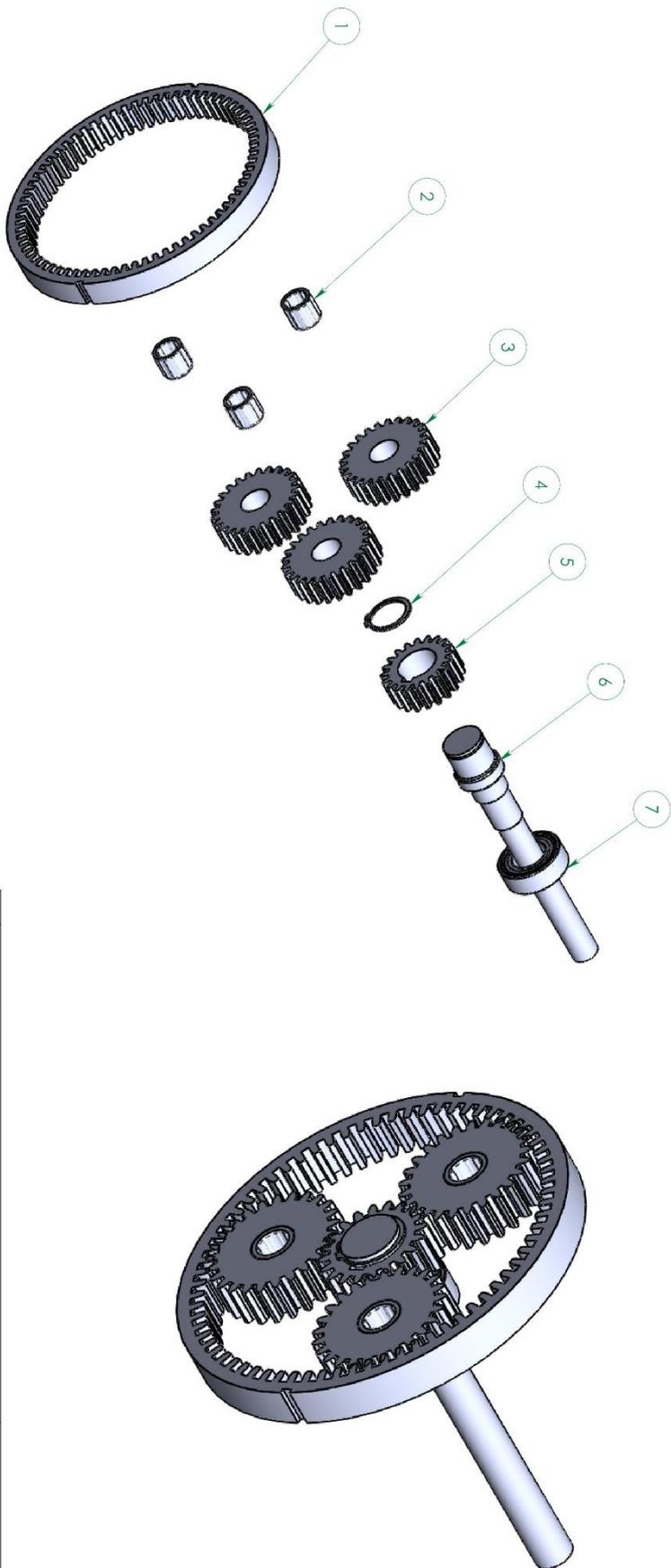
Maßliste Data chart Table dimensionnelle		Seeger-Ringe für Wellen Seeger-Rings for shafts Segments extérieurs Seeger								
		A 3 – A 56 / DIN 471								
		Bezeichnung Designation Désignation	Nennmaß Nominal dimension Dimension nominale $d_1$	Ring, Ring, Anneau						Gew. Weight Masse kg/1000
S	Toleranz Tolerance Tolérance			$d_2$	Toleranz Tolerance Tolérance	a max	b =	$d_3$ min		
 <p><math>d_1 = 3 + 9 \text{ mm}</math></p> <p><math>d_1 &gt; 165 \text{ mm}</math></p> <p>nach Wahl des Herstellers to manufacturer's choice suivant les disponibilités du fabricant</p>	A 3	3	0,40	-0,05	2,7	+0,04 -0,15	1,9	0,8	1,0	0,017
	A 4	4	0,40	-0,05	3,7	+0,04 -0,15	2,2	0,9	1,0	0,022
	A 5	5	0,60	-0,05	4,7	+0,04 -0,15	2,5	1,1	1,0	0,066
	A 6	6	0,70	-0,05	5,6	+0,04 -0,15	2,7	1,3	1,2	0,084
	A 7	7	0,80	-0,05	6,5	+0,06 -0,18	3,1	1,4	1,2	0,121
	A 8	8	0,80	-0,05	7,4	+0,06 -0,18	3,2	1,5	1,2	0,158
	A 9	9	1,00	-0,06	8,4	+0,06 -0,18	3,3	1,7	1,2	0,300
	A 10	10	1,00	-0,06	9,3	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,5	0,340
	A 11	11	1,00	-0,06	10,2	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,5	0,410
	A 12	12	1,00	-0,06	11,0	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,7	0,500
	A 13	13	1,00	-0,06	11,9	+0,10 -0,36	3,4	2,0	1,7	0,530
	A 14	14	1,00	-0,06	12,9	+0,10 -0,36	3,5	2,1	1,7	0,640
A 15	15	1,00	-0,06	13,8	+0,10 -0,36	3,6	2,2	1,7	0,670	
A 16	16	1,00	-0,06	14,7	+0,10 -0,36	3,7	2,2	1,7	0,700	
A 17	17	1,00	-0,06	15,7	+0,10 -0,36	3,8	2,3	1,7	0,820	
A 18	18	1,20	-0,06	16,5	+0,10 -0,36	3,9	2,4	2,0	1,110	
A 19	19	1,20	-0,06	17,5	+0,10 -0,36	3,9	2,5	2,0	1,220	
A 20	20	1,20	-0,06	18,5	+0,13 -0,42	4,0	2,6	2,0	1,300	
A 21	21	1,20	-0,06	19,5	+0,13 -0,42	4,1	2,7	2,0	1,420	
A 22	22	1,20	-0,06	20,5	+0,13 -0,42	4,2	2,8	2,0	1,500	
A 23	23	1,20	-0,06	21,5	+0,13 -0,42	4,3	2,9	2,0	1,630	
A 24	24	1,20	-0,06	22,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	1,770	
A 25	25	1,20	-0,06	23,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	1,900	
A 26	26	1,20	-0,06	24,2	+0,21 -0,42	4,5	3,1	2,0	1,960	
A 27	27	1,20	-0,06	24,9	+0,21 -0,42	4,6	3,1	2,0	2,080	
A 28	28	1,50	-0,06	25,9	+0,21 -0,42	4,7	3,2	2,0	2,920	
A 29	29	1,50	-0,06	26,9	+0,21 -0,42	4,8	3,4	2,0	3,200	
A 30	30	1,50	-0,06	27,9	+0,21 -0,42	5,0	3,5	2,0	3,320	
A 31	31	1,50	-0,06	28,6	+0,21 -0,42	5,1	3,5	2,5	3,450	
A 32	32	1,50	-0,06	29,6	+0,21 -0,42	5,2	3,6	2,5	3,540	
A 33	33	1,50	-0,06	30,5	+0,25 -0,50	5,2	3,7	2,5	3,690	
A 34	34	1,50	-0,06	31,5	+0,25 -0,50	5,4	3,8	2,5	3,800	
A 35	35	1,50	-0,06	32,2	+0,25 -0,50	5,6	3,9	2,5	4,000	
A 36	36	1,75	-0,06	33,2	+0,25 -0,50	5,6	4,0	2,5	5,000	
A 37	37	1,75	-0,06	34,2	+0,25 -0,50	5,7	4,1	2,5	5,370	
A 38	38	1,75	-0,06	35,2	+0,25 -0,50	5,8	4,2	2,5	5,620	
A 39	39	1,75	-0,06	36,0	+0,25 -0,50	5,9	4,3	2,5	5,850	
A 40	40	1,75	-0,06	36,5	+0,39 -0,90	6,0	4,4	2,5	6,030	
A 41	41	1,75	-0,06	37,5	+0,39 -0,90	6,2	4,5	2,5	6,215	
A 42	42	1,75	-0,06	38,5	+0,39 -0,90	6,5	4,5	2,5	6,500	
A 44	44	1,75	-0,06	40,5	+0,39 -0,90	6,6	4,6	2,5	7,000	
A 45	45	1,75	-0,06	41,5	+0,39 -0,90	6,7	4,7	2,5	7,500	
A 46	46	1,75	-0,06	42,5	+0,39 -0,90	6,7	4,8	2,5	7,600	
A 47	47	1,75	-0,06	43,5	+0,39 -0,90	6,8	4,9	2,5	7,500	
A 48	48	1,75	-0,06	44,5	+0,39 -0,90	6,9	5,0	2,5	7,900	
A 50	50	2,00	-0,07	45,8	+0,39 -0,90	6,9	5,1	2,5	10,200	
A 52	52	2,00	-0,07	47,8	+0,39 -0,90	7,0	5,2	2,5	11,100	
A 54	54	2,00	-0,07	49,8	+0,39 -0,90	7,1	5,3	2,5	11,300	
A 55	55	2,00	-0,07	50,8	+0,46 -1,10	7,2	5,4	2,5	11,400	
A 56	56	2,00	-0,07	51,8	+0,46 -1,10	7,3	5,5	2,5	11,800	

