

**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE SANTA
CATARINA**

WILLIAN RENAN RUSTICK

**DESENVOLVIMENTO E MODELAGEM DE UM SISTEMA DE REDUÇÃO
PLANETÁRIO COM ALTA ROTAÇÃO DE ENTRADA**

**JARAGUÁ DO SUL
2017**

WILLIAN RENAN RUSTICK

**DESENVOLVIMENTO E MODELAGEM DE UM SISTEMA DE REDUÇÃO
PLANETÁRIO COM ALTA ROTAÇÃO DE ENTRADA**

Monografia apresentada ao Curso Superior de Tecnologia em
Fabricação Mecânica do Campus Geraldo Werninghaus do
Instituto Federal de Santa Catarina para obtenção do diploma de
Tecnólogo em Fabricação Mecânica.

Orientador: Prof. Eduardo Cardoso Castaldo, Mestre Eng.

**JARAGUÁ DO SUL
2017**

R971d Rustick, Willian Renan

Desenvolvimento e modelagem de um sistema de redução planetário com alta rotação de entrada / Willian Renan Rustick ; orientador Eduardo Cardoso Castaldo. - Jaraguá do Sul, SC, 2017.
103 f.

Trabalho de conclusão de curso (TCC) – Instituto Federal de Santa Catarina, Câmpus Jaraguá do Sul – Rau. Tecnólogo em Fabricação Mecânica.

1. Engrenagens. 2. Veículos elétricos. 3. Planetário. I. Castaldo, Eduardo Cardoso . II. Instituto Federal de Santa Catarina. III. Título

CDD 621.833

**DESENVOLVIMENTO E MODELAGEM DE UM SISTEMA DE REDUÇÃO
PLANETÁRIO COM ALTA ROTAÇÃO DE ENTRADA**

WILLIAN RENAN RUSTICK

Este trabalho foi julgado adequado para obtenção de Tecnólogo em Fabricação Mecânica, pelo Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina, e aprovado na sua forma final pela comissão avaliadora abaixo indicada.

Jaraguá do Sul, 23 de fevereiro de 2017.



Miriam Henning

Mestre em Letras



Eduardo Cardoso Castaldo

Mestre Engenharia Mecânica



Gil Magno Portal Chagas

Doutor Engenharia Mecânica



Fernando Henrique Gruber Colaço

Mestre Engenharia Mecânica e Materiais

*Aos meus pais Amarildo e Teresa,
pelo incentivo, carinho e oportunidade.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por ter me dado capacidade e competência para poder alcançar meus objetivos, agradeço muito aos meus pais, Amarildo e Teresa por sempre estarem ao meu lado me apoiando e sempre me mostrando qual era o caminho correto para seguir na vida e ter sucesso, agradeço por nunca medirem esforços para a conclusão dos meus estudos. Obrigado por sempre acreditarem em mim. Também sou muito grato a minha namorada Franciele, pelo grande apoio e paciência que ajudaram na conclusão deste trabalho.

Ao meu orientador, professor Eduardo Cardoso Castaldo, pela competência, seriedade e pelos seus conhecimentos compartilhados.

Agradeço a todos os meus professores, que me ajudaram nesta jornada e compartilharam seus conhecimentos, tornando possível criar meu caráter profissional e pessoal.

Aos professores Gil Magno Portal Chagas e Fernando Henrique Gruber Colaço por aceitarem compor a comissão examinadora do Trabalho de conclusão de Curso.

Todos os colegas da graduação que estiveram junto nesta caminhada.

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo principal o desenvolvimento de um redutor planetário, para utilizar em motores elétricos com aplicação em veículos elétricos. Foram dimensionados os principais componentes do redutor, os eixos, as engrenagens e especificados os rolamentos. A ideia para execução deste trabalho surgiu a partir da necessidade que os fabricantes de veículos elétricos buscam: motores com maior potência e menor massa, ou seja, com uma maior densidade de potência do motor. E uma das maneiras que os fabricantes de motores elétricos estão colocando em prática é aumentar a rotação do motor e diminuir o torque. Conseqüentemente o motor fica menor e apresenta menor massa, por isso é necessária a utilização de redutor, para diminuir a rotação e aumentar o torque. Para isso é de suma importância o redutor ser compacto e possuir uma massa reduzida, que são as principais características do redutor planetário. A etapa inicial consistiu em uma revisão bibliográfica, na qual foi realizado um comparativo entre os livros de gestão e desenvolvimento de projeto, que definiu o melhor método aplicável no projeto, em seguida foi apresentado o funcionamento do redutor planetário, as equações para realização de cálculos de redução e suas restrições, após isto foi realizado *benchmarking* de alguns principais fabricantes de redutores. O dimensionamento mecânico do sistema seguiu as normas AGMA e ASME que rege as resistências de engrenagens e de dimensionamento de eixos rotativos, o trabalho também contemplou as especificações dos mancais, ao final obteve-se o detalhamento e especificações do projeto, o resultado final foi positivo, pois foram atendidos todos os objetivos e obtidos fatores de segurança e dimensionais satisfatórios. Para a elaboração do trabalho foi usado softwares de auxílio como SolidWorks®, Excel® e Mathcad.

Palavras-chave: Engrenagens. Veículos elétricos. Planetário.

ABSTRACT

This work has as main objective the development of a planetary gearbox, for use in electric motors for vehicles. The major components of the gearbox, the shafts, gears and bearings have been designed and specified. The motivation of this work is the needs that the electric vehicles manufacturers: motor with higher power and lower mass, with a higher power density. One of the ways that electric motor manufacturers are putting into practice is to increase motor rotation and decrease torque. Consequently, the motor gets smaller and lighter, but needs to use a gearbox to decrease rotation and increase the torque. For this, it is extremely important that the gearbox be compact and have a low weight, which are the main characteristics of the planetary gearboxes. The first step consisted of a bibliographical review, comparing different project management methods, which defines the best method applicable in the project. Then the operation of the planetary gearbox is shown, considering the equations for the reduction calculations and its restrictions. After the benchmarking of some major manufacturers of gearboxes is made. Another step is the mechanical sizing of the gears and shafts according to AGMA and ASME standards. The bearings are also calculated and selected, the final work had good results with security factors and dimensions satisfactory. The softwares used during this work are SolidWorks®, Excel® and Mathcad.

Key-word: Gears. Electrics vehicles. Planetary.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Modelo de referência do PDP	18
Figura 2 - Fluxograma de desenvolvimento do método proposto por PAHL E BEITZ	19
Figura 3 - Fluxograma da metodologia proposta por Back	20
Figura 4 - Nomenclatura dos componentes do redutor planetário.....	27
Figura 5 - Redutor planetário com quatro estágios e três engrenagens planetárias.....	29
Figura 6 - Parâmetros para fator de espessura de borda Kb da AGMA	32
Figura 7 - Fator geométrico de flexão J da AGMA.....	33
Figura 8 – Esboço do tipo de solicitação de torque originado no motor.....	41
Figura 9 – Ilustração do gráfico do critério de Goodman.....	44
Figura 10 - Diagrama de corpo livre de uma viga / eixo bi engastada	45
Figura 11 – Rolamento de esfera, rolo e de agulha.	48
Figura 12 - Dimensões do Rolamento. Fonte Catalogo SKF	48
Figura 13 - Medida nominais e tolerâncias	49
Figura 14 - Fluxograma do desenvolvimento do projeto	55
Figura 15 - Motor elétrico refrigerado à água	57
Figura 16 - Requisitos do cliente e de projeto	59
Figura 17 - QFD do Projeto.....	60
Figura 18 - Nomenclatura dos componentes do redutor planetário.....	61
Figura 19 - Árvore genealógica	62
Figura 20 - Redutor planetário montado, código: RE 16.05.00.000	72
Figura 21 - Redutor planetário explodido	73

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Comparativo entre os autores.....	22
Quadro 2 - Especificações dos elementos constituintes no conjunto.....	62
Quadro 3 - Fatores obtidos para cálculos de engrenagem.....	65
Quadro 4 - Tensões de flexão e contato com seus respectivos fatores de segurança nas condições 1 e 2	66
Quadro 5 - Tensões de flexão e contato com seus respectivos fatores de segurança nas condições 1 e 2	68

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Fator de distribuição de carga Km.	32
Tabela 2 - Grupo de materiais de engrenagens.....	35
Tabela 3 - Profundidade de cementação em relação ao módulo.	37
Tabela 4 - Dureza alcançada com nitretação a gás.	38
Tabela 5 - Profundidade endurecida em função do módulo.	39
Tabela 6 - Dureza em função da profundidade e de teor de carbono do material.	40
Tabela 7 - Tolerâncias das pistas do rolamento.....	50
Tabela 8 - Medida nominais e fatores de capacidade de carga.	51
Tabela 9 - Especificação redutor TP+ 500 MA High Torque. Traduzido do inglês para português.	58
Tabela 10 - Dados de entrada para cálculos engrenagens pinhão (solar) e engrenagem (planetária).....	63
Tabela 11 - Dados de entrada para cálculos engrenagens pinhão (planetária) e engrenagem (anel).....	67

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	Questão	15
1.2	Justificativa	15
1.3	Objetivo geral	15
1.4	Objetivos específicos	15
2	FUNDAMENTAÇÃO TEORICA	17
2.1	Processo de Desenvolvimento de Produto (PDP)	17
2.2	Etapas do PDP	23
2.3	Redutores de Velocidades	24
2.3.1	Redutores Planetários	25
2.4	Processo de Projeto	30
2.4.1	Método AGMA para engrenagens	30
2.4.1.1	<i> Materiais e tratamento térmico</i>	35
2.4.1.2	Engrenagens metálicas	35
2.4.1.3	Tratamento térmico	36
2.4.2	Método ASME para eixos	40
2.4.2.1	Vigas / Eixos Estáticos	45
2.4.3	Mancais de Rolamento	47
2.4.3.1	Rolamento de agulhas sem gaiolas	48
2.4.3.2	<i> Configuração das pistas dos rolamentos</i>	51
2.5	Lubrificação dos redutores	53
3	DESENVOLVIMENTO DO PROJETO	54
3.1	Planejamento do Projeto	54
3.2	Projeto Informacional	56
3.2.1	Características do motor elétrico	56
3.2.2	Benchmarking de fabricantes de redutores	57
3.2.3	QFD	59
3.3	Projeto Conceitual	61
3.3.1	Estrutura do projeto	61
3.3.2	Relação de transmissão	63
3.3.3	Dimensionamento das Engrenagens – Método AGMA	63
3.3.4	Especificações dos rolamentos e pistas	68
3.3.5	Projeto Eixo	69

3.4 Projeto Detalhado	72
4 CONCLUSÃO	74
REFERÊNCIAS	76
APÊNDICES	78
Apêndice A - Cálculo do eixo Bi engastado.....	78
Apêndice B - Cálculo do rolamento de agulhas sem gaiolas.....	79
Apêndice C - Cálculo da relação de redução do redutor planetária.....	80
Apêndice D - Relatório Solar e Planetária Maior Torque.....	81
Apêndice E - Relatório Solar e Planetária Maior rotação.....	84
Apêndice F - Relatório Planetária e Coroa maior torque	88
Apêndice G - Relatório Planetária e Coroa maior rotação	90
Apêndice H - Redutor planetário dimensionado.....	93
Apêndice I - Eixo das Planetárias	94
Apêndice J - Agulhas do rolamento.....	95
Apêndice K - Arruela com abas 2.....	96
Apêndice L - Arruela com abas 1	97
Apêndice M - Arruela de encosto	98
Apêndice N - Braço da engrenagem planetária	99
Apêndice O - Braço de saídas das planetárias	100
Apêndice P - Carcaça do Redutor.....	101
Apêndice Q - Tampa do redutor	102

1 INTRODUÇÃO

Segundo Baran e Legey (2011), o início da história dos carros elétricos começa em meados do século XIX, ela está intensamente ligada com a história das baterias. O belga Gaston Planté realizou a primeira apresentação da bateria de chumbo ácido em 1859, quando este equipamento foi utilizado em diversos veículos elétricos desenvolvidos a partir da década de 1880 na França, EUA e Reino Unido. Alguns anos depois em 1885, Benz levou ao público o primeiro motor à combustão. Já em 1901 veículos elétricos despertam o interesse de Thomas Edison, que desenvolveu a primeira bateria níquel-ferro, já possuindo um armazenamento 40% maior.

Segundo Baran e Legey (2011), além das baterias, duas tecnologias foram desenvolvidas entre 1890 e 1900 que vieram a tornar melhor o desempenho dos carros elétricos: a frenagem regenerativa, que transformava a energia cinética do automóvel em energia elétrica durante uma frenagem e o sistema híbrido, à gasolina e eletricidade.

Já em 1912, a frota de veículos elétricos chegava a 30 mil unidades, enquanto os automóveis à gasolina já possuíam uma frota trinta vezes maior. A partir de então, veículos elétricos entraram em uma forte queda no mercado. Os principais fatores que levaram à queda foram a produção em série de automóveis desenvolvida por Henry Ford, que permitiu colocar o preço dos carros à gasolina na metade do valor dos carros elétricos. Em 1912, foi inventado a partida elétrica, que eliminou a utilização de manivela para dar partida a carros à gasolina. Já nos anos de 1920, as rodovias dos EUA já interligavam diversas cidades, onde eram necessários carros capazes de percorrer grandes distâncias. Além dos fatores citados, outro fator de impacto para a queda de vendas dos carros elétricos, foram as descobertas de petróleo no Texas o que reduziu o preço da gasolina e tornou-a mais atrativa para o setor de transporte (BARAN E LEGEY, 2011).

Segundo a revista Exame (2016) atualmente, carros abastecidos por combustíveis fósseis estão sendo lentamente substituídos por veículos elétricos e híbridos. No Brasil a situação não está se alterando representativamente, por existir pouco mais de vinte modelos no mercado nacional e com valores pouco competitivos. Por esse motivo, foram emplacados desde 2006 até 2016 apenas dois mil e quinhentos carros verdes (elétricos e híbridos) de uma frota total que gira em torno de 50 milhões de automóveis segundo Anfavea (Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores).

Segundo a revista Exame (2016), existem fora do Brasil quatro mercados internacionais, que são exemplos para entidades que lutam por incentivos ao carro verde. São eles Estados Unidos e Japão, que se revezam na liderança de vendas; já o chinês e o europeu, crescem em ritmo vertiginoso. Um fato interessante levantado pela montadora Nissan constatou que no Japão que existem mais postos de recargas para carros elétricos puros e híbridos *plug-in* (com bateria recarregável que trabalha junto com motor de combustão) do que postos de combustível. São quarenta mil totens de alimentação contra trinta e cinco mil postos.

Até 2014, a frota de veículos elétricos *plug-in* no Japão foi a segunda maior do mundo, atrás apenas dos Estados Unidos, que tem três vezes mais habitantes. De 2009 até setembro de 2014, mais de noventa e cinco mil veículos elétricos *plug-in* foram vendidos no país. Outro país que dá um bom exemplo é a Noruega, que isentou impostos sobre carros verdes, podendo reduzir um valor considerável no preço de venda do carro. Além de baixar o preço do carro, o governo da Noruega também criou vantagens como trafegar em faixas exclusivas de ônibus, o motorista ganha toda a estrutura de recarga instalada por conta do governo e além dessas vantagens, os proprietários dos veículos elétricos são isentos de tarifas para transporte em balsas, pedágios urbanos e estacionamentos (EXAME, 2016).

Considerando o crescimento no mercado mundial, fabricantes de veículos elétricos estão sempre buscando tecnologias novas, tais como: motores mais leves e mais potentes, reduzindo o peso do motor e/ou aumentando sua potência, aumento da capacidade do número de passageiros ou cargas em seus veículos, aumento da autonomia, levando os carros a percorrer distâncias maiores com cargas menores em suas baterias; ou ainda, tornar os veículos híbridos capazes de percorrer duas vezes as distâncias comumente percorridas com combustíveis fósseis.

Uma das ferramentas utilizadas para aumentar a densidade de potência do motor é aumentar sua rotação nominal. Assim, para uma mesma potência o torque necessário é menor, o que conseqüentemente diminui o tamanho do motor. Com isso, passará a ser necessário a utilização de redutor, no qual o redutor receberá a alta rotação do motor com baixo torque. O redutor transformará esta alta rotação em baixa e aumentará o torque de saída, que será transferido para as rodas. Como atualmente não há no mercado tecnologia para esta aplicação, torna necessário o desenvolvimento de redutores, para acompanhar a tendência de mercado.

1.1 Questão

Com a evolução dos motores elétricos para a tração de veículos elétricos, fizeram-se necessárias adaptações, como aumento da densidade de potência dos motores, este aumento ocorre quando é elevado a rotação nominal do motor e diminuindo o seu torque, conseqüentemente reduzindo o tamanho do motor. Esse aumento de densidade de potência faz necessário a utilização de redutores na aplicação, para atender a rotação e o torque necessário.

A questão a ser discutida neste trabalho é a seguinte: em uma aplicação de motores elétricos para veículos elétricos, qual a melhor forma de obter no mercado nacional atual um redutor de velocidade padrão, sem a necessidade de customização, que possua massa reduzida, com confiabilidade para a aplicação e que atenda à alta rotação de entrada?

1.2 Justificativa

Verificando os requisitos do produto, viu-se que no mercado nacional não há nenhum redutor que possa atender à alta rotação de entrada na aplicação, exigindo o desenvolvimento de um produto fora do padrão, com necessidades de alteração.

1.3 Objetivo geral

Este trabalho tem como objetivo principal a elaboração do projeto de um redutor planetário a ser aplicado em motores elétricos destinados ao sistema de tração de veículos elétricos, atendendo simultaneamente os requisitos de alta rotação de entrada, massa reduzida, confiabilidade na aplicação e disponibilidade no mercado.

1.4 Objetivos específicos

São expostos a seguir os objetivos específicos deste trabalho:

- Desenvolver o projeto de um redutor planetário de alta rotação de entrada, no qual contempla os principais componentes do redutor, engrenagens, eixos e rolamentos. Este redutor será utilizado na aplicação de veículos elétricos, com as seguintes características: menor massa possível, redução de quatro para um, atenda rotação de entrada de 7500 rpm, com a mínima ou nenhuma manutenção, silencioso e confiável;

- Realizar um comparativo entre livros de gestão e desenvolvimento de produto, e adotar o método mais adequado a ser seguido, no decorrer do projeto;
- Utilizar planilhas de cálculos que permitam uma maior interatividade na etapa de projeto do sistema;
- Realizar prototipagem em softwares de CAD / CAM, simulando o funcionamento do redutor em ambiente virtual.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEORICA

2.1 Processo de Desenvolvimento de Produto (PDP)

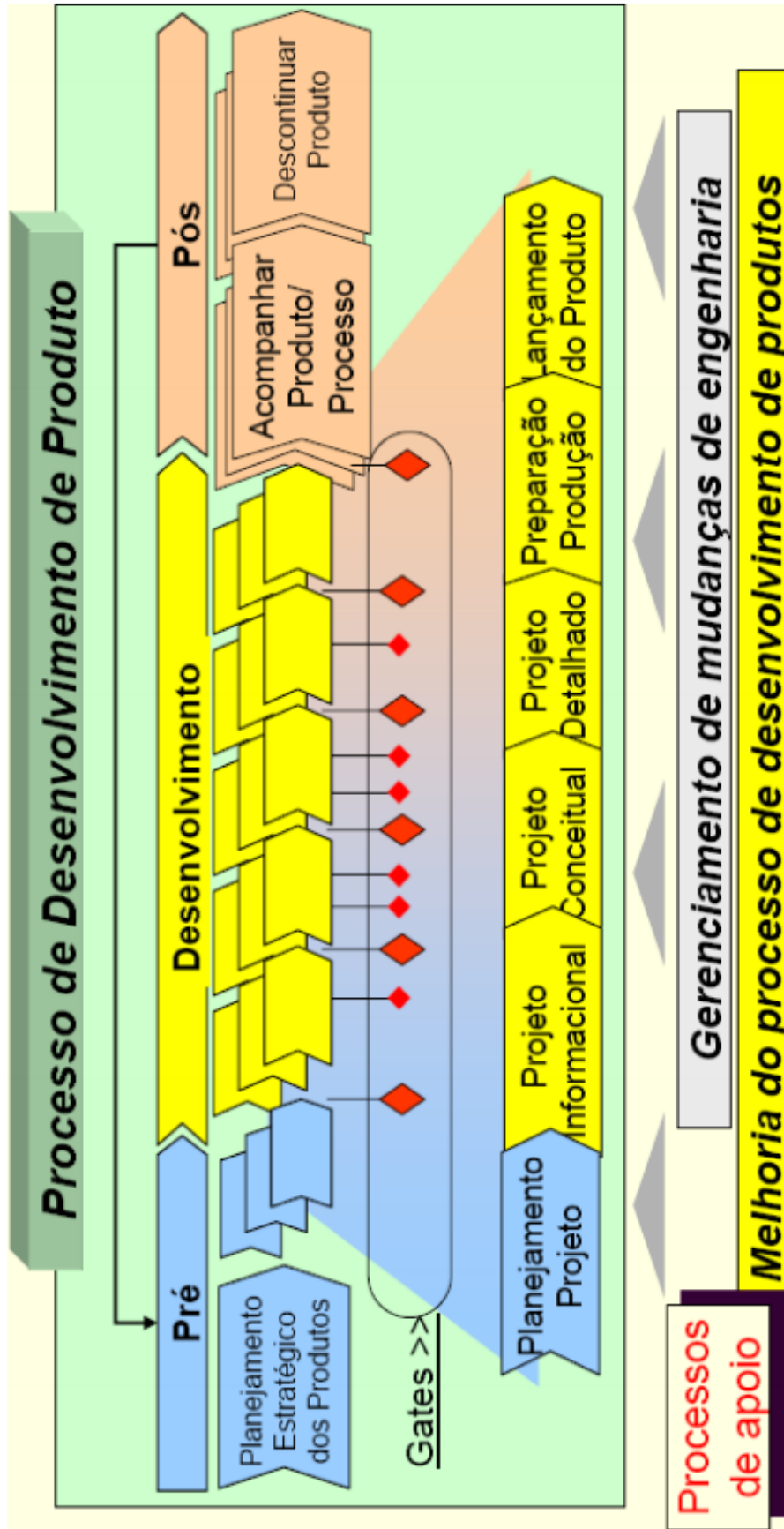
Segundo Rozenfeld *et al.* (2006), desenvolver produtos consiste em um conjunto de atividade por meio das quais se busca encontrar as necessidades de produtos no mercado, possibilidades e restrições tecnológicas e, além desses pontos, deve levar em consideração as estratégias de competitividade, verificar as especificações de projeto, do produto e as necessidades de processo de produção, para que seja possível manufaturá-lo.

Com o grande crescimento da internacionalização do mercado, aumento de diversidade e variedade de produtos e sua redução do ciclo de vida, o desenvolvimento do produto é considerado um processo de negócio cada vez mais crítico para competitividade das empresas. Novos produtos são demandados e desenvolvidos para atender específicos segmentos do mercado Rozenfeld *et al.* (2006).

Para Rozenfeld *et al.* (2006), PDP é a interface entre a empresa e o mercado, cabendo a ele identificar e antecipar as necessidades do mercado, propondo soluções que atendam tais necessidades. Ou seja, o PDP é de suma importância estratégica, pois é ele que vai identificar as necessidades do mercado e dos clientes, as fases dos ciclos de vida dos produtos e as possibilidades tecnológicas, com isto torna-se possível desenvolver o produto em tempo adequado, mais rápido que os concorrentes e com um custo mais competitivo. Além dos pontos citados, o PDP possui em seu escopo duas questões de grande relevância para a capacidade competitiva da empresa, que é a eficácia de lançamento de produtos novos e a melhoria da qualidade daqueles já existentes.

Para o desenvolvimento do produto é necessário realizar diversas etapas, as quais estão apresentadas na Figura 1. Na macrofase de Pré-desenvolvimento contempla, a microfase de Planejamento estratégico dos produtos. Na sequência na macrofase de Desenvolvimento, estão inclusas as microfases do Projeto Informacional, Projeto Conceitual, Projeto Detalhado, Preparação Produção e Lançamento do Produto, e após esta macrofase, é utilizada Pós-desenvolvimento que incluem as microfases, de Acompanhar Produto / Processo e Descontinuar Produto Rozenfeld *et al.* (2006).

