

UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ARTUR CORRÊA GARDONE JÚNIOR

**PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO APLICADO NO PROJETO
DA CAIXA DE DIREÇÃO PARA VEÍCULOS FÓRMULA SAE**

JUIZ DE FORA

2016

ARTUR CORRÊA GARDONE JÚNIOR

**PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO APLICADO NO PROJETO
DE CAIXA DE DIREÇÃO PARA VEÍCULOS FÓRMULA SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado a Faculdade de Engenharia da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr., Marcos Martins Borges

Co-Orientador: Prof. Ms, Vitor Mainenti Leal Lopes

JUIZ DE FORA

2016

FICHA CATALOGRÁFICA - BIBLIOTECA UFJF

Ficha catalográfica elaborada através do programa de geração automática da Biblioteca Universitária da UFJF, com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

Gardone Junior, Artur Corrêa.

PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO APLICADO NO PROJETO DE CAIXA DE DIREÇÃO PARA VEÍCULOS FÓRMULA SAE / Artur Corrêa
Gardone Junior. -- 2016.

117 f.

Orientador: Marcos Martins Borges

Coorientador: Vitor Mainenti Leal Lopes

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) - Universidade Federal de Juiz de Fora, Faculdade de Engenharia, 2016.

1. Desenvolvimento de produto. 2. Caixa de direção. 3. Fórmula SAE. I. Martins Borges, Marcos, orient. II. Mainenti Leal Lopes, Vitor, coorient. III. Título.

ARTUR CORRÊA GARDONE JÚNIOR

**PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO APLICADO NO PROJETO
DE CAIXA DE DIREÇÃO PARA VEÍCULOS FÓRMULA SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado a Faculdade de Engenharia da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Aprovada em 15 de fevereiro de 2016.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr., Marcos Martins Borges
Universidade Federal de Juiz de Fora

Prof. Ms., Vitor Mainenti Leal Lopes
Universidade Federal de Juiz de Fora

Prof. Dr., Moisés Luiz Lagares Júnior
Universidade Federal de Juiz de Fora

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus que sempre esteve à frente em todas as decisões, projetos e realizações da minha vida, inclusive neste trabalho.

Aos meus pais, palavras não são suficientes para agradecer toda dedicação, suporte e ensinamentos que moldaram meu caráter e personalidade, eu amo vocês. À minha irmã Danielle e meu cunhado Guilherme que sempre estiveram prontos para me apoiar e socorrer no que fosse preciso. Meu irmão Daniel pela sua amizade e companheirismo.

Aos meus amigos que de alguma forma participaram da minha vida nesse tempo de graduação, muito obrigado. Aos membros da Equipe Escuderia UFJF que sempre estavam dispostos a contribuir para realização deste trabalho: sem a contribuição de vocês não teria sido possível a realização deste.

Aos meus professores (as) que compartilharam seu conhecimento e me instruíram para alcançar esse objetivo.

RESUMO

O trabalho aborda a aplicação da metodologia do processo de desenvolvimento de produto ao projeto de uma caixa de direção para a Equipe Escuderia UFJF de Fórmula SAE. Inicialmente realizou-se a revisão da literatura sobre o processo de desenvolvimento de produto e, dentre as diversas metodologias abordadas sobre esse processo, buscou-se as ferramentas que melhor se adequaram às particularidades da Equipe. O projeto foi desenvolvido nas macrofases de pré-desenvolvimento e desenvolvimento, e subdividido nas fases de planejamento do projeto, projeto preliminar, projeto conceitual e projeto detalhado. O desenvolvimento foi realizado de forma sequencial de modo que etapa seguinte era iniciada somente após o cumprimento de todas as tarefas da fase anterior. Foram realizadas simulações em sistema de CAD 3-D que conferiram credibilidade ao projeto. Ao fim do trabalho, apresentou-se o custo e obtido o detalhamento da caixa de direção, contendo os desenhos técnicos, e todas as informações necessárias para sua fabricação. Realizou-se ainda uma análise dos benefícios em adotar o processo de desenvolvimento de produto nos projetos da Equipe Escuderia UFJF.

Palavras-chave: Desenvolvimento de produto, Caixa de direção, Fórmula SAE.

ABSTRACT

This paper discusses the application of the product development methodologies applied to the design of a steering box for Escuderia UFJF Formula SAE Team. First of all, was made a review of literature about the product development process and than, after the search, selected the best tools for our particular team. The project was developed in pre-development and development macrostages and subdivided into project planning stage, preliminary design, conceptual design and detailed design. The development was performed sequentially so that the next step was started only after the previous stages were concluded. We also made a simulation in CAD system 3-D that gave credibility to the project. After the work, we presented the cost and obtained the details of the steering box, containing technical drawings and all the necessary information for us to manufacture and analyze the benefits of adopting the product development process in the projects of Escuderia UFJF Team.

Keywords: The Product Development, Steering box, F3 Formula SAE

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Fatores-chave para o sucesso em desenvolvimento de produtos	18
Figura 2 – Modelos de PDP em marketing.....	20
Figura 3 – Modelos de PDP em engenharia de produção.....	21
Figura 4 – Modelos de PDP em design	21
Figura 5 – Divisão do PDP em fases	22
Figura 6 – Custo comprometido e incorrido do produto durante o processo de projeto	23
Figura 7 – Modelo de referência de Rozenfeld	27
Figura 8 – Ilustração protótipo Fórmula SAE	29
Figura 9 – Etapas de projeto	33
Figura 10 – Razão de contato mostrada na montagem pinhão/cremalheira	45
Figura 11– Redução do limite de resistência à fadiga causado pelo acabamento superficial ..	47
Figura 12 – Fator geométrico em função do número de dentes	50
Figura 13 – Fator de velocidade K_v	51
Figura 14 – Fator de vida em função do número de ciclos.....	55
Figura 15 – Modo de aplicação da força no dente da engrenagem	67
Figura 16 – Características físicas e mecânicas do rolamento 6200 2Z.....	68
Figura 17 – Características físicas e mecânicas do rolamento 16004	69
Figura 18 – Arquitetura modular aplicada ao projeto.....	74
Figura 19 – Vista isométrica da caixa de direção projetada	77
Figura 20 – Vista explodida da caixa de direção projetada.....	77
Figura 21 – Simulação de deformação no dente do pinhão.....	79
Figura 22 – Sequência de montagem da caixa de direção	81

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Metodologia proposta por Medeiros	25
Tabela 2 – Processo proposto por Asimow	26
Tabela 3 – Metodologia de PDP segundo Rozenfeld	32
Tabela 4 – Requisitos do cliente.....	36
Tabela 5 – Requisitos do produto	36
Tabela 6 – Requisitos dos clientes e projeto classificados quanto à importância	37
Tabela 7 – Engrenagens de dente reto , módulo 1 e ângulo de pressão 20°	41
Tabela 8 – Engrenagem selecionada	41
Tabela 9 – Cremalheiras de dente reto e ângulo de pressão 20°	42
Tabela 10 – Cremalheira selecionada.....	42
Tabela 11 – Fatores Generalizados de Resistência à Fadiga para Materiais Dúcteis.....	46
Tabela 12 – Fator de confiabilidade Kr	47
Tabela 13 – Fator de sobrecarga Ko	52
Tabela 14 – Fatores de montagem Km.....	52
Tabela 15 – Resistência à fadiga superficial Sfe	54
Tabela 16 – Fator de confiabilidade Cr	55
Tabela 17 – Coeficiente elástico para engrenagens de dentes retos $\sqrt{(Mpa)}$	57
Tabela 18 – Fator de modificação superficial de Marin.....	61
Tabela 19 – Efeito da temperatura de operação sobre a resistência à tração de aço	63
Tabela 20 – Fator de confiabilidade Ke.....	64
Tabela 21 – Fator concentrador de tensão de flexão e contato.....	65
Tabela 22 – Tabela de dimensionamento de chaveta	72
Tabela 23 – Componentes da caixa e processo de fabricação	76
Tabela 24 – Especificação dos componentes da caixa de direção.....	80
Tabela 25 – Detalhamento do custo da caixa	83

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E SÍMBOLOS

PDP	Processo de desenvolvimento de produto
SAE	Sociedade de engenheiros da mobilidade
CAD	Desenho assistido por computador
QFD	Desdobramento da função qualidade
e	Espaço percorrido em uma rotação do pinhão
d_p	Diâmetro primitivo do pinhão
c	Curso total da cremalheira
N_v	Número de voltas no volante
N_p	Número de dentes
CR	Razão de contato
r_{ap}, r_{ac}	Raios de adendo do pinhão e da coroa
r_{bp}, r_{bc}	Raios da circunferência de base do pinhão e da coroa
C	Distância entre os centros das engrenagens
P_b	Passo de base
ϕ	Ângulo de pressão
S_n	Limite de resistência à fadiga
S'_n	Limite de resistência à fadiga padronizado por R.R Moore
C_L	Fator de carga
C_G	Fator gradiente
C_S	Fator de superfície
k_r	Fator de confiabilidade
k_t	Fator de temperatura
k_{ms}	Fator de tensão média
S'	Limite de resistência à fadiga considerando fator de segurança
σ	Tensão de flexão dos dentes
F_t	Componente tangencial da força
P	Passo diâmetral
b	Largura da face do dente da
J	Fator geométrico da engrenagem de dentes retos
k_v	Fator de velocidade

k_o	Fator de sobrecarga
k_m	Fator de montagem
S_H	Limite de resistência à fadiga superficial
S_{fe}	Resistência à fadiga superficial
C_{Li}	Fator de vida
C_r	Fator de confiabilidade
S'_H	Processo de desenvolvimento de produto
C_p	Coefficiente elástico
I	Fator geométrico
R	Relação de diâmetros do pinhão e da coroa
N	Fator de segurança
S_e	Limite de Resistência à fadiga corrigido
S_{ut}	Limite de resistência à tração
k_f	Fator de concentração de tensão por flexão
k_{fs}	Fator de concentração de tensão por torção
M_a	Momento fletor alternante
T_m	Torque médio
L	Vida correspondente à carga radial F_r , comprimento da chaveta
L_R	Vida correspondente à capacidade
C	Capacidade de carga do mancal
S_y	Limite de escoamento
F_r	Componente radial da força
K_a	Fator de modificação de condição de superfície
K_b	Fator de modificação de tamanho
K_c	Fator de modificação de carga
K_d	Fator de modificação de temperatura
K_e	Fator de modificação de confiabilidade
K_f	Fator de modificação para outros efeitos
S'_e	Limite de resistência à fadiga

SUMÁRIO

1	<u>INTRODUÇÃO.....</u>	<u>14</u>
1.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS	14
1.2	JUSTIFICATIVA.....	15
1.3	OBJETIVOS	16
1.4	ESTRUTURA DO TRABALHO	32
2	<u>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</u>	<u>188</u>
2.1	PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO (PDP).....	18
2.2	METODOLOGIAS DE PDP.....	233
2.3	O PROJETO FÓRMULA SAE	288
2.4	A EQUIPE ESCUDERIA UFJF	299
2.5	O SISTEMA DE DIREÇÃO	300
2.6	DEFINIÇÃO DA METODOLOGIA	322
3	<u>DESENVOLVIMENTO.....</u>	<u>34</u>
3.1	PLANEJAMENTO DE PROJETO	34
3.2	PROJETO PRELIMINAR	36
3.2.1	AVALIAÇÃO DAS RESTRIÇÕES E REQUISITOS DE PROJETO.....	37
3.2.2	DIMENSIONAMENTO DE COMPONENTES	39
3.3	PROJETO CONCEITUAL	72
3.3.1	ANÁLISE ARQUITETÔNICA DO PRODUTO	73
3.3.2	SELEÇÃO DE MATERIAIS	744
3.3.3	PROCESSOS DE FABRICAÇÃO	755
3.3.4	PROTOTIPAGEM VIRTUAL.....	766
3.3.5	SIMULAÇÕES.....	788
3.4	PROJETO DETALHADO	799
3.4.1	SEQUENCIA DE MONTAGEM.....	800
3.4.2	LUBRIFICAÇÃO.....	811
3.4.3	CUSTOS.....	822

<u>4</u>	<u>RESULTADOS.....</u>	<u>844</u>
<u>5</u>	<u>CONCLUSÕES</u>	<u>855</u>
	<u>ANEXO 1 – DESENHO TÉCNICO DOS COMPONENTES DA CAIXA DE DIREÇÃO.....</u>	<u>877</u>
	<u>ANEXO 2 – RELATÓRIO DE SIMULAÇÃO NOS DENTES DO PINHÃO</u>	<u>96</u>
	<u>ANEXO 3 – RELATÓRIO DE SIMULAÇÃO NOS DENTES DA CREMALHEIRA.....</u>	<u>1077</u>
	<u>ANEXO 4 – TERMO DE AUTENTICIDADE</u>	<u>1177</u>

1 INTRODUÇÃO

A Universidade vai muito além de aulas teóricas e práticas. Ela está fundamentada sobre 3 pilares: ensino, pesquisa e extensão, cada um com sua devida importância na formação final do aluno. Projetos como competições universitárias, iniciação científica, treinamento profissional, bolsas de extensão, monitoria, além de estágio curricular e extracurricular, representam uma importante etapa na formação de um bom profissional.

1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

O processo de desenvolvimento de produto (PDP), é hoje considerado uma ferramenta indispensável para o sucesso da indústria. Segundo (RIMOLI, 2001), a constante evolução tecnológica assim como a forte concorrência no mercado, tem levado as empresas a cada vez mais desenvolver seus métodos de projeto e produção, permitindo assim uma adaptação rápida de seus produtos para atender as necessidades e expectativas dos clientes. Atualmente, as equipes de PDP não são formadas mais apenas por engenheiros e desenhistas, a tarefa de desenvolvimento de produto se tornou multidisciplinar, envolvendo toda empresa, necessitando assim de uma cooperação entre pesquisa e desenvolvimento, manufatura (produção) e setor de marketing.

No decorrer do curso, dada a ocasião de participar de projetos, mais especificamente na área automotiva, surgiu a oportunidade do desenvolvimento de um sistema de direção para veículos de competição estudantil. Através da utilização das ferramentas de PDP, o presente trabalho visa a realização do projeto de uma caixa de direção a ser utilizada pela Equipe Escuderia UFJF, time de graduandos em Engenharias - Mécânica, Elétrica e Produção - e Ciências Exatas da UFJF (Universidade Federal de Juiz de Fora), em competições de Fórmula SAE (Sociedade de Engenheiros da Mobilidade).

1.2 JUSTIFICATIVA

A participação em projetos possibilita aplicações práticas de teorias previamente estudadas em aula, além de buscar conhecimentos extras já aplicados em indústrias ou ideias inovadoras. Aliado ao aprendizado coletivo dado pelo trabalho em equipe, cumprimento de cronogramas e busca de recursos, o desenvolvimento da caixa de direção do veículo Fórmula SAE abrange características essenciais a formação de um profissional de Engenharia. Nesses projetos é permitido ao aluno um contato mais próximo de situações e problemas reais voltados a sua formação, bem como o despertar de interesses por áreas específicas dentro do curso.

Na competição Fórmula SAE, a iniciativa de desenvolvimento do veículo parte dos alunos, com isso soluções precisam ser encontradas para as diversas particularidades do projeto. No sistema de direção, algumas partes como: volante, braços de direção e terminais podem ser encontrados e incorporados mais facilmente, pois peças de veículos de passeio podem ser adaptadas, conforme o projeto. Tais peças e adaptações satisfazem um dos principais requisitos da equipe: o baixo custo.

Porém, uma das mais importantes partes do sistema, a caixa de direção não é encontrada no mercado de forma a atender as especificações do Fórmula, muito em função das peculiaridades utilizadas por cada equipe. Sua adaptação também não é simples como as feitas em terminais e braços de direção. Então, tem-se a necessidade da equipe desenvolver uma caixa de direção específica para seu projeto; principal motivação para este trabalho.

Durante a pesquisa de mercado foram encontrados modelos de caixas de direção usados em projetos como BAJA SAE, Fórmula VEE. O custo destes modelos de caixa varia entre R\$980,00 a R\$1300,00, porém as necessidades de modificações para sua aplicação as tornam inviável.

1.3 OBJETIVOS

De todas as formações profissionais da engenharia, demonstram-se perceptíveis a necessidade de senso crítico, visão sistêmica e caráter de otimização. O foco proposto neste trabalho é projetar uma caixa de direção a ser utilizada pela Equipe Escuderia UFJF em competições Fórmula SAE.

Tem-se por principal objetivo, a elaboração da caixa de direção através do uso da metodologia de desenvolvimento de produto, com protótipo virtual em sistema de CAD 3D. O produto deverá levar em consideração desde sua concepção, verificação das necessidades do cliente, especificações, desenvolvimento e detalhamento, até a realização de simulações. Sempre em consonância à todas as características do projeto do veículo desenvolvido pela Equipe Escuderia.

Os resultados almejados a partir de tais objetivos passam desde a viabilidade de aplicação, adequação ao projeto, além da confiabilidade do sistema desenvolvido.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

As motivações, a abordagem do assunto proposto, bem como a metodologia adotada, o escopo e os objetivos são tratados no capítulo 1.

No Capítulo 2 foi feito o levantamento bibliográfico e conceitos que são base para o estudo da metodologia aplicada no processo de desenvolvimento de produto. Também são apresentados dados da Equipe Escuderia UFJF.

O conteúdo do Capítulo 3 diz respeito aos cálculos e simulações; onde são consolidados, portanto, os conceitos abordados no capítulo 2. A partir do levantamento dos requisitos de projeto, iniciou-se a etapa de desenvolvimento, são apresentados cálculos preliminares para a definição dos componentes que formam a caixa de direção. O projeto é detalhado e determina-se os materiais e os processos de fabricação que deverão ser utilizados.

Em seguida, no Capítulo 4, consolida-se os resultados obtidos, discute a utilização da metodologia e comenta-se sobre as abordagens e a importância da aplicação desta metodologia para a equipe.

Por fim, no Capítulo 5, conclui-se a cerca do presente estudo comparando os resultados alcançados com as metas que foram estabelecidas no objetivo do trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão da literatura oferece uma visão do processo de desenvolvimento do produto, sua importância para a indústria e a forma com que ele é dividido. As diferentes metodologias presentes nesse tipo de processo são apresentadas, evidenciando a importância dada pelos autores para cada fase do projeto, e o grau de importância dado por eles para essas cada etapa. São ainda abordados neste capítulo a competição Fórmula SAE, a Equipe Escuderia UFJF e os sistemas de direção.

2.1 PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO (PDP)

O sucesso da empresa depende do sucesso de novos produtos. Desta forma, RIMOLI (2001) considera seis fatores, ditos como fatores-chave, para o sucesso do produto: pessoas, estratégia, informação, processo, estrutura organizacional e administração.

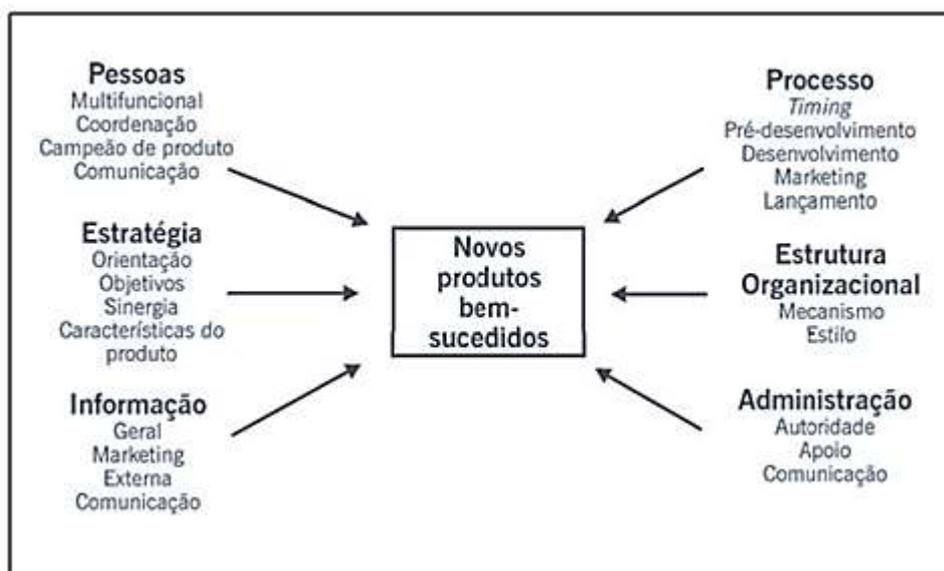


Figura 1: Fatores-chave para o sucesso em desenvolvimento de produtos

Fonte: (RIMOLI, 2001).

Mesmo com todo desenvolvimento da tecnologia, a atividade de projetar continua sendo executada exclusivamente por seres humanos. Existem várias ferramentas, programas

computacionais de suporte, porém não há máquina capaz de realizar a atividade de projetar por si só. ROMEIRO (2010) afirma que projetar não é uma atividade em que se pode ensinar ou explicar, como por exemplo nas disciplinas descritivas, pois projetar envolve uma grande quantidade de conhecimentos que só são adquiridos com a prática. Existem hoje ferramentas de CAD bastante avançadas que permitem a realização de simulações virtuais do projeto, trazendo diversas melhorias ao conceito, antes que esse seja levado para a fase de produção.

Romeiro (2010) ainda afirma que existem três tipos básicos de conhecimentos necessários para projetar:

1. Conhecimento para gerar ideias: depende do conhecimento e habilidades específicas do projetista dentro do domínio a que pertence o objeto a ser projetado.
2. Conhecimento para avaliar conceitos: provêm da experiência e da qualificação formal do projetista, obtidas por exemplo no curso de engenharia, ou em outros tipos de treinamentos.
3. Conhecimentos para a estruturação de habilidades específicas de projeto: associado a capacidade de solução de problemas e as estratégias usadas a fim de se reduzir a complexidade das tarefas de projeto, usando de ferramentas como, por exemplo, a prototipagem, croquis, diagramas, entre outros.

Um projeto começa a ser desenvolvido na geração de ideias e captação das necessidades dos seus clientes. Romeiro (2010) classifica o PDP como uma sequência de etapas sucessivas, nos quais as ideias inicialmente tomadas, vão se transformando em especificações detalhadas do produto e, com isso, o nível de incerteza do produto diminui à medida que o projeto avança. O escopo deve sempre caminhar buscando soluções que atendam as necessidades pré-estipuladas.

Diversas soluções de PDP são encontradas na literatura e cada autor trata de forma diferente, considerando uma ou outra fase mais importante ao processo. Sabe-se que não existe apenas uma metodologia de PDP correta, são vários modelos, cada um com suas abordagens. Portanto, cabe a empresa, de acordo com suas limitações e necessidades, optar pela metodologia que melhor se adéqua a seu projeto, ou até mesmo a adaptação de outras, ou seja: as empresas precisam desenvolver seu próprio modelo de PDP usando como base os modelos existentes.

Importar modelos de PDP, casos descritos na literatura ou modelos desenvolvidos por empresas cujas realidades são diferentes podem representar resultados abaixo das expectativas (ROMEIRO, 2011). Já (GRIFFIN, 1997) afirma que o sucesso da empresa está

na manutenção de processos de desenvolvimento de produtos atualizados a fim de minimizar possíveis desvantagens competitivas. Buss e Cunha (2002) apresentam em tabelas os resultados de pesquisas realizadas nas áreas de marketing, engenharia de produção e design, mostrando modelos de PDP utilizados nessas áreas.

(Dickson, 1997)	(Crawford, 2000)	(Park & Zaltman, 1987)	(Kotler, 1998)
Geração de Ideias	Identificação e Seleção de Oportunidades	Geração de Ideias	Geração de Ideias
Desenvolvimento de Conceito	Geração de Conceito	Seleção de Ideias	Triagem de Ideias
Plano de Desenvolvimento	Avaliação de Conceito/Projeto	Conceito do Produto	Desenvolvimento e Teste
Desenvolvimento e Teste	Desenvolvimento Técnico	Análise de <i>Performance</i> de Mercado	Estratégia de Marketing
Lançamento	Lançamento	Desenho do <i>Mix</i> de Marketing	Análise Comercial
		Testes de Mercado	Desenvolvimento do Produto
		Comercialização	Testes de Mercado
			Comercialização

Figura 2: Modelos de PDP em marketing.
Fonte: (BUSS E CUNHA, 2002)

(Rozenburg & Eeckles, 1995)	(Pahl & Beitz, 1996)	(Kaminski, 2000)	(Nan Sun, 1990)
Análise do Problema	Especificação do Projeto	Especificação Técnica da Necessidade	Necessidade Social
Síntese das Soluções	Projeto Conceitual	Estudo de Viabilidade	Requerimentos Funcionais
Simulação das Soluções	Projeto Preliminar	Projeto Básico	Atributos de Produto
Avaliação do Projeto	Projeto Detalhado	Projeto Executivo	Protótipo
		Planejamento da Produção	Produto
		Execução	

Figura 3 – Modelos de PDP em engenharia de produção
 Fonte: (BUSS E CUNHA, 2002)

(Bonsiepe, 1984)	(Bruche Archer <i>apud</i> Bonsiepe, 1984)	(Bernhard Burdek <i>apud</i> Bonsiepe, 1984)
Problematização	Estabelecimento de Programa	Problema
Análise	Coleção de Dados	Análise da Situação
Definição do Problema	Análise	Definição do Problema
Anteprojeto	Síntese	Concepção (Geração de Alternativas)
Avaliação	Desenvolvimento	Avaliação, Escolha
Realização	Comunicação	Realização
Análise Final		

Figura 4 – Modelos de PDP em *design*
 Fonte: (BUSS E CUNHA, 2002)

Os projetos de desenvolvimento de produto podem ser divididos em fases e estas podem ocorrer sequenciadas, de forma que uma se inicie após o término da anterior ou de forma simultânea. Como já mencionado, existem vários modelos de referência disponíveis na

literatura, ficando a cargo da empresa o desenvolvimento do melhor processo para seu projeto, suprimindo ou acrescentando fases de acordo com sua necessidade. Na figura 6, observa-se modelos de PDP divididos em fases.

Sabe-se que com o avanço do processo de desenvolvimento, a complexidade tende a aumentar, então é importante uma atenção dedicada a fase de pré-desenvolvimento do produto. Tal atenção facilitará o trabalho dos projetistas nas fases seguintes, tornando possível o desenvolvimento de soluções eficazes para o produto.

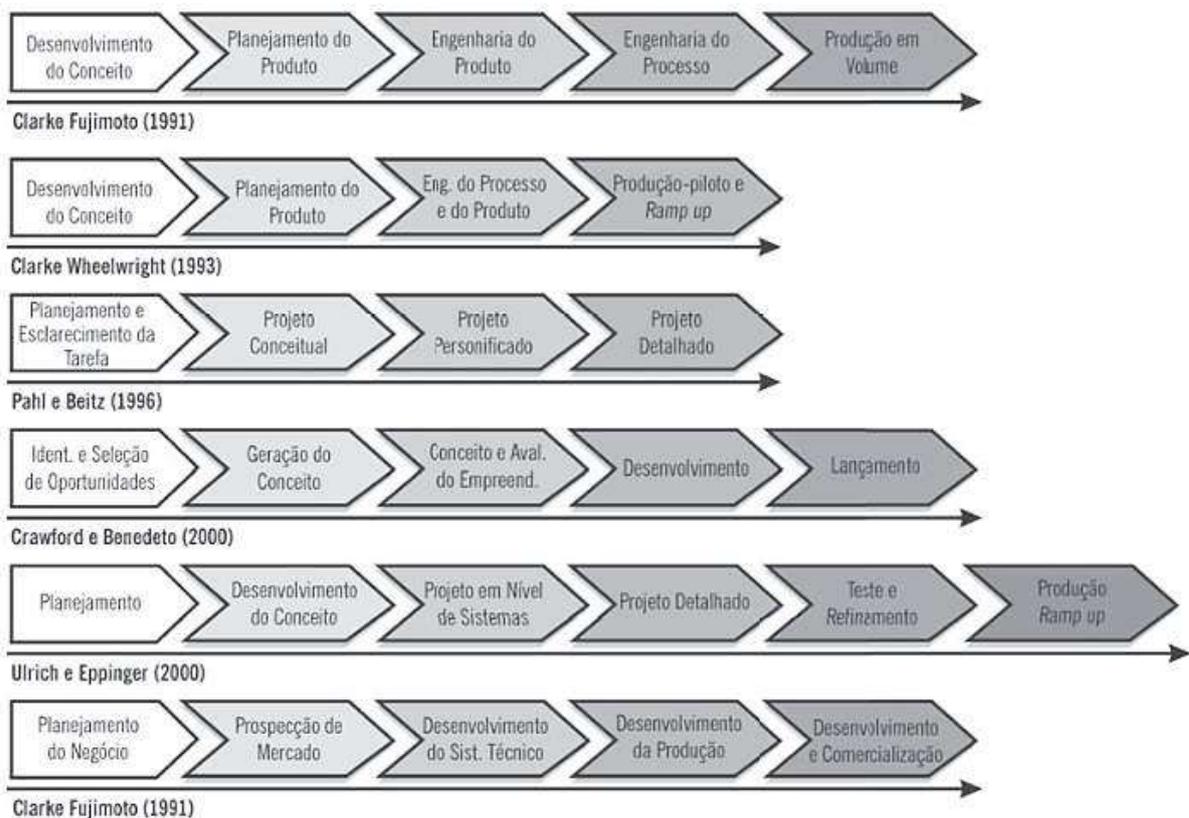


Figura 5 – Divisão do PDP em fases
Fonte: (CODINHOTO, 2013)

Dieter e Schmidt (2009) destacam como comprometimento dos custos como uma das principais vantagens no uso do PDP para as empresas. Esta vantagem pode ser vista na figura 7, onde apenas um quinto do custo incorrido para se produzir está envolvido nas etapas de PDP e os 80% restantes na manufatura. Por outro lado a figura mostra que o custo comprometido na etapa de PDP representa mais de 80% do total comprometido.