Seeger-Ringe für Wellen Seeger-Rings for shafts Segments extérieurs Seeger						10						
A 3 – A 56 / DIN 471												
Nul - Groove - Gorge				Ergänzende Daten - Supplementary data - Données complémentaires								
d <sub>2</sub> *	Toleranz Tolerance Tolérance	m* min.	t	n	F <sub>N</sub> kN	F <sub>R</sub> kN	g	F <sub>Rg</sub> kN	A <sub>N</sub> mm <sup>2</sup>	K kN - mm	n <sub>rot.</sub> x1000 (1/min)	Zange Pliers Pince
2,8	-0,04	0,50	0,10	0,3	0,1	0,47	0,5	0,27	0,9	2,06	360	ZGA-0
3,8	-0,04	0,50	0,10	0,3	0,2	0,50	0,5	0,30	1,2	1,93	211	ZGA-0
4,8	-0,04	0,70	0,10	0,3	0,2	1,00	0,5	0,80	1,5	7,38	154	ZGA-0
5,7	-0,04	0,80	0,15	0,5	0,4	1,45	0,5	0,90	2,8	10,40	114	ZGA-0
6,7	-0,06	0,90	0,15	0,5	0,5	2,60	0,5	1,40	3,2	14,70	121	ZGA-0
7,6	-0,06	0,90	0,20	0,6	0,8	3,00	0,5	2,00	4,9	14,20	96	ZGA-0
8,6	-0,06	1,10	0,20	0,6	0,9	3,50	0,5	2,40	5,5	30,00	85	ZGA-0
9,6	-0,11	1,10	0,20	0,6	1,0	4,00	1,0	2,40	6,2	28,20	84	ZGA-1
10,5	-0,11	1,10	0,25	0,8	1,4	4,50	1,0	2,40	8,4	26,10	70	ZGA-1
11,5	-0,11	1,10	0,25	0,8	1,5	5,00	1,0	2,40	9,2	24,00	75	ZGA-1
12,4	-0,11	1,10	0,30	0,9	2,0	5,80	1,0	2,40	11,9	23,20	66	ZGA-1
13,4	-0,11	1,10	0,30	0,9	2,1	6,40	1,0	2,40	12,9	22,90	58	ZGA-1
14,3	-0,11	1,10	0,35	1,1	2,6	6,90	1,0	2,40	16,1	21,60	50	ZGA-1
15,2	-0,11	1,10	0,40	1,2	3,2	7,40	1,0	2,40	19,6	21,00	45	ZGA-1
16,2	-0,11	1,10	0,40	1,2	3,4	8,00	1,0	2,40	20,8	21,60	41	ZGA-1
17,0	-0,11	1,30	0,50	1,5	4,5	17,00	1,5	3,75	27,5	37,10	39	ZGA-2
18,0	-0,11	1,30	0,50	1,5	4,8	17,00	1,5	3,80	29,1	36,40	35	ZGA-2
19,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,0	17,10	1,5	3,85	30,6	36,30	32	ZGA-2
20,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,3	16,80	1,5	3,75	32,2	35,40	29	ZGA-2
21,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,6	16,90	1,5	3,80	33,8	35,40	27	ZGA-2
22,0	-0,15	1,30	0,50	1,5	5,9	16,60	1,5	3,80	35,4	34,70	25	ZGA-2
22,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	6,7	16,10	1,5	3,65	40,5	33,40	27	ZGA-2
23,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	7,0	16,20	1,5	3,70	42,3	33,40	25	ZGA-2
24,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	7,3	16,10	1,5	3,70	44,0	32,90	24	ZGA-2
25,6	-0,21	1,30	0,70	2,1	9,6	16,40	1,5	3,80	57,8	33,40	22	ZGA-2
26,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,0	32,10	1,5	7,50	60,0	65,00	21	ZGA-2
27,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,3	31,80	1,5	7,45	62,0	64,00	20	ZGA-2
28,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,7	32,10	1,5	7,65	64,0	64,20	19	ZGA-2
29,3	-0,21	1,60	0,85	2,6	13,4	31,50	2,0	5,60	81,0	62,80	18	ZGA-2
30,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	13,8	31,20	2,0	5,55	83,0	61,80	17	ZGA-2
31,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	14,3	31,60	2,0	5,65	86,0	62,20	17	ZGA-2
32,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	14,7	31,30	2,0	5,60	88,0	61,30	16	ZGA-2
33,0	-0,25	1,60	1,00	3,0	17,8	30,80	2,0	5,55	107,0	60,10	16	ZGA-2
34,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	18,3	49,40	2,0	9,00	110,0	95,80	15	ZGA-2
35,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	18,8	50,00	2,0	9,15	113,0	96,40	14	ZGA-2
36,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	19,3	49,50	2,0	9,10	116,0	95,00	14	ZGA-2
37,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	19,9	49,80	2,0	9,25	119,0	95,20	15	ZGA-2
37,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	25,3	51,00	2,0	9,50	152,0	97,00	14	ZGA-3
38,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	26,0	50,10	2,0	9,40	156,0	94,50	14	ZGA-3
39,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	26,7	50,00	2,0	9,45	160,0	93,70	13	ZGA-3
41,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	28,0	48,50	2,0	9,20	168,0	90,70	12	ZGA-3
42,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	28,6	49,00	2,0	9,35	172,0	91,00	11	ZGA-3
43,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	29,4	48,90	2,0	9,40	177,0	90,20	11	ZGA-3
44,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	30,0	49,50	2,0	9,55	180,0	90,70	11	ZGA-3
45,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	30,7	49,40	2,0	9,55	184,0	90,00	10	ZGA-3
47,0	-0,25	2,15	1,50	4,5	38,0	73,30	2,0	14,40	228,0	133,00	11	ZGA-3
49,0	-0,25	2,15	1,50	4,5	39,7	73,10	2,5	11,50	238,0	133,00	10	ZGA-3
51,0	-0,30	2,15	1,50	4,5	41,2	71,20	2,5	11,30	247,0	129,00	9	ZGA-3
52,0	-0,30	2,15	1,50	4,5	42,0	71,40	2,5	11,40	252,0	130,00	9	ZGA-3
53,0	-0,30	2,15	1,50	4,5	42,8	70,80	2,5	11,30	257,0	129,00	9	ZGA-3