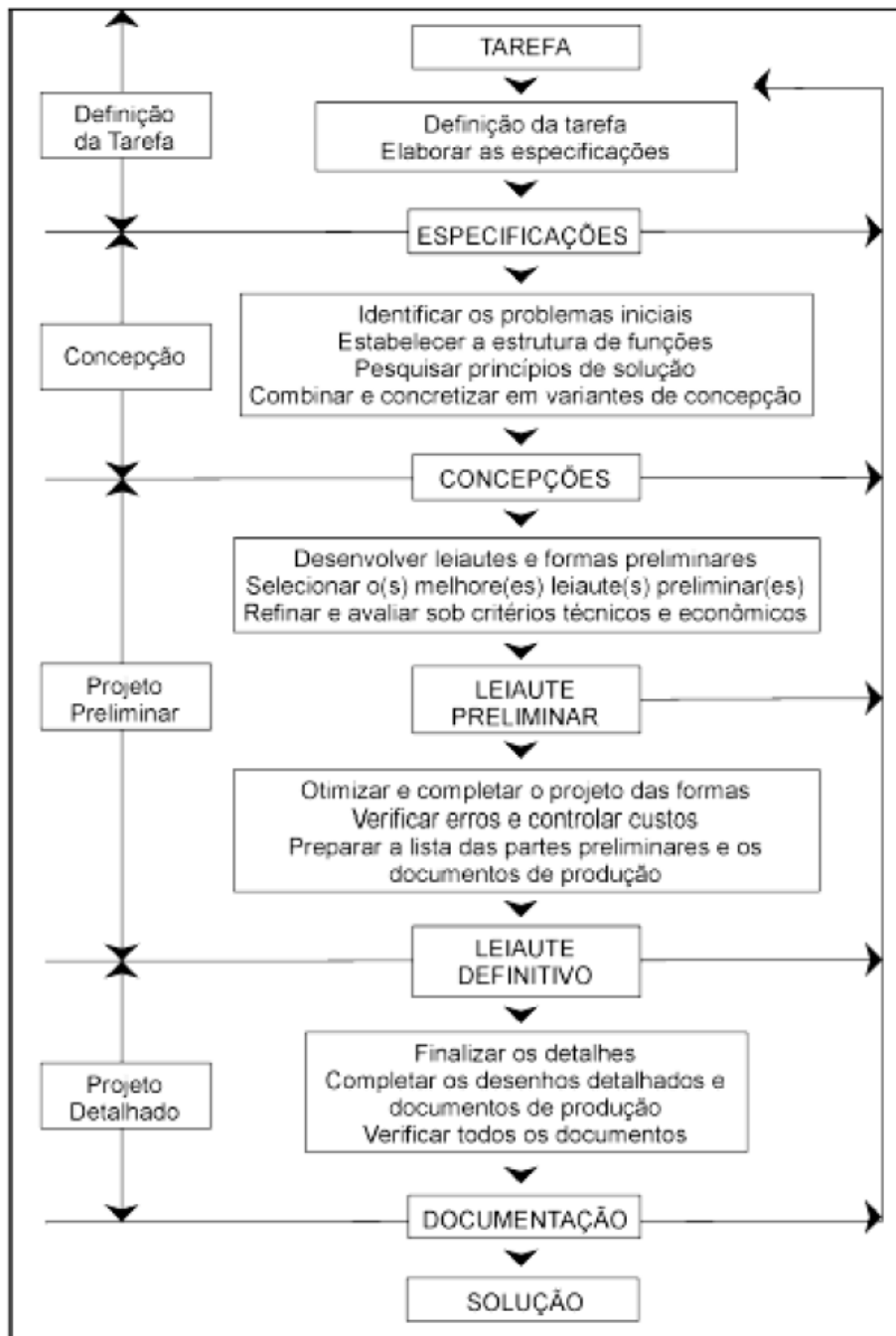
Figura 1 - Modelo de referência do PDP



Fonte: Rozenfeld et al. (2006)

Na Figura 2, é apresentado o Fluxograma de desenvolvimento conforme Pahl e Beitz *et al.* (2005). Essa figura é dividida em macrofases, como: Definição da Tarefa, Concepção, Projeto Preliminar e Projeto Detalhado. Em cada etapa da macrofase existem as microfases como, Especificações, Concepções, Leiaute Preliminar, Leiaute definitivo e Documentação.

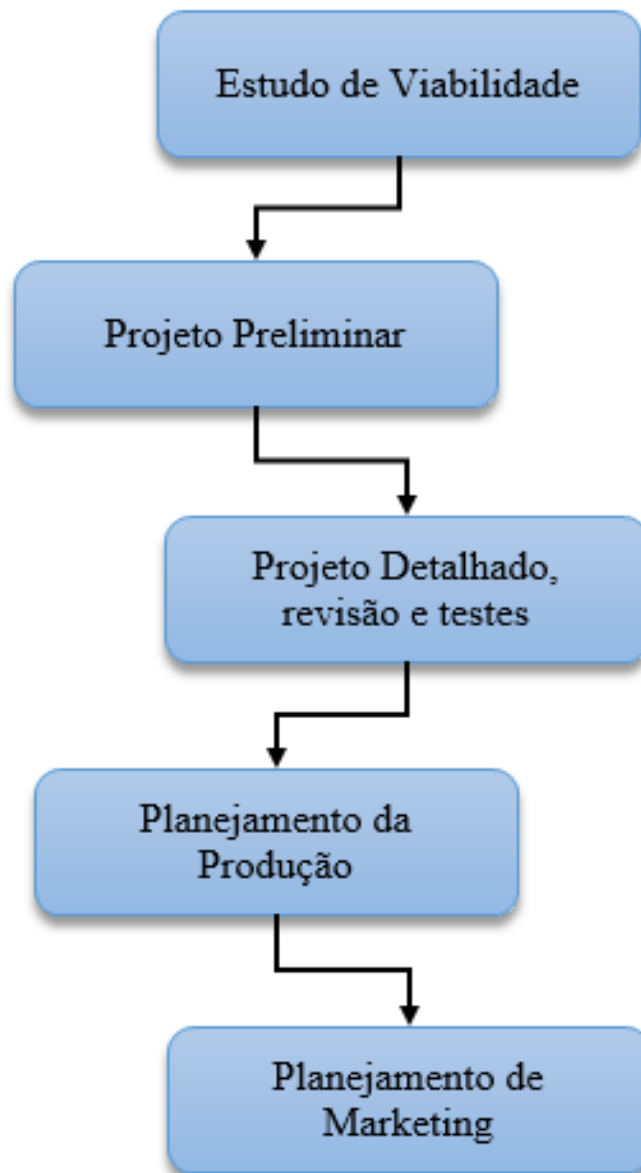
Figura 2 - Fluxograma de desenvolvimento do método proposto por PAHL E BEITZ



Fonte: adaptado de Pahl et al. (2005)

Conforme Figura 3, é demonstrado o Fluxograma da metodologia proposta por Back *et al* (2008). Nessa Figura estão dispostas as fases como, Estudo de Viabilidade, Projeto Preliminar, Projeto Detalhado Revisão e Testes, Planejamento da Produção e Planejamento de Marketing.

Figura 3 - Fluxograma da metodologia proposta por Back



Fonte: adaptado de Back et al. (2008)

Como é apresentado nas Figuras 1, 2 e 3 anteriormente, cada macrofase está sendo explicada logo abaixo conforme cada autor.

De acordo com Rozenfeld *et al.* (2006) a macrofase do pré-desenvolvimento engloba a fase de planejamento estratégico. Esta fase define quais produtos serão ou não desenvolvidos e quais mercados serão focados. Nesta fase, a área de marketing possui uma atuação significativa, pois são mensuradas as necessidades e as perspectivas de mercado, na qual é limitado o número de projetos e conduzido o desenrolar dos projetos em desenvolvimento. Segundo Pahl *et al.* (2005), esta macrofase é identificada como clarificação da tarefa, conforme Figura 2. Nesta etapa são elaboradas as especificações dos produtos com base nas necessidades da aplicação. Já Back *et al.* (2008) apresentam esta etapa unificada com a etapa de projeto informacional, na qual os outros dois autores apresentam separadamente. Segundo Back *et al.* esta etapa é chamada de Estudo de Viabilidade. Ainda no pré-desenvolvimento de projeto é feita a junção das informações anteriores e determinado o escopo de projeto, escopo de produto, os recursos humanos necessários e os prazos de execução. Esta etapa é conhecida como planejamento do projeto.

Dando sequência, segundo Rozenfeld *et al.* (2006) e Pahl *et al.* (2005) a próxima fase é o projeto informacional ou também chamado de projeto conceitual, este já está dentro da macrofase de desenvolvimento. No projeto informacional ou conceitual é realizado o levantamento das informações necessárias sobre o projeto e a interpretação de tais informações. Nesta fase, são concentrados os dados dos usuários e requisitos do produto, apresentado as especificações que este deve atender. Como informado no parágrafo anterior, Back *et al.* (2008) contempla esta fase junto com a fase anterior, chamando-a de estudo de viabilidade.

Na fase de projeto conceitual, ou também chamado de projeto preliminar propõe a mesma definição para os três autores. É transformado as especificações que o produto deve atender, conforme foi apresentado nas especificações do produto, é realizado o dimensionamento do sistema e dos componentes, sendo possível criar a estrutura inicial do produto (leiaute do produto), com suas relações estruturais em atividades de projeto, no qual é obtido as especificações tridimensionais. Nesta fase são realizados os cálculos necessários no projeto, resultando nas geometrias necessárias dos produtos; dependendo das ferramentas utilizadas é possível finalizar a concepção do produto.

Após, é realizada a fase de projeto detalhado. Segundo Rozenfeld *et al.* (2006) e Pahl *et al.* (2005), nesta etapa é transformada a concepção do produto em especificações finais. Nesta fase serão gerados todos os dimensionais de componentes e suas tolerâncias finais, que serão

necessárias para atender à aplicação. Já o autor Back *et al.* (2008) segue esta etapa dos outros dois autores, porém adiciona junto ao projeto detalhado, as revisões e os testes dos produtos.

Segue Quadro 1 com o resumo comparativo conforme cada autor que foi utilizado.

Quadro 1 – Comparativo entre os autores

Autores	Fases					
	Elaboração de projeto				Implementação	
	1	2	3	4	5	6
1 - Rozenfeld <i>et al.</i>	Planejamento Projeto	Projeto Informacional	Projeto Conceitual	Projeto Detalhado	Preparação Produção	Lançamento do Produto
	Segundo Rozenfeld <i>et al.</i> (2006) propôs um modelo de desenvolvimento de produtos contemplando as etapas de pré-desenvolvimento, desenvolvimento e pós-desenvolvimento. Cada etapa é composta por fases detalhadas do processo de desenvolvimento. Seu modelo apresenta um equilíbrio entre processos de desenvolvimento, tecnologias e necessidade de mercado. Utiliza diversas ferramentas como QFD, FMEA, DFX, CAD/CAE, CAPP e PLM.					
2 - Pahl <i>et al.</i>	Clarificação da tarefa	Projeto Conceitual	Projeto Preliminar	Projeto Detalhado	-	-
	Segundo Pahl <i>et al.</i> (2005) direcionaram os métodos de desenvolvimento de produtos para o planejamento, busca a avaliação de uma solução para um problema identificado, de forma flexível que pode ser ajustada em cada caso específico. O projeto é embasado em uma visão sistêmica e metódica que prevê a utilização de ferramentas de qualidade como QFD, FMEA e análise de mercados e cenários.					
3 - Back <i>et al.</i>	Estudo de Viabilidade		Projeto Preliminar	Projeto Detalhado, revisão e testes	Planejamento da produção	Planejamento de marketing
	Segundo Back <i>et al.</i> (2008) trataram o projeto como uma sequência de eventos em ordem cronológica, com objetivo de transformar recursos em bens úteis. Uma característica do seu método é o acréscimo dos testes na etapa de projeto detalhado, para avaliar a viabilidade técnica do produto. A medida que o projeto vai se desenvolvendo, as revisões e os testes ocorrem simultaneamente.					

Fonte: o próprio autor (2016)

Considerando que este projeto abrange apenas até a parte de desenvolvimento, mais especificamente até a etapa do projeto conceitual, e após realizar o comparativo entre os autores acima, foi decidido utilizar uma adaptação de Rozenfeld *et al.* (2006). O método foi escolhido por se encaixar melhor na maneira que o projeto será executado, por cada etapa possuir fases detalhadas do processo e um equilíbrio entre as fases de desenvolvimento, avaliando a tecnologia e as necessidades do mercado. Além de tudo este método utiliza diversas ferramentas que podem ser utilizadas no desenvolvimento.

2.2 Etapas do PDP

Conforme Rozenfeld *et al.* (2006), cabe ao Processo de Desenvolvimento de Produto identificar e antecipar as necessidades de mercado, partindo dessas necessidades, das possibilidades e restrições tecnológicas. A adaptação conforme Rozenfeld *et al.* (2006) o projeto deve ser focado no desenvolvimento do produto, ou seja, seguir apenas as macrofases de pré-desenvolvimento e o desenvolvimento do produto. No qual é dividido em microfases como: projeto informacional, podendo trazer ferramentas de *benchmarking*, QFD, etc. Outra microfase é o projeto conceitual, na qual são realizados os cálculos e obtidos os primeiros resultados, tanto dimensionais, como especificações geométricas. E por último a microfase de projeto detalhado, na qual são realizados os desenhos 2D e a preparação para a fabricação dos componentes, ou seja, é o projeto pronto para a produção.

No projeto informacional, um aspecto importante que condiciona a aceitação de um produto no mercado está relacionado a qualidade. Para se conquistar este êxito, é necessário preocupar-se em constituir um designer bem elaborado, apresentando funcionalidades desejáveis, durabilidade, qualidade e que atenda às necessidades do consumidor dentro da função que lhe foi proposta. Essas condições podem ser buscadas através do método QFD (Desdobramento da função da qualidade). O QFD é definido como sendo a conversão das exigências dos usuários em características de qualidade do projeto do produto acabado e desdobrando-a em qualidade dos itens, de cada uma das peças funcionais do projeto.

Além do QFD, outra ferramenta utilizada no projeto informacional é o *benchmarking*, no qual são pesquisadas informações de produtos novos, participando de feiras e eventos. O *benchmarking* também procura identificar novas oportunidades de mercado. Para isso, são utilizados como fontes de informação catálogos e pesquisa de mercado. Todas as informações sobre requisitos e especificações de projeto derivam dos concorrentes (Rozenfeld *et al.* 2006).

O projeto conceitual possui suas atividades relacionadas com a busca, criação, representação e seleção de soluções para o problema de projeto de produto. Inicialmente, define-se a função global do produto até que seja selecionado sua modelagem funcional. Para cada função, são geradas combinações, resultam nas alternativas do produto. Para cada alternativa, é definida uma arquitetura que contém a estrutura do produto. Esta arquitetura apresentará os primeiros resultados do processo de cálculos e desenvolvimento, apontando a especificação-meta que melhor atende ao projeto, obtendo uma concepção ideal. Essa concepção obtida é uma descrição das tecnologias, princípios de funcionamento e formas de um produto, geralmente expressa por meio de um esquema ou modelo tridimensional

acompanhado de uma explicação textual. Junto à concepção, obtém-se uma lista inicial com os principais sistemas, subsistemas e componentes (SSCs) que integram a estrutura do produto, ou seja, o Bill of Materials (BOM) inicial.

O projeto detalhado é a etapa, na qual são realizados os desenhos tridimensionais já com as suas dimensões especificadas e tolerâncias, assim sendo possível realizar o detalhamento dos desenhos bidimensionais e, por fim, possuir as informações técnicas para o produto ser produzido. Além dos detalhes já mencionados, a etapa do projeto detalhado contempla o desenvolvimento de fornecedores de componentes, é realizado o processo de planejamento para a produção, nesta etapa também são realizados os protótipos funcionais e planejado o fim da vida do produto. Após serem obtidos esses dados, é possível realizar a homologação do produto e colocar para produção.

2.3 Redutores de Velocidades

Um redutor de velocidade é um equipamento mecânico que tem como função principal a redução da rotação e aumento de torque de um acionador. Os componentes básicos de um redutor de velocidade são rolamentos, eixos de entrada e saída, carcaça e engrenagens (TELMAC, 2015).

O redutor de velocidade é ativado quando se torna necessário adequar a rotação do acionador. Devido às leis da física, quando há redução da rotação, aumenta-se o torque disponível; este é um dos principais motivos da aplicação dos redutores. O acionamento dos redutores de velocidades pode ser feito através de motores elétricos, turbinas a vapor, motores à combustão interna, motores hidráulicos, etc. Porém como muitas vezes os acionadores fornecem alta rotação e baixo torque, é necessário o uso de redutores de velocidades para diminuir a rotação de saída e elevar o torque (TELMAC, 2015).

Existem vários tipos de redutores de velocidades. O mais comum é encontrá-los com um sistema de redução por engrenagens, podendo ser cônicas ou cilíndricas. Esse tipo de redutor é utilizado na indústria automobilística. Um dos principais tipos de redutor é o redutor de engrenagens cilíndricas; ele é muito utilizado por todo ramo da indústria por ter seu custo mais baixo em relação aos outros e com grande capacidade de transmissão e rendimento, chegando próximo ao 100%; possui uma concepção robusta e grande durabilidade. Esse tipo de redutor pode apresentar ampla capacidade de redução de 1:18 até 1:20000 e capacidade de torque de até 600.000 Nm. Porém, uma das desvantagens dele é que quando há necessidade de

grandes reduções, passa a ter tamanho muito elevados tornando-os inaplicáveis (TELMAC, 2015).

Contudo, também existem outros modelos, como rosca sem fim e coroa. Este é utilizado em uma larga escala para as mais variadas aplicações de acionamento industriais com reduções entre 1:10 até 1:4000 com capacidade de torque de 35 a 19000 Nm. Essas características permitem excelente performance com enorme abrangência de formas construtivas e diversos conceitos de montagem (TELMAC, 2015).

Muitas vezes, para se obter redução de ruídos e vibrações, as engrenagens dos redutores de velocidade têm dentes helicoidais, que permitem uma transmissão de potência mais homogênea. Os redutores de dentes helicoidais são mais eficientes, mas têm um custo consideravelmente mais elevado, devido à maior dificuldade de fabricação das engrenagens. Por isso, em sistemas feitos com custos reduzidos, é mais comum encontrarmos engrenagens com dentes retos, que têm uma fabricação muito mais simples (INDÚSTRIA HOJE, 2016).

Segundo Indústria Hoje (2016), há também os redutores planetários. Estes possuem um misto de engrenagens com dentes retos e com dentes internos. O redutor planetário de velocidade costuma ser utilizado em sistemas mais compactos que precisam lidar com reduções elevadas de velocidade. O próximo item aborda os redutores planetários em detalhes.

2.3.1 Redutores Planetários

As transmissões planetárias (redução simples, planetário; “*single reduction, planetary or epicyclic*”) ou trens de engrenagens epicicloidalis, como são também conhecidas, permitem uma ampla gama de aplicações, que vão das caixas de bifurcação de potência, como os diferenciais automotivos, sistemas de múltiplas relações de transmissões e engrenamento permanente, até sistemas de motorização de alta confiabilidade, como os utilizados na abertura das portas de cargas dos ônibus espaciais americanos. Características importantes em sistemas mecânicos na atualidade, como a compactidade e a confiabilidade, estão presentes nos planetários, que devido à possibilidade do múltiplo engrenamento, agem reduzindo o risco de pane em operação (KURIHARA; DEDINI, 1998).

A estrutura e a forma do redutor planetário são apresentadas conforme Figura 4, na página 27, na qual torna mais simples a capacidade de entendimento do funcionamento do redutor.

Segundo Höhn *et al.* (2013) as transmissões de engrenagens planetárias apresentam geralmente vantagens em relação às transmissões de engrenagens convencionais, tais como

maior eficiência, relações de transmissão mais elevadas, compactibilidade e, conseqüentemente, menor peso. Com isso aumenta-se o torque e reduz-se a carga de inércia, diminuindo a velocidade de desaceleração, além de alta confiabilidade, conforme foi citado anteriormente. A densidade de potência das engrenagens planetárias é dependente da quantidade de planetas que é ligada na engrenagem solar (central) e a engrenagem anel (externa). Segundo Zhaowei (2016), uma das principais vantagens do redutor planetário é a sua combinação única de ambos compactidade e eficiência de transmissão de energia em circulação, as engrenagens planetárias atingem uma alta redução pois possuem uma melhor distribuição das cargas no engrenamento, obtendo assim uma capacidade de torque muito elevado. Com mais engrenagens planetárias no sistema, é possível atingir uma maior capacidade de carga. O arranjo redutor planetário também cria uma maior estabilidade devido à distribuição uniforme de massa e aumento da rigidez rotacional. A perda de eficiência típica em um arranjo de engrenagem planetária é de apenas 3% por estágio. Esse tipo de eficiência garante que uma alta proporção de energia que está sendo recebida é transmitida através do redutor, em vez de ser desperdiçada em perdas mecânicas no interior do redutor.

Segundo Juvinal e Marshek (2008), existe a fórmula de razão de velocidade global para redutores planetários, conforme equação (2.1).

$$\frac{\omega_a}{\omega_c} = \frac{\omega_a}{\omega_b} \frac{\omega_b}{\omega_c} = -\frac{d_{c1}}{d_{p1}} \left(-\frac{d_{c2}}{d_{p2}} \right) = +\frac{d_{c1}d_{c2}}{d_{p1}d_{p2}} = \frac{N_{c1}N_{c2}}{N_{p1}N_{p2}} \quad (2.1)$$

Onde:

ω = velocidade de rotação (rad)

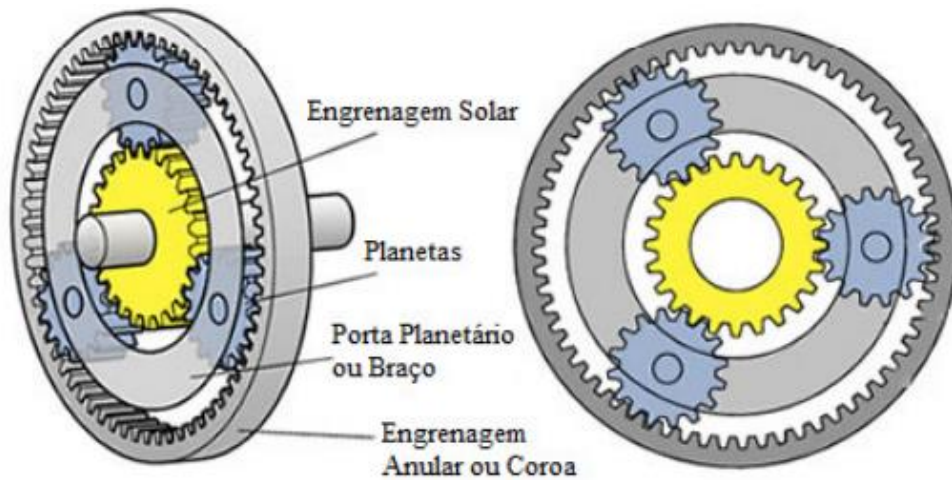
d = diâmetro primitivo

N = número de dentes

Utilizando a equação da razão de velocidade global sendo o produto das relações dos pares individuais é possível estender para três, quatro ou qualquer número de engrenagem.

A análise das engrenagens planetárias é mais complexa, pois algumas das engrenagens rotacionam em relação ao eixo que também está girando. A Figura (4) ilustra uma engrenagem planetária tradicional, constituída de uma engrenagem solar *S* no centro, circulada por planetárias *P* que giram livremente sobre eixos montados no braço *A* (também chamado de porta planetárias). Circulando e engrenada as engrenagens planetárias existe uma coroa circular *R* de dentes internos.

Figura 4 - Nomenclatura dos componentes do redutor planetário



Fonte: Vitorino (2012, P 10)

Será utilizada a mesma designação dos componentes para as equações seguintes conforme Figura 4. A primeira restrição para um redutor planetário funcionar corretamente é que os dentes possuam a mesma altura, ou espaçamento. A segunda restrição diz respeito ao número de dentes de cada engrenagem, conforme a equação (2.2) (MILLER, 2006).

$$R = 2 * P + S \quad (2.2)$$

Onde:

R = número de dentes coroa

S = número de dentes solar

P = número de dentes planetária

Esta equação demonstra que, o número de dentes da engrenagem da coroa é igual ao número de dentes da engrenagem solar mais o dobro de dentes da engrenagem planetária.

A relação de redução do redutor planetário é descrita conforme equação (2.3) de Miller (2016):

$$(R + S) * T_y = R * T_r + T_s * S \quad (2.3)$$

Onde:

T_r = rotação da coroa (anel)

T_s = rotação da solar

T_y = rotação da planetária

R = número de dentes ou diâmetro primitivo coroa (anel)

S = número de dentes ou diâmetro primitivo solar

P = número de dentes ou diâmetro primitivo planetária

Aos três elementos citados acima, S , A e R , normalmente são designadas três funções: entrada, saída e componente de reação fixa. Determinando um arranjo alternativo como exemplo, onde a engrenagem solar (S) será utilizada como entrada, braço (A) como saída e a coroa (R) como componente fixo, pode-se rearranjar a equação (2.3), e assim obtém-se a equação (2.4). Logo abaixo, esta reorganização da fórmula acontece pois como é mantido (R) fixo sua rotação em zero, ou seja, T_r será sempre zero.

$$T_y = T_s * \frac{S}{R + S} \quad (2.4)$$

Segundo Miller (2006), a equação (2.5) demonstra a relação de redução do redutor planetário.

$$\frac{S}{(R + S)} = i \quad (2.5)$$

Onde:

i = relação de redução

S = número de dentes ou diâmetro primitivo da engrenagem solar

R = número de dentes ou diâmetro primitivo da coroa (anel)

Outra restrição encontrada são dois fatores básicos que controlam a quantidade e o espaçamento das planetárias empregadas. A quantidade máxima de planetárias é limitada ao

espaço disponível, isto é, as pontas dos dentes de qualquer planetária devem estar afastadas suficientemente das planetárias adjacentes. Os dentes de cada planetária devem se alinhar simultaneamente aos dentes das engrenagens solar e coroa circular, isto é, que a geometria e a quantidade de dentes utilizadas, podem limitar a quantidade de planetas, como por exemplo pode-se aplicar em um redutor duas planetárias, mas quatro não seria possível realizar o engrenamento, pois não haveria espaço suficiente. Como citado no exemplo uma condição necessária para possibilitar a disposição igualmente espaçados, onde n é a quantidade de engrenagens planetárias conforme a equação (2.6), onde i é o número inteiro e n é número da engrenagens planetária igualmente espaçadas.

$$\frac{S + R}{n} = i \quad (2.6)$$

Onde:

i = número inteiro

n = número de engrenagens planetárias

S = número de dentes solar

R = número de dentes anel

Figura 5, segue a imagem de um redutor planetário. A qual são aplicadas quatro engrenagens planetárias e quatro estágios, esses estágios são utilizados para atingir uma maior redução do redutor, ou seja, quanto maior a quantidade de estágios, maior será a redução do redutor.

