

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Arthur Rodrigues Foes
Gabriel Luis Piccoli de França

**DESENVOLVIMENTO DE UMA NOVA REDUÇÃO FIXA PARA PRO-
TÓTIPO BAJA SAE**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO
(Tcc2 - Nº de Inscrição - 35)

CURITIBA

2017

ARTHUR RODRIGUES FOES
GABRIEL LUIS PICCOLI DE FRANÇA

**DESENVOLVIMENTO DE UMA NOVA REDUÇÃO FIXA PARA PRO-
TÓTIPO BAJA SAE**

Monografia do Projeto de Pesquisa apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso – TCC2 do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, como requisito parcial para aprovação na disciplina.

Orientador: Prof^a. Dra. Ana Paula Carvalho da Silva

Co-Orientador: Prof. Dr. Carlos Henrique da Silva

CURITIBA

2017

TERMO DE ENCAMINHAMENTO

Venho por meio deste termo, encaminhar para apresentação a monografia do Projeto de Pesquisa " DESENVOLVIMENTO DE UMA NOVA REDUÇÃO FIXA PARA PROTÓ-TIPO BAJA SAE ", realizado pelos alunos Arthur Rodrigues Foes e Gabriel Luis Piccoli de França, como requisito parcial para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica do Paraná.

Orientador: Prof^a. Dra. Ana Paula Carvalho da Silva

UTFPR - DAMEC

Curitiba, 12 de junho de 2017.

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio deste termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa “DESENVOLVIMENTO DE UMA NOVA REDUÇÃO FIXA PARA PROTÓTIPO BAJA SAE”, realizado pelos alunos Arthur Rodrigues Foes e Gabriel Luis Piccoli de França, como requisito para aprovação na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof^a. Dra. Ana Paula Carvalho da Silva

DAMEC, UTFPR

Orientador

Prof. Maro Roger Guérios

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Prof. Tiago Cousseau

DAMEC, UTFPR

Avaliador

Curitiba, 22 de junho de 2017

AGRADECIMENTOS

Agradecemos aos professores orientadores, Ana Paula Carvalho da Silva e Carlos Henrique da Silva, por suas contribuições com críticas e sugestões para a elaboração deste projeto.

Aproveitamos, também, para agradecer a Equipe Imperador de Baja SAE por nos dar a oportunidade de desenvolver o projeto da caixa de redução que será utilizada no novo protótipo da equipe, o Jaguará 10. Agradecemos também aos integrantes da equipe, André Fachinello e Matheus Dias, que nos deram todo o apoio e participaram ativamente na elaboração deste projeto.

RESUMO

FOES, Arthur Rodrigues; FRANÇA, Gabriel Luis Piccoli de. **Desenvolvimento de uma nova redução fixa para protótipo Baja SAE**. 2017. 73 f. Trabalho de conclusão de curso (Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2017.

Existem diversos modos de realizar a transmissão do torque gerado pelo motor de um automóvel para as rodas. Os protótipos de Baja SAE não são diferentes, como, por exemplo, o protótipo atual da equipe Imperador UTFPR, que utiliza, além de um CVT, uma redução fixa de dois estágios através de rodas dentadas com corrente de elos. Esta configuração leva a dificuldades de fabricação, montagem, manutenção e, principalmente, confiabilidade. A proposta deste trabalho é desenvolver, dimensionar e projetar um sistema de redução alternativo ao atual, utilizando um conjunto, ou estágio, de engrenagens planetárias. Assim, pretende-se solucionar e corrigir, senão todos, a maior parte dos problemas citados anteriormente. Todo o desenvolvimento deve levar em conta os requisitos de projeto que o protótipo necessita, como elevada eficiência e confiabilidade. Como resultado final é apresentada uma transmissão de dois estágios, com um estágio de redução planetária, dimensionamento e projeto virtual (CAD), que possibilita a fabricação da mesma.

Palavras-chave: Redução fixa, engrenagem planetária, Baja SAE, protótipo estudantil.

ABSTRACT

FOES, Arthur Rodrigues; FRANÇA, Gabriel Luis Piccoli de. **Development of a gear reducer for a Baja SAE Prototype**. 2017. 73 f. Trabalho de conclusão de curso (Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2017.

There are several ways to perform the transmission of the torque generated by the engine of a motor to the wheels. The Baja SAE prototypes are not different, for example, the current prototype of the team Imperador UTFPR, which uses, in addition to a CVT, a fixed two-stage reduction by means of toothed wheels with link chain. This configuration leads to difficulties in manufacturing, assembly, maintenance and, most importantly, reliability. The purpose of this work is to develop, scale and design an alternative reduction system using only one set, or stage, of planetary gears, to replace the current system and thus solve and correct, if not all, most of the problems mentioned above. All development should consider the design requirements that the prototype needs, such as high efficiency and reliability, and present a proposal, containing the calculations of the project and a virtual design (CAD), which enables the manufacture of the same.

Key-words: Fixed reduction, planetary gear, Baja SAE, student prototype

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Exemplo de transmissão utilizado pelas equipes.	15
Figura 2 – Conjunto de CVT instalado no protótipo atual da equipe Imperador.	16
Figura 3 – Fotografia da redução de dois estágios atual.	17
Figura 4 – Fotografia do 1º eixo com dentes fraturados devido fragilização.	17
Figura 5 – Engrenamento externo.	21
Figura 6 – Engrenamento Interno.	21
Figura 7 – Curva Evolvente.	22
Figura 8 – Ângulo de Pressão e Linha de Ação.	22
Figura 9 – Comprimento de ação.	23
Figura 10 – Dentes Retos.	24
Figura 11 – Sistema trem planetário.	25
Figura 12 – Forças atuando em dentes em contato.	29
Figura 13 – Carregamento em Engrenagens.	29
Figura 14 – Engrenagem planeta, erro correspondente e planos de ação.	34
Figura 15 – Fluxograma de atividades do projeto.	46
Figura 16 – Modelagem renderizada da caixa de redução.	53
Figura 17 – Indicação dos Componentes.	54
Figura 18 – Indicação dos Componentes.	54
Figura 19 – Indicação dos Componentes.	54
Figura 20 - Simulação da engrenagem 3.	59
Figura 21 - Simulação do suporte da planetária.	64
Figura 22 - Modelagem da Carcaça.	66
Figura 23 – Simulação por elementos finitos da carcaça.	67
Figura 24 – Respiro.	68

Figura 25 – Posição dos Espigões	68
Figura 26 – Ângulo de Deflexão Eixo 1	74
Figura 27 – Deflexão Eixo 1	74
Figura 28 – Ângulo de Deflexão Eixo 2	75
Figura 29 – Ângulo de Deflexão Eixo 3	75
Figura 30 – Ângulo de Deflexão Eixo 4	75
Figura 31 – Deflexão Eixo 2	75
Figura 32 – Deflexão Eixo 3	75
Figura 33 – Deflexão Eixo 4	75
Figura 34 – Ângulo de Deflexão Eixo 5	76
Figura 35 – Deflexão Eixo 5	76
Figura 36 – Engrenamento Solar - Planetária (esquerda) e Engrenamento Planetária – Anelar (direita).....	77
Figura 37 – Engrenamento 1 - 2 (esquerda) e Engrenamento 2 - 3 (direita).....	77
Figura 38 – Engrenamento Solar - Planetária (esquerda) e Engrenamento Planetária – Anelar (direita).....	78
Figura 39 – Engrenamento 1 - 2 (esquerda) e Engrenamento 2 - 3 (direita).....	78
Figura 40 - Tabela de tamanhos de estriado Padronizados	83

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Método da tabulação	27
Tabela 2 – Condições de contorno.....	46
Tabela 3 – Características Geométricas e Cinemáticas do Estágio Planetário.....	55
Tabela 4 – Características Geométricas e Cinemáticas do Segundo Estágio	56
Tabela 5 – Rendimentos dos Engrenamentos	56
Tabela 6 – Tensões de Contato e de Flexão do Engrenamento Planetária - Solar...56	56
Tabela 7 – Tensões de Contato e Flexão do Engrenamento Planetária - Anelar	57
Tabela 8 – Tensões de Contato e de Flexão do Engrenamento 1-2.....	57
Tabela 9 – Tensões de Contato e Flexão do Engrenamento 2-3.....	57
Tabela 10 – Coeficientes de Segurança à Tensão de Contato e de Flexão	58
Tabela 11 – Forças, Torques, Rotações e Momentos Fletores Máximos	59
Tabela 12 – Forças, Torques, Rotações e Momentos Fletores Máximos	60
Tabela 13 – Forças, Torques, Rotações e Momentos Fletores Máximos	60
Tabela 14 – Dimensões e Coeficientes de Segurança dos Eixos	61
Tabela 15 – Dimensionamento das Estrias.....	61
Tabela 16 – Dimensionamento de Chavetas.....	62
Tabela 17 – Rolamentos	63
Tabela 18 – Deflexão Resultante dos eixos nos Pontos de Engrenamento.....	64
Tabela 19 – Frequências Circulares.....	65
Tabela 20 – Coeficientes de Segurança dos Parafusos.....	67
Tabela 21 – Validação dos Pinos de Travamento.....	67
Tabela 22 – Orçamento do Projeto	69

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÔNIMOS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

AGMA – American Gear Manufacturers Association

ANSI – American National Standards Institute

ASME – American Society of Mechanical Engineers

CAD – Computer-aided Design

CAE – Computer-aided Engineering

CVT – Continuously variable transmission

DIN - Deutsches Institut für Normung

ISO – International Organization of Standardization

SAE – Society of Automotive Engineers

UTFPR – Universidade Tecnológica Federal do Paraná

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
	1.1 Contexto do Tema	14
	1.2 Caracterização do Problema	15
	1.3 Objetivos	18
	1.4 Justificativa	19
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	20
	2.1 Conceitos e teorias de engrenamento	20
	2.1.1 Definição de Engrenagem	20
	2.1.2 Lei Fundamental do Engrenamento	20
	2.1.3 Evolvente	21
	2.1.4 Geometria do Engrenamento	22
	2.1.5 Características geométricas e nomenclatura de um dente de engrenagem	23
	2.1.6 Trens de Engrenagens	25
	2.1.7 Interferência	28
	2.1.8 Razão de Contato	28
	2.1.9 Carregamentos em Engrenagens Cilíndricas Retas	29
	2.1.10 Capacidade de Carga em Engrenagens Cilíndricas Retas	30
	2.1.11 Compartilhamento de carga em sistemas de engrenagens planetárias	33
	2.2 Eixos	36
	2.2.1 Cargas no eixo	36
	2.2.2 Tensões no eixo	36
	2.2.3 Projeto do Eixo	37
	2.2.4 Deflexão do Eixo	38
	2.2.5 Concentradores de Tensão em Eixos	39
	2.3 Lubrificantes	42
	2.4 Estriados	43
3	PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS	45
	3.1 Descrição da Metodologia	45
	3.1.1 Metodologia para Engrenagens	46
	3.1.2 Dimensionamento dos Eixos à Fadiga	47
	3.1.3 Estrias e Chavetas	48
	3.1.4 Anéis Elásticos	48
	3.1.5 Rolamentos	48
	3.1.6 Suporte das planetárias	49
	3.1.7 Deflexão e Vibração dos Eixos	49
	3.1.8 Carcaça	50
	3.1.9 Parafusos	50
	3.1.10 Pinos de Travamento	50
	3.1.11 Válvula de alívio de pressão	51
	3.1.12 Lubrificante	51
	3.1.13 Anel retentor	51
	3.1.14 Projeto e Desenhos de Fabricação	51
	3.2 Justificativa da Metodologia	52
4	PROJETO DA CAIXA DE REDUÇÃO	53

4.1	Projeto do Sistema	53
4.2	Engrenagens	55
4.2.1	Alívio na Engrenagem 3	58
4.3	Eixos	59
4.4	Estrias e Chavetas	61
4.5	Anéis Elásticos	62
4.6	Rolamentos	62
4.7	Suporte das Planetárias	63
4.8	Deflexões e Vibrações dos Eixos	64
4.9	Carcaça Externa	65
4.10	Parafusos, Porcas e Arruelas	67
4.11	Pinos Guia (travamento)	67
4.12	Lubrificante	68
4.13	Válvula de respiro	68
4.14	Anéis retentores	68
4.15	Orçamento	69
5	CONCLUSÕES	70
	REFERÊNCIAS	71
	APÊNDICE A	74
	APÊNDICE B	77
	APÊNDICE C	78
	APÊNDICE D	79
	APÊNDICE E	83
	APÊNDICE F	84

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contexto do Tema

Desde que os motores a combustão externa e interna foram inventados, no século XIX, existe a necessidade de se fazer modificações da rotação e do torque fornecido pelos mesmos para que eles atendam a diversas condições e requisitos deles demandados. Para fazer essa modificação na rotação e no torque, são utilizados principalmente conjuntos, denominados de transmissões, de engrenagens, rodas dentadas com correntes ou polias com correias. Conjuntos de engrenagens são muito mais antigos que os motores de combustão interna, e são utilizados há mais de 2000 anos para fazer a transmissão da potência e do movimento (PASSOS, 2015).

Protótipos de Baja SAE não são diferentes na necessidade de transmissão de torque, mas possuem certas restrições (SAE Brasil, 2016) quanto ao desenvolvimento do conjunto de potência. Por exemplo, o motor e todo seu respectivo sistema de admissão não pode ser alterado. Isso acarreta que todas as equipes competidoras possuem a mesma potência e mesmo torque para trabalhar, cerca de 7,5 [kW] e torque máximo de 18,6 [N.m] (Briggs & Stratton, 2014), além de uma rotação máxima entre 3600-4000 rpm. Estas constantes causam uma pequena variação nos projetos do *Drivetrain* das equipes. Na competição nacional de 2016, por exemplo, pôde-se observar que a grande maioria das equipes, se não a totalidade delas, utilizava-se de redução ou por engrenagem ou por roda dentada e corrente, e de um CVT. Similares a apresentada na Figura 1.

Observando as condições acima mencionadas e também alguns problemas encontrados pela equipe Imperador UTFPR com o sistema de redução atual ao longo do tempo, inclusive na edição de 2016 do Baja SAE Brasil, e que serão tratados mais a frente, que surgiu a ideia de desenvolver este projeto.

O Projeto visa criar uma nova solução de redução fixa para a Equipe Imperador UTFPR, de modo a trazer um sistema mais confiável para fazer a transmissão do torque para as rodas traseiras. O projeto tem foco na área de dimensionamento de elementos de transmissão, portanto na área de Mecânica Estrutural. No entanto, vários conceitos da área de Projetos também são empregados, pois a Equipe Imperador

UTFPR deve ser entendida como um cliente durante todo o desenvolvimento da redução. Como tal, preza por vários métodos de escolha de soluções, pensamento para manufatura, análise de falha, *softwares* de CAD, gerenciamento de projeto, entre outros.

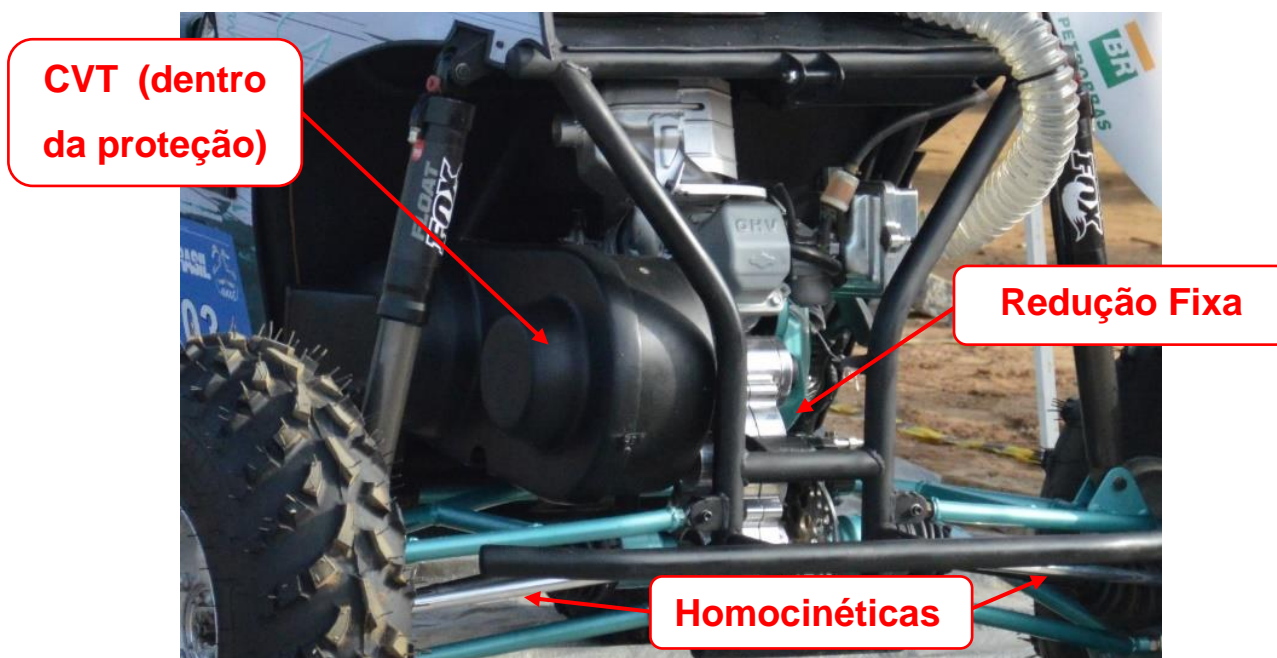


Figura 1 – Exemplo de transmissão utilizado pelas equipes.

Fonte: Autoria Própria.

1.2 Caracterização do Problema

Para que a rotação e torque que deixam o eixo de saída do motor cheguem as rodas do protótipo são utilizados atualmente os seguintes conjuntos:

- Um conjunto de CVT de polias e correia em V (Figura 2), para fazer uma redução variável, simulando uma caixa de marchas. Com redução de 4:1 até 1:1.
- da saída do CVT a transmissão passa para uma redução de dois estágios de rodas dentadas com corrente até o terceiro eixo com redução de 6,47:1. (Figura 3)
- da saída da caixa de redução até o cubo de roda é utilizado um par de homocinéticas, sem redução.

Como já dito antes, o projeto atual envolve o segundo item, a caixa de redução que é apresentada na Figura 3. A pergunta a ser respondida na sequência é a seguinte: Porque alterar o projeto atual?

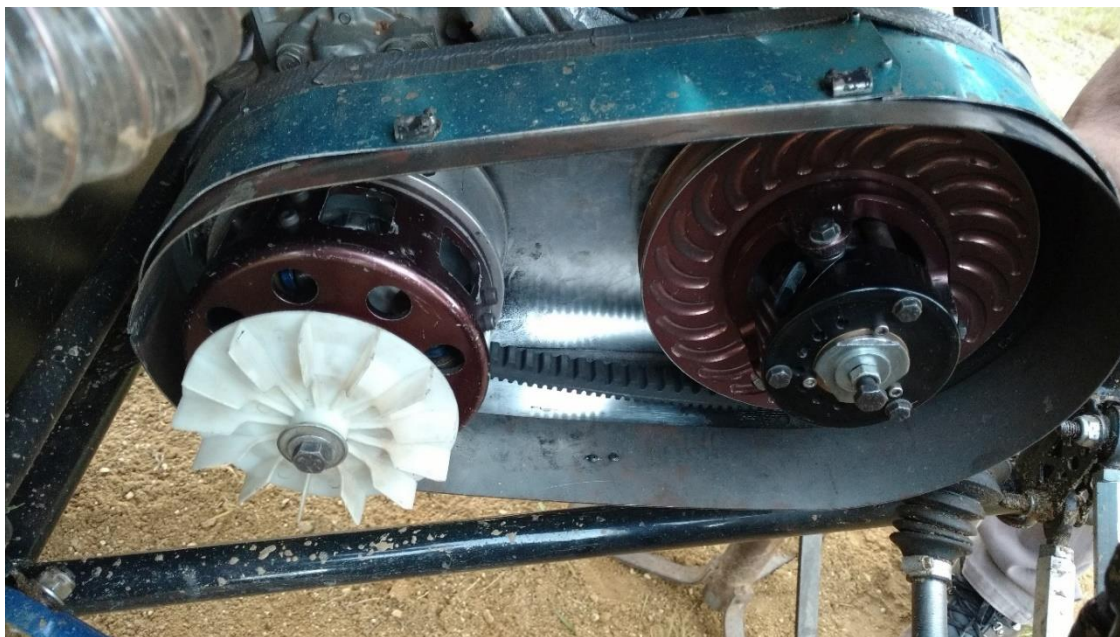


Figura 2 – Conjunto de CVT instalado no protótipo atual da equipe Imperador.
Fonte: Autoria própria.

Transmissões por correntes são uma ótima alternativa para os protótipos Baja SAE, por serem leves, versáteis, eficientes, de fácil manutenção e absorverem vibrações (Amoras Jr., 2013). Contudo, algumas das desvantagens deste tipo de transmissão, como a baixa durabilidade e folgas (Amoras Jr., 2013), estão afetando de forma incisiva o desempenho em competições do protótipo atual. Além disso, há um problema recorrente dentro da equipe na produção do primeiro eixo de redução, que é o eixo de saída do CVT e entrada para a caixa.

Pelas características de projeto atuais, o primeiro eixo possui uma grande zona em balanço (Figura 3) que é muito difícil de ser fabricada pela equipe de forma precisa e que evite distorções, principalmente na ponta externa do eixo. Isso acaba causando momentos desbalanceados em todo o sistema, levando a uma torção de todo o conjunto. Para piorar a situação, esse eixo, fabricado em aço 4340, precisa passar por tratamento térmico para atingir uma dureza maior e ter uma maior vida em fadiga e maior resistência mecânica. Entretanto, os tipos mais acessíveis de tratamento, como Têmpera, acabam causando uma série de tensões internas no eixo (Callister, 2012). Estas tensões internas podem causar alterações nas características geométricas do mesmo, como ovalizações, conicidades e irregularidades na superfície. Isso faz com

que o eixo não gire exatamente em torno do seu centro, causando vibrações, esforços e perda de rendimento no sistema.

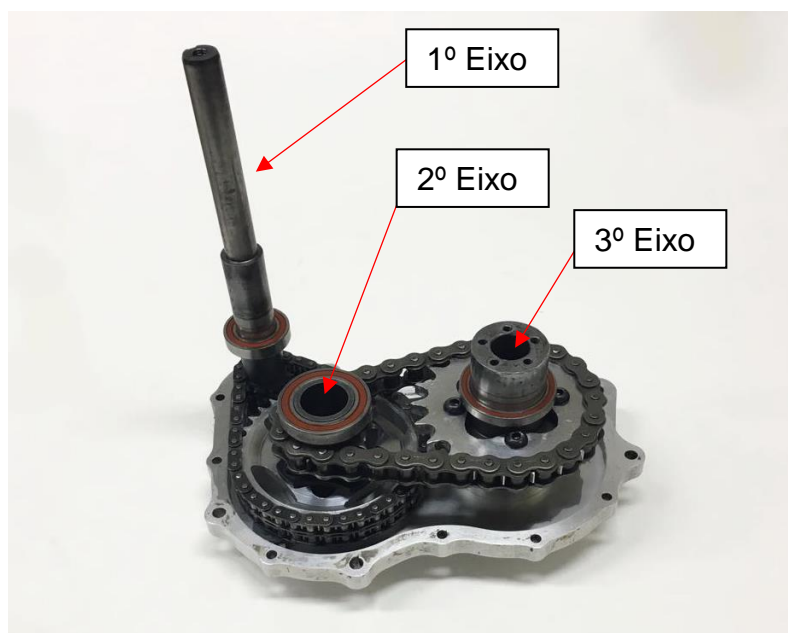


Figura 3 – Fotografia da redução de dois estágios atual.
Fonte: Equipe Imperador UTFPR (2016)

Frequentemente também, ocorrem falhas neste tratamento de Têmpera, causando problemas como mostra a Figura 4, onde houve uma fragilização dos dentes do eixo e todos foram fraturados durante um salto no protótipo.



Figura 4 – Fotografia do 1º eixo com dentes fraturados devido fragilização.
Fonte: Equipe Imperador UTFPR (2016)

Resumindo as dificuldades atuais: há um número excessivo de quebras nas correntes; a caixa depois de um certo tempo fica toda desalinhada, causando problemas inclusive no CVT; além de problemas na fabricação e tratamento térmico do 1º eixo.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo Geral

Com base no projeto atual do protótipo de Baja SAE da Equipe Imperador UT-FPR, este trabalho objetiva projetar e dimensionar uma nova redução fixa para substituir a existente no veículo. Esta substituição consiste em mudar o sistema atual, no qual a transmissão é realizada por rodas dentadas através de correntes de elos, para um novo sistema no qual um conjunto de engrenagens e engrenagens planetárias transmitirão o torque exercido pelo motor.

Todo o desenvolvimento da nova redução fixa será feito ao mesmo tempo que a equipe está projetando todos os outros elementos da transmissão do protótipo. Isso é essencial, pois boa parte dos requisitos de projeto são influenciados pelos outros elementos da transmissão.

1.3.2 Objetivos Específicos

O principal objetivo é a concepção de um sistema de transmissão realizado por um conjunto de engrenagens planetárias. Os componentes que constituem o sistema são: engrenagens, eixos, chavetas, mancais, rolamentos, fixações e a estrutura que o envolve. Esta nova configuração deve contornar os problemas encontrados ao utilizar o modelo atual. Para tanto, o projeto deverá ter como premissas a utilização de materiais e componentes com maior confiabilidade e durabilidade. Dessa forma tem-se os seguintes objetivos específicos:

- Efetuar cálculos para a determinação das dimensões;
- Definição de materiais utilizados em todos os componentes;
- Seleção de possíveis componentes comerciais;
- Conseguir um melhor desempenho na transmissão do torque do motor para as rodas do veículo;
- Uma caixa de transmissão de dimensões reduzidas, de acordo com as condições de contorno e com massa inferior a 13,5kg (caixa atual tem 9kg);

- Custo do projeto e o tempo necessário para sua fabricação com valores acessíveis e realistas. Desconsiderando o fato da equipe poder contar com patrocinadores de peças e serviços;
- Apresentar o projeto final em um *software* de modelagem 3D, através do qual poderá ser possível visualizar toda a configuração do sistema de transmissão e os movimentos realizados pelos componentes móveis da estrutura.

1.4 Justificativa

A motivação inicial para o projeto foi o fato de um dos integrantes da equipe de trabalho ter sido membro da Equipe Imperador UTFPR. Na ocasião, tinha como função contribuir no projeto do sistema de transmissão do protótipo de Baja SAE e, desta forma, observava de perto os problemas encontrados com a configuração utilizada pela equipe. Pode-se citar o fato de as correntes presentes no projeto atual frequentemente sofrem quebras indesejadas. A caixa em média, tem que ser desmontada a cada 2 ou 3 testes, principalmente devido à quebra das correntes. Dado que o carro faz em média 8 a 10 testes ao ano, somado a duas competições anuais, percebe-se que este número de quebras, levantado com a equipe, é muito elevado.

A necessidade de sempre apresentar em competições um projeto novo e inovador, além de constantemente apresentar melhorias no desempenho do protótipo levaram ao grupo o desejo de contribuir com a equipe Imperador UTFPR e propor um sistema de transmissão manual não convencional, utilizando um conjunto de engrenagens planetárias.

Tendo em vista os requisitos de projeto na construção do protótipo, percebe-se que o sistema de transmissão por engrenagens pode ser empregado, substituindo as rodas dentadas com correntes da atual configuração, de modo a atender todas as necessidades. Isto pode ser justificado pelo fato de as engrenagens cilíndricas de dentes retos possuírem as seguintes características: manter a relação de transmissão constante, resistir a altas sobrecargas, alta confiabilidade e durabilidade além da possibilidade de serem fabricadas com os mais diversos materiais (Flores, 2016). Mais especificamente, os sistemas de transmissão por engrenagens planetárias, possuem a vantagem de serem bastante compactos e, mesmo assim, conseguem alcançar relações de transmissão relativamente elevadas (Norton, 2013).

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Conceitos e teorias de engrenamento

Para os propósitos deste trabalho as teorias de engrenamento relevantes são as referentes a engrenagens cilíndricas de dentes retos, portanto apenas estas são contempladas nesta revisão de conceitos. Esta revisão consiste em aspectos geométricos e cálculos de cargas e tensões para o dimensionamento de um sistema de transmissão por engrenagens.

2.1.1 Definição de Engrenagem

Em transmissões mecânicas são necessários pelo menos dois componentes em contato para que a ação de engrenar ocorra. Deste modo, o termo engrenagem pressupõe um conjunto de objetos que são utilizadas para transmitir torques e velocidades angulares de um eixo para outro. Estes objetos são denominados rodas dentadas. Mesmo que este seja o termo mais correto, o substantivo engrenagem é comumente utilizado para referir-se aos mesmos e, portanto, será utilizado ao longo deste trabalho. Para diferenciar as duas engrenagens pertencentes à um par costuma-se chamar a menor delas de pinhão e a outra de coroa (Mazzo, 2013).

Utilizadas para realizar transmissões entre eixos paralelos, as engrenagens cilíndricas de dentes retos são as do tipo mais simples. São chamadas por esse nome por possuírem seus dentes orientados de forma paralela ao eixo de rotação (Shigley, 2005). Podem possuir dentes dispostos externa ou internamente, conforme Figuras 5 e 6.

As engrenagens cilíndricas de dentes retos que possuem dentes externos são aplicadas em sistemas nos quais os eixos possuem sentidos de rotação opostos. Já as que possuem dentes internos, são utilizadas quando os eixos possuem mesmo sentido de rotação.