ALUNO	BRUNO: FELIPE; JOÃO			
PROF	RICARDO AGUIAR			
DATA	03/06/19	VISTO		
ESC.	TÍTULO			
1:3	MONTAGEM CAIXA DE REDUÇÃO			
	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº	
	NÚMERO DO DESENHO		1 / 14	



7	ROLAMENTO EXO CVT	1	0,110
6	EXO CVT	1	0,600
5	ENGENHAGEM SOLAR	1	0,193
4	ANEL ELÁSTICO EXO CVT	1	-
3	ENGENHAGEM PLANETÁRIA	3	0,390
2	ROLAMENTO PINO	3	0,124
1	ENGENHAGEM ANELAR	1	0,936
ITEM	DESCRIÇÃO	QUANTIDADE	PESO(Kg)

ALUNO: BRUNO; FELIPE; JOÃO

PROF: RICARDO AGUIAR

DATA: 03/06/19

ESC.: TÍTULO

1:3 TREM DE ENGENHAGENS EPICICLOIDAL



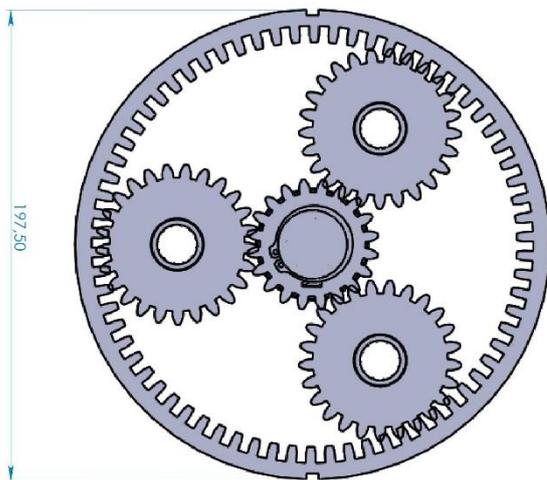
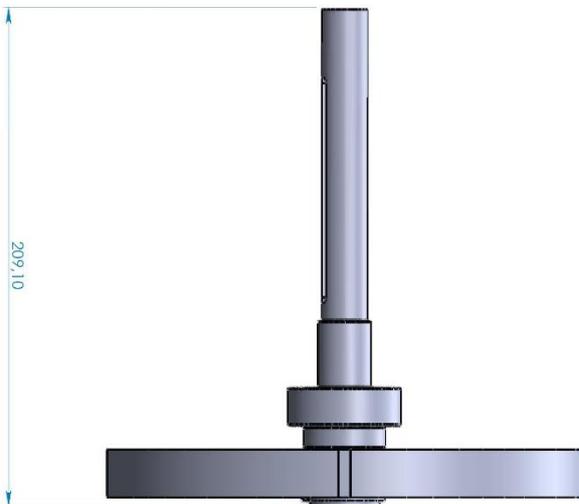
TURMA