Figura 5 - Redutor planetário com quatro estágios e três engrenagens planetárias



Fonte: Fábrica do Projeto Tecnologia em Projetos Mecânicos e Automação Industrial (2013)

2.4 Processo de Projeto

2.4.1 Método AGMA para engrenagens

Na fase de dimensionamento da parte do sistema da transmissão, será seguida a metodologia AGMA (American Gear Manufacturers Association) a fim de definir os coeficientes de segurança para desgaste e também flexão das engrenagens. O método AGMA tem sido muito usado tanto nos Estados Unidos quanto no Brasil por ser uma referência em projetos de sistemas engrenados. A metodologia prevê a análise de engrenagens levando em conta vários fatores que são diretamente ligados à resistência do conjunto, sendo alguns deles mostrado na Equação 2.7, conforme Shigley (2005):

$$\sigma = W^t K_o K_v K_s \frac{P_d K_m K_b}{F J} \quad (2.7)$$

Onde:

σ = tensão de flexão (Mpa)

W^t = força tangencial (F)

K_m = fator de distribuição de carga

K_b = fator de espessura de borda

K_v = fator dinâmico

P_d = passo diametral da engrenagem

F = largura da face (mm)

K_o = fator de sobrecarga

K_s = fator de tamanho

J = fator geométrico

A solicitações influentes no sistema se dividem em dois tipos: tensão de flexão e de contato. A tensão de flexão avalia as forças atuantes entre os dentes das engrenagens causando uma resistência ao movimento, originando desta forma uma tensão que tende a flexionar os dentes das engrenagens.

Já a tensão de contato se torna mais nociva às engrenagens pelo fato da mesma gerar uma deterioração prematura na face dos dentes. A equação 2.8 apresenta os fatores que são levados em consideração na tensão de contato.

$$\sigma_c = C_p \left[W^t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F I} \right]^{1/2} \quad (2.8)$$

Onde:

σ_c = tensão de contato (MPa)

C_p = coeficiente elástico

D_p = diâmetro primitivo do pinhão (mm)

C_f = fator de condição superficial

I = fator geométrico para resistência à formação de cavidades

O primeiro fator a ser definido é o de sobrecarga do sistema K_o (também chamado fator de aplicação K_a). Este é obtido através de tabelas onde são considerados as sobrecargas originadas no motor e o tipo de ciclagem.

O fator de velocidade ou fator dinâmico (K_v) que leva em consideração o aumento da carga em razão da velocidade, é calculado através da equação 2.9, atrelada ao processo de fabricação da engrenagem.

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{V_t}} \right) \quad (2.9)$$

Na definição do fator de tamanho (K_s) a AGMA não estabeleceu ainda normas para os fatores de tamanho e recomenda que este seja igualado a 1.

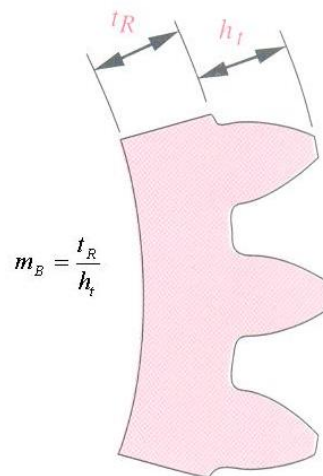
Outro fator definido é o fator de distribuição de Carga (K_m). Este fator implica que qualquer desalinhamento axial ou desvio na forma do dente fará com que a carga transmitida seja distribuída desigualmente sobre a largura da face dos dentes da engrenagem. Esse problema se torna mais pronunciado com larguras de face maiores. Segue na tabela 1 uma maneira conservativa e aproximada para considerar a distribuição de carga uniforme.

Tabela 1 - Fator de distribuição de carga K_m

Largura da face (mm)	K_m
< (50)	1,6
(150)	1,7
(250)	1,8
\geq (500)	2

Fonte: Norton (2013, p 715)

Outro fator modificador é o de espessura de borda (K_b). Este faz relação entre a espessura da borda (t_R) que depende das escolhas do projetista com o tamanho do dente da engrenagem (h_t) como pode ser visualizado na Figura 6. Este fator assume um valor dependente de uma relação, quando a razão dos valores t_R e h_t for maior ou igual a 1, 2, ou se a engrenagem for um disco sólido, se considera $K_b = 1$.

Figura 6 - Parâmetros para fator de espessura de borda K_b da AGMA

Fonte: Norton (2013, p 716)

Segundo Shigley (2005), o fator geométrico de resistência à flexão (J) é definido por um algoritmo complexo, conforme norma AGMA 908-B89. Utilizando este algoritmo a norma já dispõe alguns valores padrões, conforme Figura 7, este exemplo é de engrenagens com ângulo de pressão igual a 20° e ângulo de hélice igual 30° . Esta disposição de valores padrões que a norma apresenta varia de acordo com o número de dentes do pinhão, o número de dentes da engrenagem, ângulo de pressão e ângulo de hélice se for engrenagem helicoidal; isso resulta em níveis de tensão de flexão diferentes nos dentes do pinhão e da engrenagem.

Figura 7 - Fator geométrico de flexão J da AGMA.

Fator geométrico de flexão J da AGMA para ângulo de pressão = 20° e ângulo de hélice = 30°. Dentes de profundidade completa com carregamento na ponta																	
Dentes de engrenagem	Dentes do pinhão																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	0.39	0.39													
17	U	U	0.39	0.41	0.41	0.41											
21	U	U	0.40	0.43	0.42	0.43	0.44	0.44									
26	U	U	0.41	0.44	0.43	0.45	0.45	0.46	0.46	0.46							
35	U	U	0.41	0.46	0.43	0.47	0.45	0.48	0.47	0.48	0.49	0.49					
55	U	U	0.42	0.49	0.44	0.49	0.46	0.50	0.48	0.50	0.50	0.51	0.52	0.52			
135	U	U	0.43	0.51	0.45	0.52	0.47	0.53	0.49	0.53	0.51	0.54	0.53	0.55	0.56	0.56	

Fonte: Norton (2013, p 754).

O fator geométrico de resistência superficial (I) também chamado de fator geométrico para resistência à formação de cavidades é determinado pela equação 2.10, na qual envolve diversos fatores de dimensões da engrenagem.

$$I = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{P_p} + \frac{1}{P_g}\right) * d_p * m_N} \quad (2.10)$$

Os fatores de ciclagem de tensão K_L e C_L visam a modificar as resistências AGMA para outras vidas que não de $N = 10^7$ ciclos. Os valores para esses fatores são apresentados nas Figuras 12-24 e 12-26 do livro de Norton (2013, p. 725 e p. 727) em forma de equação mostrada na equação 2.11 e 2.12. Porém serão usadas as equações abaixo da zona hachurada, que geralmente utilizada para aplicações de serviços críticos onde pouca crateração e desgaste nos dentes são permissíveis, e onde se requer suavidade e pouca vibração na operação.

$$K_L = 1,6831 N^{-0,0323} \quad (2.11)$$

$$C_L = 2,466 N^{-0,056} \quad (2.12)$$

A razão de dureza dos componentes (Ch) define-se por diferença do grau de dureza entre o pinhão (solar) e engrenagem (planetária). É definido por facilidade de fabricação e especificação de projeto a mesma dureza (Hb) para os dois componentes.

O método AGMA conclui com o cálculo de coeficientes de segurança à flexão e contato. As equações 2.13 e 2.14 definem os valores dos coeficientes do material e seu respectivo tratamento térmico aplicado para cada par engrenado.

$$S_f = \frac{S_t Y_N / (K_T K_R)}{\sigma} \quad (2.13)$$

$$S_H = \frac{S_C Z_H C_H / (K_T K_R)}{\sigma_C} \quad (2.14)$$

Onde:

S_t = tensão admissível de flexão (MPa)

Y_N = fator de ciclagem para tensão de flexão

K_t = fator de temperatura

K_r = fator de confiabilidade

S_c = tensão admissível de contato (MPa)

Z_n = fator de ciclagem de tensão de contato

C_h = fator de razão de dureza para resistência ao desenvolvimento de cavidades

As normas utilizadas no dimensionamento das engrenagens pelo método AGMA no livro de “Projeto de Engenharia Mecânica” de Shigley (2005) são as ANSI/AGMA 2001-C95 (versão em unidades métricas) e ANSI/AGMA 2101-C95 (versão em unidades polegadas) *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods For Involute Spur And Helical Gear Teeth*.

2.4.1.1 Materiais e tratamento térmico

Segundo Mazzo (2013) a escolha dos materiais deve ser baseada, fundamentalmente, na especificação da aplicação. Em redutores de velocidade, os critérios de escolha para as engrenagens são a força e o desgaste. Nesta aplicação, os materiais devem possuir uma resistência apropriada às solicitações e propriedades que evitem o desgaste prematuro.

Os materiais utilizados nas engrenagens podem ser classificados em dois grandes grupos conforme Tabela 2.

Tabela 2 - Grupo de materiais de engrenagens.

Grupos de Materiais	
NÃO METÁLICO	METÁLICOS
Plásticos	Ferro
- Termoplástico	Aço carbono
- Nylon	Aço Ligado
- Acetal	Bronze
- Policarbonato	Alumínio
- Poliéster	Sinterizado
- Polietileno	
- Poliuretano	
- Elastômero poliéster	
Tecidos duros	
- Celeron	

Fonte: Mazzo (2013, p 434)

2.4.1.2 Engrenagens metálicas

Segundo Mazzo (2013) as engrenagens metálicas são mais utilizadas quando há necessidade de uma maior resistência mecânica na aplicação, ou seja, em aplicações mais severas.

Na fabricação das engrenagens metálicas existem alguns principais métodos de preparação das peças brutas como: fundição, forjamento a quente, forjamento a frio, laminação e estampagem.

No processo de fundição, o ferro é utilizado nas engrenagens onde a capacidade de carga é irrelevante. Já o aço pode ser utilizado nas engrenagens aplicadas aos equipamentos com maior potência. O ferro e o aço podem conter porosidade, característica que pode tornar o dente mais frágil. As peças brutas fundidas, são geralmente projetadas para se remover um

mínimo de sobremetal no processo de usinagem. Esta é uma grande vantagem em relação as engrenagens brutas laminadas, além de diminuir o custo devida à racionalização do material, economiza-se também no tempo de usinagem e nas ferramentas que preparam o blank.

O forjamento a quente, neste processo é geralmente feito com matriz fechada, onde compacta o material e redireciona as fibras do material, aumentando sua tensão admissível a flexão. O projeto dos brutos forjados é feito da mesma forma dos brutos fundidos, com o objetivo de retirar o mínimo de sobremetal no processo de usinagem.

O processo de forjamento a frio possui características geométricas e de aplicação parecidas com o forjamento a quente, porém é utilizado em peças de pequeno porte e alta produção.

A laminação caracteriza-se como um processo no qual as barras circulares são especialmente adequadas para manufatura de peças em que o comprimento é bem maior que o diâmetro, de maneira que não seja desperdiçado muito material. A aplicação de transmissão veicular é um exemplo, o qual possui um eixo principal onde a engrenagem é incorporada. Chapas laminadas, cortadas com maçarico, são adequadas para a fabricação de peças grandes e lote pequenos.

Outro processo utilizado é a estampagem, no qual, além de produzir peças brutas, pode produzir peças acabadas no qual não necessita de uma maior precisão. Um exemplo é engrenagens de correntes.

2.4.1.3 Tratamento térmico

Segundo Mazzo (2013), os aços para cementação, são mais utilizados para produção de engrenagens, pois os dentes das engrenagens produzidas com aço cementado, temperado e revenido, possuem grande resistência a pressão, ao desgaste e à flexão, por conceder certa flexibilidade em razão da baixa dureza do núcleo.

No processo de acabamento dos flancos, após tratamento térmico, é importante para precisão do engrenamento, caso não houver acabamento após o tratamento, as peças ficam vulneráveis às deformações causadas pelo choque térmico, durante o processo de têmpera. Nestes casos onde não houver acabamento superficial, deve-se ter um cuidado especial no posicionamento das peças ao dar o choque térmico. Nas aplicações que existem choques mecânicos bruscos e violentos, recomenda-se dureza no núcleo menor que 40 HRC.

Os flancos dos dentes devem ser duros suficiente para suportar a pressão gerada pela transmissão, de forma que não sofra avarias como escoriações, deformações plásticas, etc. Já o

núcleo não pode ser muito duro, pois em casos que a engrenagem sofrer choques bruscos e violentos diminuirá a probabilidade de acontecer fraturas. Na Tabela 3, apresentam-se sugestões para profundidade de cementação em engrenagens.

Tabela 3 - Profundidade de cementação em relação ao módulo.

Profundidade de cementação em relação ao módulo			
Módulo normal		Profundidade (mm)	
\geq	<		
	1,00	0,10	0,30
1,00	1,25	0,20	0,40
1,25	1,50	0,25	0,45
1,50	2,00	0,35	0,50
2,00	2,50	0,40	0,60
2,50	3,00	0,60	0,75
3,00	3,50	0,70	0,90
3,50	4,00	0,80	1,00
4,00	4,50	0,90	1,10
4,50	7,00	1,00	1,20
7,00		1,60	1,80

Fonte: Mazzo (2013, p 437)

Segundo Mazzo (2013), a dureza superficial e o gradiente de durezas abaixo da superfície dependem da composição do material e do processo de tratamento, porém existe um valor máximo e mínimo que podem ser especificados, mínimo é 58 HRC e máxima é 63 HRC. Um cuidado importante a ser tomado é garantir que não possui nenhuma rebarba na engrenagem e de preferência remover as arestas vivas antes do tratamento térmico.

Aços beneficiados, ou seja, temperados e revenidos, são recomendados para aplicações em que a pressão nos flancos não seja muito alta. É comum especificar um beneficiamento para dureza entre 35 e 38 HRC para que se permita fresar os dentes após o tratamento térmico. Com esse processo de usinagem após tratamento térmico, faz com que as deformações deixam de existir.

Os aços sem tratamento térmico são utilizados quando a aplicação não é muito severa, não possuindo cargas pesadas e nem choques fortes suficientes para fraturar e/ou deformar plasticamente os flancos dos dentes.

Aços nitretados com líquido são aplicados quando a engrenagem necessita de uma dureza superficial, porém podem haver deformações grandes em temperas. Como neste processo não possui choque térmico, praticamente não há deformações na peça, porém uma

desvantagem é a pequena profundidade atingida pelo tratamento, que não passa de centésimos de milímetros.

Já nos aços nitretados com gás, são utilizadas as mesmas recomendações dos aços nitretados com líquido. A diferença é que a nitretação a gás pode-se atingir uma profundidade maior da camada endurecida, podendo alcançar até 0,7mm. Nesta aplicação, a dureza varia muito com material a ser utilizado, podendo ficar além das necessidades. Segue na Tabela 4, alguns materiais e as durezas possíveis de alcançar com nitretação a gás.

Tabela 4 - Dureza alcançada com nitretação a gás.

Dureza alcançada com nitretação a gás	
Material	Dureza Vickers (HV)
SAE 1010	316 - 331
SAE 1020	331 - 353
SAE 1030	341 - 365
SAE 1045	393 - 458
SAE 4340	672 - 715
SAE 8640	680 - 740
SAE 52100	870 - 940

Fonte: Mazzo (2013, p 439)

Os aços tratados por indução são endurecidos superficialmente como na cementação. Por possuir choque térmico pode haver deformação nas peças. Normalmente o indutor possui fórmula circular, portanto aquece todos os dentes simultaneamente. Nas engrenagens muito grandes são tratados vão por vão para diminuir a complexidade do indutor.

A profundidade endurecida deve ser regular e uniforme ao longo de toda extensão do dentado, podendo haver uma ligeira redução na profundidade na região do pé do dente e um ligeiro aumento na região da cabeça são aceitáveis. A Tabela 5 indica a profundidade endurecida em função do módulo do dente.

Tabela 5 - Profundidade endurecida em função do módulo.

Profundidade endurecida em função do módulo		
Módulo Normal	Profundidade mínima (mm)	Profundidade máxima (mm)
< 1,00 ≤ 1,35	0,40	0,60
< 1,35 ≤ 2,75	0,70	1,00
< 2,75 ≤ 3,50	0,80	1,30
< 3,50 ≤ 4,25	0,90	1,40
< 4,25 ≤ 5,00	1,00	1,50
< 5,00 ≤ 6,50	1,10	1,70
< 6,50 ≤ 7,00	1,20	1,80
< 7,00 ≤ 8,00	1,30	1,90
< 8,00 ≤ 10,0	1,40	2,10
< 10,0 ≤ 12,0	1,60	2,30
< 12,0 ≤ 14,0	1,70	2,50
< 14,0 ≤ 16,0	1,80	2,70
< 16,0 ≤ 18,0	1,90	2,90
< 18,0 ≤ 20,0	2,00	3,00
< 20,0 ≤ 22,0	2,10	3,20
< 22,0 ≤ 25,0	2,20	3,40

Fonte: Mazzo (2013, p 439)

Após o tratamento por indução é necessária uma operação para alívio de tensões.

Segundo Mazzo (2013) a dureza superficial e o gradiente de durezas abaixo da superfície dependem da composição do material e do processo de tratamento, porém existe um valor máximo e mínimo que podem ser especificados após o alívio de tensões, mínimo é 42 HRC e máxima é 54 HRC. Um cuidado importante é retirar rebarbas e cantos vivos nas peças, antes de realizar o tratamento superficial.

Aços tratados por chama podem ser aplicados a uma ampla gama de tamanhos de dentes. Módulo entre 6 e 36 são tratados regularmente. Os casos em que o tamanho é maior ou menor que esta faixa, devem ser considerados como especiais. Como possui choque térmico no tratamento, as peças são expostas a ter deformações.

Aços carbono (sem ligas), independente do processo ser fundido, laminado ou forjado, não produzem um gradiente de dureza satisfatório. Materiais que possuem um teor de carbono igual ou menor 0,5%, não são apropriados para o tratamento por chamas pois podem apresentar trincas no processo. Segue Tabela 6 onde apresenta dureza em função da profundidade e do teor de carbono do material.

Tabela 6 - Dureza em função da profundidade e de teor de carbono do material.

Dureza em função da profundidade e de teor de carbono do material		
Teor de carbono (%)	Dureza na superfície	Dureza a 1,6 mm de profundidade
$< 0,28 \leq 0,33$	45 Rc	45 Rc
$< 0,33 \leq 0,38$	48 Rc	48 Rc
$< 0,38 \leq 0,43$	50 Rc	50 Rc
$< 0,43 \leq 0,48$	52 Rc	52 Rc

Fonte: Mazzo (2013, p 440)

O calor provocado pela chama deixa uma marca na face da peça onde foi aplicado o tratamento. A profundidade mínima dessa marca sobre o círculo primitivo deve ser de 3 mm.

A profundidade na região da cabeça do dente, deve ser suficiente para suportar a pressão da transmissão. Deve-se manter uma profundidade mínima em toda a peça para não ocorrer um choque térmico, caso a velocidade de resfriamento seja muito elevada, com isso evitando a formação de trincas superficiais, que levariam os dentes a uma fragmentação em uma região extremamente dura.

2.4.2 Método ASME para eixos

No dimensionamento do sistema do redutor, ainda será abordado o projeto de eixos no qual será empregada a norma americana ANSI/ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) Standard B106.IM-1985 “*Design of Transmission Shafting*”. Esta expõe uma abordagem simples para o cálculo de eixos (Norton, 2013). Para o trabalho com essa norma, precisam ser levados em consideração tanto as tensões atuantes no sistema, quanto as deflexões suportadas pelo sistema.

A etapa inicial do cálculo necessita que a geometria do eixo esteja completamente definida para que as dimensões e esforços atuantes no sistema sejam conhecidos. Após a parte inicial, podem-se calcular os esforços cortantes e momentos fletores para cada ponto do eixo.

O cálculo tem seguimento com a definição do tipo de tensão aplicado no sistema, que são classificadas em: flexão alternada e torque fixo. Determinado o tipo de solicitação recebido do motor, neste caso definido como tipo flexão alternada e com um ciclo somente de produção de torque, como é mostrado na Figura 8.

Figura 8 – Esboço do tipo de solicitação de torque originado no motor.



Fonte: Norton (2013, p 551)

Após a definição do tipo de solicitação atuante nos eixos de transmissão, é indispensável saber os valores das forças para cada seção do eixo através do somatório de forças resultantes e do somatório de momentos resultantes. A partir desses cálculos é possível compreender os esforços contrários aos movimentos originados nos mancais de rolamento.

As forças contidas no problema são divididas em vários planos, sendo eles nos planos xy e xz de coordenadas. Como se tem esforços em mais de um plano deve-se fazer o cálculo de esforços resultantes atuantes em cada seção.

Segundo Norton (2013), a fase seguinte de dimensionamento passa pela definição das características do material usado no eixo e que tipo de acoplamento será feito entre o eixo e os elementos neles montados. Com a definição do material é feito o estudo de cada fator de multiplicação contido na Equação 2.15 que define o limite de resistência à fadiga ajustado.

$$S_e = (C_C * C_t * C_s * C_t * C_{conf}) S_e' \quad (2.15)$$

Onde:

S_e = limite de resistência a fadiga ajustado

C_c = fator de carga

C_t = fator de tamanho

C_s = fator de superfície

C_t = fator de temperatura

C_{conf} = fator de confiabilidade

S_e' = limite de resistência a fadiga não corrigido

O limite de resistência à fadiga não corrigido é definido na Equação 2.16 como a metade da tensão máxima de tração (S_{ut}) do material selecionado.

$$S'_e = 0,5 * S_{ut} \quad (2.16)$$

Introduzindo nos coeficientes que modificam a resistência do eixo estão alguns vinculados aos esforços transmitidos pelos elementos nele montados, são eles os fatores de sensibilidade ao entalhe (q), fator de Neuber (\sqrt{a}), raio de entalhe (\sqrt{r}) e fatores de concentração de tensão (K_t , K_f , K_{fs} e K_{fsm}). Nas equações 2.17 e 2.18 estão demonstradas o procedimento para o cálculo de cada um dos fatores.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (2.17)$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (2.18)$$

Onde:

q = fator de sensibilidade ao entalhe

\sqrt{a} = fator Neuber

\sqrt{r} = raio do entalhe (mm)

K_f = fator concentração de tensão

K_t = fator concentração de tensão

Através deste método de resolução matemático é possível dimensionar os diâmetros equivalentes para cada seção do eixo. O processo de cálculo permite um refino dos valores a cada interação do cálculo, visto que para cada dimensão utilizada tem-se um fator de tamanho equivalente.

É comum neste tipo de projeto serem feitas várias interações de cálculo até chegar a uma definição de material e forma aceitável para o projeto, uma vez que a quantidade de variáveis é ampla demonstra uma variedade de opções. Por isso a utilização de planilhas auxiliara na definição das variáveis da equação 2.19. A equação 2.19 é utilizada segundo NORTON (2013), para o cálculo do diâmetro do eixo “d”, considerando o momento fletor

alternado, torque alternado, momento fletor fixo e o torque fixo, contudo considerando os critérios de Goodman.

$$d = \left(\frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(K_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(K_{fs} T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(K_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4}(K_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right)^{1/3} \quad (2.19)$$

Onde:

d = diâmetro do eixo (mm)

Nf = coeficiente de segurança

Ma = momento fletor alternado (Nm)

Ta = torque alterado (Nm)

Mm = momento fletor fixo (Nm)

Tm = torque fixo (Nm)

A definição do fator de projeto, que é um coeficiente de segurança, descrito como Nf na etapa de cálculo do eixo analisado, é determinada a partir do tipo de sollicitação que o sistema está sofrendo.

A outra forma de dimensionar o eixo é realizar as tensões causadas, isto é, pelo tipo de sollicitação originado pela fonte de potência. As formas de tensões presentes na característica de flexão alternada e torque fixo são as seguintes, demonstradas nas equações 2.20, 2.21 e 2.22.

$$\tau_{ma} = \frac{K_{fsm} 16 T_{ma}}{\pi (d_1)^3} \quad (2.20)$$

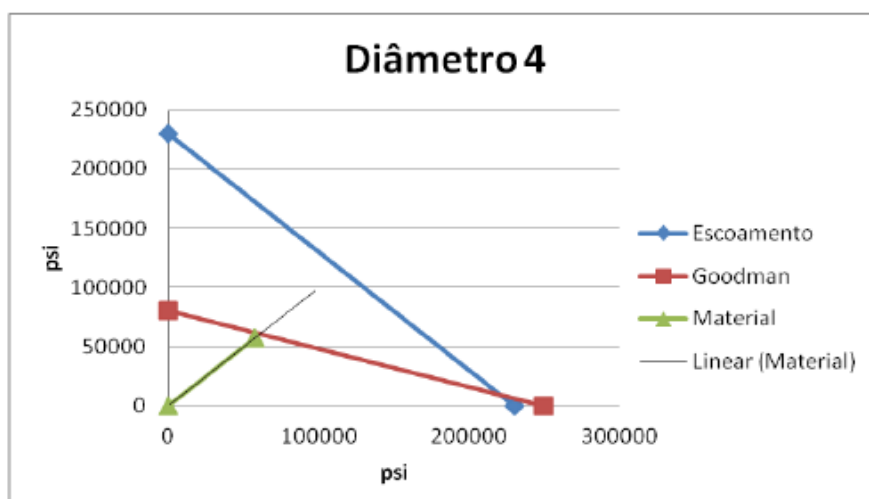
$$\sigma_a = \frac{K_f 32 M_a}{\pi (d_1)^3} \quad (2.21)$$

$$\sigma_m = \frac{K_{fm} 32 M_m}{\pi (d_1)^3} \quad (2.22)$$

Para terminar o processo de dimensionamento do método ASME, deverá ser feito um estudo de falha do eixo pelo critério de Goodman. Este define o tipo de comportamento do eixo estudando as tensões atuantes, tipo de material usado, fatores de concentração de tensão e também dos diâmetros calculados anteriormente. Esse tipo de análise permite descobrir se o eixo está dimensionado para uma quebra por escoamento ou por fadiga.