2.1.2 Lei Fundamental do Engrenamento

A Lei Fundamental do Engrenamento afirma que, para um par de engrenagens, a razão entre suas velocidades angulares deve ser constante durante o engrenamento. Esta razão é igual ao inverso da razão entre os números de dentes das engrenagens constituintes do par. Conforme mostrado na equação 1.

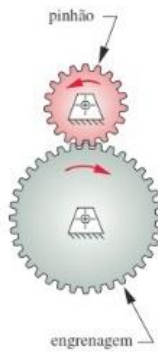


Figura 5 – Engrenamento externo.

Fonte: Norton, 2013

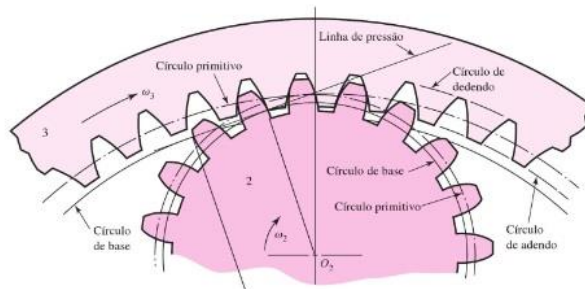


Figura 6 – Engrenamento Interno.

Fonte: Shigley, 2005

$$u = \frac{\omega_{sai}}{\omega_{ent}} = \pm \frac{N_{ent}}{N_{sai}} \quad (1)$$

Os raios de referência em questão são os raios das engrenagens desconsiderando seus dentes, como se fossem cilindros com superfícies lisas, sendo ω_{ent} e r_{ent} a velocidade angular e o raio referência da engrenagem de entrada, enquanto que ω_{sai} e r_{sai} a velocidade angular e o raio de referência da engrenagem de saída. Os sinais positivo ou negativo indicam se o engrenamento se dá externamente (sinal negativo) ou internamente (sinal positivo). As circunferências delimitadas pelos raios de referência chamam-se circunferências de referência ou primitivas e seus respectivos diâmetros são denominados diâmetros de referência ou primitivos das engrenagens. E, por último, ponto de referência ou primitivo é o nome dado ao ponto de contato entre os cilindros sem dentes.

2.1.3 Evolvente

Para assegurar a afirmação da Lei Fundamental do Engrenamento é necessário que os contornos dos dentes de um par de engrenagens acopladas sejam conjugados. A curva evolvente é a mais utilizada para este fim. Esta curva pode ser representada ao se desenrolar uma linha esticada a partir de uma circunferência, denominada de circunferência de base, conforme Figura 7.

As circunferências de base são sempre interiores aos diâmetros primitivos. Os dentes de engrenagens são projetados de forma a terem uma parte externa e outra interna à circunferência de referência. A porção do dente que fica na região interior é

chamada de dedendo, enquanto que a exterior recebe o nome de adendo (Norton, 2013 e Mazzo, 2013).

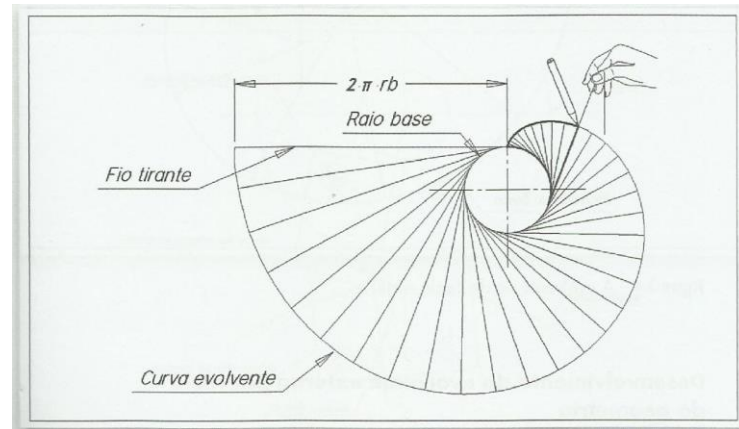


Figura 7 – Curva Evolvente

Fonte: Mazzo, 2013

2.1.4 Geometria do Engrenamento

A Figura 8 representa um par de dentes de engrenagens no momento de contato. No ponto de contato entre os dentes de duas engrenagens acopladas existe uma tangente comum as curvas evolventes dos mesmos. Além disso, existe uma reta normal comum disposta perpendicularmente à esta tangente. A essa normal comum dá-se o nome de linha de ação.

A linha de ação sempre intercepta o ponto de referência qualquer que seja a região do dente em contato. A velocidade linear deste ponto é igual tanto no pinhão quanto na coroa. O ângulo formado entre a linha de ação e o vetor de velocidade é chamado de ângulo de pressão (φ).

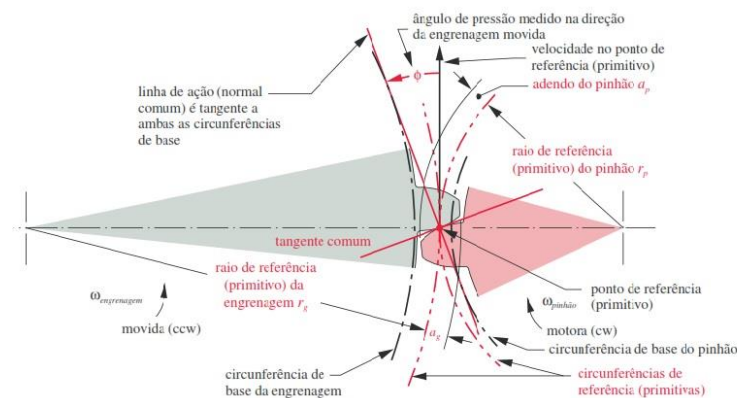


Figura 8 – Ângulo de Pressão e Linha de Ação.

Fonte: Norton, 2013

A Figura 9 apresenta um par de engrenagens em início e fim de contato.

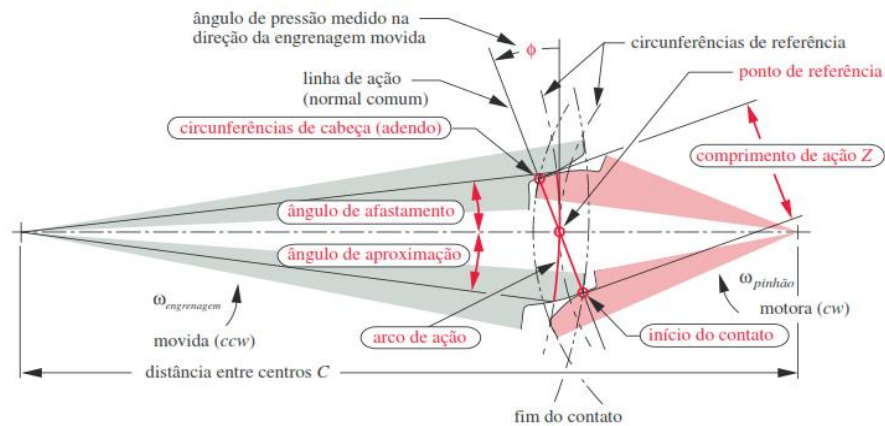


Figura 9 – Comprimento de ação.

Fonte: Norton, 2013

A distância entre os pontos de início e fim de contato é denominada de comprimento de ação e pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$Z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cos \varphi)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cos \varphi)^2} - C \sin \varphi \quad (2)$$

Sendo que r_p e r_g são os raios de referência do pinhão e da coroa, respectivamente. Além de a_p e a_g representarem os adendos do pinhão e da coroa, nesta ordem. Por último, C indica a distância entre os centros das engrenagens.

2.1.5 Características geométricas e nomenclatura de um dente de engrenagem

Para o entendimento das relações existentes em um engrenamento, é necessário definir parâmetros geométricos e uma nomenclatura padrão. Alguns parâmetros geométricos já foram definidos anteriormente, os quais são: circunferência de referência, circunferência de base, diâmetro de referência, diâmetro de base, adendo e dedendo. A soma do adendo com o dedendo determina a profundidade total, enquanto que a profundidade de trabalho é igual a duas vezes o adendo. A espessura do dente e a largura do vão são ambas definidas ao longo da circunferência primitiva. Esta deve ser um pouco maior do que aquela e, a diferença entra ambas é chamada de folga do engrenamento. Outra grandeza medida também na circunferência primitiva é o passo circular (p_c), que representa o comprimento do arco entre um ponto do dente até o mesmo ponto do dente seguinte. A Figura 10 representa um dente de engrenagem com suas grandezas envolvidas indicadas.

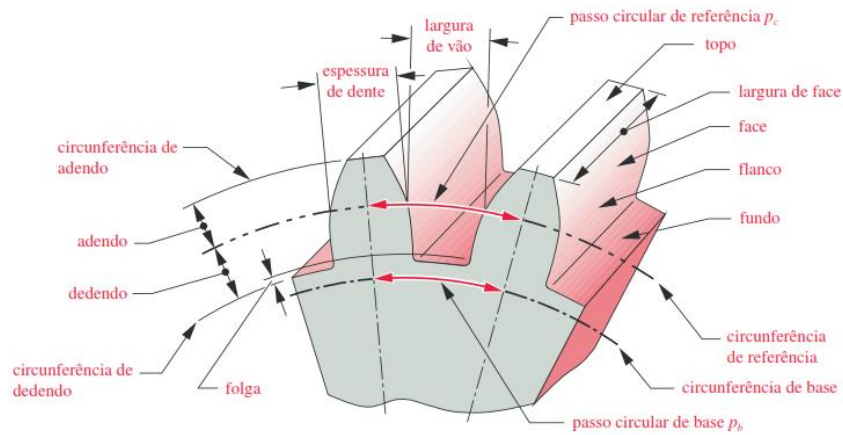


Figura 10 – Dentes Retos.

Fonte: Norton, 2013

A fórmula para o passo circular é:

$$p_c = \frac{\pi D}{N} \quad (3)$$

onde:

D = diâmetro de referência

N = número de dentes

Se for medido ao longo da circunferência de base, o passo do dente é então denominado de passo de base (p_b).

$$p_b = p_c \cos \varphi \quad (4)$$

A distância entre centros (C) de um par de engrenagens é dada por:

Para engrenamento externo:

$$C = \frac{D_p + D_g}{2} \quad (5)$$

Para engrenamento interno:

$$C = \frac{D_g}{2} - \frac{D_p}{2} \quad (6)$$

Os índices “g” e “p” indicam coroa e pinhão, respectivamente.

A razão entre a circunferência de referência e o número de dentes de uma engrenagem recebe o nome de módulo (m_n).

$$m_n = \frac{D}{N} \quad (7)$$

A razão entre as velocidades do pinhão e da coroa é denominada relação de transmissão (u) e pode ser calculada por:

$$u = \frac{N_g}{N_p} \quad (8)$$

2.1.6 Trens de Engrenagens

Qualquer sistema que contemple um conjunto de duas ou mais engrenagens acopladas é um trem de engrenagens. Podem ser classificados em simples, compostos ou planetário (Norton, 2013). Como o foco de estudo deste trabalho é o trem de planetário, apenas este é descrito na sequência.

2.1.6.1 Epicíclico ou Planetário

Os elementos que compõe um sistema epicíclico geralmente são: uma engrenagem solar, uma ou mais engrenagens planetárias, um suporte planetário e uma engrenagem anelar que possui dentes internos. Este sistema é utilizado em casos onde o espaço é reduzido e a redução da transmissão é elevada. Representação de um trem planetário está apresentada na Figura 11.

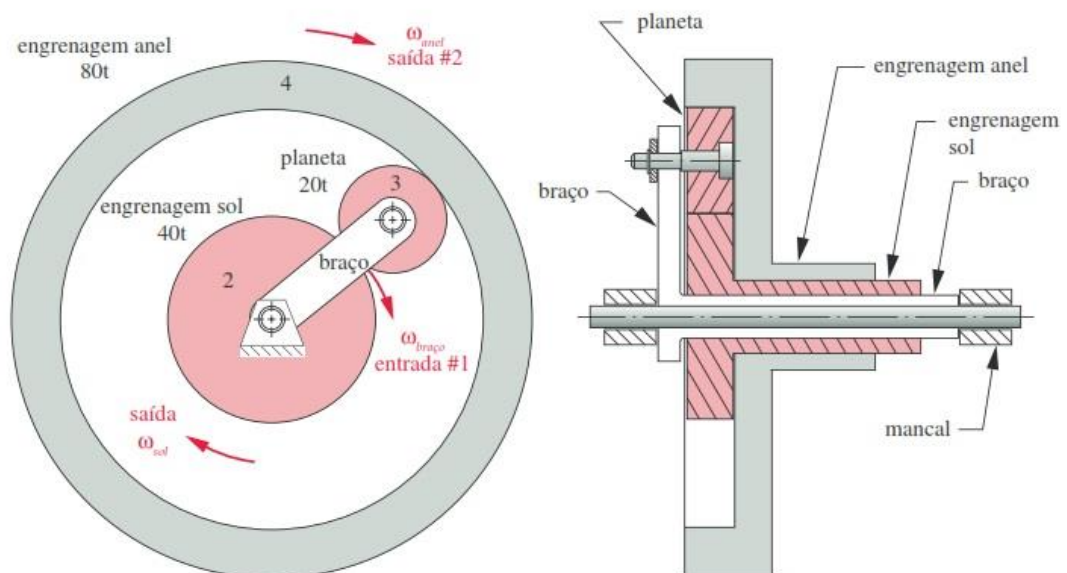


Figura 11 – Sistema trem planetário

Fonte: Norton, 2013.

O cálculo da relação de transmissão do trem planetário é realizado conforme a configuração dos elementos de entrada e saída. Essas transmissões são mecanismos de dois graus de liberdade, sendo assim duas entradas iniciais são necessárias. Comumente estabelece-se velocidade angular igual a zero para uma das engrenagens como uma das entradas do conjunto. Cada um dos elementos pode assumir qualquer um destes papéis e resultará em relações de transmissão diferentes. Três possíveis combinações são exemplificadas a seguir:

Combinação 1:

Elemento de entrada: Engrenagem solar

Elemento de saída: Suporte planetário (braço)

Elemento estacionário: Engrenagem anelar

Relação de transmissão:

$$u = 1 + \frac{N_a}{N_s} \quad (9)$$

Combinação 2:

Elemento de entrada: Suporte planetário (braço)

Elemento de saída: Engrenagem anelar

Elemento estacionário: Engrenagem solar

Relação de transmissão:

$$u = 1 / \left(1 + \frac{N_s}{N_a} \right) \quad (10)$$

Combinação 3:

Elemento de entrada: Engrenagem solar

Elemento de saída: Engrenagem anelar

Elemento estacionário: Suporte planetário (braço)

Relação de transmissão:

$$u = \frac{-N_a}{N_s} \quad (11)$$

Em todas as equações os índices “a” e “s” indicam anelar e solar respectivamente.

Outra maneira de calcular a relação de transmissão de um sistema planetário é pelo método da tabulação. Para tanto, cria-se uma tabela para representar as equações de velocidades relativas dos componentes da transmissão. São necessárias para realizar o método a Equação (1) e a equação abaixo que relaciona as velocidades angulares dos elementos do conjunto:

$$\omega_{engrenagem\ m} = \omega_{braço} + \omega_{engrenagem/braço} \quad (12)$$

onde $\omega_{engrenagem/braço}$ é a velocidade relativa da engrenagem com relação ao braço.

Considerando como exemplo o sistema da Figura 11 e considerando que a entrada da rotação se dá pela engrenagem solar, sendo sua respectiva velocidade angular ($\omega_{engrenagem}$ da engrenagem sol) de -93 [rad/s], e que a engrenagem anelar tem velocidade angular nula, a tabela criada é a seguinte:

Tabela 1 – Método da tabulação

Engrenagem	$\omega_{engrenagem}$	$\omega_{braço}$	$\omega_{engrenagem/braço}$	Relação de Transmissão (u)
Sol	-93	-31	-62	-40/20
Planeta	93	-31	124	20/80
Anel	0	-31	31	

Fonte: Autoria Própria

A Tabela 1 é preenchida conforme os dados de entrada e saída conhecidos do conjunto, assim como, se for o caso, aspectos geométricos previamente definidos das engrenagens. Ao final do preenchimento, os valores das relações de transmissão, tanto total do trem planetário, assim como da engrenagem solar para anelar e do braço para engrenagem anelar podem ser determinados.

2.1.7 Interferência

Interferência é o fenômeno que ocorre quando partes de dentes não conjugados entram em contato. Quando o dedendo de um dente se estende de forma a ultrapassar a circunferência de base, a parcela do dente disposta abaixo desta circunferência não possui formato evolvente. Desta maneira, ao contatar com o topo do dente de uma outra engrenagem irá ocorrer interferência. Um número mínimo de dentes no pinhão é necessário para que isto não ocorra e esta quantidade pode ser determinada das seguintes maneiras segundo (Shigley, 2005):

Para pinhão com módulo maior que 1:

$$N_p = \frac{2k}{(1+2m_n)(\text{sen } \varphi)^2} \left[m_n + \sqrt{m_n^2 + (1 + 2m_n)(\text{sen } \varphi)^2} \right] \quad (13)$$

Já no caso da coroa, o número de dentes especificado para prevenir a interferência é um valor limite máximo.

$$N_g = \frac{N_p^2(\text{sen } \varphi)^2 - 4k^2}{4k - 2N_p(\text{sen } \varphi)^2} \quad (14)$$

Onde k tem valor 1 para os dentes de engrenagem de altura completa, ou seja, dentes os quais toda a sua extensão entra em contato com a superfície conjugada. Para os demais casos, k tem valor 0,8.

2.1.8 Razão de Contato

É expressa pela razão entre o comprimento de ação (Z) e o passo de base (p_b) e determina o número médio de dentes em contato em qualquer momento do engrenamento.

$$m_p = \frac{Z}{p_b} \quad (15)$$

Este número nunca deve ser menor do que 1 pois, se assim o for, no momento em que um par de dente terminar o contato, não haverá outro par iniciando ação para realizar movimento. Esta situação prejudica a continuidade da transmissão. Quando este valor é igual a 1, significa que um par de dentes inicia o contato exatamente no mesmo momento que outro par sai do contato (Norton, 2013).

Para a maioria das aplicações recomenda-se uma razão de contato mínima de 1,4, porém quanto maior for, melhor será o nível de ruído produzido e menores serão as vibrações (Mazzo, 2013).

As forças aplicadas sobre os dentes das engrenagens são também influenciadas pela razão de contato. O valor dessas cargas será igual ao valor da força necessária para realizar a transmissão dividida pelo número de pares de dentes em contato, conforme pode ser visualizado na Figura 12.

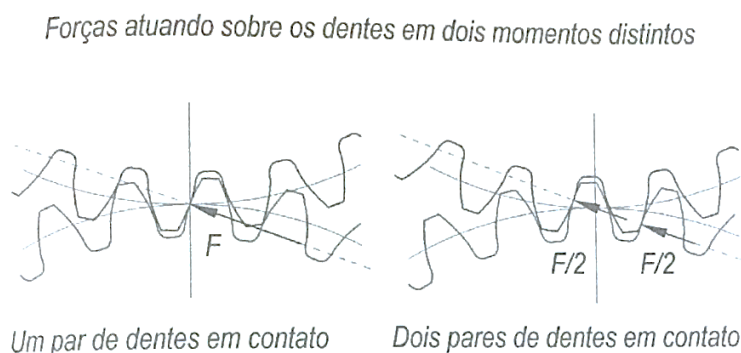


Figura 12 – Forças atuando em dentes em contato

Fonte: Mazzo, 2013

2.1.9 Carregamentos em Engrenagens Cilíndricas Retas

A Figura 13 representa os esforços atuantes em um par de engrenagens acopladas. Os dentes estão representados separadamente apenas para melhor visualização.

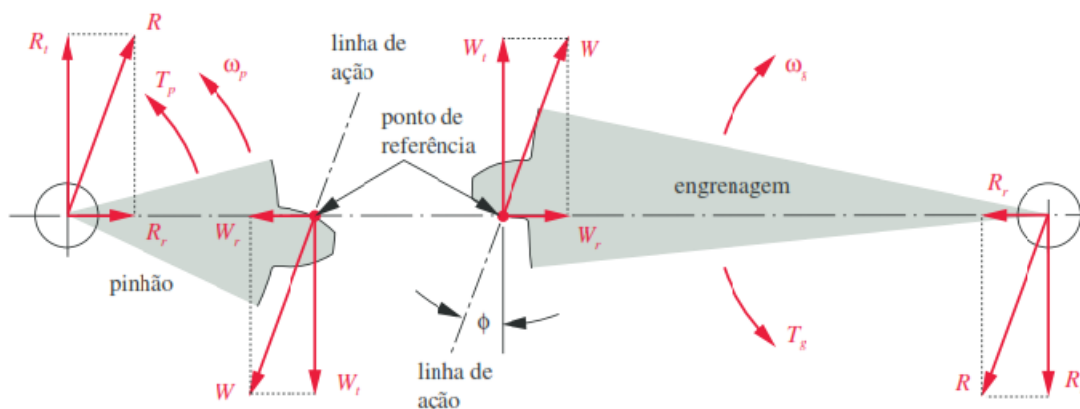


Figura 13 – Carregamento em Engrenagens.

Fonte: Norton, 2013

A força transmitida de um dente ao outro no ponto de referência é a força W . Esta pode ser decomposta em duas direções, radial e tangencial. A componente tangencial pode ser calculada por:

$$W_t = \frac{2T_p}{D_p} \quad (16)$$

Onde T_p é o torque aplicado ao pinhão.

Enquanto que a força radial:

$$W_r = W_t \tan \varphi \quad (17)$$

Sendo assim a força W é expressa por:

$$W = \frac{W_t}{\cos \varphi} \quad (18)$$

O ponto onde a força W é aplicada no dente depende da razão de contato. A pior condição é quando esta força está localizada na ponta do dente, pois desta forma resultará no maior momento fletor possível. Para razões de contato maiores do que um, este ponto será localizado em alguma porção abaixo da ponta do dente, sendo este o ponto que ocasionará o maior momento fletor para este carregamento.

2.1.10 Capacidade de Carga em Engrenagens Cilíndricas Retas

Para o cálculo da capacidade de carga do engrenamento serão considerados os critérios de Tensão de Flexão e de Tensão de Contato baseados na norma ISO/DIS 6336 (ISO 6336, 2006).

2.1.10.1 Fatores de Influência

No cálculo das tensões aplicadas em engrenagens devem ser levadas em conta características específicas de cada engrenamento, como por exemplo: tamanho e forma dos dentes, processo de fabricação, vida útil desejada, tipo de máquina motora e movida pelo sistema, dentre outras. Estas características são traduzidas em fatores de correção chamados de Fatores de Influência (Mazzo, 2013). As descrições e os cálculos para a determinação destes fatores estão descritos na norma ISO/DIS 6336 (ISO 6336, 2006) e são relacionados também por (Mazzo, 2013). Uma breve descrição dos Fatores de Influência encontra-se no Apêndice D deste trabalho. Nas expressões de cálculos apresentados nas próximas seções, referentes as tensões aplicadas

em engrenagens, os Fatores de Influência estão identificados com as letras “K”, “Y” e “Z” com seus respectivos sub índices de acordo com o que eles representam.

2.1.10.2 Tensão de Flexão

A determinação da resistência do dente é realizada com relação à tensão fletora máxima aplicada na seção crítica. Os valores de tensão de flexão são calculados separadamente para cada engrenagem constituinte do par. Os cálculos para determinar as tensões fletoras de acordo com a norma ISO 6336-3 (ISO 6336, 2006) se aplicam a engrenagens segundo as seguintes hipóteses:

- i) Engrenagens externas e internas com perfil evolvente
- ii) Razão de contato menor ou igual a 2,5
- iii) Espessura de anel do dente não deve ser inferior a três vezes o valor do módulo

A expressão para determinar a tensão fletora (σ_F) efetiva no pé do dente é:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \times K_A \times K_V \times K_{F\beta} \times K_{F\alpha} \quad (19)$$

onde σ_{F0} é a tensão nominal de flexão básica, K_A o fator de aplicação, K_V o fator de dinâmica, $K_{F\beta}$ o fator de distribuição longitudinal de carga com relação a tensão na raiz e $K_{F\alpha}$ o fator de distribuição transversal de carga em relação a tensão de raiz.

O cálculo da tensão nominal de flexão básica (σ_{F0}) é dado pela equação (20) e representa a máxima tensão no pé do dente isento de defeitos exercida por um torque estático.

$$\sigma_{F0} = \frac{W_t}{b \cdot m_n} \times Y_F \times Y_S \times Y_\beta \quad (20)$$

onde b é a largura da face do dente, Y_F o fator de forma do dente, Y_S o fator de correção de tensão e Y_β o fator de ângulo de hélice.

A tensão fletora admissível (σ_{FP}) a qual os dentes de engrenagem são solicitados é calculada pela seguinte equação:

$$\sigma_{FP} = \sigma_{F \text{ lim}} \times Y_{NT} \times Y_{\delta \text{ relT}} \times Y_{R \text{ relT}} \times Y_X \quad (21)$$

sendo $\sigma_{F \text{ lim}}$ a tensão de resistência a flexão do material da engrenagem, Y_{NT} o fator de vida útil, $Y_{\delta \text{ relT}}$ o fator de sensibilidade relativa, $Y_{R \text{ relT}}$ o fator de sensibilidade superficial relativa da raiz e Y_X o fator de tamanho do dente.

2.1.10.3 Tensões de Contato

A tensão de contato efetiva atuando no ponto de referência ou no ponto interno do engrenamento individual determina a durabilidade superficial do dente de engrenagem.

De acordo com a ISO 6336-2 (ISO 6336, 2006), em engrenagens de dentes retos o cálculo da tensão efetiva de contato é realizado geralmente sobre o ponto interno do engrenamento individual. Entretanto, no caso da coroa, se os dentes forem externos, geralmente essa tensão é calculada sobre o ponto de referência. Já para engrenagens com dentes internos, a tensão de contato sempre é determinada sobre o ponto de referência.

A tensão nominal de contato efetiva (σ_{H0}), também conhecida como pressão de Hertz, é expressa por:

$$\sigma_{H0} = Z_H \times Z_E \times Z_\varepsilon \times Z_\beta \times \sqrt{\frac{W_t}{D_p Z} \times \frac{u+1}{u}} \quad (22)$$

onde Z_H representa o fator de zona, Z_E o fator de elasticidade e Z_ε o fator de recobrimento.

Já as equações que determinam as tensões efetivas de contato para pinhão (σ_{Hp}) e coroa (σ_{Hg}), respectivamente, são:

$$\sigma_{Hp} = Z_B \times \sigma_{H0} \times \sqrt{K_A \times K_{H\beta} \times K_{H\alpha}} \quad (23)$$

$$\sigma_{Hg} = Z_D \times \sigma_{H0} \times \sqrt{K_A \times K_{H\beta} \times K_{H\alpha}} \quad (24)$$

onde Z_B é o fator de engrenamento individual do pinhão, Z_D o fator de engrenamento individual da coroa, $K_{H\beta}$ o fator de distribuição longitudinal de carga com relação a tensão de contato e $K_{H\alpha}$ o fator de distribuição transversal de carga com relação a tensão de contato.

O valor de tensão admissível de contato pode ser calculado sob duas diferentes condições. Uma quando a formação de pites não é admitida e outra quando a formação de pites até uma determinada intensidade é aceitável.

A equação para a tensão admissível de contato sem pites é:

$$\sigma_{HP} = \sigma_{H \text{ lim}} \times Z_{NT} \times Z_L \times Z_V \times Z_R \times Z_W \times Z_X \quad (25)$$

onde $\sigma_{H \text{ lim}}$ representa a tensão de resistência a pressão do material da engrenagem, Z_{NT} o fator de vida útil sem pites, Z_L o fator de lubrificante, Z_V o fator de velocidade, Z_R o fator de rugosidade, Z_W o fator de dureza de trabalho e Z_X o fator de tamanho.

O cálculo para a tensão admissível de contato com pites é expresso por:

$$\sigma_{GP} = \sigma_{H \text{ lim}} \times Z_{GT} \times Z_L \times Z_V \times Z_R \times Z_W \times Z_X \quad (26)$$

sendo Z_{GT} o fator de vida útil com pites. As demais variáveis são análogas as da equação 25.

2.1.11 Compartilhamento de carga em sistemas de engrenagens planetárias

Dentre as vantagens dos sistemas planetários de engrenagens está o fato de o torque aplicado sobre o conjunto dividir-se entre o número de planetas existentes. Em casos ideais, este torque é compartilhado igualmente entre todos os planetas do sistema. Porém, na prática, devido a erros de montagem ou fabricação, isto não ocorre. Consideraremos um sistema planetário composto por uma engrenagem anelar, uma engrenagem solar e três engrenagens planetas, as quais podem deslocar-se radialmente com relação ao restante do conjunto.

2.1.11.1 Influência de erros tangenciais e radiais

Os erros no posicionamento do centro das engrenagens planetas no suporte planetário são denominados de erros de posição. Se considerarmos um sistema planetário em que um dos planetas possui erro de posicionamento (“e” na figura abaixo), enquanto os demais estão posicionados corretamente e, o conjunto está livre de carregamentos, duas situações podem ocorrer. As superfícies de contato do planeta com erro associado podem se aproximar ou afastar das suas respectivas superfícies conjugadas. Sendo assim, este planeta poderá realizar o contato antes ou depois dos

demais. No caso de realizar o contato antes, o planeta irá sofrer um carregamento superior ao sofrido pelos outros. Enquanto que se o contato ocorrer depois, o carregamento experimentado será inferior. A Figura 14 representa um esquema de um planeta e seu respectivo erro. Os planos de ação R e S são referentes a uma engrenagem planetária sem erro de posicionamento associado. Enquanto que R' e S' são os planos de ação quando se tem erro de posicionamento da engrenagem planeta.

