

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PAMPA

Kawe Allan da Conceição de Lima

PROJETO DE UMA DECORTICADORA AUTOMATIZADA DE NOZ PECAN

**ALEGRETE
2018**

KAWE ALLAN DA CONCEIÇÃO DE LIMA

PROJETO DE UMA DECORTICADORA AUTOMATIZADA DE NOZ PECAN

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia mecânica da Universidade Federal do Pampa, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Wang Chong

Coorientador : Prof. Dr. Tonilson de Souza Rosendo

**Alegrete
2018**

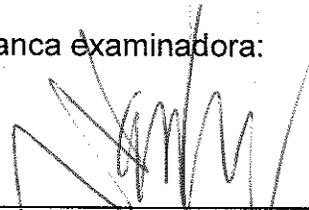
KAWE ALLAN DA CONCEIÇÃO DE LIMA

PROJETO DE UMA DECORTICADORA AUTOMATIZADA DE NOZ PECAN

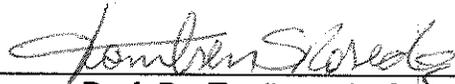
Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Curso de
Engenharia Mecânica a
Universidade Federal do Pampa,
como requisito parcial para obtenção
do Título de Bacharel em
Engenharia Mecânica.

Trabalho de Conclusão de Curso defendido e aprovado em: 10, Abril e 2018.

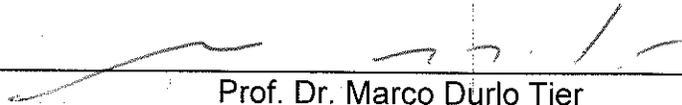
Banca examinadora:



Prof. Dr. Wang Chong
Orientador
UNIPAMPA



Prof. Dr. Tonilson de Souza Rosendo
UNIPAMPA



Prof. Dr. Marco Durlo Tier
UNIPAMPA

Dedico este trabalho a minha Família e aos meus Pais Alessandro Ferreira de Lima e Valeria Santos Gomes.

AGRADECIMENTO

Como diz meu Vô: “agora é minha vez de falar!”. Não posso dizer que travei grandes batalhas para vir até aqui, sei que as coisas não foram fáceis, mas também não foram difíceis, durante esse tempo que se passou o maior ensinamento que tive foi aprender a valorizar o que faço e a quem eu amo.

A engenharia se tornou um vício, sinto-me cada vez mais instigado a me afundar nesse mundo, foram muitos cálculos, muitas equações, teoremas, ábacos, entre outras coisas das quais não me lembro. Durante todo esse tempo de curso, ouvi de colegas, amigos e professores que muitas daquelas coisas das quais eu estava fascinado, não serviria para nada, pois minha profissão não demandaria de metade do meu cérebro animal, e sabe que agora eu vejo que é verdade! Porém eu vou um pouco além nesse pensamento, a partir desses cálculos e equações das quais me refiro, retirei grandes ensinamentos dos quais posso citar uma estrutura, por exemplo, por maior que ela seja o elemento responsável por sua estabilidade e mante - lá no lugar desejado é um pequeno elemento chamado parafuso, assim também são as pessoas, quando alguém se sente grande e no topo do mundo, deve lembrar que um “Parafuso” o mantém nessa posição.

Assim, também eu me sinto hoje, sinto-me grande, não por estar acima de alguém, mas sim por possuir pessoas que são meus apoios e base, pessoas essas que me mantiveram sempre em equilíbrio, sempre que eu começa a balançar, lembrava que eles estavam ali me segurando. Nesse momento quero agradecer ao meu Pai, por sempre fazer-me acreditar que minha capacidade é infinita, você sempre me disse que eu chegaria onde eu quisesse, né?! Pois é, hoje eu cheguei onde eu queria, obrigado! Agradeço também a minha mãe, Valéria, pelo apoio, encorajamento e amor que você me deu durante todo esse tempo.

O meu principal pilar durante todo esse tempo foi a Patricia, minha futura esposa, só tenho a te agradecer, sinto-me honrado por você ter aparecido em minha vida durante esse momento, costumo dizer que em minha vida tudo se encaixa, e você se encaixou de uma maneira tão perfeita, que parece que sempre esteve aqui, nunca me deixou desistir de nada, esteve comigo quando eu estava triste e quando eu estava feliz, nunca me deixou sozinho. Obrigado!

Agradeço também a família que eu ganhei durante esses cinco anos, minha Sogra Dona Cátia, A linda Lizia e o beto, pelo carinho e toda a boia que eu pude comer

sem levar nada para complementar; o Tio nenê e a Dona Marli, por todos os conselhos e por sempre ter estendido a mão quando precisei, a Vanessa e o Geison, pelo carinho e por ter me dado umas das pessoas que eu mais amo na vida o Gabriel, a Gabriela e a Ana.

“Deus abençoe e Boa Sorte!”.

Leão do Norte
(Olegário Ferreira de Lima)

RESUMO

O desenvolvimento de máquinas para auxiliar a vida humana já ocorre a centenas de anos, com objetivo principal de que todos tenham acesso a preceitos básicos, como o alimento, por exemplo. Nessa âmbito surge o projeto de uma Decortadora automatizada de Noz Pecan no intuito de desenvolver uma máquina capaz de realizar uma parte do beneficiamento da Noz com o menor custo possível e respeitando os requisitos de projeto. Sabe-se que em todo desenvolvimento de projeto deve-se primeiramente desenvolver o projeto conceitual com todas as suas peculiaridades, depois o projeto preliminar e finalmente o projeto Detalhado, porém estes processos não são sequenciais, mas sim cíclico, ou seja, são processos iterativos, portanto este trabalho traz o dimensionamento, com ferramentas analíticas e simulação em Elementos finitos, e a otimização do projeto de uma máquina Decortadora de Noz Pecan. O resultado foi um projeto de construção com sete módulos, que utilizaram somente processos de fabricação usuais e itens de fácil localização no mercado a fim de reduzir os custo do produto final.

Palavras-Chave: Decortadora, Noz Pecan, indentador, Dimensionamento e Projeto.

ABSTRACT

The development of machines to aid human life has taken place hundreds of years, with the main objective being that everyone has access to basic precepts, such as food. In this scope arises the design of an automated Decorticadora of Noz Pecan in order to develop a machine capable of realizing a part of the beneficiation of the Nut with the lowest possible cost and respecting the design requirements. It is known that in all project development it is necessary to first develop the conceptual project with all its peculiarities, then the preliminary project and finally the Detailed project, but these processes are not sequential, but cyclical, that is, they are iterative processes, therefore this work brings the sizing, with analytical tools and simulation in Finite Elements, and the optimization of the design of a Pecan Nut Decorating Machine. The result was a construction project with seven modules, which used only the usual manufacturing processes and easily located items in the market in order to reduce the cost of the final product.

Keywords: Decorticate; Pecan Nut, indenter, sinzig and Project.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 Layout da Máquina Decortadora de Noz Pecan em fase Conceitual	18
Figura 2 Amêndoas	20
Figura 3 estrutura básica do fruto (a) e suas principais dimensões (b)	21
Figura 4 Algumas propriedades físicas da Noz	22
Figura 5 Representação do Indentador Cônico.....	23
Figura 6 Comportamento dos Indentadores durante o processo de Ruptura do Endocarpo	23
Figura 7 Indentador Cônico em perspectiva.....	24
Figura 8 Etapas do Processo	25
Figura 9 Protótipo de testes do modulo de leitura	27
Figura 10 Corpos de prova acomodados nos slots de isopor.	27
Figura 11 Sistemas e subsistemas em fase preliminar	29
Figura 12 Projeto conceitual da Decortadora de Noz Pecan	29
Figura 13 Análise em elementos finitos.....	31
Figura 14 Elemento de mola	32
Figura 15 Elementos de mola duplo.....	32
Figura 16 Representação do tipo de elementos de malha.	33
Figura 17 Fluxo de Projeto adotado	35
Figura 18 Seleção de materiais.....	37
Figura 19 Módulos aplicados no projeto.....	38
Figura 20 Diagrama de SSCs da Decortadora de Noz Pecan	39
Figura 21 Módulo de dosagem e armazenagem	40
Figura 22 Módulo de corte.....	42
Figura 23 Dimensões básicas da lâmina de corte.....	43
Figura 24 Carregamento do eixo 2.3	43
Figura 25 Módulo de leitura.....	44
Figura 26 Módulo de indentação	46
Figura 27 Módulo da estrutura superior	50
Figura 28 Estrutura inferior.....	52
Figura 29 Módulo de transmissão	53
Figura 30 Decortadora de Noz Pecan	61
Figura 31 Decortadora com carenagem	61

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 Características Geométricas	21
Tabela 2 Características das nozes produzidas no Rio Grande do Sul.	22
Tabela 3 Formulação e Cálculo do problema.....	30
Tabela 4 Modelo de tabela para Seleção de Materiais	38
Tabela 5 Exemplo de Codificação.....	40
Tabela 6 Carga de projeto.....	41
Tabela 7 Seleção de materiais para o funil	41
Tabela 8 Resultados da Simulação sobre o item 1.1	41
Tabela 9 Resultados da Simulação sobre o item 1.2	41
Tabela 10 Parâmetros do fuso considerado.....	45
Tabela 11 Torque, tensões atuantes e fator de atrito mínimo para o diâmetro considerado.....	45
Tabela 12 Seleção de materias para o subsistema de movimento	46
Tabela 13 Resultados da Simulação sobre Base 4.3, suporte do pistão 4.15, suporte médio 4.9 e haste lateral 4.6	47
Tabela 14 Parâmetros do fuso considerado.....	47
Tabela 15 Seleção de materias para o subsistema estático	48
Tabela 16 Resultados da Simulação do Subsistemas estático	48
Tabela 17 Seleção de materias para o subsistema de ação	49
Tabela 18 Resultados da Simulação	49
Tabela 19 Resultados da Simulação sobre o Chassi 5.1	50
Tabela 20 Resultados da Simulação sobre o Tambor revolver 5.2	51
Tabela 21 Estimativa de custo de cada componente da máquina	54
Tabela 22 custo da máquina	56
Tabela 23 BOM da Decortificadora de Noz Pecan Automatizada.....	58

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CLP	Controle lógico programável
FEA	Análise por elementos finitos
MEF	Método de elementos finitos
GDL	Graus de liberdade
CAE	
CAD	Computer-aided Designer
F_i	Pré-Carga [N]
S_p	Resistência do parafuso [Mpa]
A_t	Área de tensão de tração [m ²]
T_i	Torque de aperto [Nm]
d	Diâmetro do parafuso [N]
K	Fator de torque
L_t	Comprimento da rosca [mm]
A_b	Área Menor [mm ²]
E	Constante de elasticidade [Gpa]
K_m	Rigidez do material [N/m]
C	Rigidez da Junta [N/m]
CS_p	Coefficiente de segurança contra escoamento
R_x	Reação na direção x [N]
R_y	Reação na direção y [N]
N_f	Coefficiente de segurança em fadiga
k_f	Fator de concentração de tensão em fadiga
M_a	É a amplitude de momento [Nm]
S_f	Limite de resistência a fadiga [Mpa]
T_m	Torque médio [Nm]
S_y	Resistencia ao escoamento [Mpa]
k_a	Fator de superfície
k_b	Fator de tamanho
k_c	Fator de carga
k_d	Fator de temperatura
k_e	Fator de confiabilidade
S'_e	Limite de fadiga de flexão rotativa [Mpa]
S_e	Limite de fadiga corrigido [Mpa]

S_{ut}	Limite de resistência a tração [Mpa]
σ	Tensão Normal
π	Pi
F	Carregamento axial[N]
d_m	Diâmetro Médio [mm]
d_r	Diâmetro Raiz [mm]
n_t	Número de filetes de rosca
σ_{ycr}	Tensão Crítica [Mpa]
σ_{eq}	Tensão equivalente [Mpa]
I	Momento de inercia [m^4]
τ	Tensão de cisalhamento[Mpa]
P_{cr}	Carga Crítica [N]
S_a	Amplitude de Máx. tensão
σ_a	tensão alternada [Mpa]
σ_m	tensão média em serviço[Mpa]
K_f	Concentrador de tensão para flexão
q	Sensibilidade ao entalhe
K_t	Concentradores de tensão para cisalhamento torsional
c	Distância até a Linha neutra [mm]
n	Coeficiente de segurança
W_{tg}	Carregamento Tang. Engrenagem [N]
W_{aw}	Carregamento axial no parafuso [N]
T_w	Torque no Parafuso [Nm]
T_g	Torque no engrenagem [Nm]
d_g	Diâmetro do parafuso [m]
i	Relação de transmissão
W_{tw}	Carregamento Tang. Parafuso [N]
d_w	Diâmetro do parafuso [mm]
γ	Angulo de avanço
T_g	Torque na engrenagem [Nm]
M	Momento Fletor [Nm]

Sumário

1 INTRODUÇÃO.....	15
1.1 Objetivos	16
1.2 Definição e delimitação do problema de pesquisa	16
1.3 Justificativas	16
1.4 Definições iniciais	18
2 CONCEITOS GERAIS E REVISÃO DE LITERATURA	19
2.1 Mercado da Noz Pecan.....	19
2.2 Características da Noz Pecan.....	20
2.3 Indentador e esforços envolvidos.....	23
2.4 Desenvolvimento conceitual	24
2.5 Automação.....	26
2.6 Desenvolvimento da programação de controle	27
2.7 Modelagem Conceitual	28
2.8 Teoria básica de análise em Elementos Finitos	29
3 METODOLOGIA	35
3.1 Dimensionamento Analítico	36
3.2 Simulações em Elementos Finitos	36
3.3 Seleção e Especificação dos Elementos de Máquinas	36
3.4 Memorial do Projeto.....	37
4 APRESENTAÇÃO DA PESQUISA E ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	38
4.1 Dimensionamento do Módulo de dosagem e armazenagem.....	40
4.2 Dimensionamento do módulo de corte.....	42
4.3 Dimensionamento do módulo de leitura	44
4.4 Dimensionamento do módulo de indentação	45
4.5 Dimensionamento do módulo da estrutura superior	50
4.6 Dimensionamento do módulo da estrutura inferior	51
4.7 Dimensionamento do módulo de transmissão.....	52
4.8 Estimativa de custo.....	53
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS	57
5.1 Estrutura do produto	58
6 REFERÊNCIAS	62
APÊNDICE A – Memorial de Cálculos	64
APÊNDICE B – Desenhos Técnicos	115

1 INTRODUÇÃO

A partir da grande evolução populacional a agricultura focou-se na produção de alimentos, o que levou a ascensão não só no Brasil, como no mundo, do setor. O crescimento da mecanização agrícola é muito visível em grandes produtores de grãos (soja, milho, trigo, etc.), pelo fato de plantarem grandes extensões de terra e o poder aquisitivo ser maior.

