

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

PAULO GILBERTO WOLFF ATHAYDE JUNIOR

PROJETO PRELIMINAR DE UM REDUTOR PLANETÁRIO COM MÚLTIPLAS
ENTRADAS

Joinville
2021

PAULO GILBERTO WOLFF ATHAYDE JUNIOR

PROJETO PRELIMINAR DE UM REDUTOR PLANETÁRIO COM MÚLTIPLAS
ENTRADAS

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Automotiva, no curso Engenharia Automotiva da Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Orientador: Prof. Dr. Andrea Piga Carboni

Joinville
2021

PAULO GILBERTO WOLFF ATHAYDE JUNIOR

PROJETO PRELIMINAR DE UM REDUTOR PLANETÁRIO COM MÚLTIPLAS
ENTRADAS

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville (SC), 16 de Dezembro de 2021.

Banca Examinadora:

Orientador: Prof. Dr. Andrea Piga Carboni
Orientador(a)
Presidente

Prof. Dr. Luis Fernando Peres Calil
Membro(a)
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Marcos Alves Rabelo
Membro(a)
Universidade Federal de Santa Catarina

RESUMO

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um redutor planetário com múltiplas entradas, para utilização em uma embarcação solar do tipo monocasco, pertencente à Equipe Barco Solar Babitonga, que é um projeto universitário, composto por alunos e professores dos vários cursos de engenharias do Centro Tecnológico de Joinville (CTJ) da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), que visa desenvolver embarcações movidas exclusivamente por energia solar fotovoltaica. O projeto surge da necessidade de acoplar dois motores elétricos em uma única saída, com o intuito de minimizar os problemas de sincronização entre os motores, tornando assim um sistema de transmissão epicicloidal a alternativa ideal. Foram aplicadas metodologias de projeto para definir os seus principais requisitos e após esse passo foram projetados todos os componentes do sistema de transmissão, eixos, rolamentos, engrenagens e sistema construtivo escolhido. Foi executado o projeto dos componentes de forma a atender as necessidades estabelecidas metodologicamente para o bom funcionamento da embarcação.

Palavras-chave: Trem de engrenagens epicicloidais. Transmissões. Planetária. Barco solar.

ABSTRACT

This work presents the development of a planetary reducer, to be used in a solar vessel of the monohull type, of the Barco Solar Babitonga Team. Which is a university project, composed by students and professors of the several engineering courses of the Technological Center of Joinville (CTJ) of the University Federal de Santa Catarina (UFSC), which aims to develop vessels powered exclusively by photovoltaic solar energy. The project arises from the need to couple two electric motors in a single output, in order to minimize the problems of synchronization between the motors, thus making an epicyclic transmission system the ideal alternative. Design methodologies were applied to define its main requirements and after this step all the components of the transmission system, shafts, bearings, gears and chosen construction system were designed. The components project was executed in order to meet the methodologically established needs for the proper functioning of the vessel.

Keywords: Epicyclic gear train. Transmissions. Planetary .Solar boat.

AGRADECIMENTOS

Ao meu professor e orientador Andrea Piga por toda ajuda, confiança, ensinamentos e paciência neste período de aprendizado. À Universidade Federal de Santa Catarina e todos os professores que contribuíram para a minha formação acadêmica. A minha família que me apoiou em todos os momentos dessa jornada, que está apenas no início.

We are what we repeatedly do.
Excellence, then, is not an act,
but a habit.

Aristotle

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Enbarcação Catamarã 2020	15
Figura 2 – Engrenamento simples	18
Figura 3 – Trem de engrenagem simples	20
Figura 4 – Trem de engrenagens planetárias	21
Figura 5 – Análise dinâmica de engrenagens planetárias	22
Figura 6 – Análise dinâmica de engrenagens planetárias	23
Figura 7 – Engrenagens helicoidais	25
Figura 8 – Engrenamento interno	26
Figura 9 – Geometria dos dentes de uma engrenagem	27
Figura 10 – Força aplicada no dente de uma engrenagem de dentes retos . . .	28
Figura 11 – Tensões superficiais	30
Figura 12 – Lubrificação por imersão	32
Figura 13 – Lubrificação sob pressão	33
Figura 14 – Tensão alternada	35
Figura 15 – Diagrama S-N	36
Figura 16 – Acoplamento por chaveta	38
Figura 17 – Mancais de rolamento de esferas	40
Figura 18 – Representação das etapas da metodologia PRODIP	42
Figura 19 – Motores BLDC 108	44
Figura 20 – Vista Lateral da embarcação	46
Figura 21 – função global do produto	51
Figura 22 – Matriz morfológica dos principios de solução	52
Figura 23 – Matriz de Pugh para função de acomodar os componentes	53
Figura 24 – Matriz de Pugh para função lubrificar os componentes	54
Figura 25 – Matriz de Pugh para função acoplar com os elementos externos . .	55
Figura 26 – Matriz de Pugh para função de suportar os eixos	56
Figura 27 – Matriz de Pugh para função de possuir relações de redução variáveis	57
Figura 28 – Matriz de Pugh para função acoplar os componentes internos. . . .	57
Figura 29 – Layout do redutor.	58
Figura 30 – Fluxograma do processo de determinação das relações de redução	60
Figura 31 – Montagem das engrenagens	63
Figura 32 – Fator de concentração em fadiga para rasgos de chaveta	64
Figura 33 – Corte do redutor	66
Figura 34 – Dimensões NBR 6441	67
Figura 35 – Lubrificantes AGMA 9005	68

Figura 36 – Vista lateral do redutor	70
Figura 37 – Vista em perspectiva do redutor	70
Figura 38 – Deslocamentos resultantes na tampa da carcaça	80
Figura 39 – Tensões resultantes na tampa da carcaça	80
Figura 40 – Deslocamentos resultantes na carcaça	81
Figura 41 – Tensões resultantes na carcaça	81
Figura 42 – Deslocamentos resultantes no porta planetas	82
Figura 43 – Tensões resultantes no porta planetasa	82

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Fatores da tensão de flexão	30
Tabela 2 – Hélice 6 nós	45
Tabela 3 – Hélice 10 nós	46
Tabela 4 – Resultado do diagrama de Mudge	48
Tabela 5 – Resultado da QFD	51
Tabela 6 – Pontos de funcionamento dos motores na entrada do redutor	59
Tabela 7 – Dados dos engrenamentos	61
Tabela 8 – Dados de projeto das engrenagens	62
Tabela 9 – Tensões nos engrenamentos	63
Tabela 10 – Coeficientes de correção	65
Tabela 11 – Dados dos eixos	65
Tabela 12 – Parâmetros dos rolamentos	67
Tabela 13 – Parâmetros das chavetas	67
Tabela 14 – Coeficiente de segurança das chavetas	68
Tabela 15 – Parâmetros da lubrificação por imersão	69
Tabela 16 – Parâmetros da lubrificação sob pressão	69

LISTA DE SIGLAS

ABNT Associação Brasileira de Normas Técnicas

ADIN Deutsches Institut für Normung

AGMA American Gear Manufacturers Association

CAD *Computer Aided Design*

DSB Desafio Solar Brasil

ISO International Organization for Standardization

NBR Norma Brasileira

PRODIP Processo de Desenvolvimento Integrado de Produto

LISTA DE SÍMBOLOS

P	Potência
T	Torque
N	Rotação
Z	Número de dentes
η	Eficiência
i	Relação de redução
W	Força
r	Raio
σ	Tensão
b	Largura de face
m	Módulo
Y	Fator de forma de Lewis
d	Diâmetro de referência
β	Ângulo de hélice
v	Velocidade
V_l	Volume
p_r	Profundidade
V_z	Vazão
S_e	Limite de Endurance do material
S_y	Tensão de escoamento do material
N_f	Fator de segurança
M_a	Momento Alternado
K_f	Fator de concentração em Fadiga

P	Carga dinâmica
C	Carga dinâmica básica
σ_F	Tensão máxima de flexão no pé do dente
σ_H	Tensão de contato nominal
C_i	Coeficientes de correção para eixos
L	Vida em fadiga do mancal
Y_i	Coeficientes de correção para engrenagens

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	Objetivos	17
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	18
2.1	Trem de engrenagens	18
2.1.1	Trem de engrenagens simples	20
2.1.2	Trem de engrenagens planetárias	21
2.2	Engrenagens	24
2.2.1	Geometria	26
2.2.2	Análise de forças	27
2.2.3	Análise de tensões	28
2.2.4	Lubrificação	31
2.2.4.1	sistema de imersão;	32
2.2.4.2	sistema central de circulação sob pressão	33
2.3	Eixos	34
2.3.1	Análise de fadiga em tensões variadas	35
2.4	Acoplamentos	38
2.5	Mancais	39
2.6	Metodologia Prodip	41
2.6.1	Projeto Informacional	42
2.6.2	Projeto conceitual	42
2.6.3	Projeto Preliminar	43
3	DESENVOLVIMENTO	44
3.1	Dados de Projeto	44
3.2	Informacional	46
3.2.1	Requisitos do cliente e do projeto	47
3.2.1.1	Diagrama de Mudge	47
3.2.1.2	Benchmark	48
3.2.1.3	QFD	50
3.3	Conceitual	51
3.3.1	Seleção dos conceitos	53
3.3.2	Conceito definido	58
3.4	Projeto Preliminar	58
3.4.1	Cálculo das características da transmissão	58
3.4.2	Projeto das Engrenagens	61

3.4.3	Projeto de eixos	63
3.4.3.1	Características do Material e concentração de tensão	64
3.4.4	Projeto dos Mancais	66
3.4.5	Projeto dos Acoplamentos	67
3.4.6	Seleção do lubrificante	68
3.4.7	Design Final	70
4	CONCLUSÕES	71
	REFERÊNCIAS	73
	APÊNDICE A	76
	APÊNDICE B	77
	APÊNDICE C	80
	APÊNDICE D	83

1 INTRODUÇÃO

Com o aumento da população mundial nas últimas décadas, o número de veículos de transporte tem crescido, resultando em maior quantidade de gases de efeito estufa sendo liberados na atmosfera, já que os meios de transporte utilizados atualmente utilizam como fonte de energia, a queima de combustíveis fósseis. Dessa forma, a busca por fontes de energia renovável se torna vital para o combate às mudanças climáticas. Segundo KATAGI et al. (1996), uma maneira de reduzir a geração de gases de efeito estufa e eliminar a dependência global de fontes fósseis é a utilização da energia elétrica proveniente de geração fotovoltaica. Villalva (2012) afirma que o sol é a maior fonte de energia do nosso planeta, já que a superfície da terra recebe anualmente uma quantidade de energia solar, nas formas de luz e calor suficientes para suprir milhares de vezes as necessidades mundiais.

Nesse cenário nasceu o Desafio Solar Brasil (DSB), que é um rali de barcos movidos a energia solar, como objetivo de incentivar estudantes de universidades de todo o Brasil a desenvolver tecnologias para fontes renováveis de energia, bem como e divulgar a utilização dessas. Em 2010 nasce a Equipe Babitonga, do Centro Tecnológico de Joinville (CTJ) da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC). Atualmente a equipe é composta por 25 alunos, dos vários cursos de engenharias do campus, que tem o objetivo de projetar todos os sistemas da embarcação. Desde sua fundação, a equipe tem alcançado resultados satisfatórios nas competições nacionais e regionais, com primeiro lugar no DSB em 2014 e 2020, e segundo lugar em 2015, sempre buscando por novidades e inovações nos projetos executados. A embarcação campeã do DSB no ano de 2020 é visualizada na figura 1.

Figura 1 – Embarcação Catamarã 2020



Fonte: Babitonga (2020)

No ano de 2020, a Equipe Babitonga iniciou o desenvolvimento de uma nova embarcação elétrica do tipo monocasco, com a utilização de dois motores e apenas um hélice de propulsão. Dentre os sistemas projetados para a embarcação está o sistema de transmissão, que tem papel importante na eficiência da embarcação, pois esse possui a função de receber a potência proveniente dos motores e regular o torque e a velocidade, para o hélice, o bom funcionamento e projeto desse sistema, garante que o hélice trabalhe em sua condição ideal de trabalho e baixas perdas.

A nova configuração proposta gerou alguns problemas, devido à dificuldade do acoplamento desses dois motores em uma única saída, para qual, a solução mais simples possível é a utilização de um sistema de engrenagens simples entre os dois motores. Por outro lado a utilização de um trem de engranagens simples pode gerar problemas de sincronização, pois durante o funcionamento ocorrem flutuações na rotação e torque dos motores, que pode prejudicar a eficiência do sistema.

Essa flutuação que é uma perturbação periódica do torque, pois tem um componente de frequência e um componente de amplitude mesmo quando se aproxima do estado mais estável (AZO, 2020). Nos motores de corrente contínua sem escovas, que são aqueles utilizados pela equipe babitonga, a ondulação de torque é causada principalmente pela forma de onda que alimenta o estator. Nessas condições, o torque produzido é teoricamente constante, porém, na prática, pode haver ondulação de torque, devido à própria máquina, mas também ao sistema de alimentação (CARLSON; LAJOIE-MAZENC; FAGUNDES, 1992). Ziaeinejad, Sangsefidi e Shoulaie (2011) ainda comentam que a ondulação do torque relativo é independente da corrente do motor e varia com a velocidade do motor. Em velocidades muito baixas e muito altas, podendo chegar a 50% do torque médio

Dessa forma, o projeto de uma transmissão planetária se torna a alternativa mais eficiente, em vista que esse tipo de mecanismo consegue admitir mais de uma entrada de potência independentes em uma saída, nesta configuração a velocidade de saída é uma composição das velocidades instantâneas das entradas, diferente do caso de um engrenamento simples onde ocorre perda de potência devido ao acoplamento das entradas. Segundo Norton (2010) esses sistemas apresentam vantagens sobre transmissões convencionais, pois podem realizar relações de transmissões maiores, ocupando menores espaços, além de poderem admitir múltiplas entradas.

O trabalho consiste no projeto de um sistema de transmissão do tipo planetárias para uma embarcação solar do tipo monocasco, para a definição das principais exigências da embarcação será aplicado a metodologia de projeto conhecida como Processo de Desenvolvimento Integrado de Produto (PRODIP) desenvolvida pelo Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC (ROMANO, 2003), de forma a captar os principais conceitos requeridos, essa metodologia é composta pelas seguintes etapas: planejamento, projeção e implementação. No decorrer do trabalho, serão

aplicadas apenas as duas primeiras etapas da metodologia, na primeira etapa serão definidos os principais conceitos, a segunda fase compreende os componentes do sistema de transmissão da embarcação, que consistem em engrenagens, eixos, rolamentos e acoplamentos.

1.1 Objetivos

O objetivo geral é o projeto de um redutor planetário com múltiplas entradas de potência destinado ao sistema de propulsão de uma embarcação solar, atendendo aos requisitos resultantes da aplicação da metodologia PRODIP. Os objetivos específicos deste trabalho são:

- a. Definição dos requisitos do usuário e de projeto;
- b. Realização do projeto Conceitual;
- c. Projeto de todos os componentes do redutor no projeto preliminar: engrenagens, eixos, rolamentos e acoplamentos;
- d. Modelamento 3D em programa CAD dos componentes do redutor;
- e. Projeto preliminar da carcaça do redutor.

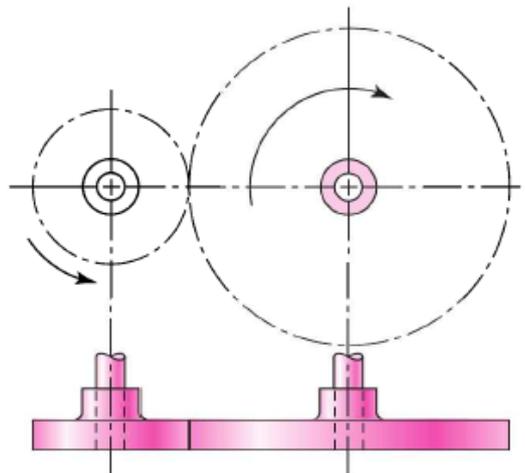
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Na fundamentação teórica serão apresentadas as teorias, métodos e ferramentas que oferecem fundamentação e suporte para apresentação do trabalho. Primeiramente, apresenta-se os conceitos e configurações de sistemas de transmissão existentes, bem como o equacionamento dos sistemas de transmissão planetários. Em seguida serão expostos os conceitos de projeto de eixos, bem como a abordagem em fadiga, que serão utilizados no projeto em questão. No final da seção será apresentada a metodologia PRODIP e a sua etapas de aplicação.

2.1 Trem de engrenagens

Segundo Norton (2010) um trem de engrenagens é qualquer coleção de duas ou mais engrenagens acopladas. Essas engrenagens tem como objetivo transmitir torque de uma entrada até uma saída, como é possível ver na figura 2, onde a menor engrenagem representa uma entrada de potência e a maior a saída, durante este processo podem haver alterações no torque e velocidade do movimento em relação a entrada.

Figura 2 – Engrenamento simples



Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 670).

Primeiramente é necessário definir o conceito de relação de transmissão e eficiência mecânica, antes de se aprofundar na classificação desses sistemas. Na figura 2 é possível visualizar o trem de engrenagem mais simples possível, o trem de engrenagens simples, que é constituído de um pinhão (menor engrenagem) e uma coroa (maior engrenagem). A potência agindo no pinhão pode ser definida pela

equação 2.1.

$$P_1 = T_1 \cdot \omega_1 \quad (2.1)$$

Onde, P_1 é a potência sobre o pinhão de entrada, T_1 o torque agindo e ω_1 a velocidade angular do pinhão. Assumindo que toda a potência proveniente do pinhão é inteiramente transmitida para a coroa, é possível afirmar que a potência na engrenagem é igual a potência transmitida para a o pinhão, que é visto na equação 2.2.

$$P_1 = P_2 \quad (2.2)$$

Substituindo a equação 2.1 na equação 2.2, e rearranjando, se chega a definição da relação de transmissão na equação 2.3.

$$i = \frac{T_2}{T_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (2.3)$$

Segundo Norton (2010) na lei fundamental do engrenamento a razão de velocidade angular das engrenagens de um par de engrenagens deve manter-se constante durante o engrenamento. Logo a definição de relação de redução definida acima atente a lei fundamental do engrenamento tendo em vista que a velocidade de saída de um trem simples de engrenagens, varia proporcionalmente com o valor de i (relação de redução). Um valor de $i=2$ irá reduzir a velocidade na saída pela metade, e aumentando o torque em duas vezes em relação a entrada.

Quando $i > 1$ o dispositivo é denominado redutor, subtraindo a velocidade angular e elevando o torque na saída. Se $i < 1$, o acionamento mecânico é chamado multiplicador, elevando a velocidade de rotação da saída. Jelaska (2012) afirma que um acionamento do tipo multiplicador geralmente funciona com menor eficiência do que um redutor em ligações por engrenagens dentadas.

A equação 2.3 é válida, apenas quando a potência de entrada é a mesma que a potência de saída, ou seja, sem perdas. Assumindo novamente o trem de engrenagens simples da figura 2 com uma potência de entrada P_1 e saída P_2 , é possível definir o conceito de razão de perda de potência pela equação 2.4.

$$P_{loss} = P_1 - P_2 \quad (2.4)$$

Rearranjando,

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - P_{loss}}{P_1} = 1 - \frac{P_{loss}}{P_1} \quad (2.5)$$

Assim se chega ao conceito de eficiência mecânica em um trem de engrenagens. Que ganha um papel importante nas características das transmissões de potência, de forma que isso mostra a quantidade de potência que não é utilizada e indiretamente caracteriza o desgaste da transmissão e seu aquecimento, que são os

principais problemas nas transmissões. Jelaska (2012) relata que o aquecimento causa diminuição da resistência e da vida útil das peças de acionamento. Sua resistência à corrosão e a capacidade funcional do lubrificante também estão em perigo. Existem diferentes categorias de trens de engrenagens e estes diferem quanto à sua capacidade de redução e da configuração mecânica dos eixos, dessa forma alguns desses sistemas serão mostrados nas próximas seções.

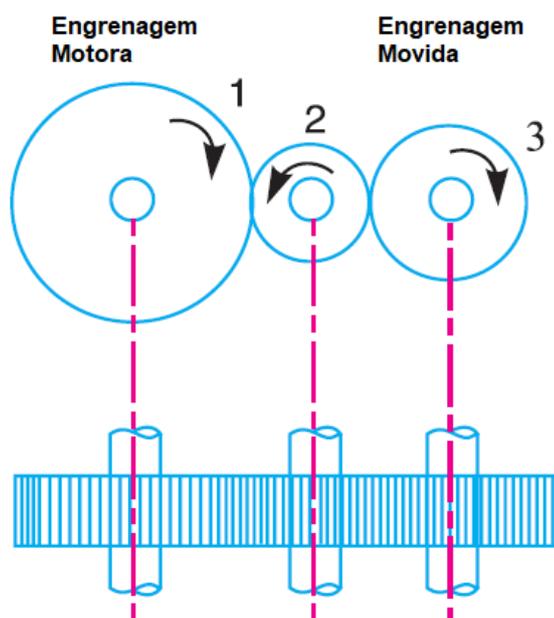
2.1.1 Trem de engrenagens simples

Um trem de engrenagens simples possui apenas uma engrenagem montada em cada eixo, como é visto na figura 2, onde a engrenagem da esquerda (pinhão) movimenta a da direita (coroa), fazendo o pinhão receber o nome de engrenagem motora e a coroa de engrenagem movida. A razão de velocidades de um único par de engrenagens é expressa pela equação 2.3, já o sinal da rotação irá se alterar devido ao movimento da engrenagem movida ser oposto ao movimento da engrenagem motora.

Algumas vezes a distância entre o eixo motor e o eixo movido é grande, Khurmi e Gupta (2005) determinam que nestes casos podem ser utilizados dois métodos diferentes para ligar os dois eixos. O primeiro é utilizar engrenagens de grande porte e o segundo é a utilização de engrenagens intermediárias entre a engrenagem de entrada e de saída como na figura 3.

Um único par de engrenagens de dentes retos, helicoidais ou cônicos, normalmente, é limitado a relação de transmissão de 10:1, resultando em um alto custo e uma difícil acomodação. (NORTON, 2010, pg 490).

Figura 3 – Trem de engrenagem simples

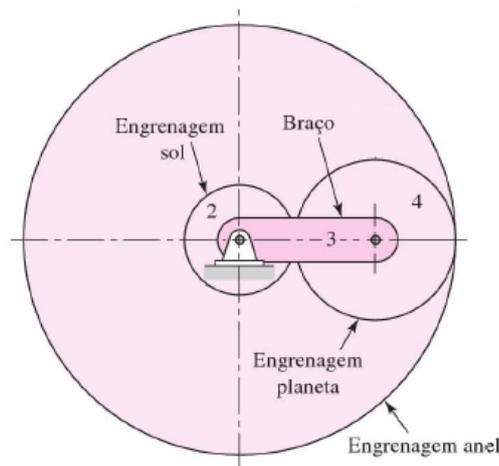


Fonte: Adaptado de Khurmi e Gupta (2005).

2.1.2 Trem de engrenagens planetárias

Jelaska (2012) afirma que trens de engrenagens planetárias são acionamentos mecânicos com pelo menos uma engrenagem, que quando conectada com outras, gira em torno do eixo da engrenagem adjacente. Na figura 4 é possível visualizar os principais componentes de um trem de engrenagens planetária, que é constituído por uma engrenagem solar ao centro, circundada por planetárias que giram sobre eixos montados no porta planetas, em volta das planetárias está a engrenagem anelar, constituída por dentes internos.