Entende-se que a fase de PDP, envolve uma pequena parcela do custo do produto, que os erros encontrados e corrigidos nessa fase, não trarão grandes prejuízos a empresa, porém as decisões tomadas nessa fase tem um maior efeito sobre o custo total do produto.

Logo, entende-se que é de extrema importância a realização de um PDP eficiente, uma vez esta é uma fase que envolve uma pequena parcela do custo, mas que gera e avalia conceitos que irão fornecer decisões mais acertadas para as fases seguintes de projeto. Os erros encontrados e corrigidos aqui, terão um efeito maior sobre o custo total do produto. Problemas que passam despercebidos pela fase de PDP e que são encontrados apenas durante a produção do produto podem custar muito caro a empresa, podendo até levá-la a falência.

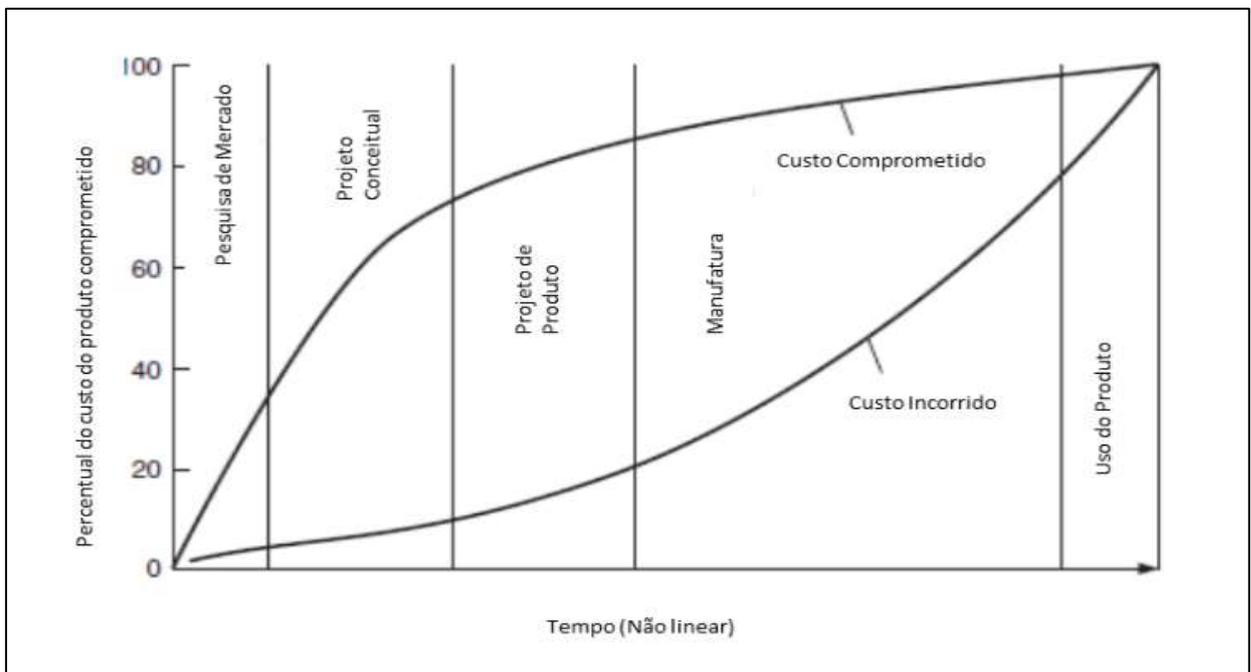


Figura 6: Custo comprometido e incorrido do produto durante o processo de projeto

Fonte: (DIETER, 2009) adaptado.

2.2 METODOLOGIAS DE PDP

O desenvolvimento de projeto de produto consiste basicamente na transformação de ideias e informações em representações bi ou tridimensionais. A atividade principal de transformação ocorre entre um estágio inicial de busca de informações, assimilação, análise e síntese; e um estágio conclusivo no qual as decisões tomadas são organizadas num tipo de

linguagem que possibilite a comunicação e arquivamento dos dados e a fabricação do produto (Romeiro, 2011). É possível a associação do processo de desenvolvimento de produto com o processo de solução de problemas, que passa por etapas semelhantes durante o seu desenvolvimento.

Um projeto de produto, além de possuir qualidades estéticas é necessário que atenda satisfatoriamente demais requisitos como apresentar viabilidade econômica e técnica, levando em consideração os equipamentos disponíveis para sua produção, e também viabilidade de materiais. Munari (1975) apresenta uma metodologia que possui os seguintes pontos principais:

- Enunciado do problema – Após realização de análise das necessidades, o problema deve ser bem definido. Essa determinação do problema é muito importante, pois uma vez que feita de forma equivocada, pode comprometer todo o processo.
- Identificação dos aspectos e funções – Análise do problema em dois aspectos, o físico e o psicológico. O físico que está relacionado com as formas de produção que serão utilizadas na construção do produto e o psicológico que relaciona o produto com seu usuário.
- Limites para o projeto – Vida útil do produto, escolha de componentes já existentes, limites legais e exigências do mercado.
- Disponibilidade técnica – Conhecimento pleno dos materiais e processos empregados no produto, de forma que se consiga obter o melhor resultado com menor custo.
- Criatividade – Ferramenta principal na busca da melhor solução para o problema respeitando os limites e as necessidades do projeto, apresentando então uma solução nova e eficaz para o problema.
- Modelos – A partir da síntese criativa, nascem os modelos, que podem ser em tamanho natural ou escala, passando por subsequentes etapas de detalhamento até atingir o produto final, com a construção de protótipo.

A metodologia de Munari serviu de base para o desenvolvimento de vários processos metodológicos com características bastante singulares de acordo com as suas aplicações e reforça a comparação entre solução de problemas com o processo de desenvolvimento de produto.

Medeiros (1981) apresentou uma revisão detalhada sobre as metodologias aplicadas ao processo de desenvolvimento de produto, com isso montou uma proposta de modelo final.

A tabela 2 mostra a metodologia proposta por ele, que possui um elevado grau de detalhamento, principalmente nas etapas iniciais de análise, e a determinação dos diferentes níveis de projeto.

Tabela 1 – Metodologia proposta por Medeiros

Etapas de identificação	Identificação inicial do contexto de projeto (situação do projeto, processos de solução, produtos e política existentes, mercado e normas de legislação)
	Identificação dos fabricantes e usuários
	Planejamento do trabalho (definição do escopo do projeto, do produto ou sistema de produtos)
	Viabilização do projeto
Etapas de análise	Análise do processo de trabalho
	Análise das tarefas de comando (importância, frequência e tempo de uso)
	Análise dos fatores antropométricos
	Análise das condições ambientais
	Análise das tarefas de manutenção
	Análise dos fatores morfológicos
	Análise dos fatores de operação (sistema, subsistemas e funções técnicas do produto, obsolescência)
	Análise dos fatores de difusão
	Análise dos fatores de produção
	Análise e avaliação dos produtos existentes
Etapas de definição dos requisitos	Definição dos requisitos e restrições
	Definição de características e subsistemas do produto
	Fracionamento e hierarquização dos subsistemas do produto
	Programação da etapa seguinte
Etapas de desenvolvimento	Desenvolvimento de alternativas de concepção do produto como um todo
	Avaliação e seleção de alternativas de concepção
	Avaliação e seleção de alternativas para o produto
	Desenvolvimento de alternativas para cada subsistema
	Detalhamento da solução para cada subsistema
	Desenvolvimento de alternativas para cada componente
	Avaliação e seleção de alternativas para cada componente
	Detalhamento da solução para cada componente
	Desenvolvimento de alternativas para cada peça
	Avaliação e seleção de alternativas para cada peça
	Detalhamento da solução para cada peça
	Desenvolvimento da concepção formal – avaliação da compatibilização dos subsistemas – execução de modelos e desenhos
	Etapas de testes
Revisão de projetos	Revisão de documentação

Fonte: (MEDEIROS, 1981)

A forma como o autor divide o processo, permite a realização tanto de etapas em sequências lineares, quanto a realização em paralelo, permitindo assim, de acordo com as características do projeto e da equipe, a realização de etapas simultâneas.

Asimow (1968), considera em seu processo metodológico um crescente nível de detalhamento, que tem como característica principal uma abordagem mais ampla dos processos. Durante todo seu processo, é comum a repetição de etapas como avaliação e revisão, tornando o processo mais dinâmico, podendo então retornar a etapas já concluídas anteriormente a fim de realizar correções, priorizando a qualidade da etapa de análise e conceituação do projeto. A tabela a seguir mostra o processo metodológico de Asimow, com suas principais características:

Tabela 2 – Processo proposto por Asimow

Estudo de exequibilidade	Análise das necessidades	Formulação
	Identificação do problema	Análise e síntese
	Concepção para o projeto	Concepção
	Análise física Análise econômica Análise financeira	Avaliação
Projeto preliminar	Seleção de concepção	
	Modelos matemáticos Análise de sensibilidade Análise de compatibilidade Análise de estabilidade Otimização formal Projeções para o futuro Previsão do comportamento do sistema Verificação da concepção do projeto Simplificação do projeto	Desenvolvimento
Projeto detalhado	Preparação para o projeto	Avaliação
	Projeto geral de subsistemas Projeto geral de componentes Projeto detalhado das partes Desenhos de montagem Construção do protótipo	Execução
	Programa de testes	Revisão
	Análise e revisão	Avaliação
	Reprojeto	Revisão

Fonte: (ASIMOW, 1968)

Um modelo mais recente para o desenvolvimento de novos produtos foi apresentado por Rozenfeld (2006). O autor apresenta em seu livro um modelo detalhado que tem como base três macroprocessos: pré-desenvolvimento, desenvolvimento e pós-desenvolvimento.

O processo proposto pelo autor é mostrado na figura a seguir:

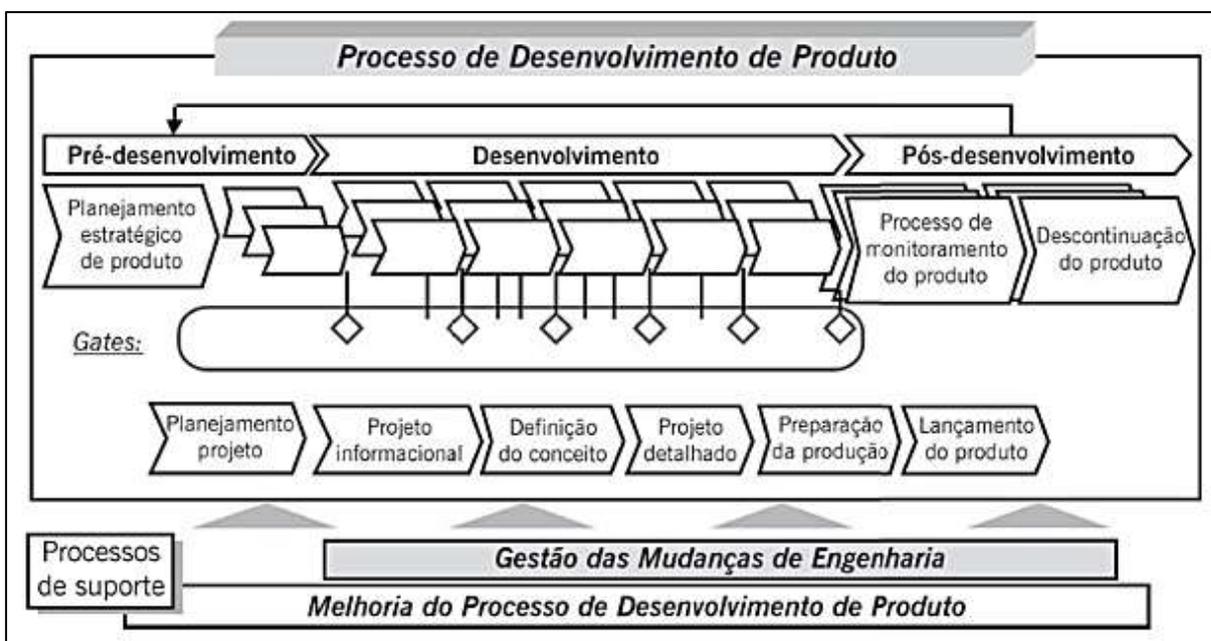


Figura 7: Modelo de referência de Rozenfeld
Fonte: (ROZENFELD, 2006)

Conforme mostrado na figura, o autor divide cada macrofase em fases, e cada uma dessas fases entregam um pacote de resultados que, após serem analisados, permitem que o processo avance para a fase seguinte.

- Pré-desenvolvimento
 - Planejamento estratégico - é responsável pela determinação do portfólio da empresa, definindo portanto produtos que entram em linha ou deixam de existir e quando isso ocorre.
 - Planejamento do projeto - fase onde ocorre a definição do escopo do projeto, a viabilidade, assim como prazos, recursos, estimativa de custos, entre outros.
- Desenvolvimento
 - Projeto informacional - transforma a saída da fase anterior de planejamento em especificações do projeto, estabelecendo portanto metas para os parâmetros identificados anteriormente.
 - Projeto conceitual - responsável pela transformação da linguagem verbal em linguagem geométrica, nessa fase é montada a arquitetura do projeto que consiste

num arranjo esquemático dos componentes. Ainda nessa fase, inicia-se a busca por fornecedores para os principais componentes.

- Projeto detalhado - fase ocorre a descrição do produto, dimensionamento de seus componentes, planejamento da produção do produto, realização de testes e organização da documentação.
- Preparação da produção - conta com a preparação dos dispositivos de fabricação, produção da pré-série, capacitação de pessoal e desenvolvimento de fornecedores.
- Lançamento do produto - fase que encerra essa macrofase de desenvolvimento, nessa fase são desenvolvidos todos os processos de marketing, logística e assistência técnica para o lançamento do produto.
- Pós-desenvolvimento
 - Acompanhamento do produto/processo - importante fase onde é avaliada a satisfação do cliente, e o processo de desenvolvimento é auditado.
 - Descontinuação do produto - fase responsável pela análise e determinação do fim da produção do produto, assim como o encerramento do projeto.

2.3 O PROJETO FÓRMULA SAE

A competição surgiu nos EUA em 1981, em substituição a chamada Mini-Yndi, motivada pela carência que havia na época de engenheiros qualificados a trabalhar com veículos de alta performance. Em 2004 foi organizada a primeira competição do fórmula SAE no Brasil.

Trata-se de uma competição de desenvolvimento de produto, onde o estudante deve desenvolver todo o carro, desde a concepção, projeto, fabricação e competir com este veículo do tipo fórmula.

Hoje a competição acontece em 6 países (Alemanha, Austrália, Brasil, Estados Unidos, Inglaterra e Itália) e a competição dos Estados Unidos reúne os melhores carros classificados nas competições dos outros países, tornando-se uma etapa Mundial do Fórmula SAE.



Figura 8 – Ilustração protótipo Fórmula SAE
Fonte: (LEXICAR BRASIL, 2014)

A competição é regida por um rigoroso regulamento. Os alunos devem adaptar-se à desenvolver ideias aderentes a esse regulamento, trabalhando geralmente com baixo orçamento, tendo assim que desenvolver a capacidade de minimizar os custos, simplificar a fabricação e adequar seu projeto para as necessidades da equipe. Os estudantes também precisam se aprofundar no conhecimento dos sistemas veiculares para poderem realizar o projeto desde a concepção da ideia.

Esse tipo de competição tem um importante papel na formação do engenheiro, uma vez que o aluno precisa aprender a trabalhar em equipe, lidar com gestão de prazos, metas e custos, desenvolver o espírito de liderança e ter uma visão antecipada daquilo que poderá encontrar quando for trabalhar na indústria. Com isso existe um grande interesse por parte das empresas do ramo automobilístico sobre esse tipo de competição uma vez que os alunos que participam desses projetos adquirem um conhecimento prático e teórico nessa área.

2.4 A EQUIPE ESCUDERIA UFJF

A equipe Escuderia UFJF foi formada em 2012 e no início contava com apenas oito membros. Hoje a equipe conta com 31 membros, alunos das Engenharias Mecânica, Elétrica, Produção e Bacharelado em Ciências Exatas.

A ideia de criação da equipe surgiu ao longo da disciplina Contexto e Prática, onde foram propostos dois temas aos alunos: o primeiro foi o desenvolvimento de um diferencial para o veículo do projeto Baja SAE, que também é uma competição estudantil que possui uma equipe formada na UFJF e o segundo tema proposto foi o de iniciar o projeto de um veículo para a competição Fórmula SAE.

Em princípio, a equipe formada optou pela fabricação de um veículo movido por motor elétrico, pois acreditavam que assim conseguiriam parcerias com Departamentos do curso de Engenharia Elétrica, possibilitando a realização do projeto. Em 2014, a equipe decidiu mudar seu projeto para a construção de um veículo movido a motor de combustão interna e com isso o projeto se tornaria mais viável devido aos custos. Outro fator que motivou essa alteração foi o envolvimento de mais alunos da Engenharia Mecânica com maior interesse em desenvolver esse projeto.

O objetivo da equipe é participar pela primeira vez na competição que será realizada no final de 2016, e assim trabalha para que o projeto esteja pronto no mês de julho de 2016. O projeto é dividido em sete áreas, a saber: gestão, motor, transmissão, direção, suspensão, freio, estrutura e sistemas eletrônicos (telemetria).

2.5 O SISTEMA DE DIREÇÃO

A partir do momento em que o homem começou a utilizar veículos com rodas para sua locomoção e movimentação de cargas, a condição de manobrar um veículo passou a ser necessária. Desde então, o sistema de direção vem evoluindo, buscando sempre melhorar a dirigibilidade do veículo, sua capacidade de realização de manobras e a redução do esforço necessário ao condutor gerando com isso melhora na ergonomia.

Inicialmente era utilizado um tipo de sistema semelhante ao encontrado em pequenas embarcações dos dias de hoje, onde eixo central pivotado sobre um pino no centro do eixo das rodas permite a realização da manobra através de uma alavanca. Porém, esse tipo de sistema funcionava para veículos que desenvolviam pequenas velocidades como carroças e carruagens puxadas por cavalos.

Com o passar do tempo e com os avanços dos estudos feitos sobre o sistema de direção, algumas alternativas foram surgindo para facilitar a realização das manobras. A

patente desenvolvida por Rudolf Ackermann em 1818 pode ser considerada como uma das maiores contribuições para o desenvolvimento dos sistemas de direção: “O princípio de direção geometricamente correta”.

Para Ackermann as rodas dianteiras quando esterçadas a um mesmo ângulo tomando um ponto fixo (pivô) como referencial, se desgastavam mais pois sua trajetória seria diferente, com isso a uma das rodas iria deslizar para tentar corrigir essa trajetória. Sua ideia defende a diferenciação dos ângulos de esterçamento das rodas, de forma que a roda interna tenha um ângulo maior que a externa, compensando assim a diferença das distâncias percorridas por cada uma delas durante uma curva, corrigindo a trajetória e assim evitando a derrapagem e diminuindo o desgaste dos pneus.

Outra grande contribuição para o desenvolvimento do sistema de direção foi o desenvolvimento da caixa de direção. Antes, tinha-se um sistema simples de barras paralelas que funcionava, porém não era tão confiável e exigia um esforço maior do condutor para a realização das manobras. Esse tipo de dispositivo pode ser encontrado até hoje em alguns projetos devido a sua simplicidade de aplicação.

Os veículos evoluíram muito e com isso desenvolviam velocidades mais altas, para atender essa demanda foi necessário o desenvolvimento de outros tipos de caixa de direção. A partir do século XX foram adotadas caixas com sistemas de pinhão e cremalheira e também caixas com parafuso sem fim e coroa.

Hoje os sistemas de direção são formados basicamente por volante, o qual recebe o comando do motorista e transmite à coluna de direção que por sua vez leva esse comando (movimento circular) até o eixo da caixa de direção. Essa caixa normalmente é constituída de pinhão e cremalheira, porém existem outros tipos de mecanismos capazes de transformar o movimento circular recebido em movimento linear. Este movimento é transferido às barras de direção que são ligadas nas extremidades da cremalheira e aos terminais rotulares, que vão transmitir o movimento final as rodas, fazendo com que o veículo responda à solicitação de mudança de direção dada pelo condutor.

Mesmo com todos estes avanços, era necessário minimizar o esforço do motorista que ainda era grande ao realizar as manobras com o veículo. Com isso, tornou-se prático a utilização de sistemas que fornecessem força e surgiu então o sistema conhecido como direção assistida. A direção hidráulica, que é um sistema de direção assistida, possui uma bomba que fornece pressão ao óleo no sentido em que a cremalheira está se movendo, diminuindo então a força necessária a ser aplicada pelo condutor.

Outros tipos de sistemas assistidos surgiram depois deste, a exemplo da direção elétrica, que tem sido bastante aplicada aos veículos produzidos hoje em dia. Este tipo de sistema além de fornecer ao condutor uma direção mais leve que a hidráulica, é também considerado ecologicamente correto pois dispensa o uso do fluido utilizado nos sistemas hidráulico. Ainda tem como benefício uma melhora no rendimento do veículo, trazendo uma economia de combustível de quase 5% pois é um sistema independente que não consome potência direta do motor.

2.6 DEFINIÇÃO DA METODOLOGIA

O processo de desenvolvimento de produto deve ser realizado conforme a realidade da empresa, de forma que o melhor resultado possa ser obtido (ROMEIRO, 2011). Com o objetivo proposto, a equipe de projeto da Escuderia UFJF, pode ser vista como uma empresa. Sua estrutura é dividida em áreas de acordo com cada sistema do veículo. Desta forma a metodologia escolhida é decomposta em 3 macrofases: pré-desenvolvimento, desenvolvimento e pós-desenvolvimento, conforme o modelo de (ROZENFELD, 2006) e representado na tabela 1 abaixo:

Tabela 3: Metodologia de PDP segundo Rozenfeld

FASE	ETAPAS
PRÉ-DESENVOLVIMENTO	1 - Planejamento estratégico do produto
	2 - Planejamento de portfólio
	3 - Planejamento do projeto (anteprojeto)
DESENVOLVIMENTO	4 - Projeto preliminar
	5 - Projeto conceitual
	6 - Projeto detalhado
	7 - Preparação da produção
PÓS-DESENVOLVIMENTO	8 - Lançamento do produto no mercado
	9 - Acompanhamento do produto no mercado
	10 - Retirada e descarte do produto no mercado

Fonte: (ROZENFELD, 2006) adaptado

Neste trabalho, em função das características do projeto que visa ser usado apenas em competições estudantis, ou seja, sem fim comercial serão considerados apenas os itens 3, 4, 5 e 6 das macrofases de pré-desenvolvimento e desenvolvimento, mostrados na tabela 1.

A figura 1, mostra que essas etapas serão realizadas em sequência, e assim o grau de estruturação do projeto é melhorado em relação a etapa anterior, conforme ele avança.



Figura 9: Etapas de projeto
Fonte: (ROZENFELD, 2006) adaptado

3 DESENVOLVIMENTO

Neste capítulo, será apresentada a metodologia aplicada no desenvolvimento da caixa de direção para o veículo fórmula SAE, seguindo a metodologia tratada no capítulo 2. Seguem-se as fases estabelecidas de desenvolvimento: planejamento de projeto (anteprojeto), projeto preliminar, projeto conceitual e projeto detalhado.

3.1 PLANEJAMENTO DE PROJETO

Na fase de planejamento também conhecida como anteprojeto, foram levantadas as necessidades do cliente, determinadas restrições e requisitos do projeto com base no Regulamento Técnico da Competição Fórmula SAE. Essa fase é importante para a determinação do objetivo do projeto, de forma que ao final do desenvolvimento do produto as solicitações e restrições encontradas sejam atendidas.

Foram retiradas do artigo seis do regulamento disponibilizado pela SAE algumas regras que dizem respeito ao sistema de direção:

- O volante deve ser ligado mecanicamente para as rodas dianteiras, ficando desta forma proibido o uso de sistemas de acionamento elétrico de direção das rodas dianteiras.
- O sistema de direção deve possuir batentes mecânicos que impeçam o bloqueio do sistema, evitando também que os pneus entrem em contato com membros da suspensão, gaiola ou carenagem do veículo durante a realização das provas dinâmicas.
- São permitidos sistemas atuados por cabos, porém para esse tipo de sistema é necessário a apresentação de uma documentação adicional. Nessa documentação a equipe deve apresentar uma análise de falhas, desenho detalhado do sistema proposto e uma planilha de equivalência estrutural (SES) ou formulário de certificação de requisitos estruturais (SRCF). Esse relatório deve descrever a análise de funcionamento correto do sistema, modos de falhas potenciais, os efeitos de cada modo deste e as estratégias de eliminação de falhas aplicadas pela equipe. Essa documentação precisa ser analisada e aceita pela comissão responsável, a fim de validar a participação da equipe na competição.

- Devem ser utilizadas juntas mecânicas para ligação do eixo do volante ao eixo da caixa de direção, e esta precisa estar visível para a inspeção técnica.

Outro ponto importante que foi considerado nessa fase do projeto foram as necessidades do cliente que, neste caso, é a própria equipe. Essas necessidades foram listadas junto a suas justificativas.

- Segurança do piloto - o veículo atinge cerca de 105km/h de velocidade máxima, por isso é importante uma caixa de direção confiável, sem folgas. O projeto não deve apresentar superfícies que possam causar ferimento ao piloto ou a qualquer outro membro da equipe.
- Curso da direção - após realização de cálculos feitos pela equipe, concluiu-se que seria necessário um curso de direção de 140mm, para que o carro realizasse curvas com um raio mínimo de 4m, que são os menores raios de curvatura encontrados durante a competição. Além disso, com base na observação de veículos esportivos ao qual o projeto se assemelha, foi decidido pela equipe que o curso total da direção deveria ser obtido com 1,5 voltas no volante.
- Custo do projeto – o projeto conta com patrocínios para o desenvolvimento do veículo e por se tratar de uma equipe que está trabalhando no projeto de seu primeiro carro, é necessário que os custos de fabricação sejam compatíveis esta realidade. Desta forma, uma das principais necessidades colocadas pela equipe foi a concepção de um projeto que apresentasse baixo custo de fabricação.
- Peso - é considerado uma das principais preocupações da equipe, pois entende-se que um veículo mais leve, apresenta melhor desempenho para o projeto. A velocidade é importante nesse tipo de competição, logo, menor peso para a potência disponível permitirá que o veículo alcance maiores velocidades. Por outro lado, sabe-se que a otimização do projeto, afim de reduzir o peso do produto, é diretamente proporcional ao custo, pois a seleção de matérias mais leves e que apresentam a resistência necessária acarretam na aumento do custo do projeto. Desta forma, essas considerações serão avaliadas mais a frente no projeto.
- Baixa disponibilidade de equipamentos para a fabricação - os laboratórios disponibilizados pela Universidade contam com poucos equipamentos para realização do processo de fabricação do produto. Desta forma, é importante a simplificação do projeto e a consideração da utilização de componentes encontrados facilmente no

mercado, diminuindo assim a quantidade de componentes a serem fabricados nos laboratórios da Universidade.

Após a interpretação das informações e necessidades levantadas, essas foram organizadas nas tabelas 4 e 5, que são respectivamente os requisitos do cliente e requisitos do projeto.