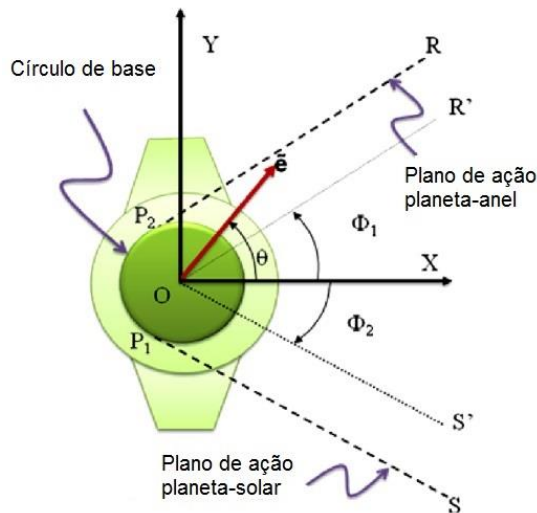


Figura 14 – Engrenagem planeta, erro correspondente e planos de ação.

Fonte: Singh, 2009

As componentes dos erros no plano de ação planeta-anelar (e_r) e no plano de ação planeta-solar (e_s) são, respectivamente:

$$e_r = e \cos(\theta - \phi_1) \quad (27)$$

$$e_s = e \cos(\theta + \phi_2) \quad (28)$$

onde (ϕ) é o ângulo de pressão e (θ) é a orientação do erro com relação a direção tangencial Ox .

A magnitude do movimento do planeta (e_p), seja de aproximação ou afastamento, com relação a sua superfície conjugada é dada por:

$$e_p = \frac{e_r + e_s}{2} = e \cos \theta \cos \varphi \quad (29)$$

Da equação 30 pode-se fazer as seguintes observações:

- No caso de θ ser igual a 90° , o erro será radial, logo e_p tem valor nulo. Deste modo, o erro radial não exerce influência sobre o compartilhamento de carga.

- Se θ for igual a 0° , a magnitude de e_p é máxima e positiva. O planeta entra em contato antes dos demais.

- Se θ for igual a 180° , a magnitude de e_p é máxima e negativa. O planeta entra em contato depois dos demais.

2.1.11.2 Sistemas flutuantes

Sistemas flutuantes são aqueles onde ao menos um dos componentes, engrenagem solar, engrenagem anelar ou suporte planetário, pode ter o seu centro movimentando-se radialmente com relação aos outros. Esta flutuação contribui na neutralização dos possíveis erros.

Em um primeiro momento, os erros associados implicam em uma das engrenagens entrar em contato antes ou depois das demais. Então, o suporte planetário flutua até que as três engrenagens estabeleçam contato.

2.1.11.3 Balanço de forças de um sistema flutuante

A força resultante (F_i) atuando sobre uma engrenagem de um sistema planetário atua na direção tangencial ao engrenamento. Os balanços de forças, para o sistema com três planetas, nas direções x e y , respectivamente, são:

$$\sum_{i=1}^3 F_{i-x} = 0 \text{ e } \sum_{i=1}^3 F_{i-y} = 0 \quad (30)$$

onde:

$$F_{i-x} = F_i \sin(\beta_i - 90) \quad (31)$$

$$F_{i-y} = F_i \cos(\beta_i - 90) \quad (32)$$

Sendo β_i o ângulo de posicionamento do planeta. Deste modo, pode-se verificar que em um sistema com três engrenagens planetárias, a carga é dividida igualmente entre elas quando estas forem espaçadas igualmente ao redor da engrenagem solar.

Para que os três planetas estabeleçam o contato, o centro do suporte planetário deve movimentar-se, a quantidade desse deslocamento ($C^{3p_{flut}}$) pode ser calculada pela equação abaixo:

$$C_{flut}^{3p} = \frac{-2e}{3} \quad (33)$$

2.2 Eixos

Eixos são componentes utilizados em máquinas rotativas para transmitir rotação e torque de uma posição para outra. Frequentemente os eixos levam engrenagens e polias. Eles são apoiados em mancais em diversas configurações (Norton, 2013).

2.2.1 Cargas no eixo

A carga em eixos de transmissão de rotação é predominantemente ou de torção devido ao torque transmitido ou flexão devido às cargas transversais. Normalmente estas cargas atuam em conjunto. Elas podem variar ou não com o tempo e podem ocorrer em qualquer combinação. Pode haver também carga axial, se a linha do centro de eixo for vertical ou se tiver engrenagens helicoidais (Norton, 2013).

2.2.2 Tensões no eixo

As tensões de flexão média e alternada máxima estão localizadas na superfície externa do eixo e são calculadas nas seguintes equações:

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a \cdot c}{I} \quad (34)$$

$$\sigma_m = K_{fm} \frac{M_m \cdot c}{I} \quad (35)$$

onde K_f e K_{fm} são, respectivamente, fatores de concentração de tensão de fadiga por flexão para componentes média e alternantes, I é o momento de inércia, M é o momento aplicado e c é a dimensão característica.

As tensões torcionais de cisalhamento média e alternantes são:

$$\tau_a = k_{fs} \cdot \frac{r \cdot T_a}{J} \quad (36)$$

$$\tau_m = k_{fsm} \cdot \frac{r \cdot T_m}{J} \quad (37)$$

onde K_{fs} e K_{fsm} são, respectivamente, os fatores de concentração de tensão torcional de fadiga para componentes média e alternantes, r o raio, T o torque atuante e J o momento de inércia rotativo (Norton, 2013).

2.2.3 Projeto do Eixo

Apesar de frequentemente a deflexão ser o ponto crítico, as tensões também precisam ser sempre consideradas no projeto de um eixo. Deflexões excessivas causam uma vida útil reduzida para os mancais do eixo, além disso os elementos comandados pelos eixos podem sofrer também desalinhamentos devido as mesmas.

Tipicamente um eixo é projetado pela primeira vez usando considerações das tensões, que podem ser calculadas ponto a ponto, e depois que a geometria estiver totalmente definida são calculadas as deflexões. A relação entre as frequências naturais do eixo e as frequências de funções de forças também são importantíssimas. Caso elas estejam muito próximas, a ressonância pode criar vibrações, tensões elevadas e grandes deflexões (Shigley, 2005).

2.2.3.1 Projeto para Flexão variada e torção variada

Quando tanto as forças de flexão quanto o torque são variáveis, as soluções mais simples para dimensionamento de eixos não podem ser utilizadas. Principalmente devido ao fato que a componente alternada do torque cria um estado de tensão multiaxial complexo no eixo (Norton, 2013).

Neste caso, segundo Norton (2013) e ASME (2014) utilizamos um enfoque que computa as componentes de tensão alternada e média de von Mises (σ'_a e σ'_m), segundo as equações:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad (38)$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(\sigma_m + \sigma_{m_{axial}})^2 + 3\tau_m^2} \quad (39)$$

Na sequência, essas tensões são introduzidas em um diagrama de Goodman modificado para ser encontrado um coeficiente de segurança:

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma'_a}{S_f} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad (40)$$

onde N_f é o coeficiente de segurança, S_f é o limite de resistência a fadiga corrigido e S_{ut} é o limite de resistência a tração do material.

O limite de resistência a fadiga corrigido é definido por:

$$S_f = C_{carreg} \cdot C_{tamanho} \cdot C_{superf} \cdot C_{temp} \cdot C_{conf} \cdot S_{f'} \quad (41)$$

onde: C_{carreg} é o fator devido a solicitação; $C_{tamanho}$ é o fator de tamanho; C_{superf} é o fator de acabamento; C_{temp} é o fator de temperatura; C_{conf} é o fator de confiabilidade e $S_{f'}$ é o limite de resistência a fadiga do material.

Norton (2013) propõe a seguinte equação (Goodman Modificado) para o dimensionamento do diâmetro (d) de um eixo:

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(K_f M_a)^2 + \frac{3}{4} (K_{fs} T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(K_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4} (K_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{1/3} \quad (42)$$

2.2.4 Deflexão do Eixo

Pela definição de Norton (2013) “um eixo é uma viga que se deflete transversalmente e é também uma barra de torção que se deflete torcionalmente”. Dessa forma, é necessário analisar os dois modos de deflexão.

2.2.4.1 Eixos modelados como vigas

Para o cálculo da inclinação (α) e deflexão (δ) de uma viga as equações (43) e (44) são usadas. A integração da função $\frac{M}{EI}$ torna-se muito complexa quando tanto l quanto M são funções da dimensão ao longo do eixo-viga. Só que ao invés de uma integração analítica, Norton (2013) sugere que se use uma técnica de integração numérica.

$$\alpha = \int \frac{M}{EI} dz + C_3 \quad (43)$$

$$\delta = \iint \frac{M}{EI} dz + C_3 z + C_4 \quad (44)$$

Da primeira integração resulta a inclinação da viga, e da segunda a função da deflexão. Como a deflexão no eixo $z=0$ é nula ($\delta = 0$), a constante C_4 também é nula. A outra constante pode ser determinada numericamente através de relações encontradas em Norton (2013).

2.2.4.2 Eixos modelados como barras de torção

Como a seção transversal prática para eixos é circular, aplica-se os modelos diretos. A deflexão angular θ , dada em radianos, para um eixo de comprimento L , módulo de cisalhamento G , momento polar de inércia J e com torque T é:

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \quad (45)$$

E desta equação pode-se formar a expressão para a constante torcional de mola:

$$k_t = \frac{T}{\theta} = \frac{GJ}{L} \quad (46)$$

Se o eixo tiver desníveis, as mudanças da seção transversal afetarão o cálculo devido a mudança do momento polar de inércia J (Norton, 2013).

Para corrigir isso utiliza-se uma abordagem simples, pressupondo que o material é uniforme. Basta fazer a soma dos comprimentos/momento de inércia.

$$\theta = \theta_1 + \theta_2 + \dots + \theta_n = \frac{T}{G} \left(\frac{l_1}{J_1} + \frac{l_2}{J_2} + \dots + \frac{l_n}{J_n} \right) \quad (47)$$

A constante efetiva de mola k_{tef} de um eixo de “n” segmentos, escalonados é:

$$\frac{1}{k_{tef}} = \frac{1}{k_{t1}} + \frac{1}{k_{t2}} + \dots + \frac{1}{k_{tn}} \quad (48)$$

2.2.5 Concentradores de Tensão em Eixos

Descontinuidade refere-se a qualquer contorno geométrico que interrompa o “fluxo de forças” pela peça (Norton, 2013). Uma descontinuidade pode ser um furo, uma ranhura, chanfro, ou qualquer outra interrupção nos contornos lisos de peça.

Quando se levam em conta cargas dinâmicas, e não estáticas, os materiais dúcteis têm que ser tratados como frágeis, pois as cargas dinâmicas alteram este mecanismo.

Neuber (1946) e Kuhn (1952) estabeleceram relações entre o fator de concentração de tensões teórico K_t (estático) e o fator de concentração de tensões em fadiga K_f (dinâmico). Por fim atingiu-se o conceito de sensibilidade ao entalhe q definido por:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (49)$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (50)$$

Para inúmeros casos de concentradores de tensão existem tabelas com valores de K_t e q e assim torna-se muito mais fácil o cálculo de K_f .

2.2.5.1 Fator de concentração de tensão teórico K_t e em fadiga K_f

Diferentemente de materiais dúcteis, que se deformam antes de romper, materiais frágeis não escoam localmente, pois não sofrem deformações plásticas significativas. Isso acarreta que caso a tensão local em um concentrador de tensões supere a do material, uma trinca irá se formar. Por esse motivo deve haver, durante os cálculos e dimensionamentos, uma correção no valor de máxima tensão no eixo. Essa correção que define os fatores de concentração de tensão. O fator em fadiga (K_f) representa quanto a forma e a presença de concentradores de tensão do eixo afeta as tensões internas num componente dinâmico, sujeito a fadiga. Já o fator teórico (K_t) representa a influência num componente estático.

2.2.6 Velocidades Críticas de Eixos

Quando um eixo está girando, excentricidades geram deflexões por forças centrífugas, que são atenuadas pela rigidez EI do eixo. No entanto, a certas velocidades, eixos se tornam instáveis, aumentando a deflexão causada pela massa rotativa. Estas velocidades se chamam Velocidades Críticas. Um projetista de eixos deve se atentar e calcular essas velocidades e suas harmônicas, pois quando um eixo opera próximo de uma destas velocidades, pode ocorrer um fenômeno chamado de Ressonância, que tem um efeito destrutivo sobre o sistema e sobre o eixo (Shigley, 2005).

Para o cálculo da vibração lateral de um eixo simples são utilizadas as relações a seguir:

$$\omega_1 = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{gEI}{A\gamma}} \quad (51)$$

onde m é a massa por unidade de comprimento, A é a área transversal e γ o peso específico, E o módulo de elasticidade, I o momento de inércia e g aceleração da gravidade. Para um eixo mais complexo, de medidas que variam, é utilizado o método de Rayleigh:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{g \sum w_n y_n}{\sum w_n y_n^2}} \quad (52)$$

onde w_n é o peso da enésima posição e y_n é a deflexão na enésima posição.

Do mesmo modo que o eixo pode vibrar lateralmente, ele pode vibrar torcionalmente, e terá uma ou mais frequências torcionais naturais que podem ser calculadas pela fórmula:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_t}{I_m}} \quad (53)$$

onde I_m é o momento de inércia do eixo ao redor de seu eixo de rotação e a constante torcional de mola k_t é:

$$k_t = \frac{G J_{ef}}{l} \quad (54)$$

G é o módulo de rigidez do material, L é o comprimento do eixo e J o momento polar de inércia.

$$J_{ef} = \frac{L}{\sum_{i=1}^n \frac{l_i}{J_i}} \quad (55)$$

onde L é o comprimento total do eixo escalonado, e J_i e l_i são os momentos polares e comprimentos das subseções do eixo.

Para um eixo com dois discos acoplados a fórmula do ω_n fica igual a:

$$\omega_n = \sqrt{k_t \frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2}} \quad (56)$$

2.3 Lubrificantes

A utilização de lubrificante em um sistema com interfaces deslizantes tem diversos efeitos benéficos no coeficiente de atrito. Os lubrificantes líquidos têm as propriedades de baixa resistência a cisalhamento e alta resistência à compressão. Um lubrificante líquido, como o óleo mineral, é essencialmente incompressível aos níveis de tensão de compressão encontrados nos sistemas de engrenamento, mancais, rolamentos e eixos (Norton, 2013).

Todos os engrenamentos feitos com engrenagens metálicas devem ser lubrificados para evitar falha por um dos modos de falha de superfície, como desgaste por abrasão ou adesivo. Deve haver lubrificante suficiente para que haja transferência de calor gerado pelo atrito para o ambiente, de modo a não permitir que a temperatura local se torne excessiva. Controlar a temperatura é importante para reduzir escórias, riscos e aspereza dos dentes. Além de remover calor, lubrificantes separam as superfícies metálicas para reduzir o atrito pelo contato e desgaste.

Usualmente tem-se todo o sistema em uma caixa bem fechada, para que seja possível que haja um banho de óleo. Essa caixa, ou redutor, é parcialmente completada com um lubrificante apropriado de forma que pelo menos um membro de cada par engrenado esteja parcialmente submerso. (A caixa nunca é completamente preenchida com óleo.) A rotação da engrenagem carregará o lubrificante para os pares engrenados e manterá as engrenagens não submersas lubrificadas. O óleo deve ser mantido limpo e livre de contaminantes e deve ser substituído periodicamente. (Norton, 2013)

Tipicamente os lubrificantes de engrenagem são óleos, baseados no petróleo, com viscosidade dependente da lubrificação necessária. Segundo Norton (2013, p. 732),

“Óleos leves (10-30W) são usados às vezes para engrenagens com velocidades altas o suficiente e/ou cargas baixas o suficiente para promover a lubrificação elasto-hidrodinâmica. Em engrenamentos de cargas elevadas e/ou baixa velocidade, ou aqueles com grandes componentes deslizando, lubrificantes de pressão extrema (EP) são frequentemente usados. São normalmente óleos de engrenagem 80-90W com aditivos do tipo ácidos graxos que proveem alguma proteção contra escoreamento sob condições limites de lubrificação. ”

Neste projeto a seleção do óleo lubrificante se dará pela metodologia utilizada por Muraro e Reisdorfer Jr. (2010), baseado, entre outros, em edições anteriores do livro de Norton (2013). Eles desenvolveram um *software* para cálculos de engenharia, inclusive para a espessura mínima de lubrificante. Serão anexos a este trabalho os critérios de cálculos e gráficos com resultados de espessura mínima.

A seleção do lubrificante se dará pelos critérios de:

- facilidade de compra em revendedores de lubrificantes;
- preço condizente com realidade da Equipe Imperador;
- espessura mínima de filme lubrificante;

2.4 Estriados

Estrias são utilizadas como opção para substituir chavetas em eixos. Segundo Norton (2013), estrias são “*essencialmente “chavetas construídas nos eixos”, formadas pelo contorno externo do eixo e pelo contorno interno do cubo com formas semelhantes a dentes”*”.

A forma destes dentes é a de involuta, também utilizada nas engrenagens, possibilitando assim, que estas estrias possam ser fabricadas do mesmo modo que a engrenagens. Esta forma possui menos concentradores de tensão que a de um dente quadrado e é mais resistente. A SAE, a ANSI, a DIN, e outras associações padronizadoras, possuem normas relativas as estrias.

As estrias usualmente possuem um ângulo de pressão de 30° e metade da profundidade de um dente de engrenagem padrão. Como principais vantagens estão a resistência máxima na raiz do dente, precisão de forma e bom acabamento superficial. Mas a provável maior vantagem, segundo Norton (2013), das estrias em relação as chavetas é o fato de que ela permite grandes movimentos axiais entre o eixo e o cubo ao mesmo tempo em que transmite o torque.

O carregamento em uma estria é tipicamente torção pura e, assim como nas chavetas, dois modos de falhas são possíveis, esmagamento e cisalhamento. Sendo que a falha por cisalhamento tradicionalmente é o fator com maior impacto.

Segundo a SAE, “devido a imprecisões no espaçamento e na forma do dente, o equivalente a 25% dos dentes está em contato e, portanto, uma fórmula aproximada para o comprimento de um eixo estriado é:

$$l \cong \frac{d_r^3 \left(1 - \frac{d_i^4}{d_r^4}\right)}{d_p^2} \quad (57)$$

onde d_r é o diâmetro da raiz da estria externa, d_i é o diâmetro interno (se houver) de um eixo vazado e d_p é o diâmetro primitivo (ou de referência) da estria, que fica aproximadamente no meio do dente. A variável l representa o comprimento mínimo necessário para que os dentes desenvolvam a resistência adequada.

A tensão de cisalhamento é calculada no diâmetro primitivo das estrias, onde a área de cisalhamento A_{cis} é

$$A_{cis} = \frac{\pi d_p l}{2} \quad (58)$$

Então,

$$\tau_{cis} \cong \frac{4F}{A_{cis}} = \frac{16T}{\pi d_p^2 l} \quad (59)$$

onde T é o torque no eixo.

Já a tensão de esmagamento é dada por:

$$\sigma_{esm} \cong \frac{4F}{A_{esm}} = \frac{16T}{\pi d_p^2 l} \quad (60)$$

E por fim a tensão equivalente de Von Mises é dada por:

$$\sigma_{von\ mises} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (61)$$

3 PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS

Todo o desenvolvimento deste projeto baseia-se nos métodos apresentados no referencial teórico. Os procedimentos utilizados são indicados por Norton (2013), Shigley (2005) e por Mazzo (2013). A Metodologia e resultados apresentados neste trabalho incluem: Dimensionamento básico do sistema cinemático da redução fixa, dimensionamento das engrenagens, dos eixos, do suporte das planetárias, da carcaça, das estrias e chavetas, além da seleção de mancais de rolamento, anéis elásticos, anéis de vedação, parafusos, lubrificante e respiros.

3.1 Descrição da Metodologia

Primeiramente foram levantados com nosso cliente, a Equipe Imperador UTFPR, os problemas enfrentados com o projeto que está em uso e, na sequência, identificadas quais opções existem para substituir a atual, como foi explicado na Introdução. Feito isso, a equipe, baseada em diversos métodos de geração e seleção de ideias, como *Brainstorming*, *Mindmap* e Matrizes de Decisão, definiu que a melhor solução para este caso seria a utilização de uma caixa de engrenagens em substituição a redução por correntes de rolos. Além disso, dentre as possibilidades de combinações de engrenagens optou-se pela utilização de engrenagens planetárias, ou epicicloidais, em conjunto com um trem de engrenagens simples, que realizará a segunda parte da redução e inverterá o sentido de rotação. A justificativa deve-se, principalmente, pela possibilidade de se fazer uma caixa de redução mais compacta e leve, se comparada a uma redução tradicional de dois estágios de engrenagens externas. Todos os cálculos de dimensionamento foram feitos utilizando a ferramenta do Microsoft Office Excel e também gráficos foram gerados pelo *software* MatLab.

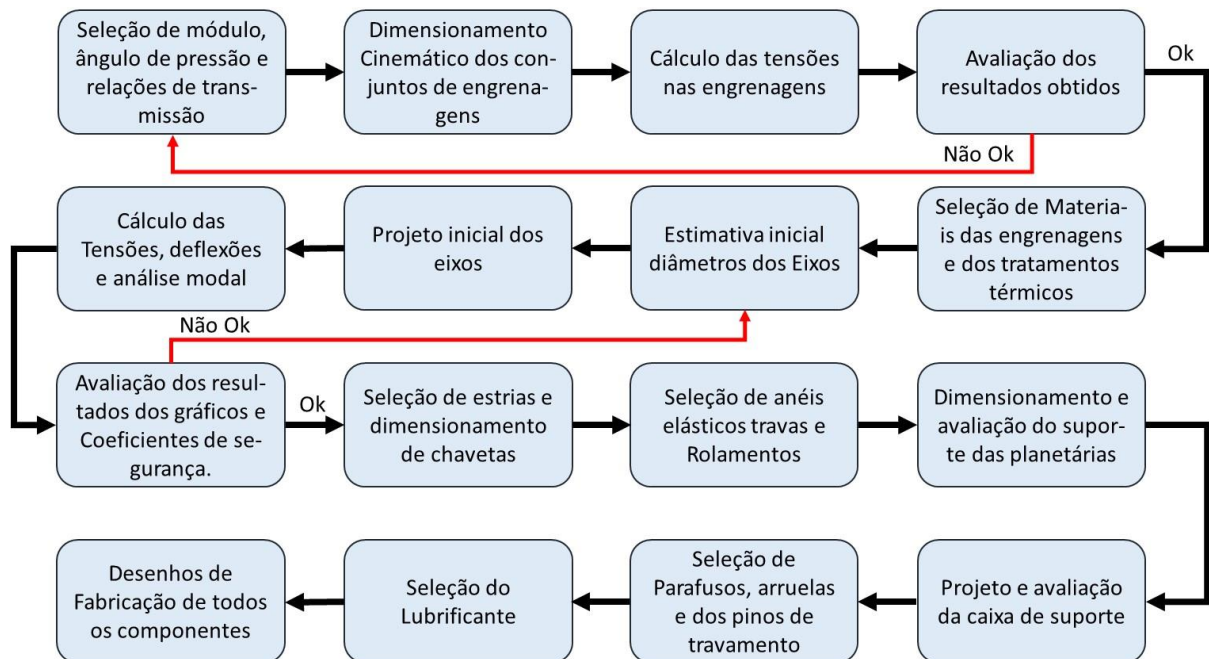
Passada a etapa de definições construtivas, passou-se para a parte de definições das condições de contorno do problema a ser resolvido. Conjuntamente com a equipe Imperador definiu-se: a relação de transmissão que será utilizada; as restrições dimensionais do projeto; o que as empresas parceiras da equipe podem fornecer para a construção da redução; a rotação e torque de saída do CVT; quantidade de estágios que seriam utilizados; as condições depois da redução, como pneus, diâmetros, coeficientes de segurança, vida útil requerida, temperatura de trabalho, entre outros. Como mostra a Tabela 2 a seguir.

Tabela 2 – Condições de contorno

Item	Valor	Unidade
Potência	10	Hp
Rotação Motor	3600	RPM
Torque máximo	18,6	N.m
Vida útil mínima do Sistema	200	Horas
Quantidade de estágios	2	-
Distância entre eixos 1 e 3 do segundo estágio	140	Mm
Diâmetro Primitivo Anelar	120	Mm
ω_{anelar}	0	Rad/s
Relação projetada	7	-
Temperatura de Serviço	60	°C
Diâmetro Polia CVT	0,2159	M
Diâmetro Pneu	0,5334	M
Coefficientes de Segurança Engrenagens	>1,3	-
Coefficientes de Segurança Eixos	>1,5	-

Fonte: Autoria Própria

Toda a metodologia segue o fluxo apresentado na Figura 15.

**Figura 15 – Fluxograma de atividades do projeto.**

Fonte: Autoria Própria

3.1.1 Metodologia para Engrenagens

Com todos esses dados iniciais em mãos pôde-se começar com o projeto efetivamente. O primeiro passo é fazer o dimensionamento cinemático dos dois estágios de redução, o epicicloidal e o segundo estágio, composto por um trem de engrenagens

simples de dentes retos. Para isso, inicialmente estima-se um módulo de engrenagens e um ângulo de pressão, para que seja possível o cálculo de todos os diâmetros de referência, números de dentes, relação de transmissão ideal, razões de contato, dentre outros. Com esses valores iniciais torna-se então possível a realização dos cálculos das tensões das engrenagens, com os fatores de influência indicados por Mazzo (2013) e comentados no Apêndice D deste trabalho. Após esta primeira rodada de cálculos, é possível avaliar se a estimativa inicial resultava em uma situação viável e, se não fosse o caso, fazer de forma iterativa variações dos valores do módulo, relações de transmissão dos dois estágios e ângulo de pressão, até que se atingisse um valor considerado aceitável, ou seja, que as tensões de contato e flexão estivessem abaixo de valores de limites de resistência de materiais utilizados mais comumente, que sejam fabricáveis e que atendam as condições iniciais. O uso de *softwares*, como o Excel, é de suma importância neste passo, pois após a elaboração de planilhas de cálculos contendo todas as fórmulas necessárias para se chegar aos resultados, torna-se muito mais fácil a realização de iterações e da utilização de recursos como “atingir metas”.

3.1.2 Dimensionamento dos Eixos à Fadiga

Após todas as engrenagens estarem dimensionadas, pode-se então iniciar o projeto básico dos eixos, com diâmetros iniciais, noções de posições de engrenamento e pontos de apoio. A primeira etapa de dimensionamento dos eixos, é a elaboração dos diagramas de corpo livre para se realizar o cálculo das reações, momentos fletores e Torques. Com todos os esforços conhecidos, pode-se prosseguir para o dimensionamento dos eixos à Fadiga, utilizando os critérios de cálculo indicados por Norton (2013), como Goodman-modificado, indicados na seção 2.2. Após a obtenção dos resultados de coeficientes de segurança, deve-se comparar com os critérios estabelecidos previamente. Em caso de aprovação se dá sequência ao próximo passo, se não, deve-se voltar para o projeto e modificar valores de entradas, para que os coeficientes estejam dentro do pré-estabelecido. Neste ponto, os diâmetros dos eixos são definidos com base nos cálculos citados e os comprimentos definidos conforme restrição do projeto do protótipo para as dimensões máximas da caixa de redução.

3.1.3 Estrias e Chavetas

Para a seleção das estrias, procurou-se primeiramente as normas existentes para a confecção do perfil das mesmas. Dentre as mais comuns, optou-se pela DIN 5482, indicada nas referências ao fim deste trabalho. Como forma de segurança, recomenda-se calcular as tensões de cisalhamento, como indica a seção 2.4. Relacionada sempre as tensões aplicadas e as dimensões e áreas dos dentes.

No caso específico do acoplamento entre o suporte das planetárias e o eixo que irá transmitir sua rotação, não seria possível a produção de dois estriados no mesmo eixo. A fabricação destes estriados não seria possível, pois o raio da ferramenta utilizada para tanto danificaria outra região do eixo, o que levou a utilização de chavetas. O cálculo feito é o indicado por Norton (2013) no capítulo 10 daquele livro. Deve-se primeiro selecionar um material dúctil, como o Aço 1010. Na sequência seleciona-se, dentre as dimensões padronizadas, qual se encontra com os valores adequados para o eixo. Enfim, calcula-se a tensão de cisalhamento e a de esmagamento através da Força aplicada na chaveta e com esses dois valores, relacionando com o coeficiente de segurança, podemos obter o tamanho mínimo da mesma. Caso seja muito comprida, pode-se dividir para duas ou mais chavetas.

3.1.4 Anéis Elásticos

Para evitar o deslocamento axial das engrenagens e alguns rolamentos nos eixos, deve-se “travar” estes componentes com relação aos eixos. No caso do dimensionamento desta caixa, são escolhidos os anéis elásticos em função do diâmetro do eixo onde os anéis se encontram. Catálogos de fabricantes indicados no próximo capítulo deste trabalho.

3.1.5 Rolamentos

Os rolamentos deste projeto foram selecionados utilizando a metodologia do fabricante SKF, que é baseada no critério de vida nominal básica L_{10} , dado em milhões de revoluções e calculada através da equação:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (62)$$

onde C é a classificação de carga dinâmica básica, P é a carga dinâmica equivalente e p é o expoente de fator de vida (3 para rolamento de esferas e 10/3 para rolamento de rolos).