No mercado de Noz Pecan a situação é bem diferente, pois a mecanização do processo ainda não é difundida. Tendo em vista a melhoria da qualidade de vida do homem do campo, tornar mais prática e menos cansativas algumas atividades, e levando em conta o poder aquisitivo do pequeno produtor, desenvolveu-se o presente projeto, cujo objetivo é auxiliar no beneficiamento da Noz Pecan, no qual o processo ainda apresenta baixa mecanização, dificultado assim sua produção e venda em escala comercial.

O referente projeto já vem sendo estudado por alguns pesquisadores, com por exemplo o item fundamental do projeto, o indentador, foi desenvolvido por SOLANE, 2015, e o projeto preliminar por FONSECA, 2017, dessa forma irá se utilizar como base os preceitos desenvolvidos pelos mesmo.

O trabalho está estruturado a partir de uma introdução sobre a Noz Pecan e seu beneficiamento, expondo suas potencialidades como alternativa produtiva aos pequenos Agricultor. O segundo capítulo apresenta uma revisão bibliográfica, abordando-se aspectos botânicos da Noz Pecan, traz informações geométricas e mecânicas relativas ao indentador cônico. Além disso no mesmo capítulo se tem uma revisão sobre o desenvolvimento conceitual da máquina, juntamente aos principais conceitos abordados em sua automação, ademais se tem uma revisão literária relativa a conceitos de dimensionamento de máquina e seleção de materiais. No terceiro capítulo é descrito a metodologia utilizada no desenvolvimento deste trabalho. O capítulo 4 mostra o desenvolvimento do estudo, apresentando todas as considerações utilizadas e resultados obtidos. Por fim, as considerações finais apresentam uma breve discussão acerca dos objetivos estabelecidos como ponto de partida para a efetivação do presente estudo.

1.1 Objetivos

A partir do desafio de propor uma solução para o gargalo no beneficiamento da Noz Pecan, tornando a cadeia produtiva deste fruto mais eficiente, o objetivo principal deste trabalho é desenvolver o projeto detalhado de uma máquina automatizada, capaz de realizar parte do beneficiamento da Noz Pecan.

Os objetivos específicos são:

1. Desenhar os componentes mecânicos do sistema de agarre e do sistema pneumático para realização da ação do indentador;
2. Desenvolver um limpador automático e sincronizado;
3. Testar o funcionamento da máquina virtualmente pelo software SolidWorks;
4. Dimensionar todos os componentes mecânicos;
5. Estimar o custo da máquina;
6. Elaboração de Relatório e TCC.

1.2 Definição e delimitação do problema de pesquisa

O problema trata do projeto de uma máquina que já vem sendo desenvolvidos por pesquisadores anteriores, desde o ano de 2014, sabendo disso, este trabalho delimita-se ao dimensionamento de todos os componentes mecânicos da Decortadora automática de Noz Pecan, ou seja, definir as dimensões de cada peça para garantir sua resistência, segundo a teoria de resistência dos materiais e o projeto de elementos máquinas; além da estimativa do custo da máquina.

1.3 Justificativas

O Brasil ainda não é autossuficiente na produção de Noz Pecan, portanto, existe um nicho de mercado que pode ser melhor explorado, condições climáticas que favorecem a produção e a pequena necessidade, e complexidade, de manutenção da lavoura de Nogueira Pecan.

Logo tal máquina será de grande valia para a produção e beneficiamento do fruto, sendo de grande importância para pequenos produtores, devido ao seu baixo custo de produção.

A Noz Pecan é uma alternativa de investimento de baixo custo, com médio tempo de retorno financeiro, quando comparada a outras culturas frutíferas, e com alta rentabilidade para pequenos, médios e grandes produtores. Exige pouca mão de obra

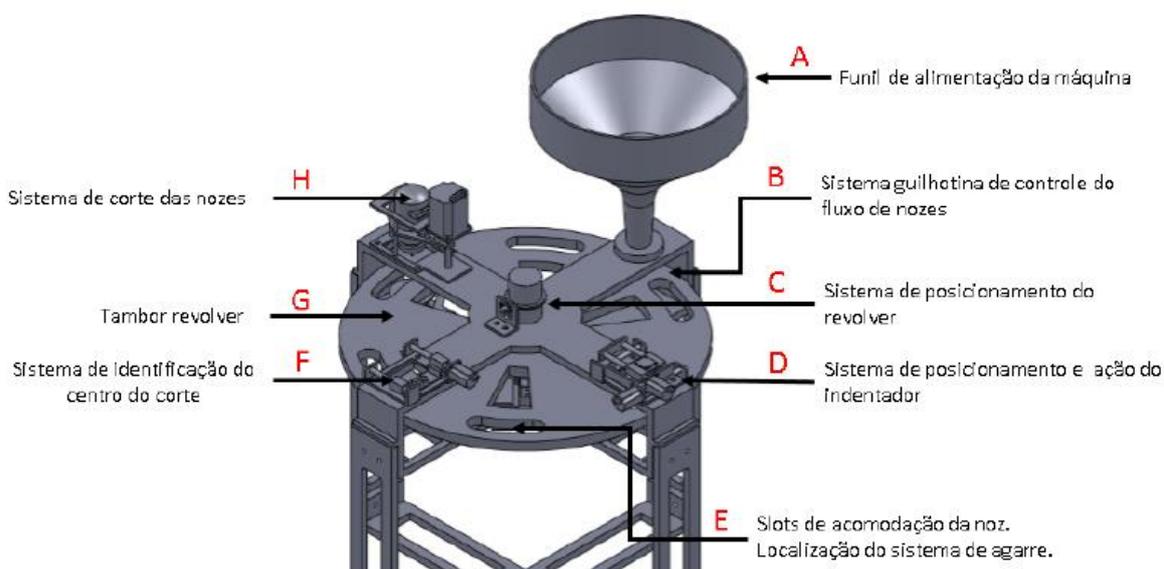
qualificada para os cuidados do pomar e pode ser plantada em pequenas áreas não utilizadas por outras culturas; (FONSECA, 2017).

1.4 Definições iniciais

Como o trabalho se trata de uma continuação de uma pesquisa que já estava em andamento, alguns fatores iniciais para o desenvolvimento da *decortadora automatizada* devem ser especificados para uma melhor compreensão do leitor.

O trabalho do bolsista anterior, FONSECA 2017, definiu e desenvolveu o conceito da máquina, incluindo o sistema funcional e de controle automático. Isto já garante o fundamento para o seu funcionamento. A figura 1 demonstra a máquina desenvolvido até momento, ou seja, idealizada por FONSECA, 2017. Pode-se perceber que o projeto ainda não foi concluído, pois apresenta algumas limitações fundamentais, como o sistema pneumático para realização da ação do indentador, que será montado na posição D, um limpador automático e sincronizado que faz limpeza do indentador após o Noz Pecan ser Decorticada, os materiais para a confecção da máquina, não foram especificados além de a máquina não possuir peças que se possam ser adquiridas no mercado convencional.

Figura 1 Layout da Máquina Decortadora de Noz Pecan em fase Conceitual



Fonte: FONSECA 2017

2 CONCEITOS GERAIS E REVISÃO DE LITERATURA

O referente tópico do projeto traz uma revisão do estado atual do processamento de Noz no Brasil, traz também uma revisão das características mecânicas e geométricas da Noz, além de tópicos referente ao projeto integrado de produto, o qual contém a fase de desenvolvimento conceitual e detalhado do projeto.

Grande parte dos dados que constam neste item do trabalho são originados da pesquisa de SOLANE 2015 que foi voltada exclusivamente para a caracterização mecânica do fruto em questão. Além dos trabalhos de FONSECA 2017, cujo objetivo foi a concepção e automação da máquina.

2.1 Mercado da Noz Pecan

Os últimos dados do IBGE (2010) apontam que produção brasileira de noz dobrou desde o ano de 2008, a quantidade é de aproximadamente 5.315 *toneladas*, sendo o Rio Grande do Sul o maior produtor, cerca 2.600 *toneladas*, em seguida vem os estados do Paraná e Santa Catarina, juntos os três estados somam aproximadamente 79% da produção nacional. Entre os 186 municípios gaúchos produtores de Noz Pecan, Cachoeira do Sul é o destaque com 27% da safra do estado, acompanhado de Anta Gorda, Rio Pardo e Sananduva.

Sabe-se, porém, que a maior problemática da produção da noz é o beneficiamento. O desenvolvimento do setor agroindustrial tem promovido o aumento do número de indústria de processamento, porém ainda se tem poucos estudos e disponibilidade tecnológica para este tipo de cultura (ORO, 2007).

Na indústria o processo inicia-se pela quebra e descascamento; a seguir, faz-se a classificação de acordo com tamanho e aspecto, dando assim início a fase de revisão, onde as amêndoas são repassadas para garantir que a ausência de sujeiras ou impureza nos frutos já classificados. A fase de moagem é específica, e determinada pela necessidade do cliente, logo a seguir, é feita secagem, para remoção da umidade, a fim de aumentar o prazo de validade das amêndoas. Por fim o produto é embalado e enviado para a comercialização ou estocagem (PITOL, 2011).

A maior dificuldade encontrada entre as empresas que realizam essas intervenções é a obtenção de amêndoas inteiras no final do processo de quebra e descasque isso se deve a forma geométrica, anisotropismo nas dimensões e alta

resistência da casca, o que torna uma tarefa ainda mais complexa (LIANG; CHIN; MITCHELL, 1984).

2.2 Características da Noz Pecan

A Nogueira Pecan (*Carya illinoensis* (Wangenh) Koch) é uma grande árvore frutífera pertencente à família Juglandácea (PRADO, 2008; DIVINUT, 2015), nativa da América do Norte onde cresce a beira de rios, desde o Estado de Nebraska e Iowa, nos Estados Unidos, até Oaxaca, no sul do México. No Brasil foram com os imigrantes norte-americanos, que surgiram as primeiras plantações de noqueira localizadas na cidade de Santa Bárbara D'Oeste no estado de São Paulo (KIMATI et al., 1997).

O fruto da noqueira Pecan é um alimento de alto valor nutricional e seu cultivo se adapta o clima do estado Rio Grande do Sul. O centro do estado é responsável pela maior parcela da produção, entretanto as cidades de Uruguaiiana e Itaqui do Sudoeste gaúcho apresenta um bom potencial produtivo, onde as são pioneiras na produção do fruto. A perspectiva para aumento da produção é decorrente da demanda interna e externa juntamente com percepção da potencialidade do país por parte das cooperativas e produtores. A baixa disponibilidade de tecnologia e literatura técnica para o cultivo e industrialização, ainda é um dos grandes fatores que desestimulam os produtores a investirem visto que do plantio a comercialização o processo é quase que manual ou semi-automatizado. Na Figura 2 tem-se um exemplo do endosperma (amêndoas) inteira.

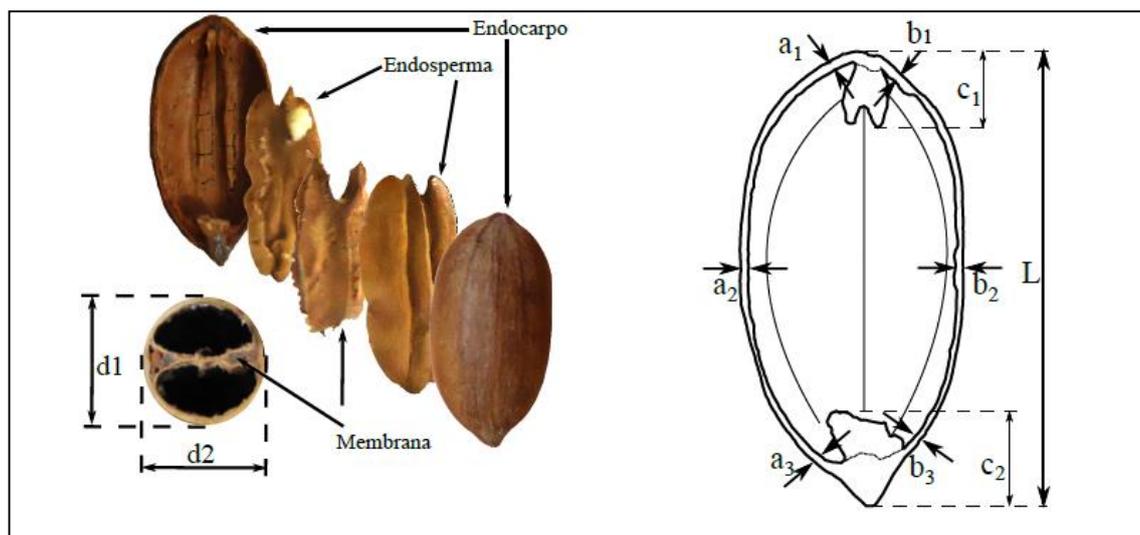
Figura 2 Amêndoas



Fonte: SOLANE, 2015.

Para concepção e projeto da máquina é essencial que se realize uma série de análise sobre o comportamento e caracterização Noz Pecan. A Figura 3 ilustra a estrutura básica do fruto (a) e suas principais dimensões (b).