O estudo é feito por análise gráfica que consiste em verificar qual linha o gráfico corta e em qual região ele se encontra. O gráfico é constituído por três linhas: linha de escoamento, composta pela variável resistência ao escoamento do material (S_y); linha de Goodman, composta pelas variáveis de limite de resistência a fadiga ajustado (S_e) e a resistência última de tração (S_{ut}); e pela linha do material, composta pelas tensões medias e alternadas já calculadas. Na Figura 9, ilustra-se o gráfico da análise pelos critérios de Goodman.

Figura 9 – Ilustração do gráfico do critério de Goodman



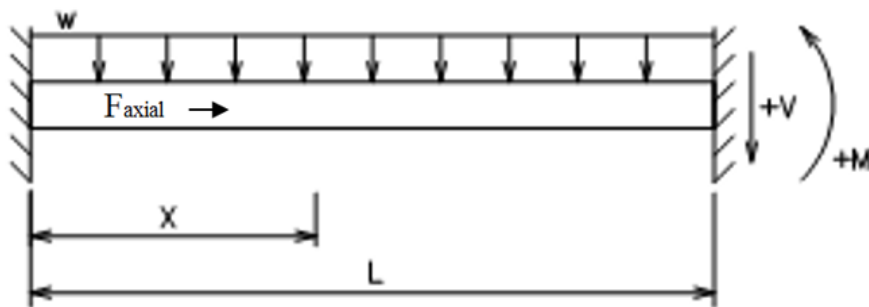
Fonte: Próprio autor (2016)

2.4.2.1 Vigas / Eixos Estáticos

Segundo Norton (2013) vigas / eixos são elementos muito comuns em estruturas e máquinas de todos os tipos. Alguns exemplos de elementos carregados como vigas são caibros de telhados, eixos de máquinas, molas e chassis. As vigas geralmente estão sujeitas a combinações de tensões normais e de cisalhamento distribuídas em suas seções transversais. Um dos fatores mais importantes que deve ser levado em consideração e entendido, é compreender como essas tensões são distribuídas no interior das vigas e escolher os locais corretos para calcular as tensões máximas.

Segundo Structsource (2016) vigas bi engastadas estão sujeitas a tensões conforme diagrama e equações 2.23, 2.24 e 2.25:

Figura 10 - Diagrama de corpo livre de uma viga / eixo bi engastada



Fonte: Structsource (2016)

$$V = w \left(\frac{L}{2} - x \right) \quad (2.23)$$

$$M = \frac{w}{12} (6Lx - L^2 - 6x^2) \quad (2.24)$$

$$\delta = \frac{wx^2}{24EI} (L - x)^2 \quad (2.25)$$

Onde:

w = carga distribuída (N/m)

V = cisalhamento (N)

M = momento (Nm)

δ = deflexão

E = módulo de elasticidade

I = momento de inércia

Após ser realizado o cálculo da força de cisalhamento, deve ser feito o cálculo da tensão cisalhamento máxima, conforme a equação 2.26.

$$\tau_{m1} = \frac{F}{A} \quad (2.26)$$

Onde:

τ_{m1} = tensão máxima de cisalhamento (MPa)

F = Força máxima de cisalhamento (N)

A = área do eixo (m²)

Após o cálculo da tensão máxima de cisalhamento, deverá ser feito o cálculo do fator de segurança do eixo conforme equação 2.27.

$$N_f = \frac{\sigma_{m1}}{\tau_m} \quad (2.27)$$

Onde:

Nf = fator de segurança na força de cisalhamento

σ_{m1} = tensão de escoamento do material

τ_{m1} = tensão máxima de cisalhamento

Seguindo o procedimento de dimensionamento do eixo deve ser realizado o cálculo do momento do eixo. Pode-se utilizar a equação 2.28 e 2.29 para realizar o cálculo da tensão de flexão, causada pelo momento máximo ao qual o eixo se submeterá.

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (2.28)$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (2.29)$$

$$\sigma_{axial} = \frac{F}{A} \quad (2.30)$$

Onde:

σ = tensão de tração (MPa)

M = momento máximo (Nm)

I = momento de inércia do eixo (m⁴)

d = diâmetro do eixo (mm)

Com a equação 2.31, é obtido o fator de segurança referente aos esforços axiais.

$$N_f = \frac{\sigma_{m1}}{\sigma_t} \quad (2.31)$$

Onde:

σ_{m1} = tensão de escoamento do material

σ_t = tensão total axial que o eixo se submeterá

2.4.3 Mancais de Rolamento

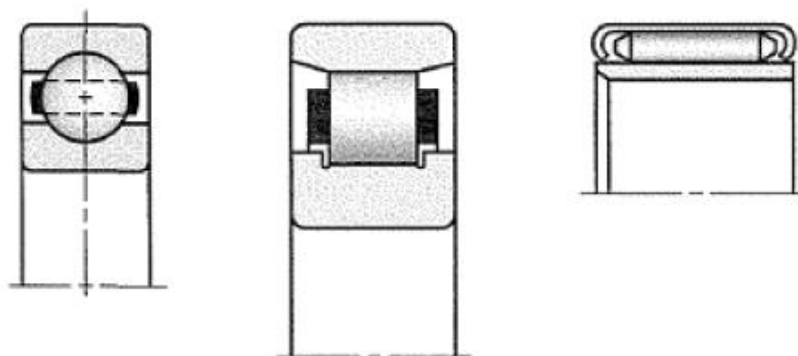
Segundo Shigley (2005), os mancais de rolamento compõem os elementos de máquinas em que a carga principal é transferida por meio de contato rolante. Estes são utilizados quando se necessita de um mancal com menor atrito e maior velocidade, limitando ao máximo as perdas de energia desta forma.

Os mancais de rolamento são classificados de acordo com seus elementos rolantes, tais como:

- Rolamentos de esferas;
- Rolamentos de rolos;
- Rolamentos de agulhas.

Na Figura 11 são apresentados os tipos de rolamentos citados acima.

Figura 11 – Rolamento de esfera, rolo e de agulha.



Fonte Shigley (2005)

A escolha de um rolamento, para determinado projeto, é feita com base em diferentes normas técnicas e catálogos de fabricantes, a partir dos quais são encontradas suas dimensões e características. Geralmente é a partir do diâmetro d (diâmetro interno), conforme a Figura 12, que a normalização dos rolamentos é feita.

Características dos rolamentos:

D : diâmetro externo;

d : diâmetro interno;

R : raio de arredondamento;

B : largura.

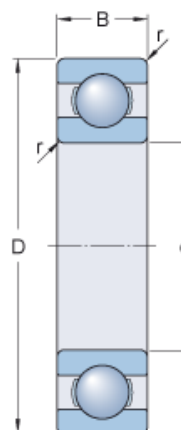
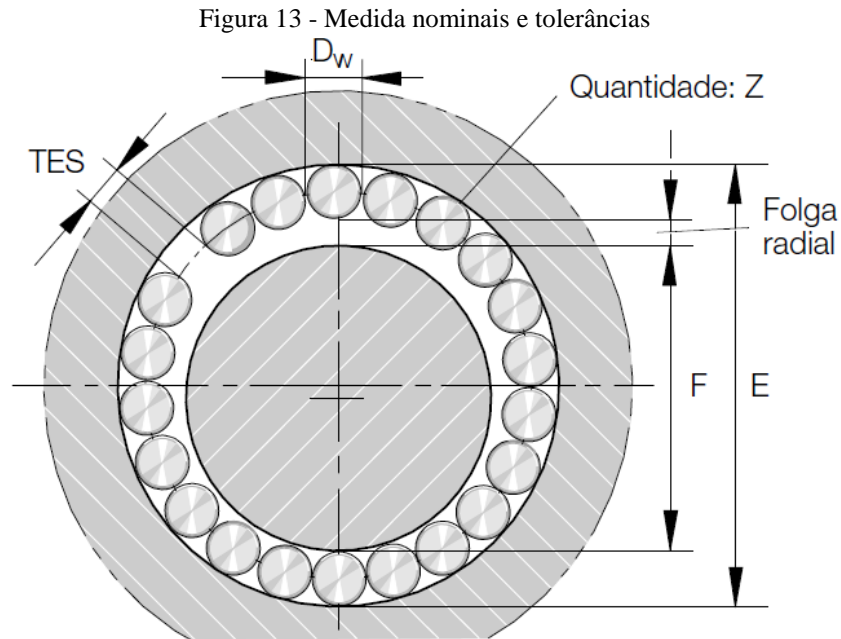


Figura 12 - Dimensões do Rolamento. Fonte Catalogo SKF

2.4.3.1 Rolamento de agulhas sem gaiolas

Conforme catálogo INA (2016) são utilizados rolamentos de agulhas sem gaiolas com o objetivo de conseguir construções bastante compactas, com máxima rigidez e capacidade de carga. Contudo, o principal fator é compactação que é a possível conseguir com a utilização do rolamento de agulha sem gaiolas.

Segundo INA (2016), os rolamentos de agulha sem gaiola necessitam para a segurança do funcionamento a exata obediência dos valores necessários quanto a folga de funcionamento e tolerâncias. Segue na sequência as medidas e tolerâncias que se devem relevar em consideração para os cálculos do rolamento de agulha.



Fonte: Catálogo INA (2016)

Conforme verifica-se na Figura 13, é possível identificar o F, diâmetro do eixo; E, diâmetro interno do alojamento; D_w , diâmetro das agulhas; Z, quantidade de agulhas e TES, folga final circunferencial. As agulhas devem seguir classe de qualidade G2, todos os grupos de classificação, e dentro do campo de variação de 0 até $-7 \mu\text{m}$.

Segundo INA (2016) a folga final circunferencial (para $D_w \leq 6 \text{ mm}$) segue conforme equação 2.32.

$$TES_{min} = 5 * 10^{-3} * Z \quad (2.32)$$

Para $D_w \leq 3,5 \text{ mm}$ deve se considerar um valor mínimo de 0,1 e para $D_w > 3,5 \text{ mm}$ um valor mínimo de 0,15 para TES_{min} .

As equações 2.33 e 2.34 dispostas, são utilizadas para realizar os cálculos das medidas nominais do eixo e do alojamento das agulhas. Para se obter uma folga radial de funcionamento e uma folga circunferencial TES corretas, deve -se levar em conta as tolerâncias para as dimensões F e E apresentadas na Tabela 7.

$$F = \frac{D_w + \frac{TES}{Z}}{\sin * \left(\frac{180}{Z}\right)} - D_w \quad (2.33)$$

$$E = F + 2 * D_W \quad (2.34)$$

Tabela 7 - Tolerâncias das pistas do rolamento.

Exigências do rolamento	Eixo: Medida F	Alojamento: Medida E
Normal	h6	G7
Elevada	g5	G6

Fonte: adaptado Catalogo INA (2016)

Segundo INA (2016), deve-se considerar uma folga axial mínima de 0,2 mm.

A rotação máxima que os rolamentos de agulha sem gaiola podem atingir é disposta conforme as equações 2.35, 2.36 e 2.37. Na qual a equação 2.35 é utilizada para o cálculo de rotação máximo utilizando a graxa como lubrificante, já as equações 2.36 e 2.37 são utilizadas para os cálculos com a lubrificação feita a óleo. Como os rolamentos de agulha sem gaiola possuem um deslizamento contrário das agulhas entre si, elas produzem um maior atrito e, portanto, um maior aquecimento em comparação aos rolamentos guiados por gaiolas. Por ser mais reduzido o espaço disponível para a graxa, os rolamentos de agulhas sem gaiola requerem uma lubrificação com maior frequência.

$$n_G = \frac{120000}{d_M} \text{ min}^{-1} \quad (2.35)$$

$$n_G = \frac{160000}{d_M} \text{ min}^{-1} \quad (2.36)$$

$$d_M = 0,5 * (F + E) \quad (2.37)$$

As determinações das capacidades de carga dos rolamentos de agulha sem gaiola são definidas através das equações 2.38 e 2.39 e, o comprimento efetivo da agulha conforme equação 2.40.

$$C = K_c * L_{we}^{7/9} \quad (2.38)$$

$$C_0 = \frac{44}{1 + \frac{D_w}{F}} * D_w * L_{we} * Z \quad (2.39)$$

$$L_{we} \approx L_{wc} - 0,1 * D_w \quad (2.40)$$

Onde:

C = capacidade de carga dinâmica (N)

C0 = capacidade de carga estática (N)

Lw = comprimento da agulha (mm)

Kc = fator de capacidade de carga segundo Tabela 8

Lwe = comprimento efetivo da agulha (mm)

Tabela 8 - Medida nominais e fatores de capacidade de carga.

D _w = 5,00 mm			
Z	F	E	K _c
15	19,097	29,097	3689
16	20,677	30,677	3881
17	22,259	32,259	4065
18	23,842	33,842	4240
19	25,426	35,426	4409

Fonte: adaptado do Catalogo INA (2016)

2.4.3.2 Configuração das pistas dos rolamentos

Segundo INA (2016), os rolamentos de agulhas sem gaiola, utilizam os eixos como pista interna e componentes que irão rotacionar sobre eles como pista externa. Isto torna o conjunto mais compacto e, conseqüentemente, mais leve. Essas são as grandes vantagens de utilizar rolamentos de agulhas sem gaiola.

Os materiais para as pistas dos rolamentos devem ser escolhidos de forma que permitam alcançar uma profundidade determina de têmpera, sendo possível chegar a uma dureza superficial de no mínimo 59 HRC. Podem ser utilizados uma infinidade de aços, como,

aços para têmpera total, aços para cementação e aços para têmpera por chama ou por indução (INA 2016).

Segundo INA (2016), a profundidade de têmpera que as pistas possuem, por cementação, chama ou indução, devem apresentar além de uma dureza superficial, também uma profundidade de camada Eht no caso de cementação e na têmpera por chama ou indução, profundidade Rht. A profundidade mínima necessária da camada temperada, depende principalmente do diâmetro dos corpos rolantes, da solitação do material, da resistência no núcleo e do processo de têmpera.

Segundo INA (2016), para pistas que estão solicitadas até sua capacidade de carga estática C_0 (pressão de Hertz $p_H = 4000 \text{ N/mm}^2$), as profundidades de têmpera podem ser determinadas mediante as equações 2.41 e 2.42. No qual equação 2.41, é a profundidade necessária por cementação, e na equação 2.42, é a têmpera por chama ou por indução, que contempla $R_{p0,2}$ é o limite de elasticidade em N/mm^2 .

$$Eht \geq 0,078 * D_w \quad (2.41)$$

$$Rht \geq 140 * \frac{D_w}{R_{p0,2}} \quad (2.42)$$

Segundo INA (2016), depois da retífica final, a profundidade de têmpera deve ser no mínimo 0,3 mm. Para cargas menores que $P = C_0$ podem-se admitir profundidade de têmpera menores que as obtidas pelas equações 2.41 e 2.42.

A qualidade superficial das pistas deve ser escolhida de acordo com as condições de funcionamento que os rolamentos serão aplicados. Para aproveitar a capacidade de carga total do rolamento, as pistas devem ter uma rugosidade de $R_z 1 (R_a 0,2)$. Já se as exigências da aplicação não forem tão elevadas pode-se admitir uma rugosidade de até $R_z 4 (R_a 0,8)$. Para obter um funcionamento suave e para eliminar ruídos, as pistas devem ser retificadas sem ondulações, e se possível, lapidadas.

Segundo INA (2016), a tolerância da circularidade pode ser no máximo 25% da tolerância do diâmetro. A tolerância do paralelismo pode ser no máximo 50% da tolerância do diâmetro. Os rolamentos podem ser empregados em temperaturas de funcionamento contínuo de até $+ 120^\circ\text{C}$, sem prejudicar sua capacidade funcional, desde que não conste outras restrições.

2.5 Lubrificação dos redutores

Praticamente todos os engrenamentos devem ser lubrificados, com exceção das engrenagens de plástico ligeiramente carregadas. A lubrificação aplicada é realizada para evitar a deterioração prematura das superfícies das engrenagens, tais como desgaste abrasivo ou adesivo. Uma das funções é apresentar o controle da temperatura na superfície de contato de engrenamento importante para reduzir escorias, riscos e asperezas dos dentes. As engrenagens necessitam prover lubrificante em quantidade suficiente para transferir o calor de atrito para o ambiente sem deixar causar temperaturas pontuais exageradas no engrenamento.

A lubrificação tem como principal característica promover um banho de óleo nas engrenagens alocadas no interior do redutor. O redutor é preenchido com óleo apenas em uma pequena parte sua, para que pelo menos um membro do par de engrenamento esteja parcialmente coberto com óleo, para que assim quando houver rotação das engrenagens submersas centrifugar óleos para as demais e manter todas com lubrificação suficiente. O óleo dever estar sempre limpo e sem contaminantes, fazendo-se assim necessário a troca periodicamente. Uma forma de lubrificação bem menos desejada, é aplicação de graxa nas engrenagens, geralmente onde não são possíveis ser locado um redutor com lubrificação a óleo. Graxa é uma forma de óleo, porém suspensa em uma emulsão de sabão. Essa forma de aplicação com graxa realiza uma pequena remoção de calor e é recomendada apenas para baixas velocidades e engrenamentos com cargas leves.

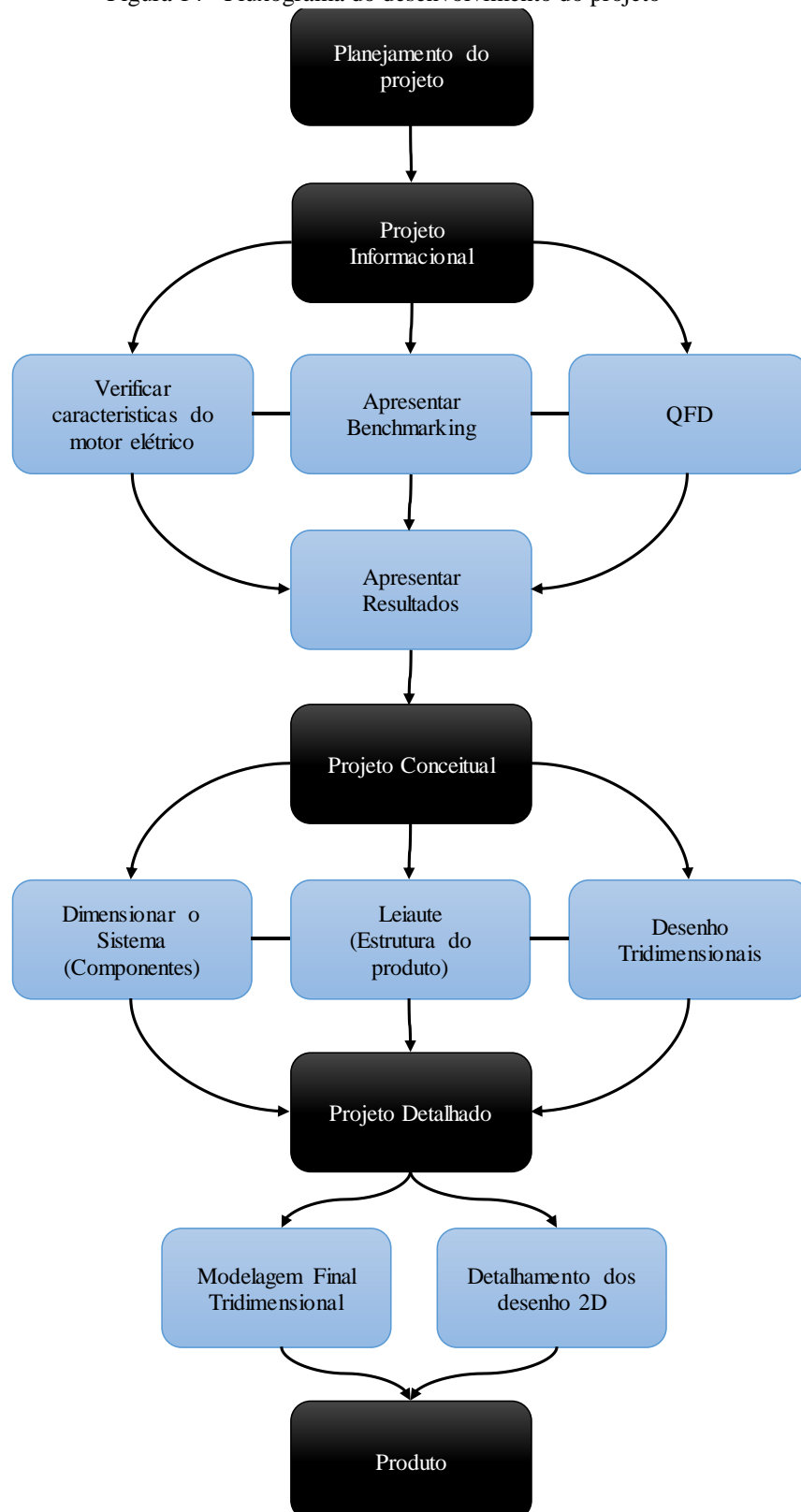
Os lubrificantes aplicados em engrenagens são geralmente óleos, baseados no petróleo, de viscosidade diferente dependendo da lubrificação. Óleos leves (10-30W) são usados às vezes para engrenamentos com velocidades altas o suficiente e/ou cargas baixas suficientes para promover a lubrificação elasto-hidrodinâmica, ou seja, pode gerar separação completa entres as áreas de contato, provendo filmes de óleo entre as superfícies. Nos engrenamentos com cargas elevadas e/ou baixa velocidade, ou aquelas com grandes componentes deslizando, é utilizado lubrificante de pressão extrema (EP). São tipicamente óleos de engrenagens (80-90W) com aditivos do tipo ácidos de gordura que promovem proteção contra escorregamento sob condições limites de lubrificação (NORTON, 2013).

3 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

3.1 Planejamento do Projeto

Nesta etapa de planejamento do projeto é envolvida a área de marketing para ver as necessidades do mercado e o que deve ser aplicado ao produto desenvolvido. Este projeto seguirá o desenvolvimento de um redutor planetário de alta rotação de entrada, qual contempla os principais componentes do redutor, tais como as engrenagens, eixos e rolamentos. O desenvolvimento seguirá as necessidades da aplicação, como menor massa possível, redução de quatro para um, atenda rotação de entrada de 7500 rpm, com a mínima ou nenhuma manutenção, silencioso e confiável, além de seguir o fluxograma apresentado na Figura 14.

Figura 14 - Fluxograma do desenvolvimento do projeto



Fonte: Próprio Autor (2016)

3.2 Projeto Informativo

3.2.1 Características do motor elétrico

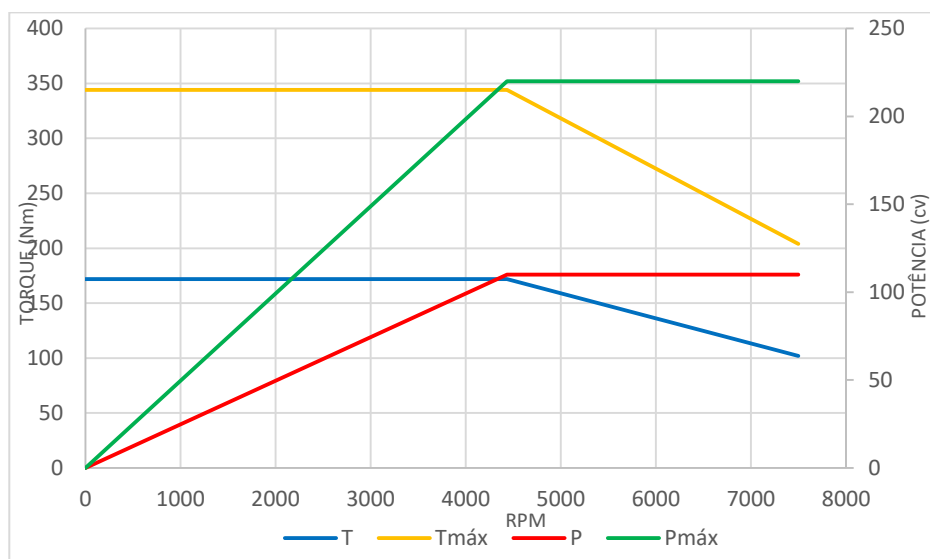
Uma das principais características do motor elétrico é seu torque, ele já é acionado da rotação 0 rpm com torque constante até chegar a sua rotação nominal, a partir do ponto da rotação nominal o torque reduz linearmente com o aumento da rotação. De maneira inversa, a potência do motor aumenta linearmente com a rotação, até atingir o valor nominal, após a rotação nominal a potência se torna constante.

Seguem as características do motor que irá acionar o redutor:

- Torque nominal do motor: 172Nm com rotação entre 0 a 4435rpm
- Torque máximo do motor: 344Nm com rotação entre 0 a 4435rpm (máximo 2 minutos)
- Potência nominal: 110cv com rotação entre 4435 a 7500rpm
- Potência de pico: 220cv a 7500rpm (tempo máximo 1min a cada 10 minutos)

A seguir é apresentado o Gráfico 1 das curvas do motor. Na qual é possível identificar a curva vermelha como potência nominal e a curva azul torque nominal do motor. A curva verde é a potência máxima do motor e a curva amarela é torque máximo do motor, ou seja, o motor é capaz de dar um pico de duas vezes sua potência e torque nominal.