Figura 4 – Trem de engrenagens planetárias



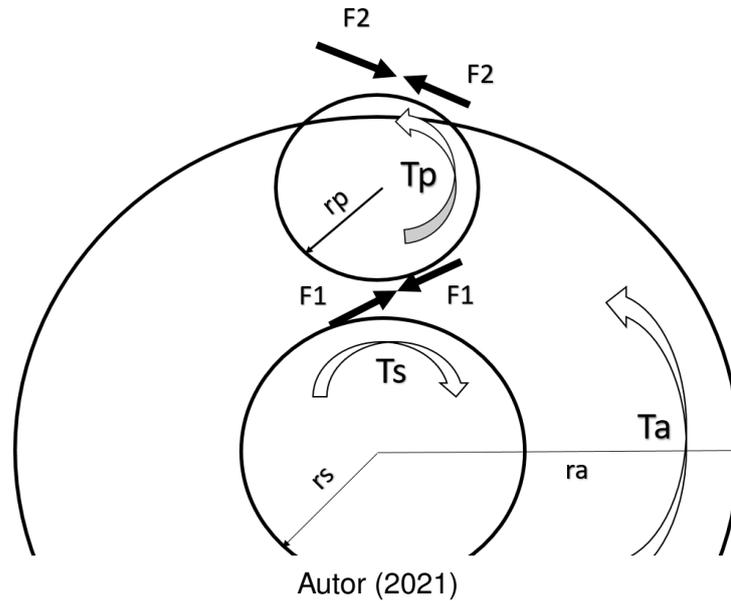
Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 710)

Em um trem de engrenagens planetárias algumas das engrenagens giram em relação aos eixos que já estão girando, o que torna a análise mais complexa. Por outro lado Liao e Chen (2017) alegam que trens de engrenagens planetárias trazem algumas vantagens em comparação aos trens convencionais, como mais opções para gerar relações de transmissão, conjunto mais compacto, saídas simultâneas, concêntricas, redução de peso, maior eficiência e maior capacidade de transporte de carga, se comparado a engrenamentos convencionais.

Trens de engrenagens planetários são dispositivos incomuns, pois possuem dois graus de liberdade, ou seja, é necessário ter duas entradas para se obter um movimento restringido. Em algumas aplicações o movimento de um dos componentes é restringido, ou seja implicando em uma velocidade nula nessa entrada. Jelaska (2012) comenta que em algumas transmissões automáticas são utilizadas combinações de trens de engrenagens planetárias, com o auxílio de embreagens para acionamento direto, e freios para manter elementos fixos, de modo a se obter combinações diferentes

e podendo se atingir relações de transmissão elevadas.

Figura 5 – Análise dinâmica de engrenagens planetárias



O diagrama de corpo livre de um trem de engrenagens planetárias é mostrado na figura 5, onde r , T o raio e torque das engrenagem. Os subscritos p , s e a são para planeta, solar e engrenagens anelar, respectivamente. Atráves da visualização do diagrama de corpo livre, é possível descrever as forças nos contatos da engrenagem planeta, pela equação 2.6.

$$\begin{aligned} F_1 \cdot r_p &= F_2 \cdot r_p \\ F_1 &= F_2 = F \end{aligned} \quad (2.6)$$

Já o torque agindo sobre as engrenagens solar e anelar é descrito na equação 2.8,

$$\begin{aligned} T_s &= F \cdot r_s \\ T_a &= F \cdot r_a \end{aligned} \quad (2.7)$$

Rearranjando:

$$\begin{aligned} \frac{T_s}{r_s} &= \frac{T_a}{r_a} \\ \frac{T_s}{T_a} &= \frac{r_s}{r_a} = \frac{Z_s}{Z_a} \end{aligned} \quad (2.8)$$

Considerando que o somatório de torques no sistema é igual a zero e que o torque do porta planetas T_{pp} está saindo do sistema, a equação 2.9 pode ser escrita.

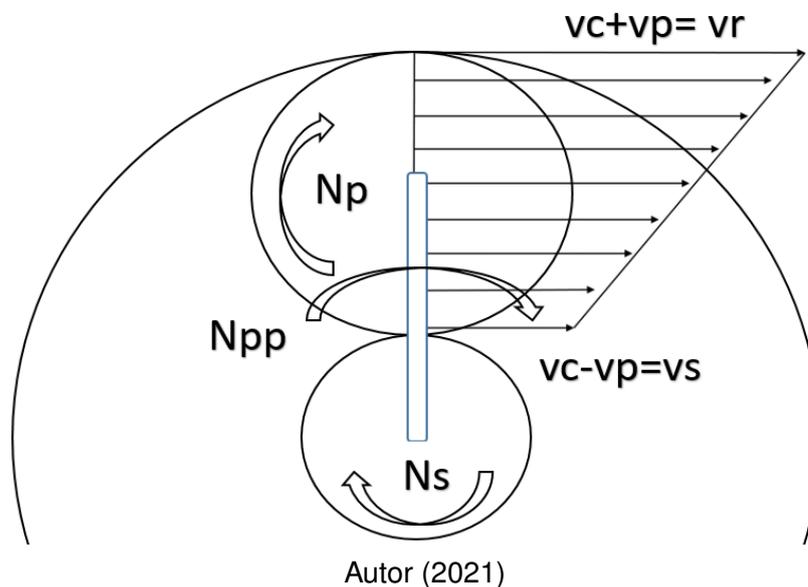
$$T_s + T_a - T_{pp} = 0 \quad (2.9)$$

Substituindo as equações 2.8 na equação 2.9 se chega nas equações 2.10, que ilustram as relações de torque entre a solar, anelar e o porta planeta. Mediante a visualização da equação 2.10 é possível visualizar, que conhecendo o torque da porta planetas e o número de dentes das engrenagens solar e anelar é possível determinar o torque nas engrenagens adjacentes.

$$T_s = T_{pp} * \frac{Z_s}{Z_a + Z_s} \quad (2.10)$$

$$T_r = T_{pp} \frac{Z_a}{Z_a + Z_s}$$

Figura 6 – Análise dinâmica de engrenagens planetárias



Onde Z é o número de dentes de cada um dos elementos da transmissão planetária, e os subscritos s , a para engrenagem solar e anelar respectivamente. Na figura 6, é possível visualizar as velocidades relativas presentes em um trem de engrenagens planetárias simples, onde a velocidade tangencial no contato da anelar pode ser representada através da equação 2.11, essa que é uma soma das velocidades do porta planeta e da engrenagem planeta.

$$V_r = V_{pp} + V_p \quad (2.11)$$

Já a velocidade tangencial no contato com a engrenagem solar pode ser determinada pela equação 2.12, onde a velocidade do porta planetas é subtraída da velocidade tangencial da engrenagem planeta.

$$V_s = V_{pp} - V_p \quad (2.12)$$

Igualando as equações 2.11 e 2.12, é possível determinar a relação da equação 2.13, que representa a velocidade tângencial da engrenagem anelar em função das velocidade da planeta e da engrenagem solar.

$$V_r = 2V_p + V_s \quad (2.13)$$

A equação 2.13 que pode ser retrabalhada em função das dimensões e rotações das engrenagens e resulta na equação 2.14, que ilustra a relação cinemática entre as engrenagens do conjunto planetário. Atráves das equações 2.10 e 2.14 é possível conhecer os torques e velocidades angulares agindo sobre qualquer um dos elementos em um trem de engrenagens planetárias simples.

$$N_a Z_a + N_s Z_s = N_{pp}(Z_r + Z_s) \quad (2.14)$$

A equação 2.14, conhecida como equação de Willis, pode ser rearranjada para determinar a relação de transmissão da planetária i_p , pela equação 2.15, também chamada de equação genérica do trem de planetárias.

$$i_{pp} = \frac{N_a - N_{pp}}{N_s - N_{pp}} = -\frac{Z_s}{Z_a} \quad (2.15)$$

2.2 Engrenagens

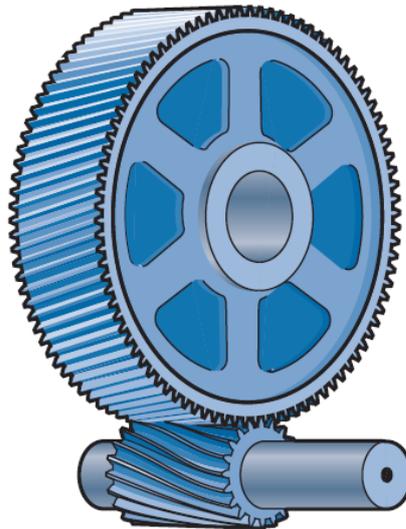
Nesta seção serão apresentados os princípios básicos das engrenagens, seus tipos e terminologias, na sequência, os aspectos de projeto, como forças e tensões agindo no seu dente. Schmid, Hamrock e Jacobson (2014, p. 379) dizem que uma engrenagem "[...] pode ser considerada uma roda dentada que, quando engrenada com outra roda dentada de diâmetro menor, transmitirá o movimento rotacional de um eixo para outro."

Esses componentes, que podem ser chamados de transmissões por engrenagens, quando estão ligados com um segundo elemento são, amplamente, utilizados em máquinas e nas mais diversas aplicações. Segundo Collins, Busby e Staab (2009) nos casos em que se deseja um movimento uniforme, com deslizamento suave, alta capacidade de velocidade, baixo peso, precisão, alta eficiência ou design compacto, a seleção de um sistema de engrenagens apropriado irá, em uma quantidade dignificativa de casos, cumprir esses critérios melhor do que qualquer outra alternativa. Geralmente, as engrenagens são padronizadas e suas tolerâncias para diversos níveis de precisão de fabricação e normas de projeto são estabelecidas pela AGMA- (*American Gear Manufacturers Association*), ISO (*International Organization for Standardization*) e ADIN (*Deutsches Institut für Normung*).

Em geral, as engrenagens podem ser divididas, com base no arranjo dos eixos do par engrenado, que pode ser: nas situações nas quais os eixos são paralelos, se cruzam, ou não são paralelos e nem se cruzam.

Os tipos mais comumente utilizados e os mais simples são aqueles que se conectam por eixos paralelos. Eles são relativamente fáceis de fabricar e possuem capacidade de transmitir grandes quantidades de potência com maior eficiência do que qualquer outro tipo ou forma de engrenagem (RADZEVICH, 2012, p.41). Dentro das engrenagens conectadas por eixos paralelos ainda possuem outras duas classificações, as quais estão relacionadas com a forma dos dentes e a configuração de montagem.

Figura 7 – Engrenagens helicoidais



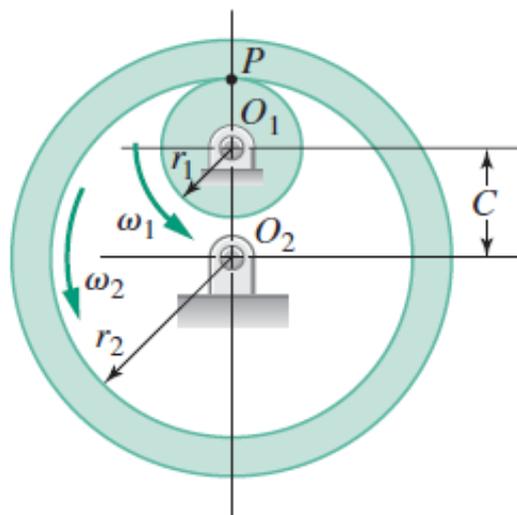
Fonte: Schmid, Hamrock e Jacobson (2014, p. 382)

Os dentes podem ser divididos em engrenagens retas e helicoidais. Schmid, Hamrock e Jacobson (2014) declaram que as engrenagens de dentes retos são aquelas que possuem seus dentes paralelos ao seu eixo, estes, que também podem estar, localizados na superfície interna de um cilindro e são conhecidas como engrenagens internas ou anelar. Esses mecanismos são o tipo de engrenagem mais simples e comum, bem como as mais fáceis de fabricar. "Elas impõem apenas cargas radiais em rolamentos de suporte. Perfis de dente são normalmente involutos em forma, e pequenas variações na distância central são, geralmente bem toleradas"(COLLINS; BUSBY; STAAB, 2009, p. 595).

As engrenagens helicoidais, conforme é possível ver na figura 7, são muito semelhantes às engrenagens de dentes retos, exceto que seus dentes são angulados em relação ao seu eixo de forma a criar espirais. Devido a isso os dentes helicoidais

se engrenam progressivamente, para Radzevich (2012) as engrenagens de dentes helicoidais tem uma ação mais suave do que os dentes da engrenagem reta. Por esse motivo essas engrenagens são mais silenciosas e a carga transmitida é maior. Em função dessa configuração as engrenagens helicoidais durarão mais para a mesma carga. "Por causa dos dentes angulados, as engrenagens helicoidais impõem cargas radiais e axiais nos rolamentos de suporte."(COLLINS; BUSBY; STAAB, 2009, p. 595), este fator insinde em exigir um projeto de mancais mais robustos para suportar essas cargas adicionais.

Figura 8 – Engrenamento interno



Fonte: Schmid, Hamrock e Jacobson (2014, p. 382)

Quando se analisa a configuração de montagem das engrenagens cilíndricas paralelas, obtém-se duas montagens principais: o engrenamento externo, como visto na figura 7, e o engrenamento interno, que possui os dentes da engrenagem ligados ao lado interno da engrenagem, como pode ser visualizado na figura 8. Radzevich (2012) lista algumas vantagens da utilização de engrenagens internas, que são: maior eficiência, resistência do dente maior em comparação a uma engrenagem externa equivalente e possibilidade de ter um design mais compacto, pois opera à uma distância central mais próxima com seu pinhão correspondente do que as engrenagens externas.

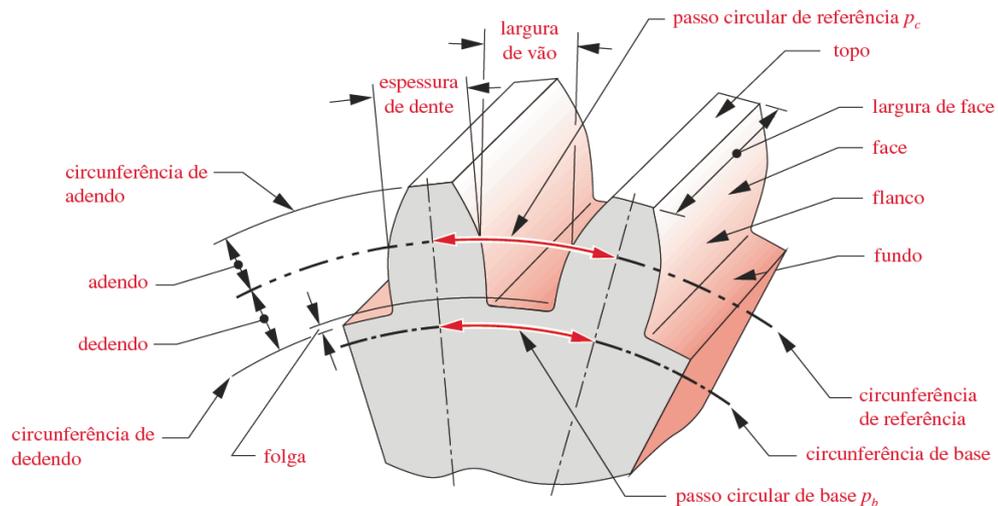
2.2.1 Geometria

O objetivo desta seção é a introdução dos parâmetros geométricos fundamentais associados à configuração dos dentes das engrenagens. Para a melhor visualização é considerada uma engrenagem cilíndrica externa de dentes retos representada parcialmente na figura 9. Devido a grande quantidade de parâmetros

geométricos existentes no perfil de uma engrenagem a seguir serão listados apenas alguns destes:

- Diâmetro de base: Diâmetro onde se encontra a raiz do dente;
- Módulo: A razão entre o diâmetro primitivo e o número de dentes da engrenagem;
- Diâmetro de referência: É o diâmetro onde está localizado o o ponto de referência da engrenagem, ou seja onde movimento é transmitido com a mesma relação de transmissão da engrenagem;
- Ângulo de pressão: O ângulo entre a linha de ação e a direção da velocidade no ponto de referência;
- Adendo: É definido como a distância radial entre o topo do dente e o círculo de referência;
- Dedendo: Por sua vez é a distância radial entre o fundo de dente e o círculo de referência;
- Largura de Face: É o comprimento do perfil axial do dente.

Figura 9 – Geometria dos dentes de uma engrenagem



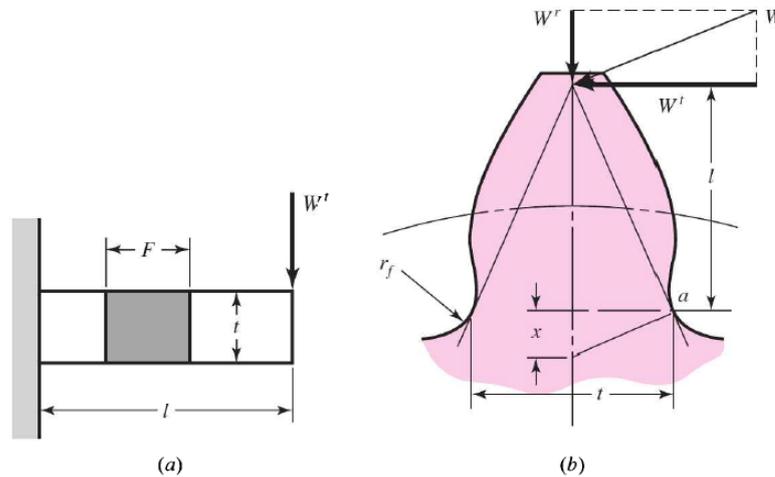
Fonte: Norton (2013, p. 690)

2.2.2 Análise de forças

Para que seja possível determinar as tensões sobre os dentes das engrenagens é necessário, primeiramente, conhecer as forças as quais agem sobre a engrenagem e suas causas. Em uma engrenagem cilíndrica de dentes retos as forças são geradas devido ao torque atuando sobre o eixo no qual a engrenagem está montado. Assim, o flanco da engrenagem motriz transmite movimento no flanco da engrenagem movida por meio da força F que atua ao longo da linha de ação no ângulo de pressão. Essa força, como visto na figura na figura 10, possui duas componentes, uma radial W_r e

uma tangencial W_t . A componente tangencial que facilmente pode ser determinada pela equação 2.16.

Figura 10 – Força aplicada no dente de uma engrenagem de dentes retos



Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 743)

$$W_t = \frac{T_p}{r_p} \quad (2.16)$$

já a força resultante W pode ser encontrada pela equação 2.17

$$W = \frac{W_t}{\cos \phi} \quad (2.17)$$

Onde r_p representa o raio primitivo da engrenagem, T_p o torque agindo no eixo da engrenagem motora, e ϕ o ângulo de pressão do par de engrenagens. Jelaska (2012) aponta que as cargas reais da engrenagem são maiores do que as cargas nominais definidas, devido a fatores dinâmicos, os quais, entre eles, estão a operação instável, ou seja, impactos causados tanto pelo elemento de acionamento, quanto pelo acionado e, também, carregamentos dinâmicos incrementados como consequência de vibrações excitadas na transmissão. Esses fatores serão levados em conta futuramente em forma de correções no cálculo das tensões admissíveis nos dentes das engrenagens.

2.2.3 Análise de tensões

Para o dimensionamento adequado de engrenagens cilíndricas é preciso levar em conta vários fatores, entre eles estão a seleção adequada do material, determinar o processo de fabricação e seleção do tratamento térmico adequado, quando necessário. Para que seja possível determinar cada um desses pontos é indispensável, entre outras coisas, conhecer quais as principais causas que podem levar à falha dos dentes das engrenagens. Jelaska (2012) classifica as formas de falha em dois principais grupos

as falhas por ruptura, que, normalmente, são causadas por fratura por fadiga na raiz do dente, devido às tensões variáveis geradas do momento fletor e as falhas por dano de flanco, usualmente, causadas pela fadiga superficial, resultante do repetido contato entre a superfície dos dentes durante o engrenamento.

Sánchez, Pleguezuelos e Pedrero (2018) comentam que os modelos padrão para o cálculo da resistência das engrenagens são baseados em equações simples, dadas pela teoria da linha elástica para tensão de flexão e a equação de Hertz para pressão de contato, juntamente com o acréscimo de muitos outros fatores de influência para corrigir os valores de tensão nominal para os reais, em diferentes condições de operação. Esses modelos foram extensivamente desenvolvidos, fornecendo métodos adequados para a estimativa das tensões agindo nos dentes das engrenagens. Dessa forma, existem cálculos para determinar a resistência à flexão do dente e durabilidade da superfície padronizados por várias agências que entre elas são: ISO, AGMA, DIN entre outras.

Os modelos desenvolvidos para determinar as tensões de flexão no dentes das engrenagens se baseiam nas primeiras premissas estabelecidas por Lewis (1892), qual representou o dente da engrenagem como uma viga engastada em balanço como visto na figura 10, na qual o momento máximo é gerado na raiz do dente, causado pela força tangencial atuante no dente. Para adequar a tensão na raiz do dente com os valores reais, Lewis ainda estabeleceu alguns fatores adequadores do carregamento e da forma do dente de acordo com a condição de trabalho. Assim a equação de Lewis para tensão de flexão agindo sobre na raiz do dente é visualizada pela equação 2.18.

$$\sigma = \frac{F_t}{bYm} \quad (2.18)$$

Onde F_t é a força tangencial agindo sobre o dente, m o módulo normal da engrenagem, b a largura de face da engrenagem e Y o fator de forma de Lewis que leva em conta a geometria do dente. Neste trabalho para o cálculo das tensões de flexão na raiz do dente será utilizada a metodologia empregada pela norma internacionais ISO 6336 parte 3 de 2006, esta que compreende tanto a engrenamentos externos quanto internos, que é o caso da engrenagem anelar em um trem de engrenagens planetárias. A norma ISO 6336 parte 3 estabelece que a falha por flexão, ocorre proveniente da fadiga decorrente do engrenamento cíclico, o qual após um determinado número de ciclos de carga, falhará, geralmente, no pé do dente (ISO, 2006). A tensão máxima de flexão no pé do dente é representada pela equação 2.19 e os seus fatores são visualizados na tabela 1.

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b.m_n} Y_f Y_s Y_\beta Y_B Y_{DT} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad (2.19)$$

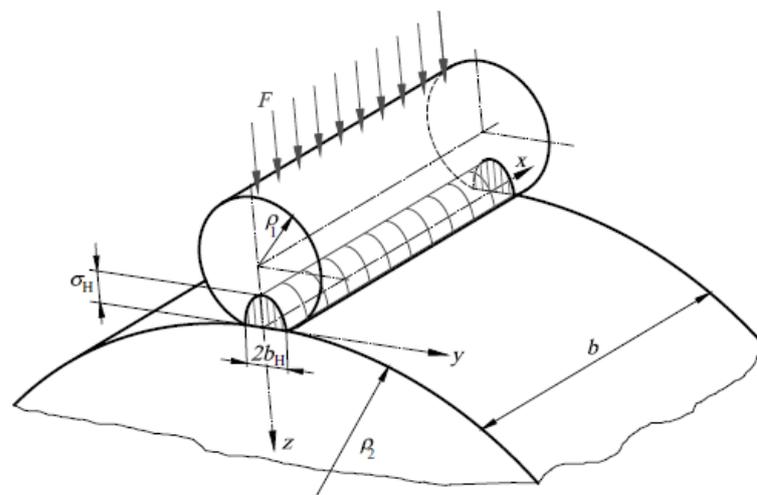
Tabela 1 – Fatores da tensão de flexão

Fator	Descrição
K_A	Fator de aplicação
K_v	Fator dinâmico
$K_{F\beta}$	Fator de carga na face,
$K_{F\alpha}$	Fator de carga transversal
Y_F	Fator de forma
Y_S	Fator de correção de tensão
Y_β	Fator de ângulo de hélice
Y_B	Fator de espessura
Y_{DT}	Fator de profundidade do dente

ISO (2006)

As tensões superficiais, por outro lado, se baseiam nas teorias de Hertz, que, segundo Johnson (1985), foi o primeiro a fazer grandes descobertas na análise das tensões geradas no contato entre dois sólidos. Na solução obtida por Hertz, as tensões e as deformações na superfície de contato, são função da carga, geometria e propriedades elásticas dos dois corpos em contato. Medeiros, Sinatora e Tanaka (2000) ainda comentam que a transferência de esforços mecânicos entre dois corpos ocorre por meio do contato entre suas superfícies. No caso em que pelo menos uma dessas superfícies é curva, os esforços resultantes na região de contato são conhecidos como tensões de contato (DUARTE, 2016).