A carga dinâmica equivalente P pode ser encontrada pela equação:

$$P = XF_R \quad (63)$$

onde X é fator de carga radial no rolamento, F_R é a força radial. Nos rolamentos deste projeto não há presença de cargas axiais.

Para um rolamento ser considerado adequado para a aplicação, deve ter uma vida nominal básica maior que a vida especificada pelo projeto.

3.1.6 Suporte das planetárias

O suporte das engrenagens planetárias deve ser dimensionado da seguinte forma: primeiramente deve ser feito o diagrama de corpo livre do suporte para a identificação das forças. As forças aplicadas nos furos que estão em contato com o eixo são iguais as forças aplicadas nos dentes das engrenagens planetárias. Para validar a geometria escolhida, será feita uma análise com FEA (análise por elementos finitos) no *software* Solidworks Simulation.

3.1.7 Deflexão e Vibração dos Eixos

A segunda etapa do dimensionamento dos eixos deve ser o cálculo das deflexões e vibrações dos mesmos. Estes cálculos necessitam da determinação dos pontos de apoio, dos pontos de fixação das engrenagens, dos comprimentos dos eixos, dos diâmetros e comprimentos de cada um dos escalonamentos dos eixos. Portanto foram realizados após determinar-se todos os componentes da transmissão que são fixados aos eixos.

Para a determinação das deflexões, foi utilizada a sequência de cálculos indicada na seção 2.2.4. Como esta abordagem necessita da realização de integrações numéricas, desenvolveu-se em Matlab um código para a obtenção dos valores dos ângulos de deflexão dos eixos e das deflexões dos mesmos.

Por fim, foi feita a análise de vibração lateral e torcional do eixo, para verificar a razão entre a frequência circular natural de cada eixo e sua respectiva frequência circular de operação. Aconselha-se que esta razão seja de no mínimo 10. O método de

cálculo indicado por Norton (2013) é utilizado para identificar as rotações críticas, conforme indicado na seção 2.2.6.

3.1.8 Carcaça

Do mesmo modo que o suporte das planetárias, para o dimensionamento da carcaça, deve ser feito o diagrama de corpo livre, com todas as forças que serão aplicadas na mesma, como peso e esforços nos eixos. Após este passo, a simulação em software de elementos finitos também é utilizada, e em caso de problemas, mudanças devem ser feitas no projeto e novamente ser realizada a simulação.

3.1.9 Parafusos

Para a seleção do parafuso, primeiramente foi realizada uma escolha prévia da rosca a ser utilizada de acordo com padrão ISO, de uma classe de parafuso condizente com a aplicação, assim como um comprimento de parafuso suficiente para a junta de aplicação do mesmo. Após essa primeira escolha, deve-se fazer a validação do mesmo para uma pré-carga de 75% da Resistência Mínima de Prova do parafuso. Os coeficientes de segurança são calculados de acordo com as seguintes fórmulas:

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_b} \quad (64)$$

$$N_{separação} = \frac{P_o}{P} \quad (65)$$

onde:

N_y = Coeficiente de Segurança contra o escoamento

$N_{separação}$ = Coeficiente de Segurança contra a separação da junta

S_y = Resistência Mínima de Escoamento do parafuso em MPa

σ_b = Máxima Tensão de Tração no parafuso

P = Carga aplicada no parafuso

P_o = Carga necessária para separar a junta

3.1.10 Pinos de Travamento

Os pinos de travamento são dimensionados para suportarem as tensões aplicadas nos dentes da engrenagem anelar. A fórmula de cálculo é muito semelhante à do cálculo de chaveta:

$$\sigma_{Pino} = \frac{F_{aplicada}}{n^{\circ} \text{ de pinos} \times \text{Diâmetro do pino} \times \text{Altura do Pino}} \quad (66)$$

3.1.11 Válvula de alívio de pressão

A válvula de alívio de pressão é necessária para evitar o aumento da pressão interna da caixa, criada pelo aquecimento do sistema e pela movimentação dos componentes. Será selecionada uma válvula comercial, de pequeno porte e que deve ser instalada na parte superior da caixa.

3.1.12 Lubrificante

A seleção do lubrificante é realizada com o auxílio do *software* EngCalc, desenvolvido por Muraro e Reisdorfer Jr. (2010). O critério de seleção é com base nas espessuras específicas e espessuras mínimas de filme lubrificante para os engrenamentos. O *software* calcula estas espessuras e gera gráficos, com base nos dados inseridos. Estes dados são: características geométricas e cinemáticas dos engrenamentos, propriedades de um lubrificante inicialmente escolhido na temperatura de trabalho do sistema, material que os componentes foram fabricados, dentre outros parâmetros. Finalmente, faz-se a análise dos gráficos gerados e é decidido se o lubrificante anteriormente escolhido é viável para a aplicação. Senão, refaz-se o procedimento, substituindo o lubrificante, até alcançar um resultado dentro do desejado. O *software* realiza cálculos apenas para engrenamentos externos, porém foi também utilizado no caso do engrenamento interno (Engrenagem Planetária e Engrenagem Anelar) obtendo o resultado como uma aproximação.

3.1.13 Anel retentor

Para evitar que haja vazamento de lubrificante para fora da caixa, ou que entre poeira e detritos para dentro da mesma, faz-se necessário o uso de algum recurso de vedação nos pontos que os eixos fazem interface com o ambiente externo, através de rebaxos na carcaça.

O recurso escolhido será apresentado no próximo capítulo.

3.1.14 Projeto e Desenhos de Fabricação

Para o projeto de todo o sistema em 3D e para os desenhos de fabricação é utilizado o *software* Solidworks™. Como metodologia para o design da caixa foram

seguidos os seguinte passos: Analisar as restrições de projeto (condições de contorno); Benchmarking com outras equipes com soluções parecidas; projeto básico das engrenagens; projeto básico da carcaça, com medidas de pontos de apoio, tamanhos de rolamentos e esboços de eixos; Refino das dimensões após análise em montagens com a estrutura do carro; Refino dos eixos para inserção de chanfros, rebaxos para anéis elásticos, retentores, estrias e chavetas; Refino das engrenagens para alívios de massa; Refino no desenhos da carcaça, para inclusão de pontos de fixação na estrutura, para o fechamento da caixa, respiro e inserção de recursos para facilitar a fundição do mesmo;

Por fim, com todas as modelagens feitas e aprovadas pela equipe, deve-se então seguir com o desenvolvimento dos desenhos de fabricação, buscando sempre facilitar a visualização e deixar o mais claro possível as informações necessárias, como cotas, tolerâncias geométricas e dimensionais, e outras informações.

3.2 Justificativa da Metodologia

Toda a metodologia e sequência de projeto foi definida com base em três referências bibliográficas. São elas Norton (2013), Shigley (2005) e Mazzo (2013). Todos eles se baseiam nas normas ISO e AGMA e com isso validam todo o raciocínio utilizado por eles. Como são livros de alto reconhecimento em toda área de dimensionamento de máquinas, entende-se que são bases adequadas como referência.

4 PROJETO DA CAIXA DE REDUÇÃO

Seguindo a metodologia definida, pautada na revisão bibliográfica do tema, realizou-se o dimensionamento efetivo da caixa de redução respeitando todas as premissas e restrições do projeto.

4.1 Projeto do Sistema

Inicia-se este capítulo com a apresentação da modelagem 3D realizada no *software* SolidWorks™ para demonstrar a configuração do sistema e identificar cada um dos componentes da caixa de redução. Desta forma, é facilitado o entendimento das tabelas e gráficos apresentados nas próximas subseções deste capítulo.

O projeto da caixa leva em consideração que a carcaça externa é fundida em alumínio, permitindo geometrias que não seriam possíveis ou muito caras de serem fabricadas por outros métodos de fabricação, e reduzindo a massa em dois terços, se comparado ao aço. Eixos e engrenagens são projetadas buscando sempre reduzir massa, por isso, sempre que possível, são utilizados alívios nas engrenagens e eixos tubulares.

Abaixo seguem as imagens renderizadas da modelagem 3D e imagens com a identificação de cada componente. Os desenhos de fabricação dos mesmos encontram-se no Apêndice F.

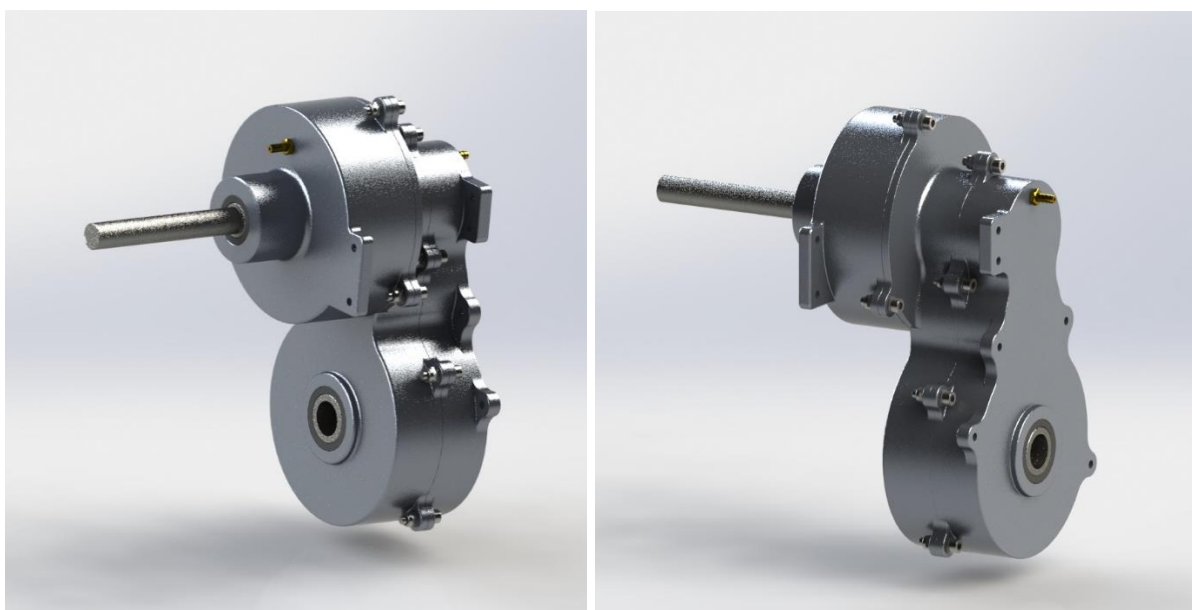


Figura 16 – Modelagem renderizada da caixa de redução
Fonte: Autoria própria

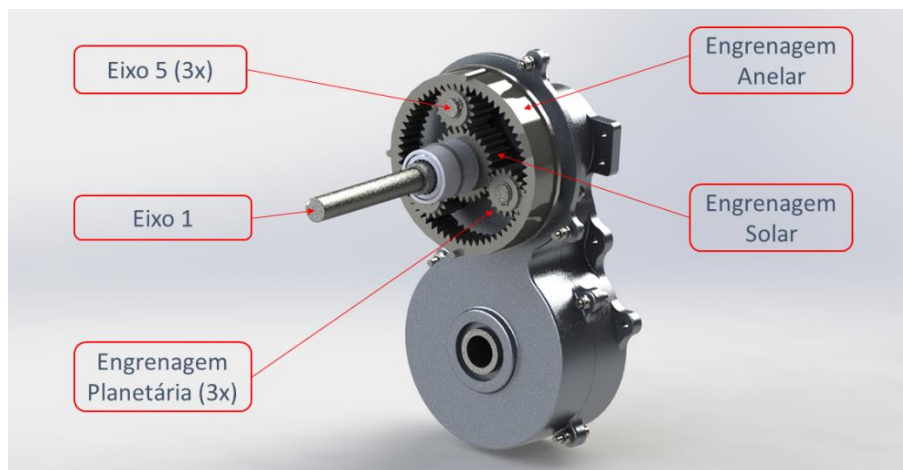


Figura 17 – Indicação dos Componentes
Fonte: Autoria própria

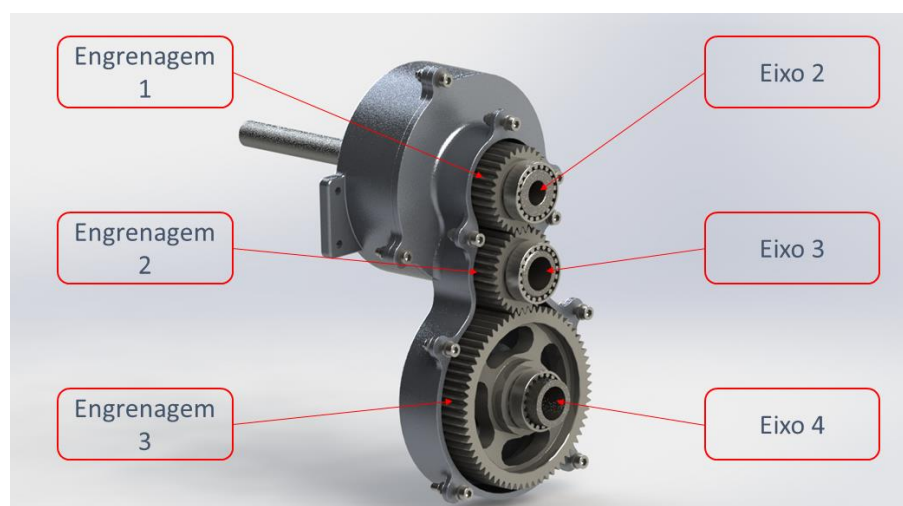


Figura 18 – Indicação dos Componentes
Fonte: Autoria própria

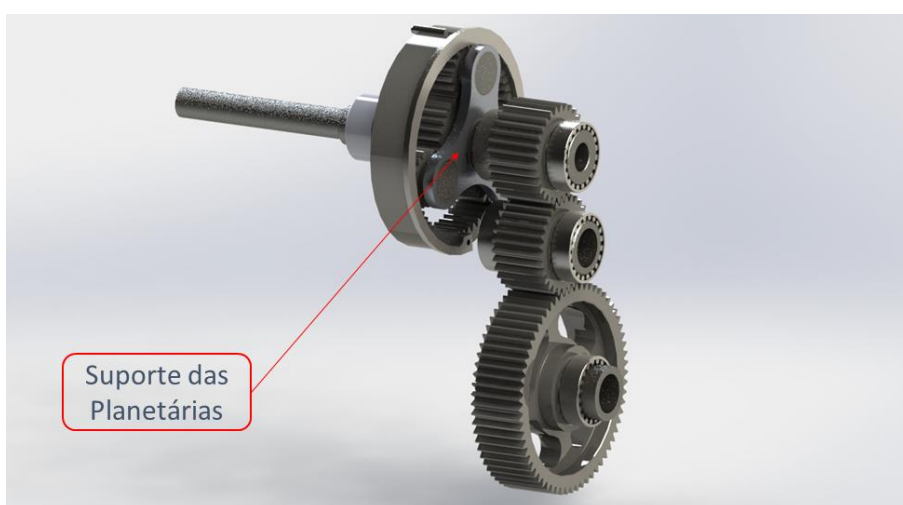


Figura 19 – Indicação dos Componentes
Fonte: Autoria própria

A caixa de redução foi dividida em dois trens de engrenagens, neste trabalho foram identificadas como Redução Planetária e Segundo Estágio. A Redução Planetária tem o seguinte funcionamento: a polia movida do CVT é acoplada na parte do eixo 1 externa à caixa, conforme Figuras 16 e 17. Na outra extremidade do eixo 1 está acoplada a engrenagem solar do sistema planetário (Figura 17). Neste sistema planetário a engrenagem anelar tem velocidade angular nula, pois está fixa na carcaça externa por meio de pinos de travamento. A rotação de saída então, se dá pelo suporte das engrenagens planetárias, conforme Figura 19.

O suporte das planetárias acopla-se ao eixo 2 através de chavetas, iniciando o segundo estágio de redução, necessário para atingir a redução estipulada de 7:1. Este estágio é composto pelas Engrenagens cilíndricas externas de dentes retos 1, 2 e 3 e pelos eixos 2, 3 e 4, conforme Figura 18.

4.2 Engrenagens

As engrenagens são os primeiros componentes do sistema a serem dimensionados. Com as condições de contorno definidas, as estimativas iniciais para valores de ângulos de pressão e módulo foram realizadas. Além disto, optou-se por utilizar apenas engrenagens cilíndricas de dentes retos, devido a facilidade de fabricação e melhor rendimento, e foi escolhido um número de três engrenagens planetárias para o sistema, resultando assim em uma distribuição uniforme das cargas aplicadas pelos dentes das engrenagens solar e anelar sobre os dentes dos planetas, conforme item 2.1.11.13. Então, conforme descrito na seção 3.1.1, os cálculos são realizados de maneira iterativa com o auxílio de planilha desenvolvida em Excel. Deste modo, os seguintes resultados para características geométricas e cinemáticas das engrenagens, os rendimentos dos engrenamentos, assim como tensões de contato e tensões de flexão foram obtidos:

Tabela 3 – Características Geométricas e Cinemáticas do Estágio Planetário

Diâmetro Primitivo Anelar	120	mm	Nº Dentes Anelar	60	Dentes	ω_{anelar}	0	rad/s
Diâmetro Primitivo Solar	54	mm	Nº Dentes Solar	27	Dentes	ω_{solar}	94,25	rad/s

Diâmetro Primitivo Planetárias	34	mm	Nº Dentes Planetárias	17	Dentes	$\omega_{\text{planetária}}$	79,98	rad/s
Módulo	2		Ângulo de Pressão ϕ	25	Graus	Largura das Engrenagens	25	mm
Adendo	2	mm	Razão de Contato (Solar - Planetária)	1,42	Dentes	Distância Entre Centros (Solar - Planetária)	44	mm
Dedendo	2,5	mm	Razão de Contato (Planetária - Anelar)	1,47	Dentes	Distância Entre Centros (Planetária - Anelar)	77	mm
Relação de Transmissão Solar - Planetária	1,588:1		Relação de Transmissão Planetas - Solar	3,529:1		Relação de Transmissão Total Estágio Planetário	3,222:1	

Fonte: Autoria Própria

Tabela 4 – Características Geométricas e Cinemáticas do Segundo Estágio

Diâmetro Primitivo Engrenagem 1	60	mm	Nº Dentes Engrenagem 1	30	Dentes	$\omega_{\text{engrenagem1}}$	28,95	rad/s
Diâmetro Primitivo Engrenagem 2	60	mm	Nº Dentes Engrenagem 2	30	Dentes	$\omega_{\text{engrenagem2}}$	28,95	rad/s
Diâmetro Primitivo Engrenagem 3	130	mm	Nº Dentes Engrenagem 3	65	Dentes	$\omega_{\text{engrenagem3}}$	13,36	rad/s
Módulo	2		Ângulo de Pressão ϕ	25	Graus	Largura das Engrenagens	35	mm
Adendo	2	mm	Razão de Contato (Engrenagens 1-2)	1,47	Dentes	Distancia Entre Centros (1-2)	60	mm
Dedendo	2,5	mm	Razão de Contato (Engrenagens 2-3)	1,52	Dentes	Distancia Entre Centros (2-3)	95	mm
Relação de Transmissão Engrenagens 1-2	1:1		Relação de Transmissão Engrenagens 2-3	2,167:1		Relação de Transmissão Total 2º Estágio	2,167:1	

Fonte: Autoria Própria

Tabela 5 – Rendimentos dos Engrenamentos

Solar- Planetária	0,95
Planetária - Anelar	0,96
Engrenamento 1 - 2	0,97
Engrenamento 2 - 3	0,98

Fonte: Autoria Própria

Tabela 6 – Tensões de Contato e de Flexão do Engrenamento Planetária - Solar

Tensão Efetiva de Contato				Tensão Fletora Efetiva no Pé do Dente			
σ_{hp}	1166,70	N/mm ²	Planetária	σ_{fp}	322,96	N/mm ²	Planetária
σ_{hs}	1062,60	N/mm ²	Solar	σ_{fs}	289,25	N/mm ²	Solar
Tensão Admissível de Contato Com Pites				Tensão Fletora Admissível			
σ_{GpP}	1600,20	N/mm ²	Planetária	σ_{FPp}	863,91	N/mm ²	Planetária
σ_{GPs}	1600,20	N/mm ²	Solar	σ_{FPs}	855,94	N/mm ²	Solar

Fonte: Autoria Própria

Tabela 7 – Tensões de Contato e Flexão do Engrenamento Planetária - Anelar

Tensão Efetiva de Contato				Tensão Fletora Efetiva no Pé do Dente			
σ_{hp}	375,50	N/mm ²	Planetária	σ_{fp}	168,84	N/mm ²	Planetária
σ_{ha}	327,50	N/mm ²	Anelar	σ_{fa}	221,72	N/mm ²	Anelar
Tensão Admissível de Contato Com Pites				Tensão Fletora Admissível			
σ_{GPp}	1751	N/mm ²	Planetária	σ_{FPp}	1192,75	N/mm ²	Planetária
σ_{GPa}	1751	N/mm ²	Anelar	σ_{FPa}	1152,26	N/mm ²	Anelar

Fonte: Autoria Própria

Tabela 8 – Tensões de Contato e de Flexão do Engrenamento 1-2

Tensão Efetiva de Contato				Tensão Fletora Efetiva no Pé do Dente			
σ_{h1}	1093,17	N/mm ²	Engrenagem 1	σ_{f1}	503,86	N/mm ²	Engrenagem 1
σ_{h2}	1093,17	N/mm ²	Engrenagem 2	σ_{f2}	503,86	N/mm ²	Engrenagem 2
Tensão Admissível de Contato Com Pites				Tensão Fletora Admissível			
σ_{GP1}	1644,81	N/mm ²	Engrenagem 1	σ_{FP1}	1028,41	N/mm ²	Engrenagem 1
σ_{GP2}	1644,81	N/mm ²	Engrenagem 2	σ_{FP2}	1028,41	N/mm ²	Engrenagem 2

Fonte: Autoria Própria

Tabela 9 – Tensões de Contato e Flexão do Engrenamento 2-3

Tensão Efetiva de Contato				Tensão Fletora Efetiva no Pé do Dente			
σ_{h2}	916,89	N/mm ²	Engrenagem 2	σ_{f2}	424,30	N/mm ²	Engrenagem 2
σ_{h3}	863,45	N/mm ²	Engrenagem 3	σ_{f3}	564,74	N/mm ²	Engrenagem 3
Tensão Admissível de Contato Com Pites				Tensão Fletora Admissível			
σ_{GP2}	1509,40	N/mm ²	Engrenagem 2	σ_{FP2}	1077,10	N/mm ²	Engrenagem 2
σ_{GP3}	1509,40	N/mm ²	Engrenagem 3	σ_{FP3}	1093,90	N/mm ²	Engrenagem 3

Fonte: Autoria Própria

Recapitulando que, σ_h representa a tensão efetiva de contato e pode ser calculada através das Equações 23 e 24, enquanto que σ_f representa a tensão fletora efetiva no pé do dente e pode-se calcular utilizando a Equação 19. A tensão admissível de contato, representada por σ_{GP} , pode ser obtida utilizando a Equação 26. Já a tensão fletora admissível, que pode ser calculada pela Equação 21, está representada por σ_{FP} .

Nas Tabelas 6 a 9 o índice “p” significa engrenagem planetária, enquanto que “a” remete a engrenagem anelar e “s” a engrenagem solar. Desta forma, os índices 1, 2 e 3 representam, respectivamente, as engrenagens 1, 2 e 3.

Os resultados obtidos para a relação de transmissão, assim como de razão de contato de cada engrenamento, foram condizentes com as faixas de valores aconselháveis para estes parâmetros. As larguras das engrenagens do segundo estágio (35mm) são superiores ao valor recomendado de até 15 vezes o módulo, porém como

não superam muito este valor e o projeto requer uma vida útil relativamente baixa, estas dimensões das Engrenagens 1, 2 e 3 foram mantidas. Além disto, com esta configuração foi possível alcançar uma relação de transmissão total de 6,98:1, valor muito próximo ao inicialmente objetivado pelo projeto do sistema (7:1).

Para atender aos esforços aplicados nas engrenagens, o material escolhido para a fabricação das mesmas foi o aço SAE 8620, uma liga muito utilizada para a fabricação de engrenagens, pois tem como característica uma dureza superficial bastante elevada após tratamentos superficiais e que, apesar disso, mantém o seu núcleo dúctil. Os tratamentos térmicos (adaptando o modelo proposto por KODA (2008), e do catálogo da GGD metals (2017) devem ser os seguintes: Cementação sólida a 900°C por 16 horas, seguido imediatamente por um leve resfriamento para 850°C para a realização de uma Têmpera em óleo. Por fim, um revenimento a 180°C por 1 hora e 30 minutos.

Os valores de resistência à tensão de flexão e de contato da liga tratada termicamente selecionada são de aproximadamente 1500 MPa e 400MPa respectivamente, conforme indicado por KODA (2008). Os coeficientes de segurança alcançados com a sua utilização foram:

Tabela 10 – Coeficientes de Segurança à Tensão de Contato e de Flexão

Coeficientes de Segurança à Tensão de Contato			Coeficientes de Segurança à Tensão de Flexão		
S_{hp}	1,37	Planetária	S_{Fp}	2,68	Planetária
S_{hs}	1,51	Solar	S_{Fs}	2,96	Solar
S_{ha}	5,35	Anelar	S_{Fa}	5,20	Anelar
S_{h1}	1,50	Engrenagem 1	S_{F1}	2,11	Engrenagem 1
S_{h2}	1,50	Engrenagem 2	S_{F2}	2,11	Engrenagem 2
S_{h3}	1,75	Engrenagem 3	S_{F3}	1,94	Engrenagem 3

Fonte: Autoria Própria

4.2.1 Alívio na Engrenagem 3

Para reduzir a massa da engrenagem 3, foram dimensionados alguns rasgos e rebaixos na mesma, reduzindo a massa de 3200g para 1750g. Para validá-lo, são feitas simulações no Solidworks, onde fixa-se 25% dos estriado, conforme orientação de Norton (2013) e aplicam-se todas as forças que atuam no corpo. A tensão aplicada tem o valor de aproximadamente 120MPa e o material suporta o valor de aproximadamente 300MPa. O resultado pode ser visto abaixo, na figura da simulação:

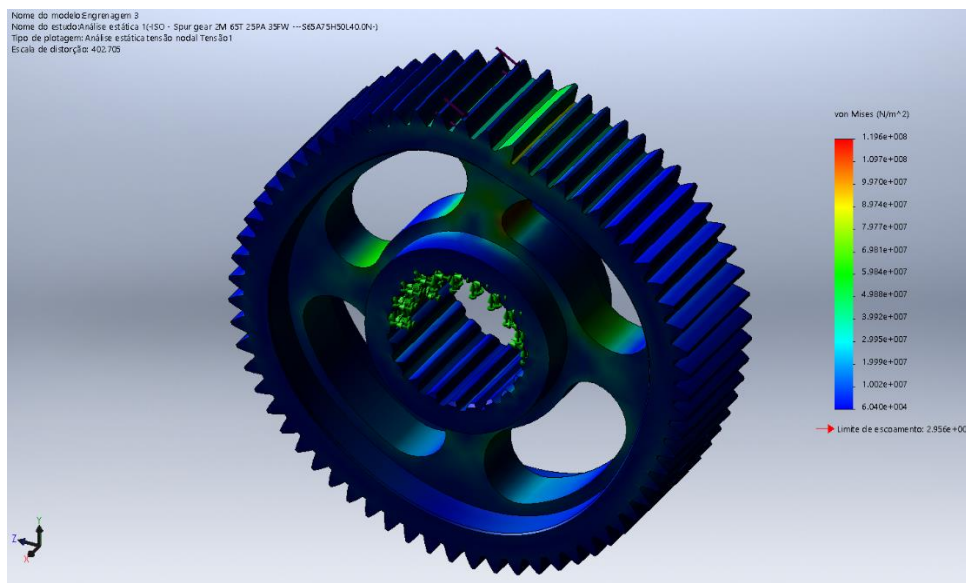


Figura 20 - Simulação da engrenagem 3.
Fonte: Autoria Própria

4.3 Eixos

Com os esforços nas engrenagens determinados, foi possível posicionar as forças em diagramas de corpo livre de cada um dos eixos do sistema. Os pontos de apoio e de engrenamento foram, então, determinados para dar-se prosseguimento no dimensionamento. Desta maneira, foi possível calcular as forças aplicadas nos eixos e as reações dos pontos de apoio. Os valores obtidos destas forças, assim como as rotações e torques exercidos nos eixos podem ser observados nas Tabelas 11 a 13 a seguir:

Tabela 11 – Forças, Torques, Rotações e Momentos Fletores Máximos
Eixos 1 e 2

Eixo 1			Eixo 2		
Rotação	900	rpm	Rotação	276,43	Rpm
Torque	58,33	N.m	Torque	175,36	N.m
F₅₁	2160,36	N	F₃₂	6449,74	N
F_{cvt}	540,34	N	M_{2máx}	87,71	N.m
M_{1máx}	76,02	N.m	R₃	3201,16	N
R₁	1211,17	N	R₄	3248,58	N
R₂	1489,52	N			

Fonte: Autoria Própria

Na tabela acima, F_{51} representa a força aplicada pela engrenagem 5 sobre o eixo 1, enquanto que F_{32} representa a força aplicada pela engrenagem 3 sobre o eixo 2.