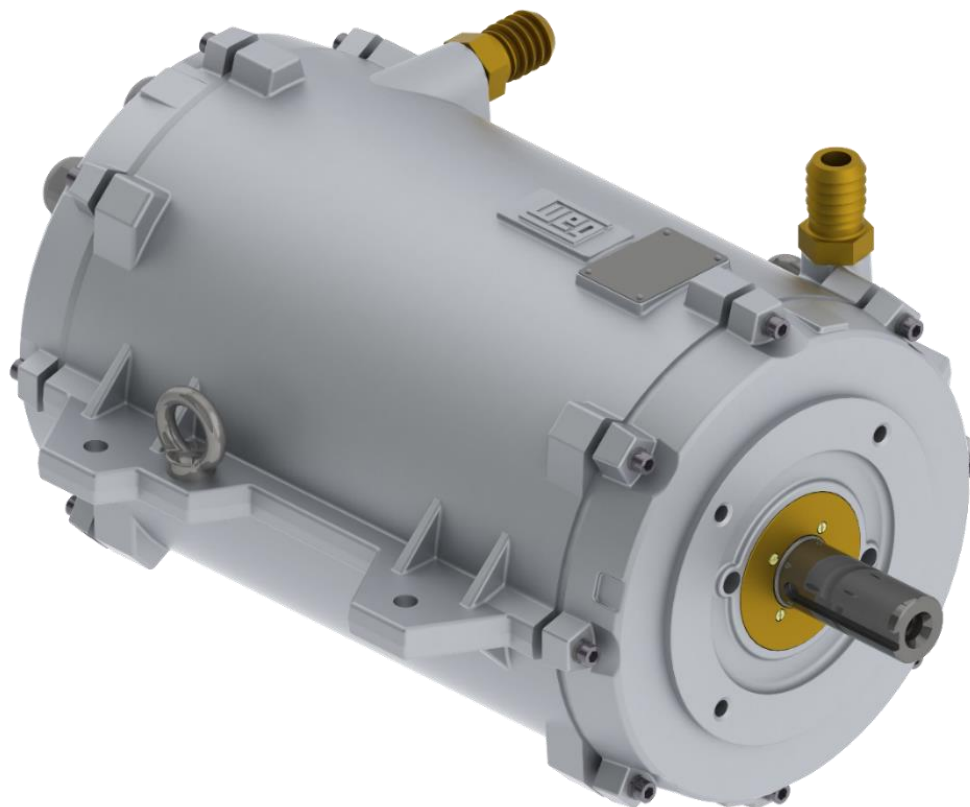
Gráfico 1 - Curvas do motor Torque versus rotação e potência versus rotação



Fonte: Adaptado catálogo WEG (2016)

Segue na Figura 15, o motor no qual o redutor será aplicado. Este motor segue as exigências da Norma IEC 60349-1, é de indução trifásico. É um motor da carcaça 160 refrigerado à água, o qual possui as curvas e especificações apresentadas anteriormente.

Figura 15 - Motor elétrico refrigerado à água



Fonte: Catálogo Weg Tração Elétrica (2016)

3.2.2 Benchmarking de fabricantes de redutores

Foi pesquisado e exposto na sequência os principais fabricantes de redutores com seus determinados produtos, tanto no mercado nacional como no mercado internacional. Encontrou-se uma certa gama de produtos de catálogo no mercado, porém nenhum que pudesse atender à aplicação sem a necessidade de realizar alguma alteração.

Segundo a Kinetics Drive Solutions (2016), o redutor fabricado que chega mais próximo da necessidade da aplicação é o E-560, o qual possui três opções de redução: 1.96:1, 2: 2.36 e 3: 2.54. As três opções de redução possuem características semelhantes, com o mesmo torque limitante de 560 Nm e com limite de rotação de 9000 rpm, a massa das três opções é de 41Kg. O projeto possui engrenagens retificadas helicoidais para um menor ruído com um tratamento de cementação, o sistema de lubrificação é de pressão já integrado e foram testados em temperaturas de -40°C a 60°C . O grau de proteção é IP67 (protegido contra imersão temporária e totalmente protegido contra poeira) e possui uma eficiência de 98%.

Wittenstein Alpha (2016) é outro fabricante de redutores, inclusive redutores planetários, o qual apresentou dois produtos que se aproximariam da necessidade da aplicação,

porém seria necessário realizar algumas alterações tornando o produto com um valor elevado. O primeiro produto ofertado foi o TP+ 500 MA High Torque, um redutor planetário de 1 estágio, cujas especificações são mostradas na Tabela 9.

O segundo produto ofertado pela Wittenstein Alpha (2016) foi o TP+300 MA High Torque. Seguem na Tabela 9 especificações do produto conforme catálogo do fabricante.

Tabela 9 - Especificação redutor TP+ 500 MA High Torque. Tradução nossa

Especificações dos Redutores				
	Unidade	Especificações TP+ 500 MA High Torque	Especificações TP+ 300 MA High Torque	
			Valor	
Redução	i	5.5	5.5	
Máx. Torque de aceleração	T _{2B} Nm	8000	4600	
Torque nominal de saída	T _{2N} Nm	3500	200	
Torque de parada de emergência	T _{2Not} Nm	15000	8750	
Rotação nominal de entrada	n _{1N} rpm	900	1000	
Máx. Rotação de entrada	n _{1Máx} rpm	2500	2500	
Eficiência	%	95	95	
Massa	Kg	80	64	
Ruído operando	dB(A)		≤68	
Temperatura máxima permitida	°C		90	
Temperatura Ambiente	°C		-15 a 40	
Lubrificação		Lubrificação para toda vida		
Direção de Rotação		Motor e redutor mesma direção		
Classe de Proteção		IP65		

Fonte: Catálogo do Fabricante Wittenstein Alpha (2016)

Outro fabricante de redutor planetário encontrado é Matex Products INC (2016). Verificou-se que eles possuem uma grande variedade de produtos, porém nenhum que possa atender as necessidades da aplicação. O mais próximo encontrado com as características necessárias é o redutor LGU 200-M, porém sua máxima rotação de entrada é 1000 rpm. Este redutor possui as seguintes especificações: torque máximo de 1294,5 Nm, redução de 5:1, massa apenas de 7,8 Kg e um diâmetro externo de apenas 200mm, ou seja, um redutor leve e compacto, porém não atende à rotação necessária da aplicação.

WEG Cestari (2016) é o maior fabricante de redutores do Brasil e também foi um dos fabricantes de redutores pesquisados. Contudo, não possuímos nenhum redutor disponível que pudesse atender às necessidades da aplicação, sendo necessário fazer o desenvolvimento de um novo produto.

Segundo o fabricante Nord Drive Systems (2016), este também não possui nenhum produto à pronta entrega para atender a necessidade da aplicação. Contudo, se realizar algumas alterações em seus produtos, poderia atender as necessidades da aplicação. Porém, isso elevaria muito o custo do produto, tornando-o inviável.

3.2.3 QFD

Na Figura 16 são apresentados os requisitos do cliente e do projeto. Dando sequência foi realizada a QFD apresentada na Figura 17 na página 58. É possível concluir os principais fatores que impactaram para o projeto relacionados com as necessidades do produto. Também é apresentada a classificação dos concorrentes avaliados através do *benchmarking*, no qual apresenta a melhor solução do fabricante Matex Product INC, porém conforme apresentado anteriormente, não suporta a rotação que a aplicação necessita. Avaliando a QFD na Figura 17, é possível identificar o que é mais determinante para o redutor suportar as exigências da aplicação. Como em primeiro lugar está a resistência das engrenagens, segundo lugar está a especificação dos rolamentos, pois é determinante para suportar a alta rotação e em terceiro lugar está a resistência dos eixos do redutor com a mesma pontuação da capacidade de carga dos rolamentos.

Desta forma é possível concluir que os principais componentes do redutor planetário a ser desenvolvidos neste projeto, são os que mais impactam no resultado final do projeto.

Figura 16 - Requisitos do cliente e de projeto

Requisitos do cliente	Requisitos do projeto
Menor massa	Relação de redução
Suporte 7500 rpm de entrada	Resistencia do material das engrenagens
Relação Redução	Desgaste das engrenagens
Mínima Manutenção	Fadiga das engrenagens
Silencioso	Coefficientes de segurança das engrenagens
Confiável	Resistencia do material do eixo
	Dureza do eixo
	Coefficientes de segurança do eixo
	Especificação dos rolamentos
	Rotação máxima dos rolamentos
	Folga dos rolamentos
	Capacidade de carga dos rolamentos

3.3 Projeto Conceitual

Nesta etapa do projeto será determinado o escopo estrutural dos componentes de acordo com as necessidades da aplicação. Para auxiliar no processo de desenvolvimento dos cálculos serão utilizadas planilhas no software MS Excel®, Mathcad e o software ProEng, fazendo com que a soluções dos cálculos se tornem mais fáceis e rápidas, fazendo apenas a troca dos valores de entrada na planilha será possível gerar diferentes resultados.

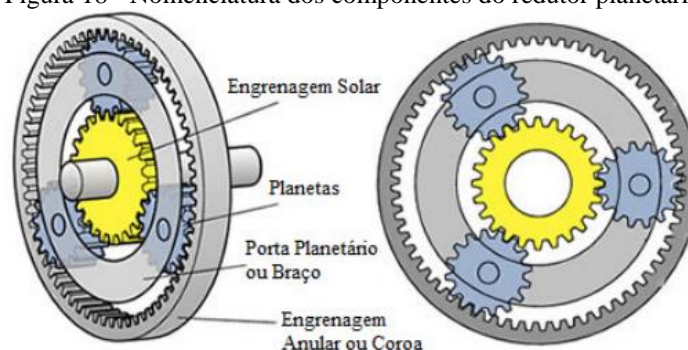
Simplificando, é a partir desta etapa que o projeto começa a se consolidar, visto que, as ideias tendem a ficar mais bem especificadas gerando a documentação gráfica.

3.3.1 Estrutura do projeto

Nesta etapa já está definido como será feito o redutor planetário, será utilizado o módulo de 5 mm. O redutor possuirá uma engrenagem solar com 14 dentes, ângulo de pressão de 20° , 4 engrenagens planetárias ambas com 14 dentes e ângulo de pressão de 20° , e por fim teremos a engrenagem anel com 42 dentes e ângulo de pressão de 20° , todas as engrenagens serão helicoidais com um ângulo de hélice de 30° . Essas configurações das engrenagens, foram definidas como a melhor opção para se obter fatores de segurança satisfatórios, devido a utilização de softwares e planilhas, tornou possível à obtenção de resultados apenas alterando os dados de entrada, sendo possível ter uma resposta rápida com a configuração de entrada.

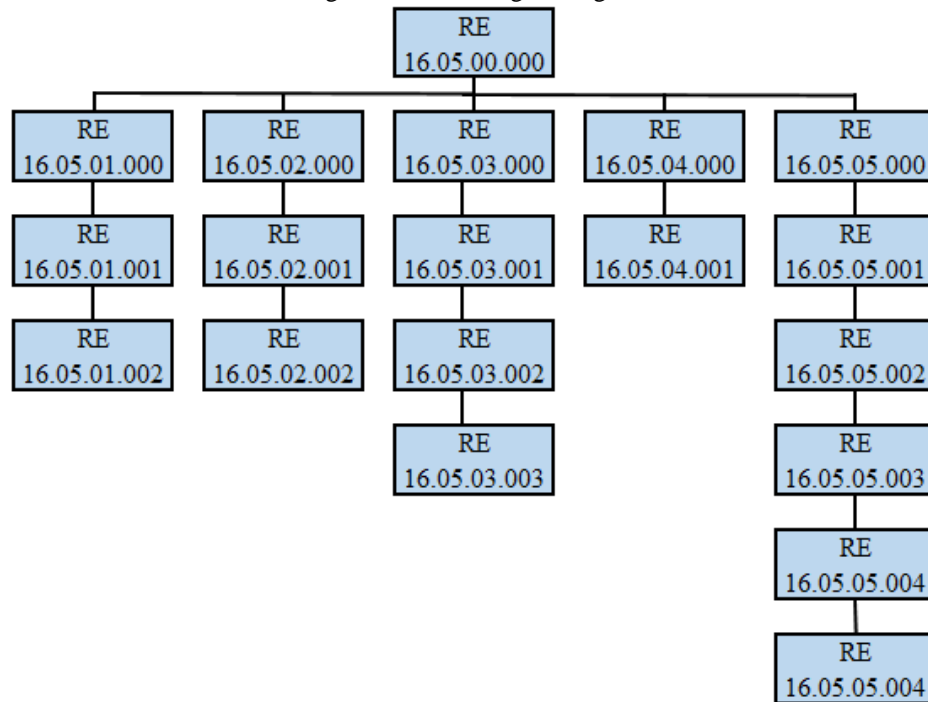
Foi elaborado uma espécie de arvore genealógica, separando o redutor em conjuntos. Essa separação foi feita para simplificar o trabalho feito em cada conjunto e facilitar o entendimento. E preciso utilizar os resultados obtidos em um conjunto e aplicá-los onde se faz necessário. A estrutura da arvore genealógica segue na Figura 19 na página seguinte, a qual está dividida em subconjuntos e componentes. Figura 18 estrutura e nomenclatura do redutor planetário.

Figura 18 - Nomenclatura dos componentes do redutor planetário



Fonte: Vitorino (2012, P 10)

Figura 19 - Árvore genealógica



Fonte: o próprio autor (2016)

Para esclarecer a divisão desse conjunto de peças foi elaborado o Quadro 2 a seguir.

Quadro 2 - Especificações dos elementos constituintes no conjunto

RE 16.05.00.000 - Redutor planetário
RE 16.05.01.000: Estrutura
RE 16.05.01.001 – Carcaça
RE 16.05.01.002 – Tampa
RE 16.05.02.000: Eixos do Redutor
RE 16.05.02.001 - Eixo Planetárias
RE 16.05.02.002 - Eixo do Braço das planetárias
RE 16.05.03.000: Engrenagens
RE 16.05.03.001 - Coroa
RE 16.05.03.002 - Solar
RE 16.05.03.003 - Planetária
RE 16.05.04.000: Rolamentos
RE 16.05.04.001 - Rolamento Planetária
RE 16.05.05.000: Demais peças
RE 16.05.05.001 - Parafusos
RE 16.05.05.002 – Arruela de encosto
RE 16.05.05.003 - Arruela com abas 1
RE 16.05.05.004 - Arruela com abas 2
RE 16.05.05.005 – Braço da planetárias

Fonte: o próprio autor (2016)

3.3.2 Relação de transmissão

Pela necessidade na aplicação foi utilizada redução no redutor de 1 para 4. Devido a necessidade de uma redução pequena foi possível obter um redutor de um tamanho razoavelmente pequeno, leve e compacto, dentro dos fatores e componentes padrões obtidos em livros. Como foi projetado um redutor planetário com quatro engrenagens planetárias, todas os esforços nos cálculos serão divididos por 4 (número de planetárias), como já havia sido citado esta divisão do redutor planetário é uma das suas vantagens, e torna possível atingir grandes reduções e grandes torques em um redutor compacto.

3.3.3 Dimensionamento das Engrenagens – Método AGMA

Esta etapa tem início com base na relação de transmissão que será adotada para o projeto, isto é, do número de dentes de cada engrenagem, para cada especificação do número de dentes, diâmetro primitivo e modulo ideal das engrenagens, foi desenvolvido e utilizado planilhas no software Excel®. Com base nisso pode-se começar os cálculos de dimensionamento das engrenagens pelo método AGMA (SHIGLEY, 2005).

Dando início ao método AGMA para o dimensionamento mecânico das engrenagens segue na Tabela 10 os dados de entrada do par de engrenagens pinhão (solar) e engrenagem (planetária).

Tabela 10 - Dados de entrada para cálculos engrenagens pinhão (solar) e engrenagem (planetária).

Especificações	Valor/Unidade
Potência máxima do motor	220 cv
Rotação máxima do motor	7500 rpm
Torque máximo do motor	344 Nm
Módulo engrenagens	$m = 5 \text{ mm}$
Ângulo de pressão (ϕ_i)	$\Phi = 20^\circ$
Ângulo de Hélice	30°
Número de dentes Pinhão	14
Número de dentes Engrenagem	14

Fonte: o próprio autor (2016)

De acordo com as especificações do motor a maior potência obtida será 220cv em uma rotação entre 4435RPM a 7500RPM, esta potência será apenas de pico aproximadamente 1 minuto a cada 10 minutos, outra especificação do motor que exercera grande esforço do redutor

é o torque máximo do motor que será 344Nm em uma rotação de 4435RPM em um tempo máximo de 2 minutos nesta configuração.

Prosseguindo com o método para dimensionamento mecânico especificaremos vários fatores para o par de engrenagens solar e planetária. Esses cálculos foram considerados os limites do motor que mais impactam no redutor, conforme foi colocado no parágrafo anterior. Dessa forma foram realizados dois cálculos distintos para cada fator, apresentando o valor específico para cada fator que se distingui, e os que não se distinguem foram feitos apenas uma vez o cálculo. Esses fatores modificadores da tensão e da resistência do sistema de engrenagens são feitos considerando o tipo de transmissão em questão, o tipo de fabricação e montagens, alguns fatores geométricos que levam em consideração a forma e o tamanho das engrenagens que serão utilizadas.

Seguem no Quadro 3 os fatores para os cálculos de resistência da engrenagem com seus respectivos valores e de onde foi obtido cada valor.

Quadro 3 - Fatores obtidos para cálculos de engrenagem

Fatores	Resultado	Orientação			
		Maquina movida			
Fator de Aplicação K _o	1,25	Maquina motora	Uniforme	Choque Moderado	Choque severo
		Uniforme (motor elétrico, turbina)	1,00	1,25	1,75 ou mais
		Choque leve (motor multi-cilindros)	1,25	1,50	2,00 ou mais
		Choque médio (motor de um único cilindro)	1,50	1,75	2,25 ou mais
Fator dinâmico K _v máx. Rotação	0,8626	Conforme equação 2.9			
Fator dinâmico K _v máx. Torque	0,8864	Conforme equação 2.9			
Fator de tamanho K _s	1	-			
Fator distribuição de carga K _m	1,6	Largura da face (mm)	K _m		
		< (50)	1,60		
		(150)	1,70		
		(250)	1,80		
		≥ (500)	2,00		
Fator espessura de borda K _b	1	Conforme figura 3 apresentada anteriormente			
Fator geométrico de Flexão J pinhão (solar)	0,39	Conforme figura 4 apresentada anteriormente			
Fator geométrico de Flexão J engrenagem (planetária)	0,39	Conforme figura 4 apresentada anteriormente			
Fator geométrico superficial I	0,1294	Conforme equação 2.10			
Fator de vida KL pinhão (solar)	1	Conforme equação 2.11			
Fator de vida KL pinhão (planetária)	1	Conforme equação 2.11			
Fator de vida superficial CL engrenagem (solar)	1	Conforme equação 2.12			
Fator de vida superficial CL engrenagem (planetária)	1	Conforme equação 2.12			

Fonte: o próprio autor (2016)

Para chegar ao resultado de resistência a flexão e desgaste (S_{fb}' e S_{fc}') das engrenagens para futura avaliação do coeficiente de segurança do dimensionamento, utilizamos a razão de dureza dos componentes $Ch = 1$, pois as duas engrenagens utilizam o mesmo material, sendo de valor $HB = 433 \text{ brinell}$, o equivalente a 46 HRC (*Rockwell C*). Esses dados foram retirados do aço comercial utilizado que foi o AISI 4340 nitretado.

Após este longo processo de cálculo de todos os fatores pode-se voltar as equações 2.7 e 2.8 do capítulo anterior 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), expressos nas equações 2.13 e 2.14. Como requisito admitiu-se um coeficiente de segurança fossem de no mínimo iguais 1,8 do contrário o re-projeto do sistema deveria ser feito. Os valores das tensões e os coeficientes de segurança estão no Quadro 4. Conforme mencionado anteriormente temos duas condições onde as engrenagens exerceram um maior esforço, a qual a condição 1 apresenta o engrenamento com a maior potência e maior rotação do motor e a condição 2 apresenta o engrenamento com maior potência e maior torque do motor, segue Quadro 4 com as duas condições:

Quadro 4 - Tensões de flexão e contato com seus respectivos fatores de segurança nas condições 1 e 2

Par de engrenamento com ambos 14 dentes				
Tensões	Condição 1	Fator de segurança condição 1	Condição 2	Fator de segurança condição 2
Tensão de flexão Pinhão (solar)	50,67 MPa	4,31	83,39 MPa	2,62
Tensão de Contato Pinhão (solar)	518,39 MPa	3,12	665,01 MPa	1,9
Tensão de flexão Engrenagem (planetária)	50,67 MPa	4,31	83,39 MPa	2,62
Tensão de contato Engrenagem (planetária)	518,39 MPa	3,12	665,01 MPa	1,9

Fonte: o próprio autor (2016)

Este mesmo processo de cálculo foi executado para outro par de engrenagem, porém com valores de entrada um pouco diferentes, os fatores que não foram alterados por esta mudança dos dados de entrada, foram utilizados já os mesmos apresentados anteriormente, já os que tiveram impacto serão apresentados na sequência. Segue na Tabela 11 os dados de entrada para os cálculos do segundo par de engrenamento.

Prosseguindo com o método para dimensionamento mecânico foram especificados vários fatores para o par de engrenagens planetária e anel, estes cálculos foram considerados os limites do motor que mais impactam no redutor, conforme foi exposto anteriormente, desta

forma foi feito dois cálculos distintos para cada fator, apresentando o valor específico para cada fator que se distingui, para os que não se distinguem foram feitos apenas uma vez os cálculos.

Tabela 11 - Dados de entrada para cálculos engrenagens pinhão (planetária) e engrenagem (anel)

Especificações	Valor/Unidade
Potência máxima do motor	220 cv
Rotação máxima do motor	7500 rpm
Torque máximo do motor	344 Nm
Módulo engrenagens	m = 5 mm
Ângulo de pressão (ϕ_t)	$\Phi = 20^\circ$
Ângulo de Hélice	30°
Número de dentes Pinhão	14
Número de dentes Engrenagem	-42

Fonte: o próprio autor (2016)

Após serem feitos os cálculos para o segundo par de engrenagens, foram encontrados apenas dois fatores que distinguem dos outros já calculados apresentados no Quadro 3, seguem os fatores alterados.

Um dos fatores que foi alterado no segundo par de engrenagem para o dimensionamento mecânico, foi o fator geométrico de resistência a flexão (J) na qual foi utilizado a Figura 4, já utilizada no cálculo anterior para o outro par de engrenagem. Desta forma foram encontrados os valores para pinhão (planetária) 0,41 e para engrenagem (anel) 0,47.

Segundo fator que foi afetado no segundo par de engrenagem, foi o fator geométrico de resistência superficial (I) também chamado de fator geométrico para resistência a formação de cavidades foi determinado pela equação 2.10, a qual fez chegar ao fator geométrico superficial $I = 0,2135$.

Após ser feito novamente este longo processo de cálculo de todos os fatores, e verificado que apenas ficou distinto os fatores J e o fator I, pode-se voltar novamente às equações 2.7 e 2.8 do capítulo anterior para calcular as tensões de flexão e de contato. Calculada as tensões para segundo par de engrenamento, basta agora efetuar os cálculos dos coeficientes de segurança de flexão (S_f) e de contato (S_h), expressos nas equações 2.3 e 2.4. Como requisito para este segundo par de engrenagem admitiu-se um coeficiente de segurança de no mínimo, igual a 2,5, do contrário o re-projeto do sistema deve ser feito. Os valores das tensões e os coeficientes de segurança estão no Quadro 3, conforme mencionado anteriormente, temos duas

condições nas quais as engrenagens exerceram um maior esforço, a condição 1 apresenta o engrenamento com a maior potência e maior rotação do motor e a condição 2 apresenta o engrenamento com maior potência e maior torque do motor, seguem no Quadro 5 com as duas condições:

Quadro 5 - Tensões de flexão e contato com seus respectivos fatores de segurança nas condições 1 e 2

Par de engrenamento 14 e 42 dentes				
Tensões	Condição 1	Fator de segurança condição 1	Condição 2	Fator de segurança condição 2
Tensão de flexão Pinhão (solar)	33,94 MPa	6,43	55,86 MPa	3,13
Tensão de Contato Pinhão (solar)	403,57 MPa	5,16	517,72 MPa	5,16
Tensão de flexão Engrenagem (planetária)	29,61 MPa	7,37	48,73 MPa	4,48
Tensão de contato Engrenagem (planetária)	403,57 MPa	5,16	517,72 MPa	3,13

Fonte: o próprio autor (2016)

A planilha de cálculo e relatório do programa utilizado para o dimensionamento através do método AGMA está à disposição nos apêndices, juntamente com as outras planilhas utilizadas.

3.3.4 Especificações dos rolamentos e pistas

Como neste projeto uma das características principais é a massa reduzida e compacta, foi determinado que será utilizado no projeto rolamentos de rolos de agulhas sem gaiola, pois é o principal objetivo da utilização.

Conforme apresentado anteriormente, foram utilizados as configurações de 17 agulhas com 5 mm de diâmetro e com comprimento de 49,8 mm, esta escolha foi realizada pois, o diâmetro do eixo e o diâmetro de alojamento dos rolamentos ficam conseqüentemente menores, esta diminuição nos traz a possibilidade de atingir as rotações necessária que os rolamentos

deverão serem submetidos, lembrando que as agulhas selecionadas são encontradas comercialmente através do catálogo do fabricante.

Utilizando as equações 2.33 e 2.34, obteve-se um eixo com diâmetro de 22,259 mm e o diâmetro interno da engrenagem (alojamento) 32,259 mm.

Após, foi utilizado as equações 2.36 e 2.37, no qual obteve-se a rotação máxima que o rolamento poderá chegar que é 5870 rpm, utilizando a lubrificação a óleo, porém a rotação máxima que o rolamento será submetido através da engrenagem planetária é de 5625 rpm.

Então foi realizado o cálculo da carga dinâmica e da carga estática, para isso foi utilizado as equações 2.37, 2.38 e 2.39, no qual obteve-se carga dinâmica $C = 84$ KN e uma carga estática $C_0 = 151$ KN. Todos os cálculos do rolamento estão no apêndice.