Figura 11 – Tensões superficiais



Fonte: Jelaska (2012, p. 170)

Para o estudo da tensão superficial proveniente do contato entre os dentes de um par engrenado, uma das simplificações usadas é assumir que os dentes se

comportam como cilindros em contato como visto na figura 11, assim se o material é solicitado abaixo do seu ponto de escorregamento, a deformação proveniente do esforço na região de contato será puramente elástica e a superfície voltará a sua geometria curva após o contato, a repetição desse processo nas revoluções seguintes, irá gerar tensão resultantes puramente hertzianas (NORTON, 2013).

Mazzo (2013), afirma que quando se excede a tensão suportada pelos flancos dos dentes em contato, após um determinado número de ciclos de carga, começam a se desenvolver fissuras nessas regiões. Essas que com o passar do tempo se propagam, formando minúsculas cavidades, que se multiplicam sobre a superfície. Igualmente ao caso das tensões de flexão, a determinação das tensões superficiais seguirá a ISO 6336, só que dessa vez na parte 2, que estabelece uma metodologia para o cálculo dos valores limites da pressão Hertziana agindo nas regiões de contato do engrenamento. Onde a tensão de contato nominal no par de dentes pode ser representada por meio da equação 2.20.

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t(u+1)}{d_1 b u}} \quad (2.20)$$

Z_H é o fator de curvatura do dente, Z_E o fator de elasticidade, Z_ϵ o fator de razão de contato, Z_β o fator do ângulo de hélice, d_1 o diâmetro primitivo da menor das engrenagens do par, e u a relação de redução. Com a tensão nominal de contato do par, é possível determinar as tensões de contato nominais para cada um dos elementos engrenados, representados pelas equações 2.21 e 2.22.

$$\sigma_{H1} = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (2.21)$$

$$\sigma_{H2} = Z_D \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (2.22)$$

Onde Z_B é o fator de contato da menor das engrenagens, Z_D o fator de contato da engrenagem restante, K_A o fator de aplicação, K_v o fator dinâmico, $K_{H\beta}$ o fator de carga da face para a tensão de contato, e $K_{H\alpha}$ o fator de carga transversal para tensão de contato.

2.2.4 Lubrificação

Durante o contato de um par de engrenagens, estes experimentam movimentos combinados de rolamento e deslizamento, produzindo atrito, que acaba por consumir parte da potência transmitida. Essas parcelas de atrito causam perdas, aquecimento, desgaste dos dentes e redução da eficiência do par (JELASKA, 2012). De forma a atenuar os problemas causados pelo atrito nessas condições, se torna imprescindível a adequada lubrificação dos componentes. Norton (2013) diz que na maioria das

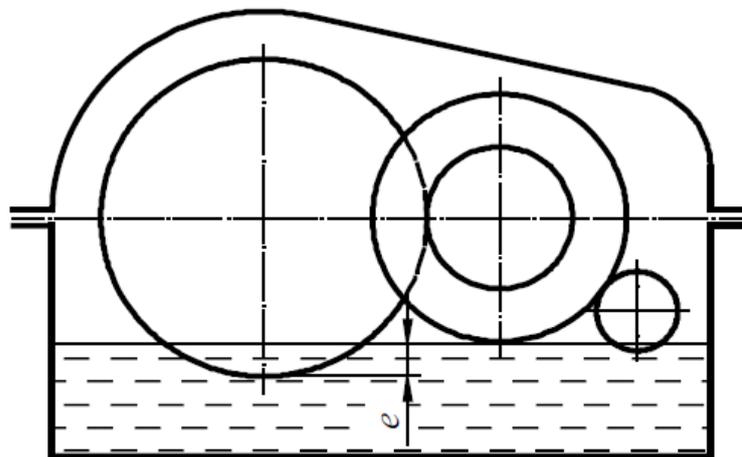
aplicações se busca obter lubrificação de filme completo, aquela na qual as superfícies estão completamente separadas por um filme de lubrificante e isto elimina qualquer contato e diminui o atrito equivalente entre as superfícies.

No contato entre engrenagens, a lubrificação de filme é atingida por meio da condição de lubrificação elasto-hidrodinâmica. Esta ocorre quando a carga aplicada entre as superfícies cria uma área de contato de deflexão elástica das superfícies, essas pequenas áreas de contato que podem prover tamanho suficiente para permitir a formação de um filme hidrodinâmico (NORTON, 2013). A alta pressão superficial entre os flancos dos dentes resultam em um súbito aumento da viscosidade do filme de óleo tornando o lubrificante tão viscoso que não pode fluir nessas regiões.

Pirro e Wessol (2001) ainda afirmam que a pressão deve ser alta o suficiente para causar deformação elástica das superfícies de contato, que, no caso do contato entre engrenagens o carregamento normalmente é suficiente para essa condição. Para garantir a aplicação adequada de lubrificante nos dentes das engrenagens durante seu funcionamento, são utilizados alguns métodos de aplicação, destes aqueles mais comuns serão abordados em maior profundidade nas seguintes seções.

2.2.4.1 sistema de imersão;

Figura 12 – Lubrificação por imersão



Fonte: Jelaska (2012, p. 265)

A lubrificação por imersão é utilizada em aplicações onde as velocidades periféricas não excedem 15m/s. Este sistema pode ser visto na figura 12, onde o lubrificante é armazenado na própria caixa, e direcionado para todas as engrenagens por intermédio da maior engrenagem, que está imersa no lubrificante, e com seu movimento leva o lubrificante aos pontos necessários. Este sistema traz grande vantagem por sua simplicidade, por não necessitar de dispositivos adicionais e

proporcionar segurança operacional (JELASKA, 2012).

O volume de fluido deve ser o suficiente para que as engrenagens sejam submersas em óleo até a metade da profundidade do dente, levando-se em consideração as flutuações no nível do óleo durante a operação. Levando isso em conta Mazzo (2013) especifica o volume e a profundidade de imersão pelas equações 2.23 á 2.27.

$$A = \left(\frac{0,1}{z \cos \beta} + \frac{0,03}{v_t + 2} \right) P_T \quad (2.23)$$

$$V_{li} = 2,05A \geq 0,010 \quad (2.24)$$

$$V_{ls} = 3,2A \geq 1,2V_{li} \quad (2.25)$$

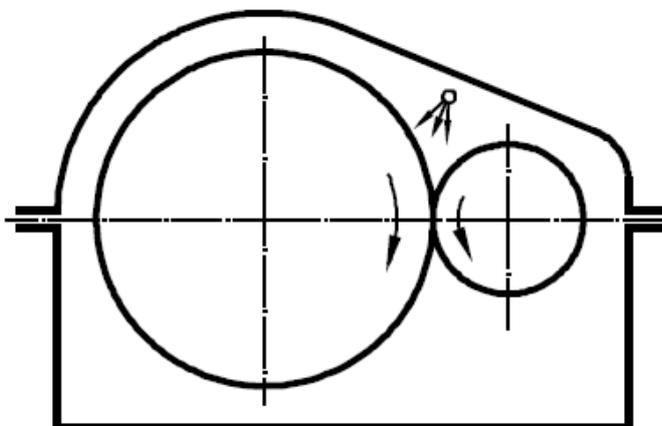
$$P_{ri} = m_n + 0,5 \quad (2.26)$$

$$P_{rs} = 6m_n + 0,5 \quad (2.27)$$

Onde v_{li} é o volume inferior V_{ls} o volume superior Z o número de dentes da engrenagem submersa p_t a potência no torque máximo v_t a velocidade periferica, m_n o modulo normal p_{ri} a profundidade inferior e p_{rs} a profundidade superior.

2.2.4.2 sistema central de circulação sob pressão

Figura 13 – Lubrificação sob pressão



Fonte: Jelaska (2012, p. 263)

A lubrificação sob pressão é comumente utilizada em variadas aplicações, onde as velocidades tangenciais nos dentes das engrenagens são elevadas. Consiste de um depósito principal de lubrificante, e de uma linha de canalização que direciona o

fluido sob pressão, que é pulverizado na malha da engrenagem por meio de um bico, como pode ser visto na figura 13.

O lubrificante é pressurizado por uma bomba principal, que quando necessário ainda pode direcionar o fluido através de um trocador de calor, para realizar o controle de temperatura. A bomba além de direcionar, até cada engrenagem também suga o óleo do tanque e o comprime por um filtro, realizando a separação de impurezas do lubrificante. Na lubrificação sob pressão o diâmetro da tubulação deve ser tal que a quantidade total de óleo escoe a uma velocidade média de $0,5m/s$ (JELASKA, 2012). Mazzo (2013), sugere que a vazão necessária de fluido, pode ser determinada pela equação 2.28.

$$V_z = (0,06 \frac{m_n v_t}{5000})b \quad (2.28)$$

Onde v_z é a vazão de fluido necessária em L/min, v_t a velocidade periférica da engrenagem, m_n o módulo normal da engrenagem, e b a largura de face.

2.3 Eixos

Eixos são componentes com uma grande importância em máquinas mecânicas, pois esses que irão transmitir a torque e potência de uma fonte até a aplicação final. Para Raotole, Sadaphale e R.Chaudhari (2013), eixos de rotação experimentam um grande número de flutuações e ciclos de carga cíclica durante sua vida útil, logo a fadiga se torna um ponto crítico na durabilidade deste componente e deve ser considerada no projeto, de forma a evitar falhas. Estas falhas ocorrem geralmente em níveis de tensão significativamente inferiores aos valores da resistência ao escoamento dos materiais Norton (2013, pg.303). Logo a utilização das teorias de falha estática se tornam insuficientes para o adequado projeto de eixos rotacionais.

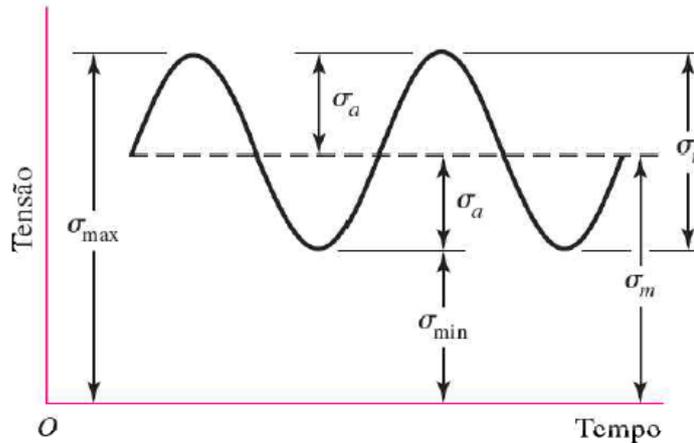
A fadiga pode ser definida como o "Processo progressivo e localizado de modificações estruturais permanentes ocorridas em um material submetido a condições as quais produzam tensões e deformações cíclicas que podem culminar em trincas ou fraturas após um certo número de ciclos" Stephens et al. (2000, pg.33).

As cargas atuantes em eixos são predominantemente de dois tipos, torção devido ao torque transmitido e flexão devido às cargas transversais, podem existir ainda componentes axiais presentes devido aos engrenamentos, ou outros componentes alocados no eixo. Norton (2013) ainda comenta que essas cargas, frequentemente, ocorrem em combinação, com ambas podendo ser fixos quanto variáveis com o tempo. Na figura 14 é possível visualizar as componentes de tensão alternada, onde podem ser classificadas em 3 categorias listadas abaixo:

- Alternada: Aquela em que a tensão média é zero;
- Repetida (ou pulsante): Caso no qual a tensão mínima é zero;

- Variadas (ou flutuantes): Caso mais crítico, onde a tensão mínima e média são maiores que zero.

Figura 14 – Tensão alternada



Fonte: Budynas e Nisbett (2011, p. 319)

2.3.1 Análise de fadiga em tensões variadas

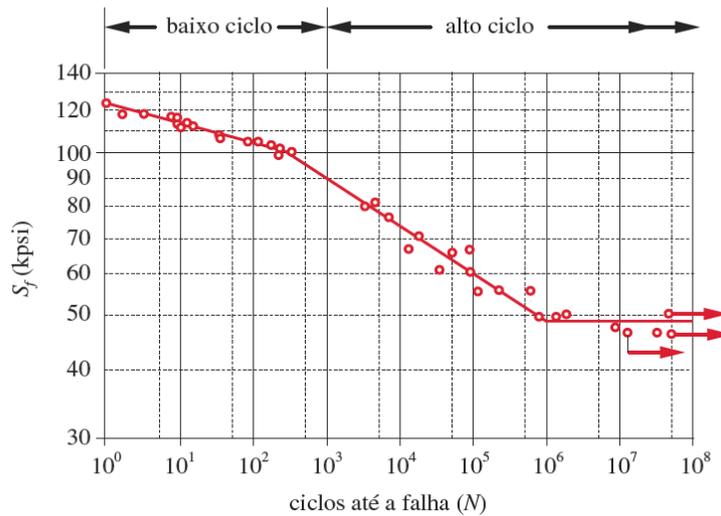
Stephens et al. (2000) diz que o estudo da fadiga iniciou no século XIX e desde lá teve grandes avanços, acarretando na criação de diferentes abordagens para o seu tratamento. Esses métodos de projeto, possuem algumas diferenças entre si, por causa de cada aplicação que pode ser simples ou complexa, e se a falha será catastrófica ou não catastrófica, caso ocorra. Dentre esses os métodos mais conhecidos são o modelo tensão número de ciclos, o modelo de formação número de ciclos e o modelo da mecânica da fratura. Cada um destes possui suas vantagens e aplicações. Outra classificação existente é o regime de fadiga o qual divide as aplicações entre a fadiga de baixo ciclo e alto ciclo, a separação desses dois regimes depende do material a ser considerado, mas geralmente, está entre 10^3 ciclos.

O modelo de formação número de ciclos envolve uma análise mais detalhada da deformação plástica em regiões localizadas em que as tensões e deformações são consideradas para estimativas de vida (BUDYNAS; NISBETT, 2011, pg 291). Norton (2013) diz que o modelo deformação Número de ciclos é o melhor modelo para estudar o estágio de propagação da trinca do processo de fadiga, podendo ser utilizado para prever o tempo de vida restante em peças trincadas durante serviço, sendo aplicado em regimes de fadiga de baixo-ciclo.

Já o método da mecânica da fratura considera que uma trinca já esteja presente e tenha sido detectada. Budynas e Nisbett (2011) dizem que esse método é empregado para prever o crescimento da trinca em relação à intensidade da tensão, sendo mais utilizado quando aplicado a estruturas grandes. Norton (2013) alega que

o MFLE é o melhor modelo para o estudo do estágio de propagação da trinca no processo de fadiga, como estuda o regime de propagação é usado em regimes de fadiga de baixo-ciclo e em problemas de vida finita nos quais as tensões cíclicas são conhecidas por serem elevadas o suficiente para causarem a formação de trincas.

Figura 15 – Diagrama S-N



Fonte: Norton (2013, p. 320)

Bannantine, Comer e Handrock (1989) afirmam que o modelo tensão-número de ciclos (S-N) é amplamente utilizada em aplicações de projeto. No qual a tensão aplicada está, principalmente, dentro da faixa elástica do material e a vida resultante será muito longa, como no caso de eixos de máquinas. Por esses motivos, no projeto de eixos a melhor abordagem a se utilizar é a abordagem de fadiga em alto ciclo pelo modelo tensão- número de ciclos (S-N). A base do método tensão-vida é o diagrama de Wöhler ou S-N visto na figura 15, que representa tensão alternada. no eixo Y, versus ciclos até a falha N, no eixo X.

Os dados do teste S-N são geralmente apresentados em um gráfico log-log, como visto na figura 15 e para certos materiais como o aço a linha de falha cai linearmente e, depois de um certo ponto, tem poucas variações, esse ponto que é conhecido como limite de endurance do material, que Norton (2013) define como o nível de tensão abaixo do qual não ocorrem mais falhas por fadiga, podendo-se continuar os ciclos de tensão ilimitadamente. Vale ressaltar, o limite de endurance é calculado para um corpo de prova, então ele deve ser corrigido para a aplicação desejada, levando em conta desde o tipo de carregamento até o ambiente.

Para os casos com tensões repetidas ou pulsantes, em que a componente de tensão média não é nula, a resistência à fadiga do material é alterada, o que levou ao desenvolvimento de correlações empíricas, para determinar o efeito da tensão média

na vida infinita do material. Para isso, constroem-se diagramas para conectar o limite de resistência, no eixo alternado, à resistência ao escoamento, resistência final ou à tensão de fratura verdadeira no eixo de tensão média (BANNANTINE; COMER; HANDROCK, 1989).

Um desses métodos é o método ASME proveniente da norma ANSI/ASME B106.1M de 1985, desenvolvido especialmente para o cálculo de eixos, assume que a maioria dos eixos de máquinas estão sujeitos a uma combinação de tensão de flexão alternada (tensão média nula) e torção estável ou quase constante. Com isso foram efetuados vários testes nestas condições, onde os resultados mostraram que a curva de projeto em vida infinita possui um comportamento elíptico, considerando que a falha ocorre no limite de fadiga ou no escoamento torcional do material. ASME (1985). A equação parabólica que representa o envelope de falha para o método ASME é visualizado na equação.

Um desses é o método ASME proveniente da norma ANSI/ASME B106.1M de 1985, desenvolvido, especialmente, para o cálculo de eixos, assume que a maioria dos eixos de máquinas estão sujeitos a uma combinação de tensão de flexão alternada (tensão média nula) e torção fixa, ou quase constante. Com isso, foram efetuados vários testes nestas condições e os resultados mostraram que a curva de projeto em vida infinita possui comportamento elíptico, considerando que a falha ocorre no limite de fadiga, ou no escoamento torcional do material ASME (1985). A equação parabólica que representa o envelope de falha para o método ASME é visualizado na equação 2.29.

$$\left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{S_{ys}}\right)^2 = 1 \quad (2.29)$$

Onde S_e é o limite de resistência em fadiga corrigido do material, τ_m a tensão de cisalhamento atuando, σ_a a componente de tensão normal alternada atuante no componente e S_y a tensão de cisalhamento no escoamento do material. A equação 2.29 a qual pode ser rearranjada, com o auxílio das tensões equivalentes, resultando na equação 2.30, que calcula o diâmetro mínimo do eixo, sujeito à fadiga.

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(K_f \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.30)$$

N_f representa o fator de segurança, K_f O fator de concentração de tensões de fadiga do eixo, M_a a Componente do momento alternado, T_m a componente de torque médio agindo sobre o eixo.

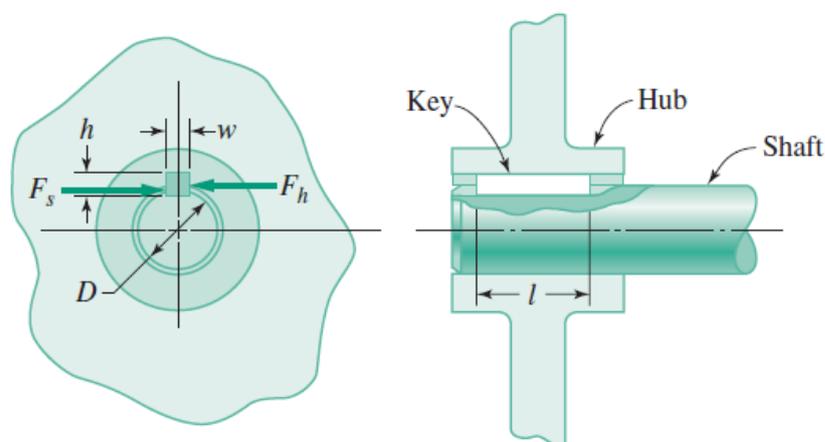
2.4 Acoplamentos

Em muitas aplicações os eixos estão transmitindo potência de um ponto a outro com o auxílio de elementos como: engrenagens e roldanas. Esses elementos devem ser fixados no eixo de forma a garantir que não ocorra deslocamento relativo entre o eixo e o elemento acoplado. Para garantir essa condição são utilizadas tipologias diferentes de acoplamento, para diferentes aplicações. Uma lista de alguns dos elementos mais comuns para garantir o acoplamento com eixos é listada abaixo:

- Chavetas;
- Estrias;
- Parafusos de fixação.
- Pinos
- Ajuste de pressão e contração;
- Ajustes conicos.

Chavetas são definidas por Norton (2013, pg.570) como: "Uma parte de maquinaria desmontável que quando colocada em assentos representa um meio positivo de transmitir torque entre eixo e cubo". Talvez as chavetas são as mais comuns das conexões entre um eixo e um cubo para transmissão de torque, essa que é um pequeno elemento de metal, geralmente, fabricadas de aço de baixo carbono e são montada em rasgos feitos no eixo e cubo (JUVINALL; MARSHEK, 2013). Chavetas são elementos extremamente simples e baratos, por esse motivo são fabricadas com fatores de segurança baixos, para que em caso de sobrecarga do sistema esse elemento falhe e não comprometa o restante do equipamento.

Figura 16 – Acoplamento por chaveta



Fonte: Jelaska (2012, p. 367)

Os modos de falha nas chavetas são provenientes do cisalhamento e do esmagamento, sendo a falha por cisalhamento a mais suscetível a ocorrer, devido

a alta resistência à compressão de muitos materiais, principalmente aços. No Brasil as chavetas são normalizadas pela norma ABNT NBR 6441 de dezembro de 1991, baseada na norma alemã DIN-138, a qual padroniza as dimensões, tolerâncias e demais condições referentes aos furos, chavetas e rasgos para chavetas (ABNT, 1991).

Outro acoplamento comumente utilizado são as estrias, ou seja dentes perfurados no eixo e no cubo com o mesmo perfil. Estas formas de acoplamento são mais utilizadas em aplicações com elevados torques nos quais as chavetas não têm capacidade suficiente de suportar a carga (JELASKA, 2012). Para Budynas e Nisbett (2011), o ponto negativo ao utilizá-las está no seu elevado custo de fabricação, sendo necessário elevadas horas no processo de usinagem, fator este que inviabiliza seu uso em aplicações simples.

O ajuste por interferência é utilizado normalmente para o acoplamento de elementos na entrada ou saída do eixo, mas também pode ser usado para conectar elementos intermediários (COLLINS; BUSBY; STAAB, 2009). Como o nome já diz o eixo transfere torque entre os elementos pelo atrito entre as superfícies. Para gerar a interferência necessária o cubo é fabricado com as dimensões levemente menores que a do eixo, o que gera uma pressão radial sobre o eixo, gerando assim o travamento entre os componentes, dessa forma tornando a tolerância geométrica e precisão de fabricação pontos importantes para a utilização desse acoplamento (NORTON, 2013).

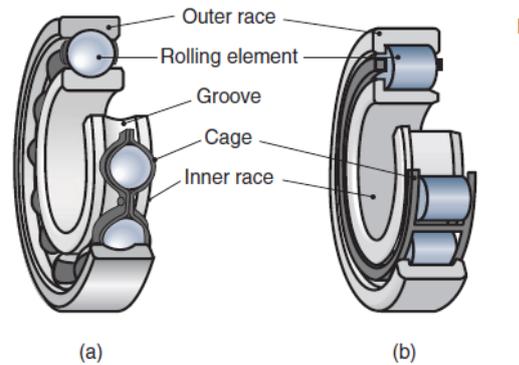
Collins, Busby e Staab (2009) comentam que para aplicações de baixo torque os parafusos de fixação e pinos são os mais adequados para transmitir torque entre cubo e eixo. Os parafusos de fixação são elementos que são parafusados em um furo roscado no cubo, apoiando-se na superfície externa do eixo para fornecer força de atrito necessária para o movimento entre o eixo e o cubo. Já os pinos são fixadores de metal inseridos por um buraco transversal presente no eixo e no cubo, nos quais as pontas do pino podem ser dobradas para prendê-lo ou ligeiramente maior que o orifício para que a fricção mantenha o pino no lugar (COLLINS; BUSBY; STAAB, 2009). A capacidade de transmissão de torque do pino é limitada pela resistência do pino, que estará sujeito a cisalhamento, esses que podem ser fabricados com materiais de pouca resistência, de forma a falhar em casos de sobrecarga e, assim, proteger o sistema (JUVINALL; MARSHEK, 2013).