$M_{1máx}$ e $M_{2máx}$ são os momentos fletores máximos aplicados sobre os eixos 1 e 2 respectivamente. R_1 , R_2 , R_3 e R_4 são as reações dos apoios 1, 2, 3 e 4, nesta ordem. Por fim, F_{cvt} é a força aplicada pela polia movida do CVT sobre o eixo 1.

Tabela 12 – Forças, Torques, Rotações e Momentos Fletores Máximos Eixos 3 e 4

Eixo 3			Eixo 4		
Rotação	276,43	rpm	Rotação	127,58	Rpm
Torque	166,13	N.m	Torque	344,15	N.m
F ₂₃	-6449,74	N	F ₃₄	-6449,74	N
F ₄₃	-6449,74	N	Força Pneu	1290,41	N
M _{3máx}	157,83	N.m	M _{4máx}	68,64	N.m
R ₅	5845,45	N	R ₇	4428,09	N
R ₆	5845,45	N	R ₈	4428,09	N

Fonte: Autoria Própria

A grandeza F_{23} , apresentada na Tabela 12, representa a força que o eixo 2 aplica sobre o eixo 3. Assim como F_{43} representa a força que o eixo 4 exerce sobre o eixo 3. Já F_{34} é a força aplicada pelo eixo 3 sobre o eixo 4. As reações dos apoios 5, 6, 7 e 8 estão representadas por R_5 , R_6 , R_7 e R_8 respectivamente. $M_{3máx}$ é o momento fletor máximo aplicado no eixo 3. Analogamente, $M_{4máx}$ é o momento fletor máximo exercido no eixo 4.

Tabela 13 – Forças, Torques, Rotações e Momentos Fletores Máximos Eixo 5

Eixo 5		
Rotação	706,49	rpm
Torque	0	N.m
F ₁₅	-2383,69	N
M _{5máx}	7,81	N.m
R ₉	1191,84	N
R ₁₀	1191,84	N

Fonte: Autoria Própria

Na Tabela 13 estão representados os esforços experimentados pelo eixo 5. Logo, $M_{5máx}$ representa o momento fletor máximo aplicado sobre este eixo. Enquanto F_{15} é a força que o eixo 1 aplica sobre o eixo 5. As reações dos apoios 9 e 10 estão representadas como R_9 e R_{10} .

Os valores máximos de Momento Fletor (podem ser observados nas Tabelas 11, 12 e 13) foram utilizados para o dimensionamento à Fadiga e determinação dos diâmetros mínimos necessários para os eixos. Os cálculos foram efetuados de acordo com a metodologia descrita na seção 3.12. Já os comprimentos dos eixos foram determinados de acordo com restrições de projeto do protótipo para as dimensões da caixa de redução. As dimensões determinadas seguem abaixo:

Tabela 14 – Dimensões e Coeficientes de Segurança dos Eixos

Diâmetros dos Eixos			Comprimentos dos Eixos			Coeficientes de Segurança dos Eixos	
D1	19,05	mm	L1	206,45	mm	C.S 1	1,98
D2	25	mm	L2	84	mm	C.S 2	2,47
D3	35	mm	L3	67	mm	C.S 3	2,11
D4	35	mm	L4	87	mm	C.S 4	2,78
D5	14	mm	L5	44	mm	C.S 5	12,55

Fonte: Autoria Própria

O material selecionado para a fabricação dos eixos 1 a 4 foi o Aço SAE 4340 e para o eixo 5 foi o Aço 1020. Sendo assim, os coeficientes de segurança alcançados para os eixos podem ser observados na Tabela 14. Foram obtidos valores para os coeficientes de segurança de todos os eixos superiores ao valor mínimo (1,2) estipulado para o projeto.

4.4 Estrias e Chavetas

Neste projeto as estrias foram utilizadas para a fixação das engrenagens: solar, 1, 2 e 3 em seus respectivos eixos. Para as dimensões nos eixos foi seguido a norma DIN 5482, ver Apêndice E. Conforme explicado na Seção 3.1.3, os esforços calculados para as estrias estão descritos na Tabela 15:

Tabela 15 – Dimensionamento das Estrias

Tensão Estriado Eixo 1	21,34	MPa	Tensão Estriado Eixo 3	19,99	MPa
Comprimento Estriado Eixo 1	20,20	mm	Comprimento Estriado Eixo 3	26,58	mm
Tensão Estriado Eixo 2	17,89	MPa	Tensão Estriado Eixo 4	41,42	MPa
Comprimento Estriado Eixo 2	31,37	mm	Comprimento Estriado Eixo 4	26,58	mm

Fonte: Autoria Própria

As chavetas, por outro lado, foram utilizadas para realizar o acoplamento da Polia Movida do CVT ao eixo de entrada da caixa de redução e para o acoplamento do

suporte das engrenagens planetárias ao eixo da Engrenagem 1. Seguindo a metodologia adotada para o cálculo de chavetas (Seção 3.1.3), os resultados para os esforços aplicados e suas dimensões podem ser observados na Tabela 16 abaixo:

Tabela 16 – Dimensionamento de Chavetas

Chavetas de Acoplamento do Eixo 2 ao Suporte Planetário					
Sut (Aço SAE 1010)	325	MPa	σ_{cis}	492,18	MPa
Sy (Aço SAE 1010)	180	MPa	σ_{esm}	1124,97	MPa
Altura	7	mm	Comprimento de Cisalhamento	3,04	mm
Largura	8	mm	Comprimento de Esmagamento	7,81	mm
Coefficiente de Segurança	1,25		Comprimento	7,81	mm
Força Aplicada	3937,40	N			

Fonte: Autoria Própria

O material selecionado para as chavetas foi o Aço SAE 1010, o coeficiente de segurança escolhido foi 1,25, como pode ser observado na Tabela 16. Isso gerou um comprimento necessário da chaveta de pelo menos 7,8mm. Como o suporte da planetária tem 8mm de espessura, encontra-se de acordo com o dimensionamento.

4.5 Anéis Elásticos

Foram selecionados a partir do catálogo do fabricante AçoForma de acordo com o diâmetro da região do eixo nos quais os anéis elásticos serão acoplados. Norma DIN 471 para Anel Externo e DIN472 para Anel Interno.

O posicionamento dos anéis elásticos pode ser observado nas figuras das modelagens dos eixos na seção 4.1 e nos desenhos de fabricação nos apêndices.

4.6 Rolamentos

Cada eixo do sistema será apoiado por um par de rolamentos iguais. No caso dos eixos em que a aplicação das cargas e a disposição dos apoios é simétrica, os carregamentos nos pontos de apoio são os mesmos, logo, os rolamentos foram selecionados de acordo com este esforço. Já para os eixos em que a aplicação das cargas e a distribuição dos apoios não é simétrica, os esforços aplicados em cada um dos rolamentos do par são diferentes, portanto a seleção do rolamento do par fez-se com base no caso mais crítico, ou seja, no ponto de apoio que sofre o maior esforço. A

situação que resultou na menor vida útil dentre os rolamentos de um mesmo par foi a considerada para a seleção do componente. Os resultados obtidos de vida útil têm uma confiabilidade do fabricante de 90%, também chamado de vida útil teórica para 90% dos casos, ou L_{90} . Outro ponto importante foi a padronização dos rolamentos para aplicação semelhante, facilitando a manutenção, a compra e a montagem da caixa.

Considerando o cenário exposto e efetuando os cálculos conforme explicado na seção 3.1.5, os rolamentos selecionados e suas respectivas vidas úteis estão descritos na Tabela 17.

Tabela 17 – Rolamentos

	Especificação SKF	Vida Útil teórica em Horas (L_{90})
Rolamentos Eixo da Engrenagem Solar	RPNA 25/42	89804
Rolamentos do 1º eixo do segundo estágio	RNAO 35x45x13	10790
Rolamentos do 2º eixo do segundo estágio	RNAO 35x45x13	1523
Rolamentos do 3º eixo do segundo estágio	RNAO 35x45x13	8325
Rolamentos das engrenagens planetárias	K 14x20x12	27382

Fonte: Autoria Própria

Como pode ser observado, a vida útil de todos os rolamentos é bastante superior àquela desejada para o projeto, de 200 horas, logo é válida a seleção destes componentes.

4.7 Suporte das Planetárias

O suporte das planetárias foi projetado de forma a acomodar os eixos das três engrenagens planetárias, bem como o eixo da engrenagem solar. Assim, com uma geometria definida com o intuito de se reduzir a massa deste componente, a modelagem 3D e a simulação do seu comportamento sob o efeito das cargas aplicadas foram realizadas. O resultado pode ser visto na figura 21.

O material escolhido para o suporte das engrenagens planetárias, levando-se em conta a restrição de peso do protótipo e o fato de os esforços sobre este componente não serem tão elevados, a ponto de exigir algum aço-liga, foi a liga de alumínio aeronáutico 7075 T6. Possui um Limite de escoamento de cerca de 500MPa, aliado com um baixo peso característico do Alumínio. Desta forma, o coeficiente de segurança obtido para este componente é de 1,6.

Outro resultado obtido pela simulação é a deformação máxima no suporte da planetária. O valor da deformação máxima equivalente encontrada, desconsiderando que haverá um eixo de aço posicionado no furo, foi de 0,3mm. Por isso, para este dimensionamento, podemos afirmar que estas deformações são desprezíveis.

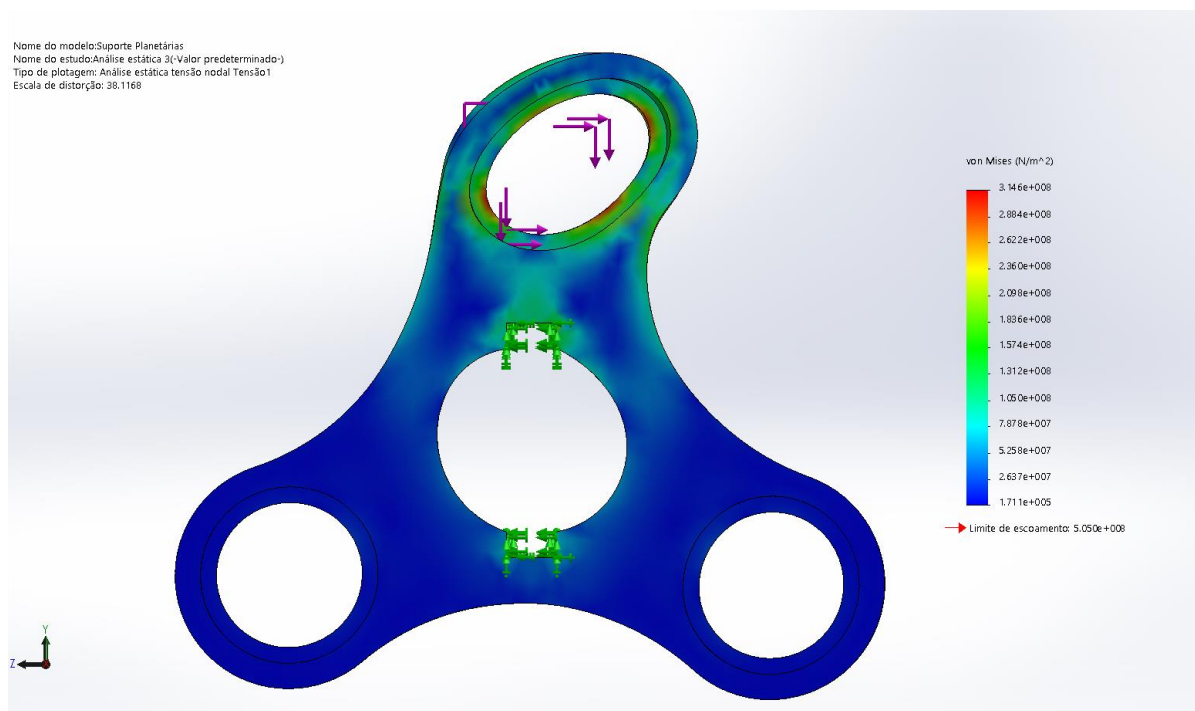


Figura 21 - Simulação do suporte da planetária.

Fonte: Autoria Própria

4.8 Deflexões e Vibrações dos Eixos

Conforme explicado na seção 3.1.7, desenvolveu-se um código de programa na plataforma MatLab para a determinação das deflexões nos eixos. Os resultados obtidos foram organizados em forma de gráficos, os quais podem ser observados no Apêndice A. As deflexões resultantes dos eixos nos pontos em que suas respectivas engrenagens estão acopladas podem ser observadas na Tabela 18.

Tabela 18 – Deflexão Resultante dos eixos nos Pontos de Engrenamento

	Deflexão resultante dos eixos nos pontos de engrenamento	
Eixo 1	0,0099	mm
Eixo2	0,0011	mm
Eixo 3	0,0024	mm
Eixo 4	0,00037	mm

Eixo 5	0,00031	mm
--------	---------	----

Fonte: Autoria Própria

O limite indicado para a deflexão de um eixo no ponto de engrenamento é de 0,005 polegadas, ou 0,1257mm. Pode-se observar que em nenhum dos eixos do sistema a deflexão no ponto de engrenamento alcançou este valor.

Além da validação por meio da análise de deflexão, os eixos devem ser validados de acordo com a vibração. Para isso calculam-se as frequências circulares naturais dos eixos. Foram obtidos resultados de frequências circulares naturais para a vibração lateral e vibração torcional dos eixos.

Tabela 19 – Frequências Circulares

	Frequência Circular Natural - Vibração Torcional	Frequência Circular Natural - Vibração Lateral	Frequência Circular - Operação	
Eixo 1	65.307,16	9.524,08	900	rpm
Eixo 2	203.306,41	28.061,88	276,43	rpm
Eixo 3	228.744,79	19.473,41	276,43	rpm
Eixo 4	48.175,53	48.913,43	127,58	rpm
Eixo 5	143.118,87	53.910,28	706,49	rpm

Fonte: Autoria Própria

Como pode ser observado na Tabela 19, os valores de frequências circulares naturais dos eixos, tanto para o caso de vibração torcional quanto para vibração lateral são suficientemente maiores (pelo menos 10 vezes) do que as rotações de trabalho destes componentes do sistema, demonstrando assim, a viabilidade do dimensionamento efetuado.

4.9 Carcaça Externa

A equipe Imperador UTFPR definiu como processo de fabricação para a carcaça de proteção da redução o de fundição, portanto a complexidade da geometria interna e externa da mesma não foi um grande limitante do projeto. A carcaça externa foi idealizada de modo a acomodar todos os componentes ocupando o menor espaço possível, mas que também permita a circulação de lubrificante (Figura 22). O *design* e simulação foram realizadas no *software* SolidWorks, os esforços aplicados nelas são as reações dos mancais e os pontos de apoio, ou fixos, são as protuberâncias criadas para a fixação na estrutura do veículo.

O material selecionado para a fabricação foi a liga de alumínio SAE323, muito utilizada para fundição de peças, principalmente para as fundidas em molde de areia.

Este material apresenta limite de escoamento de 150-180 MPa sem tratamento, e de 200-250 MPa com tratamento térmico. Como se pode observar na simulação feita (Figura 23), a tensão calculada fica bem próxima a tensão de limite de escoamento, no entanto pode-se realizar o tratamento térmico indicado pelo fabricante Lemnos Alumínio (2017), que consiste em duas etapas:

A – Solubilização a 520/540°C, durante 8-12 h, seguida de resfriamento brusco em água quente.

B – Envelhecimento artificial a 150/160°C, durante 3-6 h.

A tensão máxima encontrada pela simulação foi de cerca de 143 MPa e o deslocamento máximo foi de 0,058mm. Dessa forma, é possível atingir um coeficiente de segurança de no mínimo 1,4, se for realizado o tratamento térmico, e desconsidera-se a influência da deformação, pois é muito pequeno para causar algum impacto.

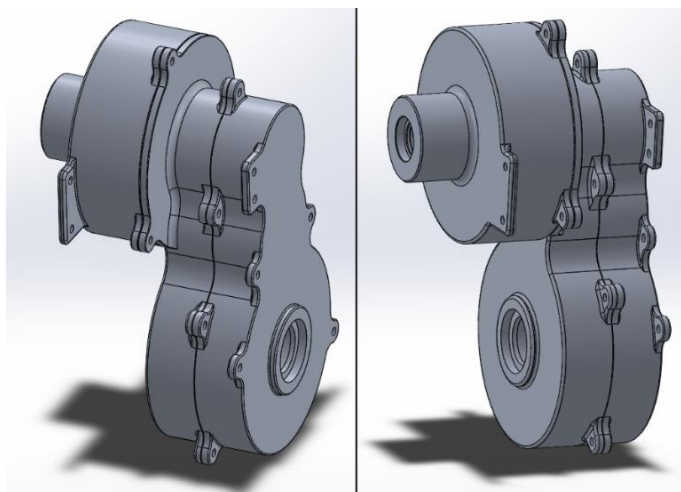


Figura 22 - Modelagem da Carça.

Fonte: Autoria Própria

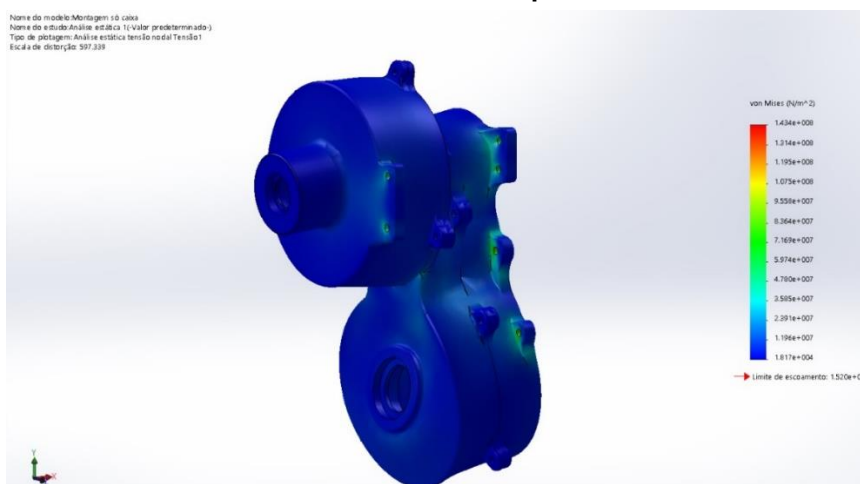


Figura 23 – Simulação por elementos finitos da carcaça.

Fonte: Aatoria Própria.

4.10 Parafusos, Porcas e Arruelas

Os parafusos selecionados para realizar a junção entre as partes da carcaça foram todos iguais. A especificação dos mesmos é ISO M6 da classe 4,8. O comprimento escolhido foi de 25mm. Os coeficientes de segurança contra o escoamento e contra a separação da junta obtidos podem ser verificados na Tabela 20.

Tabela 20 – Coeficientes de Segurança dos Parafusos

Coeficiente de Segurança Contra o Escoamento (N_y)	Coeficiente de Segurança Contra a Separação da Junta ($N_{separação}$)
1,46	1,25

Fonte: Aatoria Própria

As arruelas escolhidas para estes parafusos foram as: M6 DIN 125A. Enquanto que as porcas escolhidas foram as: M6 DIN 985.

4.11 Pinos Guia (travamento)

Para a fixação da engrenagem anelar na carcaça, foram selecionados Pinos de Travamento normalizados pela norma ISO 8734:1986, com 6mm de diâmetro x 18mm de comprimento, fabricados em Aço Carbono SAE1030 ou 8620, cementados, temperados e revenidos, para atingir uma dureza superficial entre 57-60 HRC. A validação destes elementos foi feita com base no cálculo definido na seção 3.1.10. Apesar de o dimensionamento mostrar que um pino atenderia aos requisitos de resistência, serão utilizados dois por um motivo de segurança e facilitação na montagem. Os resultados obtidos podem ser observados na Tabela 21.

Tabela 21 – Validação dos Pinos de Travamento

Sy	600	MPa	Altura Pino	18	mm
Sycorrigida	346,20	MPa	Diâmetro Pino	6	mm
Fp	1080,18	N	Área Pino	28,27	mm ²
Fm	925,87	N	σ_{pino}	70,95	MPa
Fb	2006,04	N	Coeficiente de Segurança	4,88	
Nº Pinos	2				

Fonte: Aatoria Própria

4.12 Lubrificante

Seguindo a metodologia descrita na seção 3.11 para a aplicação do *software* EngCalc com os parâmetros de cada um dos engrenamentos do sistema, o lubrificante selecionado foi o ISO VG 1500 (SAE 250?) Sintético EP. A temperatura de trabalho estimada para a caixa foi de 60°C. Os gráficos gerados para a Espessura Mínima de Filme e Espessura Específica de Filme dos engrenamentos encontram-se nos Apêndices B e C deste trabalho.

4.13 Válvula de respiro

Para que a pressão interna da caixa não aumente, criando esforços internos e modificando propriedades do lubrificante, é necessário selecionar uma válvula de respiro. Optou-se por uma válvula utilizada em tanques de combustível de motos de trilha (figura 24), da marca JDR, modelo JMR0003 (Jarva Racing, 2017). São feitas para serem acopladas as tampas dos tanques de combustível destas motos através de um tubo de 1/4". Para serem acopladas na caixa, será necessário utilizar um Espigão de latão de rosca NPT 1/8" que converte a rosca para tubo de 1/4". O posicionamento delas é na parte superior da carcaça conforme Figura 25.



Figura 24 – Respiro
Fonte: Jarva Racing (2017)

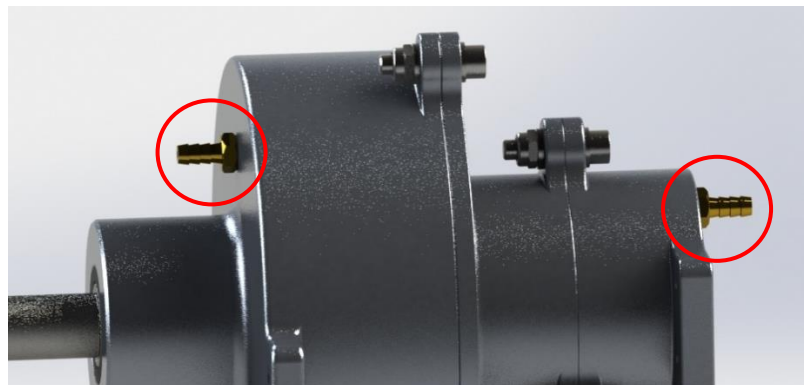


Figura 25 – Posição dos Espigões
Fonte: Autoria Própria

4.14 Anéis retentores

Os modelos escolhidos para serem utilizados neste projeto foram da empresa Sabó (Sabó Group, 2017):

- Anel Retentor 35x46,5x6,4mm – Modelo 01526BR, utilizado no eixo engrenagem 3;
- Anel Retentor 25x52x6mm – Modelo 03025BRGF, utilizado no eixo solar;

4.15 Orçamento

Apesar deste trabalho não ter como objetivo a construção de um, foi levantado, em conjunto com a Equipe Imperador UTFPR, os custos necessários aproximados para a fabricação do mesmo se a equipe fosse pagar por todos os serviços e produtos, desconsiderando possíveis patrocinadores e doações.

Tabela 22 – Orçamento do Projeto

Item	Valor estimado	Unidade	Custo unitário (R\$)	Custo total (R\$)
Matéria prima para eixos	5	Kg	80,00	400,00
Usinagem dos eixos	5	H	150,00	750,00
Tratamento térmico dos eixos	-	-	600,00	600,00
Matéria prima para engrenagens	0,25	Kg	250,00	250,00
Usinagem das engrenagens	7	H	150,00	1050
Tratamento térmico das engrenagens	-	-	800,00	800,00
Matéria prima para caixa	0,5	Kg	300,00	300,00
Fundição da caixa	-	-	700,00	700,00
Rolamentos	8	Unidades	50,00	400,00
Matéria prima para suporte das planetárias	0,2	Kg	200,00	200,00
Usinagem do suporte das planetárias	1	h	150,00	150,00
Óleo lubrificante	1	L	25,00	25,00
Vedação da caixa	1	Unidade	30,00	30,00
Retentores	3	Unidade	30,00	90,00
Parafusos	15	Unidade	2,00	30,00
Total				5775,00

Fonte: Autoria própria

5 CONCLUSÕES

A proposta de desenvolver uma nova redução fixa para o protótipo de Baja SAE da equipe Imperador UTFPR foi atendida. Várias reuniões foram necessárias para que todos os parâmetros de entrada fossem estabelecidos e várias modificações foram feitas até que se atingisse esta proposta final, utilizando um estágio de engrenagens planetárias seguido de um segundo estágio de engrenagens de dentes retos externos. Todos os componentes necessários para a construção deste sistema foram devidamente dimensionados e validados, quando necessário, através de simulações. Por fim, todos os componentes de fabricação foram modelados em 3D e para os componentes comerciais foram realizadas as especificações e seleções.

O projeto atende a todos os pré-requisitos determinados pelo cliente (Imperador UTFPR). A relação real da caixa de transmissão (6,98:1) ficou muito próxima da ideal para a equipe, de 7:1, os coeficientes de segurança calculados estão todos acima daqueles definidos pelo escopo do projeto e foi atingida uma massa projetada de cerca de 11,5kg. Estima-se que a nova transmissão esteja em operação no veículo até setembro de 2017, pois a próxima competição é no final de outubro.

Este trabalho possibilitou um grande acréscimo de conhecimento na área de projetos e de dimensionamento e escolha de componentes, principalmente por ser um projeto aplicado a um protótipo real. Cabe agora a Equipe Imperador UTFPR realizar a fabricação deste equipamento e aplicá-la ao novo protótipo.

Um estudo mais aprofundado de materiais e tratamentos térmicos, assim como de processos de fabricação, pode acarretar em soluções diferentes que as propostas neste trabalho, trazendo desta forma, melhorias e novidades para o projeto. Por exemplo, pode-se procurar uma liga de alumínio, que se tratada, suporte as tensões aplicadas na engrenagem anelar. Outra possibilidade seria a de um estudo aprofundado na construção de carcaças para caixas de redução, permitindo redução de peso. Por fim, é possível também um aprimoramento da configuração proposta que permita a inclusão de marchas. Isto pode trazer melhorias significativas no desempenho do protótipo nas competições, variando, conforme necessário, a relação de torque e rotação da caixa de redução junto com a do CVT.

REFERÊNCIAS

ALVES, Maria Bernardete Martins; ARRUDA, Susana Margareth. **Como Fazer Referências** (Bibliográficas, Eletrônicas e Demais Formas de Documentos). Florianópolis: UFSC, 2002. Disponível em: <http://www.bu.ufsc.br/REFBIBCAPA.html> Acesso em: 18 de Outubro de 2016.

AMORAS JR, Luiz Claudio Espindula; NOGUEIRA, Nicolas Leiria Anastácio; BERNARDES, Felipe Lauro; DO ESPIRITO SANTO, Clemer Batista. **Sistema de Transmissão por Correntes**. Belém: Instituto de Estudos Superiores da Amazônia, 2013. 25p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Informação e Documentação - Trabalhos Acadêmicos – Apresentação**: NBR 14724. Rio de Janeiro, 2002. 6 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Numeração Progressiva das Seções de um Documento**: NBR 6024. Rio de Janeiro, 1989/2002. 2 p.

BRIGGS & STRATON, **Manual do Motor Intek OHV 305**. Wauwatosa, EUA, 2014. 2p.

CALLISTER, William D. Jr. **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução**. 8ª ed. LTC, 2012. 844p.

COMISSÃO DE NORMALIZAÇÃO DE TRABALHOS ACADÊMICOS DA UTFPR. **Normas para a Elaboração de Trabalhos Acadêmicos**. Curitiba: Editora UTFPR, 2009. 112 p.

Deutsches Institut für Normung. **DIN 5482**. Bönn, 1973.

FLORES, Paulo; GOMES, José; DOURADO, Nuno; MARQUES, Filipe. **Órgãos de Máquinas II**. Escola de Engenharia da Universidade do Minho, Portugal, 2016.

GGD Metals. **Catálogo de metais**. Disponível em: <<http://www.ggdmetals.com.br/produto/sae-8620/>>. Acesso em: 2 de maio de 2017.

JARVA RACING. **Respiro do Tanque JDR**. Disponível em: <<https://www.jarva.com.br/respiro-do-tanque-jdr-valvula-da-tampa-do-tanque>>. Acesso em: 5 de maio de 2017.

KODA, F., **ESTUDO DA FADIGA DE CONTATO EM ENGRENAGENS CILÍNDRICAS DE DENTES RETOS**, 2009, Dissertação (Mestrado em Engenharia) - Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica e de Materiais, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 185p.

KUHN, P.; HARDRATH, H. F. **An Engineering Method for Estimating Notch-Size Effect in Fatigue Tests on Steel**. Technical Note 2805, NACA, Washington, D. C., EUA, 1952

MAZZO, Norberto. **Engrenagens Cilíndricas: Da concepção a fabricação**, 2^a ed. Blucher, 2013. 838 p.

MURARO, Marco Antonio; REISDORFER JUNIOR, Urbano. **Estudo da distribuição de tensão ao longo da linha de contato em transmissões que utilizam engrenagens cilíndricas de dentes retos**. 2010. 295 f. (Monografia do curso de bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba.

NEUBER, Heinz. **Theory of Notch Stresses**, J. W. Edwards Publisher Inc.: Ann Arbor, EUA, 1946.

NORTON, Robert L. **Projeto De Máquinas: Uma Abordagem Integrada**. 4^a ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1030 p.