Tabela 4: Requisitos do cliente

REQUISITOS DO CLIENTE
Baixo custo
Leve
Número total de voltas no volante - 1,5 voltas
Curso da cremalheira - 140 mm
Baixa disponibilidade de equipamentos para fabricação

Tabela 5: Requisitos do projeto

REQUISITOS DO PROJETO
Ligações mecânicas para as rodas dianteiras
Utilização de batentes mecânicos para restringir a movimentação dos braços de direção
Utilização de juntas mecânicas para ligação do volante a caixa (visível)
Segurança do piloto

Assim encerrou-se essa etapa, permitindo que o projeto avançasse para a etapa seguinte.

3.2 PROJETO PRELIMINAR

Nessa fase, ocorreu a validação das necessidades levantadas na etapa anterior, e foram determinados os requisitos do cliente e restrições do projeto. Neste processo, foram identificadas informações que haviam sido determinadas previamente, mas que deviam ser consideradas. Ferramentas tiradas do desdobramento da função qualidade (QFD) foram utilizadas para que as informações levantadas fossem transformadas em parâmetros de projeto.

Os cálculos preliminares dos componentes da caixa de direção foram realizados através das metodologias de elementos e projeto de máquinas.

3.2.1 Avaliação das restrições e requisitos de projeto

Nesta etapa, as informações identificadas na fase anterior foram avaliadas quanto a sua importância, seguindo a metodologia apresentada por (URICH E EPPINGER,2000), que tem como base a ideia do QFD.

As informações foram avaliadas numa escala de 1 a 5, onde cinco representa o valor de maior importância para o projeto. Essa etapa vai facilitar o trabalho mais a frente quanto à escolha dos materiais, processos de fabricação e soluções de montagem.

Tabela 6: Requisitos dos clientes e projeto classificados quanto à importância

REQUISITOS DOS CLIENTES E PROJETO	CLASSIFICAÇÃO
Baixo custo	5
Leve	3
Segurança do piloto	5
Baixa disponibilidade de equipamentos para fabricação	4
Ligações mecânicas para as rodas dianteiras	5
Utilização de batentes mecânicos para restringir a movimentação dos braços de direção	5
Utilização de juntas mecânicas para ligação do volante a caixa (visível)	5
Curso da direção - 140 mm	5
Número total de voltas no volante - 1,5 voltas	5

A tabela foi classificada conforme a identificação das principais necessidades. Os requisitos encontrados no regulamento foram todos classificados com valor cinco. Estes requisitos não podem ser deixados de lado durante o projeto, pois uma não conformidade encontrada durante a inspeção técnica e de segurança da competição pode impedir que a equipe participe das provas seguintes.

Os fatores peso e custo foram avaliados em conjunto e devido às condições da equipe o fator baixo custo foi considerado mais relevante, visto que tornar o projeto mais leve demandaria materiais que oferecessem a mesma resistência mecânica com um peso muito menor, e esse tipo de material representaria um aumento significativo no custo.

O fator segurança do piloto, foi o ponto mais importante considerado pela equipe. Uma vez que o veículo desenvolve velocidades acima de 100 km/h, é necessário que o projeto seja confiável e, para isso, cálculos e simulações foram realizados nas etapas seguintes,

garantindo que o produto resistirá aos esforços aos quais é submetido. Outro ponto importante na segurança do piloto e de toda equipe está relacionado às superfícies cortantes, pontas, entre outros que possam causar ferimento. Portanto as arestas das caixas serão todas filetadas e nenhuma ponta de parafuso deverá ficar exposta.

A baixa disponibilidade de equipamentos, que é uma carência da equipe, foi classificada com valor 4. Uma solução encontrada para essa restrição foi a utilização de componentes padronizados que pudessem ser encontrados facilmente no mercado, diminuindo assim o número de peças a serem fabricadas nos laboratórios da Universidade.

Outra restrição de projeto considerado com máxima importância foi o curso de direção e o número de voltas no volante. A equipe realizou cálculos com base na literatura de dinâmica veicular, e chegou ao valor de 140 mm de curso de direção e que este curso máximo deveria ser dado com 1,5 voltas no volante, ou seja, $\frac{3}{4}$ de voltas para cada lado. Esses valores serão os pontos de partida para o projeto da caixa e todo dimensionamento será realizado a partir destes. Essa a solicitação da equipe deve ser respeitada, sem alterações.

Outro ponto importante avaliado nessa fase do projeto foi a decisão de qual tipo de sistema a ser usado. O regulamento restringe a utilização de sistema com acionamento elétrico, portanto a decisão ficou entre o sistema da caixa de direção por pinhão e cremalheira e o sistema de direção atuado por cabo. Como já citado anteriormente, o funcionamento de um sistema por pinhão e cremalheira é o mais utilizados nos veículos hoje em dia, tornando mais fácil encontrar componentes padronizados no mercado para sua construção. Deste modo, este foi o sistema escolhido pela equipe para o projeto da caixa de direção.

Um importante parâmetro para esse projeto está relacionado com a ergonomia. A partir de pesquisas em fóruns e literaturas que tratam de veículos de alta desempenho, estimou-se que o torque máximo aplicado pelo piloto ao volante seria de aproximadamente 8,5 N.m, baseado no torque dado em um veículo tipo fórmula, que se assemelha ao veículo projetado pela equipe. Esse torque será tomado como parâmetro importante no cálculo da resistência do pinhão e cremalheira, aplicação dos rolamentos e cálculo da chaveta.

3.2.2 Dimensionamento de componentes

Para dimensionamento dos componentes, foi usada a metodologia de elementos e projeto de máquinas. No desenvolvimento destes cálculos algum parâmetros iniciais para o projeto precisaram ser tomados.

Foi estabelecido pela equipe que a caixa deveria ter um curso total de 140 mm de um batente ao outro, e que esse curso total deveria ser obtido com 1,5 voltas no volante.

Precisava-se determinar qual seria o esforço pelo qual a caixa era solicitada, após pesquisa em artigos e livros que tratavam deste assunto, encontrou-se um artigo voltado para o Fórmula SAE, nele o autor realizou um levantamento de diversos modelos de veículos de alta performance e o torque que era necessário para esterçar o volante de cada um desses na condição estática, condição essa em que a direção fica mais pesada, portanto necessário maior esforço. A partir deste artigo determinou-se como parâmetro de cálculo o torque máximo do veículo LOLA T332 mostrado no artigo, portanto $T = 8,5\text{Nm}$.

Definido esses parâmetros foi possível dar início a fase de dimensionamento, escolha e análise dos componentes que farão parte da caixa de direção. Considerou-se, utilizar o máximo de componentes que pudessem facilmente ser encontrados no mercado, facilitando portanto a fabricação da caixa através da padronização.

3.2.2.1 PINHÃO E CREMALHEIRA

O pinhão e a cremalheira são considerados os principais componentes da caixa de direção. Esses dois componentes atuam em conjunto para transformar o comando dado pelo condutor ao girar o volante, em deslocamento lateral das barras de direção, alterando a direção do veículo conforme solicitado.

3.2.2.1.1 Diâmetro primitivo

Foram definidos como parâmetro de projeto: curso total de cremalheira e o número de voltas no volante. A partir desses dados foi possível calcular o diâmetro primitivo da engrenagem.

A equação 1, mostra o espaço percorrido pelo pinhão referente a cremalheira em uma volta completa:

$$e = \pi \cdot d_p \quad (\text{Eq. 1})$$

Onde:

e : espaço percorrido em uma rotação do pinhão

d_p : diâmetro primitivo do pinhão

Tem-se que o curso total da cremalheira deve ser obtido com 1,5 voltas no volante, desta forma, a partir da equação 1, foi calculado o diâmetro primitivo do pinhão, para um curso de 140 mm de cremalheira.

$$d_p = \frac{c}{\pi \cdot Nv} \quad (\text{Eq. 2})$$

Onde:

c : Curso total da cremalheira

Nv : Número de voltas no volante

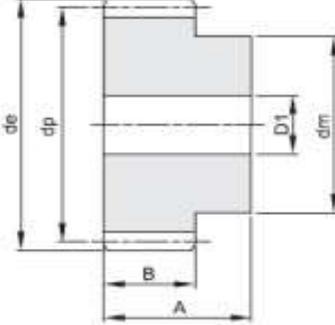
Portanto $d_p = 29,71$ mm.

3.2.2.1.2 Escolha do pinhão

A partir do cálculo do diâmetro primitivo, foi possível determinar em catálogos de fornecedores um modelo de engrenagem para o projeto. A tabela 7, foi usada na escolha da engrenagem.

Tabela 7: Engrenagens de dente reto , módulo 1 e ângulo de pressão 20°

CÓDIGO	Z n° dentes	d _a	d _p	d _m	D1	Peso (kg)
BE401010012	12	14	12	9	6	0,01
BE401010013	13	15	13	10	6	0,02
BE401010014	14	16	14	11	6	0,02
BE401010015	15	17	15	12	6	0,02
BE401010016	16	18	16	13	6	0,03
BE401010017	17	19	17	14	6	0,03
BE401010018	18	20	18	15	8	0,03
BE401010019	19	21	19	15	8	0,04
BE401010020	20	22	20	16	8	0,04
BE401010021	21	23	21	16	8	0,05
BE401010022	22	24	22	16	8	0,05
BE401010023	23	25	23	18	8	0,06
BE401010024	24	26	24	20	10	0,06
BE401010025	25	27	25	20	10	0,07
BE401010026	26	28	26	20	10	0,07
BE401010027	27	29	27	20	10	0,08
BE401010028	28	30	28	20	10	0,08
BE401010029	29	31	29	20	10	0,09
BE401010030	30	32	30	20	10	0,09
BE401010031	31	33	31	25	10	0,11
BE401010032	32	34	32	25	10	0,12
BE401010033	33	35	33	25	10	0,12
BE401010034	34	36	34	25	10	0,13
BE401010035	35	37	35	25	10	0,14
BE401010036	36	38	36	25	10	0,14
BE401010037	37	39	37	25	10	0,15
BE401010038	38	40	38	25	10	0,16
BE401010039	39	41	39	25	10	0,16
BE401010040	40	42	40	25	10	0,17
BE401010041	41	43	41	30	10	0,19



Fonte: (A.T.I BRASIL)

A tabela 8 , mostra todas as especificações encontradas para a engrenagem escolhida a partir do diâmetro primitivo calculado:

Tabela 8: Engrenagem selecionada

ENGRANAGEM DE DENTES RETOS AÇO SAE 1040 - sem tratamento	
ϕ	20°
m	1
Z	30 mm
DP	30 mm
DE	32 mm
DM	20 mm
D1	10 mm
B	15 mm
A	25 mm

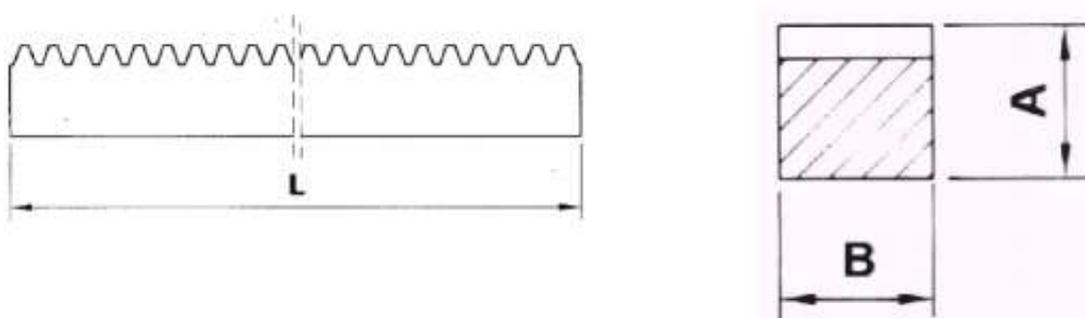
3.2.2.1.3 Escolha da cremalheira

Engrenagens que se acoplam precisam ter o mesmo módulo e ângulo de pressão. Sendo assim, a partir dos valores do pinhão escolhido, foi possível determinar a cremalheira para o projeto usando o mesmo catálogo de fornecedor.

Tabela 9: Cremalheiras de dente reto e ângulo de pressão 20°

CÓDIGO	MÓDULO	PASSO (mm)	COMPRIMENTO (L) 2000mm - A x B	PESO (KG)
BE490110200	1	3,1416	15 x 15	3,100
BE490115200	1,5	4,7124	17 X 17	4,000
BE490120200	2	6,2832	20 X 20	5,400
BE490125200	2,5	7,854	25 X 25	8,600
BE490130200	3	9,4248	30 X 30	12,500
BE490140200	4	12,5664	40 X 40	22,000
BE490150200	5	15,708	50 X 50	34,600
BE490160200	6	18,8496	60 X 60	51,000

* Os produtos acima estão sujeitos a modificações técnicas ou dimensionais sem aviso prévio.



Fonte: (A.T.I BRASIL)

A tabela 10 mostra todas as especificações para a cremalheira escolhida:

Tabela 10: Cremalheira selecionada

CREMALHEIRA - SEGUNDO NORMA DIN 782 AÇO 1040 - sem tratamento	
ϕ	20°
m	1
A	15 mm
B	15 mm

3.2.2.1.4 Análise do pinhão e cremalheira selecionados

Com o pinhão e a cremalheira definidos, foram realizados cálculos para determinar se esses componentes suportariam a força necessária do sistema. Como parâmetro para esse cálculo foi utilizado o torque fornecido pelo piloto ao volante, conforme mostrado na etapa anterior do projeto.

3.2.2.1.5 Interferência e Razão de contato

O desgaste por interferência é provocado por um contato inadequado entre as engrenagens, onde a carga total fica concentrada sobre o flanco impulsor e a ponta do dente da engrenagem fica impulsionada (SHIGLEY, 2005). A interferência pode causar o travamento do sistema, fazendo com que ele fiquem impossibilitado de girar.

Quando a interferência ocorre, pode-se corrigir o problema através da remoção da ponta dos dentes com interferência. Outra maneira de correção é o rebaixamento dos flancos da engrenagem acoplada, de forma que crie um espaço para movimentação das pontas dos dentes que estão com interferência. Porém, essa segunda correção não é a mais indicada, pois pode causar enfraquecimento do dente.

Desta forma, deve-se calcular o número mínimo de dentes no pinhão para que não ocorra a interferência. Para pinhão e cremalheira, o número mínimo de dentes pode ser calculado a partir da seguinte relação:

$$N_p = \frac{2.k}{\text{sen}^2\phi} \quad (\text{Eq. 3})$$

Onde:

N_p : Número de dentes

$$K = \begin{cases} 1 & \text{para dentes de altura completa} \\ 0,8 & \text{para dentes reduzidos} \end{cases}$$

Portanto, o número mínimo de dentes para que não ocorra interferência é $N_p = 18$ dentes. Como o pinhão escolhido possui 30 dentes, entende-se que não ocorrerá interferência para esse sistema de pinhão e cremalheira.

A razão de contato é dada pelo número médio de dentes em contato quando as engrenagens giram. Deseja-se que a razão de contato seja maior do que um, desta forma, garante-se que há pelo menos um par de dentes em contato no acoplamento (SHIGLEY, 2005).

Para calcular a razão de contato são necessários valores como por exemplo, a distância entre centros das engrenagens e raio da coroa. Sabe-se que a cremalheira é considerada uma engrenagem de diâmetro infinito, tornando, impossível o cálculo da razão de contato utilizando a equação 4.

$$CR = \frac{\sqrt{r_{ap}^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{r_{ac}^2 - r_{bc}^2} - C \cdot \text{sen}\phi}{P_b} \quad (\text{Eq. 4})$$

Onde:

CR: razão de contato

r_{ap}, r_{ac} : raios de adendo do pinhão e da coroa

r_{bp}, r_{bc} : raios da circunferência de base do pinhão e da coroa

C: distância entre os centros das engrenagens

P_b : passo de base

ϕ : ângulo de pressão

A figura 10 obtida da montagem do pinhão e cremalheira feita em programa de CAD 3-D mostra que, para os componentes selecionados, mais de um par de dentes está em contato o tempo todo, logo a razão de contato desses componentes é satisfatória.

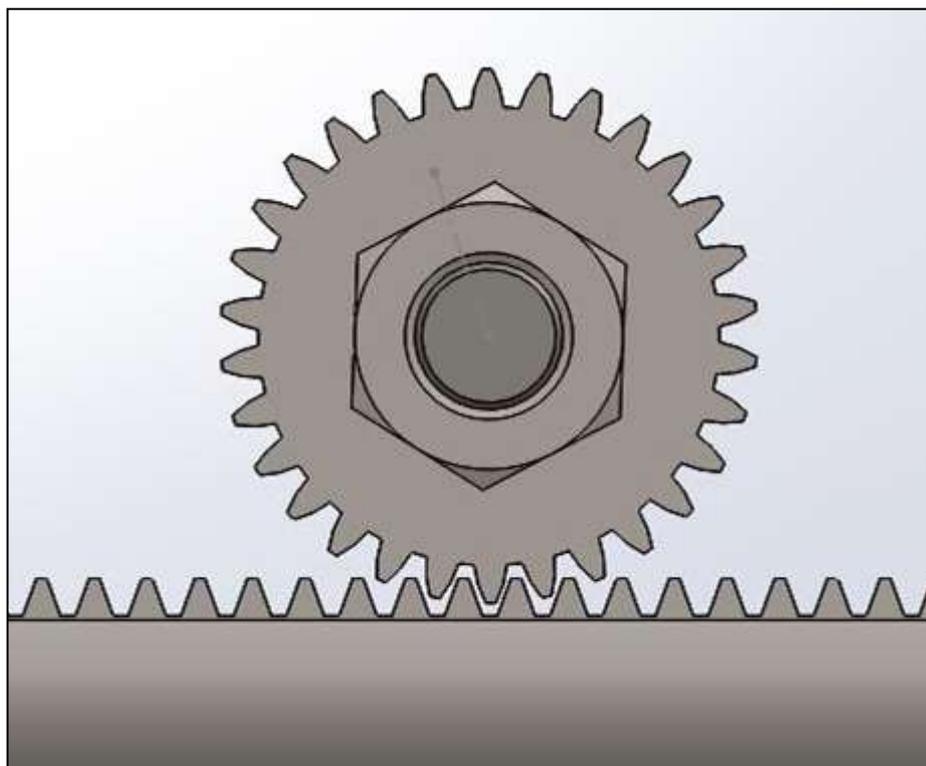


Figura 1: Razão de contato mostrada na montagem pinhão/cremalheira
Fonte: (MONTAGEM DA CAIXA – SOLIDWORKS)

3.2.2.1.6 Análise detalhada de resistência à fadiga por flexão do dente da engrenagem

Através desta análise foi possível determinar se a engrenagem escolhida suporta a força de trabalho dada pelo torque no volante do veículo. Essa análise é feita através da comparação da tensão de fadiga efetiva calculada pela equação 5, com o correspondente limite de resistência a fadiga, calculado a partir da equação 9.

$$S_n = S'_n \cdot C_L \cdot C_G \cdot C_S \cdot k_r \cdot k_t \cdot k_{ms} \quad (\text{Eq. 5})$$

Onde:

S_n = limite de resistência à fadiga

S'_n = limite de resistência à fadiga padronizado por R.R Moore

C_L = fator de carga

C_G = fator gradiente

C_S = fator de superfície

k_r = fator de confiabilidade

k_t = fator de temperatura

k_{ms} = fator de tensão média

O limite de resistência à fadiga padronizado por R.R Moore é descrito por JUVINALL (2013), como:

$$S'_n = 0,5S_{ut} \quad (\text{Eq. 6})$$

O pinhão e a cremalheira escolhidos são fabricado em aço AISI 1040, que possui limite de escoamento 400 Mpa e limite de resistência a tração 780Mpa. Sendo assim:

$$S'_n = 390 \text{ Mpa}$$

O fator de carga e fator gradiente podem ser determinados através da tabela 11:

Tabela 11: Fatores Generalizados de Resistência à Fadiga para Materiais Dúcteis

	Flexão	Carga Axial	Torção
C_L (fator de carga):	1,0	1,0	0,58
C_G (fator gradiente):	1,0	0,7 a 0,9	1,0
diâmetro < (0,4 in ou 10 mm)			
(0,4 in ou 10 mm) < diâmetro < (2 in ou 50 mm) ^c	1,0	0,7 a 0,9	0,9

Fonte: (JUVINALL, 2013)

Considerando que as cargas que atuam sobre o pinhão e a cremalheira são cargas de flexão;

$$C_L = 1 \text{ e } C_G = 1$$

O fator de acabamento de superfície, que também causa redução do limite de resistência a fadiga, foi obtido a partir da figura 11:

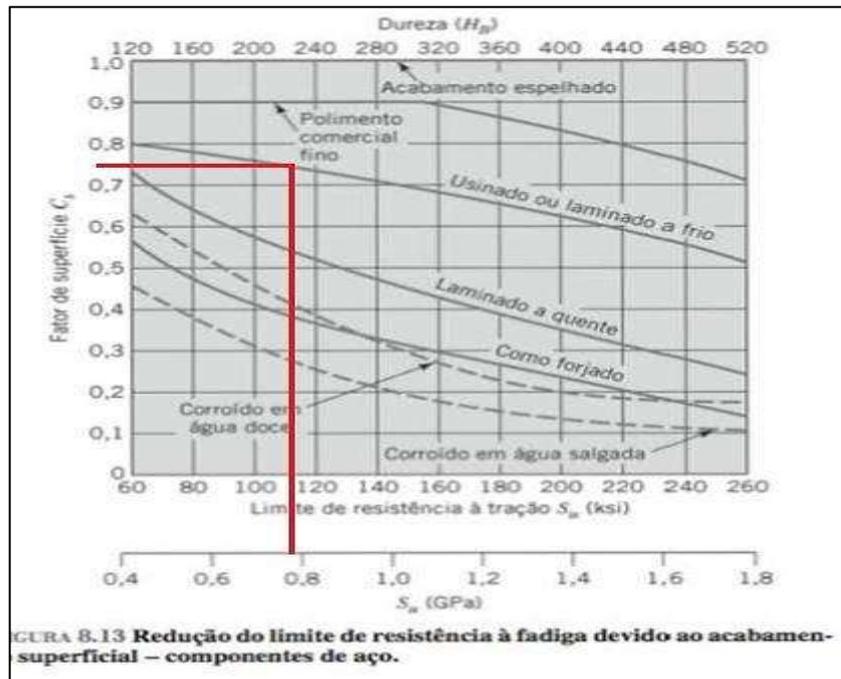


Figura 2: Redução do limite de resistência à fadiga causado pelo acabamento superficial
Fonte: (JUVINALL, 2013)

Considerando o acabamento superficial da engrenagem dado através da usinagem:

$$C_S = 0,75$$

O fator de confiabilidade K_r pode ser obtido a partir da tabela 12. Esse fator determina a porcentagem de chance do componente falhar antes que seja alcançada a vida útil para a qual foi projetado.

Tabela 12: Fator de confiabilidade K_r

Reliability (%)	50	90	99	99.9	99.99	99.999
Factor k_r	1.000	0.897	0.814	0.753	0.702	0.659

Fonte: (JUVINALL, 2013)

Cabe ao projetista determinar a confiabilidade aplicada ao projeto e para esse caso foi aplicado 99% de confiabilidade, portanto:

$$k_r = 0,814$$

O fator de temperatura é determinado de acordo com a temperatura de trabalho. JUVINALL (2013), divide esse fator em dois casos:

$k_t = 1$, para engrenagens de aço com $T \leq 160 \text{ }^\circ\text{F}$

$$k_t = \frac{620}{460+T} , \text{ para } T > 160 \text{ }^\circ\text{F} \quad (\text{Eq. 7})$$

$$160 \text{ }^\circ\text{F} = 71,11 \text{ }^\circ\text{C}$$

Considerou-se que os componentes trabalham em temperatura próxima a temperatura ambiente, logo:

$$k_t = 1$$

Fator de tensão média é dado conforme o tipo de aplicação da engrenagem. Esse fator também é apresentado dividido em dois casos por JUVINALL (2013):

$k_{ms} = 1$, para engrenagens intermediárias (cargas alternadas)

$k_{ms} = 1,4$, para engrenagens de entrada e saída (flexão em único sentido)

Como o pinhão e apresenta rotação nos dois sentidos, conforme a sollicitação do piloto, determinou-se:

$$k_{ms} = 1$$

Após levantamento de todos os fatores necessários, foi calculado o limite de resistência à fadiga:

$$S_n = 238,1 \text{ Mpa}$$

Foi considerado um fator de segurança de 10% para as engrenagens, a fim de prevenir possíveis incertezas do projeto e da fabricação deste. Desta forma, foi determinado o limite de resistência a fadiga com fator de segurança.

$$S' = 0,9S_n \quad (\text{Eq. 8})$$

Onde:

S' : Limite de resistência à fadiga considerando fator de segurança

$$S' = 214,29 \text{ Mpa}$$

Continuando na análise detalhada, aplicou-se a equação 9, para determinar a força tangencial máxima suportada pelo pinhão e pela cremalheira:

$$\sigma = \frac{F_T \cdot P}{b \cdot J} k_v \cdot k_o \cdot k_m \quad (\text{Eq. 9})$$

Onde:

σ : tensão de flexão dos dentes

F_T : componente tangencial da força

P: passo diametral

b: largura da face do dente

J: fator geométrico da engrenagem de dentes retos

k_v : fator de velocidade

k_o : fator de sobrecarga

k_m : fator de montagem

A tensão de flexão dos dentes foi considerada igual ao limite de resistência à fadiga calculado com o fator de segurança, logo:

$$\sigma = 190,48 \text{ Mpa}$$

O passo e a largura da face da engrenagem foram obtidos anteriormente da tabela do fornecedor, sendo:

$$P = 1$$

$$b = 15 \text{ mm}$$

O fator geométrico das engrenagens de dentes retos incorpora o fator de forma de Lewis Y, e também um fator de concentração de tensão que se baseia em um filete no dente

com um raio de $0,35/P$, (JUVINALL, 2013). O fator geométrico foi obtido a partir da seguinte figura:

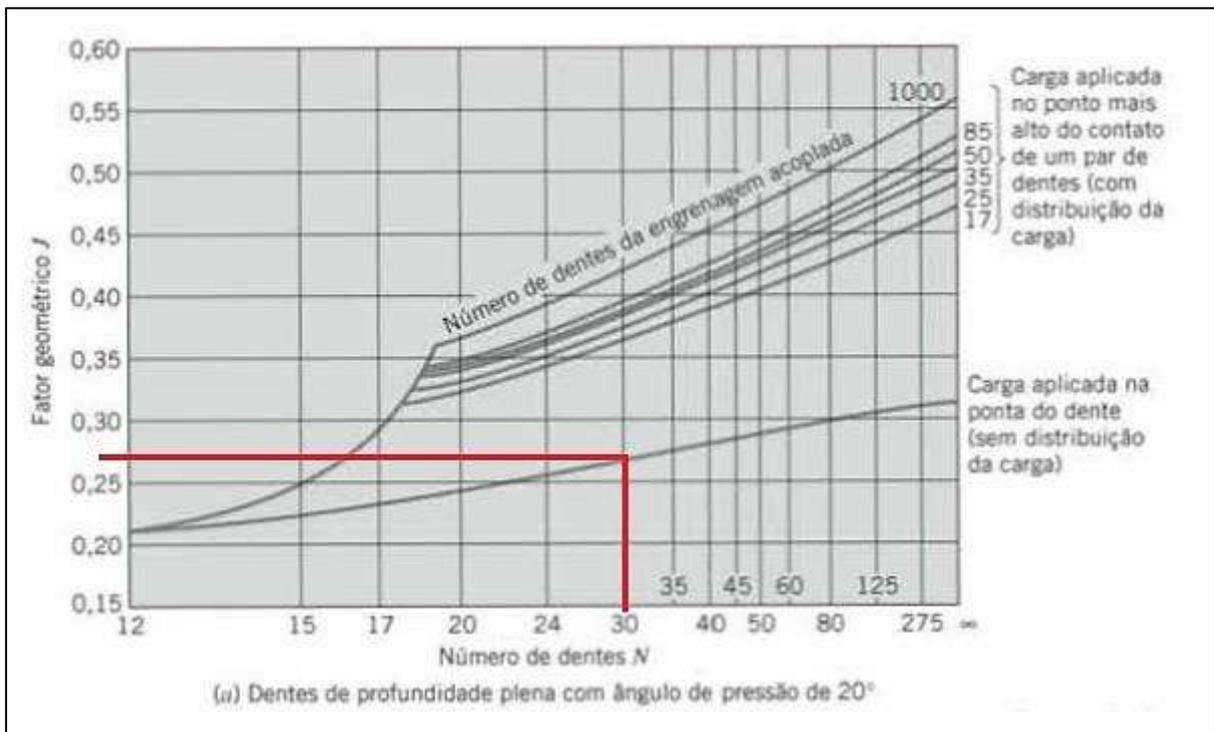


Figura 12: Fator geométrico em função do número de dentes
Fonte: (JUVINALL, 2013)

$$J = 0,27$$

O fator de velocidade K_v é responsável por indicar a severidade do impacto quando pares de dentes são engrenados de forma sucessiva. Esse fator é em função da velocidade da circunferência primitiva e da precisão de fabricação e foi determinado pela figura 13:

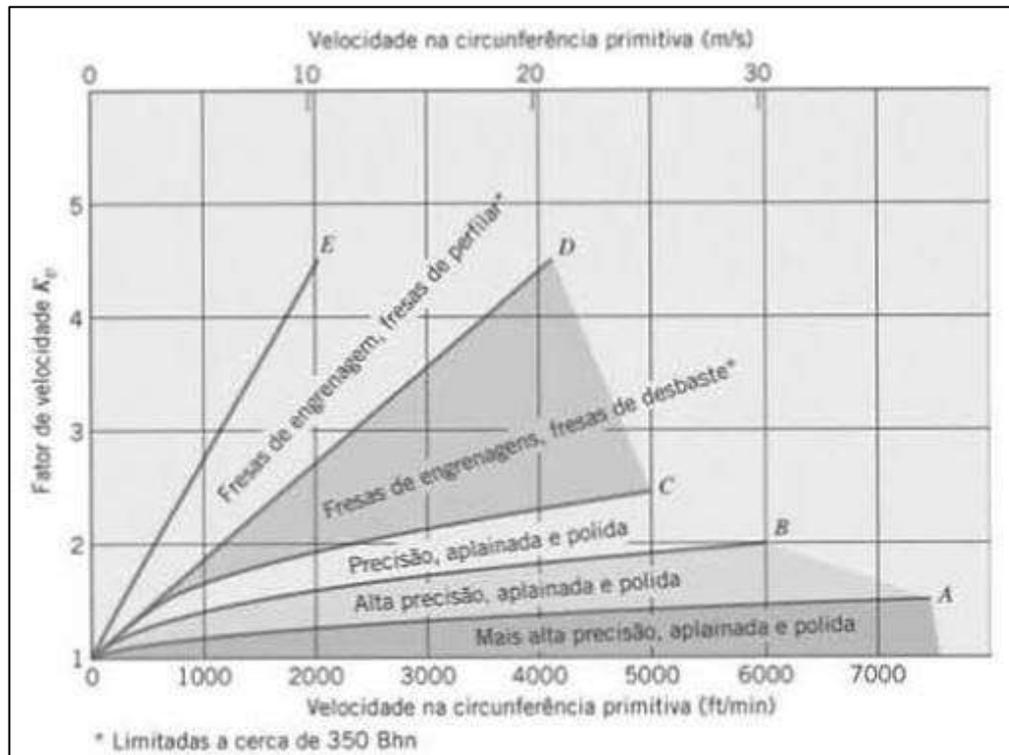


Figura 13:Fator de velocidade K_v
 Fonte: (JUVINALL, 2013)

Considerou-se que a velocidade na circunferência primitiva é muito pequena e, para todos os métodos de fabricação considerados na figura 13 em baixas velocidades, o fator K_v está próximo de um. Logo foi considerado:

$$k_v = 1$$

O fator de sobrecarga, mostra a não uniformidade na aplicação do torque nas engrenagens e seu valor foi obtido a partir da tabela 13:

Tabela 13: Fator de sobrecarga K_o

Fonte de Potência	Máquina Conduzida		
	Uniforme	Impacto Moderado	Impacto Forte
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Impacto leve	1,25	1,50	2,00
Impacto médio	1,50	1,75	2,25

Fonte: (JUVINALL, 2013)

O torque aplicado na engrenagem foi considerado uniforme, porém, na cremalheira foi considerado o impacto moderado, portanto:

$$k_o = 1,25$$

Um importante fator está relacionado à precisão do alinhamento das engrenagens, conhecido como fator de montagem e este foi determinado usando a tabela 14:

Tabela 14: Fatores de montagem K_m

Características do Suporte	Largura da Face (in)			
	0 até 2	6	9	acima de 16
Montagens precisas, pequenas folgas nos mancais, deflexões mínimas, engrenagens precisas	1,3	1,4	1,5	1,8
Montagens pouco rígidas, engrenagens pouco precisas, contato ao longo de toda a face	1,6	1,7	1,8	2,2
Precisão e montagem de forma que o contato não ocorra em toda a largura da face	Acima de 2,2			

Fonte: (JUVINALL, 2013)

$$k_m = 1,3$$

Com a determinação de todos os fatores envolvidos na equação, é possível encontrar a máxima força tangencial suportada pelos dentes da engrenagem. A equação 9 foi rearranjada deixando F_t em evidência:

$$F_t = \frac{\sigma_b J}{p k_v k_o k_m} \quad (\text{Eq. 10})$$

$$F_t = 534,1 \text{ N}$$

A força F_T calculada é a força máxima admissível na engrenagem feita com o material especificado na tabela 8, considerando o fator de segurança adotado. Tem-se que o torque em uma engrenagem é dado pela equação 11:

$$T = F_t \cdot \frac{d}{2} \quad (\text{Eq. 11})$$

A equação 11 foi rearranjada deixando o diâmetro em evidência e, através dessa equação e aplicando o valor da F_t máxima admissível, foi calculado o diâmetro mínimo para a engrenagem.

$$d = \frac{2T}{F_t} \quad (\text{Eq. 12})$$

$$d = 31,8 \text{ mm}$$

A máxima tensão ocorre no topo do dente, por isso o diâmetro calculado corresponde ao mínimo diâmetro externo do pinhão para que este suporte as tensões de trabalho e não falhe por fadiga.

Portanto, a partir desta análise detalhada foi constatado que a engrenagem escolhida irá suportar as cargas geradas pelo torque dado ao volante, visto que ela apresenta diâmetro externo de = 32mm.

3.2.2.1.7 Análise de fadiga superficial dos dentes

Assim como nas tensões de flexão do dente calculadas anteriormente, as tensões de contato também são influenciadas pela velocidade no círculo primitivo, pelo carregamento de impacto, pela precisão de fabricação, pelo desalinhamento e deslocamento do eixo, entre outros fatores (JUVINALL, 2013).

Essa análise foi feita aplicando as informações da resistência à fadiga superficial e comparando a tensão de fadiga de superfície do dente da engrenagem equação 13, com a resistência de fadiga superficial que é a tensão calculada na equação 16.

$$S_H = S_{fe} C_{Li} C_R \quad (\text{Eq. 13})$$

Onde:

S_H : limite de resistência à fadiga superficial

S_{fe} : resistência à fadiga superficial

C_{Li} : fator de vida

C_R : fator de confiabilidade

O limite de resistência à fadiga é determinado conforme o material utilizado. Utilizando a relação dada na tabela 15, foi calculado o limite de resistência à fadiga para a engrenagem de dentes retos fabricada em aço AISI 1040, para confiabilidade de 99% e fator de vida de 10^7 ciclos.

Tabela 15: Resistência à fadiga superficial S_{fe}

Material	S_u (ksi)	S_u (MPa)
Aço	0,4 (Bhn) – 10 ksi	2,8(Bhn) – 69 MPa
Ferro nodular	0,95 [0,4 (Bhn) – 10 ksi]	0,95 [28 (Bhn) – 69 MPa]
Ferro fundido, classe 20	55	379
classe 30	70	482
classe 40	80	551
Estanho-bronze	30	207
AGMA 2C (11% de estanho)		
Alumínio-bronze (ASTM B 148—52) (Liga 9C—H.T.)	65	448

Fonte: (JUVINALL, 2013)

$$S_{fe} = 2,8 (Bhn) - 69 \text{ Mpa} \quad (\text{Eq. 14})$$

Aço AISI 1040: dureza = 232 HB

$$S_{fe} = 580,6 \text{ Mpa}$$

O fator de confiabilidade aplicado nessa análise foi de 50%. Desta forma, pela tabela 16:

Tabela 16: Fator de confiabilidade C_R

Confiabilidade (%)	C_R
50	1,25
99	1,00
99,9	0,80

Fonte: (JUVINALL, 2013)

$$C_R = 1$$

Foi estipulado que o produto deve apresentar vida infinita, portanto o fator de vida deve atender à 10^6 ciclos. Logo pela figura 14:

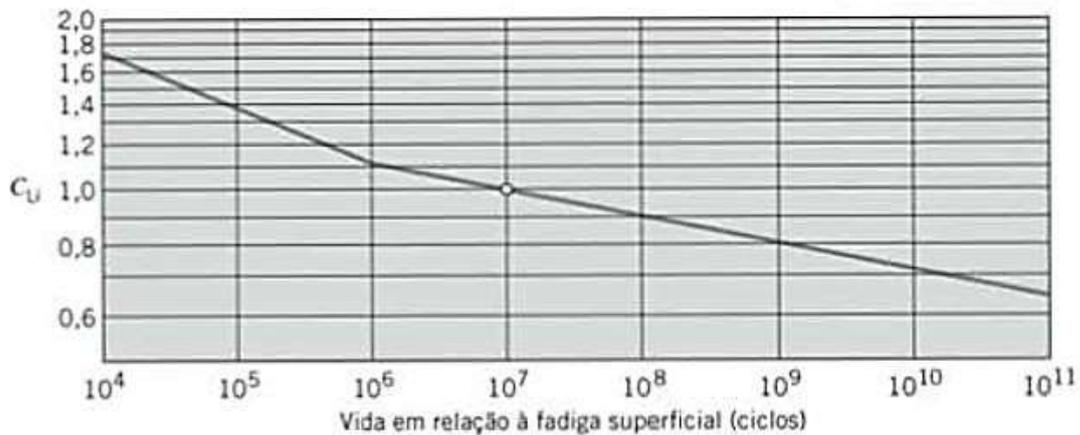


Figura 34: Fator de vida em função do número de ciclos
Fonte: (JUVINALL, 2013)

$$C_{Li} = 1,1$$

Com todos os fatores da equação 13 determinados, o valor do limite de resistência à fadiga superficial foi calculado.

$$S_H = 798,32 \text{ Mpa}$$

O mesmo fator de segurança usado na análise anterior será aplicado nessa análise, portanto tem-se fator de segurança de 10%. Desta forma:

$$S'_H = 0,9S_h \quad (\text{Eq. 15})$$

Onde:

S'_H = Limite de resistência a fadiga superficial considerando fator de segurança

$S'_H = 718,5 \text{ Mpa}$

Dando continuidade à análise da fadiga superficial, o resultado obtido da equação 15, foi comparado ao valor da tensão de fadiga de superfície, para que a força máxima admissível no dente fosse determinada.

$$\sigma = C_p \sqrt{\frac{F_t}{bd_p l} K_v K_o K_m} \quad (\text{Eq. 16})$$

Onde:

σ : tensão de fadiga de superfície

C_p : coeficiente elástico

F_t : componente tangencial da força

b : largura da face do dente

d_p : diâmetro primitivo

l : fator geométrico

K_v : fator de velocidade

K_o : fator de sobrecarga

K_m : fator de montagem

A tensão de fadiga dos dentes foi considerada igual ao limite de resistência à fadiga calculado com o fator de segurança. Logo:

$$\sigma = 718,5 \text{ Mpa}$$

O coeficiente elástico depende apenas das propriedades do material utilizado e seu valor foi determinado pela tabela 17:

Tabela 17: Coeficiente elástico para engrenagens de dentes retos \sqrt{Mpa}

Material do Pinhão ($\nu = 0,30$ em Todos os Casos)	Material da Coroa			
	Aço	Ferro Fundido	Alumínio-Bronze	Estanho-Bronze
Aço, $E = 207$ GPa	191	166	162	158
Ferro fundido, $E = 131$ GPa	166	149	149	145
Alumínio-bronze, $E = 121$ GPa	162	149	145	141
Estanho-bronze, $E = 110$ GPa	158	145	141	137

Fonte: (JUVINALL, 2013)

Tanto o pinhão quanto a cremalheira são fabricados em aço AISI 1040, logo:

$$C_p = 191 \sqrt{Mpa}$$

O diâmetro primitivo e a largura da face do dente já são conhecidos, foram fornecidos pela tabela 8:

$$d_p = 30 \text{ mm}$$

$$b = 15 \text{ mm}$$

O fator geométrico é uma combinação dos termos relacionados à geometria do dente, e foi calculado pela equação:

$$I = \frac{\sin \phi \cos \phi}{2} \frac{R}{R+1} \quad (\text{Eq. 17})$$

Onde:

R: relação de diâmetros do pinhão e da coroa

$$R = \frac{d_c}{d_p} \quad (\text{Eq. 18})$$

Sabe-se que nesse projeto o sistema é formado por um pinhão e uma cremalheira e que esta é caracterizada como uma engrenagem de raio infinito. Desta forma:

$$R = \infty$$

$$I = 0,16$$

Os fatores de velocidade, sobrecarga e montagem são os mesmos calculados na análise de fadiga por flexão:

$$K_v = 1$$

$$K_o = 1,25$$

$$K_m = 1,3$$

Com a determinação de todos os fatores envolvidos na equação, foi possível encontrar a máxima força tangencial suportada pelos dentes da engrenagem na análise de fadiga superficial. 16 foi rearranjada deixando Ft em evidência:

$$F_t = \left(\frac{\sigma}{C_p} \right)^2 \frac{b d_p I}{K_v K_o K_m} \quad (\text{Eq. 19})$$

$$F_t = 627 \text{ N}$$

A Ft calculada é a máxima força admissível para a análise de fadiga superficial. Aplicou-se a equação 20, para encontrar o diâmetro mínimo da engrenagem, para que ela suporte essa força.

$$d = \frac{2T}{F_t} \quad (\text{Eq. 20})$$

$$d = 27,1 \text{ mm}$$

Portanto, a partir desta análise detalhada, constatou-se que a engrenagem escolhida suporta as cargas geradas pelo torque dado ao volante, visto que ela apresenta diâmetro externo de = 32mm.

Após a realização das análises, concluiu-se que o pinhão e a cremalheira escolhidos suportam as tensões as quais serão submetidos.

3.2.2.2 EIXO

No cálculo do dimensionamento de eixos, aplica-se os fundamentos de resistência dos materiais. Neste trabalho, foram aplicadas restrições de resistências para o dimensionamento do eixo, calculando o diâmetro mínimo do eixo através da análise por fadiga.

Para fabricação de eixos usa-se o aço como material devido seu elevado módulo de elasticidade. Para cálculo inicial deste projeto optou-se por usar o aço AISI 1045 sem tratamento, devido a facilidade de encontrá-lo no mercado. A partir de tabela de fornecedor, foram retiradas as especificações deste material: limite de resistência à tração 800 Mpa e limite de escoamento 430 Mpa.

Foi aplicado o critério de Gerber, apresentado por SHIGLEY, 2005, para determinação do diâmetro mínimo do eixo para o material escolhido. Esse diâmetro pode ser calculado pela equação 21:

$$d = \left(\frac{16NK_f M_a}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m S_e}{K_f M_a S_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Eq. 21})$$

Onde:

N: Fator de segurança

Se: Limite de Resistência à fadiga corrigido

Sut: Limite de resistência à tração

Kf: Fator de concentração de tensão por flexão

Kfs: Fator de concentração de tensão por torção

Ma: Momento fletor alternante

Tm : Torque médio

3.2.2.2.1 Fator de segurança

O fator de segurança é empregado a fim de prevenir possíveis incertezas do projeto, quanto às propriedades dos materiais, esforços aplicados e variações. Cabe ao projetista fixar

o valor de segurança para seu projeto. Os projetos de engenharia dos dias de hoje, consideram de forma mais racional todos os fatores possíveis que podem interferir no projeto, diminuindo assim a incerteza. Aplica-se, portanto, valores para o fator de segurança da faixa de 1,25 a 4 (SHIGLEY, 2005)

Para o projeto deste eixo foi aplicado um valor de segurança $N = 2$.

3.2.2.2.2 Limite de resistência a fadiga corrigido

O limite de resistência à fadiga corrigido, determinado por Marin tem por objetivo considerar fatores como material, manufatura, ambiente de trabalho e o projeto no cálculo do limite de resistência à fadiga e com isso, aproxima este limite das situações de aplicação real. Para determinação desse limite, aplica-se a equação 22:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad (\text{Eq. 22})$$

Onde:

Ka: Fator de modificação de condição de superfície

Kb: Fator de modificação de tamanho

Kc: Fator de modificação de carga

Kd : Fator de modificação de temperatura

Ke: Fator de modificação de confiabilidade

Kf: Fator de modificação para outros efeitos

S'e: Limite de resistência à fadiga

3.2.2.2.3 Fator de modificação de condição de superfície

Este fator vai depender da resistência à tração do material e da qualidade de acabamento da superfície da peça. A tabela 18 a seguir fornece os valores de a e b, que são em função do acabamento de superfície, e assim K_a pode ser determinado pela equação 23:

$$K_a = aS_{ut}^b \quad (\text{Eq. 23})$$

Tabela 18: Fator de modificação superficial de Marin

Acabamento superficial	Fator a		Expoente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Retificado	1,34	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	2,70	4,51	-0,265
Laminado a quente	14,4	57,7	-0,718
Como forjado	39,9	272,	-0,995

Fonte: (SHIGLEY, 2005)

Portanto:

$a = 4,51$ (usinado ou laminado a frio)

$b = -0,265$

$S_{ut} = 800 \text{ Mpa}$

$K_a = 0,77$

3.2.2.2.4 Fator de modificação de tamanho

Para determinação deste valor, foi necessária uma estimativa do valor do eixo. As seguintes relações podem ser aplicadas para eixos que sofrem esforços de torção e flexão:

$$K_b = \begin{cases} 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51\text{mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \end{cases} \quad (\text{Eq. 24})$$

Estimando $d = 10$ mm (valor de eixo padrão, encontrado em tabelas de rolamentos e engrenagens).

$$K_b = 0,97$$

3.2.2.2.5 Fator de modificação de carga

Quando submetidos a carregamentos axiais, de torção e de flexão durante ensaios de fadiga, o material apresenta diferentes valores de resistência. Portanto o valor K_c deve ser aplicado conforme o tipo de sollicitação sofrida pelo eixo:

$$K_c = \begin{cases} 1 \text{ radial} \\ 0,85 \text{ flexão} \\ 0,59 \text{ torção} \end{cases}$$

O eixo em questão possui carregamentos de flexão e torção, logo o menor valor é adotado:

$$K_c = 0,59$$

3.2.2.2.6 Fator de modificação de temperatura

Variações de temperatura interferem diretamente no comportamento do material. Em situações de trabalho onde as temperaturas estão abaixo da temperatura ambiente pode ocorrer a fratura frágil. Para temperaturas elevadas, acima da temperatura ambiente, deve-se observar o limite de resistência de escoamento do material, pois esse cai conforme a temperatura aumenta.

O fator de modificação de temperatura pode ser determinado através da relação da resistência à tração na temperatura de trabalho e a resistência à tração do material em temperatura ambiente.

$$K_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (\text{Eq. 25})$$

Pela tabela 19, considerando a temperatura de trabalho próximo à temperatura ambiente:

Tabela 19: Efeito da temperatura de operação sobre a resistência à tração de aço

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1,000	70	1,000
50	1,010	100	1,008
100	1,020	200	1,020
150	1,025	300	1,024
200	1,020	400	1,018
250	1,000	500	0,995
300	0,975	600	0,963
350	0,943	700	0,927
400	0,900	800	0,872
450	0,843	900	0,797
500	0,768	1000	0,698
550	0,672	1100	0,567
600	0,549		

Fonte: (SHIGLEY, 2005)

$K_d = 1$

3.2.2.2.7 Fator de modificação de confiabilidade

Assim como na engrenagem esse fator determina a porcentagem de chance do componente falhar antes que seja alcançada a vida útil para a qual foi projetado. A tabela 20 mostra valores para algumas confiabilidades padrão:

Tabela 20: Fator de confiabilidade Ke

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_0	Fator de confiabilidade k_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

Fonte: (SHIGLEY, 2005)

Para confiabilidade estabelecida de 99%:

$$K_e = 0,814$$

3.2.2.2.8 Fator de modificação para outros efeitos

Esse fator serve apenas como lembrete de que outros possíveis efeitos podem modificar o projeto. Não existe valor definido para esse fator, e sua aplicação é feita conforme as características do projeto.

Para o calculo deste eixo, esse fator não trará modificações, portanto:

$$K_f = 1.$$

Limite de resistência à fadiga

Esse valor é baseado em ensaios realizados em laboratório e depende apenas do limite de resistência à tração do material.

$$S'_e = \begin{cases} 0,504S_{ut} & \text{para } S_{ut} \leq 1460 \text{ Mpa} \\ 740 \text{ Mpa} & \text{para } S_{ut} > 1460 \text{ Mpa} \end{cases} \quad (\text{Eq. 26})$$

$$S_{ut} = 800 \text{ Mpa}$$

$$S'_e = 403,2 \text{ Mpa}$$

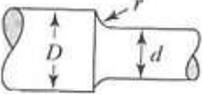
Portanto o limite de resistência à fadiga corrigido S_e , pode ser calculado:

$$S_e = 132,37 \text{ Mpa}$$

3.2.2.2.9 Fatores de concentração de tensão

Os fatores de concentração de tensão por flexão e torção podem ser retirados da tabela 21. Estimou-se o raio do filete r no eixo igual a 0,02.

Tabela 21: Fator concentrador de tensão de flexão e contato



	Bending	Torsional	Axial
Shoulder fillet—sharp ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Shoulder fillet—well rounded ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
End-mill keyseat ($r/d = 0.02$)	2.2	3.0	—
Sled runner keyseat	1.7	—	—
Retaining ring groove	5.0	3.0	5.0

Fonte: (SHIGLEY , 2005)

$$K_f = 2,7$$

$$K_{fs} = 2.2$$

3.2.2.2.10 Torques e momentos

Para determinação dos momentos pelos quais os eixos eram solicitados, aplicaram-se os conhecimentos adquiridos na disciplina de resistência dos materiais. Considerou-se o torque igual a 8,5 Nm e a força radial calculada na engrenagem $F_r = 193,36\text{N}$.

O momento M_a é a máxima amplitude de momento no eixo e é dado de acordo com a posição da engrenagem. O momento máximo é dado quando o cortante é zero.

$$M_a = 1337,2 \text{ N.mm}$$

$$T_m = 8500 \text{ N.mm}$$

3.2.2.2.11 Diâmetro mínimo do eixo

Após a determinação de todos os fatores da equação de Gerber, foi calculado o diâmetro mínimo do eixo.

$$d = 8,39 \text{ mm}$$

Uma vez que ficou estabelecido, durante o projeto preliminar, a escolha do máximo de materiais que pudessem ser encontrados prontos no mercado, é importante que o diâmetro do eixo seja compatível com os diâmetros internos dos rolamentos e engrenagens padronizados. Sendo assim, o diâmetro mínimo do eixo será de 10 mm atendendo ao valor calculado acima e aos requisitos do projeto preliminar.

Calcula-se portanto, o novo valor para o fator de segurança, pois como o eixo escolhido é maior que o calculado, este fator será maior. Para isso, basta substituir na equação de Gerber o diâmetro do eixo, isolando o fator de segurança N .

$$N = \frac{\pi s_e d^3}{16 K_f M_a \left\{ 1 + \left[1 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m S_e}{K_f M_a S_{ut}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}}$$

$$N = 2,58$$

3.2.2.3 SELEÇÃO DE ROLAMENTOS

O projeto conta com dois rolamentos padronizados escolhidos através de catálogos de fornecedores, e os cálculos a seguir devem mostrar a vida útil desses rolamentos para essa aplicação. Deseja-se que os rolamentos apresentem vida infinita.

Para a realização dos cálculos dos rolamentos, considera-se que a força aplicada sobre eles é igual a força radial na engrenagem. A figura 15, mostra como essa força é aplicada na engrenagem. A força radial foi calculada a partir da seguinte equação:

$$F_R = F_T \cdot \tan \phi \quad (\text{Eq. 27})$$

$$F_R = 206 \text{ N}$$

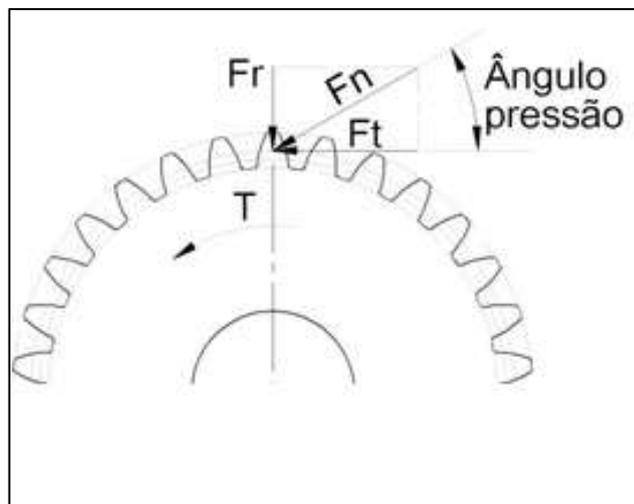


Figura 15: Modo de aplicação da força no dente da engrenagem
Fonte easymec*

Para a carga F_R calculada, determina-se a vida útil do rolamento aplicando o método de Palmgren a partir da seguinte equação:

$$L = L_r \cdot \left(\frac{C}{F_r}\right)^{3,33} \quad (\text{Eq. 28})$$

Onde:

L: vida correspondente à carga radial F_r

L_r : vida correspondente à capacidade (9×10^7 revoluções)

C: capacidade de carga do mancal

F_r : força radial

Os rolamentos foram seleccionados considerando possíveis soluções de montagens para a caixa de direção. Foram escolhidos rolamentos do tipo rígido de esfera. Esses rolamentos são mais baratos que outros tipos de rolamento e suportam tanto cargas radiais quanto axiais.