2.5 Mancais

"Sempre que duas partes têm movimento relativo, elas constituem um mancal por definição, sem levar em conta sua forma ou configuração" (NORTON, 2013, pg. 11). Uma abordagem simples para visualizar o papel dos mancais de rolamento no projeto de um eixo é visualizá-lo como uma viga biapoiada, na qual possui dois apoios os quais podem ser vistos como os rolamentos, sujeitos às reações do carregamento

da viga. Além dos carregamentos verticais, provenientes dos elementos acoplados no eixos, podem existir forças axiais, ou combinações de ambas que serão suportadas pelos mancais.

Figura 17 – Mancais de rolamento de esferas



Fonte: Schmid, Hamrock e Jacobson (2014, p. 337)

Os mancais mais comumente utilizados, são os mancais de elementos rolantes, também conhecidos como rolamentos, onde o eixo é separado do elemento fixo por componentes rolantes, devido a essa tipologia o atrito de rolamento é a principal força de oposição ao movimento do eixo. Essa classe resulta em baixas perdas tanto na inicialização da rotação quanto em operações constantes (COLLINS; BUSBY; STAAB, 2009). Juvinal e Marshek (2013) comentam que por outro lado, devido aos elementos rolantes terem uma área de contato muito pequena, são geradas elevadas tensões de contato, sendo necessário que os elementos rolantes sejam feitos de materiais duros, de alta resistência. Na figura 17 é possível ver os principais componentes de um rolamento, que são eles o anel externo, o anel interno, os elementos rolantes e o separador.

Segundo Schmid, Hamrock e Jacobson (2014) os mancais de elementos rolantes, são utilizados em uma elevada gama de aplicações, podendo variar de tamanhos de apenas alguns milímetros até componentes de alguns metros. Dentre esses os mais utilizados são os rolamentos de esferas vistos na figura 17-a e os rolamentos de rolos da figura 17-b. Os rolamentos de esferas, como o nome já diz, são componentes nos quais os elementos rolantes são esferas de aço endurecido, presas entre duas pistas, estas podem suportar cargas axiais e radiais ou combinadas, dependendo do projeto.

Já os rolamentos de rolos, usam como elementos rotativos, rolos entre as pistas, devido a sua construção e sua maior área de contato, podem suportar cargas estáticas e dinâmicas maiores que os de esfera, mas, por outro lado, podem suportar carga em apenas uma direção axial ou radial (NORTON, 2013). Juvinal e Marshek

(2013) ainda afirmam que os rolamentos de esferas são preferíveis em condições de maior velocidade, enquanto os de rolos em condições de maior carga.

Não havendo entrada de sujeira e tendo uma boa lubrificação a falha dos rolamentos irá ocorrer unicamente por fadiga superficial, devido as tensões de contato entre os elementos rolantes e o anel externo (BUDYNAS; NISBETT, 2011). Dessa forma a etapa de projeto se resume em determinar a vida útil em fadiga do rolamento, para a condição de projeto impostas, essa tarefa que é auxiliada pelos catálogos dos fabricantes de mancais que fornecem informações dimensionais completas, capacidades de carga entre outras informações (JUVINALL; MARSHEK, 2013).

Não havendo entrada de sujeira e sendo garantida a lubrificação adequada a falha dos rolamentos irá ocorrer unicamente por fadiga superficial, devido às tensões de contato entre os elementos rolantes e o anel externo (BUDYNAS; NISBETT, 2011). Dessa forma a etapa de projeto se resume em determinar a vida útil em fadiga do rolamento, para a condição de projeto impostas, essa tarefa que é auxiliada pelos catálogos dos fabricantes de mancais, os quais fornecem informações dimensionais completas, capacidades de carga entre outras informações (JUVINALL; MARSHEK, 2013).

2.6 Metodologia Prodip

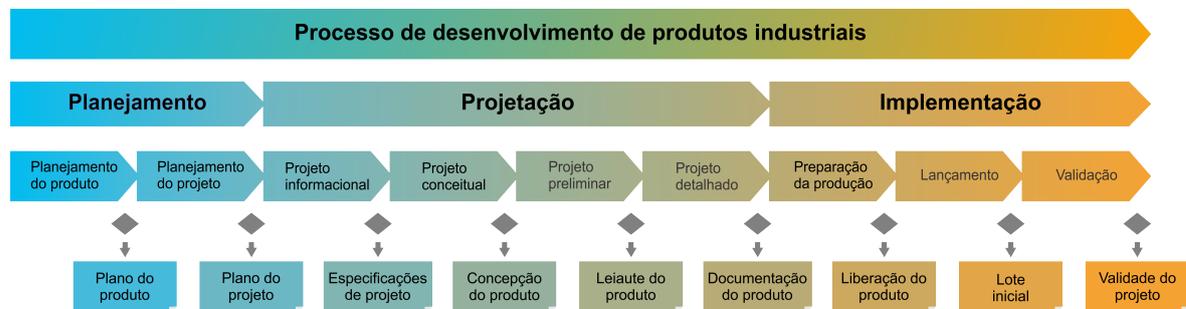
Rosenfeld et al. (2006) comentam que o desenvolvimento de um novo produto é um conjunto de atividades as quais, a partir das especificações do projeto e das restrições impostas, é possível chegar às especificações do referido projeto de um produto e de seu processo de produção, de forma a ser capaz de ser produzido. Back et al. (2008) ainda afirma que o projeto de um novo produto precisa seguir um modelo, o qual tenha, na sua execução, um processo de desenvolvimento de produtos, formal e sistematizado, nivelado aos requisitos do projeto.

Nesse contexto Romano (2003) desenvolveu em seu trabalho um modelo de referência para o processo de desenvolvimento de máquinas agrícolas, no qual buscou explicar o conhecimento sobre o processo de desenvolvimento de produtos na concepção de novos produtos agrícolas, de modo a auxiliar no entendimento e na prática de todo o processo em si. Esse modelo de referência que, juntamente com pesquisas do NEDIP (Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos) da UFSC/SC, deu origem a metodologia PRODIP (Processo de Desenvolvimento Integrado de Produtos), e esta será a metodologia utilizada para a elaboração deste trabalho.

Esta estrutura metodológica, pode ser visualizada na figura 18, onde seu desenvolvimento contém três macros fases: Planejamento, Projeção e Implementação. Durante a primeira macrofase, são realizados o planejamento do produto e do projeto. Na Projetação, ocorre a elaboração do projeto do produto, envolvendo quatro fases, que

são: projeto informacional, conceitual, preliminar e detalhado. Por fim, a Implementação que envolve a execução do plano de manufatura na produção e o encerramento do projeto (BACK et al., 2008).

Figura 18 – Representação das etapas da metodologia PRODIP



Fonte: Romano (2003, p. 152)

2.6.1 Projeto Informacional

Romeiro et al. (2010) comentam que a fase do projeto Informacional se trata, basicamente, da aquisição e transformação de informações, é nesta etapa que serão definidas as especificações do projeto e estabelecidos valores para os parâmetros de entrada do projeto de forma a completar as informações e detalhar os requisitos do produto. Nesta fase são primeiramente identificadas as necessidades do usuário e desdobradas em requisitos dos usuários, e para cada exigência dos usuários serão definidos os requisitos de projeto, considerando atributos funcionais. Ao estabelecer os requisitos de projeto, uma avaliação comparativa dos produtos disponíveis ainda pode verificar o atendimento aos requisitos dos usuários e aos do projeto (BACK et al., 2008).

Ao final do projeto informacional essas especificações, além de orientar a geração de soluções, irão dar uma estrutura que será levada em consideração posteriormente nos critérios de avaliação e de tomada de decisão das etapas posteriores do projeto. Todo esse conjunto de especificações irão indicar as características que o produto precisará ter para atender às necessidades do usuário (ROSENFELD et al., 2006).

2.6.2 Projeto conceitual

Rosenfeld et al. (2006) diz que é na fase do projeto conceitual, onde se busca a criação, representação e seleção de soluções para o problema de projeto. Por meio dos dados e especificações adquiridos na fase anterior do projeto informacional é buscado estabelecer a estrutura funcional do produto. Essa que envolve, primeiramente, a definição da função global do produto, bem como, de suas subfunções. A partir

das estruturas funcionais selecionadas é possível definir conceitos já agregados as informações de estilo do produto (ROMANO, 2003). Romeiro et al. (2010) comenta que nesta fase o produto ainda não possui uma forma e os conceitos podem ser representados por diagramas e ilustrações do produto ainda não completamente definido. Por fim para a seleção da concepção faz-se uma análise comparativa entre as alternativas, considerando as especificações de projeto definidas na fase anterior.

2.6.3 Projeto Preliminar

Nesta etapa ocorre o estudo em detalhe do conceito escolhido na fase do projeto conceitual, no qual as ferramentas de modelagem, simulação e otimização são necessárias ao processo. Ao final dessa ciclo serão determinados o leiaute final do produto e a viabilidade econômica. Romano (2003) define tarefas que podem ser realizadas dentro dessa etapa, de forma a atingir o último design do produto, que são:

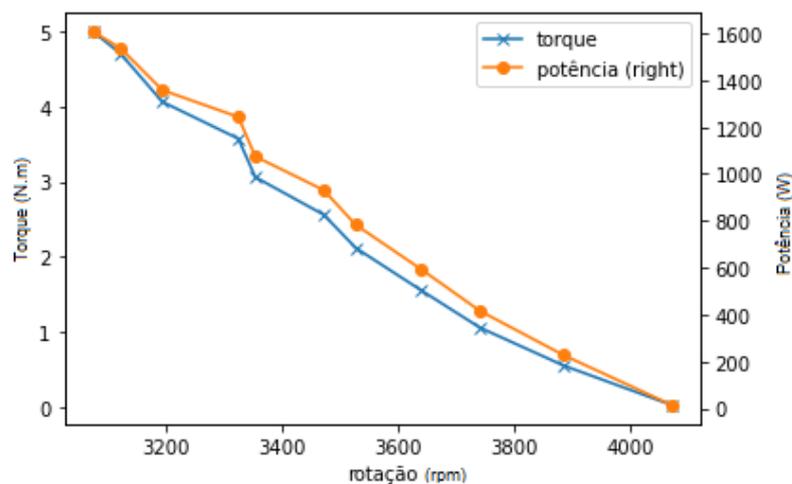
- A identificação das especificações de projeto, as quais relacionam: requisitos de forma (dimensões), leiaute (posição), material, segurança, ergonomia e manufatura;
- A definição dos componentes e/ou dos módulos existentes a serem utilizadas;
- A revisão das patentes e considerações sobre aspectos legais e de segurança;
- O estabelecimento das principais dimensões dos componentes, tipo de material, processo de fabricação, tolerâncias;
- A avaliação dos leiautes dimensionais sob o ponto de vista da viabilidade técnica do projeto, dos processos de manufatura e da compatibilidade da máquina com o trator e/ou implemento, entre outros.

3 DESENVOLVIMENTO

Apresentadas as etapas da metodologia PRODIP e os conceitos básicos de projeto dos componentes de uma transmissão na fundamentação teórica, neste novo capítulo serão abordadas, primeiramente, a aplicação de ferramentas de desenvolvimento do produto desta metodologia, com o objetivo de determinar os principais requisitos e conceitos do projeto. A partir desse ponto, dentro do projeto preliminar, será possível então projetar os componentes do sistema de transmissão, que são eles: as engrenagens, eixos, rolamentos, acoplamentos e carcaça.

3.1 Dados de Projeto

Figura 19 – Motores BLDC 108



Fonte: Adaptade de miromax (2021)

A configuração requerida pelos usuários no início do projeto de transmissão da embarcação, é a utilização de dois motores na entrada de potência e uma única saída, que irá combinar os torques provenientes dos dois motores. Estes que são estipulados como dado de entrada do projeto, sendo motores de corrente contínua sem escovas, que segundo Nakamura, Mochizuki e Ishibashi (1998) são superiores aos motores de indução, possuindo eficiência e rendimento mais elevados, ruído reduzido e uma vida útil, significativamente, duradoura, resultando em redução de tamanho. Por outro lado, o seu desempenho em baixa rotação é um de seus pontos fracos, dessa forma a sua utilização ocorre normalmente em uma faixa de rotação elevada. Na figura 19, é possível visualizar as curvas de torque e potência dos motores BLDC 108, que foram os motores pré-determinados pela equipe no início do projeto. Esse modelo que é fabricado pela Golden Motors e possui suas características principais expressas abaixo:

- Tensão: 48Vdc;
- Potência nominal: 1,5KW;
- Potência de pico: 3.0KW;
- Faixa de rotação: 3200-5000rpm;
- Torque nominal: 4N.m;
- Torque de pico 8N.m;
- Eficiência: >80%;
- Dimensões 11x10 cm;
- Massa: 4,5Kg.

As provas do DSB são compostas por 4 tipos, estas que são as provas de curta duração, média duração, longa duração (ou prova de endurance), e provas de sprint com pequenas durações. Com essa grande distinção de uma prova para outra, o casco da embarcação foi projetado de forma que em condições de baixa velocidade se encontrasse em um regime deslocante de navegação, onde é preciso uma maior duração da bateria. Para essa condição, a equipe projetou um hélice da série B com duas pás, que possibilita a navegação em velocidade constante de 6 nós, ou seja 11,11 km/h. As características do hélice utilizado para provas de longa duração são vistas na tabela 2.

Tabela 2 – Hélice 6 nós

Característica	Valor
Número de pás	2
Diâmetro do propulsor	0,23m
Diâmetro do cubo	0,023m
Rotação	1250rpm
Velocidade da embarcação	6 nós
Potência consumida	704,22 W

Fonte: Autor (2021)

Nas provas de alta velocidade, sprint, o casco se encontra em um regime de planeio de deslocamento, que resulta em uma maior velocidade final da embarcação. Durante essa condição, foi definido pela equipe que ocorreria a troca de hélice, de forma a alcançar maior desempenho e velocidade na prova de sprint. O hélice calculado para atender essas condições está representado na tabela 3.

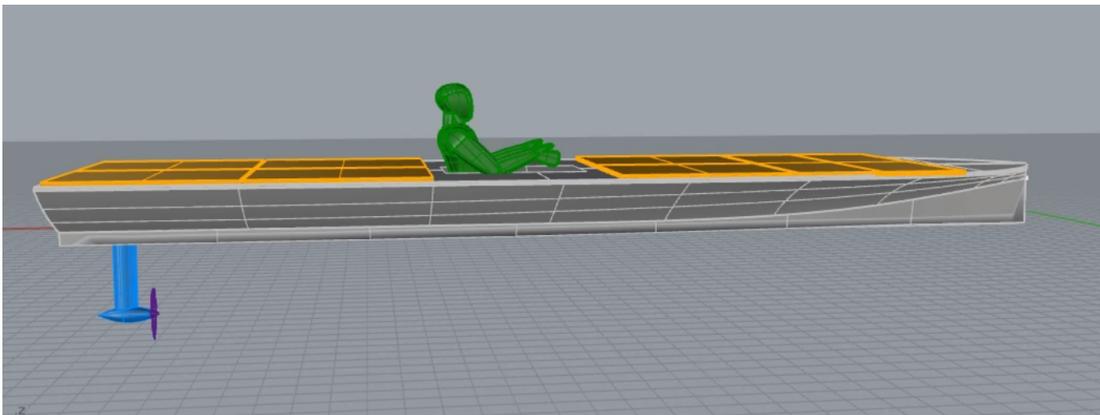
Tabela 3 – Hélice 10 nós

Característica	Valor
Número de pás	3
Diâmetro do propulsor	0,28m
Diâmetro do cubo	0,028m
Rotação	1110rpm
velocidade do navio	10 nós
Potência consumida	2530,8 W

Fonte: Autor (2021)

Devido a essa flexibilidade, essencial para atingir bons resultados em ambas as provas, outra imposição imposta ao projeto foi a do sistema de transmissão entregar a potência necessária, para cada uma das provas da forma a atingir o melhor desempenho possível no âmbito geral da competição. Na figura 20, é ilustrada a configuração final da embarcação, onde é possível visualizar que todo o conjunto de potência, motor e transmissão será alocado na popa da embarcação, com a saída de potência sendo realizada por um eixo montado na posição vertical. Ainda por se tratar de uma embarcação do tipo monocasco o conjunto de potência não poderá afetar o seu arranjo geral, ou seja, como são dispostas as suas massas, pois poderia comprometer a estabilidade.

Figura 20 – Vista Lateral da embarcação



Fonte: Autor (2021)

3.2 Informativo

Essa etapa do projeto tem como objetivo definir as necessidades do usuário de acordo com sua importância e seguirá em três etapas: identificar os requisitos do usuário, definir os requisitos do produto e por fim, definir especificações/metabolismo do produto. Ao final desta seção, as características iniciais do projeto serão definidas

e poderão ser desenvolvidas durante o trabalho para que o produto final atenda às exigências do usuário.

3.2.1 Requisitos do cliente e do projeto

Para a determinação dos requisitos do cliente, foi utilizada uma pesquisa qualitativa, por meio de observação direta e encontro com membros do setor de propulsão da embarcação, nessa etapa foi identificado os seguintes requisitos:

- A- Possuir Design Compacto;
- B- Possuir baixo custo de fabricação
- C- Entregar o desempenho necessário nos vários regimes de trabalho;
- D -Possibilitar fácil instalação;
- E -Ser Confiável;
- F- Ser Leve;
- G -Ser balanceado;
- H -Possuir resistência á ambientes com água;
- I- Possibilitar Fácil Operação;
- J- Garantir manutenção barata.

3.2.1.1 Diagrama de Mudge

Com os requisitos do cliente já definidos e com o auxílio do diagrama de Mudge é realizada a comparação dos requisitos do usuário, com o objetivo de criar um ranking das necessidades classificadas de acordo com o seu grau de importância. Para isso, ocorre uma comparação dos requisitos aos pares, e a cada comparação, faz-se as seguintes perguntas: “Qual requisito é mais importante para o produto? Quão mais importante é esse requisito?”. O resultado do diagrama de Mudge para os requisitos do cliente pode ser visto na tabela 4.

Como resultado, o requisito mais importante foi o de entregar o desempenho necessário nos vários regimes de trabalho, este que pode ser traduzido, como entregar a maior velocidade a embarcação na prova de sprint e maior e maior duração da bateria na prova de endurance. Na sequência aparece o requisito de ser confiável, este que é um ponto importante, principalmente, nas provas de endurance, na qual toda a embarcação precisará apresentar um bom nível de confiabilidade. Os dois itens subsequentes de ser balanceada e leve, aparecem devido a necessidade do sistema de transmissão respeitar o arranjo geral, o que afeta diretamente a estabilidade da embarcação. Ainda por se tratar de um equipamento destinado a competição, itens como baixo custo de fabricação, custo de manutenção, fácil instalação e fácil operação, não receberam tanta importância quanto outros relacionados com eficiência e estabilidade. Destaque para o item: possui design compacto, que não possui tanta

importância na escala, desde que o sistema atenda os limites espaciais impostos pelo casco, por último o item de resistência a ambientes com água não se mostrou importante quando comparado aos demais.

Tabela 4 – Resultado do diagrama de Mudge

Requisito	Porcentagem
Entregar desempenho	25,8
Ser confiável	18,966
Ser Balanceado	16,379
Ser leve	12,931
Baixo Custo de fabricação	9,483
Possuir design compacto	6,034
Manutenção barata	6,034
Possibilitar fácil instalação	2,586
Fácil operação	1,724
Resistente a ambientes com água	0

Fonte: Autor (2021)

3.2.1.2 Benchmark

Antes da definição dos requisitos de projeto, uma importante etapa é a realização de um benchmark, no qual realiza-se uma avaliação entre os produtos existentes, que são parecidos com aquele que está em desenvolvimento. Essa avaliação ocorre, tomando como base as informações dos clientes e do próprio produto. Dessa forma, verifica-se se esses produtos possuem os requisitos levantados na fase anterior e avalia se as decisões tomadas estão acordadas com as tendências e refletem os desejos dos usuários. Dessa forma, nesta seção foram analisados três sistemas de transmissão distintos utilizados em barcos solares do tipo monocasco de competição (ROMEIRO et al., 2010).

O primeiro sistema de transmissão estudado foi o da equipe portuguesa (TSB) para com o seu barco de modelo SR1. Nessa embarcação a equipe propôs uma configuração com dois motores acoplados por meio de uma correia dentada de forma que o barco fosse capaz de ter boa performance em ambas as provas de sprint e endurance. Para a utilização dos dois motores em conjunto ainda foi proposto a utilização de um sistema eletrônico de controle de potência, para cada um dos motores, de forma que o controle eletrônico realiza-se a comutação do acionamento dos motores (TSB, 2014). Os pontos analisados neste sistema são listados a seguir:

- Transmissão simples por correia dentada;
- Sistema isolado, resistente a água;
- Utilização dos dois motores sempre acionados;

- Fácil instalação por se tratar de um sistema fechado;
- Fácil utilização desde que o controle eletrônico dos motores esteja programado;
- Sistema leve;
- Compacto;
- Dois estágios de funcionamento (Sprint/Endurance).

O segundo sistema estudado foi também da equipe portuguesa TBS, mas, dessa vez, no modelo SR2. Nesse modelo é também utilizado a configuração com dois motores, embora sua transmissão ocorra por um trem de engrenagens simples, no qual durante a prova de sprint os dois motores estão engrenados a um mesmo pinhão de saída. Na configuração de endurance uma dessas engrenagens é desacionada, por um sistema de embreagem e apenas um dos motores continua engrenado ao referido pinhão (TRINCHEIRAS, 2020).

- Transmissão por um trem de engrenagem simples;
- Utilização de Engrenagens de dentes retos;
- Mecanismo de embreagem para a mudança dos modos de operação;
- Sistema isolado resistente a água;
- Fácil utilização;
- Fácil instalação (carcaça fechada);
- Possui sistema de lubrificação;
- Dois estágios de funcionamento.

O último sistema a ser analisado foi da equipe TCNJ Solar Splash Team - Universidade de New Jersey, nos Estados Unidos. O sistema de transmissão dessa equipe, possui o mesmo sistema dos modelos SR1 E SR2, ou seja, com dois motores acoplados durante as provas de sprint, esse acoplamento é feito por uma correia dentada, já nas provas de endurance a equipe faz o desacoplamento de um dos motores (DESIMONE et al., 2021).

- Transmissão por correia dentada;
- Motor desacoplado manualmente;
- Possui sistema de lubrificação;
- Leve;
- Compacto;
- Dois estágios de funcionamento.

O benchmark permitiu observar outros fatores, que não tinham sido analisados anteriormente nos requisitos do cliente, entre essas situações estão a existência de um sistema de lubrificação, para aumentar a vida útil e a eficiência do sistema como um todo e a disponibilidade de vários estágios de funcionamento para garantir que o barco, possua a maior eficiência e desempenho nas duas provas: sprint e endurance.

3.2.1.3 QFD

Na última etapa do projeto informacional ocorre o levantamento dos requisitos do projeto os quais, segundo Rosenfeld et al. (2006), são descritos por meio de características técnicas, possíveis de serem mensuradas. Os requisitos de projeto foram determinados por meio da análise dos diferentes requisitos dos clientes encontrados na fase anterior e podem ser vistos abaixo, onde são apresentadas as condições principais para representar os desejos do usuário e o intuito com cada requisito.

- **Relação de Redução variável:** Quantidade de escalonamentos (marchas) presente no sistema de transmissão;
- **Custo Final:** Abrange os custos de fabricação e de matéria prima;
- **Custo de Manutenção:** Denota os custos de realização de manutenção e troca de peças;
- **Peso:** Massa total do sistema de transmissão;
- **Segurança passiva:** Capacidade do sistema de minimizar danos em situações extremas de falha;
- **Dimensões:** Dimensões totais externas do conjunto;
- **Resistência Mecânica:** Qualifica a resistência mecânica dos componentes ;
- **Vida Útil:** Quantifica o número de ciclos de funcionamento;
- **Posição do Centro de Gravidade;** Avalia a disposição do centro de gravidade do sistema;
- **Lubrificação:** Quantifica a qualidade da lubrificação de todo o sistema;
- **Ruido e Vibração:** Relacionado com o conforto do piloto em relação à vibrações geradas pelo sistema;
- **Tempo de Instalação:** Indica o tempo total de instalação do sistema de transmissão na embarcação.