ORGANIZAÇÃO INTERNACIONAL PARA PADRONIZAÇÃO. ISO 6336: **Calculation of load capacity of spur and helical gears**. 2006. 109p

PASSOS, Clérisson. **Um Resumo da História**. 2015. Disponível em <<http://www.rtc.net.br/um-resumo-da-historia/>>. Acesso em: 05.05.2017

SABÓ GROUP. **Catálogo Técnico**. 2017. Disponível em: <http://www.sabo-group.com.br/arquivos/catalogo_tecnico_1_70.pdf>. Acesso em: 05 de maio de 2017.

SAE Brasil. **REGULAMENTO BAJA SAE BRASIL**. São Paulo, 2016. 112p.

SHIGLEY, J. E; MISHKE, C. R.; **Projeto de Engenharia Mecânica**, 7^a ed. Bookman, 2005. 1036 p.

SINGH, Avinash. Load sharing behavior in epicyclic gears: Physical explanation and generalized formulation. **Mechanism and Machine Theory**, EUA, v. 1, n.45, p.511-530, nov.2009.

APÊNDICE A

As figuras deste apêndice representam os gráficos das deflexões resultantes e dos ângulos de deflexão resultantes dos eixos. Realiza-se a construção destes gráficos com auxílio do *software* MatLab. Os eixos são modelados como vigas conforme descrito na seção 2.2.4.1 e as integrações necessárias são realizadas numericamente. Nas integrações a condição de contorno aplicada é de que a deflexão nos pontos de apoio dos eixos é nula.

Desta maneira, os resultados encontrados para a deflexão dos eixos nos pontos de engrenamento são todos menores do que o limite indicado para tanto, de 0,005 polegadas.

O eixo com a máxima deflexão resultante maior é o eixo 1. Enquanto que os outros eixos experimentam deflexões na ordem de 10^{-3} e 10^{-4} mm, no eixo 1 o ponto de maior deflexão pode chegar até 0,3mm, sendo este na extremidade do eixo que acopla caixa de redução à polia motora do CVT. Já era esperado que a maior deflexão fosse encontrada no eixo 1, pois a sua montagem dificulta o posicionamento dos pontos de apoio, uma vez que uma porção significativa deste eixo é externa a caixa de redução, como pode ser observado nas Figuras da seção 4.1.

Problemas referentes a deflexão no eixo 1 já eram encontradas com a antiga configuração da caixa de redução. A solução encontrada foi posicionar os pontos de apoio lado a lado, vide desenho de montagem do sistema apresentado no Apêndice F, porém os problemas quanto a deflexão deste eixo não foram totalmente sanados.

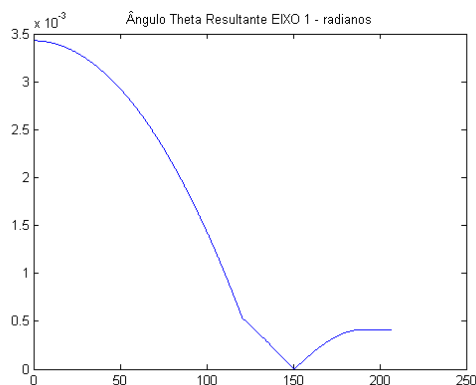


Figura 26 – Ângulo de Deflexão Eixo 1
Fonte: Autoria Própria

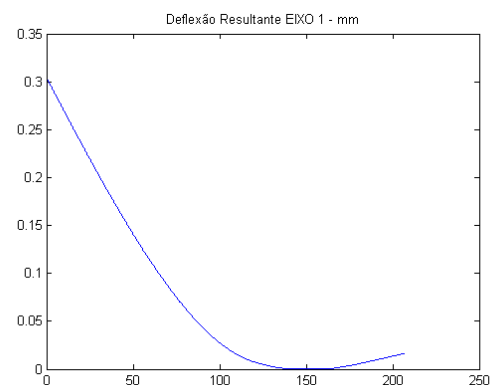


Figura 27 – Deflexão Eixo 1
Fonte: Autoria Própria

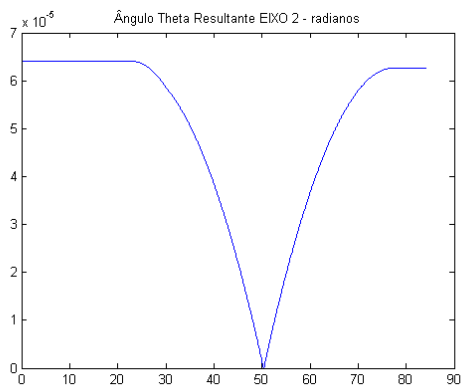


Figura 28 – Ângulo de Deflexão Eixo 2
Fonte: Autoria Própria

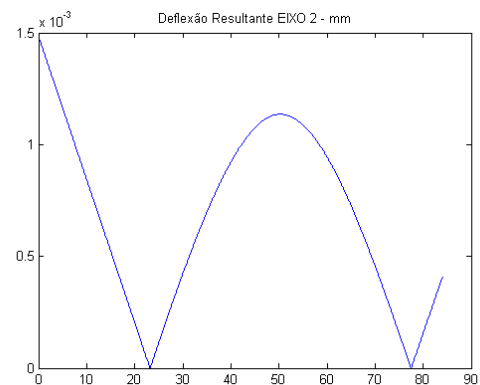


Figura 31 – Deflexão Eixo 2
Fonte: Autoria Própria

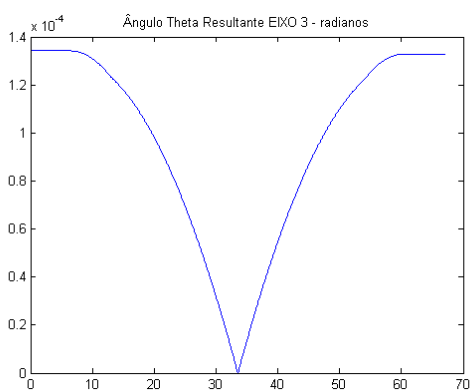


Figura 29 – Ângulo de Deflexão Eixo 3
Fonte: Autoria Própria

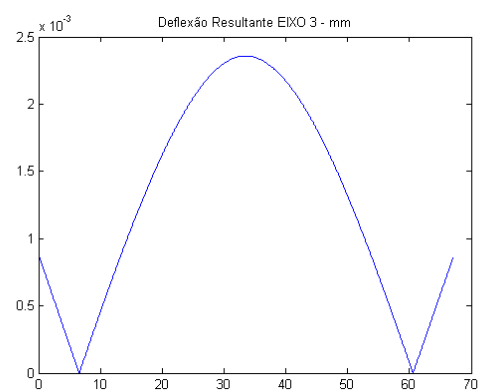


Figura 32 – Deflexão Eixo 3
Fonte: Autoria Própria

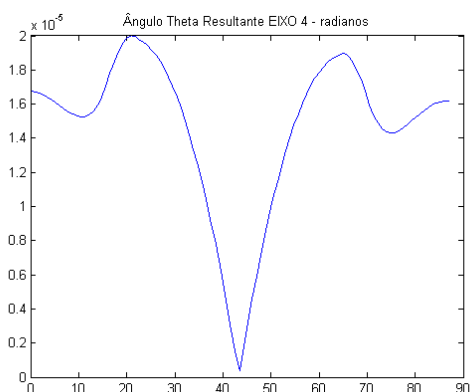


Figura 30 – Ângulo de Deflexão Eixo 4
Fonte: Autoria Própria

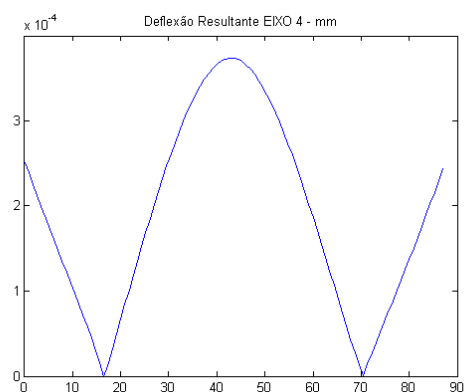


Figura 33 – Deflexão Eixo 4
Fonte: Autoria Própria

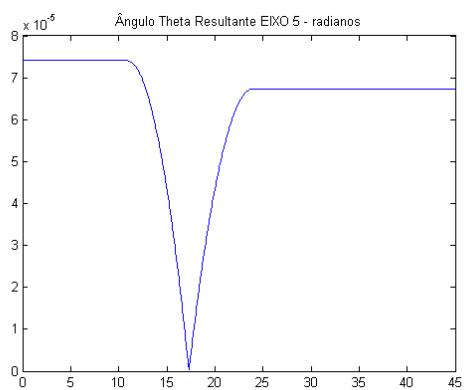


Figura 34 – Ângulo de Deflexão Eixo 5
Fonte: Autoria Própria

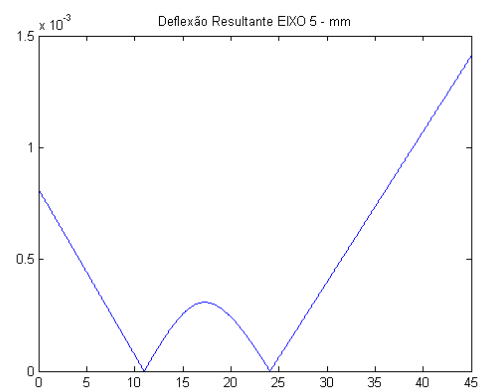


Figura 35 – Deflexão Eixo 5
Fonte: Autoria Própria

APÊNDICE B

Neste apêndice encontram-se os gráficos de espessura mínima de filme lubrificante nos engrenamentos do sistema para a utilização do lubrificante ISO VG 1500 sintético EP (*extreme pressure*, em português pressão extrema). Este tipo de lubrificante é recomendado quando se tem engrenamentos com velocidades baixas e tensões de contato altos, como é o caso do sistema desenvolvido neste trabalho. As espessuras mínimas de filme encontradas são valores próximos a $1\mu\text{m}$, como pode ser observado nas Figuras 36 e 37. Engrenagens podem operar com espessuras mínimas de filme inferiores a $1\mu\text{m}$.

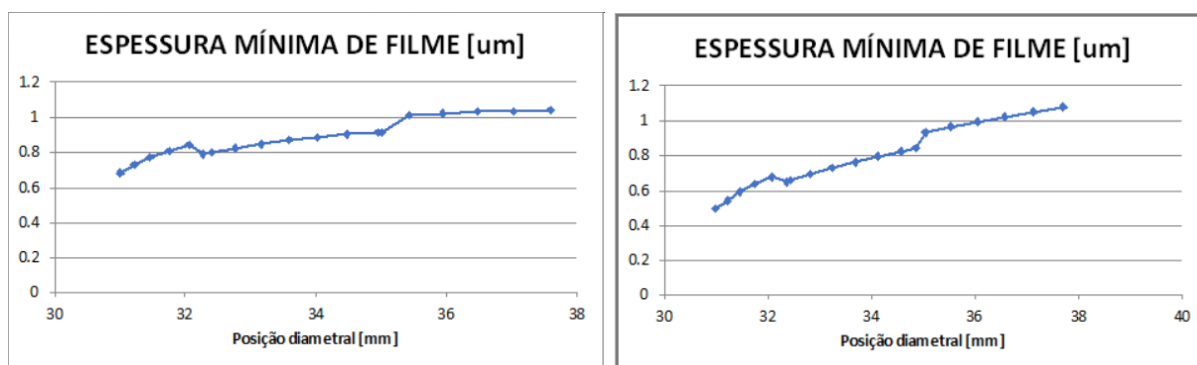


Figura 36 – Engrenamento Solar - Planetária (esquerda) e Engrenamento Planetária – Anelar (direita)

Fonte: Autoria Própria

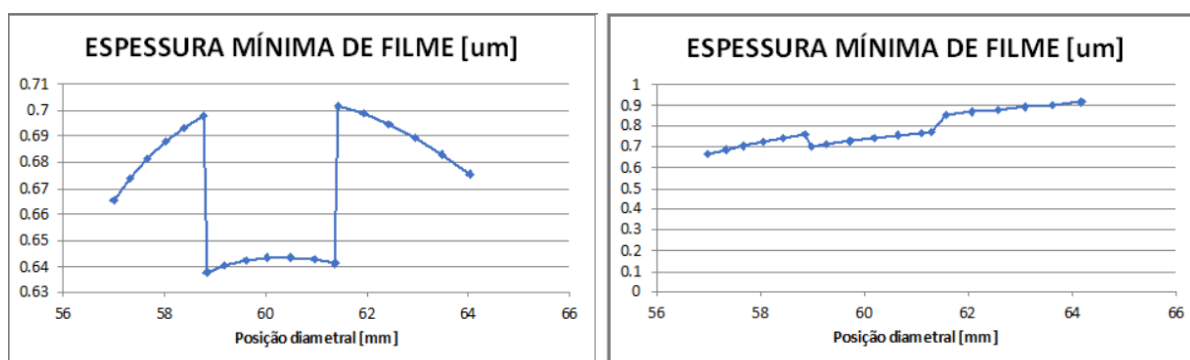


Figura 37 – Engrenamento 1 - 2 (esquerda) e Engrenamento 2 - 3 (direita)

Fonte: Autoria Própria

APÊNDICE C

Abaixo encontram-se os gráficos gerados com o auxílio do *software* EngCalc para as Espessuras específicas de filme para os engrenamentos com a utilização do lubrificante ISO VG 1500 sintético EP.

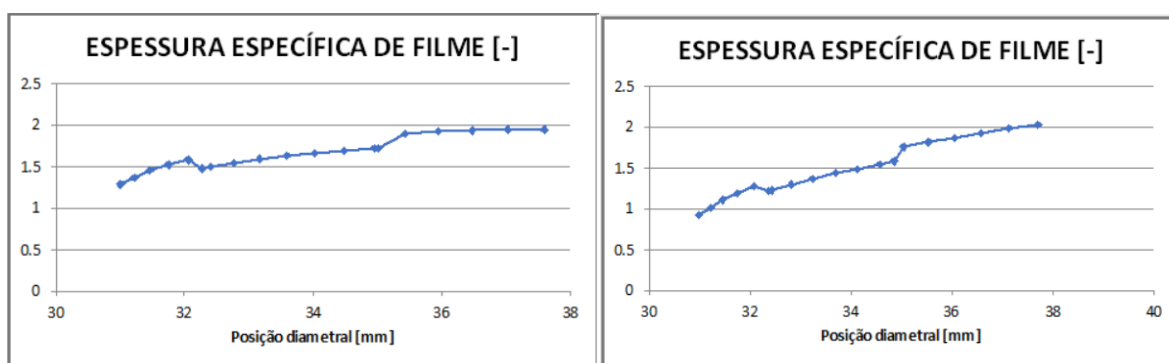


Figura 38 – Engrenamento Solar - Planetária (esquerda) e Engrenamento Planetária – Anelar (direita)

Fonte: Autoria Própria

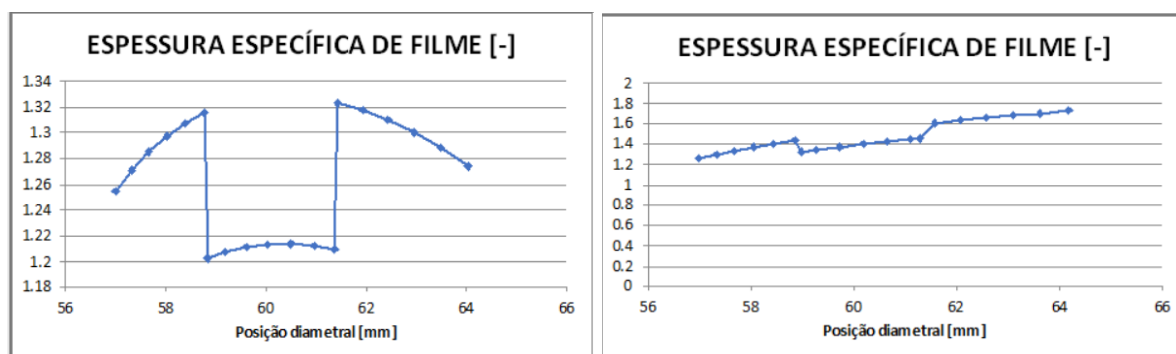


Figura 39 – Engrenamento 1 - 2 (esquerda) e Engrenamento 2 - 3 (direita)

Fonte: Autoria Própria

APÊNDICE D

Neste Apêndice encontra-se uma breve descrição dos Fatores de Influência dos cálculos das tensões em engrenagens.

Os cálculos algébricos para cada um destes fatores são fornecidos pela norma ISO 6336 (ISO 6336, 2006) e foram determinados através de resultados obtidos na prática. Para alguns destes fatores os cálculos diferem no caso de o engrenamento se dar externa ou internamente e, existem expressões exclusivas para o caso de um sistema de engrenagens planetárias.

Fator de dinâmica (K_V)

Este fator engloba as influências das cargas dinâmicas internas e, é influenciado principalmente pela carga transmitida, pela frequência das oscilações geradas pela rigidez dos dentes de engrenagem, pelo momento de inércia das engrenagens acopladas e por erros de conformação.

• *Fator de distribuição longitudinal de carga com relação a tensão de contato ($K_{H\beta}$)*

Considera o fato de a carga não ser distribuída uniformemente pela largura do dente. Rigidez dos dentes e do corpo da roda, cargas tangencial e axial, e jogo interno dos mancais são algumas condições que influenciam neste fator.

• *Fator de distribuição longitudinal de carga com relação a tensão na raiz ($K_{F\beta}$)*

É influenciado pela relação entre a altura e a largura do dente além de outros aspectos, como, por exemplo, a rigidez do engrenamento, a dimensão da engrenagem e o erro de passo. Considera as tensões na raiz do dente como resultado da distribuição de carga na largura do dente.

• *Fator de distribuição transversal de carga em relação a tensão de contato ($K_{H\alpha}$)*

Este fator deve ser aplicado pelo fato de a distribuição da carga transversal entre diversos dentes de engrenagem em contato simultaneamente ser imprecisa. Alguns aspectos que o influenciam são: precisão de fabricação, dimensão da engrenagem e largura do dente.

- **Fator de distribuição transversal de carga em relação a tensão de raiz ($K_{F\alpha}$)**

Leva em contato os mesmos aspectos que $K_{H\alpha}$ e é influenciado da mesma maneira, com a única diferença de ser relacionado a tensão de raiz.

- **Fator de zona (Z_H)**

Fator relacionado a resistência do dente à pressão de Hertz no caso de uma carga aplicada no ponto de referência.

- **Fator de elasticidade (Z_E)**

Engloba as influências dos módulos de elasticidade e os coeficientes de Poisson dos materiais das engrenagens constituintes do par.

- **Fator de recobrimento (Z_ϵ)**

Considera a influência que o grau de recobrimento de perfil (razão de contato) exerce sobre a pressão de Hertz.

- **Fator de lubrificante (Z_L)**

Considera a viscosidade do óleo utilizado para a formação da película lubrificante no engrenamento.

- **Fator de velocidade (Z_V)**

Mede a influência da velocidade tangencial da engrenagem na formação da película lubrificante.

- **Fator de rugosidade (Z_R)**

O cálculo deste fator leva em conta a influência da rugosidade média dos dentes das engrenagens na formação da película lubrificante.

- **Fator de dureza de trabalho (Z_W)**

Leva em consideração a diferença entre as durezas superficiais dos dentes em contato.

- **Fator de tamanho (Z_F)**

Este fator é calculado individualmente para cada engrenagem do par e mede uma possível influência do tamanho dos dentes, do tipo de material e tratamento térmico utilizados.

Fator de engrenamento individual do pinhão (Z_B) e da coroa (Z_D)

É utilizado para realizar a transformação da tensão de contato aplicada no ponto de referência de dentes retos para tensão de contato aplicada no ponto interior do engrenamento individual.

- **Fator de vida útil (Z_{NT} e Z_{GT})**

Considera a maior tensão de contato que os dentes das engrenagens podem suportar para uma vida útil limitada. Os índices NT e GT indicam engrenamento sem e com pites respectivamente.

- **Fator de forma do dente (Y_F)**

O fator de forma do dente é aplicado individualmente para cada engrenagem do par e considera a influência da forma geométrica do dente com relação a tensão de flexão nominal aplicada ao ponto externo do engrenamento individual.

- **Fator de correção de tensão (Y_S)**

É aplicado para transformar a tensão de flexão nominal aplicada no ponto externo do engrenamento individual para tensão aplicada ao pé do dente.

- **Fator de ângulo de hélice (Y_β)**

Este fator considera a diferença entre as engrenagens com dentes inclinados e as que possuem dentes retos no cálculo da tensão de flexão.

- **Fator de sensibilidade relativa ($Y_{\delta relT}$)**

Avalia a sensibilidade aos entalhes superficiais no pé do dente em consideração aos limites de resistência a fadiga ou estática do dente.

- **Fator de sensibilidade superficial relativa da raiz ($Y_{R relT}$)**

Considera a redução no limite de resistência causada pela rugosidade superficial no arredondamento do pé do dente.

- **Fator de tamanho do dente (Y_X)**

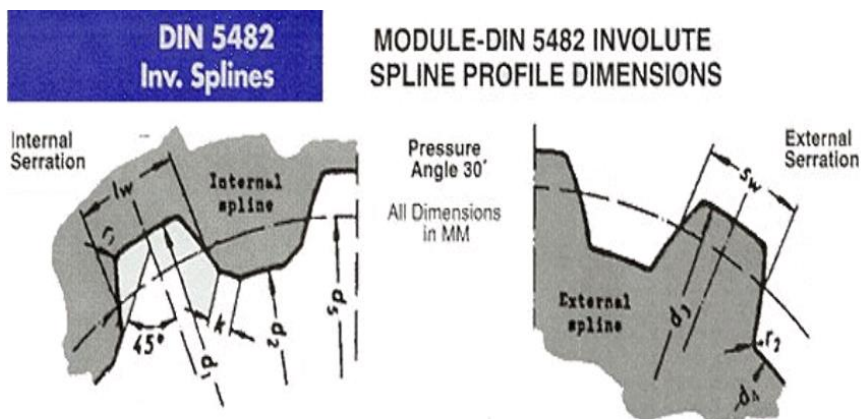
É aplicado no cálculo da tensão de flexão e avaliado individualmente para cada engrenagem de um par. Considera uma possível influência do material, tratamento térmico e do tamanho do dente na tensão de flexão.

- **Fator de vida útil (Y_{NT})**

Este fator considera que, quando comparada com a tensão de flexão admissível para 3 milhões de ciclos, a tensão de flexão no pé do dente para uma vida útil limitada é maior.

APÊNDICE E

Perfil do Estriado segundo norma DIN 5482



Designation of an internal spline A of nominal dimensions 25 x 22:
Internal spline A 25 x 22 DIN 5482

Designation of an internal spline B of nominal dimensions 25 x 22:
Internal spline B 25 x 22 DIN 5482

Nom. Profile Dim.	D1 H12	D2 H11	D3 H11	D4	D5	No. of Teeth	Mod. M	Profile Displacement	LW=SW Nom. Dim.	R1 Max	R2 Max	K Min
15X12	15	12	14.5	11.5	12.8	8	1.60	+0.500	3.090	0.15	0.25	0.3
17X14	17	14	16.5	13.5	14.4	9		+0.700	3.321	0.15	0.25	0.3
18X15	18	15	17.5	14.5	16.0	10		+0.400	2.975	0.15	0.25	0.3
20X17	20	17	19.5	16.5	19.20	12		-0.200	2.282	0.15	0.25	0.3
22X19	22	19	21.5	18.5	20.80	13		0	2.513	0.15	0.25	0.3
25X22	25	22	24.5	21.2	22.40	14		+0.550	3.148	0.15	0.25	0.3
28X25	28	25	27.5	24.5	26.25	15	1.75	+0.302	3.098	0.15	0.25	0.3
30X27	30	27	29.5	26.3	28.00	16		+0.327	3.127	0.15	0.25	0.3
32X28	32	28	31.5	27.6	29.75	17		+0.102	2.867	0.15	0.25	0.3
35X31	35	31	34.5	30.5	31.50	18		+0.675	3.530	0.15	0.25	0.3
38X34	38	34	37.5	33.5	36.10	19	1.90	0	2.985	0.15	0.25	0.3
40X36	40	36	39.5	35.5	38.00	20		+0.049	3.042	0.15	0.25	0.3
42X38	42	38	41.5	37.5	39.90	21		+0.099	3.100	0.15	0.25	0.3
45X41	45	41	44.5	40.6	44.00	22	2.00	-0.181	2.933	0.25	0.35	0.4
48X44	48	44	47.5	43.2	46.00	23		+0.119	3.280	0.25	0.35	0.4
50X45	50	45	49.5	44.6	48.00	24		-0.181	2.933	0.25	0.35	0.4
52X47	52	47	51.5	46.5	50.00	25		-0.231	2.875	0.25	0.35	0.4
55X50	55	50	54.5	49.0	52.00	26		+0.019	3.164	0.25	0.35	0.4
58X53	58	53	57.5	52.0	54.00	27		+0.518	3.741	0.25	0.35	0.4
60X55	60	55	59.5	54.5	56.00	28	+0.768	4.030	0.25	0.35	0.4	
62X57	62	57	61.5	56.5	60.90	29	2.10	-0.434	2.797	0.25	0.45	0.5
65X60	65	60	64.3	59.5	63.00	30		+0.015	3.317	0.35	0.45	0.5
68X62	68	62	67.3	61.5	65.10	31		-0.034	3.259	0.35	0.45	0.5
70X64	70	64	69.3	63.5	67.20	32		-0.184	3.201	0.35	0.45	0.5
72X66	72	66	71.3	65.5	69.30	33		-0.134	3.144	0.35	0.45	0.5
75X69	75	69	74.3	68.5	71.40	34		+0.315	3.663	0.35	0.45	0.5
78X72	78	72	77.3	71.5	73.50	35		+0.765	4.183	0.35	0.45	0.5
80X74	80	74	79.3	73.5	75.60	36		+0.715	4.125	0.35	0.45	0.5
82X76	82	76	81.3	75.5	83.25	37	2.25	-2.425	0.734	0.35	0.45	0.5
85X79	85	79	84.3	78.5	85.50	38		-2.050	1.167	0.35	0.45	0.5
88X82	88	82	87.3	81.5	87.75	39		-1.673	1.600	0.35	0.45	0.5
90X84	90	84	89.3	83.5	90.00	40		-1.799	1.456	0.35	0.45	0.5
92X86	92	86	91.3	85.5	92.25	41		-1.923	1.311	0.35	0.45	0.5
95X89	95	89	94.3	88.5	94.50	42		-1.549	1.744	0.35	0.45	0.5
98X92	98	92	97.3	91.5	96.75	43		-1.175	2.177	0.35	0.45	0.5
100X94	100	94	99.3	93.5	99.00	44		-1.299	2.033	0.35	0.45	0.5

Figura 40 - Tabela de tamanhos de estriado Padronizados

Fonte: DIN 2013

APÊNDICE F

REBARBA E
GUBERNA
AGIDA

IMPULSOR

INO INDIKA ESCALA DO DESENHO
SEM O ESPECIFICADO. DIMENSÕES BÁSICAS
ADOTADAS: 1:1
TOLERÂNCIAS: ENDEK 4 50mm, ANGULAR 40/3P

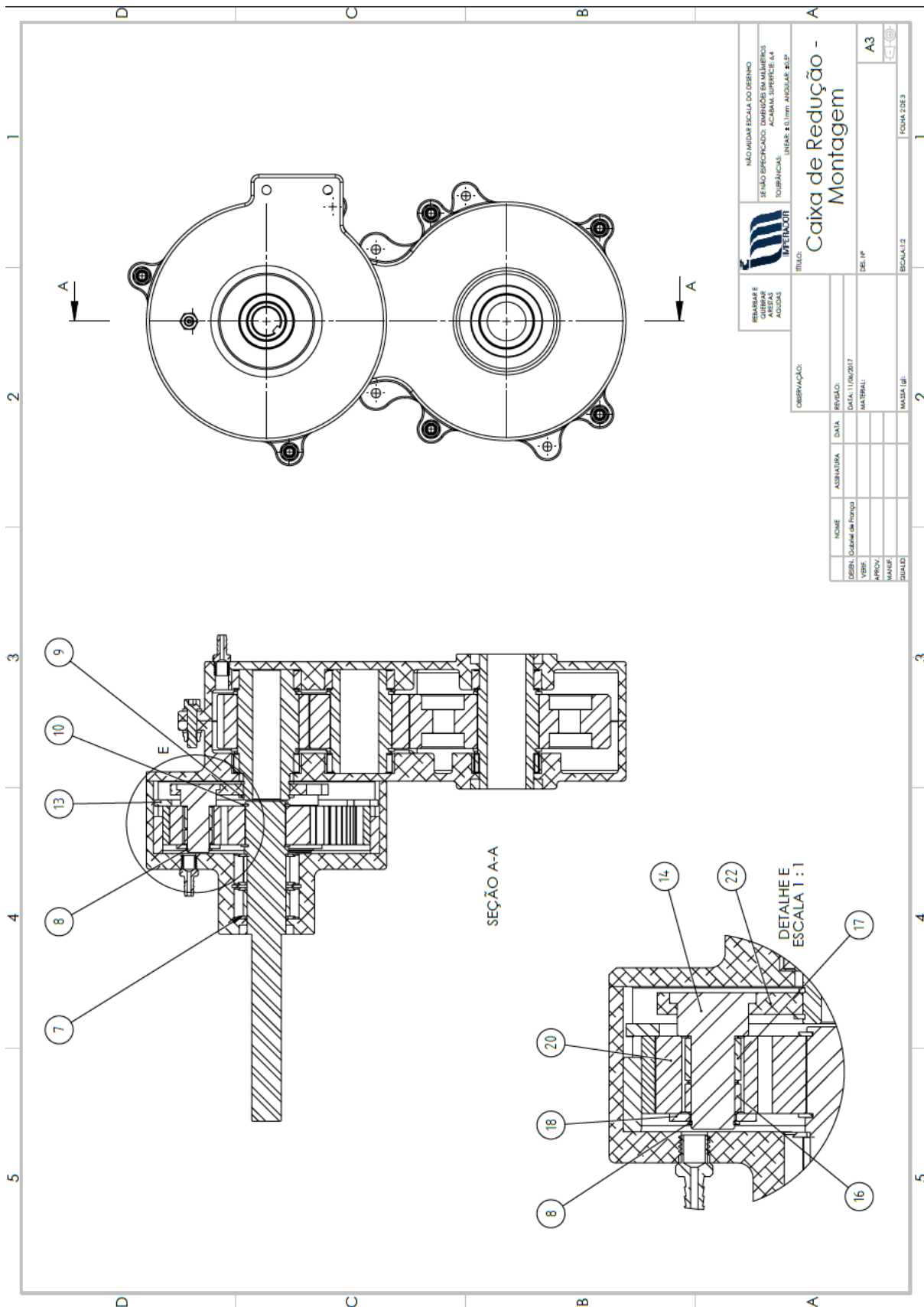
**Caixa de Redução -
Montagem**

DEL. Nº A3

ESCALA: 1:5

FORMA: 1 DE 3

OBSERVAÇÃO:		REFUGIO:	DATA:
DESER.	COBRE DE FOLHA	DATA:	11/04/2017
VERBE.	APROV.	MATERIAL:	
MANUS.			
QUALID.		MASSA: 181	