Será utilizado para as pistas do rolamento sem gaiola o eixo, como pista interna e diâmetro interno da engrenagem como pista externa. O eixo foi utilizado o material Aço SAE 5115 (DIN 16MnCr5), com tratamento de cementação, no qual é possível atingir uma dureza de 62 HRC. Como as cargas estáticas que o rolamento se submeterá é muito inferior à o que os rolamentos suportam, foi utilizado uma profundidade de tempera de 0,4 mm conforme obtivemos na equação 2.41. O acabamento superficial do eixo e do diâmetro interno da engrenagem deve ser igual $R_z = 1$ e $R_a = 0,2$.

Além da utilização dos rolamentos de rolos de agulhas sem gaiola, foram especificados no projeto uma arruela com abas em cada extremidade da engrenagem, tornando impossível o contato da engrenagem e dos rolos com os braços das engrenagens planetárias, sendo assim, não deve ocorrer um desgaste e nem a criação de cavaco de material.

Com essa definição de rolamento, foi concluído que será possível atingir uma redução de tamanho, conseqüentemente uma massa reduzida e uma capacidade de carga elevada, utilizando apenas os rolos de agulhas sem gaiolas.

3.3.5 Projeto Eixo

O projeto de eixo tem início com os dados de entrada do problema, estes são usados para cálculos das solicitações no mesmo. Para isso, é necessário que seja definido as distâncias entre os pontos de apoio, tamanho das engrenagens entre outras definições.

Segundo Norton (2013) se o eixo é estacionário (não rotativo) e os componentes rotacionam em relação a ele em mancais, então o eixo se torna um membro carregado estaticamente pela duração em que as cargas são aplicadas sejam fixas no tempo. Neste caso o eixo não rotativo não é considerado um eixo de transmissão, por que ele não está transmitindo

nenhum torque. Por tanto o eixo não pode ser dimensionado pelo método ASME, e deve ser considerado como uma viga redonda, e deve ser projetada como tal.

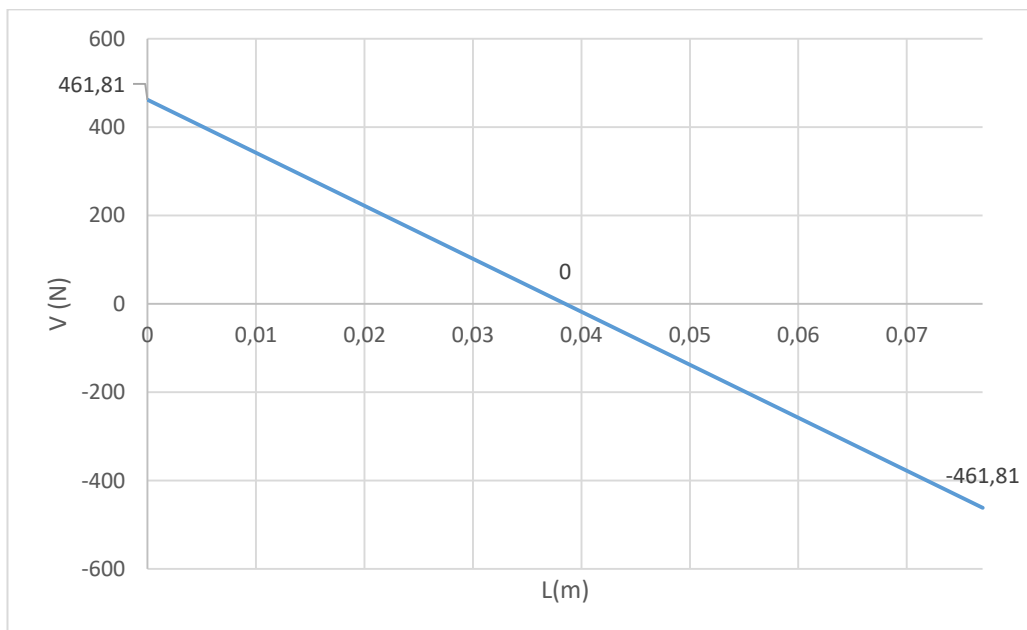
Como uma das principais características do redutor planetário é a baixa massa e compactidade, foi definido utilizar a soldagem para a fixação dos eixos das engrenagens planetárias nos braços das planetárias, conseqüentemente o eixo se torna uma viga bi engastada. Como as engrenagens planetárias possuem as mesmas dimensões e cargas, o cálculo de um eixo é suficiente, sendo assim, utilizando os mesmos resultados para os outros três eixos.

Como foram utilizadas engrenagens helicoidais, possuímos uma carga radial distribuída através do eixo e uma carga axial, estes esforços são decorrentes das forças que as engrenagens planetárias aplicam no eixo.

Eixo terá um comprimento $L = 77$ mm e um diâmetro de 22,259 mm e será bi engastado. As cargas que serão aplicadas no eixo, é uma carga distribuída $w = 11995,19$ N/m e uma força axial $F_{axial} = 1350,26$ N. Conforme figura 10, apresentada anteriormente, foi seguido o diagrama de corpo livre utilizado para realizar os cálculos do eixo.

Utilizando a equação 2.23, referente a força de cisalhamento apresentada anteriormente, obteve-se o valor da força cortante $V = 461,81$ N conforme Gráfico 2, que representa o diagrama de esforços cortantes do eixo. Verifica-se que a máxima força cisalhante ocorre nas extremidades do eixo, na qual estão engastadas.

Gráfico 2 – Análise da força de Cisalhamento contra Comprimento eixo

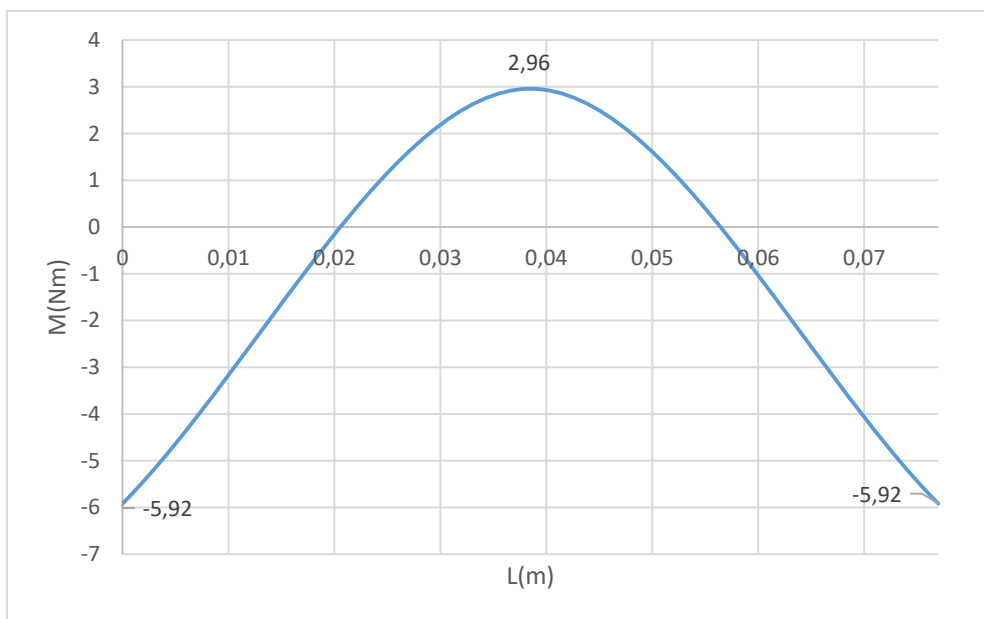


Fonte: o próprio autor (2016)

Utilizando a equação 2.26 exibida anteriormente, foi realizado o cálculo da força de cisalhamento máxima, na qual obteve-se o valor $\tau_{m1} = 654,12$ KPa. Como valor da tensão de cisalhamento ficou baixo, foi escolhido utilizar o aço SAE 5115 (DIN16MnCr5) cementado, por ser um aço com uma dureza superficial para utilizar como pista de rolamento. A tensão escoamento do aço SAE 5115 é 350 Mpa, com isto, utilizando a equação 2.27 obteve-se o fator de segurança do eixo $N_f = 294$.

Conforme a equação 2.24, esta equação determina o momento distribuído em relação ao comprimento do eixo, foi calculado e obtido o resultado $M = -5,92$ Nm na extremidade e $M = 2,96$ Nm no meio do eixo. Utilizando os resultados foi plotado o Gráfico 3, que representa o diagrama de momento em relação ao comprimento do eixo, é possível observar que o momento máximo que o eixo sofrerá será nas extremidades.

Gráfico 3 - Análise do Momento contra Comprimento do eixo



Fonte: o próprio autor (2016)

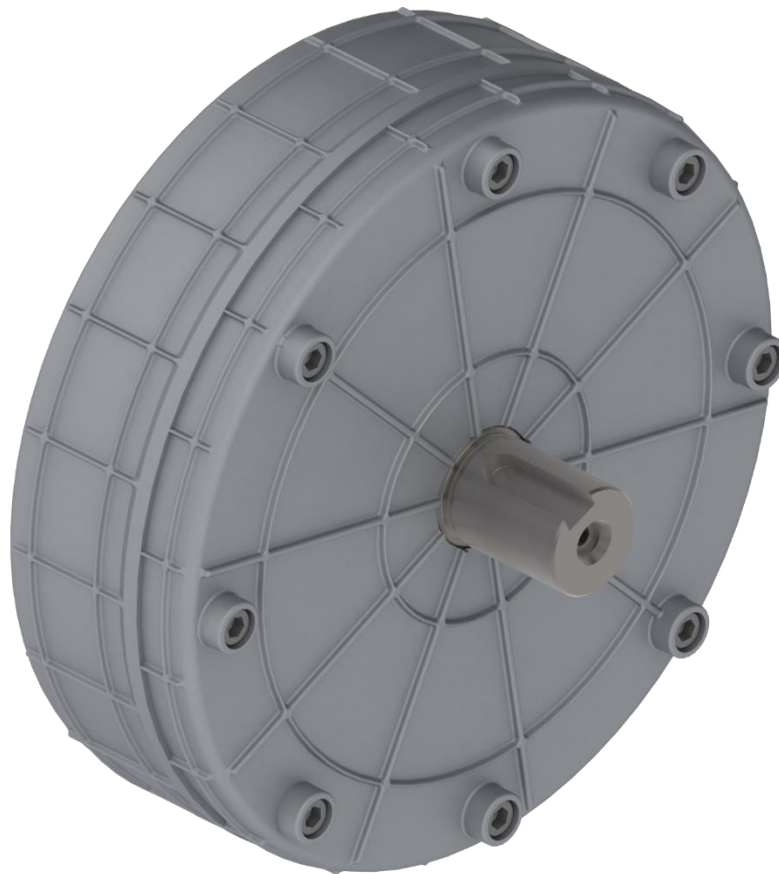
Empregando a equação 2.29 foi obtido a tensão de tração $\sigma = 5,47$ MPa, mas para ter a tensão total de tração foi acrescentado o resultado encontrado com a tensão que a força axial realiza. Utilizando a equação 2.30 apresentada no capítulo anterior, foi encontrado o valor da tensão axial $\sigma_{axial} = 3,47$ Mpa. Somando estas duas tensões encontra-se uma tensão total de $\sigma = 8,94$ Mpa. Utilizando a equação 2.31, foi determinado o fator de segurança de $N_f = 39$.

Após a realização destes cálculos, é possível chegar à conclusão que o eixo irá suportar todas as cargas submetidas com uma segurança elevada.

3.4 Projeto Detalhado

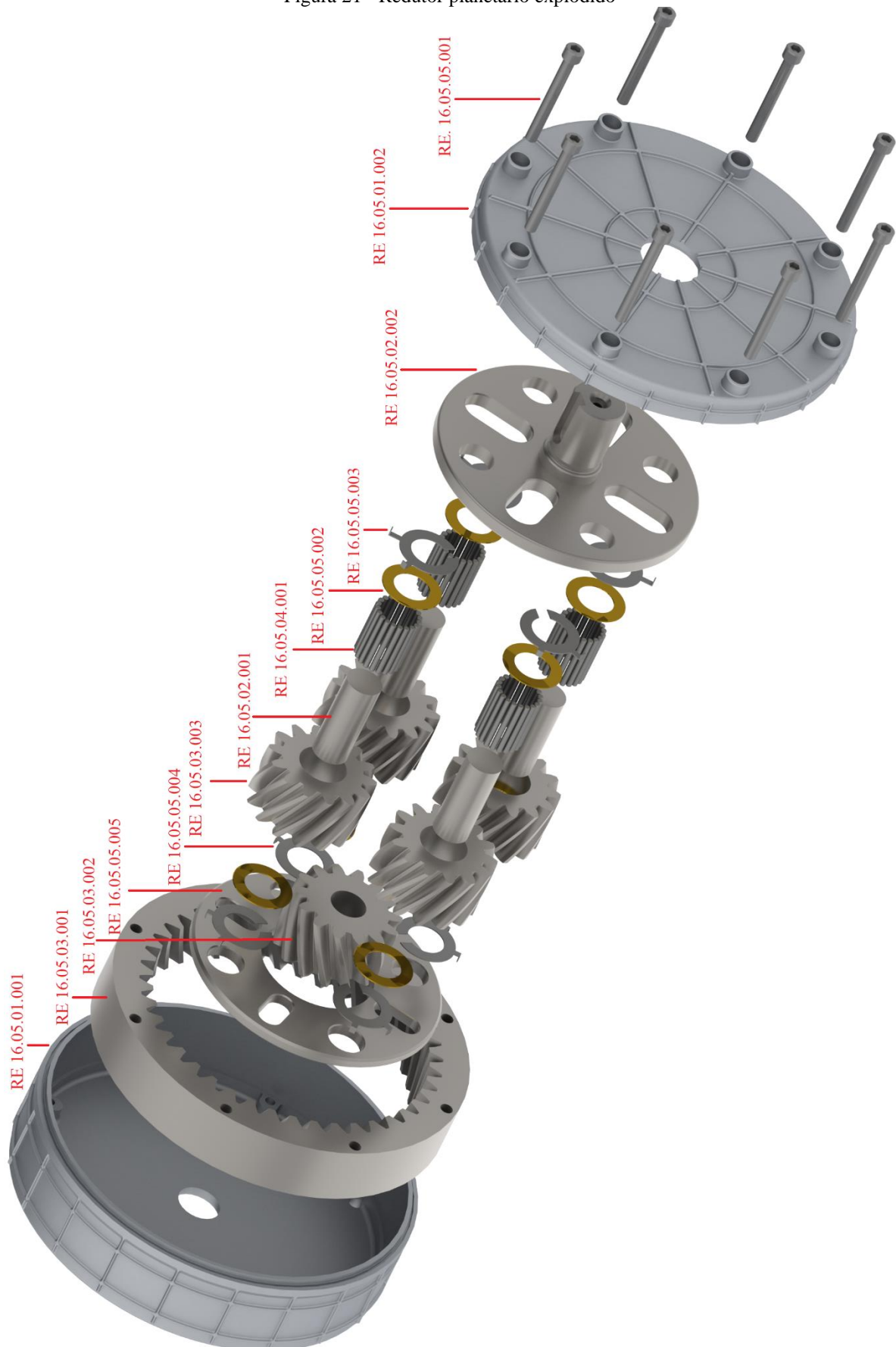
Segue o resultado final do redutor planetário após os cálculos e a prototipagem 3D. A Figura 20, apresenta o redutor planetário montado, a Figura 21 logo em seguida, é apresentado o redutor planetário explodido, bem como cada componente e sua determinada identificação. Já os componentes com desenho 2D e suas determinadas dimensões estão nos Apêndices do D ao Q.

Figura 20 - Redutor planetário montado, código: RE 16.05.00.000



Fonte: o próprio Autor (2016)

Figura 21 - Redutor planetário explodido



Fonte: o próprio Autor (2016)

4 CONCLUSÃO

Este trabalho teve como desafio fazer o projeto de um redutor planetário de alta rotação de entrada, porém focado nos principais componentes do redutor (engrenagens, eixos e rolamentos). Para o dimensionamento dos componentes do projeto, foi utilizada a metodologia de cálculo desde as definições até a realizações dos cálculos. Os objetivos inicialmente propostos foram todos completados com êxito e tiveram seus resultados descritos ao longo deste trabalho.

O primeiro objetivo específico tratava como desenvolvimento de um projeto de redutor planetário de alta rotação de entrada, qual contempla os principais componentes do redutor tais como, engrenagens, eixos e rolamento, focando na aplicação de veículos elétricos. Esse objetivo foi atingido com o processo de desenvolvimento e a realização de cálculos dos componentes, atingindo fatores de segurança satisfatórios. As engrenagens foram submetidas ao seu limite em duas situações, como maior torque e maior rotação. Nos engrenamentos da engrenagem solar com a planetária e engrenagem planetária com anel, os menores fatores de segurança obtidos foi na configuração de maior torque do motor, tanto na tensão de contato como flexão.

Os eixos das planetária foram realizados os cálculos apenas uma vez, e assim aplicando para os demais, pois as cargas são as mesmas. Como o eixo foi utilizado como pista interna para o rolamento, foi necessário utilizar o material do eixo com uma dureza elevada. Além disso, o eixo atingiu fatores de segurança muito superiores como, esforços axiais 39 e esforços radiais 294.

Os rolamentos utilizados atenderam as necessidades sem problemas, tanto nos esforços estáticos e dinâmicos, como rotação destes. Isso após a comprovação dos resultados com a realização dos cálculos e a obtenção dos resultados apresentados.

O segundo objetivo previa realizar um comparativo entre livros de gestão e desenvolvimento de produto, afim de definir o melhor método para seguir no projeto. Este objetivo foi alcançado, no qual se obteve um direcionamento para o projeto seguindo o fluxograma com base na literatura corrente. Esse método ajudou o desenvolvimento do projeto a seguir um fluxo natural, ou seja, obtendo resultados de uma etapa e sendo utilizados na próxima etapa, tornando fácil o acompanhamento do projeto.

O terceiro objetivo estabelecia a necessidade de utilização de planilhas de cálculos sendo aplicados nas planilhas de cálculos (Excel e Mathcad), bem como o software ProEng para dimensionamento das engrenagens.

O último objetivo visava à prototipagem tridimensional em softwares de CAD / CAM. Este foi atingido uma vez que foi feita a prototipagem tridimensional dos componentes conforme os cálculos realizados, e foram realizados os desenhos de montagem dos componentes e do conjunto completo.

Este trabalho foi relevante tanto no que se refere à consolidação dos conhecimentos desenvolvidos ao longo de toda a graduação de Fabricação Mecânica quanto, pelos benefícios práticos para o dimensionamento do equipamento desenvolvido com esta pesquisa. Ressalta-se que do ponto de vista da formação acadêmica este estudo promoveu a interdisciplinaridade de diversas áreas de formação do Curso, com ênfase especial à mecânica dos sólidos, elementos de máquinas, resistência dos materiais, entre outras.

Como sugestões para trabalho futuros, pode-se citar o desenvolvimento de uma estrutura da carcaça do redutor através da utilização de softwares de elementos finitos, visando ao maior refinamento desta estrutura. Além disto, outros componentes também deveriam ser dimensionados, tais como braços das engrenagens planetárias, as especificações de soldagem dos eixos, parafusos, sistema de lubrificação e outros componentes menores.

REFERÊNCIAS

- AMERICAN NATIONAL STANDARD. Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth, ANSI / AGMA 2001 – C95. Virginia, USA, 1995. 71 p.
- BACK, N.; OGLIARI, A.; DIAS, A.; SILVA, J. C. **Projeto Integrado de Produtos: Planejamento, Concepção e Modelagem**. 1ª ed. São Paulo: Ed. Manole, 2008.
- BARAN R., LEGEY L. F. L. **Veículos elétricos: História e perspectivas no Brasil**. Biblioteca digital. Disponível em: <http://www.bndes.gov.br/bibliotecadigital>, acessado em agosto 2016.
- EXAME. **Há dois caminhos para o carro elétrico vingar no Brasil**. Disponível em: <http://exame.abril.com.br/brasil/ha-dois-caminhos-para-o-carro-eletrico-vingar-no-brasil/>. Acessado em agosto de 2016.
- FÁBRICA DO PROJETO. **Fábrica do Projeto Tecnologia em Projetos Mecânicos e Automação Industrial**. Catálogo eletrônico. Disponível em <http://blocos.fabricadoprojeto.com.br/tag/download-de-bloco-cad-3d-de-redutor-planetario/>. Acessado em dezembro de 2015.
- HOYER, K. G. **The History of Alternative Fuel in Transportation: The case of electric and Hybrid Cars**. Utilities Policy. S/I Elsevier, 2008.
- HÖHN, B. R.; STAHL, I. K.; GWINNER, P. **Light-Weight Design for Planetary Gear Transmissions**. Gear Technology. Página 96–103. Setembro 2013.
- INA FAG. **Rolamentos Schaeffler do Brasil Ltda.** Catálogo eletrônico BR 019. Disponível em: <http://www.ina.de/content.ina.de/de/index.jsp>. Acessado em agosto, 2016.
- INDÚSTRIAHOJE. **INDÚSTRIAHOJE o que é um redutor de velocidade**. Disponível em: <http://www.industriahoje.com.br/redutor-velocidade>, acessado em julho 2016.
- JUVINAL R. C., MARSHEK K. M. **Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas**. 4ª ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos editora S.A., 2008.
- KINETICS DRIVE SOLUTIONS **Kinetics Drive Solutions**. Catálogo eletrônico. Disponível em <http://kineticsdrive.com/products/electric-drives/>. Acessado em dezembro de 2015.
- KURIHARA R. & DEDINI F. G. (1998). **Desenvolvimento de um Programa para apoio ao projeto e Dimensionamento de Trens Planetários**. VII Congresso e Exposição internacionais da Tecnologia da Mobilidade. Catálogo SAE TECHNICAL 982910 PAPER SERIES P. São Paulo. Brasil.
- MATEX PRODUCTS INC **Matex Products Inc**. Catálogo eletrônico. Disponível em <http://www.matexgears.com/planetary-gears.html>. Acessado em dezembro de 2015.

MAZZO, N. **Engrenagens cilíndricas: Da concepção à Fabricação**. 1ª ed. São Paulo: Ed. Blucher, 2013.

MILLER, J. M. **Hybrid electric vehicle propulsion system architectures of the e-CVT type**. IEEE Transactions on Power Electronics. Volume 21, Edição 3, Página 756–767. Maio 2006.

NORD **Nord Drive Systems**. Catálogo eletrônico. Disponível em https://www5.nord.com/cms/pt/home_br.jsp . Acessado em dezembro de 2015.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. 2ª ed. São Paulo, Editora Bookman, 2013

PAHL, G.; BEITZ, W.; FELDHUSEN, J.; GROTE, K. H. **Projeto na Engenharia: Fundamentos do Desenvolvimento Eficaz de Produtos Métodos e Aplicações**. 6ª ed. São Paulo: Ed. Blucher, 2005.

ROZENFELD, H.; FORCELINI, F. A.; AMARAL, D. C.; TOLEDO, J. C.; SILVA S. L.; ALLIPRANDINI, D. H.; SCALICE, R. K. **Gestão de Desenvolvimento de Produtos: Uma Referência para a Melhoria do Processo**. 1ª ed. São Paulo: Ed. Saraiva, 2006.

SHIGLEY, J. E., MISCHKE, C. R. BUDYNAS, R. G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7ª ed. Porto Alegre: Ed. Bookman, 2005.

SKF. **SKF Principles of bearing selection and application**. Catálogo eletrônico. Disponível em: <http://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/product-tables/index.html>. Acessado em junho, 2016.

STRUCTSOURCE. **STRUCTSOURCE Structures Resource Site**. Disponível em: <http://structsource.com/>, acessado em julho 2016.

TELMAC. **TELMAC Soluções Industriais e Agrícolas**. Catálogo eletrônico. Disponível em: <http://www.telmac.com.br/redutores-de-velocidade.html>. Acesso em dezembro, 2015.

VITORINO, C. R. S. **Modelagem Dinâmica de Caixa Multiplicadora de Velocidades de Aero geradores**. UNB 2012.

WEG CESTARI. **WEG Cestari Redutores**. Catálogo eletrônico. Disponível em: <http://www.wegcestari.com.br/> Acesso em dezembro, 2015.

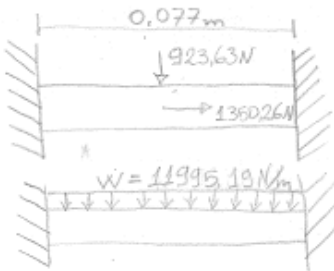
WITTENSTEIN ALPHA. **Wittenstein Alpha**. Catálogo eletrônico. Disponível em: <http://www.wittenstein.com.br/pt/products.htm> Acesso em dezembro, 2015.

ZHAOWEI. **Shenzhen Zhaowei Machinery & Electronics CO. LTD**. Disponível em: http://www.zwgearbox.com/LatestNews/Theuniquefeaturesofp_1.html. Acessado em: novembro 2016.