Para avaliar a correlação entre os requisitos do cliente e os requisitos do projeto, é aplicada a matriz QFD para determinar quais condições de projeto serão mais relevantes para atingir os melhores resultados. Na formação da QFD, a importância obtida na aplicação do diagrama de Mudge é utilizada para determinar o peso da demanda do cliente. Como resultado final, será criada uma sequência de requisitos de projeto com maior impacto na qualidade final do produto. No telhado da Casa da Qualidade, a relação entre os requisitos de projeto também é utilizada para determinar se uma mudança em um parâmetro indica uma conseqüente mudança em outro. A matriz QFD resultante pode ser vista no apêndice A, e um resumo de seus resultados na tabela 5.

Tabela 5 – Resultado da QFD

Requisito de Projeto	Importância relativa
Lubrificação	13,9
Relação de Redução variável	12,1
Dimensões	11,1
Peso	11,1
Posição do CG	10,6
Segurança	8,4
Tempo de Instalação	7,9
Custo Final	7,2
Custo de Manutenção	7,1
Vida Útil	4,6
Resistência mecânica	4,2
Ruído e Vibração	1,7

Autor (2021)

Na qual é possível observar que os parâmetros relacionados com desempenho tiveram um peso muito grande na aplicação da QFD, sendo os parâmetros, lubrificação e relação de redução variável os requisitos mais importantes do projeto. Após isso vem a dimensão, peso e posição do cg, que estão relacionados com a estabilidade da embarcação. O parâmetro de segurança, apresenta uma importância mediana, pois será significativo em casos de falha de algum sistema, gerando a proteção. É importante ressaltar que o ruído e a vibração não possuem um grau de importância elevado, desde que estes não prejudiquem a segurança da embarcação.

3.3 Conceitual

A primeira etapa do projeto conceitual é a identificação da estrutura funcional do produto, fator que permitirá sua representação por suas funcionalidades, ao tratar o problema de forma generalizada em um plano abstrato e possibilitar a obtenção de melhores soluções para o produto (ROSENFELD et al., 2006). Essa etapa se inicia pela definição da função global do sistema, ou seja, o problema a ser resolvido.

Figura 21 – função global do produto



Autor (2021)

A principal atribuição do sistema de transmissão é receber a rotação e torque dos motores por meio de suas entradas e converter até um valor de torque e rotação requeridos na saída, essa que será conduzida até o hélice para proporcionar o deslocamento. Dessa forma, a função global do produto, pode ser definida como “Transmitir potência”. A função global pode ser visualizada na figura 21 por uma representação esquemática da função global e as suas principais entradas e saídas do sistema em termos de fluxos de energia e sinal, na qual a energia que entra é a rotação proveniente dos motores, e o sinal é a informação da condição de trabalho alimentada pelo usuário, a saída de energia é a rotação ajustada, juntamente com perdas (calor, vibração e ruído).

Figura 22 – Matriz morfológica dos princípios de solução

Funções Elementares	Princípios de solução		
Acomodar os Componentes	Carcaça Aberta	Carcaça Fechada	-
Lubrificar os Componentes	Graxa	Imersão	Sob Pressão
Acoplar com os elementos externos	Pinos	Parafuso de Fixação	Luva/Chaveta
Suportar os Eixos	Rolamentos de Esferas	Rolamentos de rolos	Mancal de Deslizamento
Ter relações variáveis	Uma relação de redução	Duas relações de redução	Três relações de redução
Acoplar os elementos Internos	Chavetas	Ajuste por pressão	Estrias

Fonte:Autor (2021)

Depois que a função global é definida, ela pode ser decomposta em várias funções elementares do produto, ou seja, quebra em problemas menores, mais simples. Essa atividade pode ser feita a partir da análise das funções necessárias para que se obtenham as saídas desejadas, ou seja, para permitir que o produto execute seus requisitos definidos na fase anterior do projeto informacional. Para cada função elementar do problemas, é possível gerar soluções, com base em seus componentes e conexões.

Na figura 22, é possível visualizar as funções elementares definidas do produto e suas possíveis soluções em uma matriz morfológica, esta é uma ferramenta útil quando há um grande número de combinações entre princípios de solução. Uma matriz morfológica, é uma tabela com sua primeira coluna contendo as funções que o produto deve executar e as linhas horizontais contendo alternativas para a função. A matriz morfológica ajudará a identificar, indexar, contar e parametrizar todas as alternativas possíveis para atingir o objetivo dado (ZAVADILA et al., 2014).

3.3.1 Seleção dos conceitos

Depois de definir os princípios de solução para cada uma das funções elementares, o intuito é gerar conceitos para o produto, pela combinação dos princípios de solução individuais. A seleção das soluções foi realizada com o auxílio da Matriz de Pugh, que é uma ferramenta simples e fácil de aplicar, que fornece uma forma de medir o quanto cada solução atende às necessidades dos clientes. O método consiste na comparação das alternativas de solução com uma referência, levando em conta o quanto elas atendem as necessidades dos clientes e seu grau de importância (CUTOVOI; SALLES, 2013).

Nesta análise, as colunas da matriz são constituídas pelas possíveis soluções das funções elementares, as linhas pelos requisitos do usuário e seu peso definido na etapa anterior de projeto informacional na tabela 4. Um dos princípios de solução é definido como referência e comparado com os outros. Quando o princípio comparado é melhor que a referência em atender algum requisito, se atribui "+", quando o princípio de solução é considerado pior recebe, "-", e quando considerado igual recebe, "S". O resultado obtido consiste em uma pontuação para todos os princípios de solução e por meio do maior valor deste é possível escolher o princípio de solução que mais se adequa às necessidades dos clientes.

Figura 23 – Matriz de Pugh para função de acomodar os componentes

Princípios de Solução	Importance Rating	Carcaça Fechada	Carcaça Aberta
Requisitos do Usuário			
Possibilitar fácil instalação	2,586	S	S
Manutenção barata	6,034	S	-
Possuir design compacto	6,034	S	S
Baixo Custo de fabricação	9,483	S	+
Ser leve	12,931	S	+
Ser confiável	18,966	S	-
S+	-	0	2
S-	-	0	2
SS	-	6	2
(Overall Total)	-	0	0
Importance Rating Score	-	0	-2,586

Fonte: Autor (2021)

A função elemental "acomodar os componentes", pode ser dita como aquela que irá garantir que todos os componentes do redutor possuam pontos de apoio para sua sustentação. As alternativas levantadas foram, a utilização de uma carcaça fechada, e a outra é a utilização de uma carcaça aberta, isto é, aquela que possui apenas as estruturas mínimas para apoiar os componentes e fixá-la na embarcação. A matriz de pugh foi aplicada considerando a carcaça fechada como referência e utilizando o grau

de importância dos requisitos do usuário da tabela 4, como comentado anteriormente.

A carcaça aberta trouxe algumas vantagens por oferecer menor custo de fabricação e ser mais leve que a carcaça fechada. Já para atender os requisitos "Manutenção Barata" e "Confiabilidade", foi considerado que, em uma carcaça aberta os componentes estão amostra, nesse caso estão sujeitos a sujeira e detritos, caso contrário da carcaça fechada, que os componentes estão enclausurados, garantindo maior confiabilidade e vida útil que resultará em menor custo de manutenção. O resultado da matriz de pugh demonstra que a escolha da fabricação de uma carcaça fechada trará maiores benefícios em relação aos requisitos do usuário.

Figura 24 – Matriz de Pugh para função lubrificar os componentes

Princípios de Solução	Importance Rating	Imersão	Graxa	Sob Pressao
Requisitos do Usuário				
Possibilitar fácil instalação	2,586	S	+	S
Manutenção barata	6,034	S	-	S
Baixo Custo de fabricação	9,483	S	+	-
Ser leve	12,931	S	+	S
Ser confiável	18,966	S	-	S
Entregar desempenho	25,8	S	S	S
S+	-	0	3	0
S-	-	0	2	1
SS	-	6	1	5
Rating w/rt Datum (Overall Total)	-	0	1	-1
Importance Rating Score	-	0	0	-9,483

Fonte:Autor (2021)

A próxima função elementar avaliada foi a de lubrificar os componentes, nesta etapa a lubrificação por imersão foi definida como referencial e comparada com a lubrificação com graxa e sob pressão. Devido a necessidade de um cárter para acomodar toda a quantidade de óleo necessária para a lubrificação por imersão e sob pressão, o princípio de solução com graxa possibilita maior facilidade na instalação, menor custo de fabricação e menor massa. De maneira oposto no requisito de confiabilidade, a lubrificação por graxa é considerada deficiente, pois é necessária a reposição periódica. No quesito entregar desempenho a lubrificação sob pressão assim como a lubrificação por imersão possuem desempenhos próximos, pois utilizam óleos, que possuem menor consumo de energia durante o funcionamento e melhores propriedades de arranque a frio, quando comparados com a lubrificação com graxa (DOYLE, 2020). O único requisito onde a lubrificação sob pressão trouxe desempenho inferior a lubrificação por imersão, foi no quesito baixo custo de fabricação, pois esta necessita de um sistema de canalização e bomba para para realizar a lubrificação.

Figura 25 – Matriz de Pugh para função acoplar com os elementos externos

Princípios de Solução	Importance Rating	Parafuso de Fixação	Pinos	Luva Chaveta
Requisitos do Usuário				
Manutenção barata	6,034	S	S	S
Possuir design compacto	6,034	S	S	S
Baixo Custo de fabricação	9,483	S	+	S
Ser leve	12,931	S	S	S
Ser confiável	18,966	S	-	S
S+	-	0	1	0
S-	-	0	1	0
SS	-	5	3	5
Rating w/rt Datum (Overall Total)	-	0	0	0
Importance Rating Score	-	0	-9,483	0

Fonte: Autor (2021)

O caso no qual os princípios de solução apresentaram resultados mais próximos foi na avaliação da função elementar “conectar com os elementos externos”. Essa função vai assegurar que a caixa de transmissão se conecte com os motores na entrada e com o eixo do hélice na saída. O princípio de solução determinado como referência para a matriz de mudge, foi a utilização de parafusos de fixação como meio de acoplamento, onde na sua fabricação é necessário, apenas, realizar um furo no cubo do eixo e fabricar uma rosca neste furo, ou seja, realizadas duas operações de fabricação, bem assim como o acoplamento por chaveta, onde é realizada a operação de fresamento no eixo e na luva para o rasgo de chaveta, já para o acoplamento por pino é necessário apenas uma operação que é a furação do conjunto cubo e eixo. Sendo assim, o pino possui um menor número de processos e um menor custo de fabricação, já o rasgo de chaveta, por possuir dois processos, foi considerado com o mesmo custo de fabricação.

A necessidade de fabricar um furo passante no eixo, para a aplicação do acoplamento por pino pode gerar uma quantidade elevada de concentradores de tensão, causando enfraquecimento do eixo, resultando em uma solução suscetível a falhas. Como resultado do diagrama de mudge, a utilização de parafusos de fixação e chaveta saíram empatados no ranking de importância. Portanto, o princípio de solução "Acoplamento por chavetas" foi escolhidas, para fazer a conexão com os elementos externos, levando em consideração o quesito segurança, definido como prioridade no projeto, afinal as chavetas podem se comportar como elementos de segurança do sistema de transmissão.

A seleção dos mancais, que tem a função de suportar os eixos, se iniciou definindo os mancais de esferas como referência da matriz de Pugh. Para o caso dos mancais de rolos deslizantes, sua única diferença considerável em comparação

com os de esfera, foi em atender o requisito de baixo custo de fabricação, pois estes possuem um custo maior de aquisição. Já os mancais de deslizamento, apresentam um desempenho inferior que a referência em entregar desempenho e possuir manutenção barata, entregar desempenho, pode ser explicado devido ao fator de atrito dessa tipologia não ser constante em toda a faixa de rotação, como ocorre nos mancais de elementos rolantes (NORTON, 2013). A análise do requisito "Baixo custo de manutenção", se baseou na hipótese que os mancais de deslizamento precisam estar constantemente em reposição de lubrificação, diferente dos elementos rolantes, que normalmente, são selados e possuem lubrificação para toda sua vida útil. Por outro lado, o custo de fabricação dos mancais de deslizamento é menor que os mancais de esfera, devido a menor quantidade de elementos.

Figura 26 – Matriz de Pugh para função de suportar os eixos

Princípios de Solução	Importance Rating	Mancal de Esferas	Mancal de rolos	Mancal de deslizamento
Requisitos do Usuário				
Possibilitar fácil instalação	2,586	S	S	S
Manutenção barata	6,034	S	S	-
Possuir design compacto	6,034	S	S	S
Baixo Custo de fabricação	9,483	S	-	+
Ser leve	12,931	S	S	S
Ser confiável	18,966	S	S	S
Entregar desempenho	25,8	S	S	-
S+	-	0	0	1
S-	-	0	1	2
SS	-	7	6	4
Rating w/rt Datum (Overall Total)	-	0	-1	-1
Importance Rating Score	-	0	-9,483	-22,351

Fonte:Autor (2021)

Como visto na seção anterior, no benchmark aplicado no sistema de transmissão de algumas equipes, a função de possuir relações de redução variáveis, foi algo analisado e anotado como um forte requisito de projeto, que é capaz de trazer maior eficiência e desempenho em diferentes provas e situações de uso. Mas quando esse requisito de projeto foi comparado com os requisitos do usuário na matriz de Pugh, ocorreram resultados diferentes, pois na construção de um sistema de transmissão uma equipe não leva em conta apenas o desempenho e eficiência do sistema. Dessa forma como visto na figura 27 onde foi aplicado o diagrama de Pugh com a opção de duas relações de redução como referência, o princípio de solução de apenas uma relação de redução foi aquele que apresentou um desempenho geral melhor, isso se deve a sua simplicidade, que implica diretamente nas dimensões do sistema e no custo final. Fazendo essa opção, mesmo apresentando um desempenho inferior que a referência no maior requisito, "Entregar desempenho", se tornar aquela que apresenta melhores resultados atendendo os requisitos do usuário no âmbito geral.

Figura 27 – Matriz de Pugh para função de possuir relações de redução variáveis

Princípios de Solução	Importance Rating	Duas relações de redução	Uma relação de redução	Três relações de redução
Requisitos do Usuário				
Fácil operação	1,724	S	+	-
Possibilitar fácil instalação	2,586	S	S	S
Manutenção barata	6,034	S	S	S
Possuir design compacto	6,034	S	+	-
Baixo Custo de fabricação	9,483	S	+	-
Ser leve	12,931	S	+	-
Entregar desempenho	25,8	S	-	+
S+	-	0	4	1
S-	-	0	1	4
SS	-	7	2	2
Rating w/rt Datum (Overall Total)	-	0	3	-3
Importance Rating Score	-	0	4,372	-4,372

Fonte: Autor (2021)

A análise da função “acoplar os elementos internos”, isto é a escolha dos acoplamentos que manterão as engrenagens e componentes da transmissão fixos aos eixos, ocorreu definindo o princípio de solução de chaveta como a referência no diagrama de pugh. As duas opções comparadas na figura 28 foram ajuste por interferência e acoplamento por estrias, todos esses elementos que se dimensionados adequadamente trarão o mesmo nível de confiança. Tanto ajuste por interferência quanto por estrias, que possuem um custo maior de fabricação e, consecutivamente, em possíveis reposições em caso de quebra, mas, por outro lado, atende de forma mais adequada ao requisito de ser leve, em comparação com a referência, pois não precisam de elementos adicionais para o encaixe. O ajuste por estrias atende melhor o requisito “possibilitar fácil instalação” em comparação a referência, pois é necessário apenas fazer o encaixe do cubo nas estrias, o que não acontece no ajuste por interferência, que precisa utilizar técnicas de aquecimento ou de compressão para realizar o encaixe.

Figura 28 – Matriz de Pugh para função acoplar os componentes internos.

Princípios de Solução	Importance Rating	Chaveta	Ajuste por Pressão	Estrias
Requisitos do Usuário				
Possibilitar fácil instalação	2,586	S	-	+
Manutenção barata	6,034	S	-	-
Baixo Custo de fabricação	9,483	S	-	-
Ser leve	12,931	S	+	S
Ser confiável	18,966	S	S	S
S+	-	0	1	1
S-	-	0	3	2
SS	-	5	1	2
Rating w/rt Datum (Overall Total)	-	0	-2	-1
Importance Rating Score	-	0	-5,172	-12,931

Fonte: Autor (2021)

3.3.2 Conceito definido

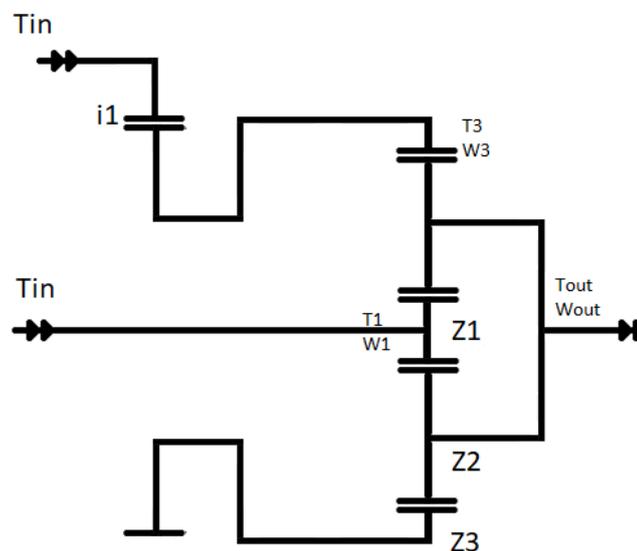
Após as análises dos conceitos descritos, e a escolha daqueles mais adequados ao projeto, utilizando a comparação com os requisitos de projeto e de usuário, o conceito definido foi uma transmissão planetária com uma relação de redução, que utiliza de rolamentos de esfera para suportar os eixos, e os acoplamentos com os elementos internos e externos é feito por chaveta, onde o método de lubrificação é feita por imersão. Além disso, todo o sistema será suportado por uma carcaça fechada.

3.4 Projeto Preliminar

3.4.1 Cálculo das características da transmissão

Como definido na seção anterior do projeto conceitual, será utilizado um redutor planetário com relação de transmissão fixa. O primeiro passo para se determinar as características da planetária é definir o leiaute que será adotado para este sistema. De acordo com os dados levantados no projeto informacional, foi definido que parâmetros relacionados ao menor peso e menores dimensões têm grande impacto no projeto, por consequência a escolha de uma configuração com a menor quantidade de componentes se torna importante para cumprir os requisitos de projeto.

Figura 29 – Laioute do redutor.



Fonte: Autor (2021)

Devido a isso foi determinado a utilização de um trem de engrenagens planetárias simples, com as entradas de torque ocorrendo pela engrenagem solar e pela engrenagem anelar, resultando na saída de torque pelo porta planetas, esse

sistema que pode ser visto na figura 29. Ainda para que ocorra a entrada de torque do segundo motor na engrenagem anelar, foi determinado que será utilizado um trem de engrenagens simples, nomeado engrenamento auxiliar, esse que além de auxiliar a ligação entre o motor 2 e a engrenagem anelar, ajudará a regular o torque e rotação de entrada.

Uma simplificação realizada para o projeto é que os dois motores estão sempre em funcionamento e trabalham no mesmo ponto de funcionamento, ou seja em cada uma das velocidades de rotação dos hélices os motores terão a mesma rotação e torque na entrada do redutor. Sendo assim, esses pontos podem ser determinados, levando em conta a potência consumida pelos hélices em cada uma das condições, juntamente com a eficiência estimada de 95%. Os pontos de funcionamento definidos para ambos os motores são visualizados na tabela 6.

Tabela 6 – Pontos de funcionamento dos motores na entrada do redutor

Característica	6 nós	10 nós
Rotação	3775 rpm	3309rpm
Torque	0,94 N.m	3,83 N.m
Potência	704,22W	2664W
Eficiência	0,79	0,80

Autor (2021)

Dessa forma a relação de transmissão da planetária para cada uma das velocidades de trabalho pode ser caracterizada pela equação 2.15 que resulta nas equações 3.1 e 3.2.

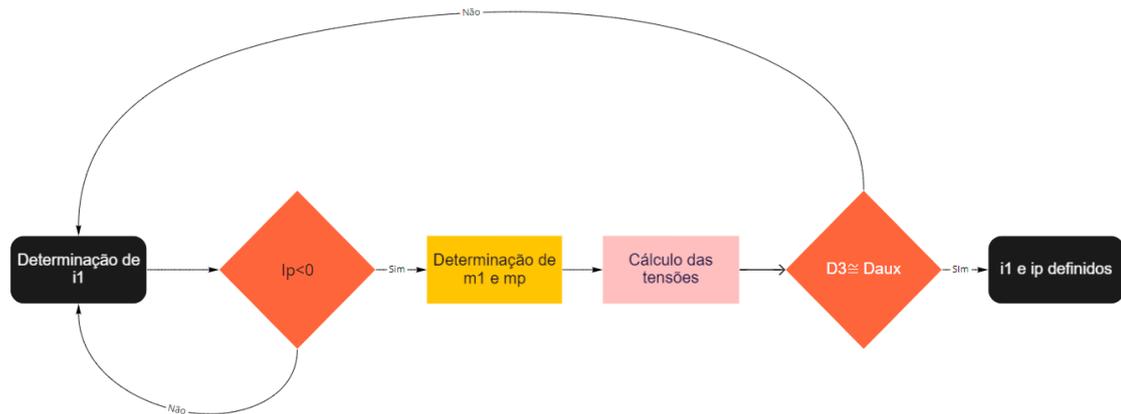
$$ip_1 = \frac{\frac{N_{in1}}{i_{11}} - N_{out1}}{N_{in1} - N_{out1}} \quad (3.1)$$

$$ip_2 = \frac{\frac{N_{in2}}{i_{12}} - N_{out2}}{N_{in2} - N_{out2}} \quad (3.2)$$

Onde N_{in} representa a velocidade de entrada dos motores em cada uma das condições de trabalho, mostradas na tabela 6, N_{out} representa a velocidade requerida na saída da transmissão em cada uma das condições de trabalho do hélice, essas que foram ilustradas nas tabelas 2 e 3, ip é a relação de transmissão da planetária, e i_1 a relação de redução do engrenamento auxiliar. Como se trata de um redutor com relação de transmissão fixa, ip_1 e ip_2 devem ser iguais. Assim a relação de transmissão da planetária pode ser determinada se baseando na variável independente i_1 , essa que precisará ser tal que ip_1 e ip_2 retornem valores negativos, para que a planetária seja fisicamente possível, devido ao sinal negativo na equação 2.15, essa condição que irá garantir valores de número de dentes positivos para as engrenagens. Outro ponto a ser analisado na definição da relação de transmissão, é que a relação de

transmissão das planetárias i_p , não pode retornar um valor muito pequeno, pois quanto menor esse, maior será o número de dentes do conjunto resultando em um maior tamanho do trem planetário, dessa forma o o valor de i_p pode ser determinado em função de i_1 , sendo necessário encontrar equilíbrio entre i_1 e i_p , para que ambos os engrenamentos retornem dimensões compactas.

Figura 30 – Fluxograma do processo de determinação das relações de redução



Fonte: Autor (2021)

A determinações da relação de redução da planetária i_p e do engrenamento auxiliar i_1 é possível utilizando o fluxo de trabalho descrito na figura 30. Onde por meio de um processo iterativo, se alcança um valor equivalente do diâmetro D_3 da engrenagem anelar, e do diâmetro D_{aux} da coroa do engrenamento auxiliar. Esse equilíbrio entre os diâmetros resultará em um conjunto compacto, em vista que são os componentes do conjunto que possuirão maiores dimensões. O processo se inicia pela determinação de uma relação de redução i_1 do engrenamento auxiliar, após isso é realizada a avaliação, se i_1 atende as condições de projeto determinadas. Caso i_1 atenda essas condições se define o módulo m_1 do engrenamento auxiliar e m_p das engrenagens do conjunto planetário, na sequência ocorre o cálculo das tensões do conjunto e fator de segurança. No final desse processo é realizado outra avaliação, para determinar se o diâmetro da engrenagem auxiliar é equivalente ao da engrenagem anelar. Sendo atingido esse requisito, a relação da planetária e do trem auxiliar estarão definidos

Nas próximas sessões o cálculo das tensões agindo nos dentes das engrenagens serão discutidos mais a fundo. De forma a tornar a discussão breve o fluxo de trabalho da figura 30 resultou em uma relação de redução i_1 de 5, para o engrenamento auxiliar e i_p de -0,20 para as engrenagens planetárias, onde a síntese desses resultados é apresentada na tabela 7.