NOME E SOBRENOME: _____
 ASSINATURA: _____
 DATA: _____
 ESCALA: _____
 FOLHA: 2 DE 3

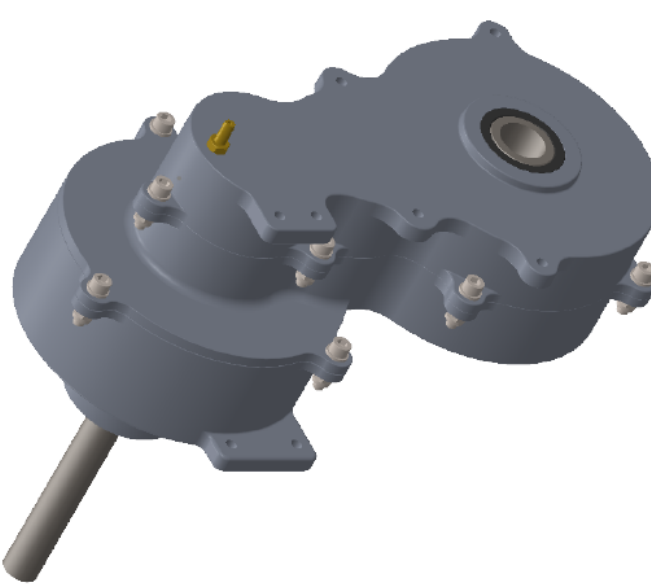
NOME	ASSINATURA	DATA	REVISÃO
1.0			


TÍTULO: **Caixa de Redução - Montagem**
 OBSERVAÇÃO: _____
 DATA: 11/04/2017
 MATERIAL: _____
 ESCALA: A3
 FOLHA: 2 DE 3

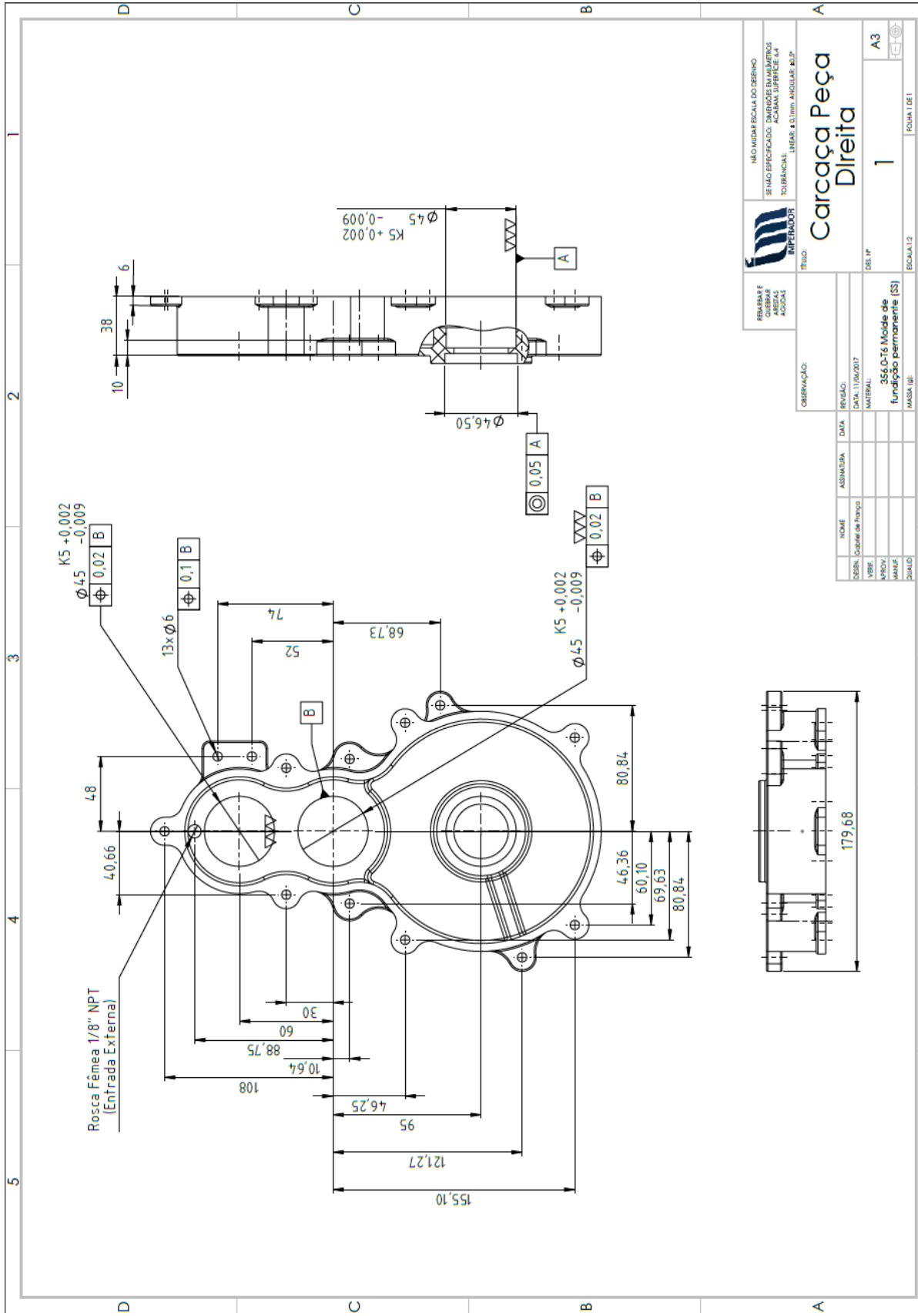
SEÇÃO A-A

DETALHE
ESCALA 1:1

5		4		3		2		1	
Nº DO ITEM	NOME DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.						
1	Caixa Lateral direita		1						
2	Caixa peça central mod.		1						
3	Caixa Lateral esquerda		1						
4	Anel Retentor	01526BRG	2						
5	Anel Retentor	03025BRGF	1						
6	Espigão Macho NTP	rosca 1/8" macho para tubo 1/4"	2						
7	Rolamento de agulha auto alinhante	RPNA 25_42	2						
8	Anel Elástico DIN 471 - 14 x 1		3						
9	Anel Elástico DIN 471 - 25 x 1,2		2						
10	Anel Elástico DIN 471 - 30 x 1,5		2						
11	Anel Elástico DIN 471 - 40 x 1,75		6						
12	Anel Elástico DIN 472 - 42 x 1,75		1						
13	Anel Elástico DIN 472 - 140 x 4		1						
14	eixos planetárias		3						
15	Eixo Engrenagem Solar		1						
16	Rolamento de agulhas	K 14x18x10	3						
17	Rolamento de agulhas	K 14x18x15-TV	3						
18	Arveia DIN 125 - A 15		3						
19	Engrenagem Solar		1						
20	Engrenagem Planeta		3						
21	Engrenagem Anelar		1						
22	Suporte Planetárias		1						
23	Pino de Travamento	DIN EN 28734 - 6 x 24 - A - St	2						
24	Eixo 1a Engrenagem		1						
25	Eixo 2a Engrenagem		1						
26	Eixo 3a Engrenagem		1						
27	Rolamento de agulha	RNAO 35x45x13	6						
28	Engrenagem 3		1						
29	Engrenagem 1-2		2						
30	Parafuso M6	ISO 4762 M6 x 25 - 25N	10						
31	Arveia 6mm	ISO 7089	20						
32	Porca M6 - N	ISO 10511	10						



FERRAS E OBRAS INDUSTRIAIS AÇÚCAR		INDÚSTRIA ESPECIAL DO ODEIRO SENÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAR: LIMPIDÃO E GA TOLERÂNCIAS: UNIFORME ±0,1mm ANGULAR: R0,7	IMPERADOR Caixa de Redução - Montagem	DEL. Nº A3
OBSERVAÇÃO:		REVISÃO:	TÍTULO:	
NOME	ASSINATURA	DATA	REVISÃO:	
DESIGN: <i>Caixa de França</i>			DATA: 11/04/2017	
VERB:			MATERIAL:	
MANUF:			DEL. Nº	
QUALC:			MASSA (kg)	
			ECC: A1.1.5	
			FOLHA 3 DE 3	




Carcaça Peça Direita

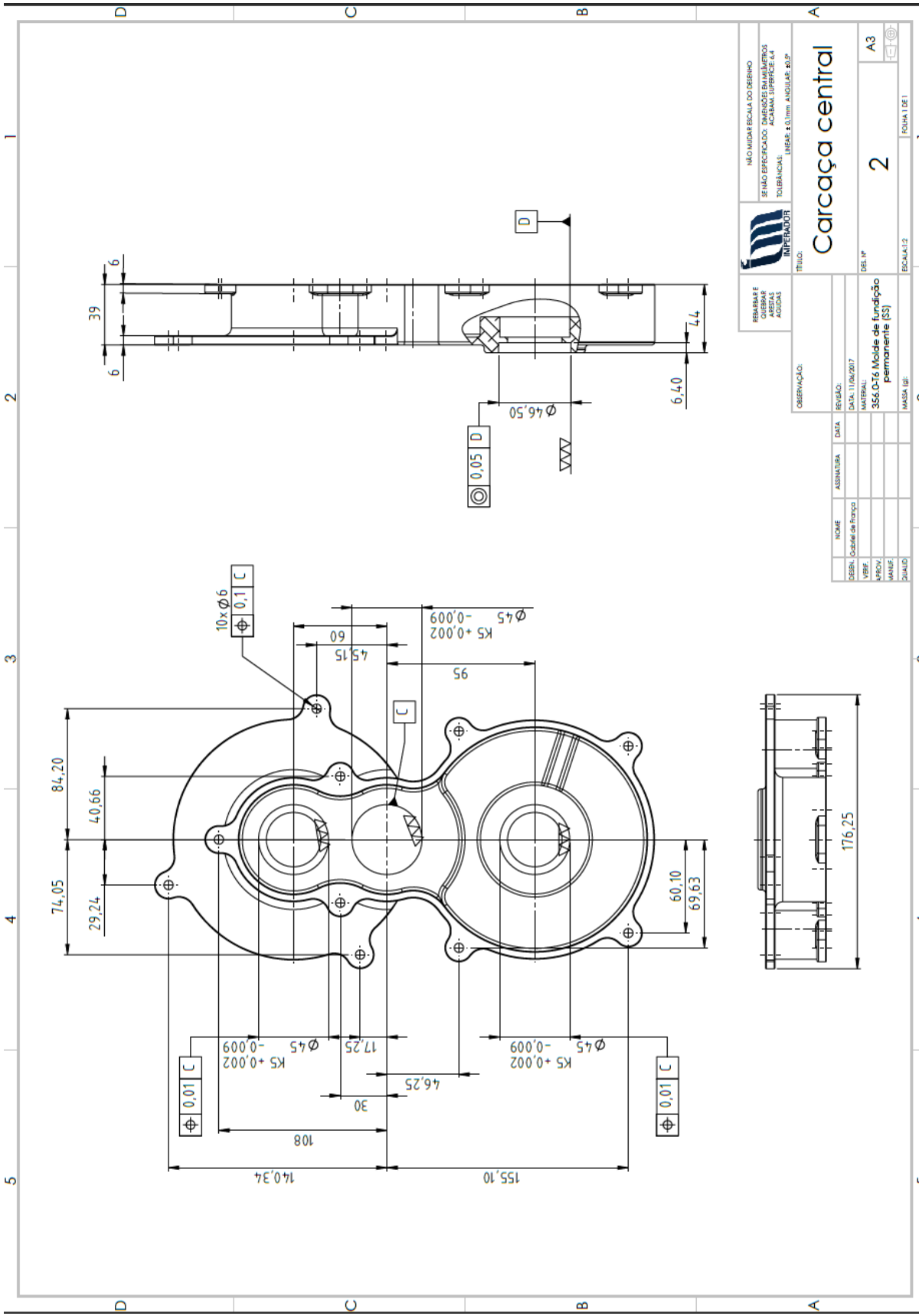
TÍTULO: **Carcaça Peça Direita**
 ESCALA: 1:1
 DES. Nº: **A3**

FOLHA 1 DE 1

PROJETA E CHECAR	REVISÃO	DATA
ASISTENTE TÉCNICO	DATA	11/04/2017
ASSISTENTE TÉCNICO	MATERIAL	355,0-T6 Molde de fundição permanente (SS)
DESENHISTA	MAQUILAGEM	
REVISOR		
APROVADOR		

DESCRIÇÃO	DATA
REVISÃO	
REVISÃO	
REVISÃO	
REVISÃO	

PROJETA E CHECAR	REVISÃO	DATA
ASISTENTE TÉCNICO	DATA	11/04/2017
ASSISTENTE TÉCNICO	MATERIAL	355,0-T6 Molde de fundição permanente (SS)
DESENHISTA	MAQUILAGEM	
REVISOR		
APROVADOR		




Carcaça central
 TÍTULO:

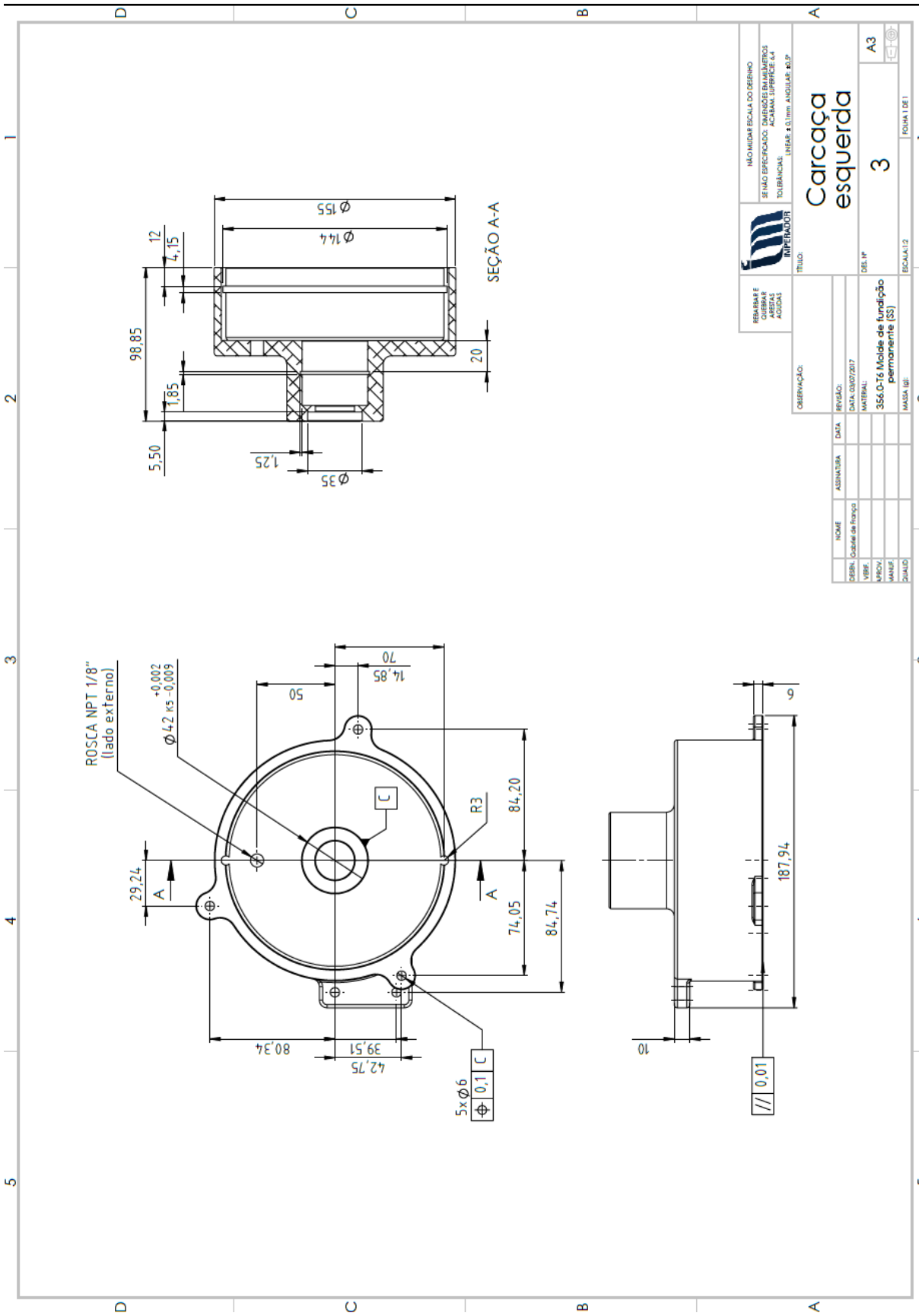
NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO
 SEMPRE ESPECIFICAR DIMENSÕES EM MILÍMETROS
 ACHARAR SUPERFÍCIE 4.4
 TOPOGRÁFICA: LINEAR ± 0.1mm ANGULAR 20.5°

ESCALA: 1:2
 FOLHA 1 DE 1

DESENHISTA	PROJETA	REVISOR	DATA	REVISÃO
			11/02/2017	

MATERIAL: 356.0-T6 Molde de Função permanente (SS)
 MASSA (kg):

NOME	ASSINATURA	DATA
DESENHISTA		
PROJETA		
REVISOR		
DATA		



REBARBA E
CANTO DE
ARREDA
ADICIONAL

INDICAR ESCALA DO DESENHO
SERIADO E SPECIFICADO. MANEJAMENTO DE
TOLERÂNCIAS: ENDEK ± 0,1mm ANGULAR ± 0,5°

IRPREDADOR

TÍTULO: **Carcaça esquerda**

DESENHO: **3**

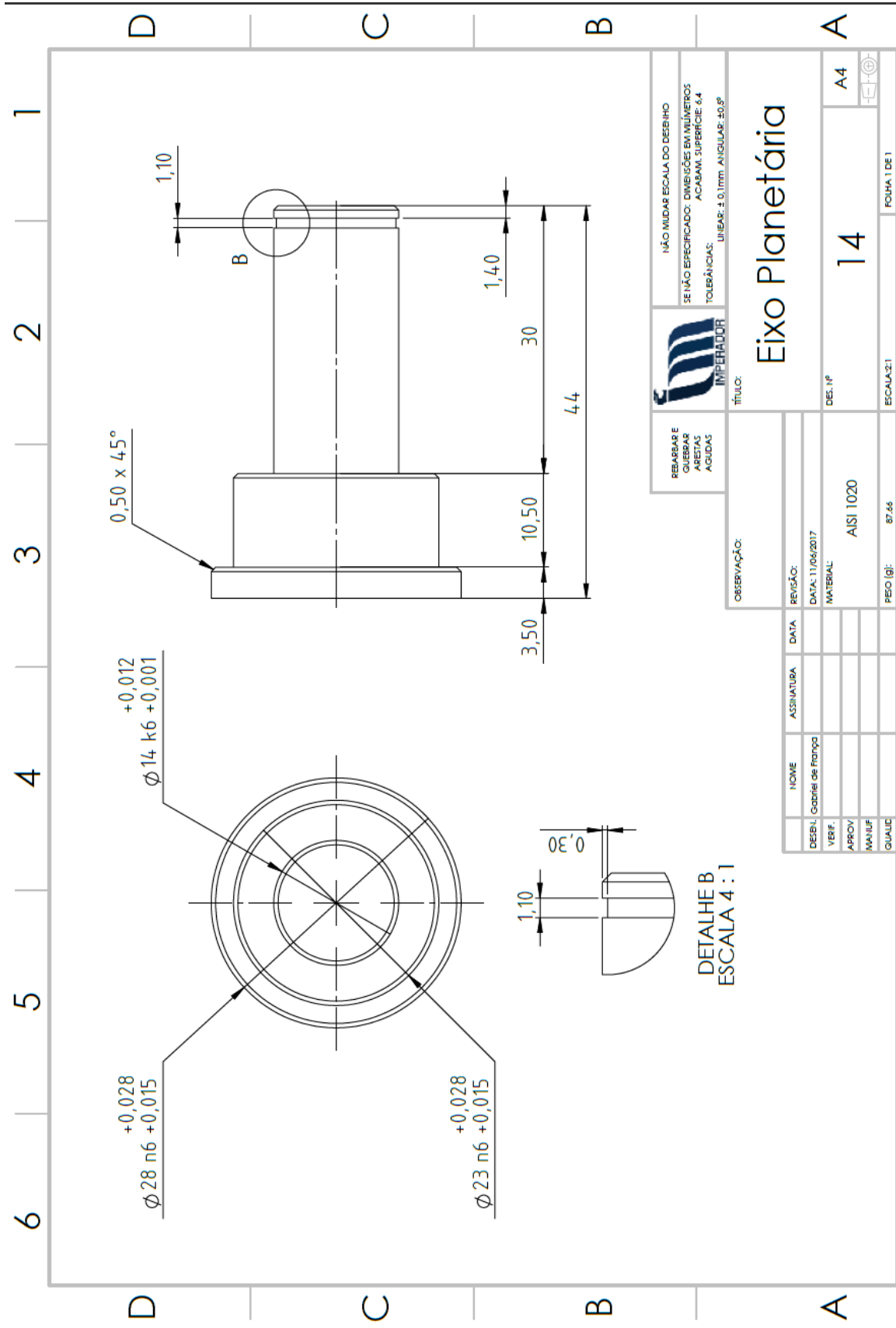
DEL. Nº: **A3**

ESCALA: 1:0,1

FOLHA 1 DE 1

OBSERVAÇÃO:

NOME	ASSINATURA	DATA	REVISÃO:
DESENH. Costel de Franço			DATA: 03/07/2017
VERB.			MATERIAL: 356-D-T6 Molde de fundição permanente (SS)
APROV.			
MANUF.			
QUALD.			MASSA (kg):



REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS

IMPERADOR

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO
SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE 6.4
TOLERÂNCIAS: LINEAR: ± 0.1mm. ANGULAR: ±0.5º

TÍTULO: Eixo Planetária

DES. Nº: 14

DESENHO: A4

FECHA: 1 DE 1

ESCALA: 2:1

PEÇO (G): 87.66

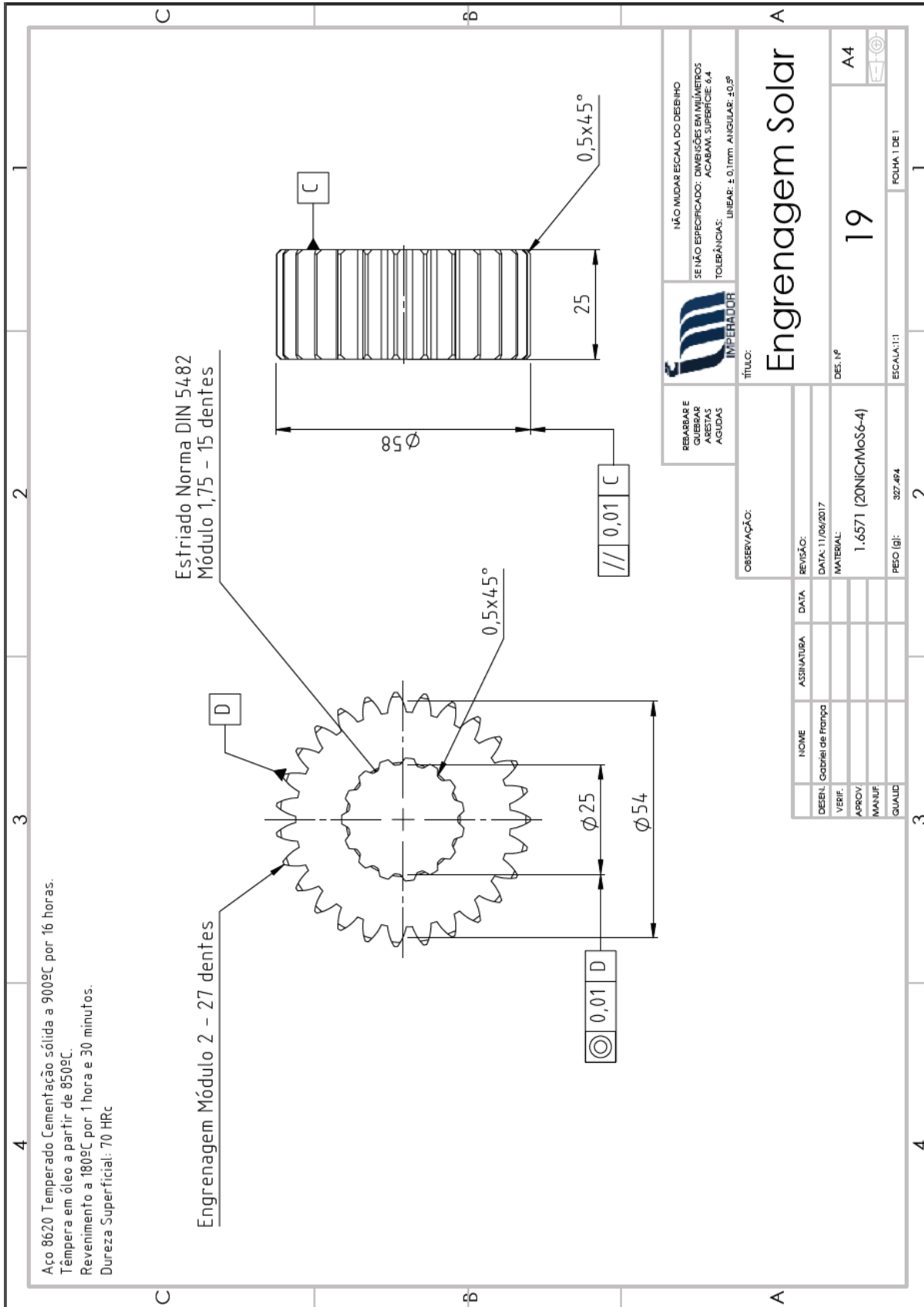
MATERIAL: AISI 1020

DATA: 11/06/2017

REVISÃO:

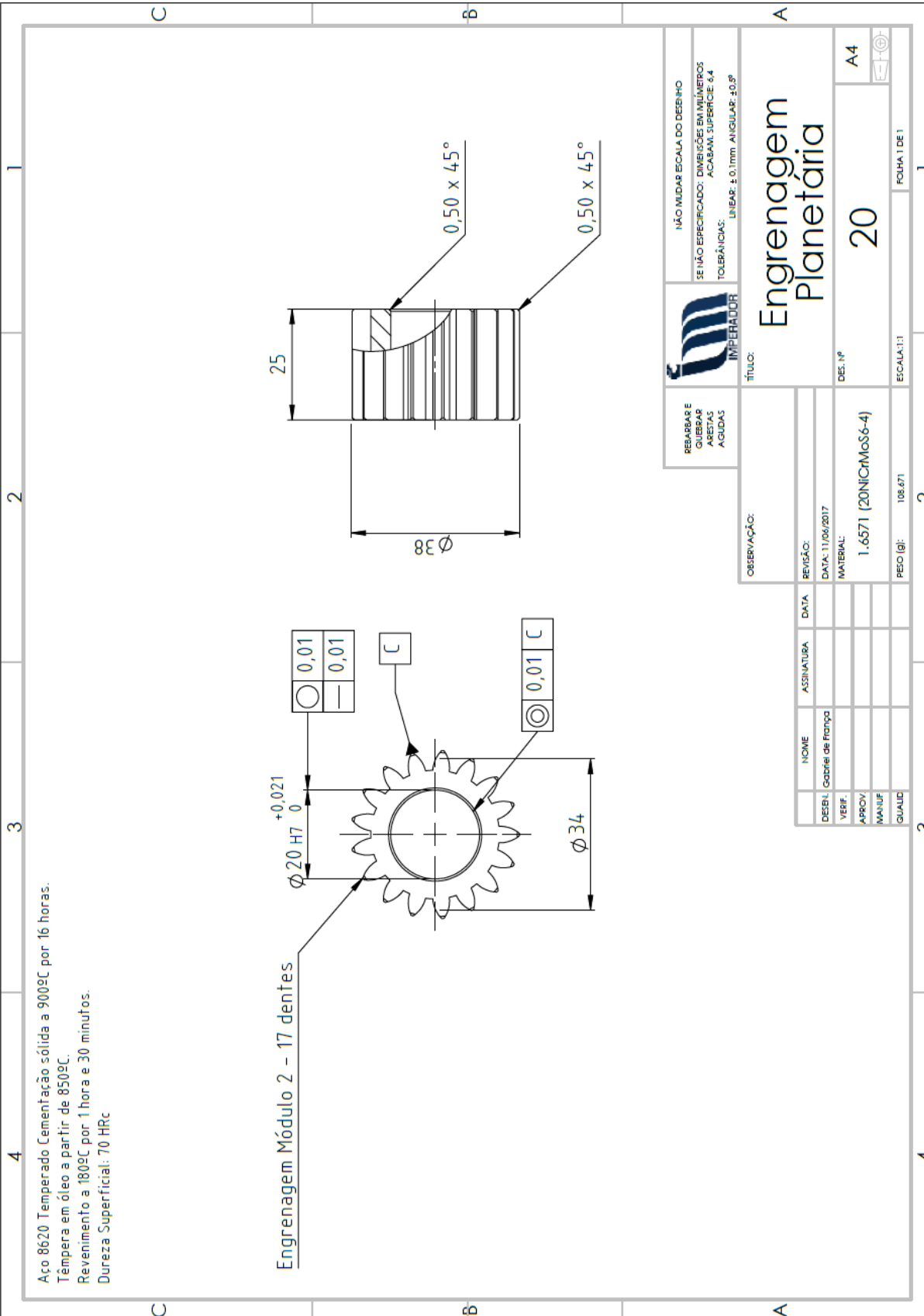
DESENH.	VERIF.	APROV.	MANUF.	QUALC.	NOME	ASSINATURA	DATA

DETALHE B
ESCALA 4 : 1



Aço 8620 Temperado Cementação sólida a 900°C por 16 horas.
 Têmpera em óleo a partir de 850°C.
 Revenimento a 180°C por 1 hora e 30 minutos.
 Dureza Superficial: 70 HRC