NÚMERO

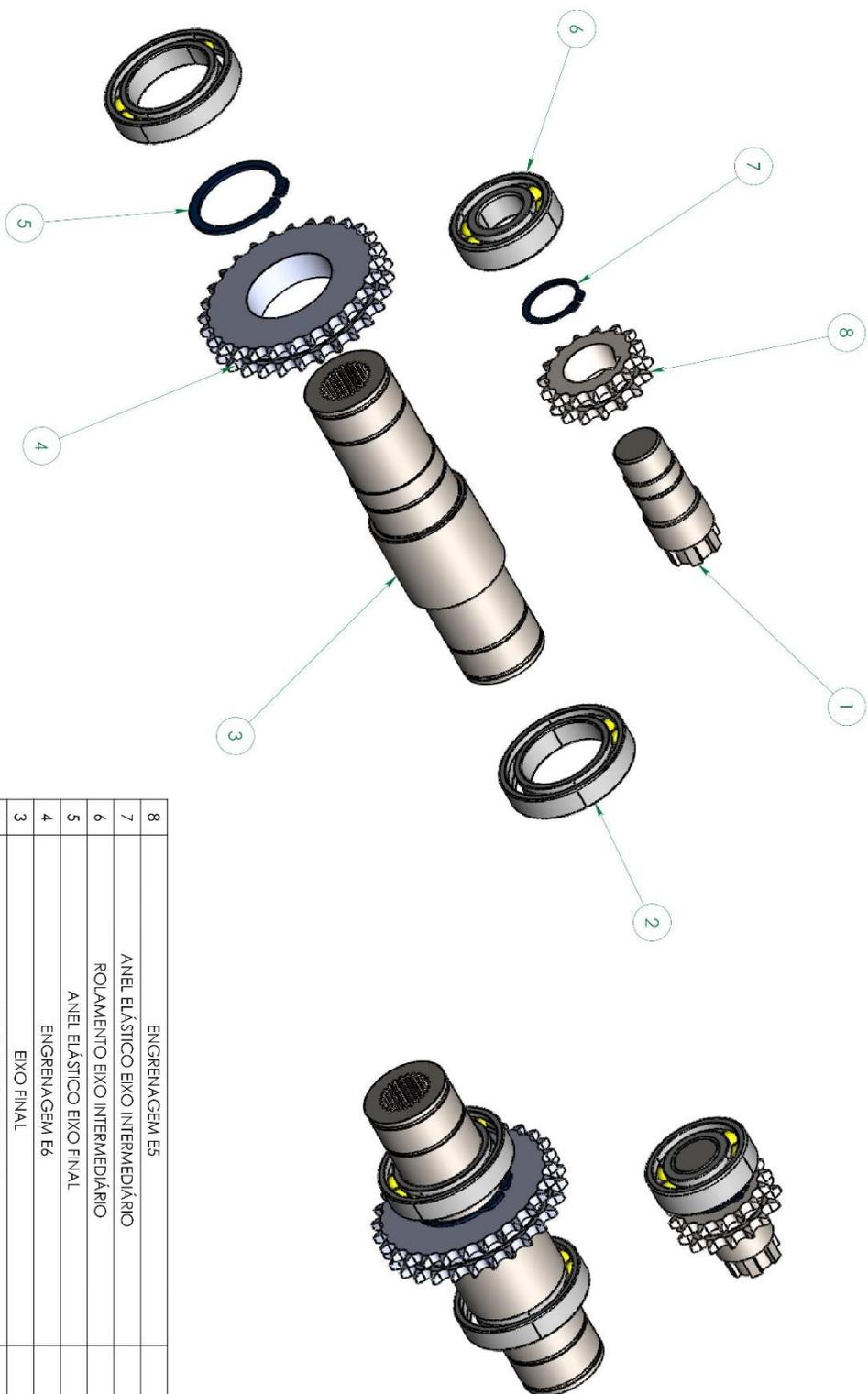
NÚMERO DO DESENHO

FOLHA Nº 3 / 16





ALUNO	BRUNO: FELIPE: JOÃO		
PROF	RICARDO AGUIAR		
DATA	03/08/19	VISTO	
ESC.	TÍTULO		
1:3	TREM DE ENGRENAGENS EPICICLOIDAL		TURMA NÚMERO DO DESENHO
			FOLHA Nº 4 / 16



8	ENGRENAGEM E5	1	0,096
7	ANEL ELÁSTICO EIXO INTERMEDIÁRIO	1	-
6	ROLAMENTO EIXO INTERMEDIÁRIO	1	0,120
5	ANEL ELÁSTICO EIXO FINAL	1	-
4	ENGRENAGEM E6	1	0,439
3	EIXO FINAL	1	1,37
2	ROLAMENTO EIXO FINAL	2	0,100
1	EIXO INTERMEDIÁRIO	1	0,252
ITEM	DESCRIÇÃO	QUANTIDADE	PESO(Kg)

ALUNO BRUNO, FELIPE, JOÃO

PROF RICARDO AGUIAR

DATA 03/06/19

ESC: TÍTULO

1:2 TREM DE ENGRENAGENS FLEXIVEL



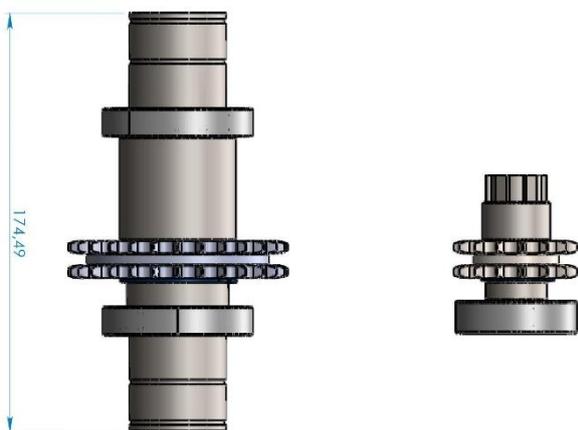
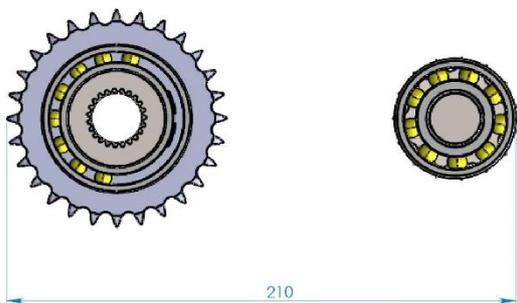
TURMA

NÚMERO

NÚMERO DO DESENHO

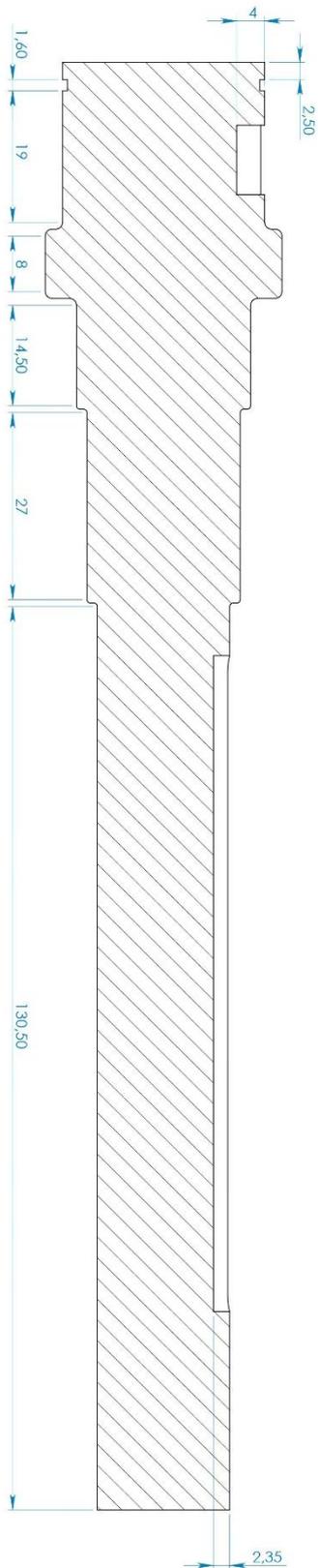
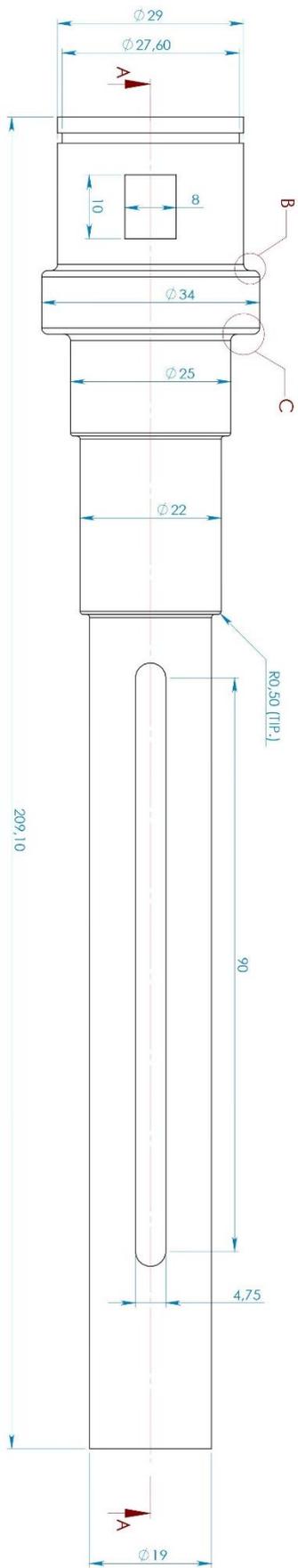
FOLHA Nº 5 / 16