APÊNDICES

Apêndice A - Cálculo do eixo Bi engastado

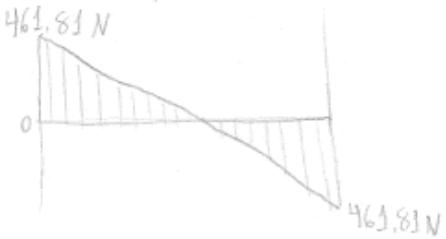
Eixo Bi-engastado



Força Cortante

$$V = w \left(\frac{L}{2} \cdot x \right)$$

$$V = 11995,19 \left(\frac{0,077}{2} \cdot 0 \right)$$

$$V = 461,81 \text{ N} //$$


Momento


$$M = \frac{wx}{12} (6Lx - L^2 - 6x^2)$$

$$M = \frac{11995,19}{12} (6 \cdot 0,077 \cdot 0 - 0,077^2 - 6 \cdot 0^2)$$

Extremidade Eixo $M = -5,92 \text{ Nm} //$

$$M = \frac{11995,19}{12} (6 \cdot 0,0385 \cdot 0,077 - 0,077^2 - 6 \cdot 0,0385^2)$$

Meio Eixo $M = 2,96 \text{ Nm} //$



$$\tau = \frac{461,81}{3,89 \cdot 10^{-4}} = 1187172,23 \text{ Pa}$$

$$= 1,187 \text{ MPa} //$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$I = \frac{\pi \cdot 0,022259^4}{64}$$

$$I = 1,205 \cdot 10^{-8}$$

Aço SAE 5115
350 MPa

$$N_f = \frac{350}{1,187} = 294 //$$

$$\sqrt{\frac{M_c}{I}} + \sqrt{\frac{F}{A}}$$

$$\frac{5,92 \cdot 0,0111295}{1,205 \cdot 10^{-8}} + \frac{1350,26}{3,89 \cdot 10^{-4}}$$

$$N_f = \frac{350}{8,94} = 39 //$$

$$5,47 + 3,47 = 8,94 \text{ MPa} //$$

Apêndice B - Cálculo do rolamento de agulhas sem gaiolas

Z := 17 Quantidade de agulhas

Dw := 5 mm Ø Agulhas

$$TES_{min} := 5 \cdot 10^{-3} \cdot Z = 0.085$$

Lw := 49.8 mm Comp. Agulha

TES := 0.15 Para Dw > 3,5mm deve-se considerar um valor mínimo de 0,15 para TESmin

$$F := \frac{Dw + \frac{TES}{Z}}{\sin\left(\frac{\pi}{Z}\right)} - Dw = 22.259 \text{ mm } \varnothing \text{ Eixo}$$

Capacidade de carga
kc := 4065

$$E := F + 2 \cdot Dw = 32.259 \text{ mm } \varnothing \text{ Alojamento}$$

Rotação máxima para lubrificação a óleo

$$nG := \frac{160000}{dM} = \text{rpm} \quad dM := 0.5(F + E) = 27.259 \text{ mm}$$

Capacidade de carga dinâmica

$$C_w := kc \cdot Lwe \cdot \frac{7}{9} = 84278.979 \text{ N}$$

$$Lwe := Lw - 0.1 \cdot Dw = 49.3 \text{ mm}$$

Capacidade de carga estática

$$Co := \frac{44}{1 + \frac{Dw}{F}} \cdot Dw \cdot Lwe \cdot Z = 150561.58 \text{ N}$$

Z	Dw = 5,0 mm			Dw = 6,0 mm		
	F	E	kc	F	E	kc
10	11,229	21,229	2555	13,465	25,465	3107
11	12,796	22,796	2810	15,345	27,345	3417
12	14,367	24,367	3049	17,231	29,231	3709
13	15,941	25,941	3274	19,120	31,120	3983
14	17,518	27,518	3487	21,012	33,012	4242
15	19,097	29,097	3689	22,907	34,907	4487
16	20,677	30,677	3881	24,803	36,803	4721
17	22,259	32,259	4065	26,701	38,701	4944
18	23,842	33,842	4240	28,601	40,601	5158
19	25,426	35,426	4409	30,501	42,501	5363

Apêndice C - Cálculo da relação de redução do redutor planetária

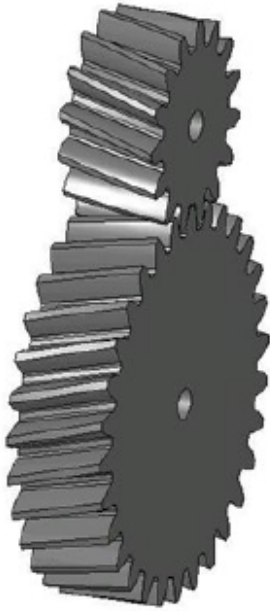
$$T_y = T_s * \frac{S}{R + S}$$

$$dp = M * Z$$

$$R = 2 * P + S$$

	Dados Entrada	Resultado
Diametro Primitivo Anel ou numero de dentes		242,487
Diametro Primitivo Solar ou numero de dentes	80,829	0
Diametro Primitivo Planetária ou numero de dentes	0	80,829
Rotação Entrada	7500	
Rotação de Saída	1875	
Redução Desejada	4	
Diametro primitivo	80,829	80,82903769
Módulo(M)	5	4,999997669
Numero de dentes(Z)	14	13,99999347
Angulo α	30	

Apêndice D - Relatório Solar e Planetária Maior Torque

Relatório Engrenagens**Características Geométricas**

	Pinhão	Engrenagem
Módulo:	5	5
Nº dentes:	14	14
Diametro primitivo:	70.00 mm	70.00 mm
Diametro base:	65.78 mm	65.78 mm
Diametro externo:	80.00 mm	80.00 mm
Folga:	1.2500 mm	1.2500 mm
Largura:	50 mm	50 mm
Ângulo de pressão:	20°	20°
Ângulo de hélice:	30°	30°

Características construtivas:

Processo de fabricação: Processo de acabamento (Retífica)

Índice de qualidade: 11

Material:

Material pinhão: AISI4340

Material coroa: AISI4340

Dureza pinhão: 433 HB

Dureza coroa: 433 HB

Resistência à fadiga de flexão pinhão S_{fb}' : 300 MPa

Resistência à fadiga de flexão coroa S_{fb}' : 300 MPa

Resistência à fadiga de contato pinhão S_{fc}' : 1260 MPa

Resistência à fadiga de contato coroa S_{fc}' : 1260 MPa

Carregamento:

Potência do motor: 41.25 Kw
 Rotação do pinhão: 4435 rpm
 Rotação da coroa: 4435.00 rpm
 Torque do pinhão: 88.82 Nm
 Torque da coroa: 88.82 Nm
 Tipo de aplicação:

	Pinhão	Engrenagem
Força tangencial (N):	2537.66	2537.66
Força axial (N):	1350.26	1465.12
Força radial (N):	923.63	923.63
Força resultante (N):	3072.36	3072.36

Máquina motora: Uniforme

Máquina movida: Choque Moderado

Tensões atuantes:

Tensão de flexão no pinhão: 83.39 Mpa
 Tensão de contato superficial: 665.01 MPa
 Tensão de flexão na coroa: 83.39 MPa
 Tensão de contato na coroa: 665.01 MPa

Resistência a fadiga corrigida:

Resistência à fadiga de flexão do pinhão: 218.18 MPa
 Resistência à fadiga de contato do pinhão: 916.36 MPa
 Resistência à fadiga de flexão da coroa: 218.18 MPa
 Resistência à fadiga de contato da coroa: 916.36 MPa

Coefficiente de segurança:

$$\text{Coeficiente de segurança de flexão } N_{bp} = \frac{S_{fb}}{\sigma b}$$

Coeficiente de segurança de flexão do pinhão: 2.62

Coeficiente de segurança de flexão da coroa: 2.62

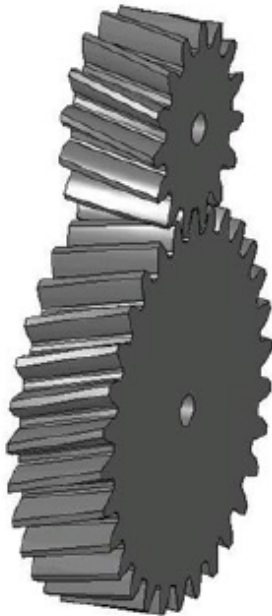
$$\text{Coeficiente segurança quanto à falha devido o contato da superfície } N_{cp} = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma c} \right)^2$$

Coeficiente de segurança de contato do pinhão: 1.90

Coeficiente de segurança de contato da coroa: 1.90

Apêndice E - Relatório Solar e Planetária Maior rotação
Relatório Engrenagens

Características Geométricas



	Pinhão	Engrenagem
Módulo:	5	5
Nº dentes:	14	14
Diametro primitivo:	70.00 mm	70.00 mm
Diametro base:	65.78 mm	65.78 mm
Diametro externo:	80.00 mm	80.00 mm
Folga:	1.2500 mm	1.2500 mm
Largura:	50 mm	50 mm
Ângulo de pressão:	20°	20°
Ângulo de hélice:	30°	30°

Características construtivas:

Processo de fabricação: Processo de acabamento (Retifica)

Índice de qualidade: 11

Material:

Material pinhão: AISI4340

Material coroa: AISI4340

Dureza pinhão: 433 HB

Dureza coroa: 433 HB

Resistência à fadiga de flexão pinhão S_{fb}' : 300 MPa

Resistência à fadiga de flexão coroa S_{fb}' : 300 MPa

Resistência à fadiga de contato pinhão S_{fc}' : 1260 MPa

Resistência à fadiga de contato coroa S_{fc}' : 1260 MPa

Carregamento:

Potência do motor: 41.25 Kw

Rotação do pinhão: 7500 rpm

Rotação da coroa: 7500.00 rpm

Torque do pinhão: 52.52 Nm

Torque da coroa: 52.52 Nm

Tipo de aplicação:

	Pinhão	Engrenagem
Força tangencial (N):	1500.60	1500.60
Força axial (N):	798.45	866.37
Força radial (N):	546.18	546.18
Força resultante (N):	1816.79	1816.79

Máquina motora: Uniforme

Máquina movida: Choque Moderado

Tensões atuantes:

Tensão de flexão no pinhão: 50.67 Mpa

Tensão de contato superficial: 518.39 MPa

Tensão de flexão na coroa: 50.67 MPa

Tensão de contato na coroa: 518.39 MPa

Resistência a fadiga corrigida:

Resistência à fadiga de flexão do pinhão: 218.18 MPa

Resistência à fadiga de contato do pinhão: 916.36 MPa

Resistência à fadiga de flexão da coroa: 218.18 MPa

Resistência à fadiga de contato da coroa: 916.36 MPa

Coeficiente de segurança:

$$\text{Coeficiente de segurança de flexão: } N_{bp} = \frac{Sfb}{\sigma b}$$

Coeficiente de segurança de flexão do pinhão: 4.31

Coeficiente de segurança de flexão da coroa: 4.31

$$\text{Coeficiente segurança quanto à falha devido o contato da superfície } N_{cp} = \left(\frac{Sfc}{\sigma c} \right)^2$$

Coeficiente de segurança de contato do pinhão: 3.12

Coeficiente de segurança de contato da coroa: 3.12

Apêndice F - Relatório Planetária e Coroa maior torque
Relatório Engrenagens

Características Geométricas



	Pinhão	Engrenagem
Módulo:	5	5
Nº dentes:	14	42
Diametro primitivo:	70.00 mm	210.00 mm
Diametro base:	65.78 mm	197.34 mm
Diametro externo:	80.00 mm	220.00 mm
Folga:	1.2500 mm	1.2500 mm
Largura:	50 mm	50 mm
Ângulo de pressão:	20°	20°
Ângulo de hélice:	30°	30°

Características construtivas:

Processo de fabricação: Processo de acabamento (Retífica)

Índice de qualidade: 11

Material:

Material pinhão: AISI4340

Material coroa: AISI4340

Dureza pinhão: 433 HB

Dureza coroa: 433 HB

Resistência à fadiga de flexão pinhão S_{fb} : 300 MPa

Resistência à fadiga de flexão coroa S_{fb} : 300 MPa

Resistência à fadiga de contato pinhão S_{fc} : 1260 MPa

Resistência à fadiga de contato coroa S_{fc} : 1260 MPa

Carregamento:

Potência do motor: 41.25 Kw
 Rotação do pinhão: 4435 rpm
 Rotação da coroa: 1478.33 rpm
 Torque do pinhão: 88.82 Nm
 Torque da coroa: 266.46 Nm
 Tipo de aplicação:

	Pinhão	Engrenagem
Força tangencial (N):	2537.66	2537.67
Força axial (N):	1350.26	1465.12
Força radial (N):	923.63	923.64
Força resultante (N):	3072.36	3072.37

Máquina motora: Uniforme

Máquina movida: Choque Moderado

Tensões atuantes:

Tensão de flexão no pinhão: 55.86 Mpa
 Tensão de contato superficial: 517.72 MPa
 Tensão de flexão na coroa: 48.73 MPa
 Tensão de contato na coroa: 517.72 MPa

Resistência a fadiga corrigida:

Resistência à fadiga de flexão do pinhão: 218.18 MPa
 Resistência à fadiga de contato do pinhão: 916.36 MPa
 Resistência à fadiga de flexão da coroa: 218.18 MPa
 Resistência à fadiga de contato da coroa: 916.36 MPa

Coefficiente de segurança:

$$\text{Coeficiente de segurança de flexão } N_{bp} = \frac{S_{fb}}{\sigma b}$$

Coeficiente de segurança de flexão do pinhão: 3.91

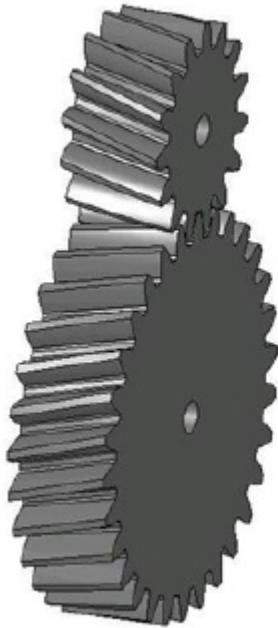
Coeficiente de segurança de flexão da coroa: 4.48

$$\text{Coeficiente segurança quanto à falha devido o contato da superfície } N_{cp} = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma c} \right)^2$$

Coeficiente de segurança de contato do pinhão: 3.13

Coeficiente de segurança de contato da coroa: 3.13

Apêndice G - Relatório Planetária e Coroa maior rotação

Relatório Engrenagens**Características Geométricas**

	Pinhão	Engrenagem
Módulo:	5	5
Nº dentes:	14	42
Diametro primitivo:	70.00 mm	210.00 mm
Diametro base:	65.78 mm	197.34 mm
Diametro externo:	80.00 mm	220.00 mm
Folga:	1.2500 mm	1.2500 mm
Largura:	50 mm	50 mm
Ângulo de pressão:	20°	20°
Ângulo de hélice:	30°	30°

Características construtivas:

Processo de fabricação: Processo de acabamento (Retífica)

Índice de qualidade: 11

Material:

Material pinhão: AISI4340

Material coroa: AISI4340

Dureza pinhão: 433 HB

Dureza coroa: 433 HB

Resistência à fadiga de flexão pinhão S_{fb}' : 300 MPa

Resistência à fadiga de flexão coroa S_{fb}' : 300 MPa

Resistência à fadiga de contato pinhão S_{fc}' : 1260 MPa

Resistência à fadiga de contato coroa S_{fc}' : 1260 MPa

Carregamento:

Potência do motor: 41.25 Kw

Rotação do pinhão: 7500 rpm

Rotação da coroa: 2500.00 rpm

Torque do pinhão: 52.52 Nm

Torque da coroa: 157.56 Nm

Tipo de aplicação:

	Pinhão	Engrenagem
Força tangencial (N):	1500.60	1500.60
Força axial (N):	798.45	866.37
Força radial (N):	546.18	546.18
Força resultante (N):	1816.79	1816.79

Máquina motora: Uniforme

Máquina movida: Choque Moderado

Tensões atuantes:

Tensão de flexão no pinhão: 33.94 Mpa

Tensão de contato superficial: 403.57 MPa

Tensão de flexão na coroa: 29.61 MPa

Tensão de contato na coroa: 403.57 MPa

Resistência a fadiga corrigida:

Resistência à fadiga de flexão do pinhão: 218.18 MPa

Resistência à fadiga de contato do pinhão: 916.36 MPa

Resistência à fadiga de flexão da coroa: 218.18 MPa

Resistência à fadiga de contato da coroa: 916.36 MPa

Coefficiente de segurança:

$$\text{Coeficiente de segurança de flexão: } N_{bp} = \frac{S_{fb}}{\sigma_b}$$

Coeficiente de segurança de flexão do pinhão: 6.43

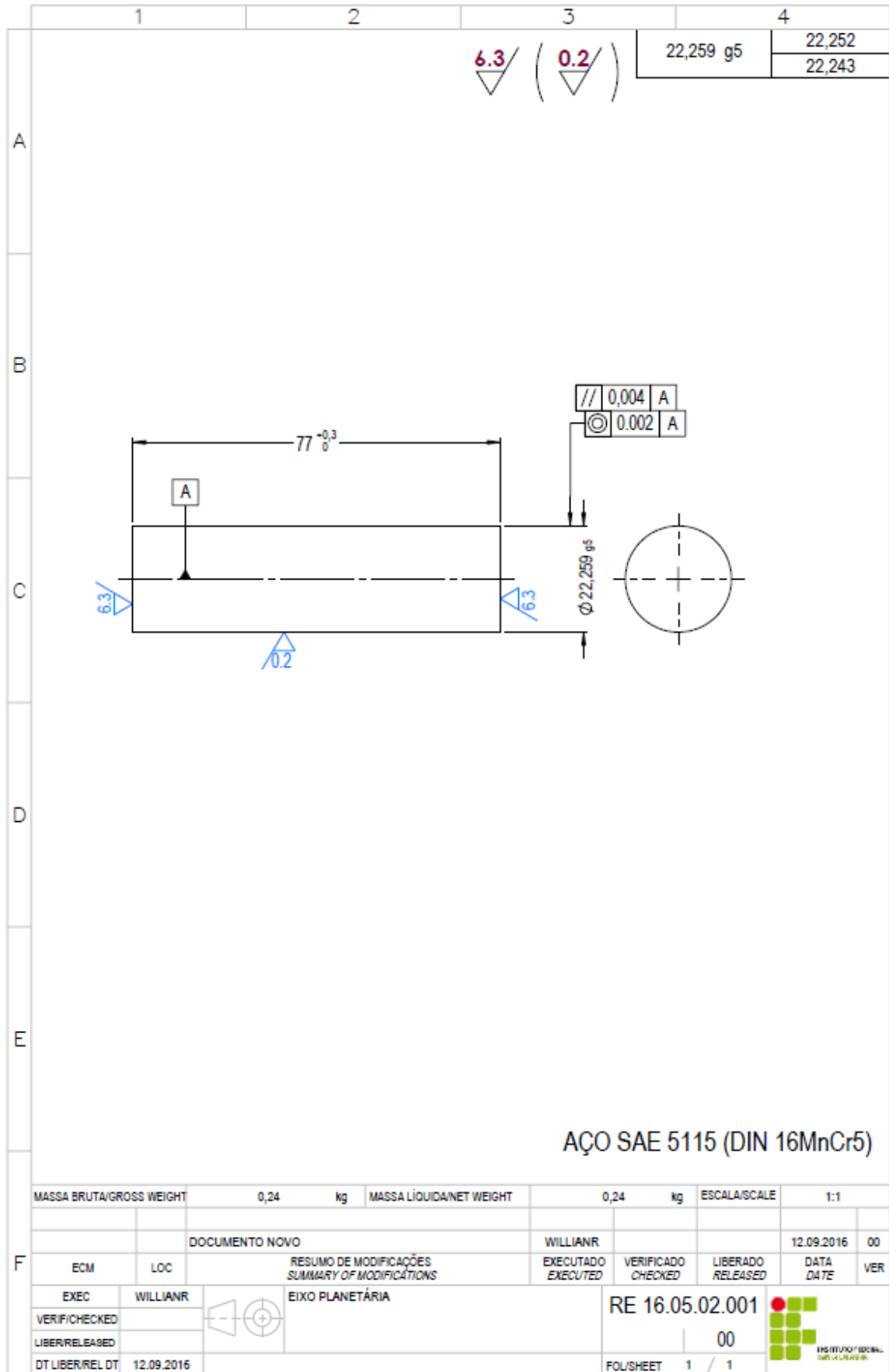
Coeficiente de segurança de flexão da coroa: 7.37

$$\text{Coeficiente segurança quanto à falha devido o contato da superfície } N_{cp} = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_c} \right)^2$$

Coeficiente de segurança de contato do pinhão: 5.16

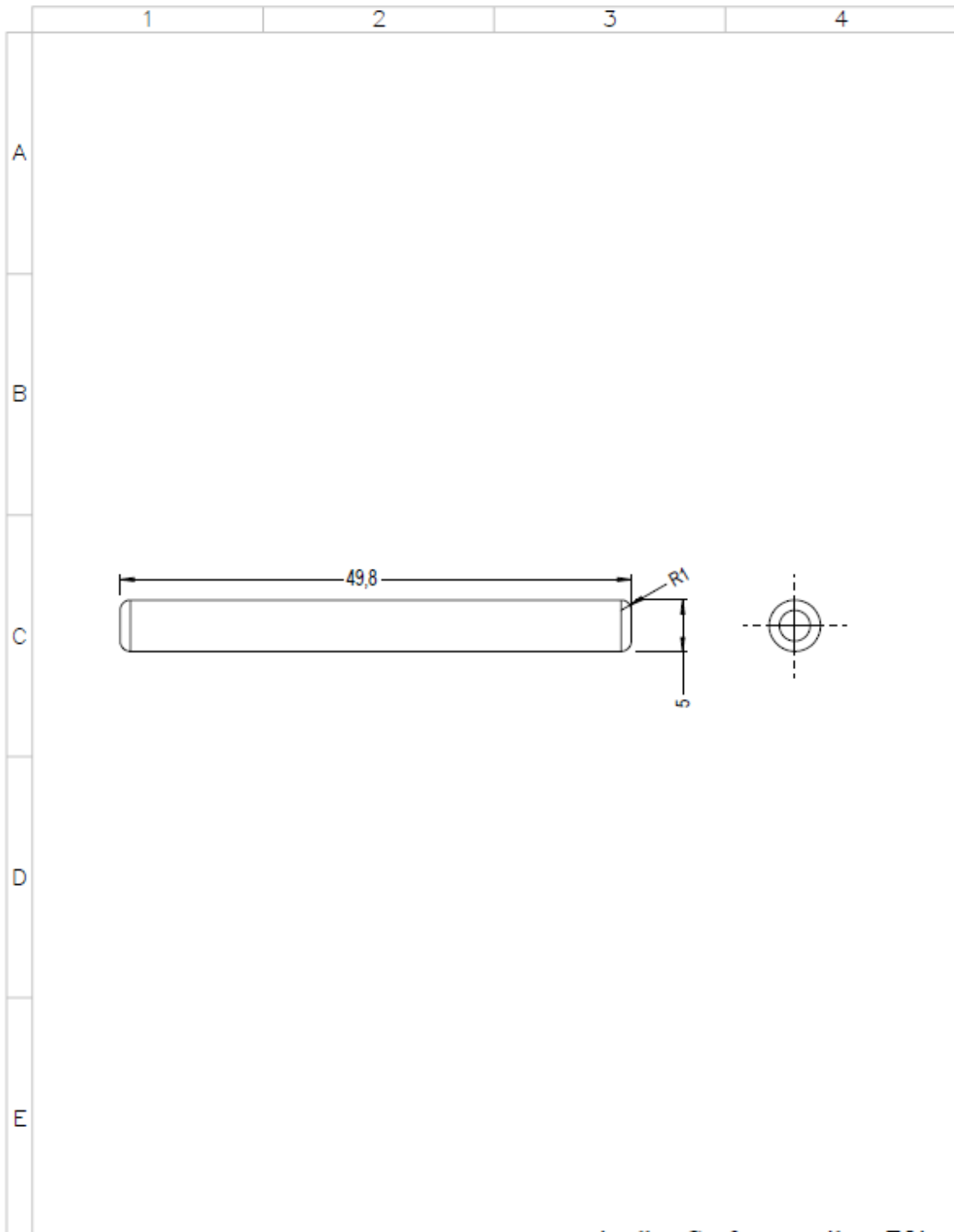
Coeficiente de segurança de contato da coroa: 5.16

Apêndice I - Eixo das Planetárias



SWD - A4

Apêndice J - Agulhas do rolamento

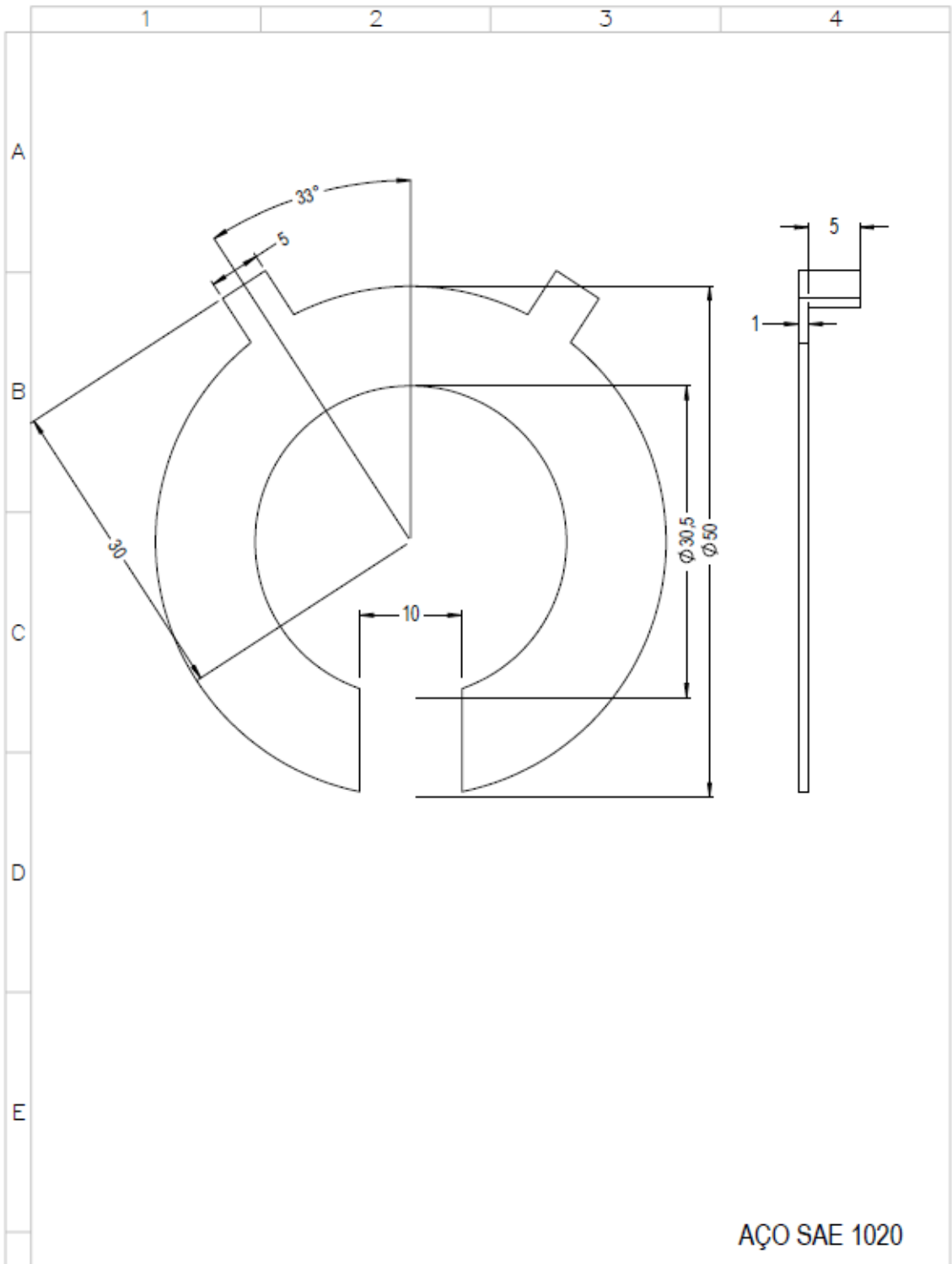


Agulhas Conforme catálogo INA

MASSA BRUTA/GROSS WEIGHT		0,01	kg	MASSA LÍQUIDA/NET WEIGHT		0,01	kg	ESCALA/SCALE	2:1
DOCUMENTO NOVO									
WILLIANR				12.09.2016		00			
ECM	LOC	RESUMO DE MODIFICAÇÕES SUMMARY OF MODIFICATIONS		EXECUTADO EXECUTED	VERIFICADO CHECKED	LIBERADO RELEASED	DATA DATE	VER	
EXEC	WILLIANR	AGULHAS		RE 16.05.04.001					
VERIF/CHECKED				00					
LIBER/RELEASED									
DT LIBER/REL DT	12.09.2016			FOL/SHEET		1 / 1			