3.2.2.3.1 Rolamento menor

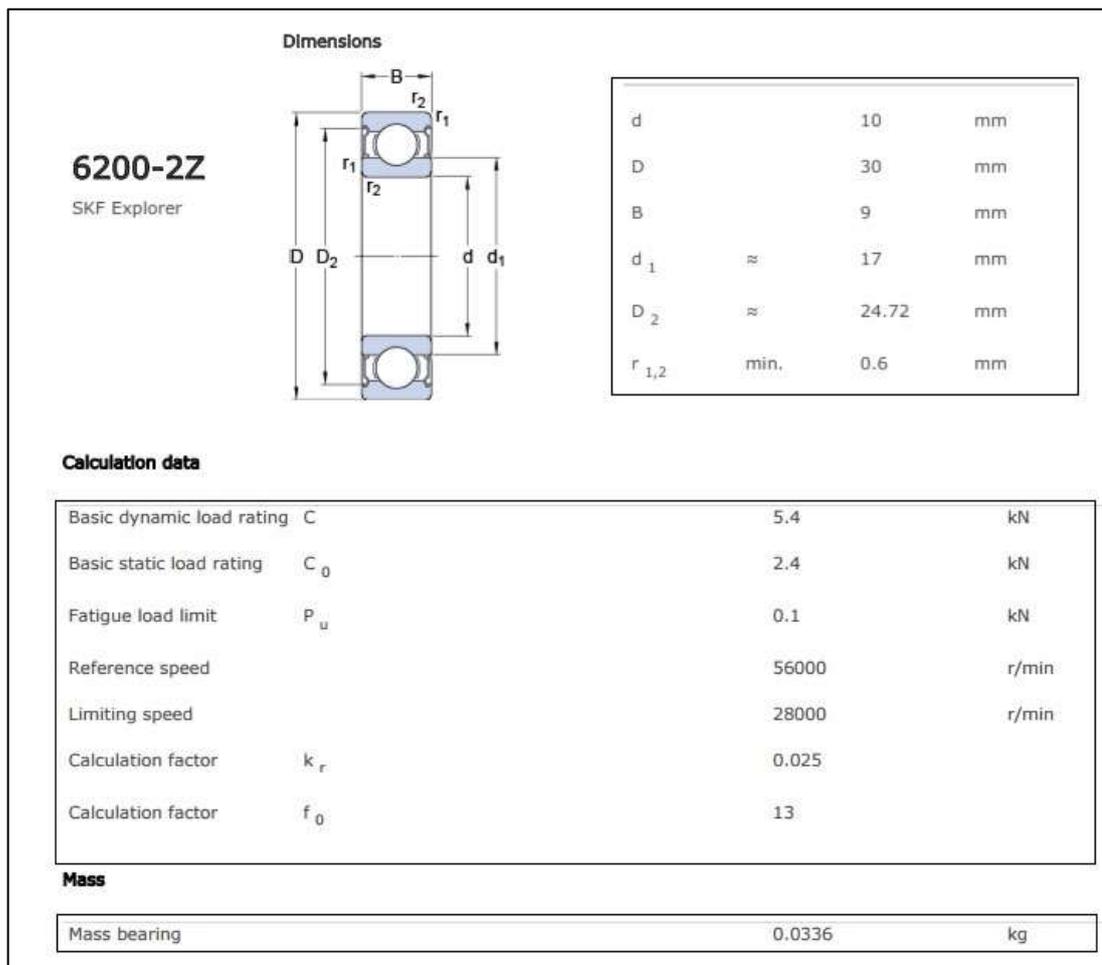


Figura 16: Características físicas e mecânicas do rolamento 6200 2Z
Fonte: (SKF, 2016)

Aplicando a equação 28, tem-se:

$$L = 4,76 \times 10^{12} \text{ revoluções}$$

3.2.2.3.2 Rolamento maior

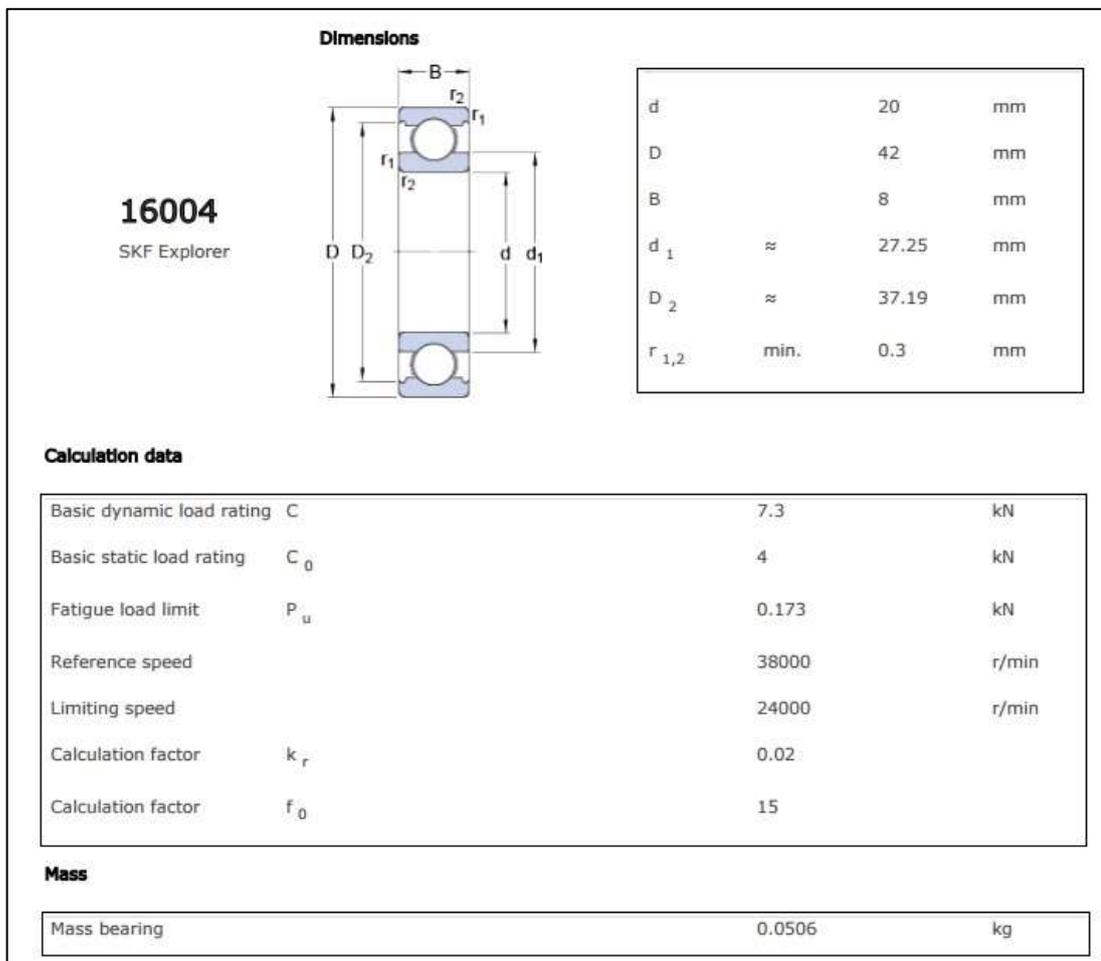


Figura 17: Características físicas e mecânicas do rolamento 16004
Fonte: (SKF, 2016)

Logo, aplicando a equação 28:

$$L = 1,29 \times 10^{13} \text{ revoluções}$$

Sabe-se que a vida útil é obtida quando a peça suporta um número de ciclos superior a 10^6 revoluções. Pelos cálculos, verificou-se que os rolamentos utilizados suportam número de ciclos na ordem de 10^{12} e 10^{13} revoluções. Desta forma, pode-se afirmar que os rolamentos selecionados para o projeto apresentarão vida útil infinita para essas condições de utilização.

Esses rolamentos estão superdimensionados para essa aplicação, rolamentos com valores menores de capacidade de carga ser utilizados para otimização do projeto. Porém os rolamentos foram mantidos devido a características geométricas consideradas favoráveis na montagem do produto.

3.2.2.4 CHAVETA

A chaveta pode ser considerada como a conexão mais comum entre um eixo e um cubo para transmissão de torque. Ela é aplicada no eixo para fixar elementos rotantes, como engrenagens e polias por exemplo.

3.2.2.4.1 Dimensionamento quanto à capacidade de torque

Neste projeto a chaveta é responsável pela conexão do pinhão ao eixo da caixa. O cálculo a seguir determina o torque máximo suportado pela chaveta de forma que ela não sofra cisalhamento.

Sabe-se que o torque pode ser transmitido pelas forças compressivas que atuam nas laterais da chaveta, podendo, portanto, determiná-lo a partir da seguinte relação:

$$T = \frac{S_y \cdot L \cdot d^2}{16} \quad (\text{Eq. 29})$$

Onde:

S_y : limite de escoamento

L: comprimento da chaveta

d: diâmetro do eixo

O material escolhido para fabricação da chaveta foi o aço AISI 1020, cujo limite de escoamento é 210 Mpa. O comprimento da chaveta será igual a soma do tamanho do cubo mais a largura da face da engrenagem, sendo portanto 21 mm e o diâmetro do eixo é 10 mm.

$$T = 27,6 \text{ N.m}$$

Logo, o torque máximo suportado pela chaveta é maior do que o torque dado ao eixo quando o piloto gira o volante, desta forma tem-se que a chaveta não vai sofrer cisalhamento devido a esse torque.

O torque máximo suportado pelo eixo é de 21,93 Nm, desta forma, é possível encontrar um valor para o torque máximo da chaveta que seja menor que o do eixo para isso basta reduzir o comprimento desta, sendo assim, usando a ferramenta de atingir meta do Microsoft Excel foi possível determinar um valor de L para qual o torque suportado pela chaveta seja menor que o do eixo, para $L = 16 \text{ mm}$, tem-se:

$$T = 21 \text{ Nm}$$

Portanto é necessário a realização de uma análise de falha, para assim, determinar qual o tipo de falha vai gerar menor risco ao piloto, se a falha ocorrida pela quebra do eixo que pode causar travamento do sistema. Ou se a melhor opção seria a quebra da chaveta de forma que não cause o travamento.

3.2.2.4.2 Dimensionamento geométrico

As dimensões da chaveta, como altura e largura assim como as dimensões dos rasgos feitos no eixo e na engrenagem, são estabelecidas de acordo com o diâmetro do eixo, e podem ser determinadas através da tabela 22:

Tabela 22: Tabela de dimensionamento de chaveta



Ø do eixo d		Dimensões da chaveta Aço AISI 1045 Trefitado		Prof. Do rasgo no eixo		Prof. Do rasgo no cubo		Arredondamento no fundo do rasgo r, p/ o eixo e cubo.	
Acima de	Até	Largura b	Altura h	t ₁	Tolerância Admissível	t ₂	Tolerância Admissível	máximo	mínimo
6	8	2	2	1,2	+0,1	1	+0,1	0,16	0,08
8	10	3	3	1,8	+0,1	1,4	+0,1	0,16	0,08
10	12	4	4	2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,16	0,08
12	17	5	5	3	+0,1	2,3	+0,1	0,25	0,16
17	22	6	6	3,5	+0,1	2,8	+0,1	0,25	0,16
22	30	8	7	4	+0,2	3,3	+0,2	0,25	0,16
30	38	10	8	5	+0,2	3,3	+0,2	0,4	0,25
38	44	12	8	5	+0,2	3,3	+0,2	0,4	0,25
44	50	14	9	5,5	+0,2	3,8	+0,2	0,4	0,25
50	58	16	10	6	+0,2	4,3	+0,2	0,4	0,25
58	65	18	11	7	+0,2	4,4	+0,2	0,4	0,25
65	75	20	12	7,5	+0,2	4,9	+0,2	0,6	0,4
75	85	22	14	9	+0,2	5,4	+0,2	0,6	0,4
85	95	25	14	9	+0,2	5,4	+0,2	0,6	0,4
95	110	28	16	10	+0,2	6,4	+0,2	0,6	0,4
110	130	32	18	11	+0,2	7,4	+0,2	0,6	0,4
130	150	36	20	12	+0,3	8,4	+0,3	1,0	0,7
150	170	40	22	13	+0,3	9,4	+0,3	1,0	0,7
170	200	45	25	15	+0,3	10,4	+0,3	1,0	0,7
200	230	50	28	17	+0,3	11,4	+0,3	1,0	0,7
230	260	56	32	20	+0,3	12,4	+0,3	1,6	1,2
260	290	63	32	20	+0,3	12,4	+0,3	1,6	1,2
290	330	70	36	22	+0,3	14,4	+0,3	1,6	1,2
330	380	80	40	25	+0,3	15,4	+0,3	2,5	2

Fonte: (SOLIDPRIZE, 2011)

3.3 PROJETO CONCEITUAL

Nesta etapa, a análise arquitetônica do produto foi realizada e os componentes do produto foram agrupados conforme suas interações. Realizou-se a seleção de materiais e do processo de fabricação para os componentes.

Para o detalhamento das peças, ferramentas de prototipagem virtual foram utilizadas. As peças foram geradas em um programa de CAD 3-D. Através da prototipagem virtual foram verificadas possíveis interferências entre os componentes e os encaixes, e realizadas simulações de análise da resistência a fadiga de alguns componentes. Por fim, foi apresentado o desenho de conjunto com a vista explodida e a visão isométrica do produto.

3.3.1 Análise da arquitetura do produto

A caixa de direção é constituída por diversos componentes e cada um atua para realizar determinada função. A arquitetura do produto serve para descrever como os componentes do produto são organizados e como eles interagem entre si (Romeiro, 2011).

Esta arquitetura do produto está separada em duas formas: arquitetura integrada e arquitetura modular.

A arquitetura modular foi escolhida para esse projeto. Nela, os subsistemas são projetados independentemente, mas funcionam juntos de forma integral. O projeto foi dividido em três módulos:

- Caixa - módulo formado pela caixa, tampa de travamento e parafusos. A função deste é servir como suporte para a montagem do módulo do eixo e da cremalheira e realizar o travamento do eixo através da tampa;
- Cremalheira - módulo formado pela cremalheira, eixo secundário (que serve como base para a cremalheira) e as juntas em U montadas nas duas extremidades do eixo (que além de permitir a variação do movimento do braço de direção, serve como batente mecânico da caixa). Esse módulo vai transmitir o torque vindo módulo do eixo em movimento linear para os braços de direção;
- Eixo - módulo formado pelo eixo principal, rolamentos (que servem como mancal), pinhão com chaveta (que transmite o torque do eixo para a cremalheira), espaçador (usado para separar o pinhão do rolamento menor) e porca sextavada (que trava todos os componentes). Esse módulo tem a função de receber o torque dado no volante e transmiti-lo à cremalheira.

Os três módulos podem ser vistos no esquema da figura 18:

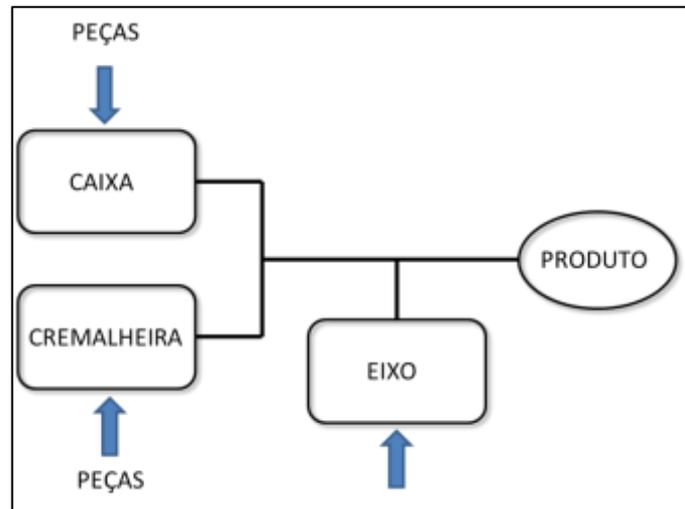


Figura 48: Arquitetura modular aplicada ao projeto

3.3.2 Seleção de materiais

Na seleção dos materiais para as peças, têm-se em vista as propriedades que os materiais devem apresentar para atender adequadamente as características exigidas. Considera-se ainda o custo mínimo, a vida útil esperada, as características exigidas das peças e o seu comportamento nos sistemas que farão parte.

Assim, os materiais selecionados para fabricação dos componentes foram escolhidos de forma que atendessem os requisitos mecânicos do projeto garantindo, portanto, a segurança do piloto. Além disso, deveriam ser capazes de satisfazer outros requisitos como: custo, baixa disponibilidade de equipamentos para fabricação, facilidade com que o material é encontrado no mercado e peso adequado.

Na determinação dos materiais para fabricação dos eixos, foi escolhido o aço devido ao seu elevado módulo de elasticidade. Porém, apenas definir que seria utilizado aço, torna o projeto muito vago. Logo, considerou-se ainda o custo do material e a facilidade deste ser encontrado no mercado, optando pelo Aço AISI 1045.

Para a caixa, que é a estrutura em que o sistema será acoplado, considerou-se também, além de sua resistência mecânica, a parcela que ela representa no peso final do projeto devido ao seu maior volume. Para atender o requisito de que o sistema seja leve e apresente alta resistência mecânica, optou-se em fabricar a caixa em liga de alumínio. Selecionou-se, então, a liga 6351 T6, devido a sua facilidade de ser encontrada no mercado.

A chaveta e o espaçador foram projetados em aço AISI 1020, visto que esse aço atende as necessidades mecânicas do projeto, é facilmente encontrado no mercado e pode ser facilmente usinado.

Os componentes: pinhão, cremalheira e rolamentos foram escolhidos a partir de tabelas padronizadas de fornecedores. Desta forma, não foi necessário selecionar material para fabricação e realizou-se apenas a verificação por meio de cálculos e análises de que esses componentes suportam as cargas a eles impostas.

3.3.3 Processos de fabricação

Após a definição dos materiais, pode-se então definir os processos de fabricação de cada componente do projeto. O processo de fabricação está relacionado com o material e o produto que tem como destino o cliente, que neste caso é a própria Equipe Escuderia UFJF.

Um dos primeiros pontos considerados durante a determinação dos processos de fabricação foi a baixa disponibilidade de equipamentos para fabricação, que é uma restrição do projeto determinada durante a fase de planejamento. Foram considerados também as características de trabalho das peças, sua forma, material e dimensões.

A tabela 23 apresenta os componentes da caixa de direção e os processos de fabricação que foram determinados:

Tabela 23: Componentes da caixa e processo de fabricação

COMPONENTES	PROCESSO DE FABRICAÇÃO
Rolamento maior	Comprado
Rolamento menor	Comprado
Pinhão	Comprado
Cremalheira	Comprado
Eixo principal	Usinagem (corte e torneamento)
Eixo secundário (base da cremalheira)	Usinagem (corte, fresamento e torneamento)
Espaçador	Usinagem (corte, furação e torneamento)
Caixa	Usinagem (corte, furação e torneamento)
Chaveta	Usinagem (corte)
Porca sextavada	Comprado
Paraf. Allen Cabeça Cilíndrica	Comprado
Paraf. Allen Cabeça Cilíndrica	Comprado
Juntas universais	Usinagem (corte, furação) Deformação (dobramento) Soldagem

3.3.4 Prototipagem Virtual

A denominação prototipagem virtual é dada quando é usado sistemas de CAD no desenvolvimento do projeto. A representação do projeto tem como objetivo melhorar o entendimento do problema e facilitar o compartilhamento das informações do projeto. (ROMEIRO, 2010).

Essa característica da representação através da prototipagem permitiu que problemas que ainda não haviam surgido nas fases anteriores do projeto fossem identificados e corrigidos. Com a visualização do sistema surgiram novas ideias para solução de problemas, otimização do projeto, entre outros.

Problemas como interferências entre os componentes, assim como dificuldade de encaixe das peças puderam ser observados durante a prototipagem virtual e foram logo corrigidos, permitindo que o projeto avançasse para a montagem final do protótipo virtual da caixa.

As vistas isométrica figura 19 e explodida figura 20, foram tiradas do modelo final da caixa de direção projetado no sistema de CAD.

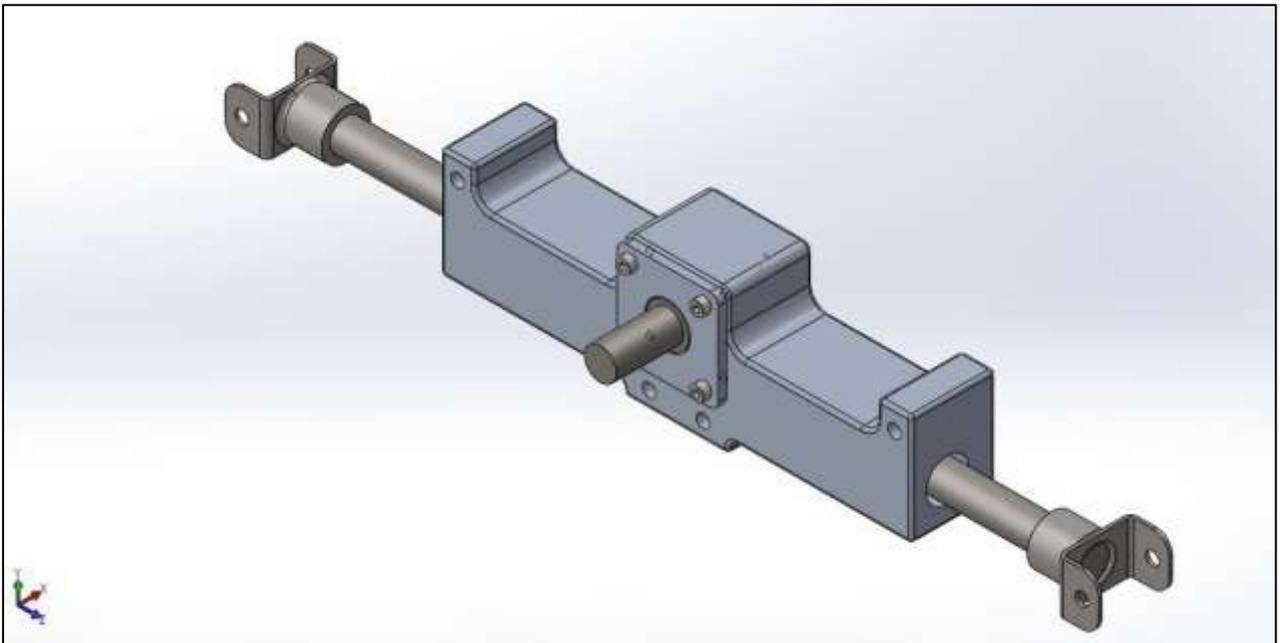


Figura 19: Vista isométrica da caixa de direção projetada
Fonte: (MONTAGEM DA CAIXA, SOLIDWORKS)

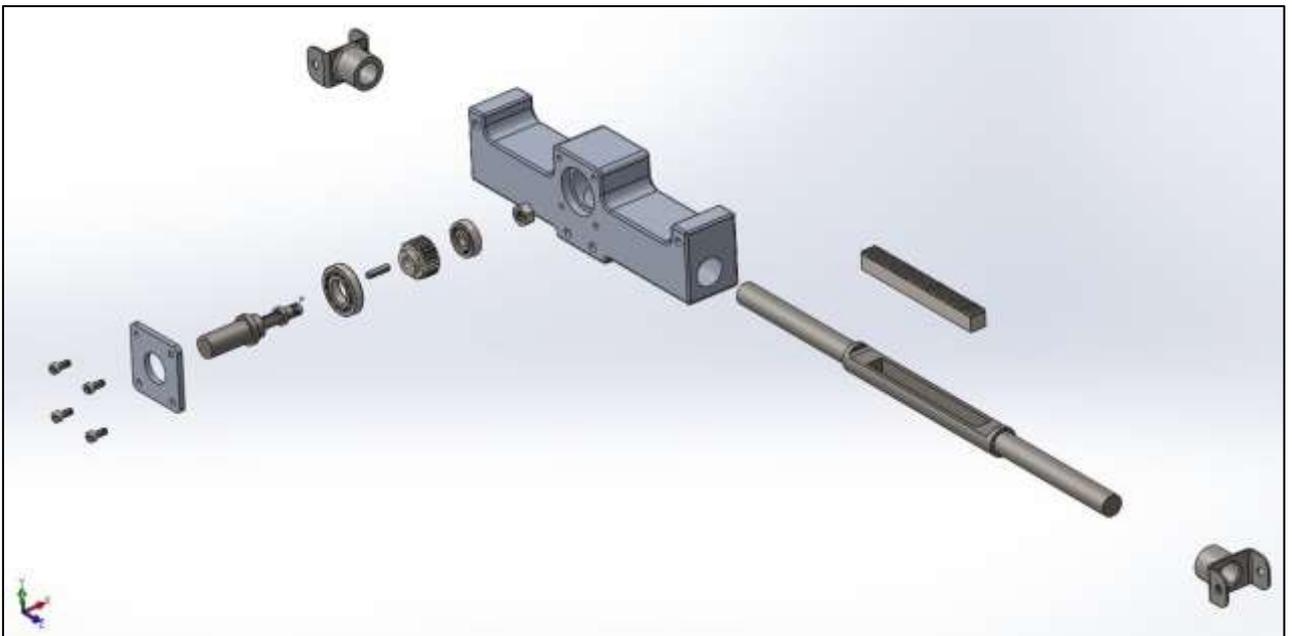


Figura 205: Vista explodida da caixa de direção projetada
Fonte: (MONTAGEM DA CAIXA, SOLIDWORKS)

3.3.5 Simulações

O sistema de CAD utilizado para prototipagem virtual oferece ferramentas de análise que permitem a realização de testes do modelo digitalmente. Esse tipo de teste é importante pois ajuda na detecção de possíveis erros de projeto que só poderiam ser observados quando o produto já estivesse fabricado. Esses erros de projeto, quando verificados já na fase de produção, têm um custo muito elevado e representam um prejuízo imenso, que em alguns casos podem até levar empresas à falência.

Diversos recursos de simulações podem ser aplicados pelo sistema de CAD utilizado. Para esse projeto foi usado o recurso que realiza a análise de possíveis falhas devido ao escoamento e fadiga.

O sistema desenvolve essa simulação a partir do método de análise dos elementos finitos. Esse tipo de análise consiste basicamente na discretização de um meio contínuo em pequenos elementos e esses pequenos elementos possuem as mesmas propriedades do meio do qual foi originado.

Os pequenos elementos são então descritos por equações diferenciais e resolvidos por modelos matemáticos, para que sejam obtidos os resultados esperados. O sistema de CAD utilizou o Solver FFEPlus para resolver as equações diferenciais.

O Solver FFEPlus é um tipo de solver iterativo que utiliza técnicas de aproximação para resolver o problema. Ele assume uma solução e, em seguida, calcula os erros associados. As iterações se repetem até que o valor encontrado para o erro se torne aceitável.

Foram realizadas duas simulações e o relatório gerado a partir dessas simulações se encontram-se nos Anexos 2 e 3 deste trabalho.

Simulou-se resistência à fadiga nos dentes da engrenagem e da cremalheira. As forças tangencial e radial calculadas no projeto preliminar deste trabalho foram aplicadas no topo do dente. A partir dessas forças foram realizadas as simulações no dente da engrenagem.

O sistema usa o modelo de Von Mises para determinar o deslocamento resultante no dente da engrenagem.

A figura 21, retirada do relatório de simulação do pinhão mostra que o deslocamento máximo no dente não chega a 0,005 mm.

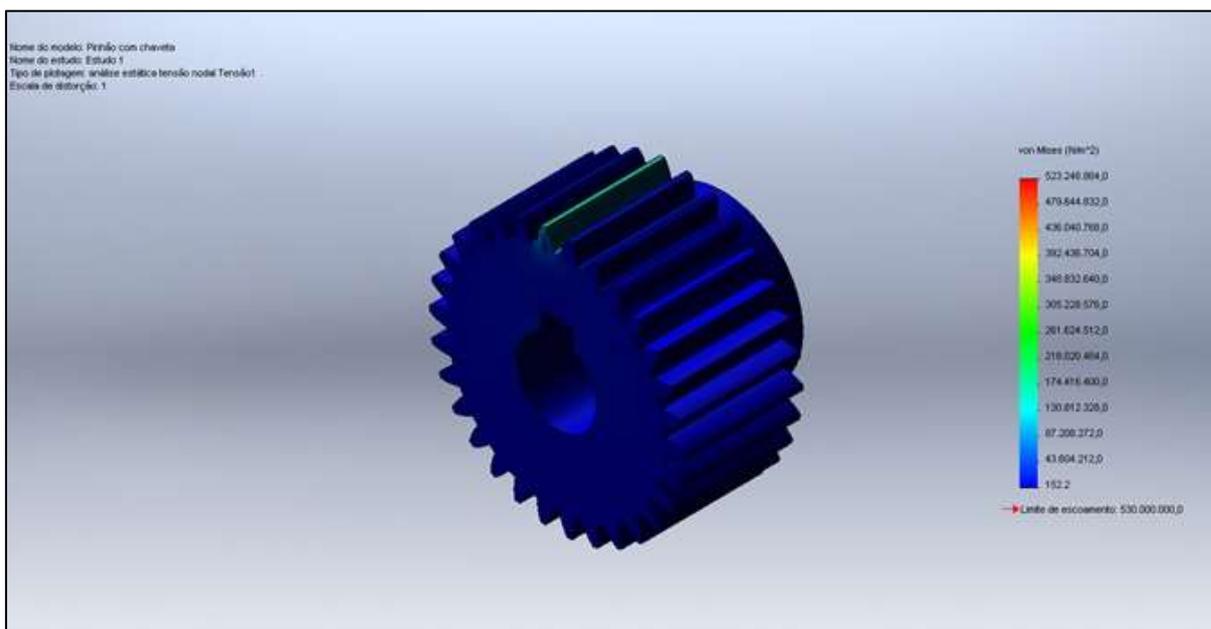


Figura 21: Simulação de deformação no dente do pinhão
 Fonte: (RELATÓRIO DE SIMULAÇÃO, SOLIDWORKS)

Como mostrado nos relatórios das simulações anexos a esse trabalho, os cálculos realizados durante o projeto preliminar foram satisfatórios. Garantiu-se então que, para as forças aplicadas, o pinhão e a cremalheira não irão falhar por fadiga.

A etapa de projeto conceitual é encerrada após a simulação, permitindo que o projeto avance para a última fase do processo de desenvolvimento de produto.

3.4 PROJETO DETALHADO

O projeto detalhado é a etapa final do desenvolvimento do produto, nele foi realizado o detalhamento do produto quanto às dimensões e materiais. Foram feitos os desenhos técnicos de cada peça, planejamento da montagem do produto, escolha do tipo de lubrificação utilizado e apresentados os custos para fabricação da caixa.

A tabela 24, apresenta o material e os processos de fabricação dos componentes da caixa de direção:

Tabela 24: Especificação dos componentes da caixa de direção

QUANT.	COMPONENTES	MATERIAL	PROCESSO DE FABRICAÇÃO
1	Rolamento - designação 16004	-	Comprado
1	Rolamento - designação 6200 2Z	-	Comprado
1	Pinhão mód.1 Dp = 30 e $\varphi = 20^\circ$	AISI 1040	Comprado
1	Cremalheira mód. 1 $\varphi = 20^\circ$	AISI 1040	Comprado
1	Eixo principal	AISI 1045	Usinagem (corte e torneamento)
1	Eixo secundário (base da cremalheira)	AISI 1045	Usinagem (corte, fresamento e torneamento)
1	Espaçador	AISI 1020	Usinagem (corte, furação e torneamento)
1	Caixa	Al 6351 T6	Usinagem (corte, furação e torneamento)
1	Chaveta	AISI 1020	Usinagem (corte)
1	Porca sextavada - M10 MB - 1,00	AISI 1010/1020	Comprado
3	Paraf. Allen Cabeça Cilíndrica - M4 8mm	AISI 304	Comprado
4	Paraf. Allen Cabeça Cilíndrica - M5 12mm	AISI 304	Comprado
2	Juntas univesais	AISI 1045	Usinagem (corte, furação) Deformação (dobramento) Soldagem

Os desenhos técnicos (1° diedro) com as tolerâncias e detalhamento dos componentes são apresentados no Anexo 1 deste trabalho.