Figura 3 estrutura básica do fruto (a) e suas principais dimensões (b)



Fonte: adaptado de SOLANE 2015.

Assim de acordo com a Figura 3 realizou-se um levantamento estatístico da geometria e dimensões principais do endocarpo, os quais estão contidos na tabela 1.

Tabela 1 Características Geométricas

Amostras	a_1	b_1	a_2	b_2	a_3	b_3	c_1	c_2
1	1,21	1,21	0,96	1,27	1,05	1,15	6,14	3,67
2	1,09	1,28	0,89	1,27	0,90	1,12	5,06	4,81
3	0,97	1,26	1,00	0,77	0,71	0,81	5,15	4,04
4	1,17	1,22	1,12	1,00	1,09	0,75	5,32	5,01
5	1,24	1,12	0,93	0,71	1,22	0,69	4,65	4,14
Média	1,14	1,22	0,98	1,00	0,99	0,90	5,26	4,33
Desvio Padrão	0,11	0,06	0,09	0,27	0,20	0,22	0,55	0,56

Fonte: SOLANE, 2015.

A caracterização mecânica da noz foi realizada tomando cinco amostras ao acaso, e feita a análise de compressão no sentido radial e axial do corpo de prova. Após a análise dos resultados gerou-se uma ferramenta Indentadora, representada na Figura 5, logo analisou-se o comportamento desse Indentador quando o mesmo está em serviço sobre a noz. Para uma análise efetiva da noz se fez um levantamento de suas principais propriedades geométricas e mecânicas contidas na Figura 4.

Figura 4 Algumas propriedades físicas da Noz

	<i>L</i> (mm)	<i>d</i> ₁ (mm)	<i>d</i> ₂ (mm)	<i>d</i> _m (mm)	Força (N)	Deformação
Média	36,41	20,82	19,55	20,17	659,51	0,04
Máximo	42,72	22,64	21,57	22,08	953,90	0,05
Mínimo	33,77	19,53	18,19	18,92	287,80	0,02
Desvio Padrão	1,87	0,74	0,85	0,76	153,90	0,01

Fonte: SOLANE 2015.

O tamanho das nozes é uma característica que varia de acordo com o cultivo, sendo que para atingir 1 kg são necessárias de 60 a 160 nozes (ORO, 2007). Assim, Poletto et al. (2012) afirmam em estudo de análise de características dos frutos das cultivares de noqueira-peca cultivadas no Rio Grande do Sul, que as variedades Mahan, Importada e Melhorada foram as que apresentaram melhor rendimento de amêndoa (57,12, 55,50 e 55,24 %, respectivamente), não se diferenciando estatisticamente das variedades Success (54,02 %) e Imperial (54,49 %). Em contrapartida as variedades Desirable (48,92 %) e Moneymaker (47,36 %) foram as que tiveram menores rendimentos de amêndoas e conseqüentemente o maior rendimento de casca. Ainda segundo os autores, estas relações podem variar de ano para ano dependendo das condições edafoclimáticas, nutricionais e sanitárias a que as noqueiras são expostas. As dimensões de cada variedade, tal como o coeficiente de variância (CV) são mostrados na Tabela 2.

Tabela 2 Características das nozes produzidas no Rio Grande do Sul.

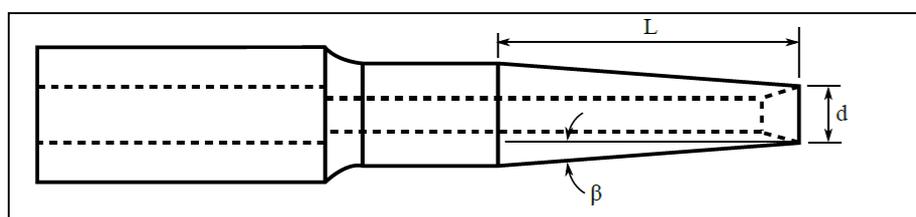
Cultivares	Massa por frutos (g)	Diâmetro (mm)	Comp. (mm)	Rend. amêndoa (%)	Frutos por Kg
Success	12,31	26,54	47,20	54,02	82,68
Imperial	10,02	25,85	39,35	54,49	100,45
Melhorada	9,45	23,22	45,98	55,24	107,05
Desirable	9,30	21,50	58,78	48,92	108,48
Importada	7,37	21,42	38,69	55,50	137,53
Mahan	7,93	19,93	53,43	57,12	128,61
Moneymaker	7,41	22,4	33,66	47,36	137,41
CV %	12,67	4,24	5,01	7,11	13,16

Fonte: POLETTTO et al. (2012, p. 04)

2.3 Indentador e esforços envolvidos

Na concepção da máquina da decorticar Noz Pecan, a principal ferramenta empregada é o indentador cônico desenvolvido por Solane e Chong (2015), cuja função é a de penetrar no fruto, fazendo assim com que o mesmo se rompa de forma controlada a partir de um campo de tensão causado pela forma cônica do indentador, facilitando assim a remoção da amêndoas do endocarpo. A figura 4 apresenta uma imagem esquemática do indentador com suas principais dimensões.

Figura 5 Representação do Indentador Cônico.

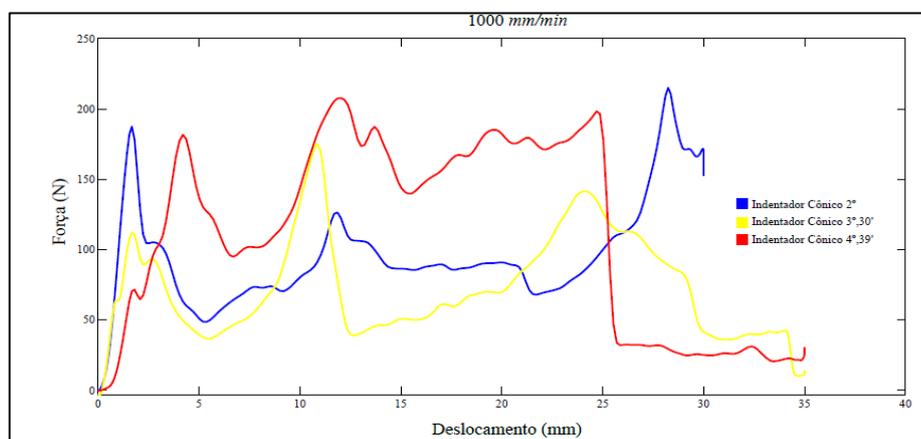


Fonte: SOLANE, 2015.

O comprimento (L) é referente ao comprimento médio dos frutos, já o diâmetro (d) é baseado no diâmetro resultante após o corte das extremidades do fruto, ambos são valores fixos uma vez que já foram pré-estabelecidos. Dessa forma se tem o ângulo beta, cujo valor foi determinado de forma teórica e validade experimentalmente. As dimensões finais adotadas para a ferramenta podem ser encontradas no trabalho de Solane (2015) ou nos desenhos técnicos no APÊNDICE B.

A partir de Solane 2015 é possível se observar os esforços envolvidos na simulação experimental do indentador em serviço. As curvas de esforços podem ser visualizadas na figura 6, as quais foram obtidas diretamente da máquina de ensaio de compressão.

Figura 6 Comportamento dos Indentadores durante o processo de Ruptura do Endocarpo



Fonte: SOLANE 2015

Nota-se na figura 6 que os esforços variam de acordo com a conicidade do indentador, notou-se durante o experimento que quanto maior o ângulo beta, maior a quantidade de trincas desenvolvidas pelas Noz, facilitando assim a remoção do fruto.

A vista em perspectiva da ferramenta pode ser observada na Figura 7.

Figura 7 Indentador Cônico em perspectiva

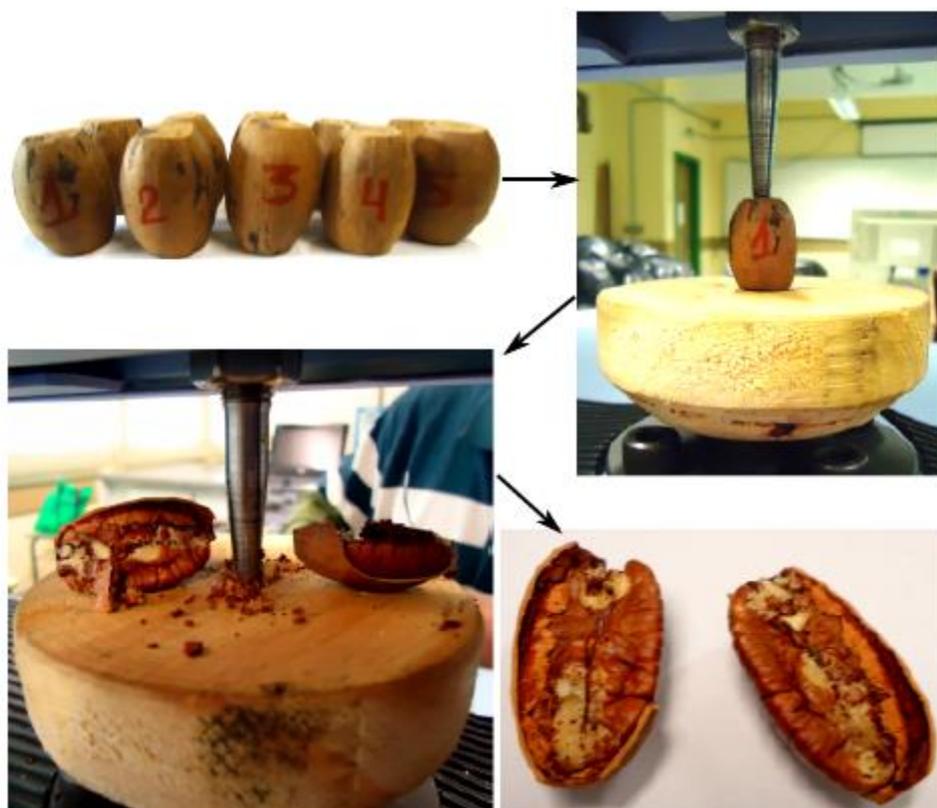


Fonte: SOLANE, 2015.

2.4 Desenvolvimento conceitual

O desenvolvimento conceitual da máquina foi realizado por FONSECA 2017, cujo requisito norteador é recriar os processos experimentais demonstrado na figura 8, de forma a ser possível a repetição de forma precisa. Onde inicialmente os frutos tiveram suas extremidades cortadas e lixadas de modo a obter-se superfícies paralelas entre si e ortogonais com o eixo de revolução do fruto. Posteriormente a amostra foi posicionada sob uma base de madeira com um furo passante e em seguida foi feito o acionamento da máquina.

Figura 8 Etapas do Processo



Fonte: SOLANE 2015

A partir de FONSECA 2017 é possível se identificar os requisitos iniciais do projeto conceitual da máquina, são estes:

- a. Coletar as informações necessárias para transformar a ideia da máquina em um projeto conceitual;
- b. Dividir a máquina em sistemas independentes de modo que pudesse ser realizada uma observação microscópica das necessidades e complexidade de cada;
- c. Definir quais eram os sistemas de alta complexidade;
- d. Elencar os primeiros requisitos técnicos para o funcionamento destes sistemas;
- e. Pesquisar métodos que atendessem a demanda de cada sistema;
- f. Analisar a complexidade de implementação de cada método e;
- g. Realizar testes para verificar os resultados.

Critérios utilizados para determinar as características iniciais da concepção

Os critérios utilizados nessa fase do projeto foram:

Complexidade de construção, custo e disponibilidade de mercado

Estes critérios também foram adotados para a avaliação da melhor concepção do projeto.

2.5 Automação

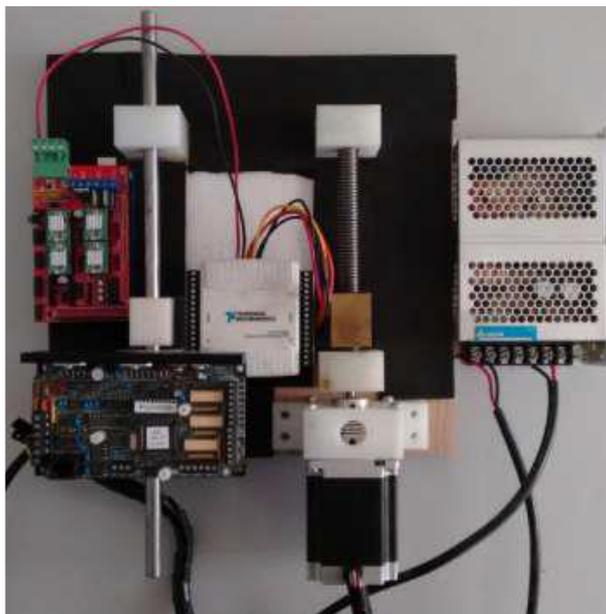
Para a concepção de um sistema automatizado da máquina, ou qual foi elaborado por FONSECA, 2017, utilizou-se os seguintes equipamentos:

- Bancada pneumática de testes FESTO – foi utilizada para os testes de acionamentos do micro controladores testados;
- Motores de passo KALATEC KTC23H-400 (similar ao NEMA 23) – utilizados para a movimentação da bancada de testes;
- Drivers Applied Motion 3450i – drivers de controle dos motores de passo, foram feitas comparações entre estes e os A4988 citados a seguir;
- Placa de comunicação RAMPS 1.4, com drivers EasyDriver A4988 – placa de comunicação e controle de motores de passo;
- Módulo de coleta de dados National Instruments NI usb-6009 – Foi utilizado para a coleta e análise dos dados dos sensores capacitivos;
- Microcontroladores ATMEGA 328PU, ATMEGA 2560 e ARM7-32bits –micro controladores testados como central de controle;
- Sensores capacitivos CM18-3005PA, CM30-3015PA, CM18-3008NA e CM30-2015A – sensores capacitivos testados no projeto;
- Controlador lógico programável (CLP) Weg CLIC02 – controlador também testado no projeto;
- Paquímetro Digital DIGIMESS 150mm/0,01mm – Utilizado na aferição dos corpos de prova;
- Micro Retífica Dremel 4000 – Retífica utilizada na confecção dos corpos de prova.