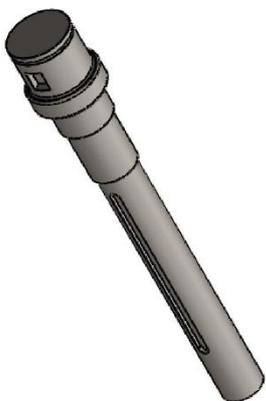
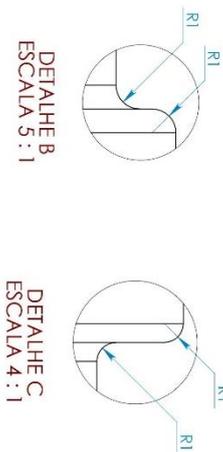


ALUNO	BRUNO; FELIPE; JOÃO			 <b>CEFET/RJ</b>
PROF	RICARDO AGUIAR			
DATA	03/08/19	VISTO		
ESC.	TÍTULO			
1:2	TREM DE ENGRANAGENS FLEXIVEL			TURMA NÚMERO DO DESENHO
				FOLHA Nº 6 / 16



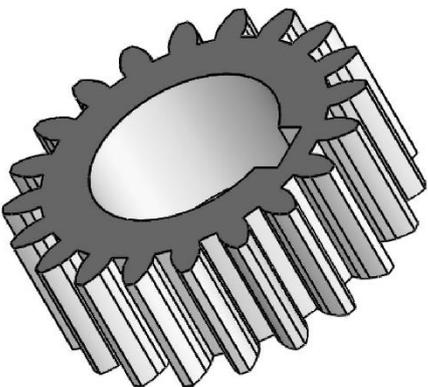
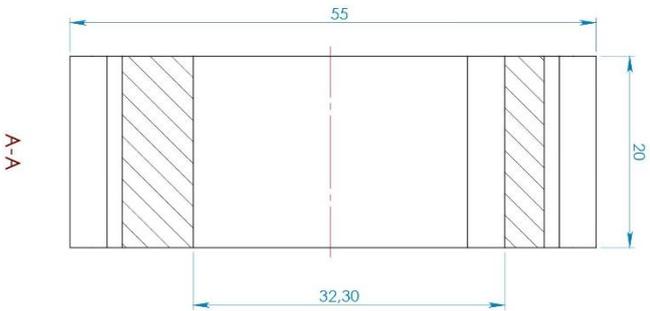
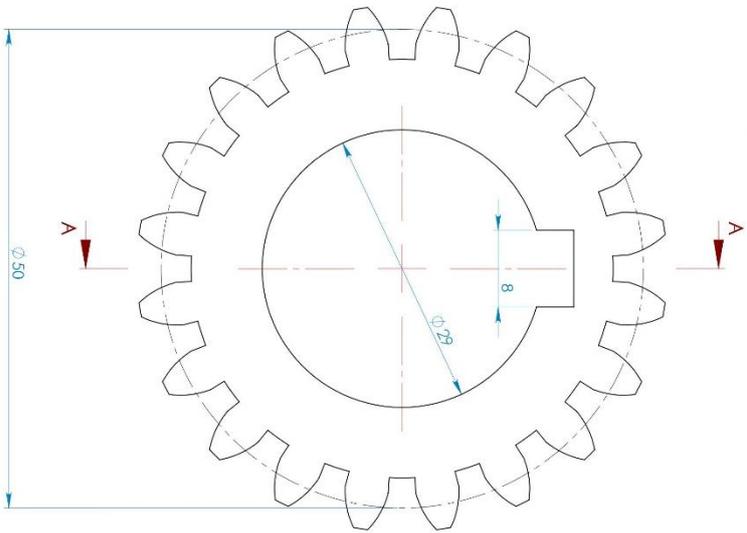


A-A  
ESCALA 3 : 2



1	ITEM	AS11045	DESCRICAÇÃO	ø34mm x 209,10mm	PESO (kg)	0,6	
	MATERIAL						
	ALUNO	BRUNO, FELIPE, JOÃO					
	PROF	RICARDO AGUIAR					
	DATA	03/06/19					
	VISTO						
	ESC.	TÍTULO	3.2	Eixo CVT	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
							7 / 16
					NUMERO DO DESENHO		

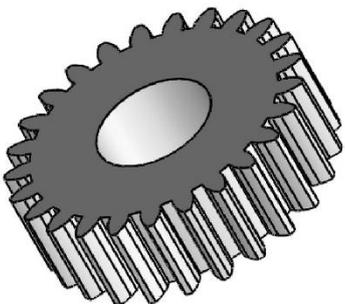
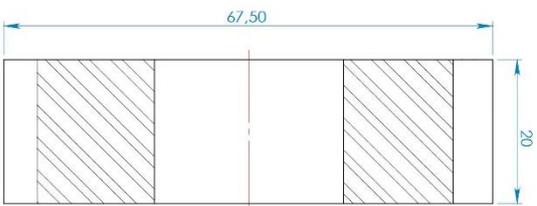
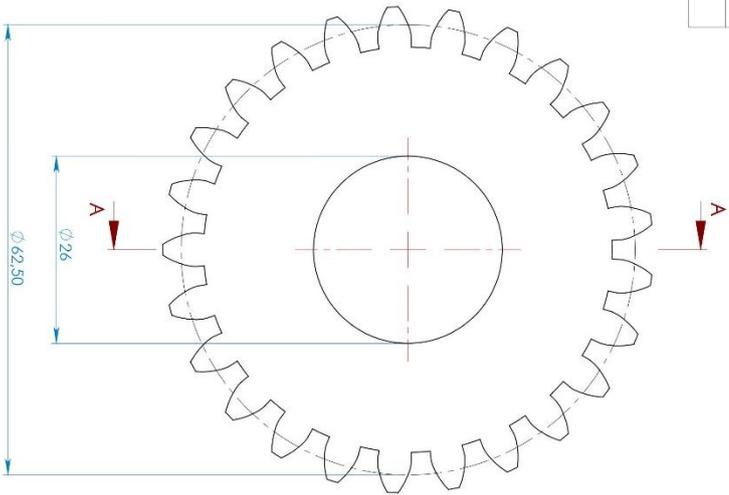
Dados Técnicos - Engrenagem	
Numero de dentes	15
Módulo	2,5
Ângulo de Pressão	20°
Diâmetro Externo	51,36
Diâmetro Primitivo	45,81
Largura da Face	15,45



1	AIISI8620	ø55mm x 20mm		0,193
ITEM	MATERIAL	DESCRIÇÃO		PESO(kg)
ALUNO	BRUNO; FELIPE; JOÃO			
PROF	RICARDO AGUIAR			
DATA	03/06/19	VISTO		
ESC.	TÍTULO		TURMA	NÚMERO
2:1	ENGRENAGEM SOLAR			FOLHA Nº
				8 / 16