Tabela 7 – Dados dos engrenamentos

Simbolo	Descrição	Valor
l1	Relação de redução auxiliar	5
lp	Relação de redução da planetária	-0,2045
m1	Módulo do engrenamento auxiliar	2,5 mm
mp	Módulo da planetária	2 mm
Z1	Número de dentes da solar	18
Z2	Númeor de dentes das planetas	35
Z3	Número de dentes da anelar	88
Zaux1	Número de dentes do pinhão	18
Zaux2	Número de dentes da coroa	90
Vout1	Rotação de saída em 6 nós	1204,44 rpm
Vout2	Rotação de sída em 10 nós	1055,97 rpm
EV1	Erro na rotação Vout1	3,644%
EV2	Erro na rotação Vout2	4,86%

Autor (2021)

3.4.2 Projeto das Engrenagens

Esta etapa se inicia com base nas relações de transmissão que serão adotadas para o trem de engrenagens auxiliar e para a planetária. Tendo em vista que no projeto informacional os requisito de projeto ruído e vibração não possuíam importância relativa significativa, as engrenagens foram definidas como sendo de dentes retos, já o módulo e largura de face das engrenagens se baseiam nos catálogos disponibilizados pela ATI brasil, está que é uma das principais distribuidoras de engrenagens no mercado nacional. A utilização do catálogo da ATI brasil, possibilita, redução no custo do projeto, pois diminui a quantidade de itens que necessitam ser fabricados (ATI, 2021).

Dando início ao método estipulado pela norma ISO 6336 para o dimensionamento mecânico das engrenagens, são apresentados na tabela 8, os dados de entrada dos conjuntos de engrenagens, que em conjunto com a tabela 7, especificaram a condição de projeto do redutor. Vale evidenciar que o redutor será dimensionado para a condição mais crítica que ele irá estar exposto, ou seja, aquela onde a potência transmitida é maior, na velocidade de 10 nós.

Tabela 8 – Dados de projeto das engrenagens

Especificações	Valor
Número de engrenagens planeta	3
Ângulo de pressão	20 °
Torque máximo em cada Motor	3,8395 N.m
Rotação máxima em cada motor	3309 rpm

Autor (2021)

Prosseguindo com o método para o dimensionamento mecânico das engrenagens, serão calculados os fatores modificados de tensão para cada par de engrenagens. Esses fatores modificadores da tensão e da resistência do sistema de engrenagens são calculados considerando o tipo de transmissão, o modo de fabricação, montagens, além de alguns fatores geométricos que levam em consideração a forma e o tamanho das engrenagens que serão utilizadas. Devido a vários desses fatores serem extensos de serem calculados, seus resultados estão apresentados no apêndice A.

Para a determinação dos coeficientes de segurança das engrenagens é necessário também definir a resistência nominal de referência do material, este que é o valor limite de tensão que o material pode suportar na sua condição de carregamento. Para isso foi utilizada a ISO 6336 parte 5, que descreve as tensões de referência superficial e de flexão, essa que é função do material, do tratamento térmico e da rugosidade da superfície. A tensão nominal de referência do material pode ser calculada com a equação 3.

$$\sigma = Ax + B \quad (3.3)$$

Onde x é a dureza em Brinell e A e B, são constantes estabelecidas pela ISO através de testes experimentais. Para este projeto foi estipulado a utilização de aço SAE 1020 como material de fabricação das engrenagens, esse que possui um baixo custo e fácil usinabilidade, além de ser encontrado em grande quantidade no mercado. Para essa categoria de materiais, de aços normalizados de baixo carbono a ISO 6335-5 define as constantes para tensão superficial como sendo $A = 1$ e $B = 190$, já para as tensões de flexão a equação, recebe os valores de $A = 0,455$ e $B = 69$.

Após o longo processo de cálculo de todos os fatores e a determinação das tensões de referência do material, pode-se voltar às equações 2.19, 2.21 e 2.22 apresentadas no referencial teórico para calcular as tensões de flexão e de contato. Calculada as tensões, basta agora efetuar os cálculos dos coeficientes de segurança de flexão S_f e de contato S_H . Os valores das tensões e os coeficientes de segurança resultantes, estão na tabela 9. Onde S_f e S_H representam os fatores de segurança para tensão de flexão e superficial. Após esse passo, uma primeira visualização dos

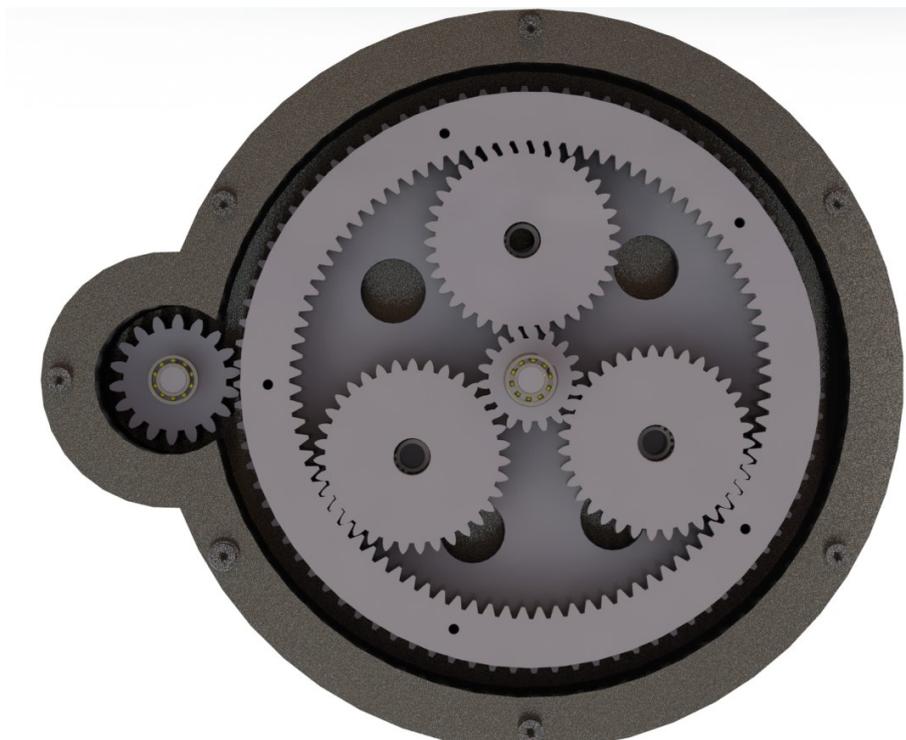
sistema de transmissão pode ser visto na figura 31 onde a engrenagem solar no centro da planetário e o pinhão localizado externamente, são as entradas de torque. As restrições de diâmetro estabelecidas no início da seção possibilitaram que os diâmetros da anelar e da engrenagem coroa possuíssem diâmetros próximos, conseqüentemente podendo ser acopladas a partir de duas peças distintas, dessa forma facilitando a fabricação do conjunto.

Tabela 9 – Tensões nos engrenamentos

Elemento	σ_F (MPa)	SF	σ_H (MPa)	SH
Pinhão	13,456	13,544	252,49	1,2317
Engrenagem	12,162	19,542	87,724	3,5452
Planeta	5,1673	54,922	100,94	1,6173
Anelar	4,8048	82,363	63,657	2,97
Solar	6,2623	32,28	157,18	1,4866
Planeta	5,9742	39,216	112,72	2,1489

Autor (2021)

Figura 31 – Montagem das engrenagens



Fonte: Autor (2021)

3.4.3 Projeto de eixos

Os eixos terão a função de transmitir o torque aplicado na entrada da transmissão até as engrenagens e das planetas até o porta planetas e assim por

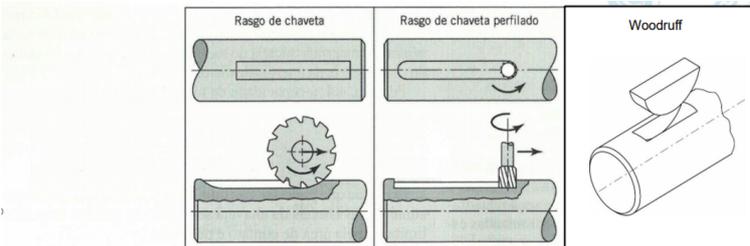
diante. Eles terão de suportar os esforços de forma a evitar falhas e conseqüentemente acidentes. Para seu dimensionamento será utilizada a norma americana ANSI/ASME B106.IM-1985 (ASME, 1985). O primeiro passo para se dimensionar estes eixos é encontrar o máximo esforço aplicado sobre eles, que pode ser encontrado a partir dos dados de entrada do projeto. O momento aplicado sobre o eixo é gerado das reações decorrentes dos engrenamentos, gerando uma componente de torque fixo e uma componente de momento alternado sobre cada eixo com intensidades diferentes.

Neste projeto serão dimensionados três eixos diferentes, sendo dois para as entradas de torque na engrenagem solar e no pinhão e o último modelo sendo utilizado no porta planeta, que sustentará as engrenagens dos planetas. O comprimento inicial dos eixos foram definidos em função da largura de face de cada uma das engrenagens, e levando em conta uma pequena folga de 5 mm entre a extremidade das engrenagens e a carcaça. Vale ressaltar que a componente de momento alternado do eixo da solar, será proveniente da reação do engrenamento auxiliar, por conta da coroa deste engrenamento ser montado sobre o eixo da solar por meio de um mancal de rolamentos. Por outro lado, a engrenagem solar não irá gerar reações em seu eixo, devido a existência de 3 engrenagens planetárias equidistantes em seu entorno, anulando as reações de engrenamento sobre o e

3.4.3.1 Características do Material e concentração de tensão

Nos dois eixos de entrada, irão ser fabricados rasgos de chaveta para o acoplamento das engrenagens solar e pinhão, esses que como consequência gerarão concentradores de tensão em fadiga no eixo. Dessa forma o fator K_f , da equação 2.30, pode ser estimado pela da figura 32, apresentada por Juvinall e Marshek (2013).

Figura 32 – Fator de concentração em fadiga para rasgos de chaveta



Aço	Fator de concentração de tensão para fadiga, K_f				K_t	
	Flexão	Torção	Flexão	Torção	Flexão	Torção
Recozido (menos de 200 Bhn)	1,3	1,3	1,6	1,3	1,3	1,3
Resfriado rapidamente e estirado (acima de 200 Bhn)	1,6	1,6	2,0	1,6	1,6	1,6

Fonte: Juvinall e Marshek (2013, p. 398)

Para calcular o diâmetro do eixo utilizando a equação ANSI/ASME é necessário definir as características do material. Logo a última informação a se definir é o limite de fadiga do material, este que é definido experimentalmente e segue a expressão da

equação (3.4).

$$S_e = 0,5S_{ut} \quad (3.4)$$

Onde S_e é a resistência a fadiga do material e S_{ut} a última resistência de tração. A resistência à fadiga do material é um dado experimental considerando corpos de prova. Para melhor adaptar a resistência à fadiga do material, as situações específicas se utilizam coeficientes de correção pela equação (3.5).

$$S_e = C_{carregamento} C_{tamanho} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidade} S_e \quad (3.5)$$

Onde C representa os coeficientes de correção, S_e a resistência a fadiga corrigida do material. De forma a não se alongar na exibição dos coeficientes, seus valores e hipóteses são listados na tabela 10.

Tabela 10 – Coeficientes de correção

Coeficiente	Hipótese	<i>Eixo_{soar}</i>	<i>Eixo_{pinhaor}</i>	<i>Eixo_{planetas}</i>
C_{car}	Flexão Rotativa	1	1	1
C_{tam}	Diâmetro do eixo maior que 8mm e menor que 250mm	0,95	0,97	0,96
C_{sup}	Eixo Usinado ou estirado a frio	0,94	0,94	0,94
C_{temp}	Eixo Trabalha em condições de temperatura menor que 450 °C	1	1	1
C_{conf}	Confiabilidade de 99%	0,814	0,814	0,814

Autor (2021)

Com as etapas anteriores definidas, é possível calcular o diâmetro equivalente do eixo a partir da equação 2.30, esse que será o diâmetro mínimo para suportar as cargas de momento alterado e torque fixo, da condição crítica de funcionamento. Para o cálculo do diâmetro mínimo de eixo, ainda foram assumidos fatores de segurança de 2, de forma a adotar uma abordagem conservadora neste ponto. Os comprimentos e diâmetros mínimos de cada eixo, são visualizados na tabela 11, onde é possível notar que todos os eixos resultaram diâmetros próximos de 9mm. Dessa forma foi definido um diâmetro de 10 mm para todos os eixos, o que irá facilitar na aquisição dos mancais de rolamentos, por ser um diâmetro comumente encontrado no mercado.

Tabela 11 – Dados dos eixos

Eixo	Comprimento	Diâmetro
Eixo Solar	70 mm	9,23mm
Eixo Pinhão	40 mm	8,1087 mm
Eixo Planetas	22 mm	8,5854 mm

Autor (2021)

3.4.4 Projeto dos Mancais

Os mancais de rolamentos serão os responsáveis por apoiar os eixos e resistir as cargas axiais, transversais e radiais geradas pelas engrenagens. Neste caso a escolha é baseada no catálogo da SKF (2015) de rolamentos rígidos de esfera, que foram definidos durante o projeto conceitual.

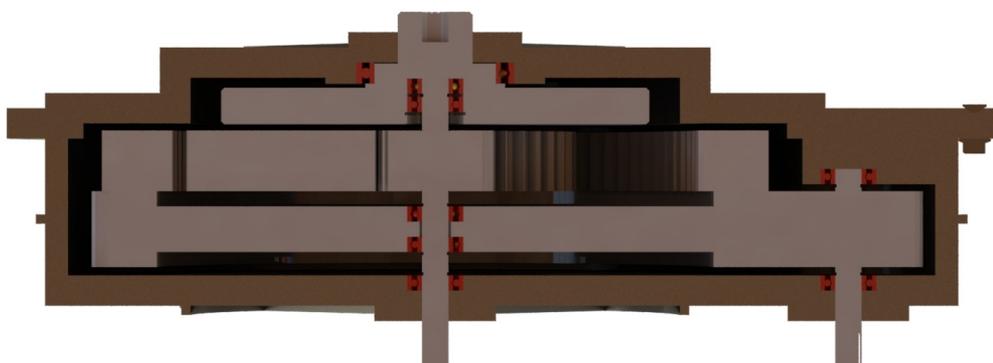
Com a tipologia do mancal definida é preciso conhecer as magnitudes das cargas geradas sobre os apoios, que no caso serão os mancais. Estas cargas que foram encontradas na etapa de dimensionamento dos eixos ou seja, as reações sobre os apoios. A vida mínima que os mancais devem suportar, foi definida considerando-se que a embarcação irá navegar durante 12 horas, durante as competições, essas que ocorrem a cada ano, além disso foi considerado que ocorrem 3 testes no ano e que a vida do redutor é de 5 anos. Assim foi possível encontrar uma vida de 240 horas ou seja $5,76E+7$ revoluções.

O diâmetro interno dos mancais é definido levando em conta os 10 mm de diâmetro dos eixos, e 40mm para o mancal da saída, este que irá suportar o porta planetas. Com a tipologia e diâmetro escolhido é possível obter C_0 (carga dinâmica básica do rolamento), que é encontrada através de dados experimentais do fabricante. Com estes valores definidos o último passo para o dimensionamento dos mancais de rolamento é calcular a vida em fadiga para cada um destes pela equação 3.6.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (3.6)$$

Onde P é a carga dinâmica atuante no rolamento e L_{10} expressa a vida em milhões de revoluções dos mancais. As vidas de cada rolamento e dimensões estão listadas na tabela 12 e a representação da montagem dos mancais de rolamento na figura 33.

Figura 33 – Corte do redutor



Fonte: Autor(2021)

Tabela 12 – Parâmetros dos rolamentos

Elemento	Modelo	Dinterno	Dexterno	Horas
Rolamento de entrada solar	61800	10	19	9831
Rolamento do eixo de entrada do pinhão	61800	10	19	19600
Rolamento das planetas	61800	10	19	7726
Rolamento da coroa sobre o eixo solar	61800	10	19	28321
Rolamento final da porta planetas	61808	40	52	174900
Rolamento final da solar	61800	10	19	9831

Fonte: Adaptado de SKF (2015)

3.4.5 Projeto dos Acoplamentos

O acoplamento entre os eixos e as engrenagens, e com os eixos externos, será realizado a partir de chavetas. O projeto foi baseado na norma NBR 6441 que estabelece as dimensões tolerâncias e demais condições para furos e rasgos de chaveta (ABNT, 1991). As dimensões sugeridas pela NBR para as chavetas de 10mm, que é o diâmetro definido dos eixos deste projeto, estão listadas na tabela 13.

Figura 34 – Dimensões NBR 6441



Fonte: ABNT (1991, p. 398)

Tabela 13 – Parâmetros das chavetas

Diâmetro do furo	10mm
t2	11,50 mm
t1	6,7 mm
b1	3 mm
Material	SAE1005
Sy	285 MPA
Sut	340 MPa

Fonte: Autor(2021)

As chavetas sofrem dois tipos de carregamentos, cisalhamento e esmagamento, estas que são calculadas facilmente, conhecendo-se a força atuante na chaveta, área de cisalhamento e esmagamento. O material utilizado para o projeto das chavetas foi o aço SAE1005 que retornou os fatores de segurança listados na tabela 14. Ainda é possível notar que a chaveta de saída resultou um fator de segurança de 1,3, em vista que este elemento será um elemento de segurança do redutor, pois falhará em condições anormais de funcionamento, protegendo o restante dos componentes.

Tabela 14 – Coeficiente de segurança das chavetas

Elemento	Comprimento	N_cisalhamento	N_esmagamento
Chaveta Pinhão	25mm	27,8	27,80
Chaveta Solar	20	22,26	22,26
Chaveta de Saída	7mm	1,3	1,3
Chavetas de entrada	10mm	11,11	11,11

Fonte: Autor(2021)

3.4.6 Seleção do lubrificante

As principais funções do lubrificante são minimizar o atrito e o desgaste entre as superfícies em movimento relativo das engrenagens, e remover o calor gerado pelo ação mecânica do sistema. De forma a realizar essas tarefas, o lubrificante deve ter viscosidade suficiente para separar as superfícies de contato tanto quanto possível. Com esse intuito a AGMA 9005-D94 determina as especificações de lubrificante em função de sua velocidade de aplicação e temperatura de trabalho para engrenagens como visto na figura 35, onde é determinada a viscosidade do fluido para lubrificação em carcaças fechadas (AGMA, 2002).

Figura 35 – Lubrificantes AGMA 9005

Pitch line velocity of final reduction stage ^{a,b}	AGMA lubricant numbers, ^{c-c} ambient temperature °C/(°F) ^{f,g}			
	-40 to -10 (-40 to +14)	-10 to +10 (14 to 50)	10 to 35 (50 to 95)	35 to 55 (95 to 131)
Less than 5 m/s (1000 ft/min) ^h	3S	4	6	8
5–15 m/s (1000–3000 ft/min)	3S	3	5	7
15–25 m/s (3000–5000 ft/min)	2S	2	4	6
Above 25 m/s (5000 ft/min) ^h	0S	0	2	3

Fonte: Pirro e Wessol (2001, p. 222)

Dessa forma, adotando a condição mais crítica de trabalho, ou seja aquela onde a embarcação estará navegando sob sol forte durante as competições, foi adotada

uma temperatura de ambiente de trabalho entre 35° e 55°C. A velocidade periférica da maior engrenagem coroa, na condição de maior velocidade é de $7,79m/s$, resultando em um lubrificante na escala AGMA número 7, que é o equivalente ao ISO grade 460 com viscosidade entre $414-506 mm^2/s$ em 40°.

Já para o sistema de lubrificação, foram determinados dois métodos diferentes, isto pelo fato de não estar em definitivo a posição de montagem da transmissão na embarcação. Esta decisão ficará a cargo da equipe, que analisará aquela configuração de montagem que trará o melhor arranjo de massas na embarcação. A primeira configuração levantada foi aquela definida pelo projeto conceitual, de lubrificação por imersão. Para que esse sistema de lubrificação seja possível o redutor deve estar montado com seu eixo de saída na direção horizontal, de forma que a engrenagem coroa e a engrenagem auxiliar estejam em contato com o lubrificante. Seguindo a abordagem adotada por Mazzo (2013) a partir das equações 2.23 à 2.27. As especificações do sistema de lubrificação por imersão são listadas na tabela 15.

Tabela 15 – Parâmetros da lubrificação por imersão

Parâmetro	Valor
Profundidade Inferior	2,5mm
Profundidade superior	12,5mm
Volume Inferior	0,030 Litros
Volume Superior	0,39 Litros

Fonte: Autor(2021)

Por outro lado, se o redutor for montado na direção vertical da embarcação, com sua saída de potência na direção da parte inferior do casco, a lubrificação por imersão não será possível, pois como visto na figura 33. o fluido ficará alocado na parte inferior do redutor não possibilitando a devida lubrificação de todos os componentes. Desta forma nessa configuração foi definido a utilização de lubrificação sob pressão, que para este caso será necessário a utilização de uma bomba externa, para direcionar lubrificante para todas as partes. Seguindo novamente a abordagem de Mazzo (2013) as especificações do sistema de lubrificação sob pressão são visualizadas na tabela 16.

Tabela 16 – Parâmetros da lubrificação sob pressão

Parâmetro	Valor
Vazão	3 L/min
Diâmetro da tubulação	7,25mm

Fonte: Autor(2021)

3.4.7 Design Final

Segue o resultado final do redutor planetário após os cálculos e a modelagem 3D. A Figura 36, apresenta a vista lateral do redutor planetário, a Figura 37 logo em seguida, é apresentado o redutor planetário em perspectiva. Já os componentes com desenho 2D e suas determinadas dimensões estão no Apêndice do D. Análises preliminares do porta planetas e da carcaça do redutor foram realizadas com o auxílio do método dos elementos finitos presente no módulo simulation do programa solidworks, no apêndice C estão representados os resultado da simulação com seus deslocamentos e tensões resultantes.

Figura 36 – Vista lateral do redutor



Fonte: Autor(2021)

Figura 37 – Vista em perspectiva do redutor



Fonte: Autor(2021)

4 CONCLUSÕES

Este trabalho teve como desafio realizar o projeto de um redutor planetário com múltiplas entradas de torque, focando-se na definição dos conceitos que melhor representam os desejos da equipe Babitonga, e no dimensionamento dos principais componentes do redutor (engrenagens, eixos, rolamentos e acoplamentos).

Entre os objetivos específicos propostos, foi possível identificar, por meio das ferramentas da PRODIP, as necessidades dos usuários e requisitos do projeto. Que por meio de uma pesquisa qualitativa, foram identificados os requisitos dos clientes, estes que foram categorizados pela sua ordem de importância, com o auxílio do diagrama de MUDGE. Como se trata de um componente de uma equipe de competição, os itens relacionados a desempenho e a estabilidade da embarcação obtiveram maior grau de importância. Ainda no projeto informacional, foi possível realizar um Benchmark com outras equipes ao redor do mundo. Onde foi possível notar que pontos como lubrificação e a quantidade de estágios de funcionamento, são itens importantes no projeto de uma embarcação solar de competição.

Como última etapa do projeto informacional, foram levantados os requisitos de projeto, que são aqueles que descrevem as características técnicas que o produto deve obter ao final do projeto, estes que foram comparados em uma matriz QFD e retornaram os requisitos com maior importância no projeto. Vale destacar novamente que a lubrificação foi o ponto mais importante nesta etapa, juntamente com relações de redução variável e parâmetros geométricos do redutor.