Para implementação do projeto, montou-se uma plataforma de testes que utiliza o princípio da análise topográfica de superfícies com o uso de sensores capacitivos. Esta plataforma, em conjunto com sistemas de coleta de dados, poderia servir como uma validação na escolha do método de posicionamento do indentador-noz (FONSECA, 2017).

A Figura 9 mostra a plataforma de testes construída por FONSECA, 2017, a fim de validar o conceito desenvolvido pelo mesmo.

Figura 9 Protótipo de testes do módulo de leitura



Fonte: FONSECA 2017

Para o uso da bancada de testes da Figura 9, segundo FONSECA, 2017 os corpos de prova foram alocados em slots de isopor, de modo que ficassem imóveis em relação ao movimento dos sensores da bancada. Esse preparo pode ser visualizado na Figura 10

Figura 10 Corpos de prova acomodados nos slots de isopor.



Fonte: FONSECA 2017.

2.6 Desenvolvimento da programação de controle

Todo o método de controle desenvolvido baseou-se em teorias de controle descontínuo, onde a modelagem do sistema pode ser desconsiderada e o controle pode ser feito de maneira direta, além disso deve-se ressaltar que todos estes detalhes da máquina foram desenvolvidos por FONSECA, 2017.

Partindo do princípio de uma pesquisa experimental, e da análise das funções da máquina, notou-se que o desenvolvimento do controle da máquina deveria ser

focado na análise do objeto de trabalho – neste caso as nozes – e no posicionamento do Indentador.

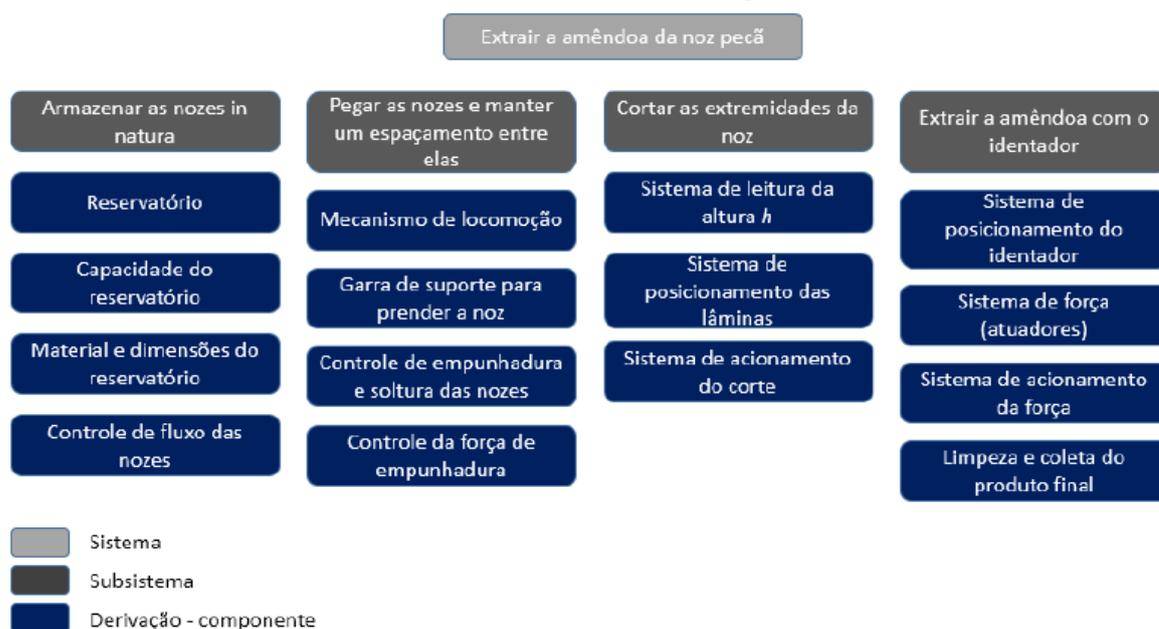
A partir de FONSECA, 2017, pode-se retirar as premissas do desenvolvimento do controle da máquina, os quais foram os seguintes:

- O objeto de trabalho da máquina é estático – ou seja: a noz move-se na máquina, mas não se move em relação a um referencial imaginário;
- O posicionamento do indentador deve ter controle em dois eixos: o controle do terceiro eixo (neste caso o eixo de ação do indentador) não necessita controle discreto, já que é um atuador de simples comando – comando lógico 1 ou 0;
- No primeiro momento, a variação de leitura dos sensores da máquina em função da temperatura, umidade e flutuação de tensão são desconsideradas – no refino este item será tratado;
- Nesta etapa, o preço dos equipamentos não foi considerado um fator decisivo para a escolha, e sim os resultados que os mesmos apresentavam;
- O critério de determinação do êxito no desenvolvimento da programação foi adotado baseando-se no tempo de ciclagem da máquina – a resposta do sistema deveria ter tempo menor que Este;
- A ciclagem máxima foi determinada em 2 processos por segundo (frequência de ação de 2 Hertz).

2.7 Modelagem Conceitual

A fim modelagem conceitual da máquina foi elaborada por FONSECA, 2017, no qual fez-se a matriz morfológica e a partir desses conceitos foi possível elaborar-se uma matriz com os sistemas e subsistemas contidos figura 11.

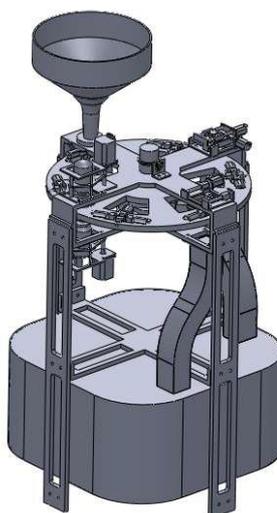
Figura 11 Sistemas e subsistemas em fase preliminar



Fonte: FONSECA 2017

O modelo em CAD do projeto obtido por FONSECA 2017 está delineado na figura 11, cuja as funções pré-estabelecidas foram todas atendidas, porém de forma idealizada.

Figura 12 Projeto conceitual da Decorticadora de Noz Pecan



Fonte: FONSECA 2017

2.8 Teoria básica de análise em Elementos Finitos

A partir das delimitações gerais definida, algumas decisões preliminares do projeto podem ser justificadas para se continuar com o desenvolvimento do projeto.

Na Tabela 3 encontra-se um grupo de subáreas apropriadas para projetos de máquinas.

Tabela 3 Formulação e Cálculo do problema

1	Definir o problema	}	Estágio de definição
2	Declarar os dados		
3	Elaborar hipóteses apropriadas		
4	Decisões preliminares do projeto	}	Estágio do projeto preliminar
5	Croquis do projeto		
6	Modelos matemáticos	}	Estágio do projeto detalhado
7	Análise do projeto		
8	Avaliação		
9	Documentar resultados	}	Estágio da documentação

Fonte: NORTON, 2004.

Os estágios anteriores ao projeto detalhado da máquina já foram iniciados, portanto incluo neste trabalho, somente a teoria de dimensionamento de máquina através de elementos finitos.

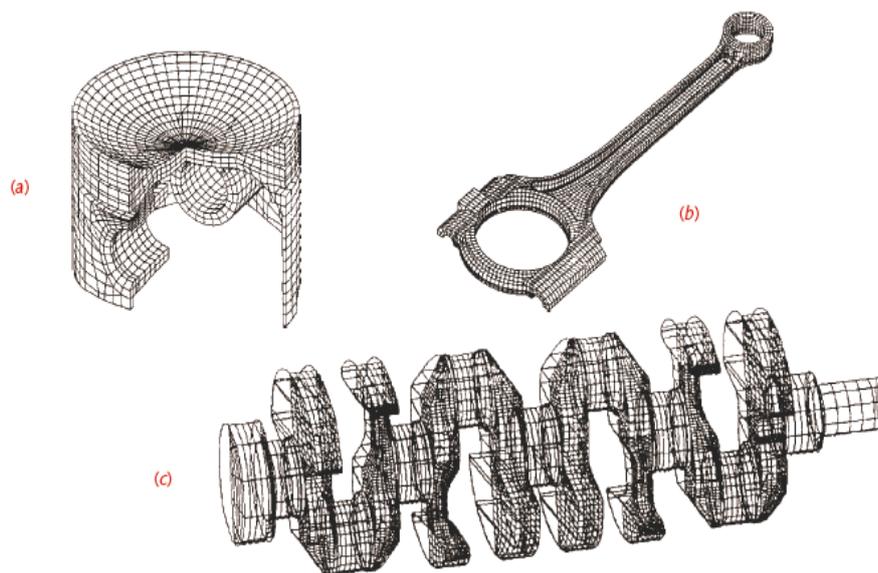
O Método de Elementos Finitos (MEF) surgiu em 1955 como evolução da análise matricial de modelos reticulados (concebida no início da década de 1930 na indústria aeronáutica) com a disponibilidade de computadores. Os primeiros elementos foram concebidos por engenheiros aeronáuticos para análise de distribuição de tensões em chapas de asas de avião, assim o computador digital e a engenharia aeronáutica são responsáveis pela origem do método de elementos finitos, sendo Argyris e Kesley, Turner, Clough, Martin e Topp os pioneiros. (SORIANO, 2003).

O conceito da análise por elementos finitos (FEA) é muito simples, mas os cálculos que o acompanham são muito complexos, sendo que a utilização de Softwares comerciais torna muito fácil obter resultados de análises pelo FEA, mas se o usuário não compreender de forma adequada os resultados existe uma grande possibilidade de ocorrência de resultados equivocados. Assim, torna-se importante que o profissional que ingressa na área de projetos mecânicos deve se especializar para na teoria e aplicação do método. (NORTON 2004).

A teoria do projeto pelo método dos elementos finitos (MEF) é muito simples, mas os cálculos por de traz não são. A O cálculo embarcada no MEF, é bastante complexa, o que demandando de altos níveis de especialização para o desenvolvedor dessa tecnologia, porém devido a revolução informacional o método já pode ser utilizado para projeto dimensionamento sem a necessidade de se conhecer todo o

conceito por de traz do método. A figura[13] ilustra alguns modelos preparados para análise em elementos finitos

Figura 13 Análise em elementos finitos



Fonte: NORTON, 2004.

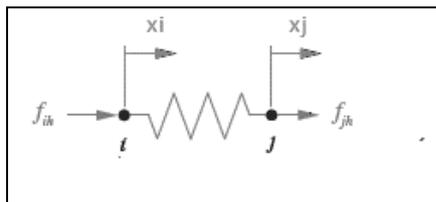
A figura 13 ilustra alguns objetos onde já foram criadas as malhas, que são a divisão desses componentes em um número finitos de elementos discretos que por sua vez estão conectados entre si pelos nós, dessa maneira por meio de ferramentas computacionais é possível estimar as tensões, deformações ou temperatura em qualquer parte do corpo.

Dessa maneira percebe-se que a base do MEF é o chamado sistema de discretização, nesse sistema escolhesse um número finitos de partições que representará o sistema como um todo.

Para que o comportamento do modelo em análise se aproxime ao comportamento real da estrutura, deve-se definir as propriedades internas de cada componente. A deformação de uma estrutura submetida a análise de elementos finitos é determinada a partir dos deslocamentos dos nós.

O conceito Físico-Matemático (análise modal) pode ser compreendido através de elementos de rigidez constantes, como exemplificado na Figura 14.

Figura 14 Elemento de mola



Fonte: Acervo próprio, 2017.

A partir do equilíbrio de forças, tem-se a equação 1.

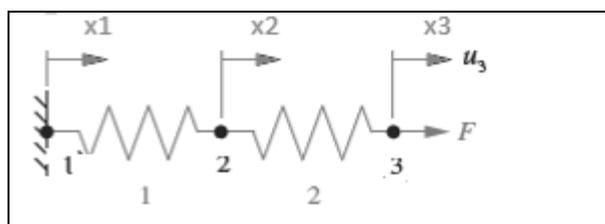
$$\begin{aligned} f_{ih} &= k_h x_i - k_h x_j \\ f_{jh} &= -k_h x_i + k_h x_j \end{aligned} \quad (1)$$

Na forma matricial, se tem:

$$\begin{bmatrix} -k_h & k_h \\ k_h & -k_h \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_i \\ x_j \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_{ih} \\ f_{jh} \end{pmatrix} \quad (2)$$

Para a Figura 15, onde tem-se 2 nós e dois elementos de rigidez, tem-se as seguintes equações matriciais.

Figura 15 Elementos de mola duplo



Fonte: acervo próprio, 2017

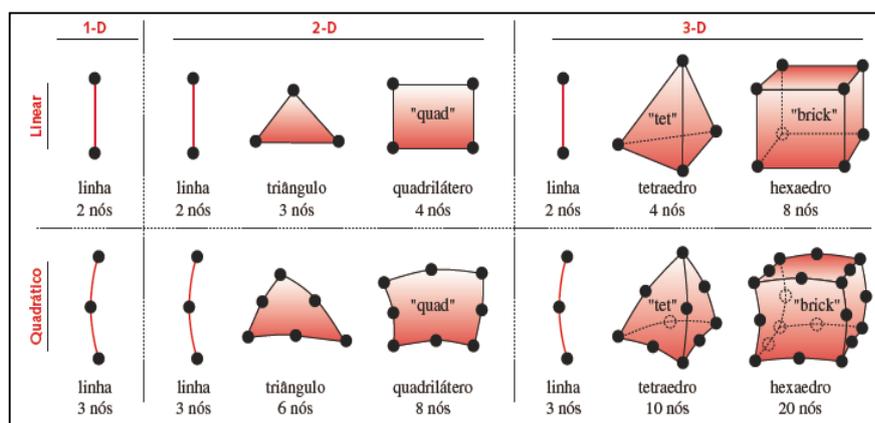
$$\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} \quad (3)$$

Dessa forma observando as formas matriciais 2 e 3 percebe-se que os nós se interagem um com o outro, onde x_j é o deslocamento dos nós e k_h é a rigidez. Logo realizando uma integração do método com ferramentas computacionais de modo

iterativo é possível decompor o corpo em elementos de rigidez e liga-los através de nós.