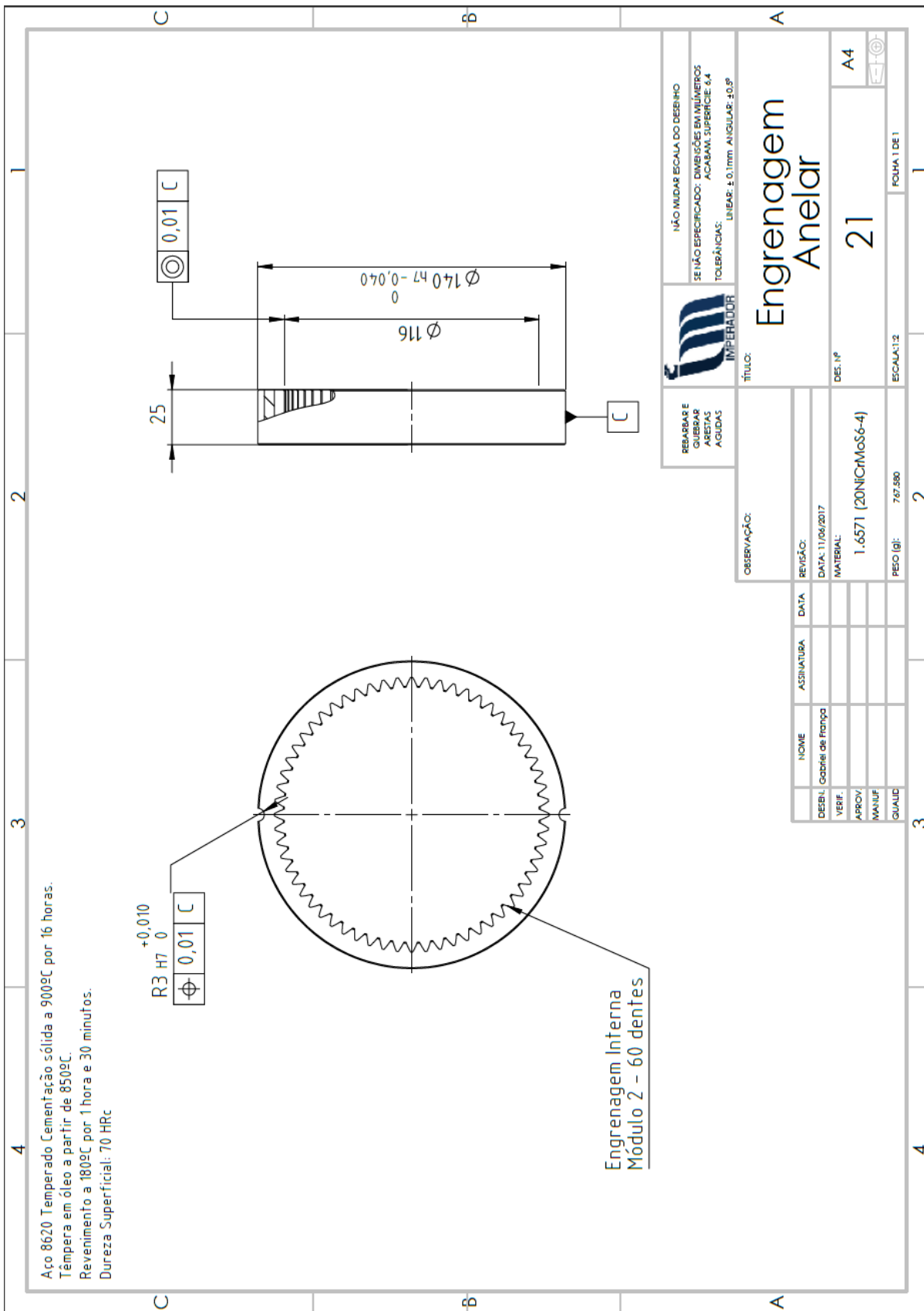
REPARAR E GUBIRAR ARESTAS AGUDAS		NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAMENTO SUPERFÍCIE 6.4 TOLERÂNCIAS: LINEAR: ± 0,1mm ANGULAR: ± 0,5°	
IMPERADOR		TÍTULO: Engrenagem Solar	
OBSERVAÇÃO:		DES. Nº 19	ESCALA: 1:1 2
NOME Gabriel de França	ASSINATURA	DATA 11/06/2017	DES. Nº 19
VERIF.	APROV.	MATERIAL 1.6571 (20NiCrMoS6-4)	ESCALA: 1:1 2
MANUF.	QUALID.	PESO (g): 327,494	ESCALA: 1:1 2



Aço 8620 Temperado Cementação sólida a 900°C por 16 horas.
 Têmpera em óleo a partir de 850°C.
 Revenimento a 180°C por 1 hora e 30 minutos.
 Dureza Superficial: 70 HRC

Engrenagem Módulo 2 - 17 dentes

REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS		NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO	
SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS		ACABAM SUPERFÍCIE 6.4	
TOLERÂNCIAS:		LINEAR: ± 0.1mm; ANGULAR: ±0.5°	
TÍTULO:		Engrenagem Planetária	
OBSERVAÇÃO:		DES. Nº 20	
NOME		DES. Nº	
ASSINATURA		ESCALA: 1:1	
DATA		FOLHA 1 DE 1	
REVISÃO		PESO (g): 108.671	
DATA: 11/05/2017		2	
MATERIAL:		3	
1.6571 (20NiCrMoS6-4)		4	



REPARAR E
 GUBIRAS
 ABERTAS
 AGUDAS

IMPERADOR

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO
 SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS
 ACABAM. SUPERFICIE 64
 TOLERÂNCIAS: LINEAR: ± 0,1mm. ANGULAR: ± 0,5°

TÍTULO: Engrenagem Anelar

DESENHO Nº: 21

DESENHO Nº: A4

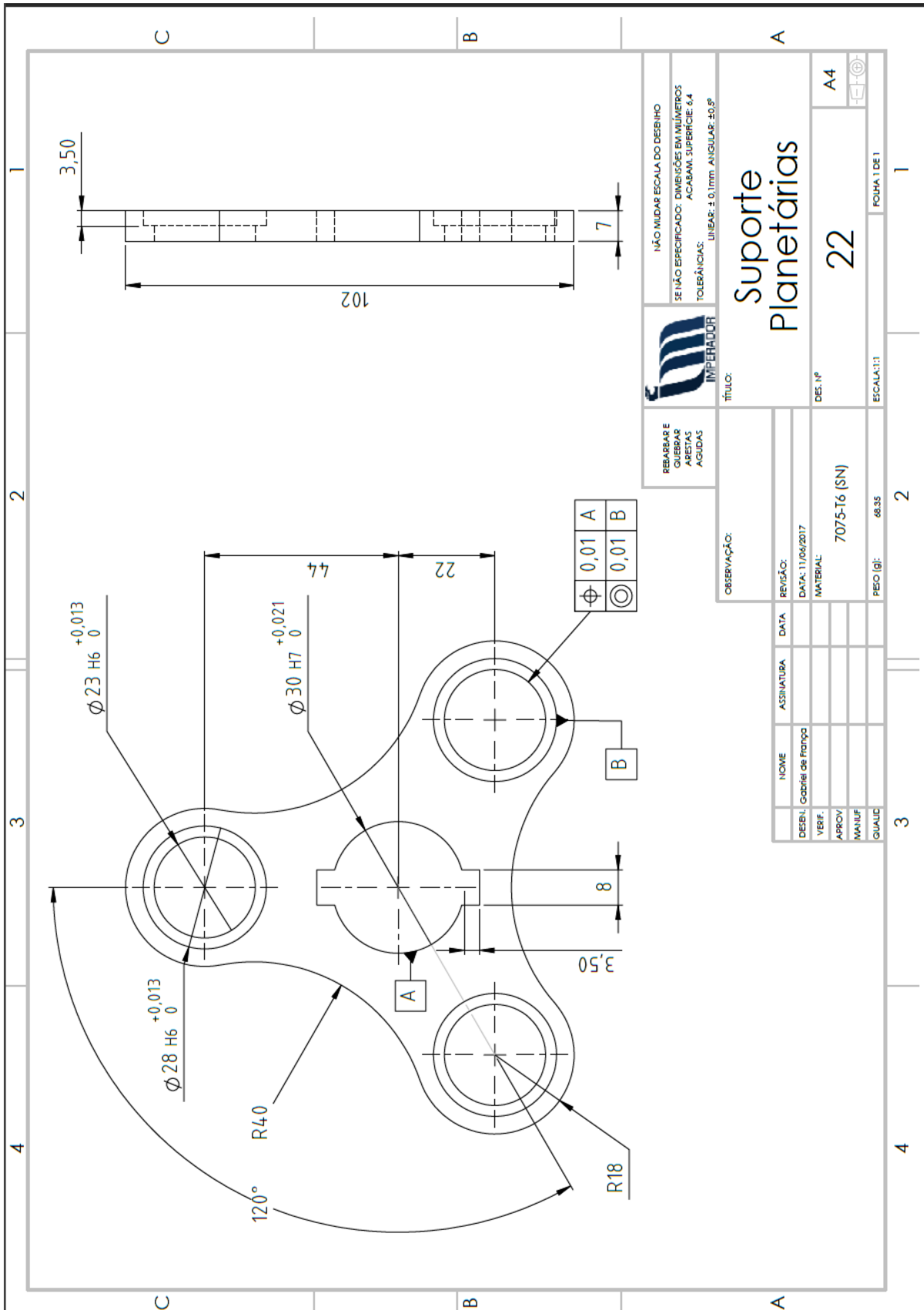
ESCALA: 1 DE 1

OBSERVAÇÃO:

DESENH. VERIF.	ASSINATURA	DATA	REVISÃO:
			DATA: 11/06/2017
			MATERIAL: 1.6571 (20NiCrMoS6-4)
			PESO (g): 767,590

1 2 3 4

A B C



REBARBAR E QUEBRAR ABERTAS AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS

ACABAM SUPERFÍCIE 6.4

TOLERÂNCIAS: LINEAR: ± 0.1mm ANGULAR: 50.8°

HYPERLIDOR

TÍTULO: **Suporte Planetárias**

DES. Nº: **22**

ESCALA: 1:1

FOHA 1 DE 1

OBSERVAÇÃO:

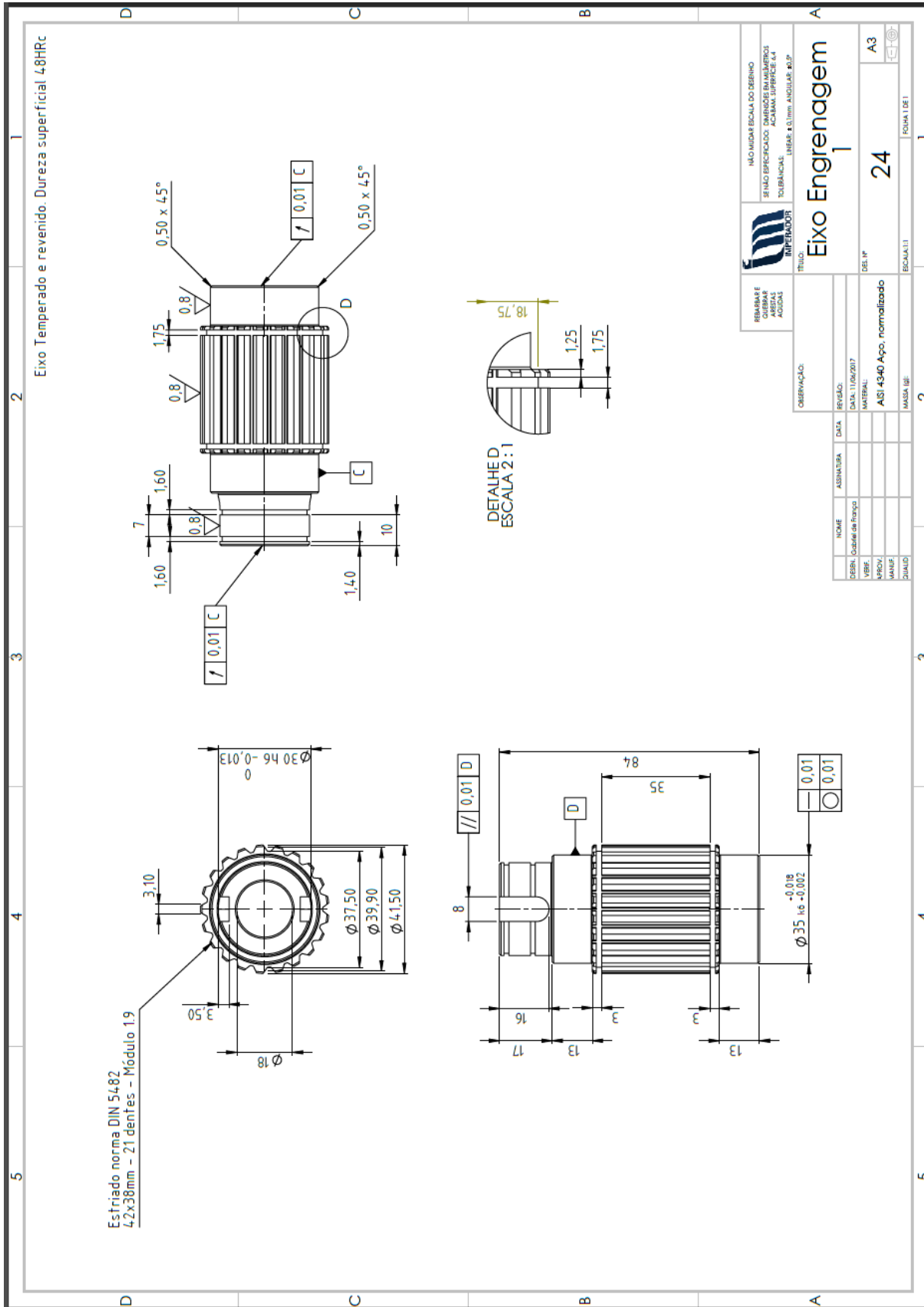
REVISÃO	DATA	REVISÃO
	11/06/2017	

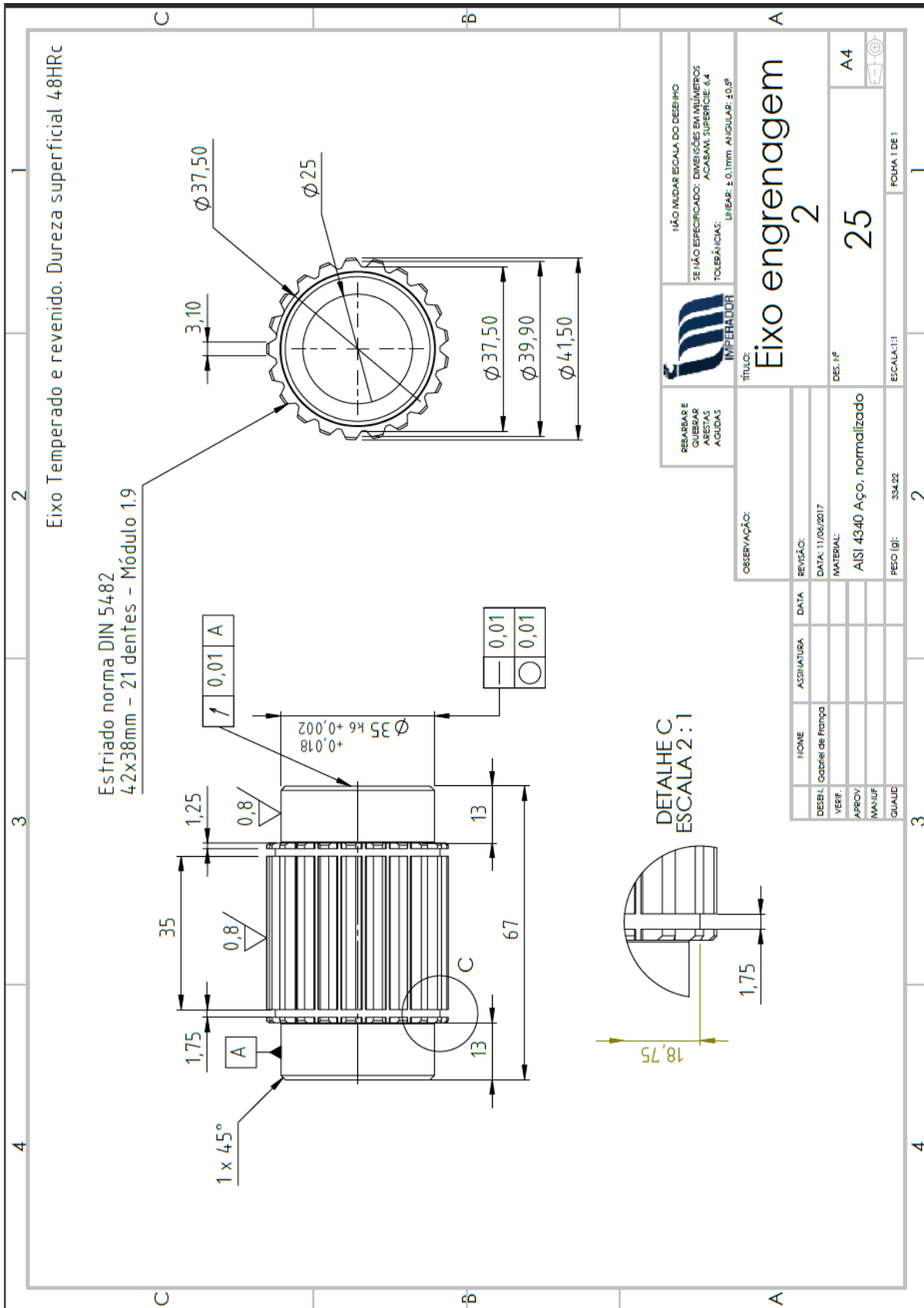
MATERIAL: 7075-T6 (SN)

PEÇO (q): 4835

NOME	ASSINATURA	DATA
DESENH: Gabriel de França		
VERIF:		
APROV:		
MANUF:		
QUALIF:		

1	2	3	4
A	B	C	C





Eixo Temperado e revenido. Dureza superficial 48HRC

Estriado norma DIN 5482
42x38mm - 21 dentes - Módulo 1.9

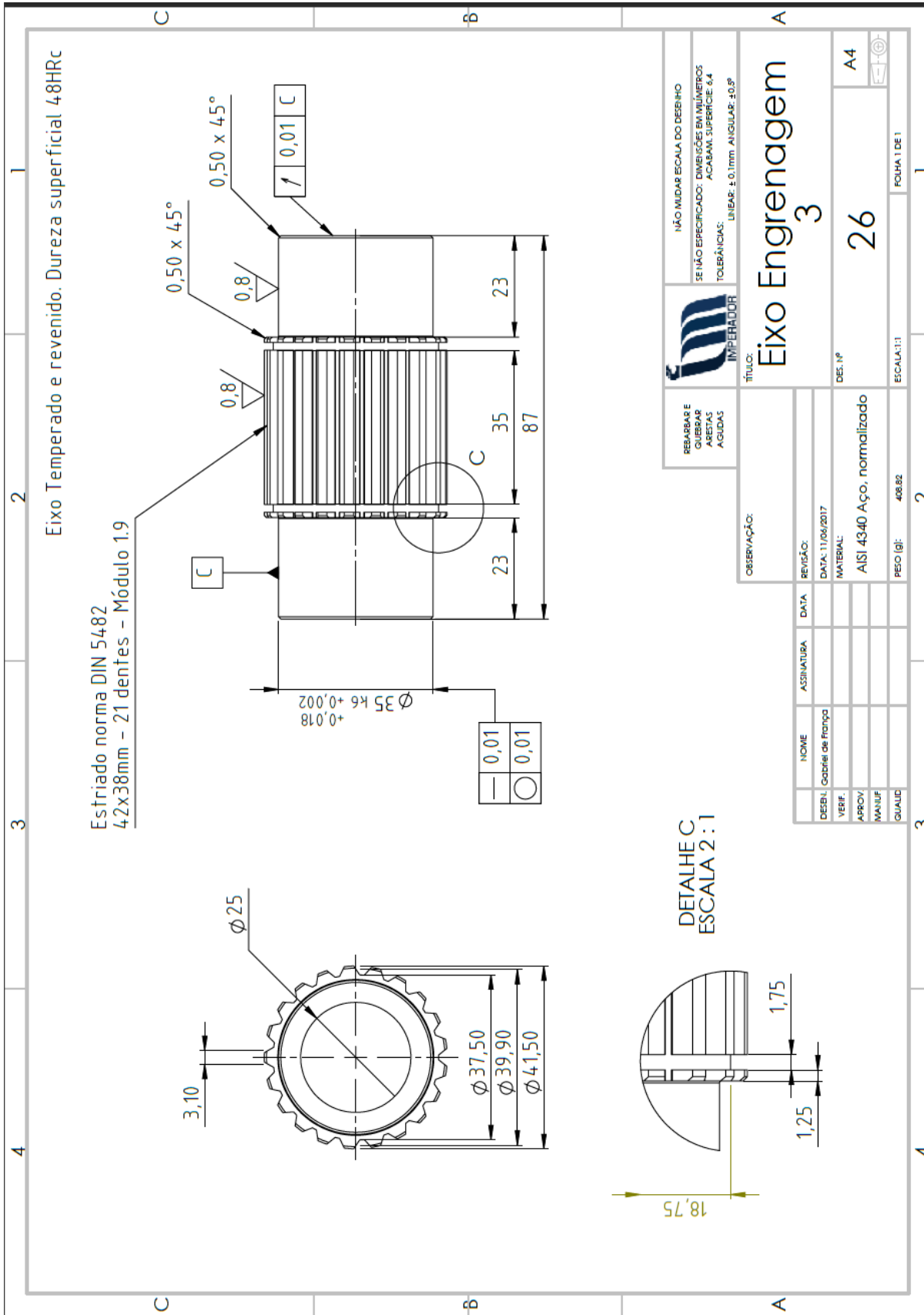
DETALHE C:
ESCALA 2 : 1

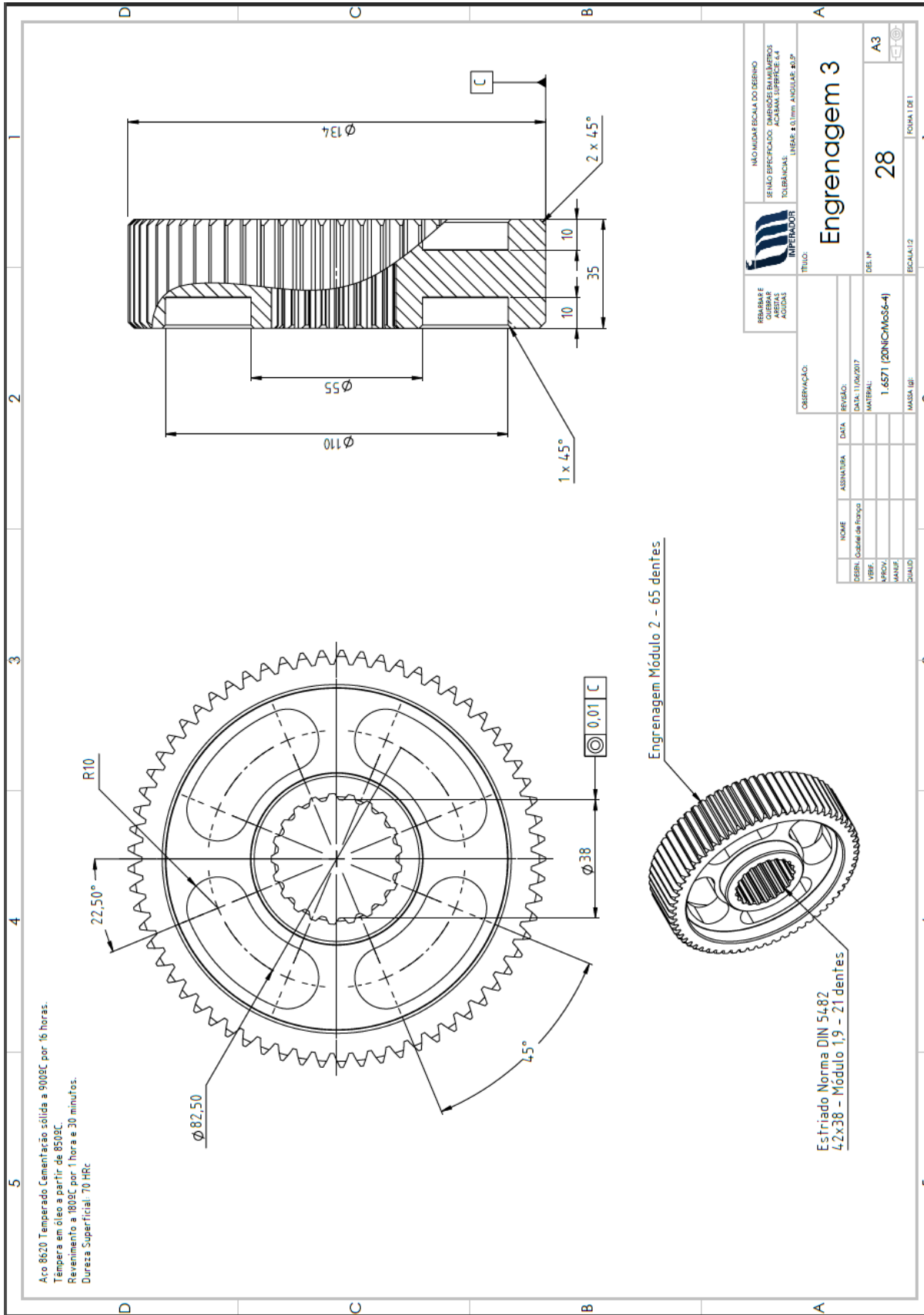
	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: 6.4 TOLERÂNCIAS: LINEAR: ± 0.1mm / ANGULAR: 10.8°
	REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS
TÍTULO: Eixo engrenagem 2	
DES. Nº: 25	
MATERIAL: AIISI 4340 Aço. normalizado	
ESCALA: 1:1	

NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN: Gabriel de França		
VERIF:		
APROV:		
MANUF:		
QUALID:		

OBSERVAÇÃO:	
REVISÃO:	
DATA: 11/06/2017	
MATERIAL:	
PEÇO (g): 354.22	

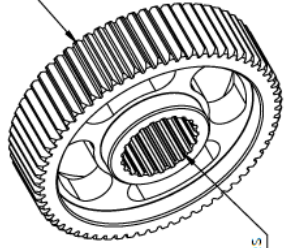
FOLHA 1 DE 1





Aço 8620 Temperado Lamentação sólida a 900°C por 16 horas.
 Tempera em óleo a partir de 850°C.
 Revestimento a 180°C por 1 hora e 30 minutos.
 Dureza Superficial: 70 HRc

Engrenagem Módulo 2 - 65 dentes



Estriado Norma DIN 54.82
 4.2x38 - Módulo 1,9 - 21 dentes

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO RIO GRANDE DO NORTE
 COLÉGIO AGRÍCOLA DE ARAÇÓIA
 DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE MATERIAIS
 TOPOGRAFIA - LINEAR 4,0mm ANGULAR 20,0°
 IMPERADOR

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO
 SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS
 ACABADA SUPERFÍCIE 4.4

TÍTULO: Engrenagem 3

DESENHADOR: A3
 ESCALA: 28
 DATA: 11/06/2017
 MATERIAL: 1.6571 (20NiCrMo56-4)
 MASSA (kg):
 ESCALA 1:2
 FOLHA 1 DE 1

OBSERVAÇÃO:

NOME	ASSINATURA	DATA	REVISÃO
DESEN: Gabriel da Fátima			
VERB:			
APROV:			
MANUF:			
QUALD:			