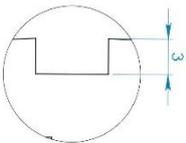
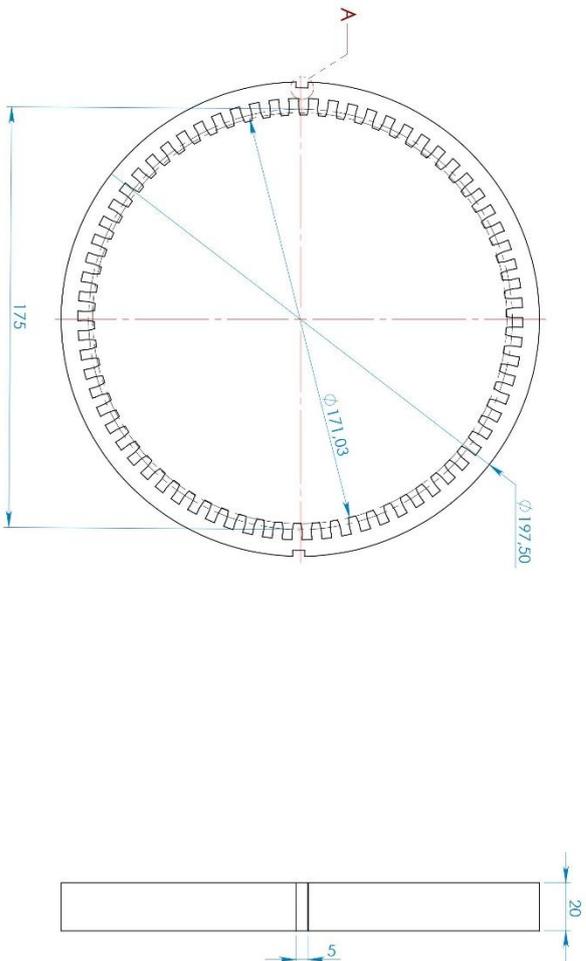


Dados Técnicos - Engrenagem	
Número de dentes	25
Módulo	2,5
Ângulo de Pressão	20°
Díametro Externo	67,50
Díametro Pritilivo	62,50
Largura da Face	20



1	AISI 8620	67,50mm x 20mm	0,390
ITEM	MATERIAL	DESCRIÇÃO	PESO(kg)
ALUNO	BRUNO; FELIPE; JOÃO		
PROF	RICARDO AGUIAR		
DATA	03/08/19	VISTO	
ESC.	TÍTULO		
2:1	ENGRENAGEM PLANETÁRIA		
TURMA		NÚMERO	FOLHA Nº
NÚMERO DO DESENHO			9 / 16

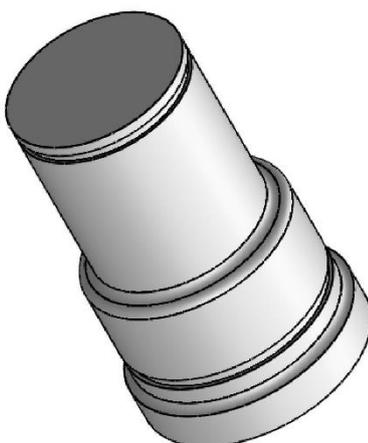
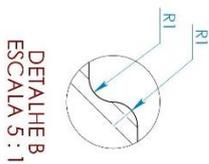
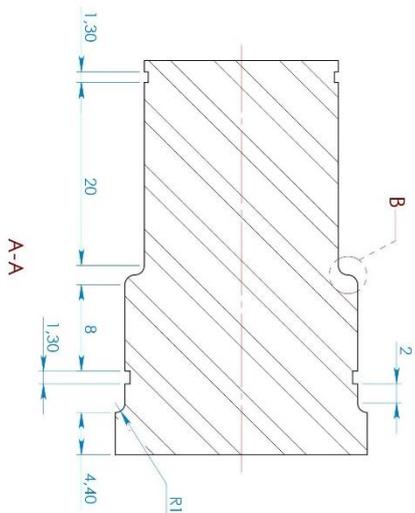
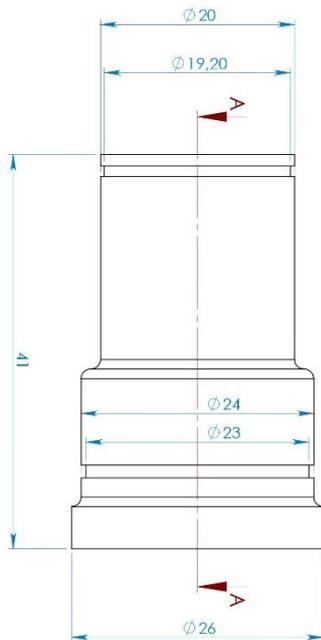
Dados Técnicos - Engrenagem	
Número de dentes	70
Módulo	2,5
Ângulo de Pressão	20°
Diâmetro Externo	197,50
Diâmetro Primitivo	175
Largura da Face	20



DETALHE A  
ESCALA 3 : 1



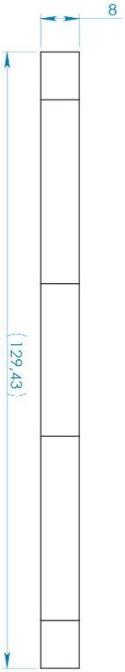
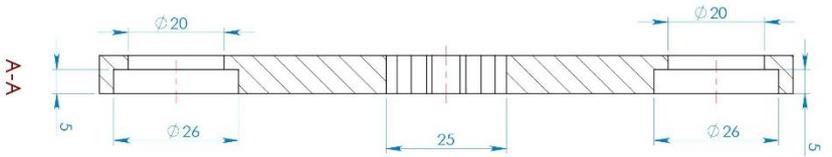
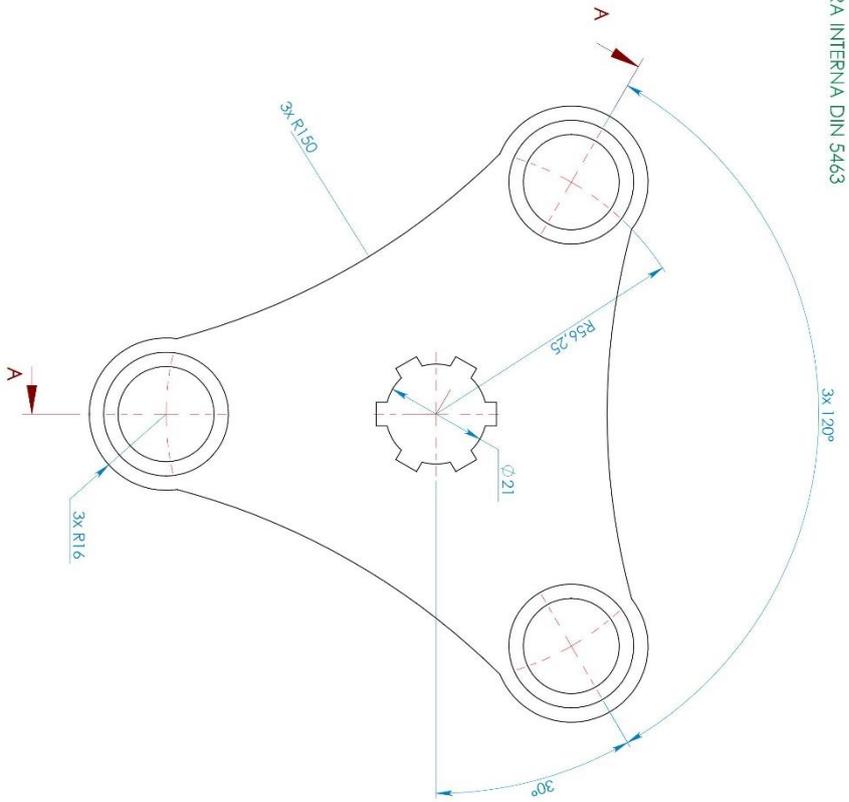
1	AS1 8620	φ197,50mm x 20mm	0,936						
ITEM	MATERIAL	DESCRIÇÃO	PESO(kg)						
ALUNO	BRUNO, FELIPE, JOÃO								
PROF	RICARDO AGUIAR								
DATA	03/06/19								
ESC.	TÍTULO								
2:1		ENGRENAGEM ANELAR	<table border="1"> <tr> <td>TURMA</td> <td>NÚMERO</td> <td>FOLHA Nº</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>10 / 16</td> </tr> </table>	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº			10 / 16
TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº							
		10 / 16							
2:1		ENGRENAGEM ANELAR	<table border="1"> <tr> <td>NUMERO DO DESENHO</td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> </tr> </table>	NUMERO DO DESENHO					
NUMERO DO DESENHO									