Os elementos que representam a rigidez discretizada do corpo pode ser representada por uma série de elementos que determinaram o grau de liberdade (GDL) de cada nó da estrutura. Assim, por exemplo, para uma estrutura de treliça temos 2 GDL em cada ponta, portanto um elemento de linha é capaz de representa-lo, porém, uma viga onde há a necessidade que o elemento suporte mais GDL há a necessidade de implementação outros tipos de elementos, como representado na Figura 16.

Figura 16 Representação do tipo de elementos de malha.



Fonte: NORTON, 2004.

A utilização deles elementos deve ser restrita e bem estruturada, ou seja, pode-se citar como exemplo uma viga com carregamento transversal ou axial, caso esse carregamento não seja excêntrico a viga pode ser modelada por elementos 2D, caso não se deve utilizar elementos 3D.

Para regiões onde existem descontinuidade na geometria de elementos complexos, ou locais onde existem concentradores de tensão, existe a necessidade de se utilizar elementos de alta ordem. A tensão é calculada a partir da deformação e das propriedades do material (lei de Hooke). Como a deformação é a taxa de variação do deslocamento dos nós, para elementos 2-D, tem-se funções do primeiro grau e para elementos 3D tem-se funções para deformação e tensão do 2 grau, sendo, portanto, mais precisa que as anteriormente citadas. Como cada elemento da malha está ligado a um nó, ou seja, cada nó estará ligado a pelo menos 2 corpos, sendo assim 2 solicitações os softwares fazem uma média para indicar como valor real.

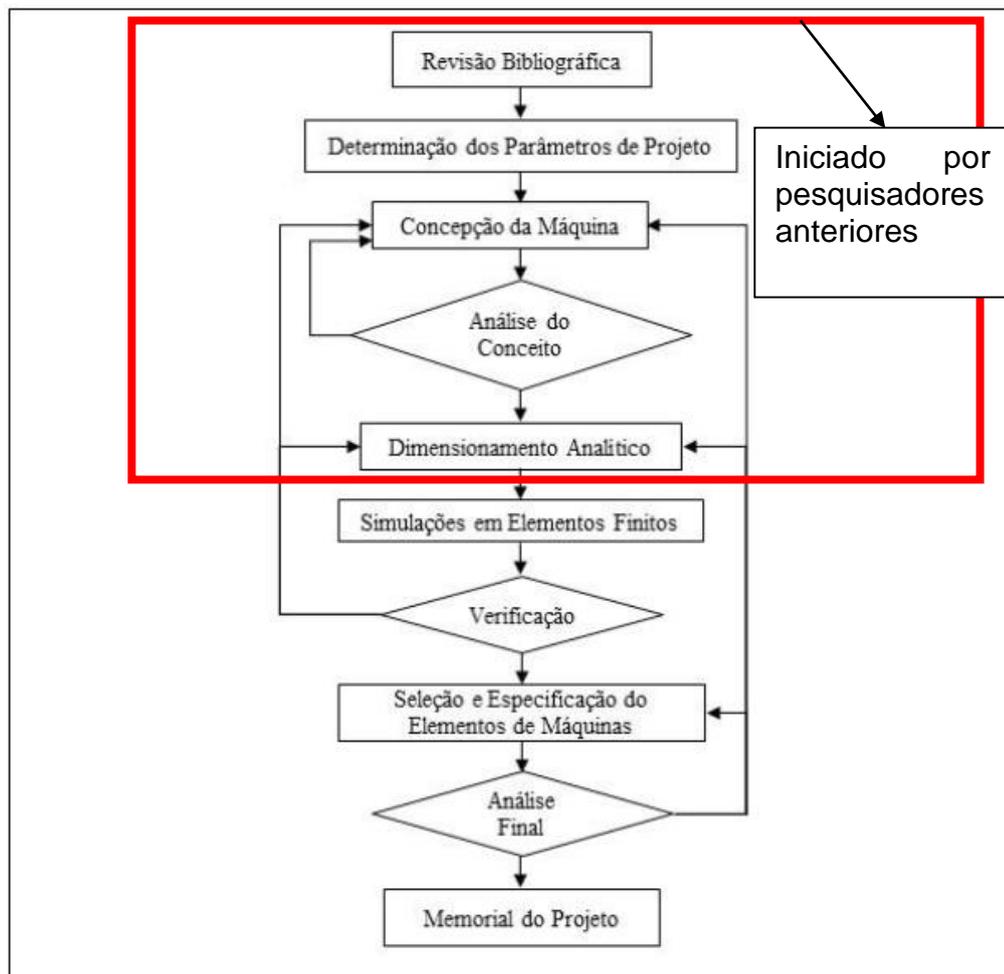
No processo de concepção de uma máquina pairam em todos os sistemas e subsistemas algumas incertezas seja devido a geometria do componente, as propriedades dos materiais ou a forma como a solicitação é aplicado, dessa forma os softwares CAE permitem que a análise seja feita de uma maneira mais grosseira, ou seja utilizando elementos planos para a confecção da malha ou elementos refinados que apresentam mais nós, porém devido à incerteza de projeto para um primeiro dimensionamento é preferível que se utilize uma análise que demande de menos processos, ou seja, menos tempo, mas que de garantia de que o projeto será o mesmo suposto inicialmente.

Durante o processo de análise utilizando o MEF é necessário que um processo iterativo de refinamento do processo seja realizado, para que o método venha a ter validade, para saber se a malha está em um estado ótimo de análise é necessário fazer um teste de convergência, ou seja, refina-se a malha nas regiões onde as tensões são as maiores no corpo, e para ambos os casos faz-se uma análise de tensões, caso o resultado apresentar muita discrepância, a malha anterior era muito grosseira, caso não apresenta relativa discrepância as tensões tende a se aproximar e se aproximar cada vez mais da tensão real experimentada pelo corpo.

3 METODOLOGIA

No referido projeto utilizou-se de ferramentas tradicionais de projetos de máquinas aliadas a novos conceitos, como o dimensionamento através de elementos finitos, o fluxo orientador do projeto pode ser visto na figura 17.

Figura 17 Fluxo de Projeto adotado



Fonte: Adaptado de BASSO, 2014.

A partir da Figura 17 pode-se notar que mesmo que as fases conceituais de projeto já tenham sido exaustivamente estudadas, o processo de desenvolvimento de projeto é iterativo, ou seja, demanda-se de um processo de desenvolvimento simultâneo. Para os demais processos, segue-se a abordagem adotada:

3.1 Dimensionamento Analítico

O objetivo desta tarefa é determinar analiticamente a geometria e o material dos componentes da máquina da Decortadora de Noz Pecan Automatizada. O primeiro passo foi a determinação dos esforços atuando em cada componente e a definição do material.

A primeira abordagem consistiu na definição da geometria, cálculo de tensões como supostamente a máquina esteja, em quase sua totalidade, superdimensionada, devido a baixas cargas de solicitações dos componentes, o coeficiente de segurança não foi o critério determinante para a determinação da geometria e dimensões das peças, porém se o dimensionamento não se atende o coeficiente de segurança de pelo menos 2, se alterava a geometria ou/e o material.

3.2 Simulações em Elementos Finitos

Em muitos componentes uma análise analítica é muito complexa devido a geometria, nestes elementos se realizou o dimensionamento baseado em simulações em elementos finitos. Nestes casos se determinou a geometria e o material e assim realizou as simulações (estrutural estática e modal) para avaliar a performance do componente.

Se realizou a simulação em alguns componentes dimensionados analiticamente e que possuíam incertezas do esforço atuante ou de como o mesmo era aplicado. Neste caso o objetivo era confrontar os resultados analíticos com os resultados das simulações.

Logo após esta etapa se realizou uma análise de todos os dimensionamentos analíticos e simulações para avaliar o projeto.

3.3 Seleção e Especificação dos Elementos de Máquinas

O objetivo desta tarefa foi selecionar e especificar todos os elementos de máquinas existentes na máquina, tais como parafusos de fixação, rolamentos e engrenagens. Para isso se determinou os esforços em cada elemento de máquina, e se utilizou catálogos de fabricantes para determinar a geometria e conhecer a carga crítica no elemento.

Novamente logo após a especificação destes elementos houve a necessidade de fazer várias mudanças na geometria da máquina, reavaliando o dimensionamento analítico e as simulações em elementos finitos.

3.4 Memorial do Projeto

A última etapa teve o objetivo de compilar o memorial de projeto fazendo as seguintes tarefas:

- a) Organizar o memorial de cálculo;
- b) Realizar os desenhos técnicos da máquina e seus componentes e renderizar imagens 3D, vistas explodidas e animações da máquina;
- c) Listar o material e componentes necessários para a fabricação.

Além destes requisitos lançou-se mão de ferramentas de seleção de matérias para a o dimensionamento dos componentes. Esta ferramenta se baseia nas propriedades mecânicas, nas propriedades não mecânicas, como por exemplo a condutividade térmica, condutividade elétricas e magnéticas; além dos custo, produção, fabricação e estética. Na figura 18 se tem um compilado da aplicação do método em projetos.

Figura 18 Seleção de materiais



Fonte: COSTA, 2017

Dessas maneiras optou-se por desenvolver a Tabela 4 contendo os requisitos descritos acima, e aplica-la a cada componente afim de se determinar um critério adequada para a seleção de matérias de todos as peças do projeto.

Tabela 4 Modelo de tabela para Seleção de Materiais

Seleção de Materiais	Dispensável	Indispensável
Baixo Custo		
Propriedades mecânicas		
Propriedades não-mecânicas		
Peso		
Propriedade de Superfície		
Propriedade estética		
Material Adequado		

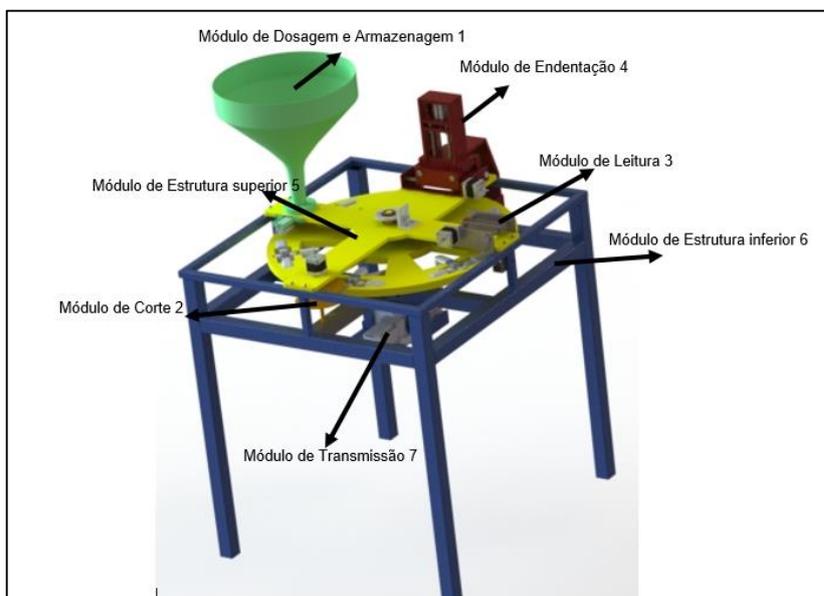
Fonte: Acervo próprio, 2018.

4 APRESENTAÇÃO DA PESQUISA E ANÁLISE DOS RESULTADOS

No desenvolvimento do projeto será apresentada as otimizações realizadas no projeto conceitual da máquina, devido a fatores como solicitação, fabricação e custo. Será apresentado também o dimensionamento.

O detalhamento foi dividido em sete módulos, como mostra a figura 19, a qual apresenta uma divisão por cores, afim de auxiliar nas distinção dos módulos. No capítulo 4.1 será apresentado o projeto do módulo de dosagem e armazenagem, no item 4.2 o módulo de Corte, no item 4.3 o módulo de Leitura, no item 4.4 o módulo de Indentação, no item 4.5 o módulo da Estrutura superior, no item 4.6 o módulo da Estrutura inferior e no item 4.7 módulo Transmissão. Todos os desenhos técnicos estão no APÊNDICE B.

Figura 19 Módulos aplicados no projeto



Fonte: Acervo próprio, 2018

Desenvolvido o conceito de modularização de projeto, foi possível desenvolver o diagrama de Sistemas, subsistemas e componentes da máquina, que está exibido na figura 20.

Figura 20 Diagrama de SSCs da Decortidora de Noz Pecan

Sistemas	Dosagem e armazenagem 1	Corte 2	Leitura 3	Indentação 4					Estrutura Superior 5		Estrutura inferior 6		Transmissão 7
Subsistemas	Funil 1.1	Eixo 2.1	Chapa de suporte 3.1	Base 4.1	2xHaste Guia 4.5	Pistão 4.11	Sustentador lateral 4.15	2xPino Guia 2.20	Chassi 5.1	Sensor 5.6	Lateral 6.1	4xSuporte da presilha 6.6	Motor 7.1
	Suporte de descida 1.2	Lâmina de corte 2.2	Fuso 3.2	Base 4.2	Suporte do indentador 4.7	Indentador 4.12	Sustentador de base 4.16	Limpador 4.21	Eixo Arvore 5.2	Roda Fônica 5.7	Lateral 6.2	Barra Menor 6.7	Redutor 7.2
	Suporte da guilhotina 1.3	Motor 2.3	Pino guia 3.3	Base 4.3	2x Pino guia 4.8	bucha do indentador 4.13	Sustentador de base 4.17	Bucha do limpador 4.22	Presilhas 5.3	Bucha da roda fonica 5.8	4xPé 6.3		Suporte 7.3
	Pistão 1.4	Bucha 2.4	Suporte dos sensores 3.4	Fixador lateral 4.4	Suporte médio 4.9	Sustentador horizontal 4.14	Fuso 4.18	Suporte superior do indentador 4.23	Tambor revolver 5.4		2xTrava 6.4		
		Motor 3.5	2xMotor 4.5	Suporte do pistão 4.10	Sustentador vertical 4.15	Fuso 4.19		Suporte do sensor 5.5		2x Trava 6.5			
Componentes	2xporca 1.2.1	4xparafuso 2.3.1	4xparafusos 3.1.1	8 x Parafusos 4.4.1					8xParafusos 5.1.1			4 X Parafuso 7.1.1	
		Rolamento 2.2.1	4xparafusos 3.5.1	2 x Anel elástico 4.19.1					2 X mancal 5.2.1			4 X Parafuso 7.2.1	
		2xPorca 2.2.2	Rolamento 3.2.1	2 X Rolamento 4.18.1					3xChaveta 5.2.2				
		2xArruela 2.2.3		10 x Parafusos 4.10.1					4xParafusos 5.3.1				
								4xPorca 5.3.1					

Fonte: Acervo Próprio, 2018.