SWD - A4

Apêndice K - Arruela com abas 2

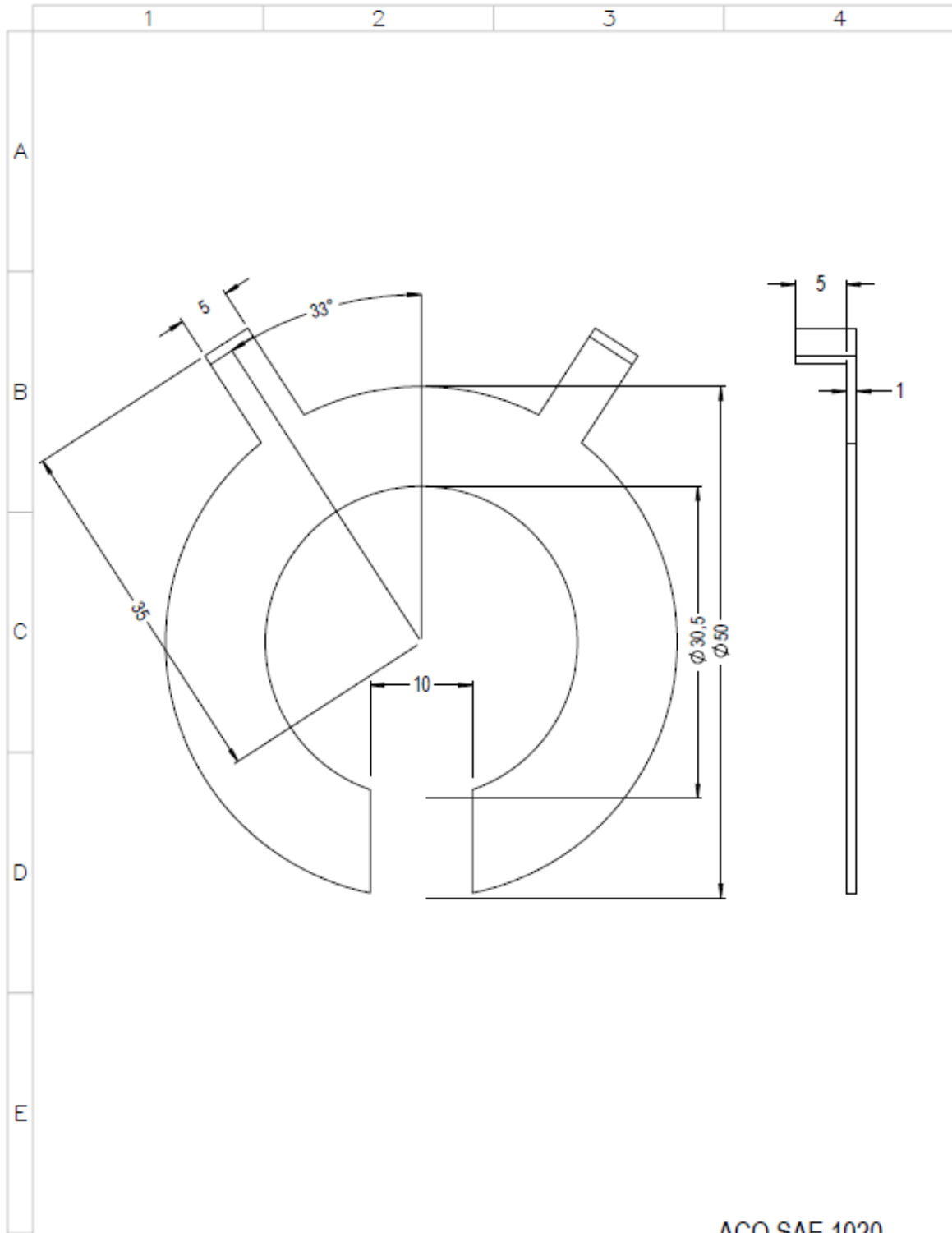


AÇO SAE 1020

MASSA BRUTA/GROSS WEIGHT		0,01	kg	MASSA LÍQUIDA/NET WEIGHT		0,01	kg	ESCALA/SCALE	2:1
DOCUMENTO NOVO				WILLIANR				12.09.2016	00
ECM	LOC	RESUMO DE MODIFICAÇÕES SUMMARY OF MODIFICATIONS			EXECUTADO EXECUTED	VERIFICADO CHECKED	LIBERADO RELEASED	DATA DATE	VER
EXEC	WILLIANR	ARRUELA COM ABAS 2			RE 16.05.05.004				
VERIF/CHECKED					00				
LIBER/RELEASED					FOL/SHEET 1 / 1				
DT LIBER/REL DT	12.09.2016								

SWD - A4

Apêndice L - Arruela com abas 1

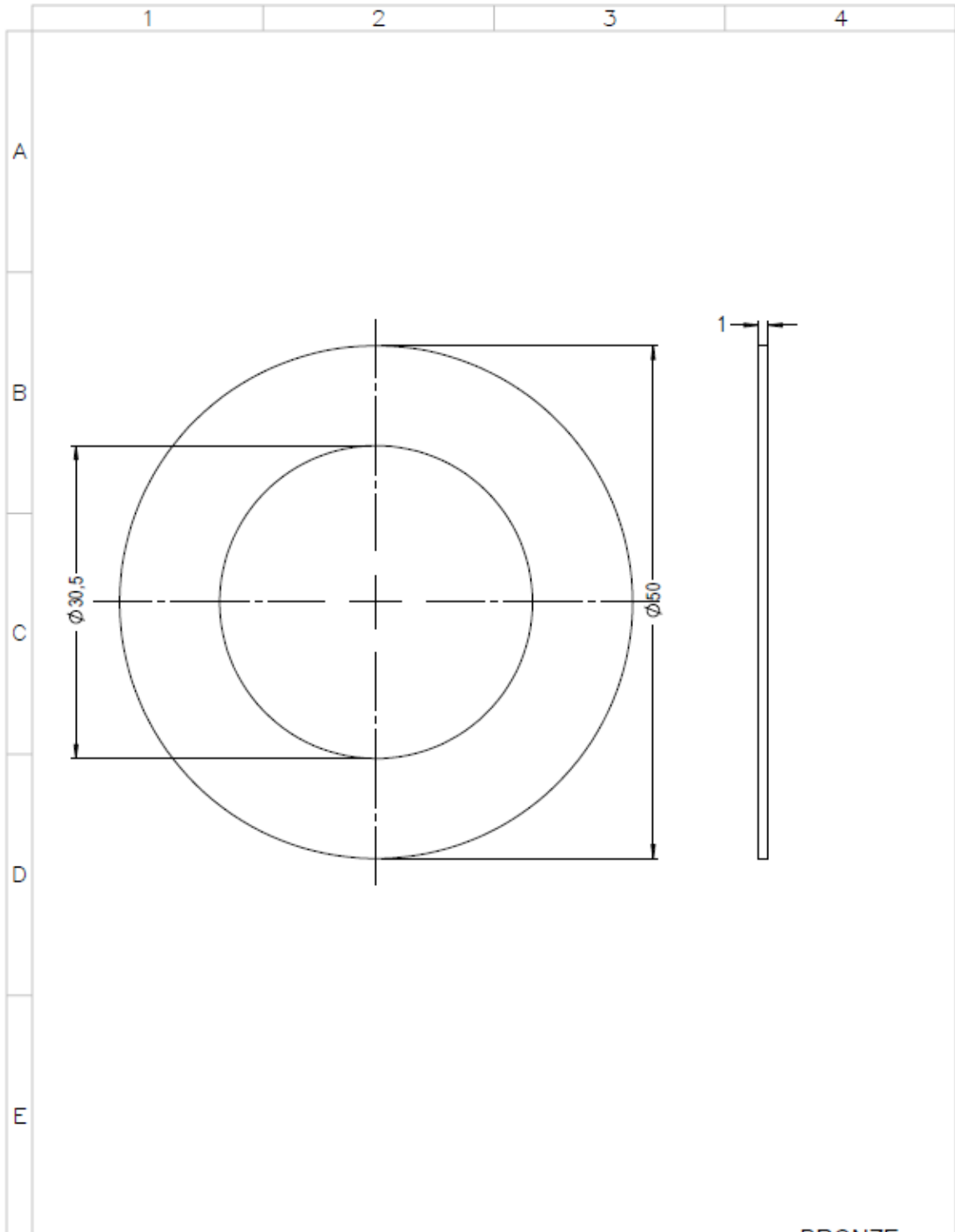


AÇO SAE 1020

MASSA BRUTA/GROSS WEIGHT		0,01	kg	MASSA LIQUIDA/NET WEIGHT		0,01	kg	ESCALA/SCALE	2:1
DOCUMENTO NOVO									
WILLIANR				12.09.2016		00			
EXEC	LOC	RESUMO DE MODIFICAÇÕES SUMMARY OF MODIFICATIONS			EXECUTADO EXECUTED	VERIFICADO CHECKED	LIBERADO RELEASED	DATA DATE	VER
EXEC	WILLIANR	ARRUELA COM ABAS 1			RE 16.05.05.003				
VERIFICADO					00				
LIBERADO									
DT LIBER/REL DT	12.09.2016				FOL/SHEET	1 / 1			

SMD - A4

Apêndice M - Arruela de encosto

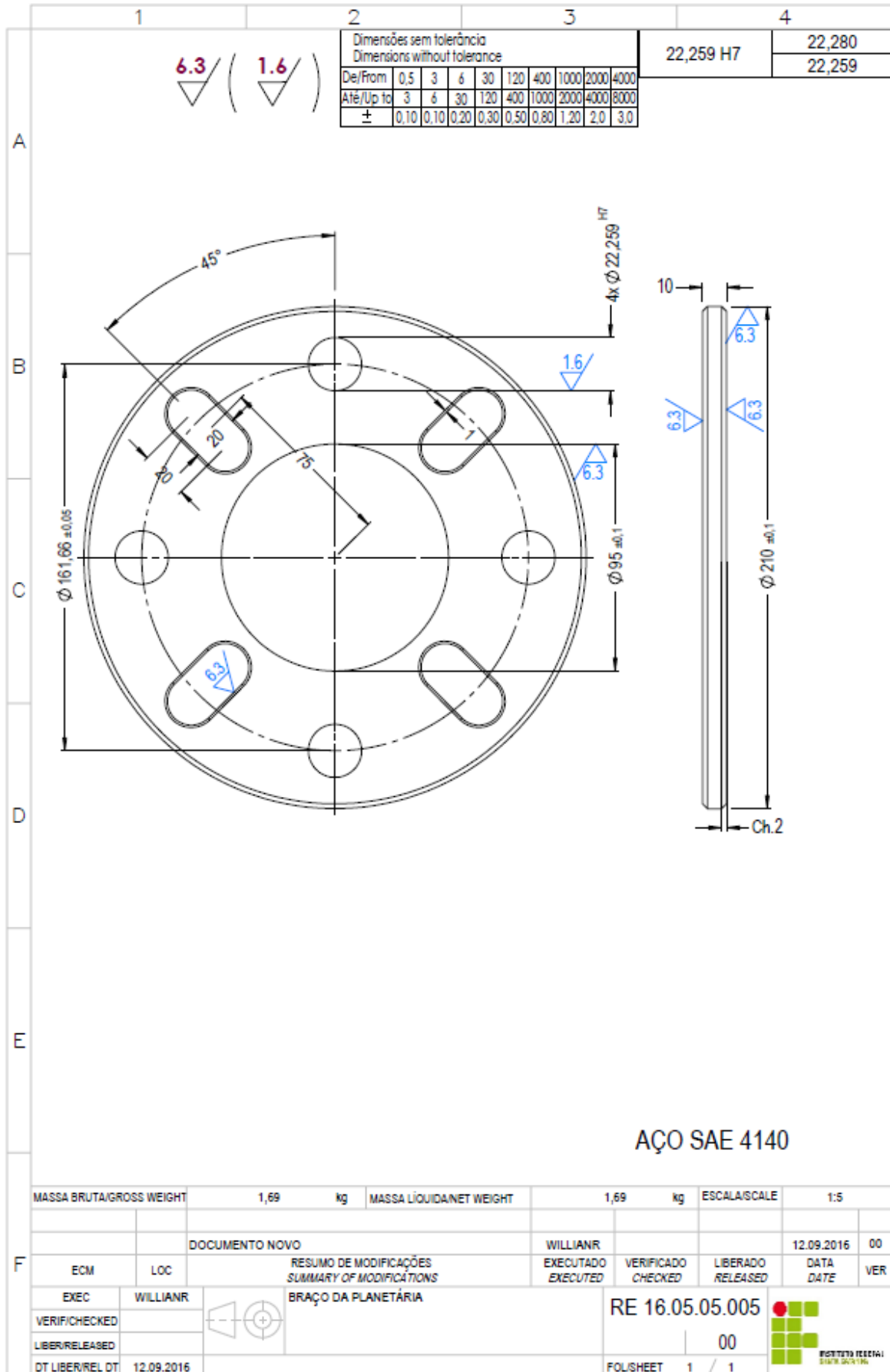


BRONZE

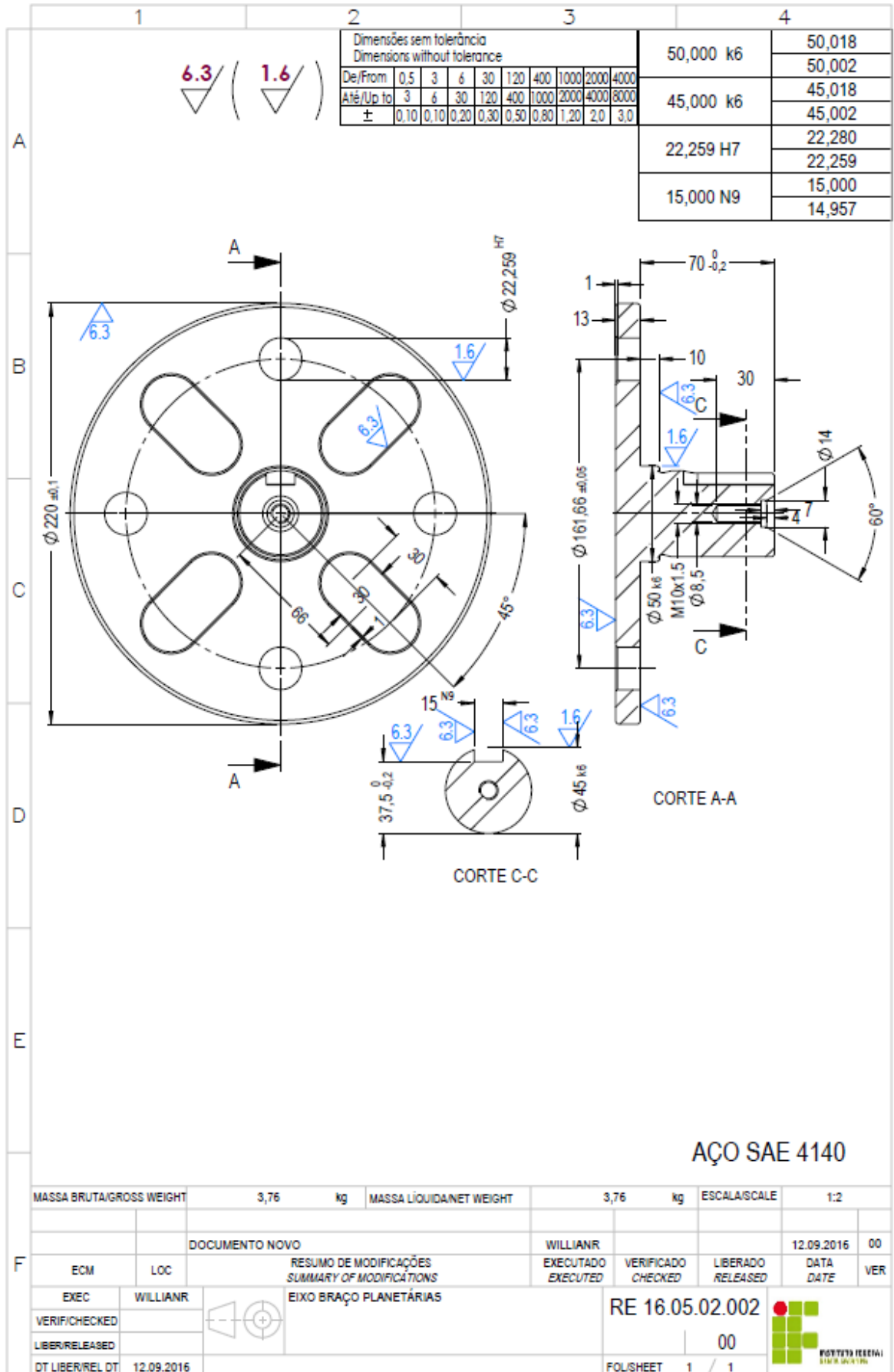
MASSA BRUTA/GROSS WEIGHT		0,01	kg	MASSA LÍQUIDA/NET WEIGHT		0,01	kg	ESCALA/SCALE	2:1
DOCUMENTO NOVO		WILLIANR		12.09.2016		00			
EXEC	LOC	RESUMO DE MODIFICAÇÕES SUMMARY OF MODIFICATIONS		EXECUTADO EXECUTED	VERIFICADO CHECKED	LIBERADO RELEASED	DATA DATE	VER	
EXEC	WILLIANR	ARRUELA DE ENCOSTO		RE 16.05.05.002		00			
VERIF/CHECKED									
LIBER/RELEASED									
DT LIBER/REL DT	12.09.2016			FOLDSHEET 1 / 1					

SWD - A4

Apêndice N - Braço da engrenagem planetária

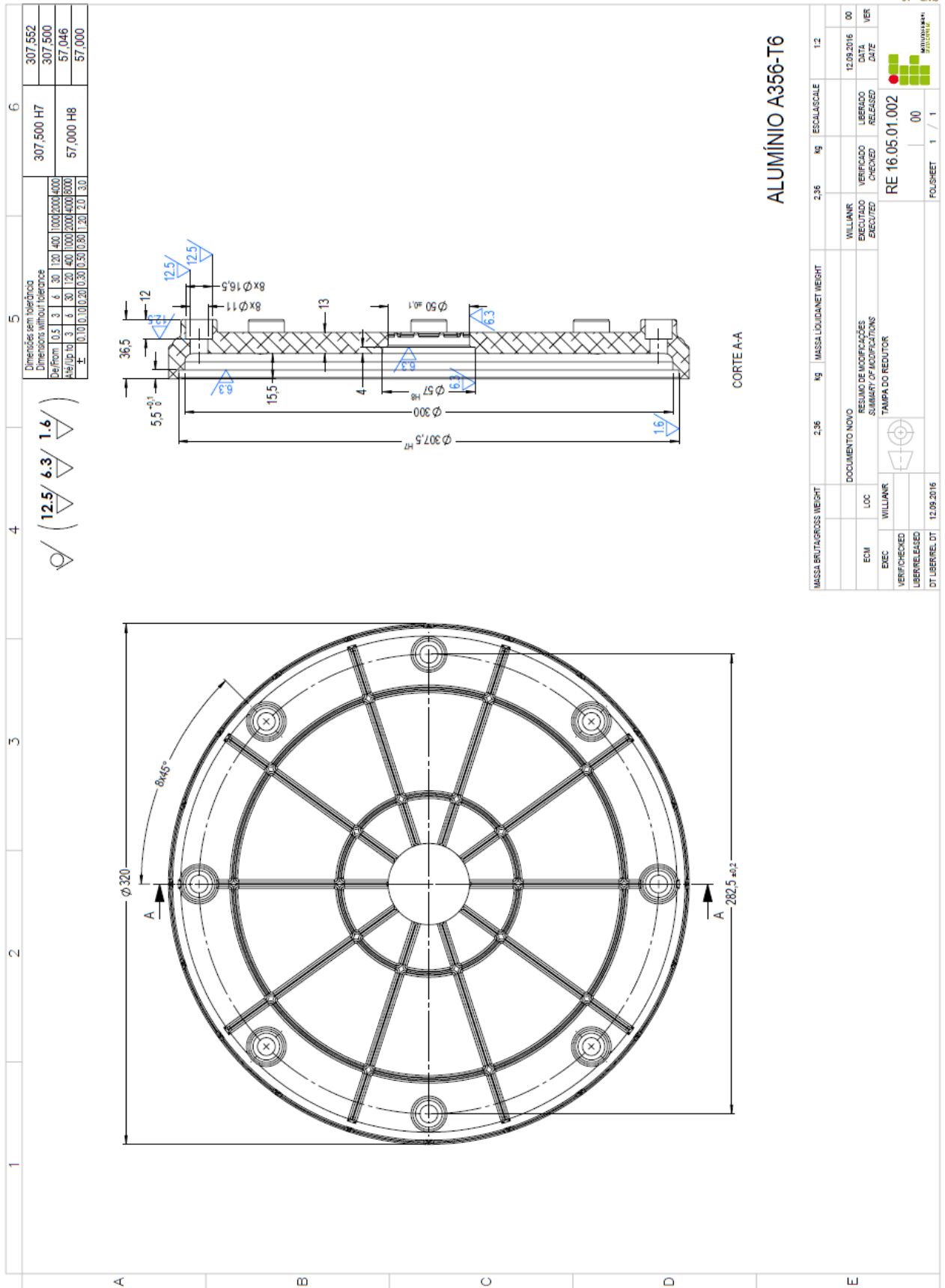


Apêndice O - Braço de saídas das planetárias



SWD - A4

Apêndice Q - Tampa do redutor




Dimensões sem tolerâncias		307,500 H7		307,552	
Dimensions without tolerances		307,500 H7		307,500	
De/From	0,3 / 3	8 / 30	120 / 400	1000 / 2000	4000
Até/Up to	3 / 6	30 / 120	400 / 1000	2000 / 4000	8000
±	0,10 / 0,20	0,30 / 0,50	0,80 / 1,20	2,0 / 3,0	57,000

Dimensões sem tolerâncias		307,500 H7		307,552	
Dimensions without tolerances		307,500 H7		307,500	
De/From	0,3 / 3	8 / 30	120 / 400	1000 / 2000	4000
Até/Up to	3 / 6	30 / 120	400 / 1000	2000 / 4000	8000
±	0,10 / 0,20	0,30 / 0,50	0,80 / 1,20	2,0 / 3,0	57,000

Dimensões sem tolerâncias		307,500 H7		307,552	
Dimensions without tolerances		307,500 H7		307,500	
De/From	0,3 / 3	8 / 30	120 / 400	1000 / 2000	4000
Até/Up to	3 / 6	30 / 120	400 / 1000	2000 / 4000	8000
±	0,10 / 0,20	0,30 / 0,50	0,80 / 1,20	2,0 / 3,0	57,000

ALUMÍNIO A356-T6

CORTE A-A

MASSA BRUTA/GROSS WEIGHT	2,36	KG	MASSA LÍQUIDA/NET WEIGHT	2,36	KG	ESCALA/SCALE	1:2
DOCUMENTO NOVO	WILLIAMS		VERIFICADO	WILLIAMS		12.09.2016	00
EDM	LOCAL		EXECUTADO	WILLIAMS		12.09.2016	00
EXEC	WILLIAMS		RESUMO DE MODIFICAÇÕES	WILLIAMS		12.09.2016	00
VERIFICADO	WILLIAMS		SUMMARY OF MODIFICATIONS	WILLIAMS		12.09.2016	00
LIBERADO	WILLIAMS		TAMPA DO REDUTOR	WILLIAMS		12.09.2016	00
DT LIBER/REL DT	12.09.2016		RE 16.05.01.002	WILLIAMS		12.09.2016	00
FOURSHEET 1 / 1							

EV - QMS