1	ASIS 8620	0,124	PESO(Kg)	
ITEM	MATERIAL	DESCRIÇÃO	PINO	
ALUNO	BRUNO: FELIPE: JOÃO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
PROF	RICARDO AGUIAR	VISTO	11 / 16	
DATA	03/08/19			
ESC.	TÍTULO			
2:1	PINO			



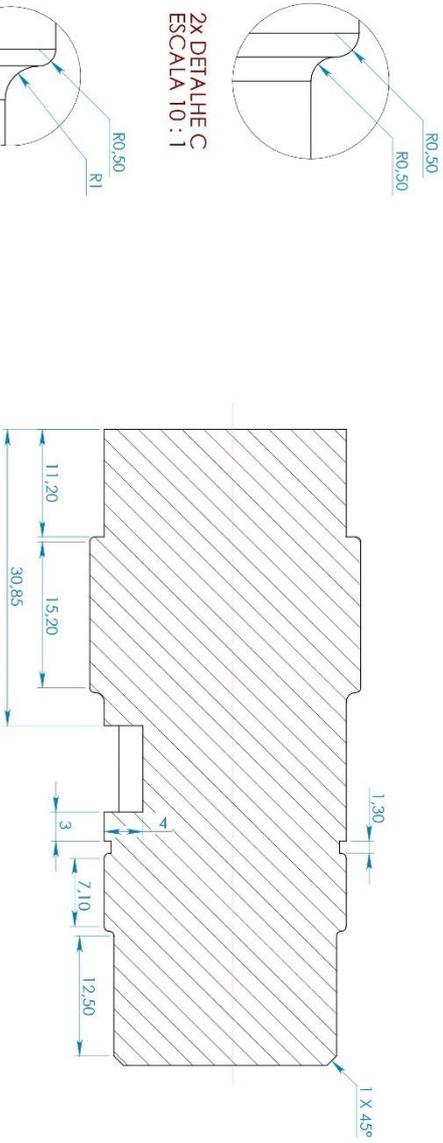
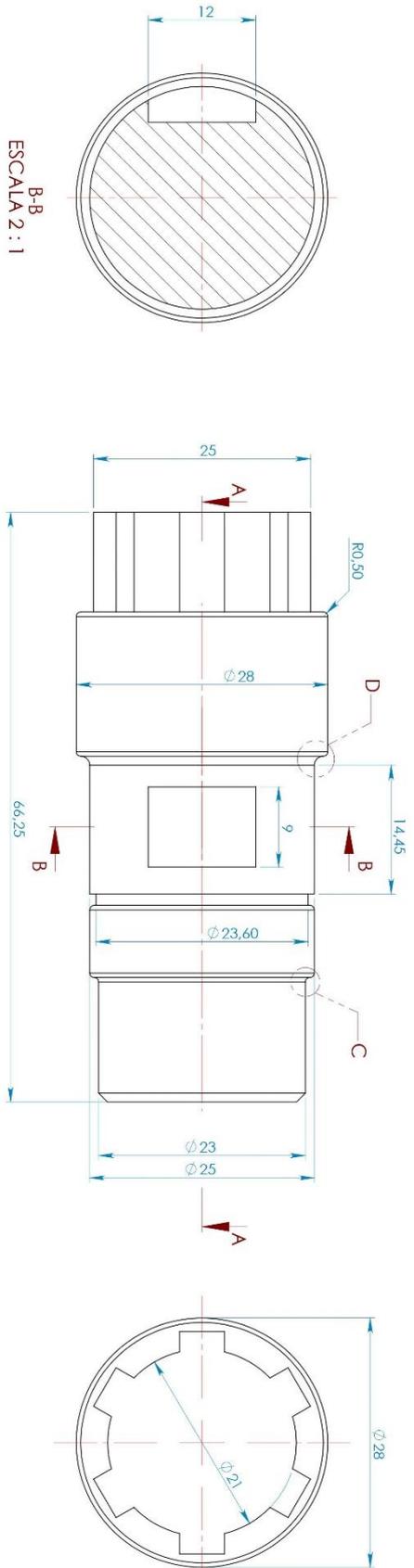
NOTA:  
RANHURA INTERNA DIN 5463



1	AS1 1045	Ø144,50mm x 8mm	0,412
ITEM	MATERIAL	DESCRIÇÃO	PESO(kg)
ALUNO	BRUNO: FELIPE; JOÃO		
PROF	RICARDO AGUIAR		
DATA	03/06/19	VISTO	
ESC:	TÍTULO		
1:1	INTEGRAÇÃO		
TURMA		NÚMERO	FOLHA Nº
NÚMERO DO DESENHO			12 / 16