3.4.1 Sequencia de montagem

A sequência de montagem da caixa de direção acontece de forma semelhante ao apresentado na arquitetura de projeto, podendo também ser dividida em módulos. O esquema da figura 22 mostra como dever ser montada a caixa de direção.

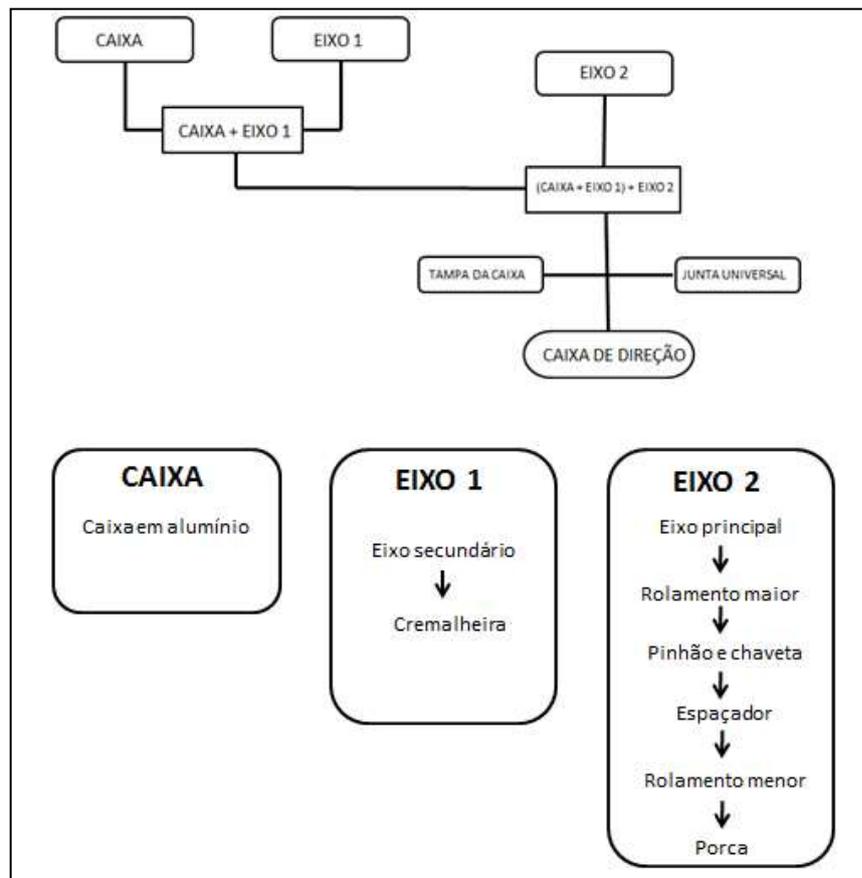


Figura 22: Sequência de montagem da caixa de direção

3.4.2 Lubrificação

A lubrificação torna-se importante na presença de movimento relativo entre as peças. Este movimento contribui significativamente para o desgaste dos componentes que está, por sua vez, diretamente relacionado com a redução da vida útil do produto.

A superfície das peças, quando observadas em detalhe, apresentam irregularidades que são provocadas por marcas deixadas pela ferramenta utilizada sobre elas. As irregularidades da superfície contribuem para o aumento do atrito entre as peças.

Os lubrificantes são substâncias que quando colocadas entre duas superfícies formam uma película protetora que tem a finalidade de reduzir o atrito, portanto, diminui o desgaste das partes em contato. O uso de lubrificantes também é importante na refrigeração de conjuntos, proteção contra corrosão, limpeza de componentes, entre outros.

Os lubrificantes podem ser classificados em quatro tipos: sólido (grafite), líquido (óleos minerais, vegetais, sintéticos e aditivados), gasoso (ar e nitrogênio) e pastoso (graxa).

Dentre os tipos de lubrificante, optou-se pela aplicação da graxa para lubrificação da caixa de direção. Essa escolha foi feita devido a facilidade de aplicação desse tipo de lubrificação quando comparado aos outros.

Os tipos e as características das graxas devem-se ao tipo de agente espessante do qual ela é constituída. Normalmente sabões metálicos como os de cálcio, lítio e sódio são usados nas graxas convencionais. Existem outros tipos de espessantes como sílica-gel e argilas especiais, porém são pouco aplicados devido ao custo elevado.

Dentre os vários tipos de graxa, foi selecionada a graxa à base de sabão de cálcio. Essa graxa apresenta boa estabilidade mecânica, não dissolve na água e é indicada para temperaturas de trabalho de até 60 °C.

3.4.3 Custos

Ao longo de todo processo de desenvolvimento da caixa de direção, um dos requisitos de projeto que foi sempre levado em consideração foi o custo. A equipe depende de patrocínios para construção do carro por esse motivo esse requisito de projeto foi considerado tão importante.

O produto foi projetado de forma que os componentes que necessitavam ser fabricados, pudessem ser feitos nos laboratórios da Universidade, tendo apenas custo do material utilizado para fabricação da peça.

Os materiais e componentes da caixa foram cotados em lojas especializadas e seus valores foram apresentados na tabela 25.

Tabela 25: Detalhamento do custo da caixa

QUANT.	COMPONENTES	MATERIAL	VALOR UNIT.	VALOR
1	Rolamento - designação 16004	-	R\$ 25,00	R\$ 25,00
1	Rolamento - designação 6200 2Z	-	R\$ 5,00	R\$ 5,00
1	Pinhão mód.1 Dp = 30 e $\phi = 20^\circ$	AISI 1040	R\$ 19,54	R\$ 19,54
1	Cremalheira mód. 1 $\phi = 20^\circ$	AISI 1040	R\$ 145,67	R\$ 145,67
1	Tarugo - 1" x 600mm	AISI 1045	R\$ 30,00	R\$ 30,00
1	Tarugo - 1" x 40 mm	AISI 1020	R\$ 2,00	R\$ 2,00
1	Tarugo - 100 x 100 x 300	Al 6351 T6	R\$ 280,00	R\$ 280,00
1	Porca sextavada - M10 MB - 1,00	AISI 1010/1020	R\$ 0,38	R\$ 0,38
3	Paraf. Allen Cabeça Cilíndrica - M4 8mm	AISI 304	R\$ 0,24	R\$ 0,72
4	Paraf. Allen Cabeça Cilíndrica - M5 12mm	AISI 304	R\$ 0,29	R\$ 1,16
			Total	R\$ 509,47

Ao fim da fase de projeto detalhado, encerra-se o desenvolvimento da caixa de direção. Os resultados e discussões serão apresentados no capítulo seguinte deste trabalho.

4 RESULTADOS

A partir da revisão bibliográfica realizada, foram mostradas diferentes metodologias que se diferenciam principalmente no grau de detalhamento de cada etapa. O objetivo deste trabalho não foi aprofundar em nenhuma dessas metodologias que foram especificadas, mas sim aplicá-las de forma prática no desenvolvimento da caixa de direção uma estrutura de desenvolvimento de produto, voltada para as características da equipe.

A estruturação do desenvolvimento permite uma melhor visão do que deve ser feito ao longo do projeto, e as etapas são detalhadas de modo que nenhuma etapa importante do PDP seja deixada de lado durante o projeto. Essa estruturação é importante para o registro, entendimento e troca de informações relacionadas ao produto.

O registro das informações obtido ao longo do PDP representa a garantia de continuidade da equipe, uma vez que o projeto do veículo é realizado de forma anual e a equipe está em constante renovação de membros. Sem o registro das informações, os novos membros ficam impossibilitados de dar continuidade ao projeto que vinha sendo desenvolvido, ou até mesmo trabalhar na otimização de projetos anteriores, sendo obrigados a partir do zero.

A equipe tem uma organização semelhante às empresas quanto a sua forma de divisão em diferentes áreas de gestão e projeto mas o contexto da competição difere de vários objetivos da indústria. Portanto, foram necessárias adaptações das metodologias de referência para a sua aplicação no projeto e as etapas utilizadas foram simplificadas, utilizando apenas o necessário para o desenvolvimento do produto.

Na etapa de levantamento de informações realizada no início do projeto, foram consideradas todas as restrições e requisitos que devem constituir-lo. O detalhamento dessa etapa permitiu que o objetivo do projeto ficasse mais claro e as restrições contribuíssem para a tomada de decisões, possibilitando que o objetivo inicial fosse alcançado ao final do projeto.

5 CONCLUSÕES

Com a aplicação do PDP, assegurou-se que foram respeitadas, durante o projeto, todas as especificações obtidas a partir do levantamento das necessidades do cliente e das restrições dadas pelo regulamento da competição.

Essas especificações foram relevantes durante a tomada de decisões como: tipo de material, processo de fabricação e utilização de componentes padronizados, permitindo que o desenvolvimento do projeto seguisse rumo ao seu objetivo.

A simplificação das peças, bem como a utilização de engrenagens e rolamentos padronizados, não gerou a necessidade do desenvolvimento de processos e ferramentas específicos e permitiu a utilização dos equipamentos disponíveis nos laboratórios da Universidade para a fabricação. Com isso, observou-se impacto positivo no custo final do projeto.

As análises e simulações realizadas conferiram a confiabilidade que era esperada do projeto. Comprovou-se, então, que os requisitos mecânicos do sistema foram satisfeitos através da determinação dos materiais e dimensionamentos adotados no projeto.

Conclui-se, portanto, que objetivo do trabalho foi alcançado e, ao fim das etapas de desenvolvimento aplicadas, obteve-se um projeto detalhado da caixa de direção. Projeto este com todas as informações necessárias para sua fabricação e um custo relativamente baixo, aproximadamente metade do preço, se comparado com as caixas similares citadas no trabalho.

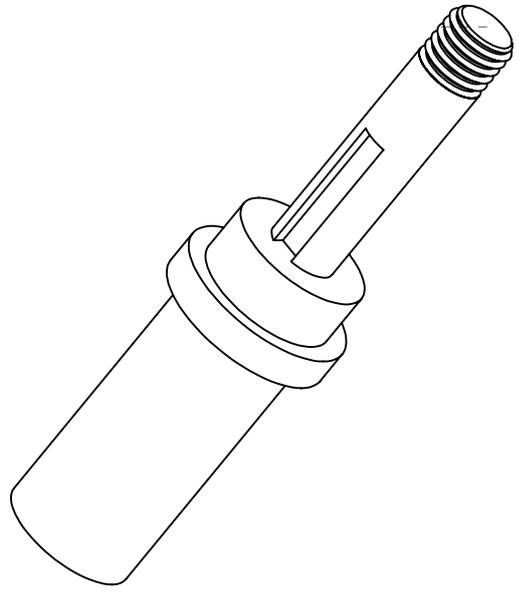
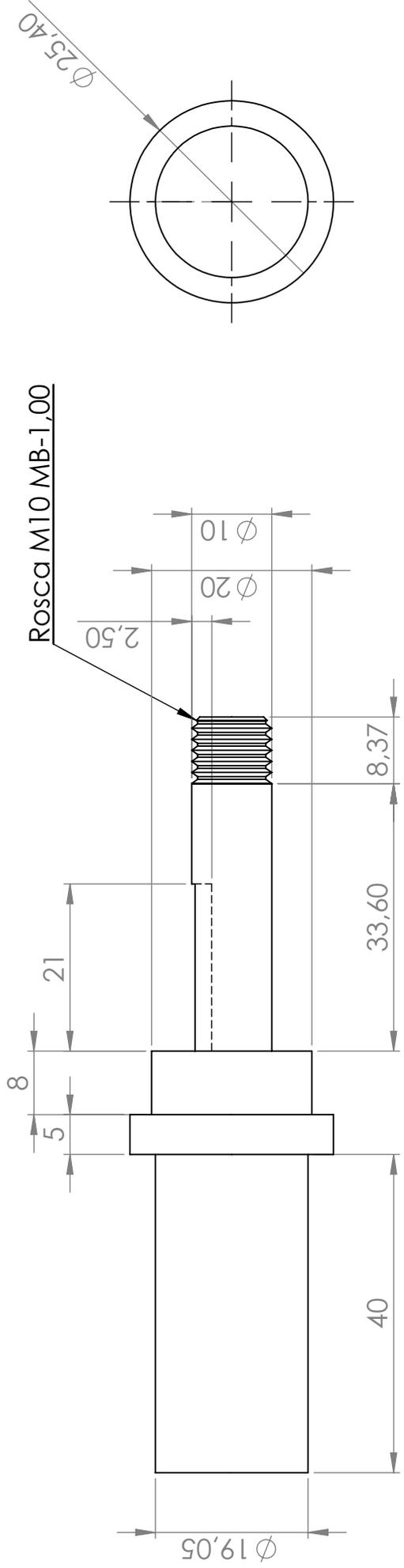
Como foram adotados parâmetros para realização dos cálculos do projeto, como por exemplo a torque aplicado ao volante, é indispensável a realização de testes após a construção da caixa afim de garantir a segurança do piloto e os demais envolvidos.

Como sugestão para realização de trabalhos futuros fica a fabricação e implementação da caixa, a fim de otimizar o projeto através de experiências retiradas da aplicação. Outra sugestão é o estudo da viabilidade de utilização de outro tipo de material para a fabricação da caixa, como por exemplo, materiais plásticos como o náilon.

REFERÊNCIAS

- ASIMOW, M. Introdução ao Projeto. Trad. José Wanderley Coêlho Dias. São Paulo, Editora Mestre Jou, 1968.
- BUSS, C. O.; CUNHA G. D. Modelo Referencial para o Processo de Desenvolvimento de Novos Produtos. In: *XXII Simpósio de Gestão da Inovação Tecnológica*, Salvador, 2002.
- DIETER, G., SCHIMIDT, L., *Engineering Design*. 4 ed. New York, Ed. McGraw-Hill, 2009.
- GRIFFIN, A. PDMA Research on New Product Development Practices: Updating Trends and Benchmarking Best Practices. *Journal of Product Innovation Management*, v. 18, 1997.
- JUNG, C. F. *Metodologia científica: ênfase em pesquisa tecnológica*. 2004. Disponível em: <<http://www.jung.pro.br/moodle/course/view.php?id=9>>. Acesso em: 10 out. 2015.
- JUVINALL, Robert C. *Fundamentos do projeto de componentes de máquinas/ Kart M. Marshek*; tradução e revisão técnica Fernando Ribeiro da Silva.- [Reimpr.]. -Rio de Janeiro : LTC, 2013.
- MEDEIROS, Estevão Neiva. *Uma proposta de metodologia para o desenvolvimento de projeto de produto*. (Dissertação, Mestrado em Engenharia de Produção). – COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro: 1981.
- MUNARI, B., *Diseño e Comunicación Visual: Contribución a una metodología didáctica*. Barcelona: Editorial Gustavo Gili S.A., 3.ed., 1975. 361 p.
- RIMOLI, C. A. *O processo de desenvolvimento e administração de produtos: um estudo de casos múltiplos em empresas brasileiras de ortopedia*. 2001. Tese (Doutorado em Administração) – Programa de Pós-graduação em Administração, Faculdade de Economia ,Administração e Contabilidade, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2001.
- ROMEIRO,E.,FERREIRA, C.,MIGUEL,P., GOUVINHAS,R.,NAVEIRO,R. *Projeto de Produto*. 1ed, Rio de Janeiro, Elsevier. 2010.
- SHIGLEY, Joseph E. *Projeto de engenharia mecânica / Joseph E., Shigley, Charles R. Mischke, Richard G. Budynas* : tradução João Batista de Aguiar, Jose' Manoel de Aguiar. - 7. ed. - Porto Alegre : Bookman, 2005.
- SOUZA, V. P. *Manual de elaboração de trabalhos acadêmicos*. Juiz de Fora: Editora UFJF, 2008. Disponível em: <<http://www.ufjf.br/biblioteca/servicos-e-produtos/normalizacao-2/>>. Acesso em: 10 out. 2015.
- ULRICH, K.T.; Eppinger, S.D. *Product design and development*. International Edition, Boston: McGraw-Hill, 2000. 358 p.

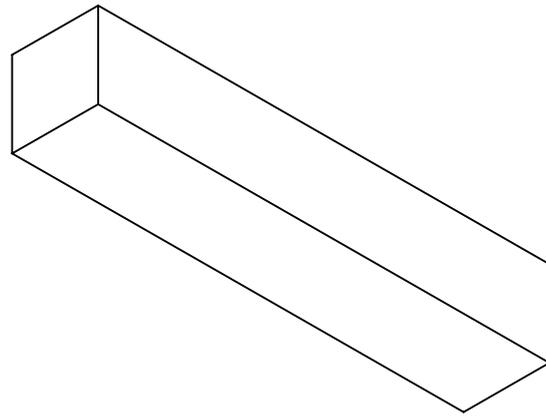
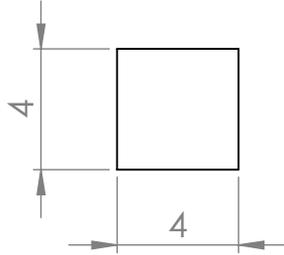
**ANEXO 1 – DESENHO TÉCNICO DOS COMPONENTES DA CAIXA DE
DIREÇÃO**



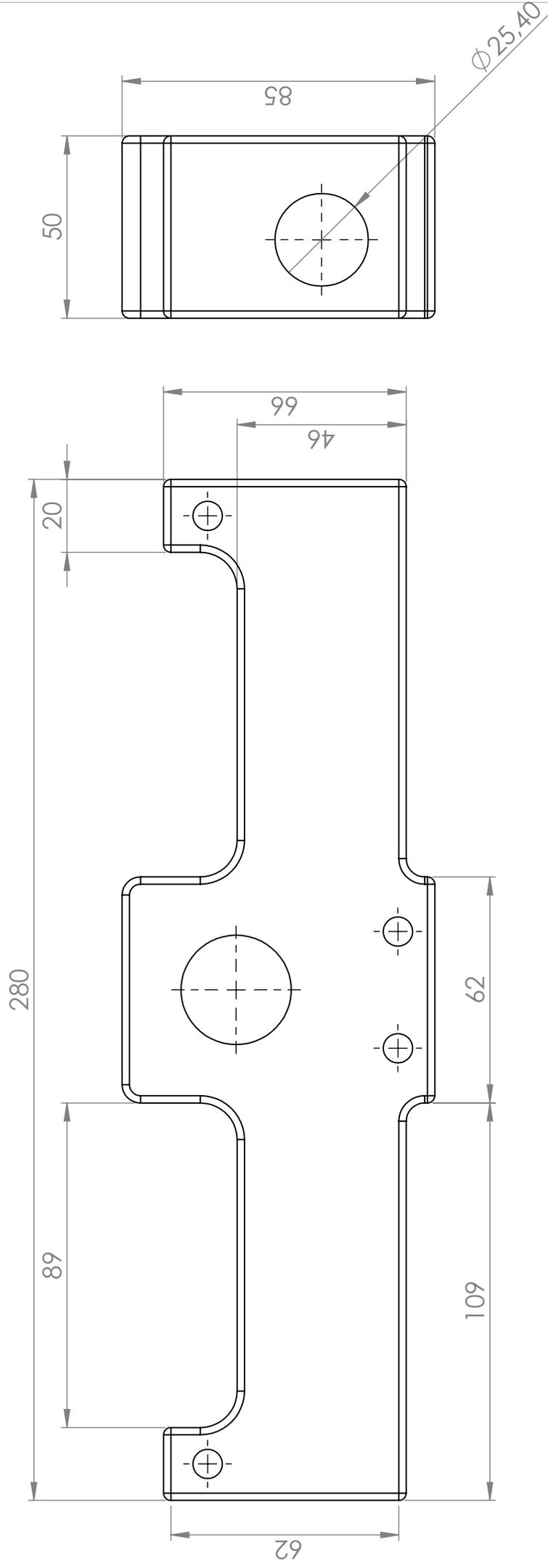
ITEM	QUANT.	DESCRIÇÃO	MATERIAL	DIMENSÕES	FOLHA
	1	Eixo para montagem da engrenagem	AÇO SAE 1045 - sem tratamento	mm	1 / 1
EQUIPE ESCUDERIA UFJF					
PEÇA EIXO PRINCIPAL DA CAIXA					
ESCALA	PROJETO	Artur Gardone			DESENHO N°
1: 0.75	DESENHO	Artur Gardone			CD - 01
				1° DIEDRO	



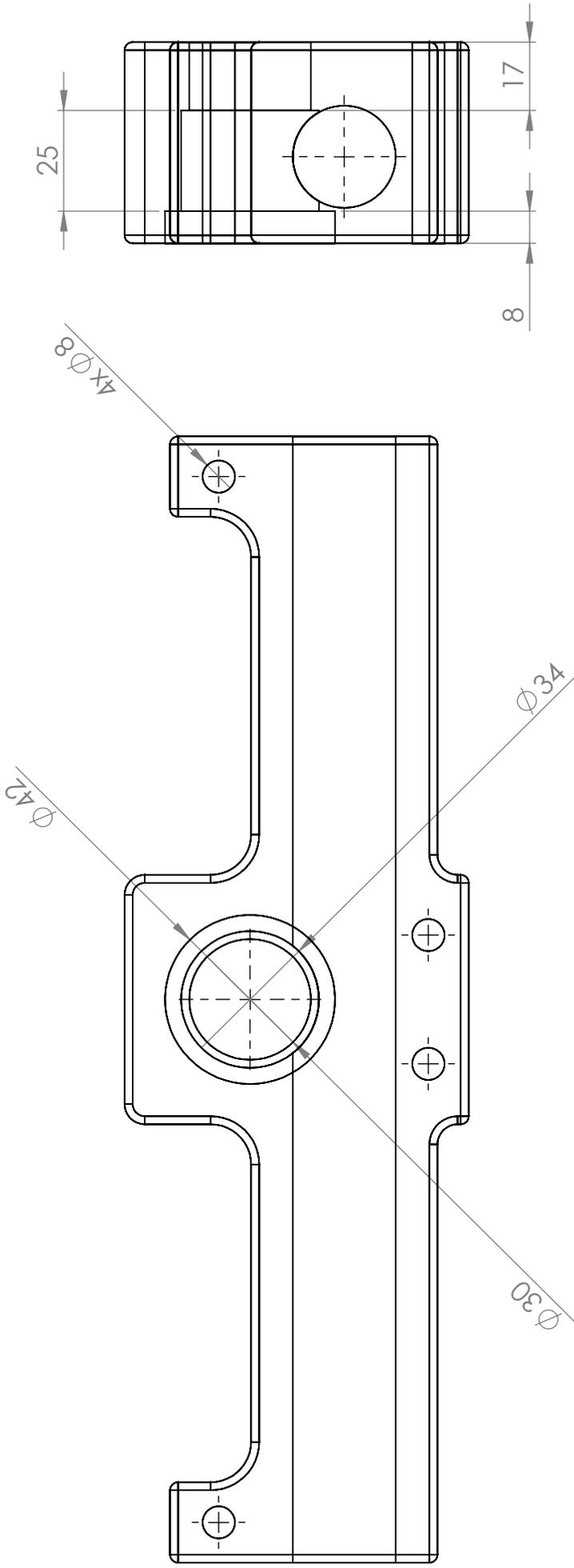
23/01/2016
23/01/2016



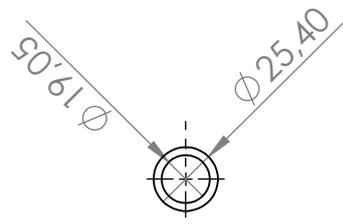
ITEM	QUANT.	DESCRIÇÃO	MATERIAL		
	1	Chaveta travamento da engrenagem	AÇO SAE 1040 - sem tratamento		
EQUIPE ESCUDERIA UFJF				DIMENSÕES	FOLHA
PEÇA CHAVETA				mm	1 / 1
ESCALA	PROJETO	Artur Gardone	23/01/16	1° DIEDRO 	DESENHO N°
4:1	DESENHO	Artur Gardone	23/01/16		



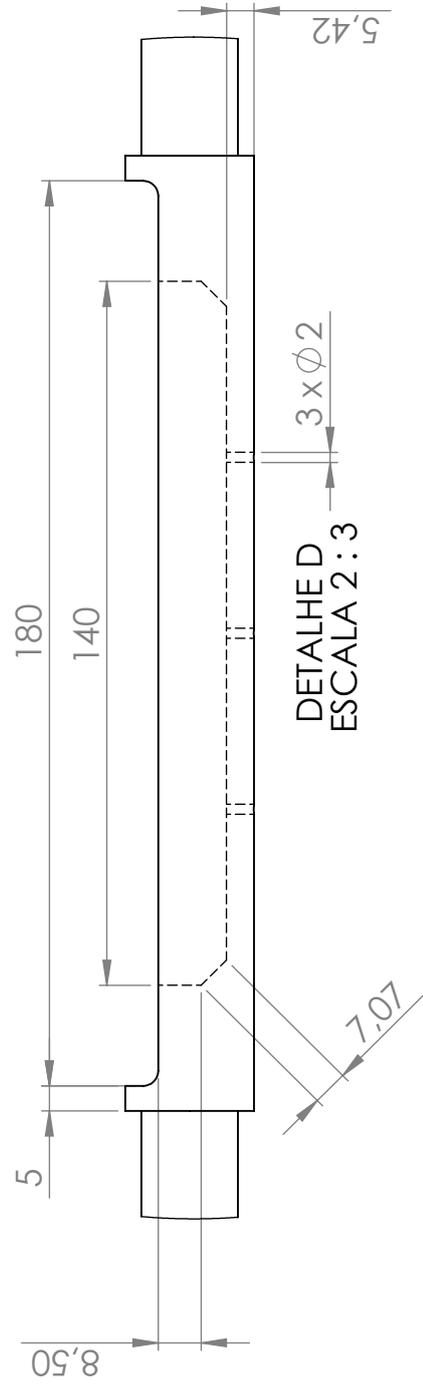
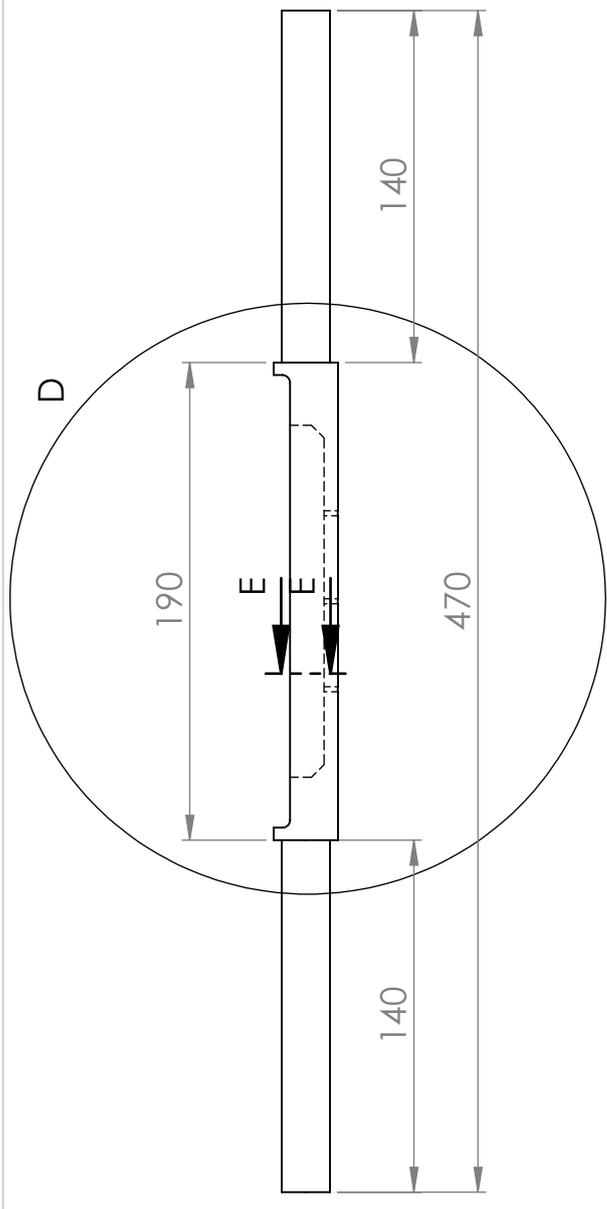
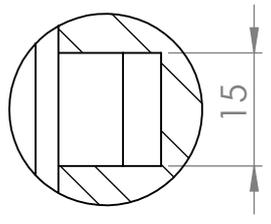
ITEM	QUANT.	DESCRIÇÃO	MATERIAL
	1		Liga de alumínio 6351 T6
EQUIPE ESCUDERIA UFJF			FOLHA 1/2
PEÇA CAIXA EM ALUMÍNIO			mm
ESCALA	PROJETO		
1: 1.5	DESENHO		
	Artur Gardone	23/01/16	DESENHO N° CD - 03
	Artur Gardone	23/01/16	