Conhecendo os requisitos do cliente e de projeto foi possível realizar o projeto conceitual, onde, permitiu-se a criação de matrizes de Pugh, para determinar os conceitos mais adequados para cada função elementar do redutor. Novamente as ferramentas do PRODIP se provaram de grande valor, com isso, foi possível atingir o objetivo específico do trabalho, com a definição de conceito que melhor atende aos requisitos dos clientes, que é uma transmissão planetária com apenas uma velocidade, que utiliza de rolamentos de esfera para suportar os eixos e acoplamentos por chaveta, tanto para os acoplamentos externos quanto internos a lubrificação é feita por imersão.

Na etapa de projeto preliminar, todos os componentes foram projetados utilizando metodologias de cálculos, definidas por normas técnicas desde as definições até a realização dos cálculos. O objetivo de dimensionamento dos componentes do redutor foi atingido com sucesso, sendo possível alcançar fatores de segurança satisfatórios. As engrenagens foram submetidas a sua condição crítica de funcionamento, na qual estão sujeitas a maior torque, já os eixos, foram calculados levando em conta os esforços resultantes dos engrenamentos e sua configuração de

montagem, onde foi definido que o diâmetro dos eixos seria maior que aquele calculado, de forma a adotar uma abordagem conservadora e facilitar a procura dos rolamentos.

Os rolamentos utilizados atenderam as necessidades de vida útil, na condição de maior rotação ou seja a crítica. Ainda no projeto, preliminar foi realizado o dimensionamento do sistema de lubrificação, em duas configurações, de forma que a equipe possua maior flexibilidade em escolher a posição de montagem do redutor, ou seja, aquela que irá possibilitar melhor estabilidade da embarcação. O objetivo que visava a modelagem tridimensional em programa CAD, foi atingido uma vez que foi feita a prototipagem tridimensional dos componentes conforme os cálculos realizados, foram realizados os desenhos de montagem dos componentes e do conjunto completo. O último objetivo do trabalho, aquele que tinha como meta a realização do projeto preliminar da carcaça, ainda foi concluído, no qual foi possível determinar o primeiro leiaute, que retornou deslocamentos e tensões satisfatórios.

Como sugestões para trabalho futuros, pode-se citar o projeto de redução de massa da estrutura da carcaça do redutor pela utilização da aplicação do método dos elementos finitos, visando ao maior refinamento desta estrutura. Além disso, outros componentes também deveriam ser otimizados, tais como a estrutura do porta planetas, parafusos e outros componentes menores, de forma a elevar o desempenho do redutor em ambas as provas, ainda é sugerido o projeto de um redutor de múltiplas relações de reduções, sendo que o qual seria possível em um trabalho conjunto entre setor de transmissão e hélice da equipe Babitonga.

REFERÊNCIAS

- ABNT. **Furos, chavetas, rasgos para chavetas e lingüetas de arraste, utilizados em ferramentas com furo cilíndrico e cônico de conicidade 1:30**. Rio de Janeiro: p.8, 1991.
- ABNT. **Princípios gerais de representação em desenho técnico**. Rio de Janeiro: p.14, 1995.
- AGMA. **Industrial Gear Lubrication**. Alexandria, United States of America: p.38, 2002.
- ASME. **Design of transmission Shafting**. New York, United States of America: p.24, 1985.
- ATI. **Catálogo de engrenagens cilíndricas de dentes retos**. 2021. Disponível em: <<https://www.atibrasil.com.br/engrenagens/50-engrenagem-cilindrica-dentes-retos--401010012.html>>.
- AZO. **What is Torque Ripple and Cogging Torque in Electric Motors**. Hronov, Czech Republic: [s.n.], 2020. Disponível em: <<https://www.azosensors.com/article.aspx?ArticleID=1956>>. Acesso em: 25 out 2021.
- BABITONGA, E. **Desafio Solar 2020**. 2020. Disponível em: <<https://babitonga.webnode.com/fotos/>>.
- BACK, N. et al. **Projeto Integrado de produtos**. 1. ed. Barueri: Editora Manole, 2008.
- BANNANTINE, J. A.; COMER, J. J.; HANDROCK, J. L. **Fundamentals of metal fatigue analysis**. 1. ed. New Jersey, United States of America: Pretice Hall, 1989.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de máquinas de shigley: projeto de engenharia mecânica**. 8. ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda, 2011.
- CARLSON, R.; LAJOIE-MAZENC, M.; S. FAGUNDES, J. C. dos. Analysis of torque ripple due to phase commutation in brushless dc machines. **IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRY APPLICATIONS**, v. 28, n. 3, p. 632–638, 1992.
- COLLINS, J. A.; BUSBY, H. R.; STAAB, G. H. **Machine design of machine elements and machines**. 2. ed. New York, United States of America: John Wiley and Sons, 2009.
- CUTOVOI, I. T. M.; SALLES, J. A. A. AplicaÇão do método pugh para a sistematizaÇão do pdp na cadeia de suprimentos numa empresa do segmento automotivo. **IX Congresso nacional de excelência em gestão**, Niterói, p. 1–16, 2013.
- DESIMONE, L. et al. **Technical Report New Jersey College**. 2021. Disponível em: <<https://solarsplash.com/wp-content/uploads/2021/06/2-The-College-of-New-Jersey-2021-Tech-Report.pdf>>.
- DOYLE, D. **Diferenças da lubrificação com graxa e óleo**. [s.n.], 2020. Disponível em: <<https://www.alsglobal.com/%2Fpt-br%2Fnews%2Fartigos%2F2020%2F01%2Fdiferenas-da-lubrificao-com-graxa-e-leo>>. Acesso em: 25 abr 2021.

- DUARTE, E. N. **Mecânica do contato entre corpos revestidos**. 2. ed. São Paulo: Blucher, 2016.
- ISO. **Calculation of load capacity of spur and helical gears**. Geneva, Switzerland: p.52, 2006.
- JELASKA, D. **Gears an gears drives**. 1. ed. Chichester, United Kingdom: John Wiley and Sons Ltda, 2012. (Power Systems).
- JOHNSON, K. L. **Contact mechanics**. 1. ed. Cambridge, United Kingdom: Cambridge University Press, 1985.
- JUVINALL, R. .; MARSHEK, K. M. **Projeto de componentes de máquina**. 4. ed. Rio de Janeiro: John Wiley and Sons, 2013.
- KATAGI, T. et al. Photovoltaic generating system on ships to reduce fossil fuel dependence. **Journal of Advanced Marine Engineering and Technology**, v. 24, n. 2, p. 70–75, 1996.
- KHURMI, R. S.; GUPTA, J. K. **Theory of machines**. 1. ed. New Delhi, India: Eurasia Publishing House LTD, 2005.
- LEWIS, W. Investigation of the strength of gear teeth. **Engineers club of Philadelphia**, v. 9, n. 6, p. 19–23, 1892.
- LIAO, Y. G.; CHEN, M.-Y. Analysis of multi-speed transmission and electrically continuous variable transmission using lever analogy method for speed ratio determination. **Advances in Mechanical Engineering**, v. 9, n. 8, p. 1–12, 2017.
- MAZZO, N. **Engrenagens Cilíndricas**. 1. ed. São Paulo: Blucher, 2013.
- MEDEIROS, J. T. N. de; SINATORA, A.; TANAKA, D. K. Mecanismos de fadiga de contato em discos de aço aisi 52100 natalrn 2000. In: **Congresso Nacional de Engenharia Mecânica**, v. 24, n. 2, p. 70–75, 2000.
- MIROMAX. **BLDC-108 motor**. 2021. Disponível em: <https://www.miromax.lt/en/m-6/c-39/c-45-brushless_bldc_motor_with_permanent_magnet/product-509-bldc_motor_-_nominal_power_15kw#specification>.
- NAKAMURA, Y.; MOCHIZUKI, M.; ISHIBASHI, F. Brushless dc motor with large air gap. **Electrical Engineering in Japan**, v. 125, n. 3, p. 519–525, 1998.
- NORTON, R. L. **Cinematica e dinâmica dos mecanismos**. 1. ed. Porto Alegre: AMGH Editora Ltda., 2010.
- NORTON, R. L. **Projeto de máquinas**. 4. ed. Porto Alegre: Bookmark, 2013.
- PIRRO, D. M.; WESSOL, A. A. **Lubrication Fundamentals**. 1. ed. New York, United States of America: Marcel Dekker, Inc., 2001.
- RADZEVICH, S. P. **Handbook of practical gear design and manufacture**. 2. ed. Boca Raton, United States of America: CRC Press, 2012. (Power Systems).
- RAOTOLE, M. L.; SADAPHALE, D. B.; R.CHAUDHARI, J. **International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering**, v. 3, n. 2, p. 447–454, 2013.

ROMANO, L. N. **Modelo de referência para o processo de desenvolvimento de máquinas agrícolas**. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2003.

ROMEIRO, E. et al. **Projeto do Produto**. 1. ed. Rio de Janeiro: Elsevier, 2010.

ROSENFELD, H. et al. **Gestão e desenvolvimento de produtos**. 1. ed. São Paulo: Editora Saraiva, 2006.

SCHMID, S. R.; HAMROCK, B. J.; JACOBSON, B. O. **Fundamentals of machine elements**. 3. ed. Boca Raton, United States of America: CRC Press, 2014.

SKF. **Rolamentos de esferas**. São Paulo: p.1382, 2015.

STEPHENS, R. et al. **Metal Fatigue in Engineering**. 2. ed. New York, United States of America: Wiley Interscience, 2000.

SÁNCHEZ, M. B.; PLEGUEZUELOS, M.; PEDRERO, J. Strength model for bending and pitting calculations of internal spur gears. **Mechanism and Machine Theory**, v. 133, p. 691–705, 2018.

TRINCHEIRAS, G. **Técnico Solar Boat (TSB): Electrical Propulsion System Improvement Featuring a Dual Motor Drive**. 2020. Disponível em: <<https://fenix.tecnico.ulisboa.pt/downloadFile/1126295043836354/ExtendedAbstract.compressed.pdf>>.

TSB. **Presenting SR 02**. 2014. Disponível em: <<https://issuu.com/tecnicosolarboat/docs/newsletterfeb1/s/67180>>.

VILLALVA, M. G. **Energia solar fotovoltaica**. 2. ed. São Paulo: Editora Érica, 2012.

ZAVADILA, P. et al. Possibilidades de uso da matriz morfológica no processo de geração de alternativas em design. **Blucher Design Proceedings**, v. 1, n. 4, p. 1–12, 2014.

ZIAEINEJAD, S.; SANGSEFIDI, Y.; SHOULAIE, A. Analysis of commutation torque ripple of bldc motors and a simple method for its reduction. **In: International Conference on Electrical Engineering and Informatics**, n. E14 - 4, 2011.

APÊNDICE A

O apêndice A apresenta todos os fatores considerados para o cálculo das tensões de flexão e tensão de contato agindo nos dentes das engrenagens, na condição mais crítica de funcionamento, onde a embarcação se encontra a uma velocidade de 10 nós.

Engrenamento Elemento	Planeta-Anelar		Auxiliar		Solar-Planeta	
	Planeta	Anelar	Pinhão	Engrenagem	Solar	Planeta
Y _f	1,24	0,802	3,5759	2,3772	2,25	1,8185
Y _s	2,15	3,0975	1,2987	1,7658	1,46	1,7372
Y _β	1	1	1	1	1	1
Y _B	1	1	1	1	1	1
Y _{Dt}	1	1	1	1	1	1
K _a	1	1	1	1	1	1
K _v	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02
K _{fβ}	1,043	1,043	1,043	1,043	1,043	1,043
K _{fα}	1	1	1	1	1	1
Y _{st}	2	2	2	2	2	2
Y _{nt}	1	1	1	1	1	1
Y _{δrelT}	1,069	1,4907	0,6865	0,8953	0,7616	0,8825
Y _{RrelT}	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07
Y _x	1	1	1	1	1	1
Z _H	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Z _E	189,66	189,66	189,66	189,66	189,66	189,66
Z _ε	0,8511	0,8511	0,9328	0,9328	0,8573	0,8573
Z _β	1	1	1	1	1	1
Z _B	1,8304	1,5804	1,2872	1	1,2788	1,2336
K _A	1	1	1	1	1	1
K _v	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02
K _{Hβ}	1,062	1,062	1,062	1,062	1,062	1,062
K _{Hα}	1	1	1	1	1	1

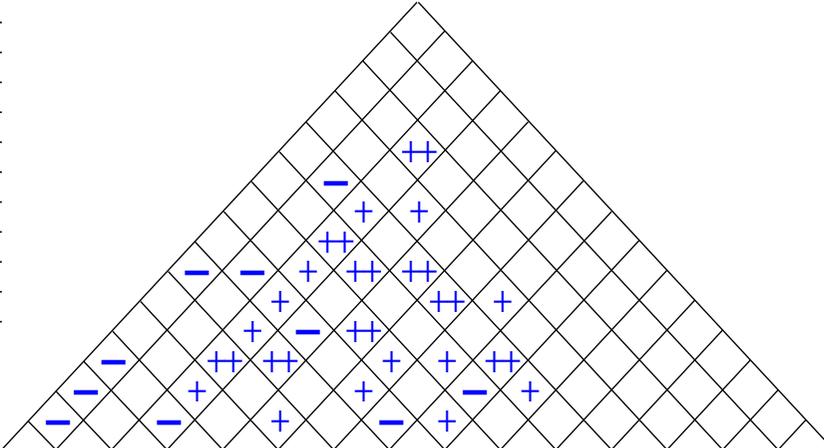
APÊNDICE B

Neste apêndice são representadas em ordem primeiramente o diagrama de Mudge e a após a matriz QFD, ambos aplicados na etapa do projeto informacional.

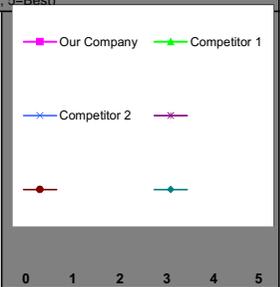
A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	Pontos	Porcentagem
A	A1	C3	A2	E3	F2	G3	A2	A1	A1	7	6%
	B	C3	B2	E2	F1	G1	B3	B3	B3	11	9%
		C	C3	C2	C1	C4	C5	C5	C4	30	26%
			D	E3	F3	G1	D2	D1	J2	3	3%
				E	E2	E1	E4	E4	E3	22	19%
					F	G2	F3	F4	F2	15	13%
						G	G4	G3	G1	19	16%
							H	I2	J2	0	0%
								I	J3	2	2%
									J	7	6%
									Total:	116	100%

Title: QFD
 Author: Paulo Wolff
 Date:
 Notes:

Legend	
⊙	Strong Relationship 9
○	Moderate Relationship 3
▲	Weak Relationship 1
++	Strong Positive Correlation
+	Positive Correlation
-	Negative Correlation
▼	Strong Negative Correlation
▼	Objective Is To Minimize
▲	Objective Is To Maximize
X	Objective Is To Hit Target



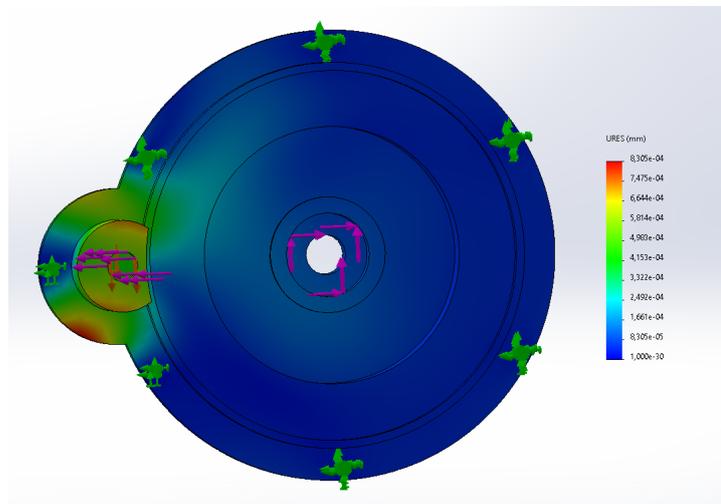
Row #	Max Relationship Value in Row	Relative Weight	Weight / Importance	Quality Characteristics (a.k.a. "Functional Requirements" or "Hows")	Column #															Competitive Analysis (0=Worst, 5=Best)				
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	Our Company	Competitor 1	Competitor 2		
				Direction of Improvement: Minimize (▼), Maximize (▲), or Target (x)	Numero de Estágios	Custo Final	Custo de Manutenção	Peso	Lubrificação	Segurança	Dimensões	Resistência mecânica	Ruido e Vibração	Tempo de Instalação	Vida Útil	Posição do CG	Our Company	Competitor 1	Competitor 2					
1	9	9,1	5,0	Possuir Design Compacto				▲			⊙			▲			5	5	4					
2	9	10,9	6,0	Possuir baixo custo de fabricação		⊙											5	4	4					
3	9	18,2	10,0	Ser eficiente	⊙				⊙								2	3	3					
4	9	12,7	7,0	Ser Leve			▲	⊙			▲			○		▲	5	5	4					
5	9	14,5	8,0	Ser Balanceado				▲			○					⊙	3	3	2					
6	3	1,8	1,0	Possuir resistência a ambientes com agua			▲		▲						○		5	4	3					
7	1	3,6	2,0	Possuir fácil operação										▲			3	4	1					
8	9	7,3	4,0	Garantir uma manutenção Barata		⊙	▲	▲	⊙	▲	▲	▲	▲	▲	▲		5	5	4					
9	9	5,5	3,0	Possibilitar fácil instalação		○	▲			▲				⊙			5	5	1					
10	3	16,4	9,0	Ser Confiavel				▲	○		○	▲		○			3	3	3					
				Target or Limit Value																				
				Difficulty (0=Easy to Accomplish, 10=Extremely Difficult)																				
				Max Relationship Value in Column	9	9	9	9	9	9	9	3	1	9	3	9								
				Weight / Importance	163,6	98,2	96,4	150,9	189,1	114,5	150,9	56,4	23,6	107,3	61,8	143,6								
				Relative Weight	12,1	7,2	7,1	11,1	13,9	8,4	11,1	4,2	1,7	7,9	4,6	10,6								



APÊNDICE C

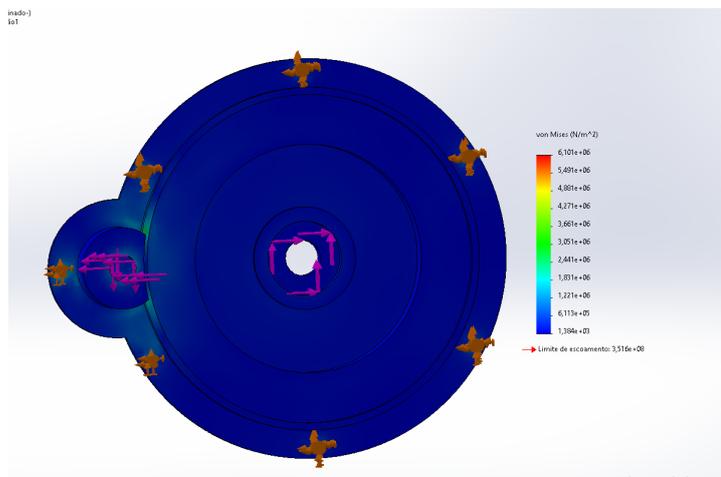
O apêndice C apresenta as simulações de deslocamento e tensão resultante utilizando o método dos elementos finitos (FEM), na carcaça e porta planetas do redutor. As simulações foram realizadas utilizando o módulo simulation do software comercial SolidWorks, onde para a simulação foi considerada a condição mais crítica de funcionamento, ou seja aquela onde o maior torque está sendo transmitido, na velocidade de 10 nós da embarcação.

Figura 38 – Deslocamentos resultantes na tampa da carcaça



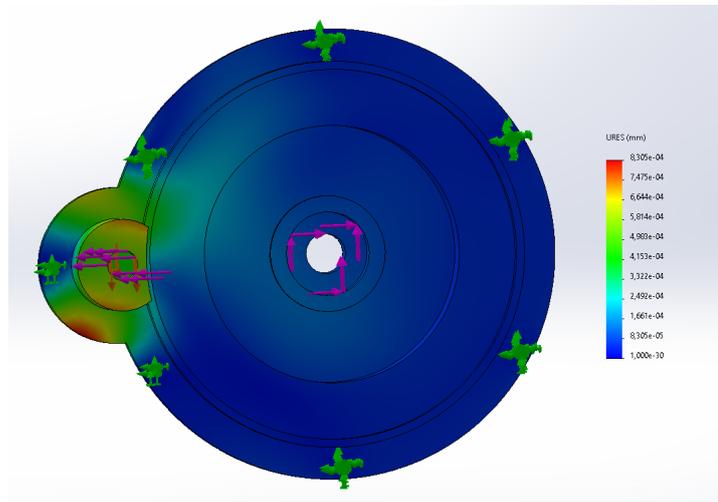
Fonte: Autor(2021)

Figura 39 – Tensões resultantes na tampa da carcaça



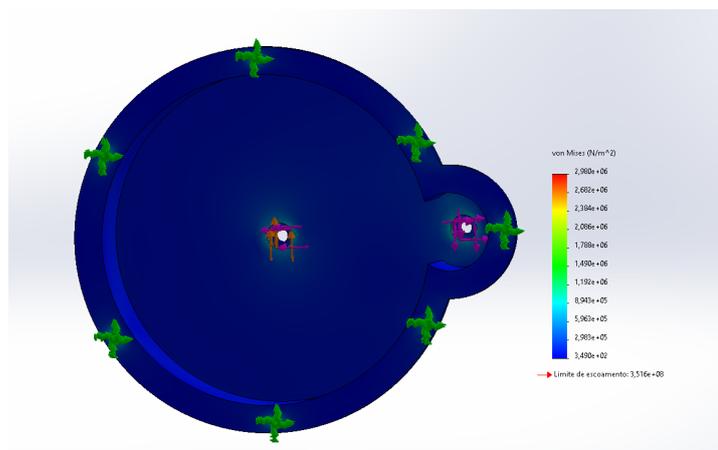
Fonte: Autor(2021)

Figura 40 – Deslocamentos resultantes na carcaça



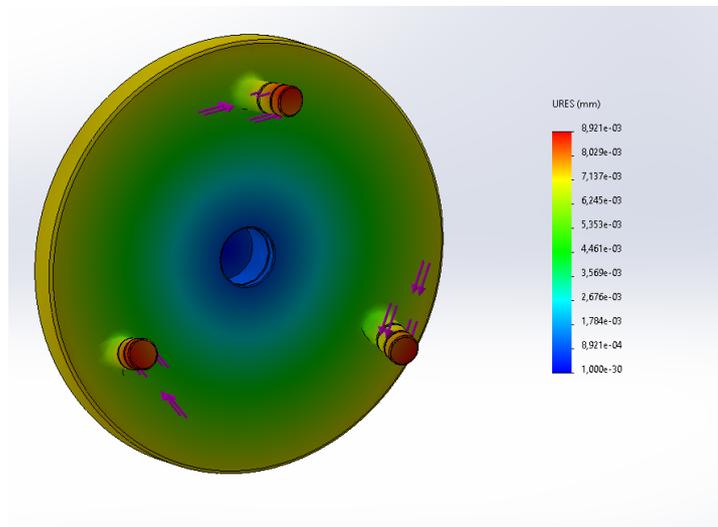
Fonte: Autor(2021)

Figura 41 – Tensões resultantes na carcaça



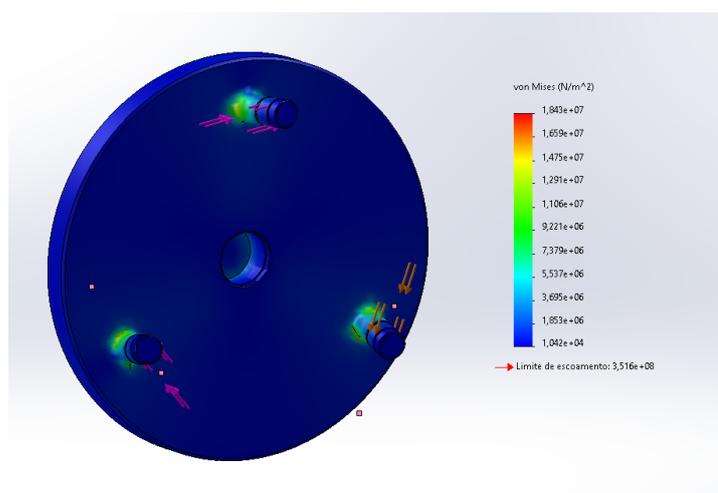
Fonte: Autor(2021)

Figura 42 – Deslocamentos resultantes no porta planetas



Fonte: Autor(2021)

Figura 43 – Tensões resultantes no porta planetasa



Fonte: Autor(2021)

APÊNDICE D

Neste apêndice são apresentados os desenhos técnicos dos elementos modelados, seguindo os princípios listados na norma ABNT NBR10067 (Princípios Gerais de Representação em Desenho Técnico) (ABNT, 1995).