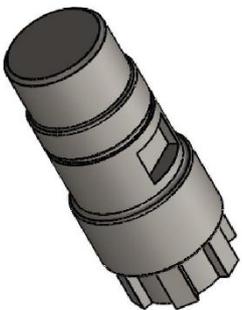


NOTA:  
RANHURA INTERNA DIN 5463



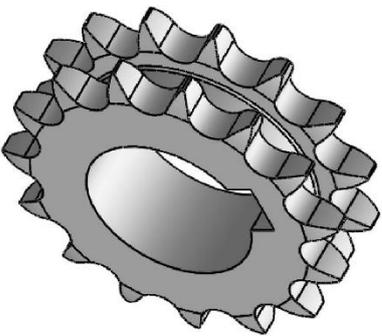
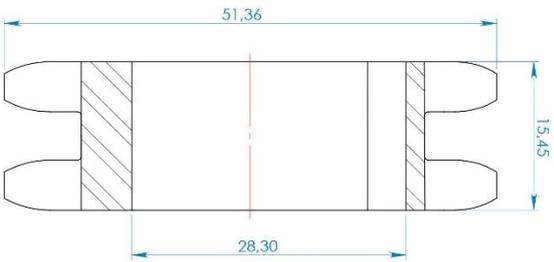
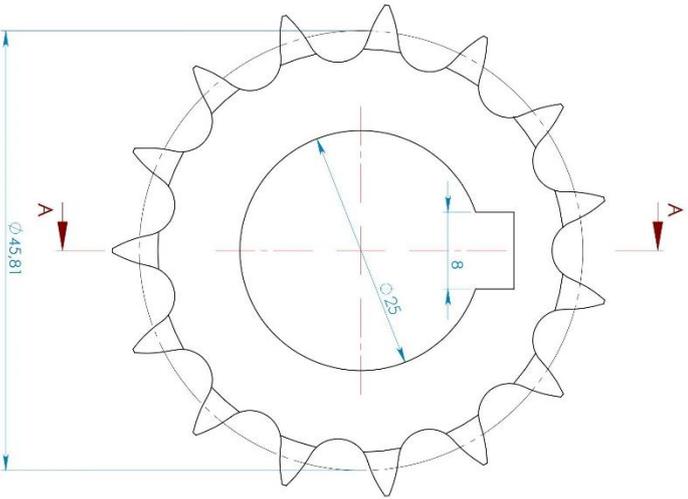
A-A  
ESCALA 2 : 1

DETALHE D  
ESCALA 7 : 1



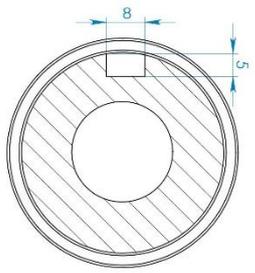
1	AI SI 1045	ø28mm x 66,25mm	0,252
ITEM	MATERIAL	DESCRIÇÃO	PESO(Kg)
ALUNO	BRUNO, FELIPE, JOÃO		
PROF	RICARDO AGUIAR		
DATA	03/08/19		
ESC.	TÍTULO		
2:1		EIXO INTERMEDIÁRIO	TURMA
			NÚMERO
			NÚMERO DO DESENHO
			FOLHA Nº
			13 / 16

Dados Técnicos - Engrenagem	
Número de dentes	15
Módulo	2,5
Diâmetro Externo	51,36
Diâmetro Primitivo	45,81
Largura da Face	15,45
Referência Cerillo	06C-2/15

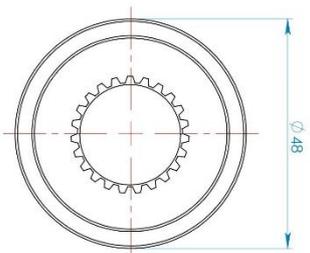
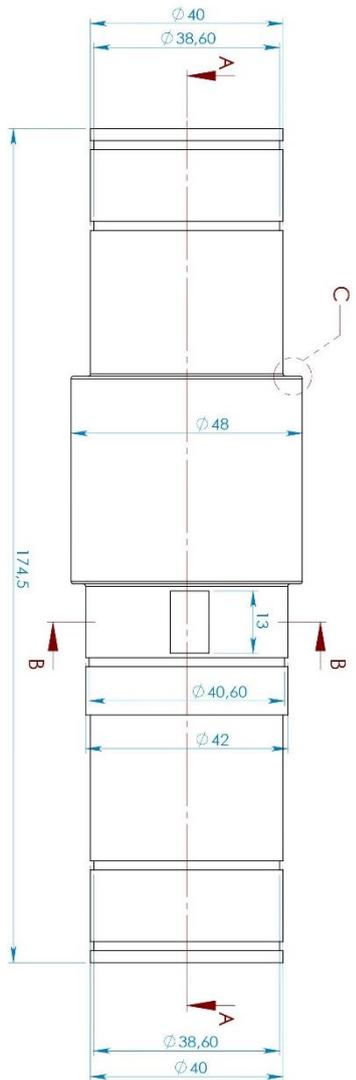


NOTA:  
ENGRENAGEM PADRÃO ANSI-ASA 35/2

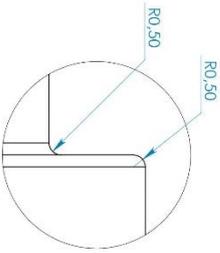
1	AI SI 8620	ø51,36mm x 15,45mm	0,096
ITEM	MATERIAL	DESCRIÇÃO	PESO(kg)
ALUNO	BRUNO; FELIPE; JOÃO		
PROF	RICARDO AGUIAR		
DATA	03/08/19	VISTO	
ESC.	TÍTULO		
2:1	ENGRENAGEM E5		
TURMA		NÚMERO	FOLHA Nº
			14 / 16
NÚMERO DO DESENHO			
			



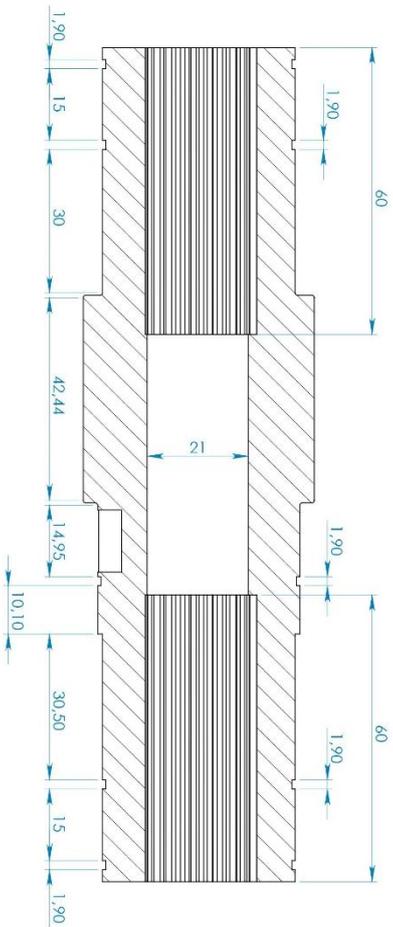
B-B  
ESCALA 1 : 1



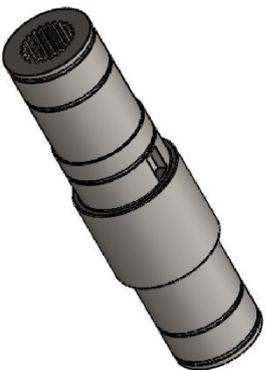
NOTA:  
RANHURA INTERNA DIN 5480 - COM 23 DENTES,  
ÂNGULO DE PRESSÃO DE 30° E MÓDULO 1.  
TOLERÂNCIA H9.



2x DETALHE C  
ESCALA 5 : 1



A-A  
ESCALA 1 : 1



1	AI SI 1045	1.37
ITEM	MATERIAL	DESCRÇÃO
ALUNO	BRUNO: FELIPE JOÃO	PSO(KG)
PROF	RICARDO AGUIAR	
DATA	03/06/19	VISTO
ESC.	TÍTULO	TURMA
1:1	EIXO FINAL	NÚMERO
		NÚMERO DO DESENHO
		FOLHA Nº
		15 / 16