Código de Componente

Visando a padronização de todos os componentes, adota-se um sistema de códigos para facilitar o trabalho e a identificação dos elementos constituintes do produto. Tal código é composto por 3 dígitos como: X. Y. Z.

Onde:

X – Corresponde ao Módulo,

01 = Módulo de Dosagem e Armazenagem;

02 = Módulo de Corte;

03 = Módulo de Leitura;

04 = Módulo de Indentação;

05 = Módulo de Estrutura Superior;

06 = Módulo de Estrutura inferior;

07 = Módulo de Transmissão.

Y – Representa o subsistema,

Z – Representa o componente.

A Tabela 5 a seguir apresenta um exemplo desse sistema aplicado ao Indentador

Tabela 5 Exemplo de Codificação

MÓDULO	ITÉM	CÓDIGO
04	12	4.12

Fonte: Acervo Próprio, 2018.

4.1 Dimensionamento do Módulo de dosagem e armazenagem

O módulo de dosagem e armazenagem pode ser visualizado na figura 21. Este módulo apresenta em seu escopo os itens 1.1, 1.2, 1.3 e 1.4, cujo funcionamento começa no estoque das Nozes pecan no Funil 1.1, a retenção dos frutos é garantida pelo pistão pneumático 1.4, cuja programação do mesmo é realizada de modo que garanta que somente uma Noz caia de funil por vez, no mesmo instante que uma Noz cai do funil 1.1, o sistema de agarre segura-a, o item 1.2 funciona como um sistema de apoio para a queda da noz. O item 1.3 mantém o pistão 1.4 solidário ao chassi da máquina. Será apresentado somente os componentes mais relevantes do módulo, sendo que no APÊNDICE A pode ser encontrado o memorial de cálculo do projeto.

Figura 21 Módulo de dosagem e armazenagem



Fonte: Acervo próprio, 2018.

O dimensionamento do referente módulo da máquina baseou-se nos princípios de seleção de materiais, como mostrada na figura 17, além dos critérios já citados, como fabricação, custo e carregamento.

O funil 1.1 foi dimensionado de acordo com a carga de Noz armazenada no sistema, a tabela 6 contém as informações de carregamento do item.

Tabela 6 Carga de projeto

Volume do reservatório (m ³)	Volume de uma noz (m ³)	Quantidade de Noz	Massa de Noz (kg)	Massa Total (kg)	Massa de projeto (kg)
1,43E-02	5,30E-06	2704,9	0,00911	24,6	49,3

Fonte: Acervo próprio, 2018

A partir da Tabela de seleção dos materiais descrita na metodologia deste trabalho, tem-se o seguinte resultado ao se aplica-la ao funil.

Tabela 7 Seleção de materiais para o funil

Seleção de Materiais	Dispensável	Indispensável
Baixo Custo		x
Propriedades mecânicas		X
Propriedades não-mecânicas	X	
Peso	X	
Propriedade de Superfície		X
Propriedade estética		X
Material Adequado	AISI 316 Chapa de aço inoxidável (SS)	

Fonte: Acervo próprio, 2018

Após a simulação do item em elementos finitos obteve-se o resultado contido na Tabela 8.

Tabela 8 Resultados da Simulação sobre o item 1.1

Resultados da Simulação	
Número de Nós da malha	49957
Tensão de Von Mises Máx.	4,5 MPa
Deformação Máx. Equivalente	0,0000142

Fonte: Acervo próprio, 2018.

O Suporte do pistão, item 1.2, foi dimensionado a partir dos princípios de simulação em elementos finitos, sendo simulado que o componente irá suportar toda a carga de noz da armazenagem, o que torna o equipamento superdimensionado, garantido que o mesmo não irá falhar em serviço. A tensão de Von Mises e os dados da simulação podem ser observados na Tabela 9.

Tabela 9 Resultados da Simulação sobre o item 1.2

Resultados da Simulação	
Número de nós da malha	20091
Tensão de Von Mises Máx.	378 MPa
Deformação Máx. Equivalente	0,55

Fonte: Acervo próprio, 2018.

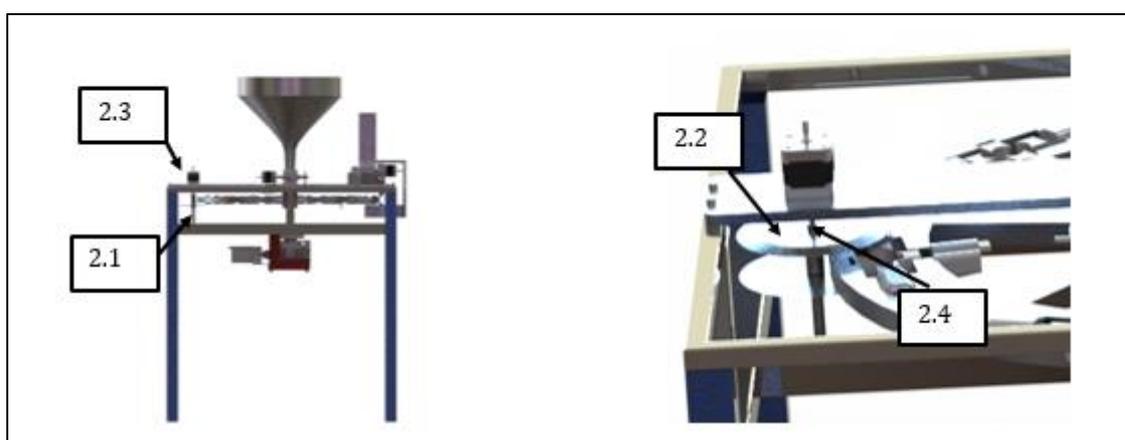
O suporte de descida 1.4 é composto basicamente de um parafuso, uma bucha roscada e uma porca. O material utilizado na bucha é o Aço Inox AISI 312 e a rosca utilizada no parafuso do mesmo é M10x1,5.

4.2 Dimensionamento do módulo de corte

O dimensionamento do referente módulo da máquina baseou-se nos princípios de seleção de materiais além dos critérios já citados, como fabricação, custo e carregamento.

O módulo de corte pode ser visualizado na figura 22, enquanto integrado os demais componentes da máquina. O corte é o primeiro processamento realizando sobre a Noz Pecan no sistema. A Noz Pecan é movimentada pelo tambor revolver em movimento circular, assim como o módulo de corte também estará em rotação, no momento em que a noz entrar em contato com as lâminas do sistema a mesma sofrerá o corte. O eixo, item 2.1, dará suporte as duas lâminas de corte 2.2 que estão espaçadas em 32 mm, ou seja, o comprimento médio da Noz é de 36 mm, faz-se desse modo um corte na parte superior e inferior de 2 mm, este corte será de suma importância para o módulo de leitura e o de Indentação. O Motor 2.3 é a força motriz de todo o sistema e a bucha 2.4 torna o eixo solidário ao motor. O dimensionamento completo do módulo pode ser encontrado no APÊNDICE A, onde se encontra o memorial de cálculo.

Figura 22 Módulo de corte

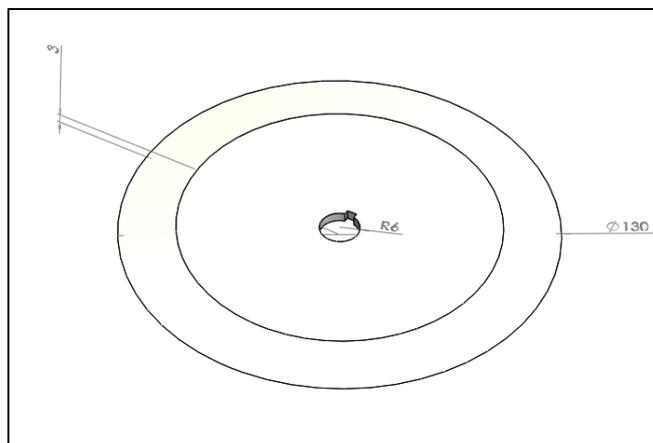


Fonte: acervo próprio, 2018

A lâmina de corte 2.2 foi dimensionada de modo a se obter sua geometria em função da distância média até o centro das garras que movem a Noz, assim na Figura

23 é possível visualizar as dimensões básicas do disco, sendo que o material ao qual o disco deve ser fabricado é o Aço Inox AISI 312.

Figura 23 Dimensões básicas da lâmina de corte

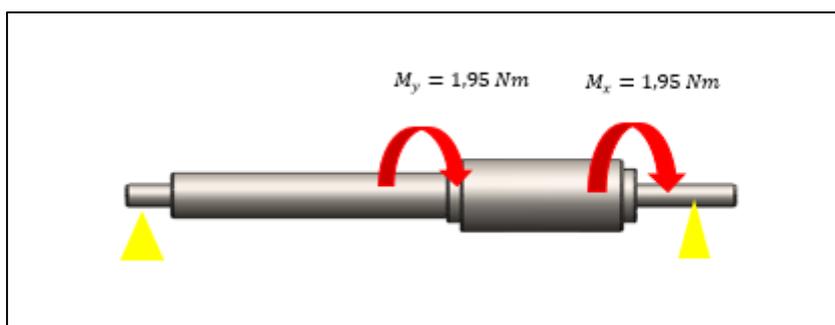


Fonte: Acervo próprio, 2018

A abordagem utilizada no eixo 2.3 seguiu os seguintes passos:

- Determinação dos esforços (Figura 24): Nesta etapa se determinou as reações em mancais e se fez os diagramas de esforços com a força cortante axial e os momentos fletores e torsões;
- Determinação de pontos críticos: Nesta tarefa se observou o(s) ponto(s) mais crítico do eixo e se fez a equação de tensão em função do diâmetro.
- Obtenção da tensão equivalente: Se obteve uma equação para a tensão equivalente em função do diâmetro segundo o critério de von Mises;
- Determinação do material e cálculo do diâmetro utilizando a normas AISI/ASME: primeiramente se definiu o material que constituirá o eixo, calculou-se o limite de resistência a fadiga corrigido para as condições de projeto e em seguida utilizando ferramentas numéricas se obteve o diâmetro mínimo de 5 mm. Está etapa se foi iterada algumas vezes até obter uma relação material e geometria ótima.

Figura 24 Carregamento do eixo 2.3



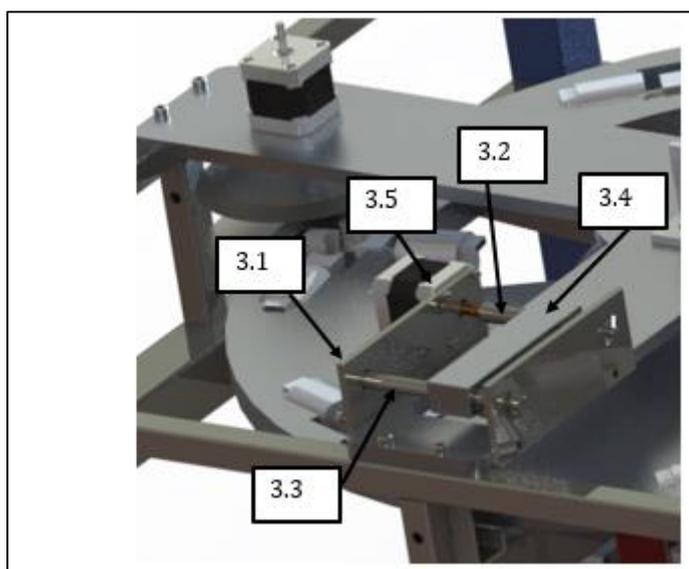
Fonte: Acervo próprio, 2018.

O mancal inferior será um rolamento SKF modelo 6800VV, já o mancal superior, devido ao fato de estar na parte superior de um alimento, o mesmo será confeccionado de Nylon, afim de evitar o contato de óleos, graxas e derivados com o alimento.

4.3 Dimensionamento do módulo de leitura

O módulo de leitura pode ser visualizado na figura 24, seu funcionamento é relativamente simples, ocorre da seguinte maneira: O Motor 3.5 movimenta o Fuso 3.2, o qual move o suporte dos sensores 3.4, que desliza sobre o pino guia 3.3, realizando assim a leitura topográfica da Noz Pecan. O item que torna o sistema solidário ao chassi da máquina são as chapas de suporte 3.1. O dimensionamento completo do módulo pode ser encontrado no APÊNDICE A, onde se encontra o memorial de cálculo.

Figura 25 Módulo de leitura



Fonte: acervo próprio, 2018.