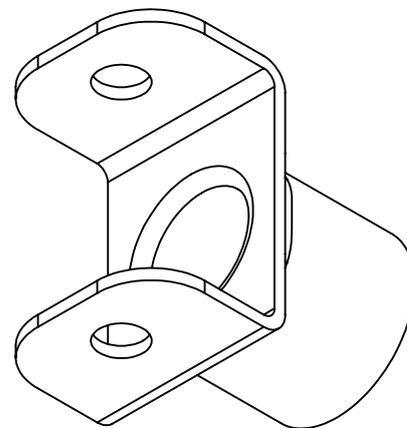
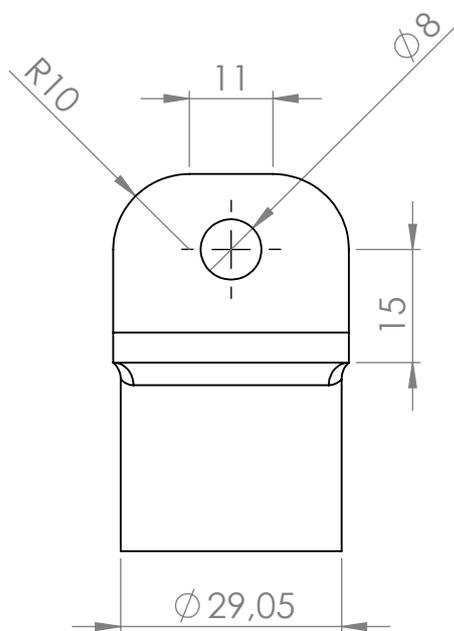
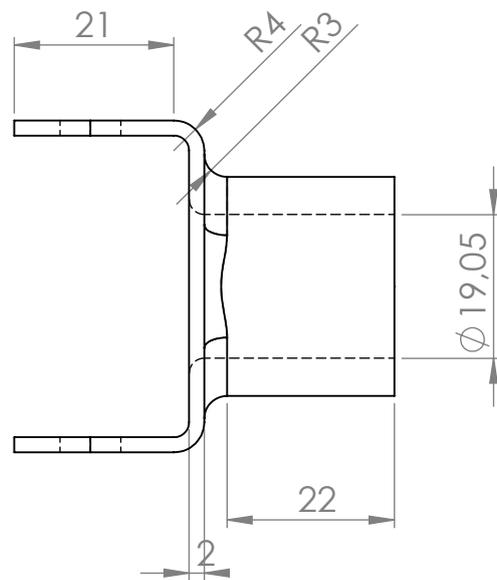
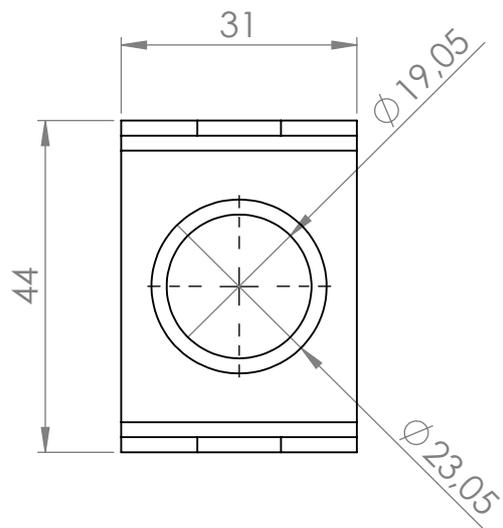
ITEM	QUANT.	DESCRIÇÃO	MATERIAL
	1		Liga de alumínio 6351 T6
EQUIPE ESCUDERIA UFJF			
PEÇA CAIXA EM ALUMÍNIO			
ESCALA	PROJETO		
1: 1.5	DESENHO		
		Artur Gardone	23/01/16
		Artur Gardone	23/01/16
			DIMENSÕES mm
			1º DIEDRO 
			FOLHA 2/2
			DESENHO N° CD - 04



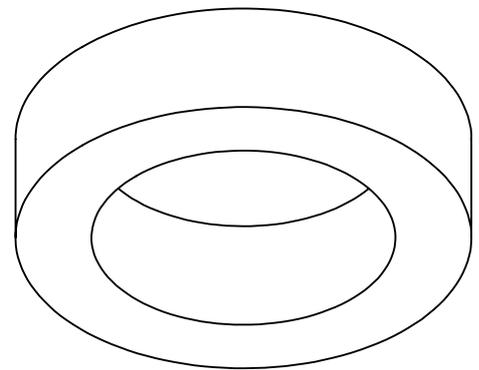
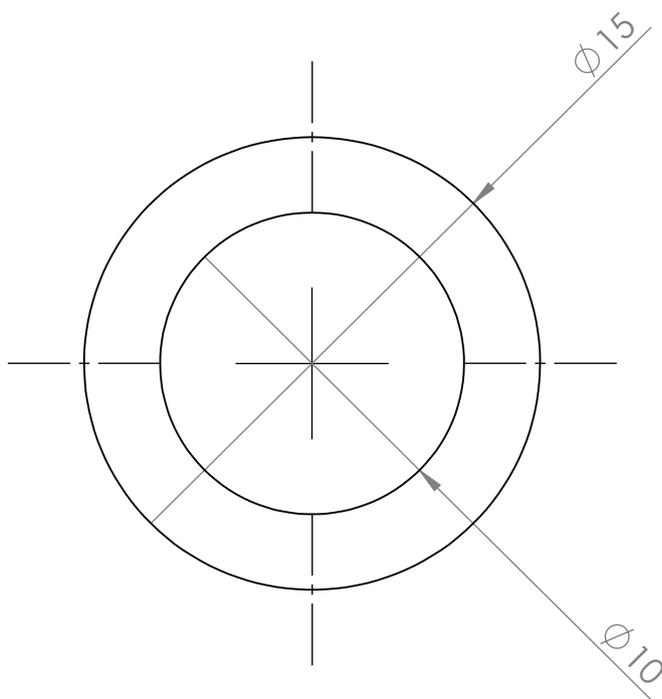
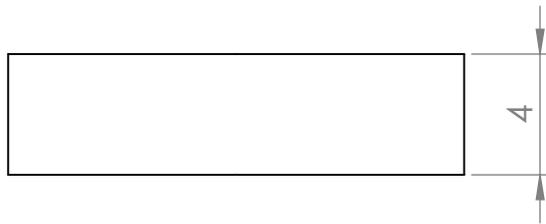
SEÇÃO E-E
ESCALA 1:1

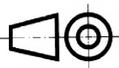


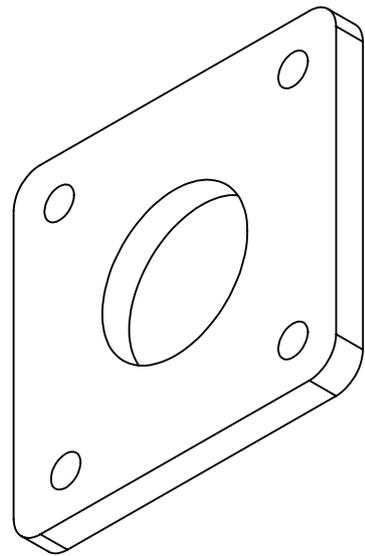
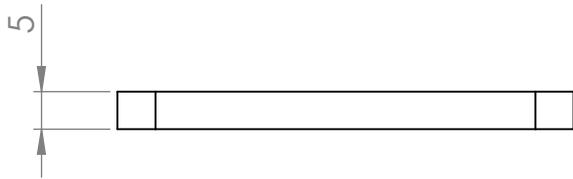
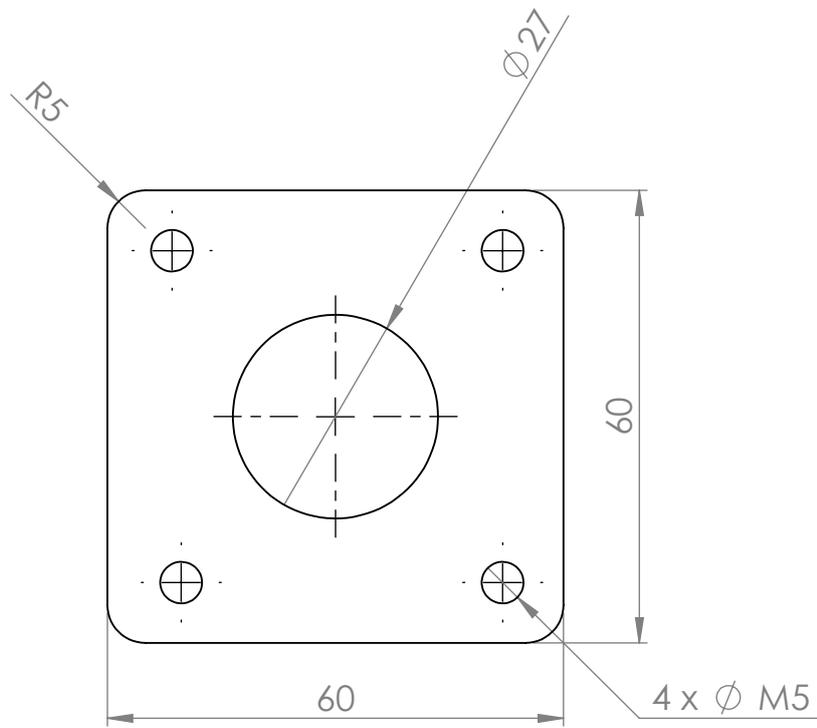
ITEM	QUANT.	DESCRIÇÃO	MATERIAL
	1	Eixo para montagem da cremalheira	AÇO SAE 1045 - sem tratamento
EQUIPE ESCUDERIA UFJF			
PEÇA EIXO SECUNDÁRIO DA CAIXA			
ESCALA 1:3	PROJETO	Artur Gardone	 23/01/2016 23/01/2016
	DESENHO	Artur Gardone	
		DIMENSÕES	FOLHA
		mm	1 / 1
		1º DIEDRO	DESENHO N°
			CD - 05



ITEM	QUANT.	DESCRIÇÃO	MATERIAL		
	2	Junta em U	AÇO SAE 1045 - sem tratamento		
EQUIPE ESCUDERIA UFJF			DIMENSÕES	FOLHA	
PEÇA JUNTA UNIVERSAL - U			mm	1 / 1	
ESCALA	PROJETO	Artur Gardone	23/01/16	1° DIEDRO	DESENHO N° CD - 06
1:1	DESENHO	Artur Gardone	23/01/16		



ITEM	QUANT.	DESCRIÇÃO	MATERIAL		
	1	Espaçador entre pinhão e rolamento	AÇO SAE 1045 - sem tratamento		
EQUIPE ESCUDERIA UFJF				DIMENSÕES	FOLHA
PEÇA ESPAÇADOR				mm	1 / 1
ESCALA	PROJETO	Artur Gardone	23/01/16	1° DIEDRO 	DESENHO N° CD - 07
	DESENHO	Artur Gardone	23/01/16		



ITEM	QUANT.	DESCRIÇÃO	MATERIAL		
	1	Tampa da caixa/ travamento do eixo	Liga de alumínio 6351 T6		
EQUIPE ESCUDERIA UFJF				DIMENSÕES	FOLHA
PEÇA TAMPA DA CAIXA				mm	1 / 1
ESCALA	PROJETO	Artur Gardone	23/01/16	1° DIEDRO 	DESENHO N°
1:1	DESENHO	Artur Gardone	23/01/16		

ANEXO 2 – RELATÓRIO DE SIMULAÇÃO NOS DENTES DO PINHÃO

Simulação de Pinhão

Data: segunda-feira, 1 de fevereiro de 2016

Projetista: Artur Gardone

Nome do estudo: Estudo 1 - Pinhão

Tipo de análise: Análise estática



Descrição

O pinhão escolhido para o projeto, foi determinado a partir de cálculos preliminares e obtido através de tabelas padronizadas de fornecedores. O estudo tem como objetivo aplicar a as forças tangencial e radial, calculadas no projeto preliminar, afim de verificar possíveis falhas na peça.

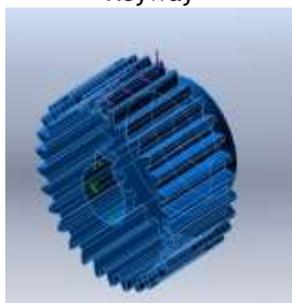
Pressuposições

Informações do modelo



Nome do modelo: Pinhão
Configuração atual: Pinhão

Corpos sólidos

	Tratado como	Propriedades volumétricas	Caminho/Data do documento modificado
Keyway 	Corpo sólido	Massa:0.0818907 kg Volume:1.04319e-005 m ³ Densidade:7850 kg/m ³ Peso:0.802529 N	C:\Users\usuario\Desktop\ SIMULAÇÃO\Pinhão com chaveta.sldprt Feb 01 18:46:28 2016

As forças foram aplicados no topo do dente pois, desta forma, tem-se o maior esforço de flexão no dente devido ao maior momento gerado pela distancia de aplicação da força e a base do dente.

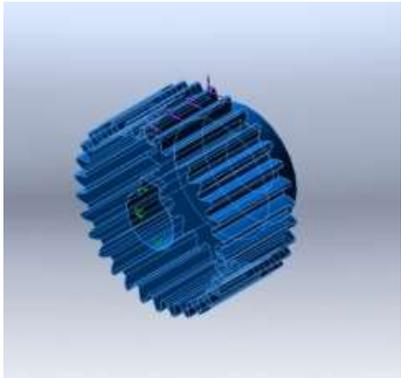
Propriedades do estudo

Nome do estudo	Estudo 1- Pinhão
Tipo de análise	Análise estática
Tipo de malha	Malha sólida
Efeito térmico:	Ativada
Opção térmica	-
Temperatura de deformação zero	298 Kelvin
Inclui efeitos da pressão de fluidos do SolidWorks SimulationXpress	Desativada
Tipo de Solver	FFEPlus
Efeito no plano:	Desativada
Mola suave:	Desativada
Atenuação inercial:	Desativada
Opções de união incompatíveis	Automática
Grande deslocamento	Desativada
Calcular forças de corpo livre	Ativada
Atrito	Desativada
Usar método adaptável:	Desativada
Pasta de resultados	Documento do SolidWorks (C:\Users\usuario\Desktop\SIMULAÇÃO)

Unidades

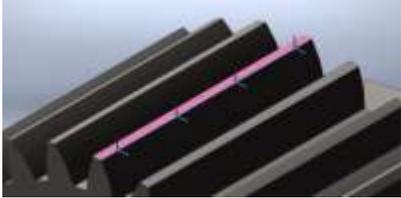
Sistema de unidades:	SI (MKS)
Comprimento/Deslocamento	Mm
Temperatura	Kelvin
Velocidade angular	Rad/s
Pressão/Tensão	N/m ²

Propriedades do material

Referência do modelo	Propriedades	Componentes
	<p>Nome: Aço AISI 1040 trefilado</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico linear elástico</p> <p>Critério de falha predeterminado: Desconhecido</p> <p>Limite de escoamento: 6.5e+008 N/m²</p> <p>Resistência à tração: 7e+008 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 2.0e+011 N/m²</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.3</p> <p>Massa específica: 7870 kg/m³</p> <p>Módulo de cisalhamento: 8e+010 N/m²</p> <p>Coefficiente de expansão térmica: 1.2e-005 /Kelvin</p>	Corpo sólido (Pinhão)
Dados da curva:N/A		

Acessórios de fixação e Cargas

Nome do acessório de fixação	Imagem de acessório de fixação	Detalhes de acessório de fixação		
Fixo-1		<p>Entidades: 1 face(s)</p> <p>Tipo: Geometria fixa</p>		
Forças resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Força de reação(N)	-0.000479069	238.494	-512.574	565.342
Momento de reação(N·m)	0	0	0	0

Nome da carga	Carregar imagem	Detalhes de carga
Força-1		<p>Entidades: 1 borda(s) Referência: Face< 1 > Tipo: Aplicar força Valores: Fr = -193.36 N Ft = -531.25 N</p>

Informações de malha

Tipo de malha	Malha sólida
Gerador de malhas usado:	Malha com base em curvatura
Pontos Jacobianos	4 Pontos
Tamanho máximo de elemento	0 mm
Tamanho de elemento mínimo	0 mm
Qualidade da malha	Alta

Total de nós	889163
Total de elementos	628825
Proporção máxima	4.3588
% de elementos com Proporção < 3	99.9
% de elementos com Proporção < 10	0
% de elementos distorcidos(Jacobiana)	0
Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss):	00:00:26
Nome do computador:	LTI

Nome do modelo: Pinhão com chaveta
 Nome do estudo: Estático 1
 Tipo de malha: Malha automática



Forças resultantes

Forças de reação

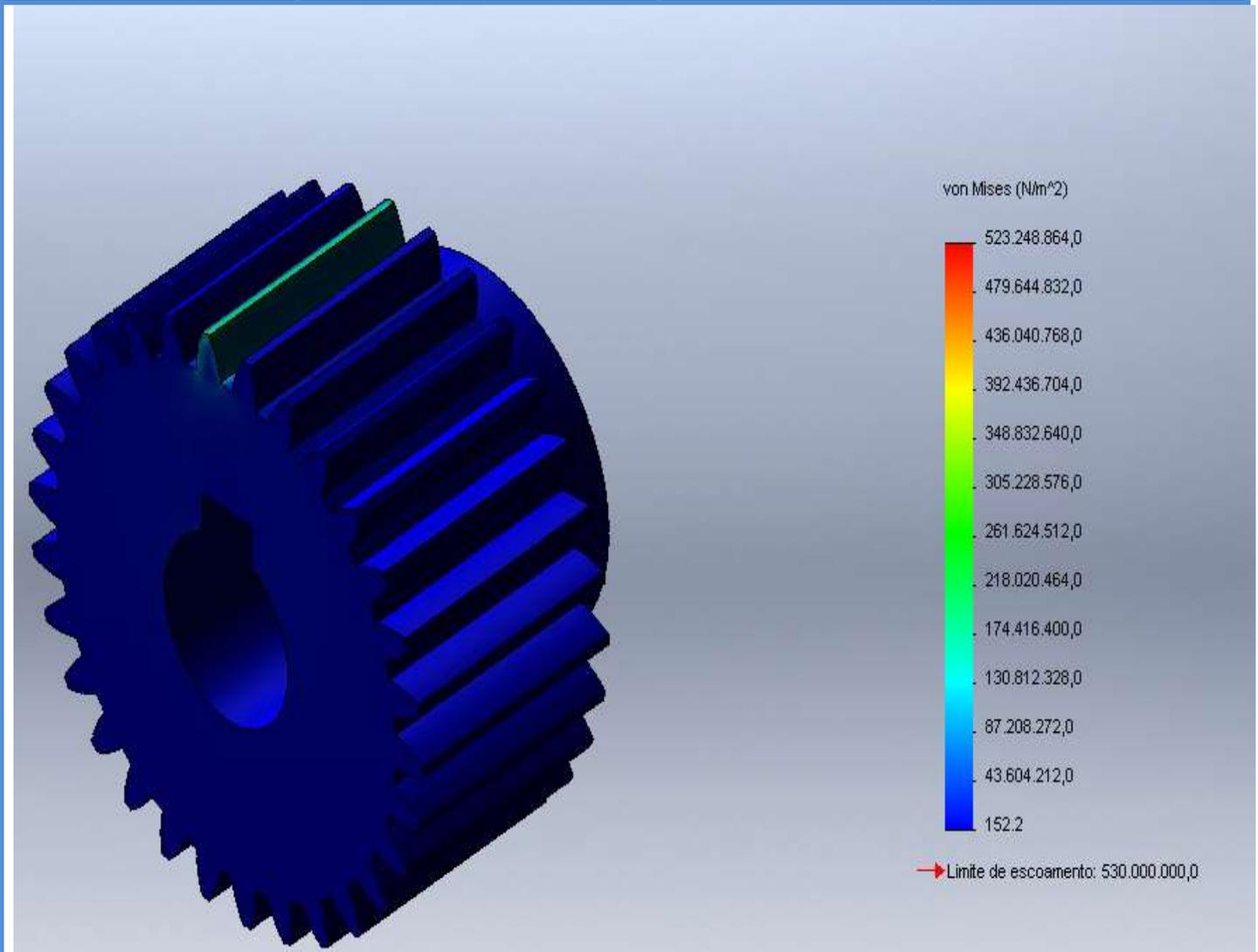
Conjunto de seleção	Unidades	Soma X	Soma Y	Soma Z	Resultante
Modelo inteiro	N	-0.000479069	238.494	-512.574	565.342

Momentos de reação

Conjunto de seleção	Unidades	Soma X	Soma Y	Soma Z	Resultante
Modelo inteiro	N·m	0	0	0	0

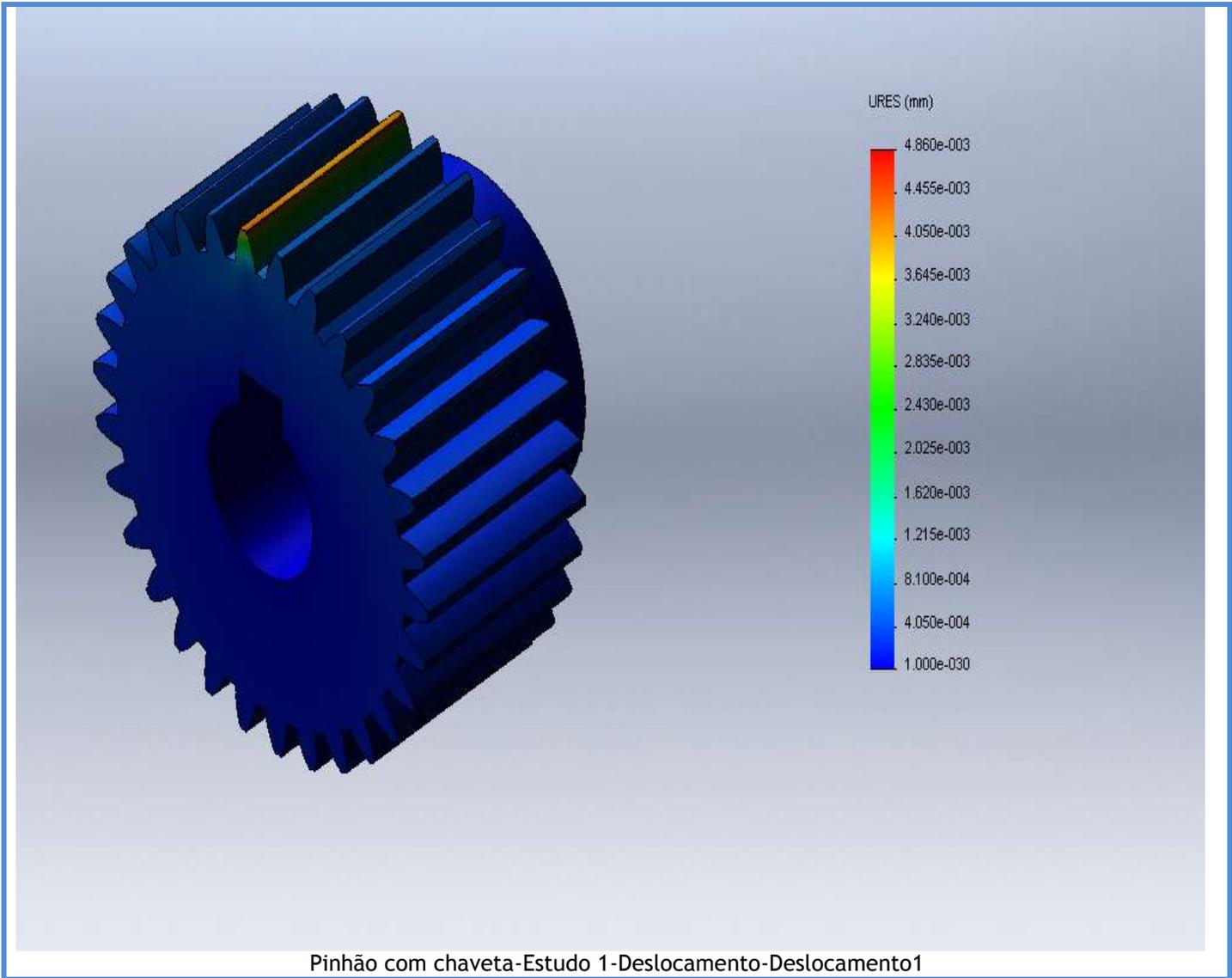
Resultados do estudo

Nome	Tipo	Mín	Máx.
Tensão1	VON: tensão de von Mises	152.245 N/m ² Nó: 3850	5.23249e+008 N/m ² Nó: 9717