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

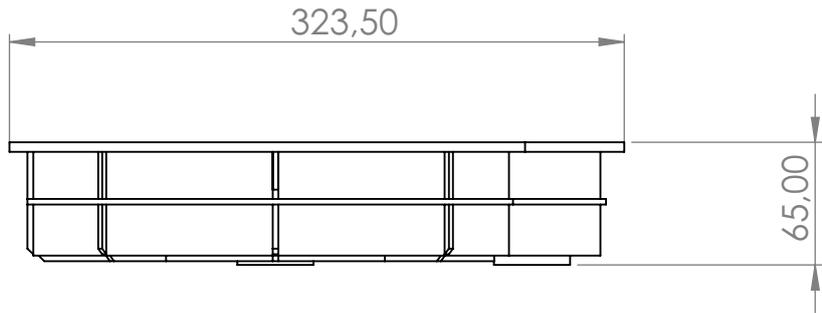
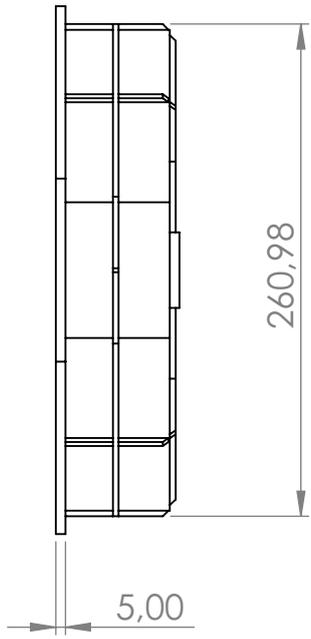
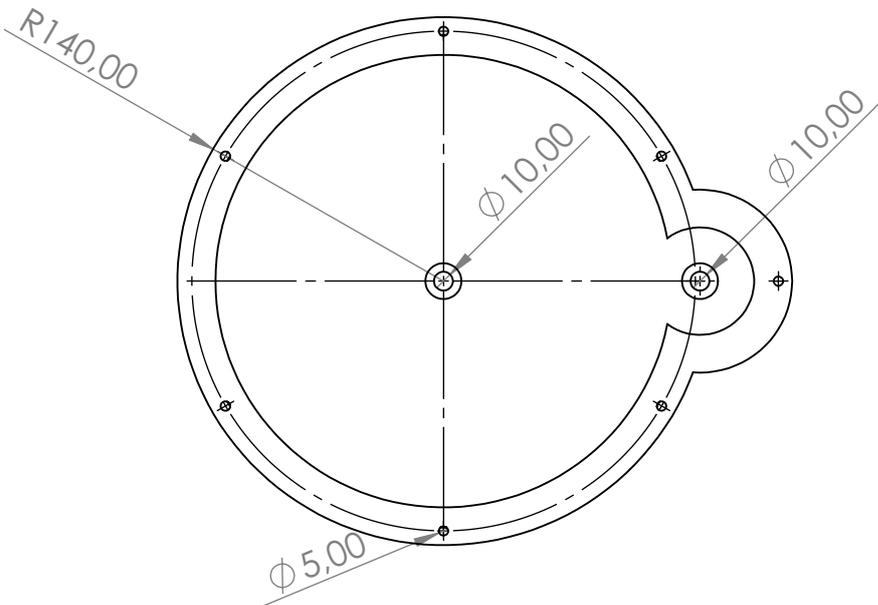
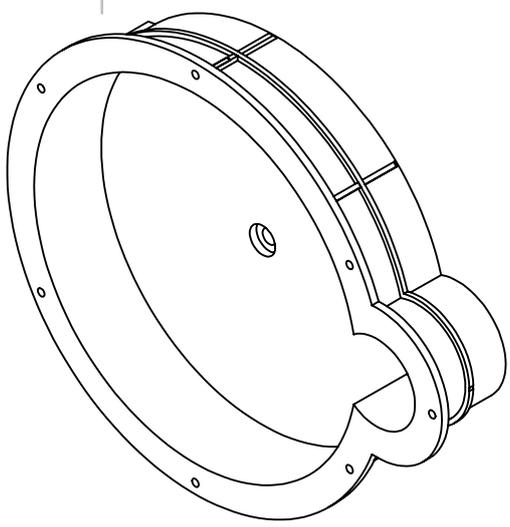
C

B

B

A

A



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE:
TOLERÂNCIAS:
LINEAR:
ANGULAR:

ACABAMENTO:

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

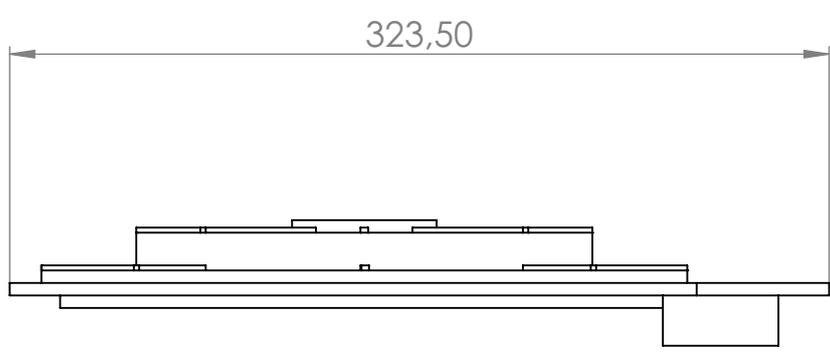
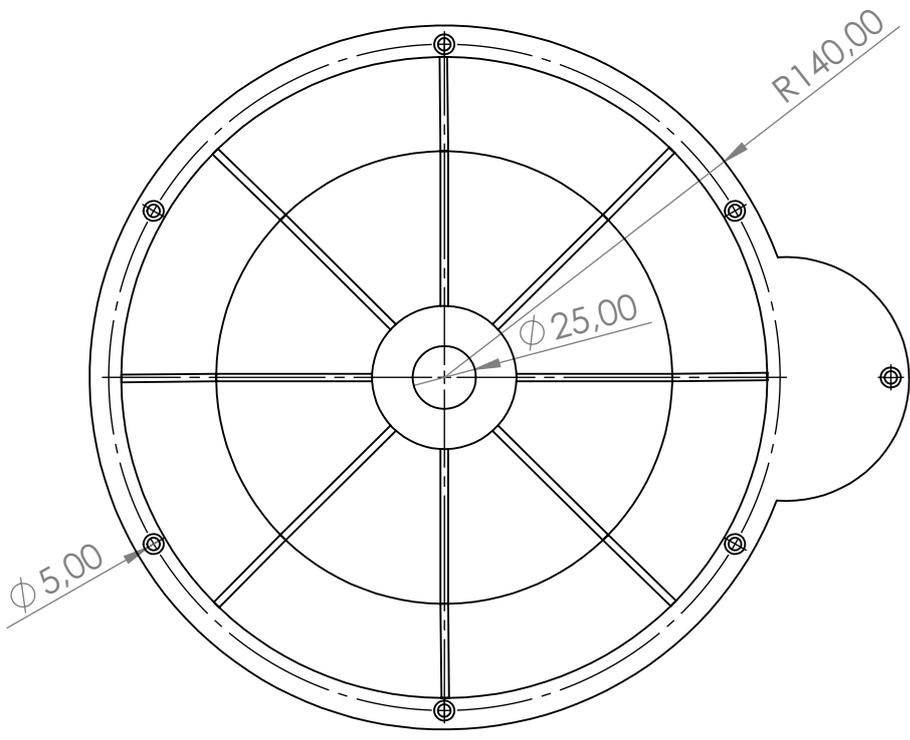
NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA	
DESEN.				
VERIF.				
APROV.				
MANUF.				
QUALID.				

TÍTULO:	
DES. Nº	A4
<h1>Carcaça</h1>	
PESO:	ESCALA:1:5
FOLHA 1 DE 1	

4 3 2 1



SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:			ACABAMENTO:		REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS		NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO		REVISÃO		
					TÍTULO:						
					DES. Nº						
					Carcaçatrás						
					A4						
					ESCALA:1:5						
					FOLHA 1 DE 1						

A

A

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

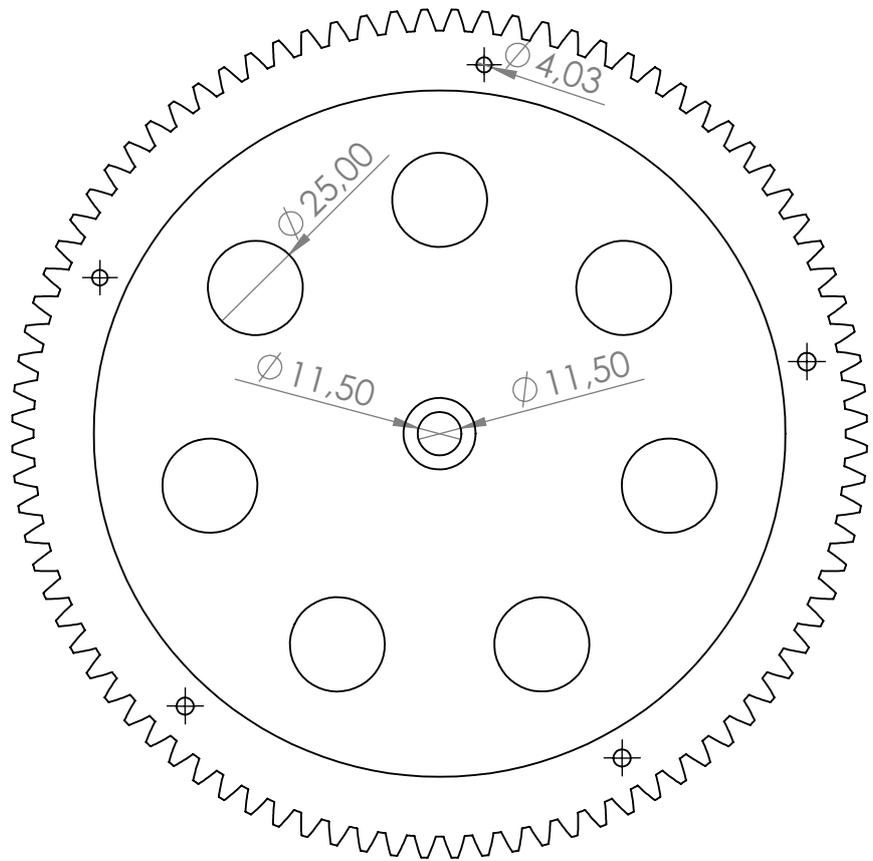
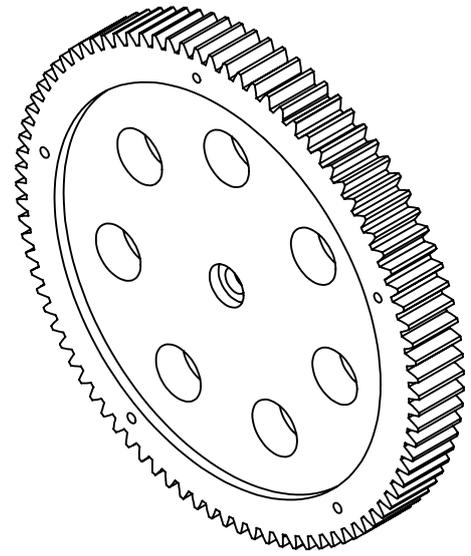
C

C

B

B

25,00



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE:
TOLERÂNCIAS:
LINEAR:
ANGULAR:

ACABAMENTO:

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

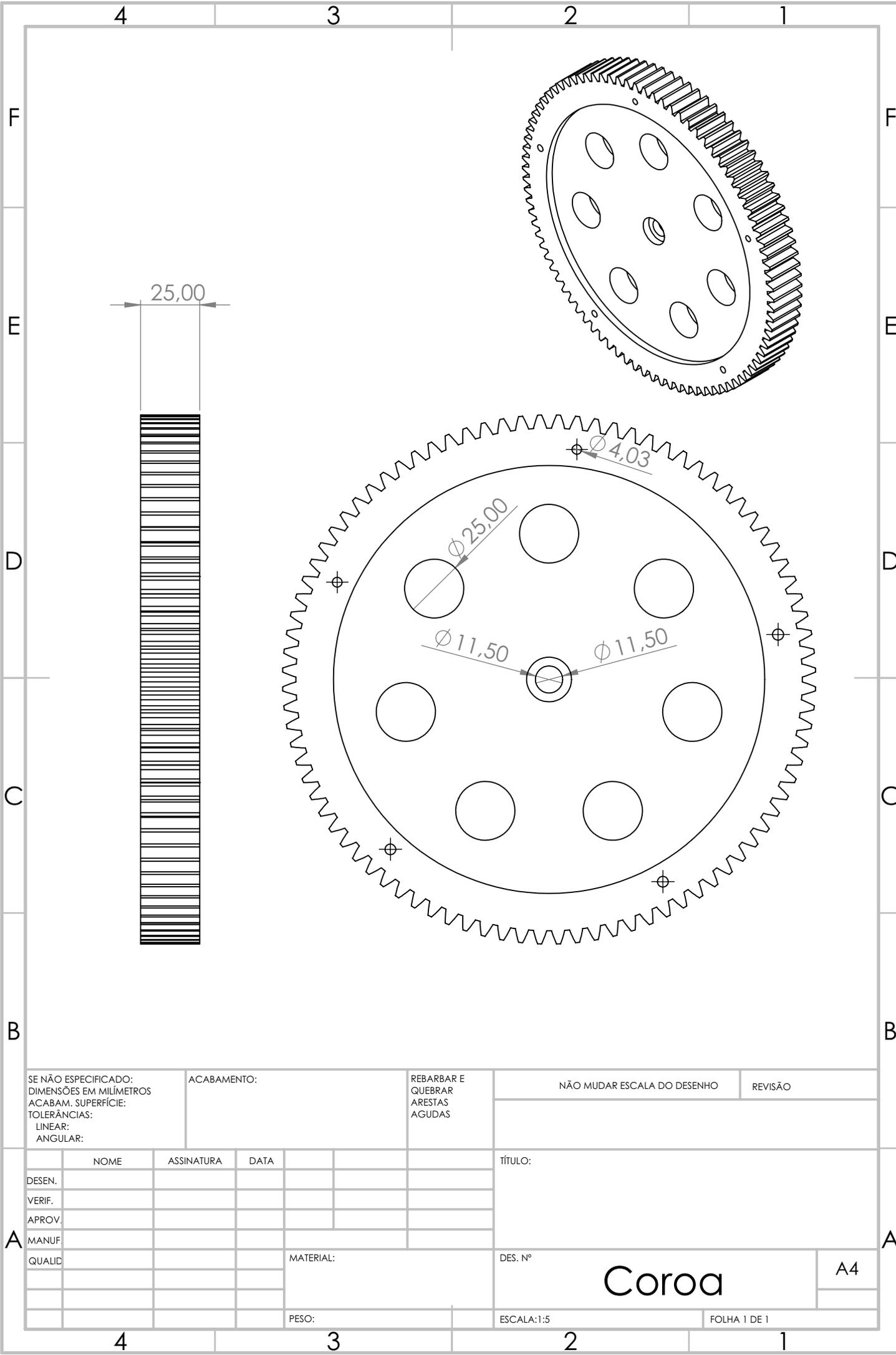
NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

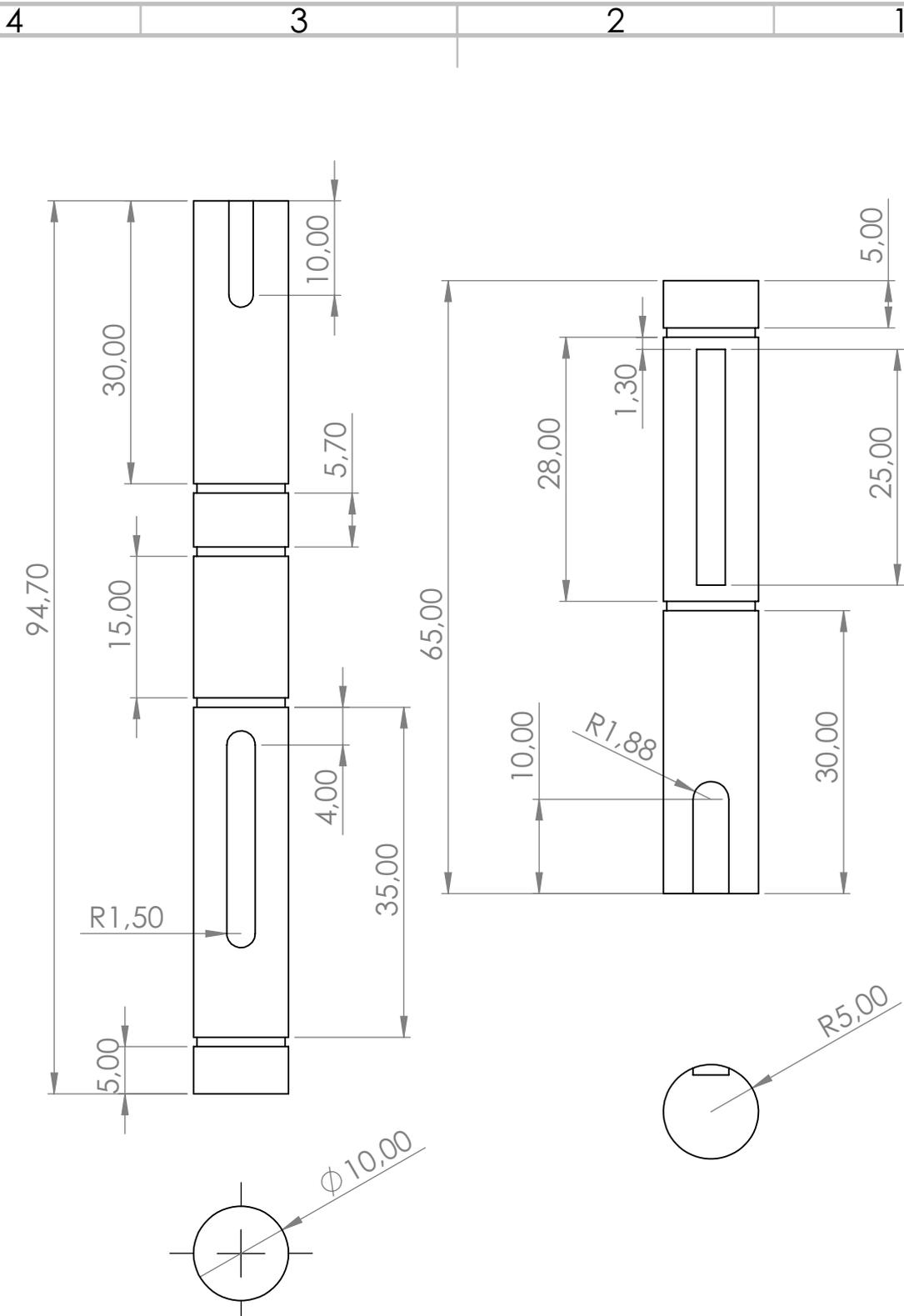
REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA		
DESEN.					
VERIF.					
APROV.					
MANUF					
QUALID					
				MATERIAL:	
				PESO:	

TÍTULO:	
DES. Nº	Coroa
ESCALA: 1:5	FOLHA 1 DE 1

A4





SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE:
TOLERÂNCIAS:
LINEAR:
ANGULAR:

ACABAMENTO:

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA	
DESEN.				
VERIF.				
APROV.				
MANUF.				
QUALID.				

TÍTULO:

DES. Nº

EIXOS

A4

PESO:

ESCALA:1:1

FOLHA 1 DE 1

A

A

B

B

C

C

D

D

E

E

F

F

4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

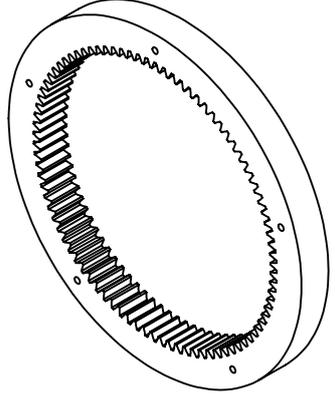
C

B

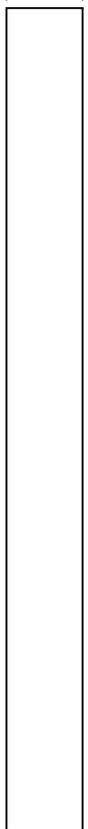
B

A

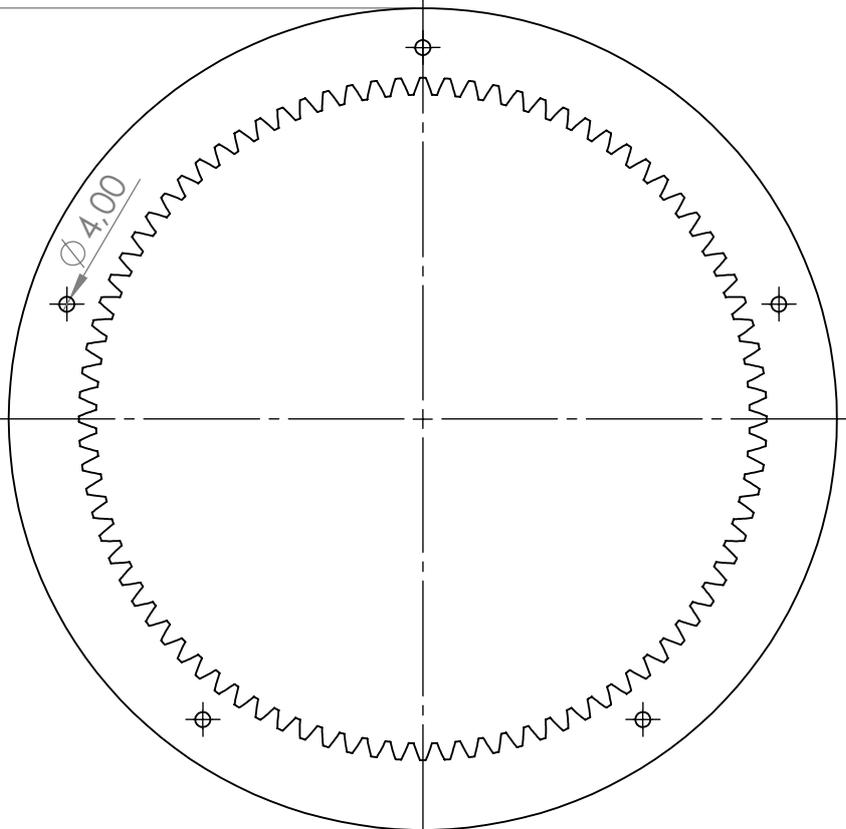
A



20,00



$\phi 217,92$



$\phi 4,00$

SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE:
TOLERÂNCIAS:
LINEAR:
ANGULAR:

ACABAMENTO:

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA	
DESEN.				
VERIF.				
APROV.				
MANUF				
QUALID				

TÍTULO:			
MATERIAL:	DES. Nº	<h1>Anelar</h1>	
PESO:	ESCALA: 1:5		
		FOLHA 1 DE 1	

A4

4 3 2 1