Os principais componentes do módulo são o Pino guia 3.1, cujo dimensionamento foi realizado a partir da estimativa de uma carga de projeto de 30 N normal ao componente, na qual o material selecionado foi o Aço AISI 1020- Retificado, já o Fuso 3.4 deverá suportar a carga de projeto (30 N) e o peso da flange do sensor. Para evitar a flexão dos fusos se decidiu pela utilização de um fuso e um pino guia; assim, o fuso suportará somente 15N, além da diminuição da carga, obtém-se com a utilização do pino guia, a estabilidade do módulo. O fator de atrito considerado foi de

0,15, já que tanto o fuso quanto a porca serão usinadas em aço, e não haverá a presença de lubrificantes, SHIGLEY (2005). Fora considerado diâmetro de 12 mm para o fuso, que foi definido como sendo de rosca quadrada, e seguindo o sistema métrico. A informação acerca do fuso está exibida na Tabela 10.

Tabela 10 Parâmetros do fuso considerado

D_{maior} [mm]	D_{medio} [mm]	D_{menor} [mm]	$Passo$ [mm]
12	9,25	8,5	1,75

Fonte: Acervo próprio, 2018.

A partir do equacionamento para se determinar as tensões, o torque e o fator de atrito mínimo para que haja auto travamento, obteve-se a Tabela 11.

Tabela 11 Torque, tensões atuantes e fator de atrito mínimo para o diâmetro considerado

d_{maior} [mm]	f_{at}	T_r [Nm]	σ_x [MPa]	σ_y [MPa]	τ_{zx} [MPa]
12	0,58	0,47	0,5	0,017	0,91

Fonte: Acervo próprio, 2018.

As Chapas de fixação 3.3 e 3.4 serão fabricados em AISI 1020, cujas dimensões estão em função do alinhamento do fuso e do pino.

No módulo será utilizado quatro parafuso M3x0,5 e comprimento de 25mm e quatro parafuso M4x0,7 e comprimento de 25mm.

Os mancais utilizados serão dois rolamentos de esferas axiais 6900VV modelo fabricado pela SKF.

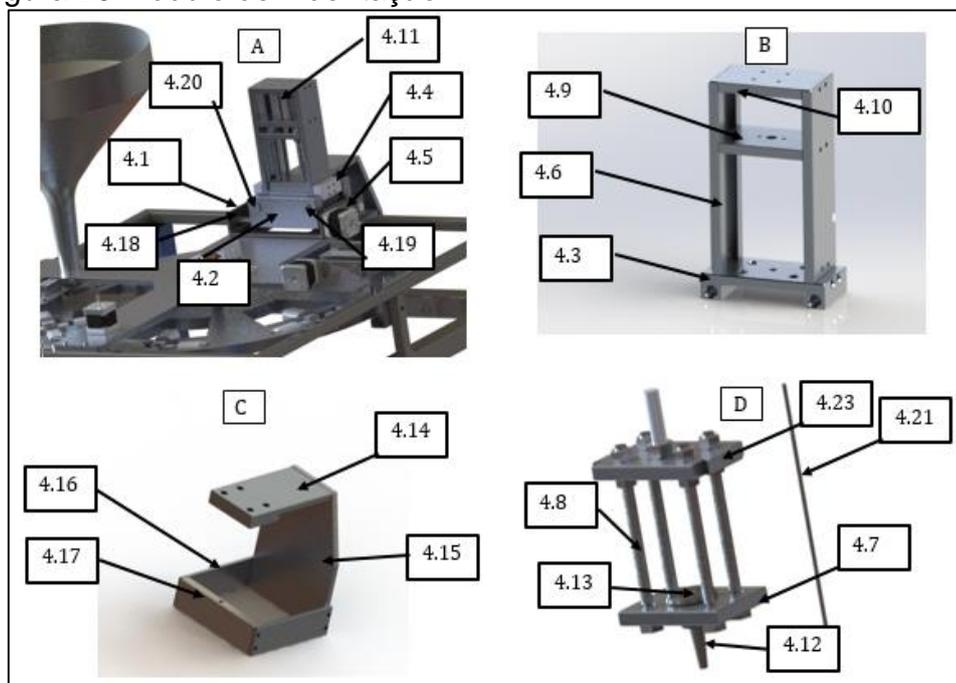
4.4 Dimensionamento do módulo de indentação

O módulo de indentação pode ser visualizado na figura 26, este módulo apresenta grande complexidade devido a quantidade de peças presentes, seu funcionamento é baseado no sistema de “puncionamento”, ou seja, a Noz, já corta em seu topo, vem em direção ao indentador 4.12, o qual é posicionado pelos motores 4.5 através do comando recebido do módulo de leitura que vai para a central eletrônica e assim comanda os demais módulos da máquina.

O itens responsáveis pela fixação e movimento do sistema são as base 4.1, 4.2 e 4.3, as quais garante os movimento do indentador 4.12 em 2 eixos, sendo que a força motriz é passada dos motores para o módulo através dos fusos 4.18 e 4.19. O Indentador move-se no sentido vertical com auxílio do guia lateral 4.6, além disso o indentador possui rosca para garantir sua fixação na bucha do indentado 4.13, o pistão

4.11 está fixado entre 4.9 e 4.10 através de parafusos. O dimensionamento completo do módulo pode ser encontrado no APÊNDICE A, onde se encontra o memorial de cálculo.

Figura 26 Módulo de indentação



Fonte: Acervo próprio, 2018.

A principal carga envolvida no sistema de indentação é a carga de punção (Indentação) sobre a noz. Como mostrado na figura 5, e debatido por Solane 2015, a maior eficiência é alcançada com o punção de 4,4°. Para um dimensionamento mais eficiente será feita subdivisões no módulo de indentação em subsistemas, como ilustrado na Figura 25, sendo o primeiro o subsistema de movimento Figura 25 (B), o segundo o Subsistema estático que pode ser visualizado na Figura 25 (c) e o terceiro o Subsistema de ação contida Figura 25 (D).

Os materiais selecionado para o Subsistema de movimento estão contidos na Tabela 12.

Tabela 12 Seleção de materias para o subsistema de movimento

Componente	Baixo Custo	Propriedades mecânicas	Propriedades não-mecânicas	Baixo Peso	Propriedade de Superfície	Propriedade estética	Material Adequado
Base 4.1	X	X	-	X	-	-	7075-T6
Base 4.2	X	X	-	X	-	-	7075-T6
Base 4.3	X	X	-	X	-	-	7075-T6
Suporte médio 4.9	X	X	-	X	-	-	7075-T6

							Continuação
Pino guia 4.20	X	X	-	-	X	-	AISI 1020
Pino guia 4.20	X	X	-	-	X	-	AISI 1020
Fixador lateral 4.4	X	X	-	X	-	-	7075-T6
Haste guia 4.6	X	X	-	X	-	-	7075-T6
Suporte do pistão 4.15	X	X	-	X	-	-	7075-T6
Fuso 1 4.18	X	X	-	-	X	-	AISI 1020
Fuso 2 4.19	X	X	-	-	X	-	AISI 1020

Fonte: Acervo próprio, 2018.

Realizando uma simulação em MEF da Base 4.3, do suporte do pistão 4.15, do suporte médio 4.9 e da haste lateral 4.6 unidos, além disso aplicando sobre eles a carga de puncionamento, obteve-se como tensão máxima a demonstrada na tabela 13.

Tabela 13 Resultados da Simulação sobre Base 4.3, suporte do pistão 4.15, suporte médio 4.9 e haste lateral 4.6

Resultados da Simulação	
Número de nós da malha	39835
Tensão de Von Mises Máx.	2,46 MPa
Deformação Máx. Equivalente	0,003

Fonte: Acervo próprio, 2018.

Adotando-se a mesma metodologia acrescida da análise de vida em fadiga para a Simulação da Base 4.1 e 4.2, foi possível aferir, a partir da geometria e o material utilizada, que os itens não irão falhar em serviço.

As características dos Fusos 4.18 e 4.19 podem ser observadas na Tabela 14.

Tabela 14 Parâmetros do fuso considerado

D_{maior} [mm]	D_{medio} [mm]	D_{menor} [mm]	Passo [mm]
12	9,25	8,5	1,75

Fonte: Acervo próprio, 2018.

Sabendo que os itens citados acima, irão sofrer flexão rotativa, cuja carga cíclica é de 200 N, carga de Indentação, realizou-se uma análise de fadiga em ambos componentes, na qual determinou-se que os componentes não falharão em serviço, pois foram dimensionados de modo a se obter vida infinita.

Os pinos guias 4.8 e 4.20 foram dimensionado a partir da tensão de cisalhamento admissível, cujos coeficientes de segurança determinados demonstraram que os itens estão superdimensionados.

Os parafusos 4.1.1, responsáveis pela fixação da base 4.1, foram dimensionados com base no regime de fadiga, pois em seu carregamento possui tensão normal de tração flutuante, a partir do dimensionamento determinou-se a utilização de 4 parafusos classe 4.8, M6x1 e 20 mm de comprimento. Para os demais parafusos so subsistemas serão adotados M4x0,7 e 20 mm de comprimento.

Os mancais utilizados serão todos 6900VV, pois apresentam melhor desempenho para as especificações de projeto desejada.

Os materiais selecionado para o Subsistema estático estão contidos na Tabela 15.

Tabela 15 Seleção de materias para o subsistema estático

Componente	Baixo Custo	Propriedades mecânicas	Propriedades não-mecânicas	Baixo Peso	Propriedade de Superfície	Propriedade estética	Material Adequado
Sustentador horizontal 4.14	X	X	-	X	-	-	Liga de Al 7075-T6
Sustentador vertical 4.15	X	X	-	X	-	-	Liga de Al 7075-T6
Sustentador lateral 4.16	X	X	-	X	-	-	Liga de Al 7075-T6
Sustentador de base 4.17	X	X	-	X	-	-	Liga de Al 7075-T6

Fonte: Acervo próprio, 2018.

Para o dimensionamento do subsistemas foi realizado uma simulação em MEF afim de verificar se a geometria e material selecionado suportaria a carga do indentador. Verifica-se a partir da tabela 16 que o sistema irá suportar as cargas de simulação.

Tabela 16 Resultados da Simulação do Subsistemas estático

Resultados da Simulação	
Número de nós da malha	61737
Tensão de Von Mises Máx.	60 MPa
Deformação Máx. Equivalente	1,8

Fonte: Acervo próprio, 2018.

Fez-se uma análise em fadiga do Subsistemas estático, pois o mesmo está submetido a carga flutuante de indentação. Nesta análise verificou-se que haverá poucos danos a vida do objeto em serviço.

Já para o Subsistema de ação, tem-se a seleção de materiais contidos na Tabela 17.

Tabela 17 Seleção de materias para o subsistema de ação

Componente	Baixo Custo	Propriedades mecânicas	Propriedades não-mecânicas	Baixo Peso	Propriedade de Superfície	Propriedade de estética	Material Adequado
Indentador 4.12	X	X	-	X	X	-	Inox:AISI 347
Bucha do indentador 4.13	X	X	-	X	-	-	Aço 1020
Suporte do Indentador 4.7	X	X	-	X	-	-	Alumínio
Pino Guia 4.8	X	X	-	-	X	-	Aço 1020
Suporte Superior do indentador 4.23	X	X	-	X	-	-	Alumínio

Fonte: acervo próprio, 2018.

O indentador 4.12, foi dimensionado a partir da tensão normal aplicada por ele sobre a Noz Pecan. O coeficiente de segurança obtido foi de aproximadamente 20.

O pino guia 4.8 será confeccionado a partir de um parafuso M8x1,25 e 120 mm de comprimento.

Para a Bucha do Indentador 4.13, Suporte do Indentador 4.7 e Suporte Superior do Indentador 4.23 foi realizada uma simulação, utilizando o MEF, dos itens submetidos a carga de Indentação, cuja máxima tensão obtida pode ser verificada na Tabela 18.

Tabela 18 Resultados da Simulação

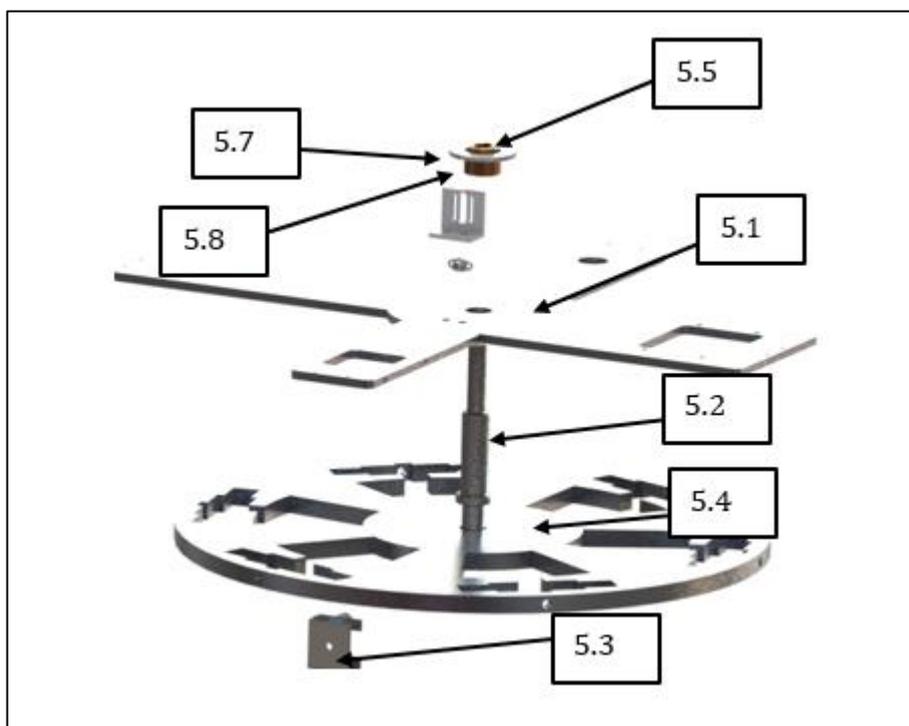
Resultados da Simulação	
Número de nós da malha	41620
Tensão de Von Mises Máx.	3,8 MPa
Deformação Máx. Equivalente	$2,15 \times 10^{-5}$

Fonte: Acervo próprio, 2018.