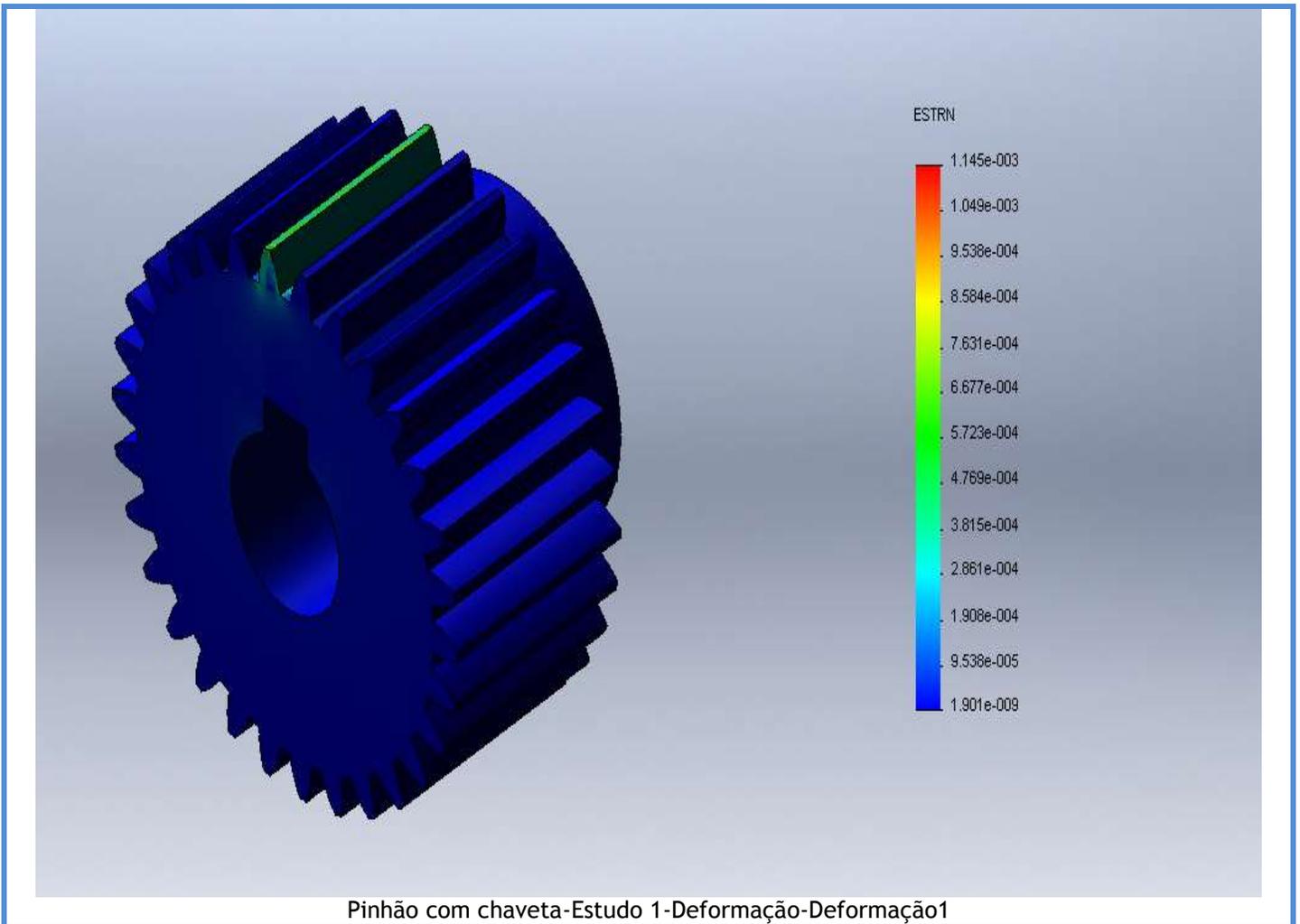


Pinhão com chaveta-Estudo 1-Tensão-Tensão1

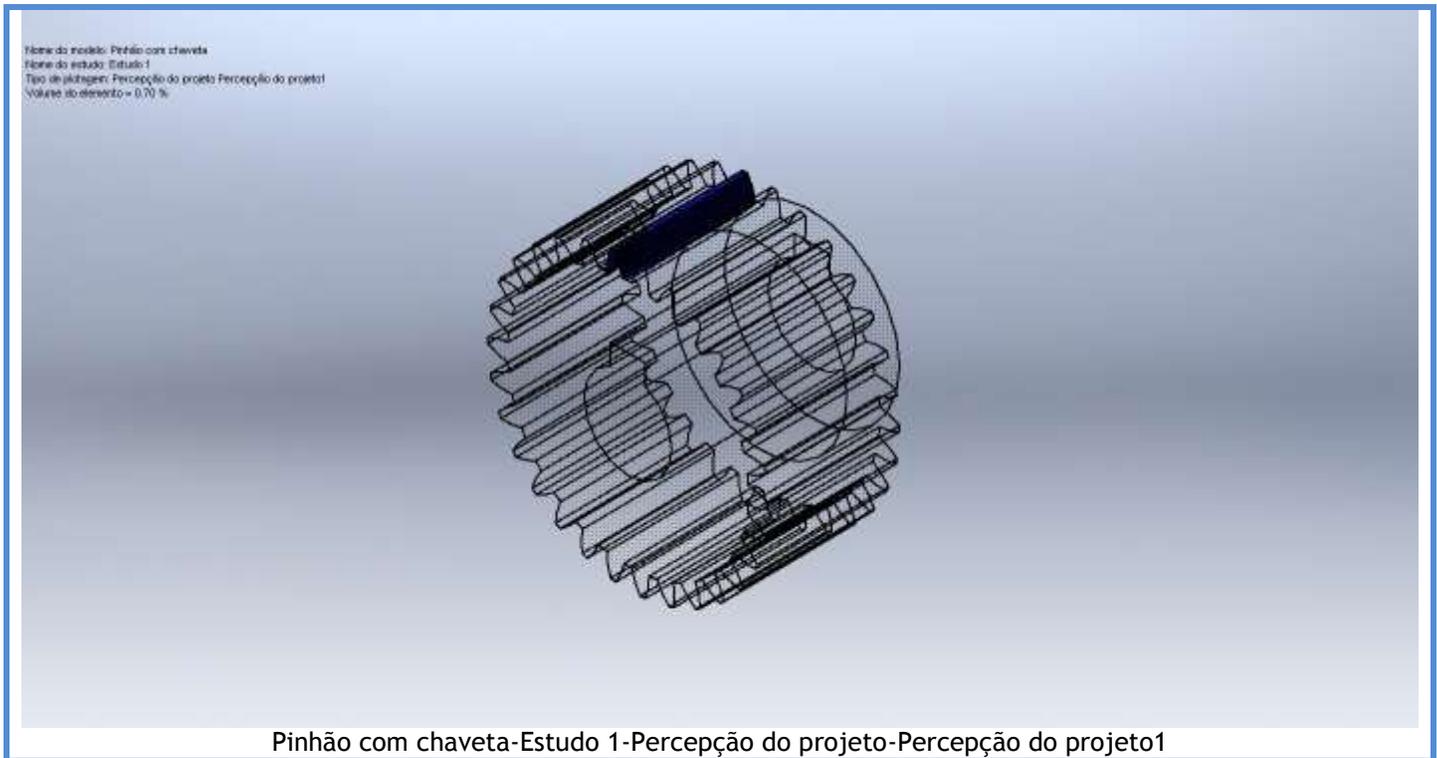
Nome	Tipo	Mín	Máx.
Deslocamento1	URES: Deslocamento resultante	0 mm Nó: 1456	0.00485976 mm Nó: 9717



Nome	Tipo	Mín	Máx.
Deformação1	ESTRN : Deformação equivalente	1.90119e-009 Elemento: 16304	0.00114457 Elemento: 365497



Nome	Tipo
Percepção do projeto1	Percepção do projeto



Conclusão

A simulação realizada pelo Software mostra que os resultados encontrados nas análises do pinhão durante o projeto preliminar são satisfatórios. Garantindo, portanto que a peça não vai falhar por fadiga para as forças aplicadas.

**ANEXO 3 – RELATÓRIO DE SIMULAÇÃO NOS DENTES DA
CREMALHEIRA**

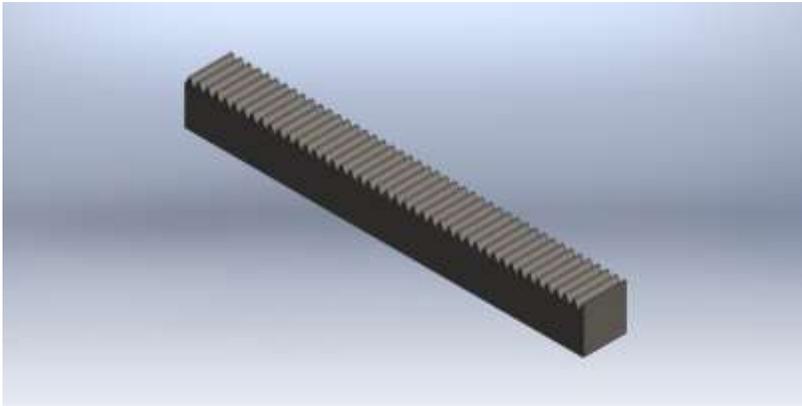
Simulação de Cremalheira

Data: segunda-feira, 1 de fevereiro de 2016

Projetista: Artur Gardone

Nome do estudo: Estudo 2 - Cremalheira

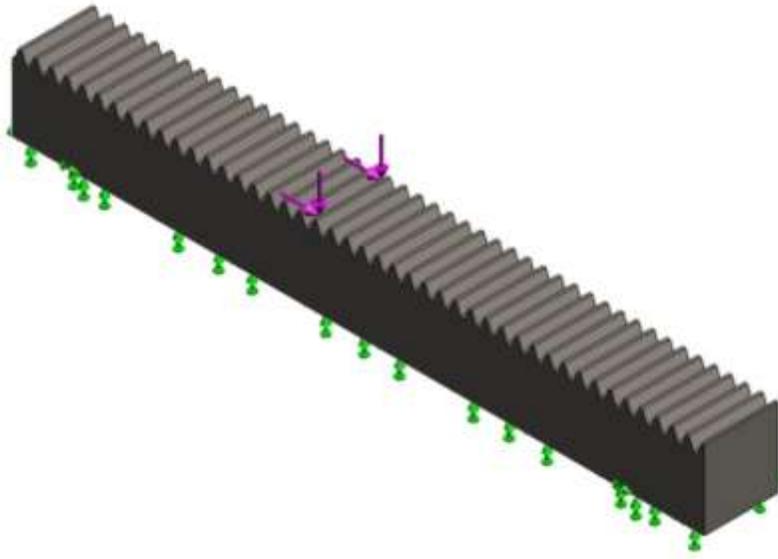
Tipo de análise: Análise estática



Descrição

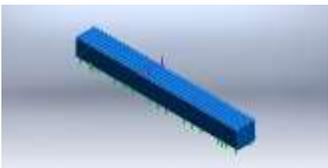
A cremalheira escolhida para o projeto, foi determinado a partir de cálculos preliminares e obtida através de tabelas padronizadas de fornecedores. O estudo tem como objetivo aplicar as forças tangencial e radial, calculadas no projeto preliminar, afim de verificar possíveis falhas na peça.

Informações do modelo



Nome do modelo: Cremalheira
Configuração atual: Cremalheira

Corpos sólidos

	Tratado como	Propriedades volumétricas	Caminho/Data do documento modificado
TeethCuts 	Corpo sólido	Massa:0.243625 kg Volume:3.10351e-005 m ³ Densidade:7850 kg/m ³ Peso:2.38753 N	C:\Users\usuario\Desktop\ SIMULAÇÃO\Cremalheira.s ldprt Feb 01 19:45:02 2016

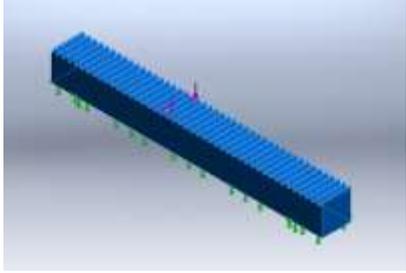
Propriedades do estudo

Nome do estudo	Estudo 2
Tipo de análise	análise estática
Tipo de malha	Malha sólida
Efeito térmico:	Ativada
Opção térmica	-
Temperatura de deformação zero	298 Kelvin
Inclui efeitos da pressão de fluidos do SolidWorks SimulationXpress	Desativada
Tipo de Solver	FFEPlus
Efeito no plano:	Desativada
Mola suave:	Desativada
Atenuação inercial:	Desativada
Opções de união incompatíveis	Automática
Grande deslocamento	Desativada
Calcular forças de corpo livre	Ativada
Atrito	Desativada
Usar método adaptável:	Desativada
Pasta de resultados	Documento do SolidWorks (C:\Users\usuario\Desktop\SIMULAÇÃO)

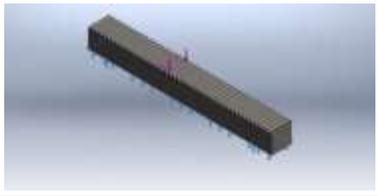
Unidades

Sistema de unidades:	SI (MKS)
Comprimento/Deslocamento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidade angular	Rad/s
Pressão/Tensão	N/m ²

Propriedades do material

Referência do modelo	Propriedades	Componentes
	<p> Nome: Aço AISI 1040 trefilado Tipo de modelo: Isotrópico linear elástico Critério de falha predeterminado: Desconhecido Limite de escoamento: 6.5e+008 N/m² Resistência à tração: 7e+008 N/m² Módulo elástico: 2e+011 N/m² Coefficiente de Poisson: 0.3 Massa específica: 7870 kg/m³ Módulo de cisalhamento: 8e+010 N/m² Coefficiente de expansão térmica: 1.2e-005 /Kelvin </p>	<p>Corpo sólido (Cremalheira)</p>
Dados da curva:N/A		

Acessórios de fixação e Cargas

Nome do acessório de fixação	Imagem de acessório de fixação	Detalhes de acessório de fixação		
Fixo-1		Entidades: 1 face(s) Tipo: Geometria fixa		
Forças resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Força de reação(N)	-531.247	193.365	0.00117968	565.343
Momento de reação(N·m)	0	0	0	0

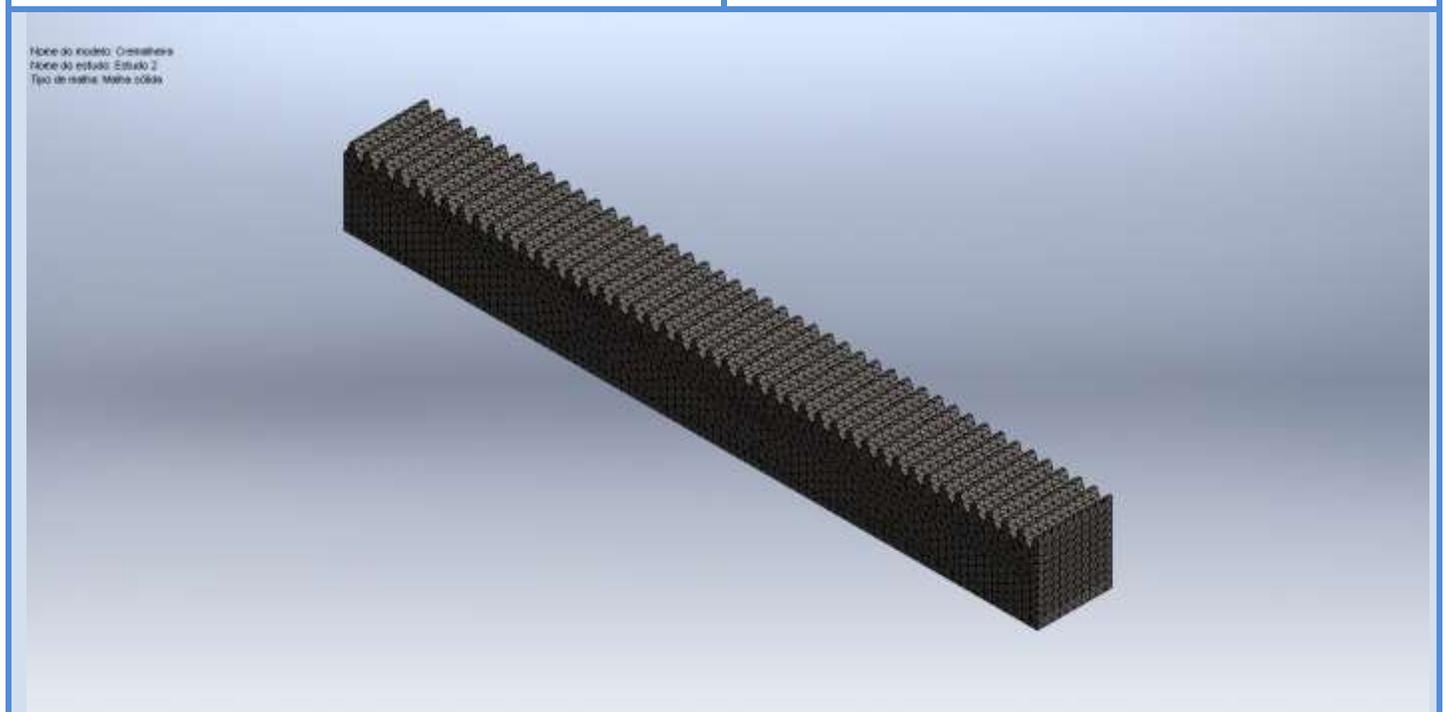
Nome da carga	Carregar imagem	Detalhes de carga		
Força-1		Entidades: 1 borda(s) Referência: Face< 1 > Tipo: Aplicar força Valores: Ft = 531.25 N Fr = -193.36 N		

Informações de malha

Tipo de malha	Malha sólida
Gerador de malhas usado:	Malha com base em curvatura
Pontos Jacobianos	4 Pontos
Tamanho máximo de elemento	0 mm
Tamanho de elemento mínimo	0 mm
Qualidade da malha	Alta

Informações de malha - Detalhes

Total de nós	119073
Total de elementos	80736
Proporção máxima	7.9421
% de elementos com Proporção < 3	98
% de elementos com Proporção < 10	0
% de elementos distorcidos(Jacobiana)	0
Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss):	00:00:05
Nome do computador:	LTI



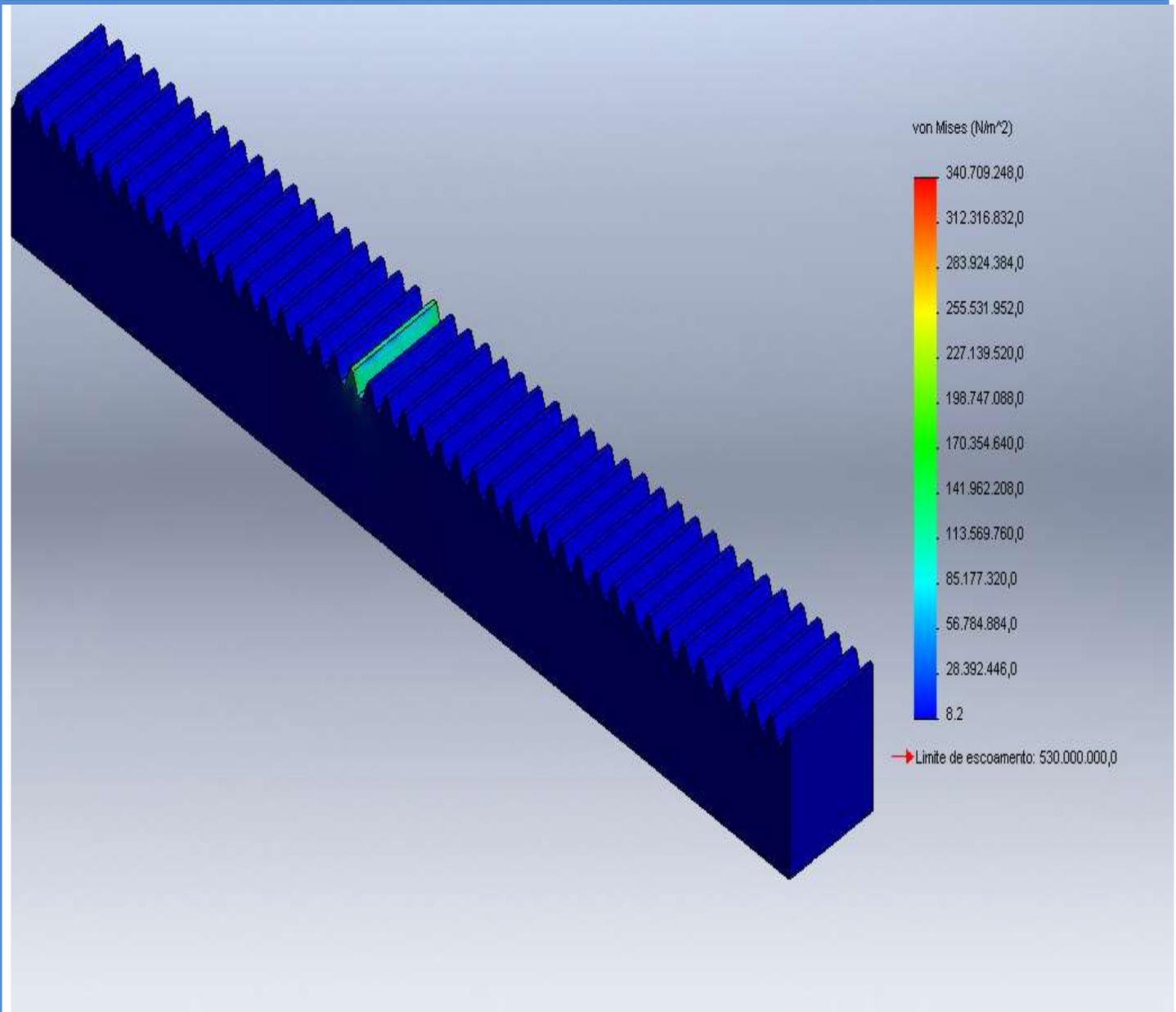
Forças resultantes

Forças de reação

Conjunto de seleção	Unidades	Soma X	Soma Y	Soma Z	Resultante
Modelo inteiro	N	-531.247	193.365	0.00117968	565.343

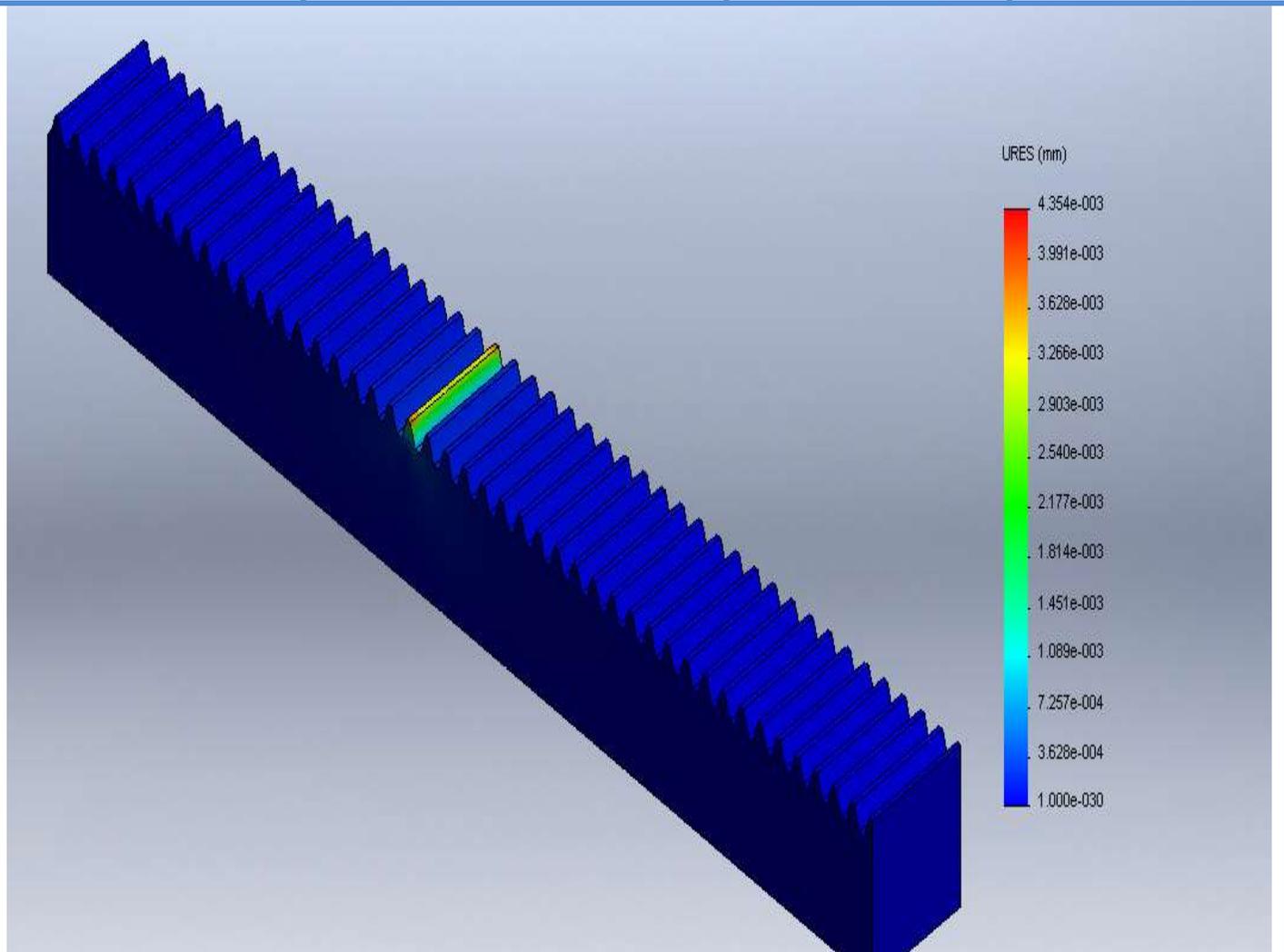
Resultados do estudo

Nome	Tipo	Mín	Máx.
Tensão1	VON: tensão de von Mises	8.19573 N/m ² Nó: 11	3.40709e+008 N/m ² Nó: 550



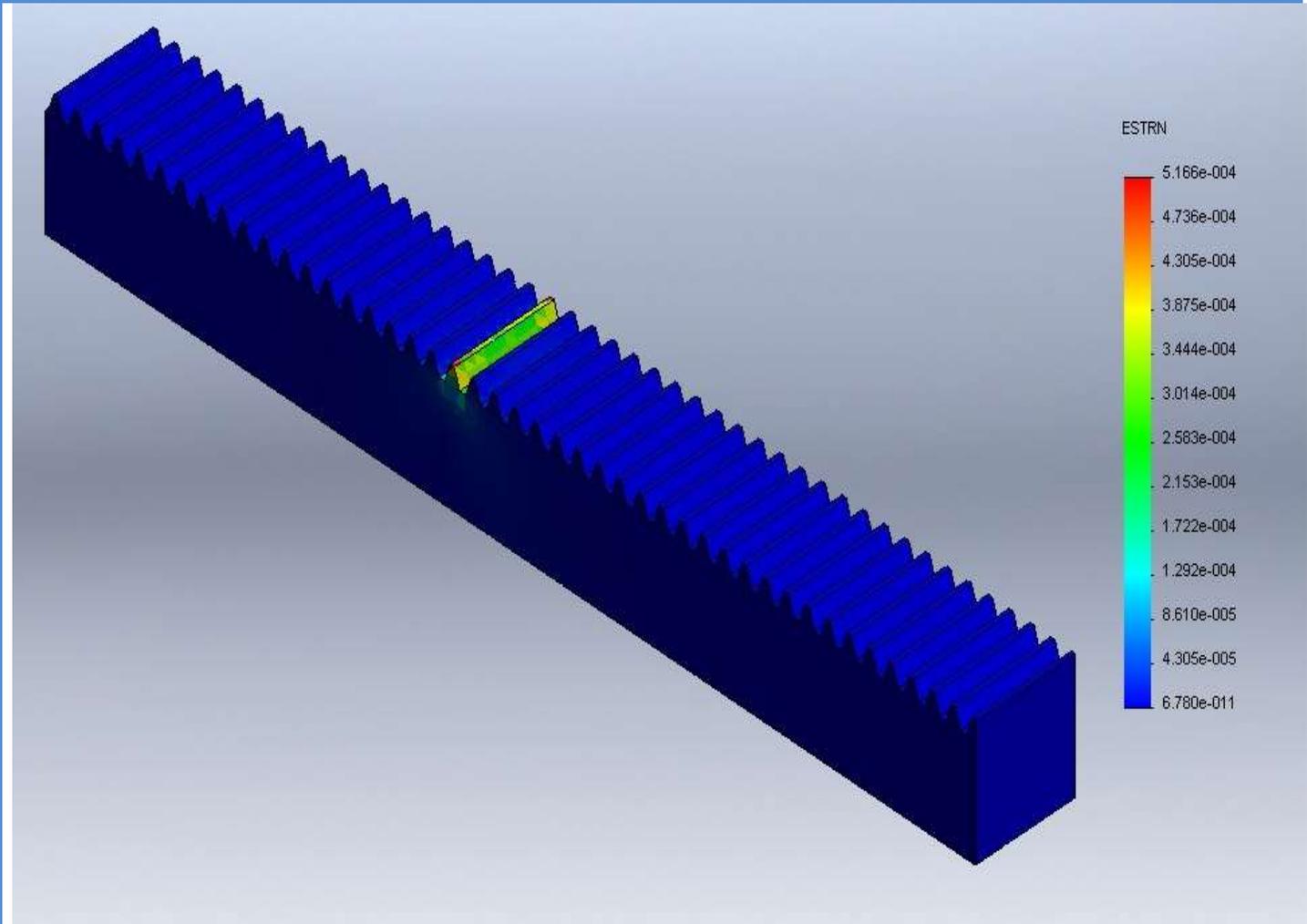
Cremalheira-Estudo 2-Tensão-Tensão1

Nome	Tipo	Mín	Máx.
Deslocamento1	URES: Deslocamento resultante	0 mm Nó: 988	0.00435402 mm Nó: 550



Cremalheira-Estudo 2-Deslocamento-Deslocamento1

Nome	Tipo	Mín	Máx.
Deformação1	ESTRN : Deformação equivalente	6.78019e-011 Elemento: 20771	0.000516629 Elemento: 26841



Cremalheira-Estudo 2-Deformação-Deformação1

Conclusão

A simulação realizada pelo Software mostra que os resultados encontrados nas análises da cremalheira durante o projeto preliminar são satisfatórios. Garantindo, portanto que a peça não vai falhar por fadiga para as forças aplicadas.

ANEXO 4 – TERMO DE AUTENTICIDADE

UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
FACULDADE DE ENGENHARIA

Termo de Declaração de Autenticidade de Autoria

Declaro, sob as penas da lei e para os devidos fins, junto à Universidade Federal de Juiz de Fora, que meu Trabalho de Conclusão de Curso do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica é original, de minha única e exclusiva autoria. E não se trata de cópia integral ou parcial de textos e trabalhos de autoria de outrem, seja em formato de papel, eletrônico, digital, áudio-visual ou qualquer outro meio.

Declaro ainda ter total conhecimento e compreensão do que é considerado plágio, não apenas a cópia integral do trabalho, mas também de parte dele, inclusive de artigos e/ou parágrafos, sem citação do autor ou de sua fonte.

Declaro, por fim, ter total conhecimento e compreensão das punições decorrentes da prática de plágio, através das sanções civis previstas na lei do direito autoral¹ e criminais previstas no Código Penal², além das cominações administrativas e acadêmicas que poderão resultar em reprovação no Trabalho de Conclusão de Curso.

Juiz de Fora, ____ de _____ de 20 ____.

NOME LEGÍVEL DO ALUNO (A)

Matrícula

ASSINATURA

CPF

¹ LEI N° 9.610, DE 19 DE FEVEREIRO DE 1998. Altera, atualiza e consolida a legislação sobre direitos autorais e dá outras providências.

² Art. 184. Violar direitos de autor e os que lhe são conexos: Pena - detenção, de 3 (três) meses a 1 (um) ano, ou multa.