4.5 Dimensionamento do módulo da estrutura superior

A estrutura superior é composta pelo chassi 5.1, sobre o qual está fixado grande parte dos componentes da máquina, como o eixo Arvore 5.2 que movimenta o Tambor Revolver 5.4, cuja função fundamental é movimentar o sistema de agarre. Para garantir estabilidade ao tambor revolver 5.4 durante sua rotação existe a presilha 5.3, a qual foram fixadas na estrutura inferior em três pontos. Na mesma arvore 5.2 ainda se tem o controle de posição da máquina, composto pelo sensor 5.5 a Roda fônica 5.7 e a bucha da roda fônica 5.8. Esse módulo está exibido na figura 27. O dimensionamento completo do módulo pode ser encontrado no APÊNDICE A, onde se encontra o memorial de cálculo.

Figura 27 Módulo da estrutura superior



Fonte: Acervo próprio, 2018.

O dimensionamento da estrutura superior, toma por base a carga peso suportada mais a carga de indentação da Noz, sabe-se que todos os componentes estarão superdimensionados, porém deve-se mantê-los nessa situação devido a limitações geométricas, ou fatores relacionados a métodos de fabricação.

Os principais itens deste módulo são o chassi 5.1, que será fabricado utilizando a Liga de Al 7075-T6, além disso, fez-se também uma simulação em utilizando MEF sobre os item, cujo resultado pode ser visualizada na tabela 19.

Tabela 19 Resultados da Simulação sobre o Chassi 5.1

Resultados da Simulação	
Número de nós da malha	73087
Tensão de Von Mises Máx.	107 MPa
Deformação Máx. Equivalente	0,13 mm

Fonte: Acervo próprio, 2018.

Para a fixação do chassi na estrutura inferior será utilizado parafuso M5x0,8 e 20 mm de comprimento.

O dimensionamento do Tambor Revolver 5.2, confeccionado em liga de Al 7075-T6, seguiu-se a mesma metodologia do Chassi 5.1, portanto os resultados podem ser aferidos na Tabela 20.

Tabela 20 Resultados da Simulação sobre o Tambor revolver 5.2

Resultados da Simulação	
Número de nós da malha	33684
Tensão de Von Mises Máx.	16,5 MPa
Deformação Máx. Equivalente	0,27 mm

Fonte: Acervo próprio, 2018.

A Arvore 5.3 foi dimensionada a partir do carregamento causado pelo momento fletor proveniente do impacto de endentação e o carregamento gerado pelo modulo de transmissão. O material utilizado para a confecção do eixo é o AISI 1045 além disso para o correto dimensionamento foi realizada uma análise de vida em fadiga. Sendo assim, determinou-se que o diâmetro mínimo do eixo para suportar aos esforços gerado é de 5 mm.

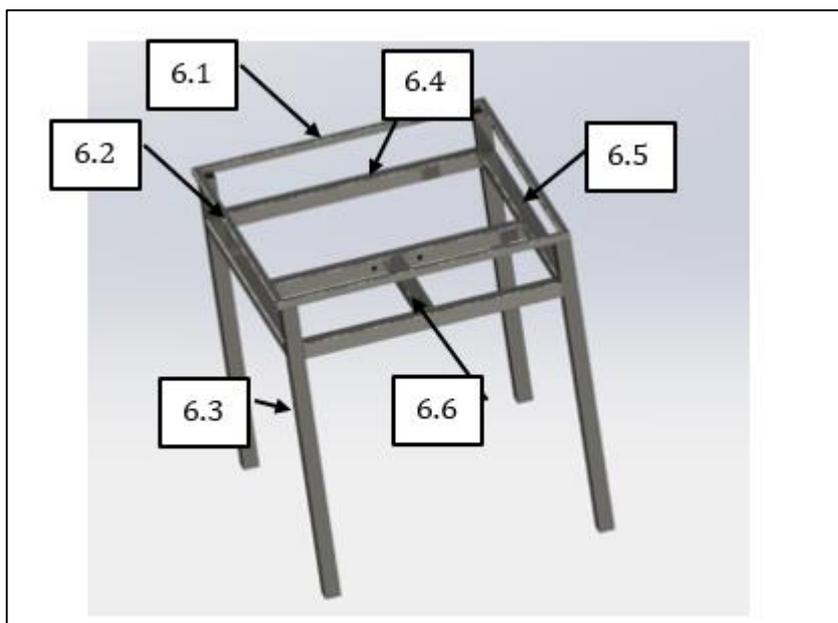
Os mancais de rolamentos determinados para o eixo foram o 6805VV e o 6806VV, os quais são mais robusto que os anteriores, trabalhando assim de forma ideia para as solicitações sobre o componente.

Para as chavetas foram utilizadas de AISI 1020, cuja seção transversal tem dimensão de 8mmx7mm e a partir do carregamento foi determinado o comprimento mínimo de 4mm.

4.6 Dimensionamento do módulo da estrutura inferior

O módulo da estrutura inferior possui como função suportar a carga e manter os componentes todos em seus lugares, a fim de garantir o funcionamento sem excessivas vibrações ou tensões. A estrutura é composta parte por tubos quadrado de 20mmx20mm, são esses: a Lateral 6.1 e a lateral 6.2, e parte por tubos 40mmx40mm, como o Pé 6.3, a trava 6.4 e 6.5 e a barra menor 6.6. A figura 28 exhibe o modelo da estrutura inferior. O dimensionamento completo do módulo pode ser encontrado no APÊNDICE A, onde se encontra o memorial de cálculo.

Figura 28 Estrutura inferior



Fonte: Acervo próprio, 2018

As principais cargas sobre o módulo são o peso dos demais componentes (64 Kg), o peso do estoque de Noz Pecan (50 Kg) e a carga do indentador (20 Kg).

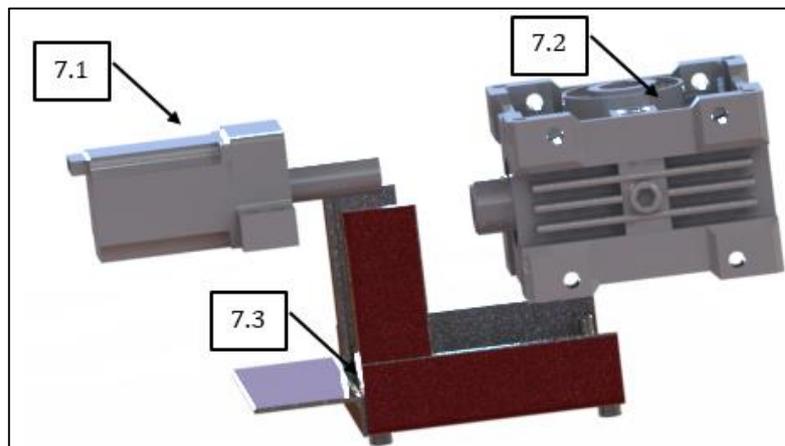
A barra que possui o maior carregamento em serviço é a 6.2, portanto suas dimensões foram utilizadas como padrão para toda a estrutura inferior. Para seu dimensionamento foi aplicado um coeficiente de segurança igual a 200% e além disso a partir da análise de tensão foi obtido uma margem de tensão de 500% acima da aplicada.

Fez-se, para os Pés da estrutura uma análise de flambagem, cuja carga crítica encontrada é muito superior ao carregamento momentâneo aplicado.

4.7 Dimensionamento do módulo de transmissão

O módulo de transmissão é responsável pelo movimento do tambor revolver, pois através do motor 7.1 aciona-se a caixa de redução 7.2 e assim o Eixo Arvore 5.3. O motor e a redução são suportados pela estrutura 7.3. A Figura 29 exhibe o módulo de transmissão. O objetivo de se utilizar um moto-redutor no sistema é a ampliação de torque, garantindo assim que o motor de passo não fique sobre carregado.

Figura 29 Módulo de transmissão



Fonte: Acervo próprio, 2018.

A redução utilizada apresenta relação de transmissão 10, 25:1, cujo sistema de funcionamento é do tipo Sem-fim coroa.

O suporte 7.3 foi dimensionado como uma viga, de seção L e o material é o AISI 1020, submetida aos esforços da transmissão.

Para fixação do motor será utilizado parafuso M10x1,25 e 25 mm de comprimento e para fixação da caixa de redução M5x0,8 e 20 mm de comprimento.

4.8 Estimativa de custo

Realizando uma análise de nível de importância no desenvolvimento de projeto, o custo se apresenta como um fator de grande influência nesse processo, pois nessa etapa o projeto pode ser visto como viável ou não.

O presente trabalho visa a obtenção de um projeto de baixo custo. São diversos os fatores que contribuem para um projeto atender a tal requisito, como por exemplo, o processo de fabricação, os materiais, as tolerâncias dimensionais e o grau de automatização.

Portanto optou-se por buscar matérias comuns no mercado, além de processo de fabricação convencional afim de reduzir o custo o máximo possível. A tarefa mais exaustiva e complexa no levantamento de custo de uma máquina é seu custo de fabricação, dessa forma foram requisitados orçamentos para algumas empresa do ramo, afim de se obter custos atualizados, porém devido ao baixo interesse das

mesma na confecção de baixa quantidade de peças, foi necessária a busca de dados mais próximos possíveis custo reais afim de estimar o valor de produção da máquina.

Para tal tarefa, primeiramente, buscou-se no mercado local e online os valores dos materiais em bruto (sétima coluna da tabela 21); determinados o valor do material, elencou-se os principais processos de fabricação utilizados na confecção de cada componente da máquina, são estes: (C) Corte, (D) Dobra, (F) Furação, (FR) Fresamento, (R) Rosqueamento; (S) Soldagem e (U) Usinagem. Sabendo como será fabricado cada componente e os processos utilizadas, fez-se um levantamento de custo de Mão-de-Obra por Hora (M/H) e o custo Máquina-Horas(Maq/H), sendo assim possível o cálculo estimado do custo de fabricação de qualquer componente.

Para os elementos de máquina, fez-se uma levantamento de custo simples, na qual a ferramenta utilizada foi a pesquisa de mercado. Compilando todos os dados levantados, fez-se a tabela 21.

Tabela 21 Estimativa de custo de cada componente da máquina

Componente	Código	Quant	Material	Processo	Custo material utilizado (R\$)	Custo Material bruto(R\$)	Preço de Fabricação (R\$)
Funil	1.1	1	INOX 347	C-D-S	R\$ 80,00	100 R\$/m	R\$ 160,00
Suporte de descida	1.2	1	INOX 347	U-F-R	R\$ 5,00	100 R\$/m	R\$ 25,00
Fixador da guilhotina	1.3	1	AISI 1020	C-F	R\$ 5,00	40 R\$/m	R\$ 25,00
Suporte do pistão	1.5	1	7050-T7651	C-F	R\$ 5,00	20 R\$/m	R\$ 20,00
Contra apoio	1.6	1	AISI 1020	U-F-R	R\$ 10,00	40 R\$/m	R\$ 25,00
Porca	1.2.1	2	M10x1,5	-	R\$ 0,90	0,45 R\$/uni	
Parafuso	1.2.2	1	M10x1,5	-	R\$ 0,45	0,45 R\$/uni	
Eixo	2.1	1	AISI 1045	U-FR	R\$ 10,00	50 R\$/m	R\$ 50,00
Lâmina de corte	2.2	2	INOX	-	R\$ 140,00	140 R\$/uni	
Bucha	2.4	1	BRONZE	U	R\$ 2,00		R\$ 20,00
Parafuso	2.3.1	4	M3X0,5	-	R\$ 1,20	0,3 R\$/uni	
Mancal	2.3.1	1	6800VV SKF	-	R\$ 57,00	57 R\$/uni	
Porca	2.2.2	2	M5X0,8	-	R\$ 0,70	0,35 R\$/uni	
Arruela	2.2.3	2	M5	-	R\$ 0,20	0,10 R\$/uni	
Chapa de suporte	3.1	1	AISI 1020	C-F	R\$ 5,00	40 R\$/m	R\$ 50,00
Fuso	3.2	1	AISI 1045	U	R\$ 5,00	50 R\$/m	R\$ 45,00
Pino guia	3.2	1	AISI 1045	U	R\$ 5,00	50 R\$/m	R\$ 20,00
Suporte dos sensores	3.4	1	7050-T7651	FR	R\$ 5,00	100 R\$/m	R\$ 30,00
Chapa de suporte	3.6	1	AISI 1020	C-F	R\$ 10,00	40 R\$/m	R\$ 50,00
Parafusos	3.1.1	4	M5x0,8	-	R\$ 1,40	0,35 R\$/uni	
Parafuso	3.5.1	4	M3X0,5	-	R\$ 1,20	0,3 R\$/uni	

								Continuação	
Mancal	3.6.1	2	6800VV SKF	-	R\$	114,00	57 R\$/uni		
Base	4.1	1	AISI 1020	C-F-FR	R\$	5,00	40 R\$/m	R\$	80,00
Base	4.2	1	7050- T7651	C-F-FR	R\$	5,00	140 R\$/m	R\$	80,00
Base	4.3	1	7050- T7652	C-F-FR	R\$	5,00	140 R\$/m	R\$	80,00
Fixador lateral	4.4	2	7050- T7652	C-F-FR	R\$	3,00	35 R\$/m	R\$	20,00
Haste Guia	4.6	2	7050- T7652	C-F-FR	R\$	10,00	35 R\$/m	R\$	45,00
Suporte do indentador	4.7	1	7050- T7652	C-F-FR	R\$	7,00	35 R\$/m	R\$	35,00
Pino guia 4.8	4.8	2	AISI 1045	U	R\$	5,00	50 R\$/m	R\$	20,00
Suporte médio 4.9	4.9	1	7050- T7651	C-F-FR	R\$	15,00	1500 R\$/m ²	R\$	35,00
Suporte do pistão 4.10	4.10	1	7050- T7651	C-F-FR	R\$	15,00	1500 R\$/m ²	R\$	35,00
Pistão 4.11	4.11	1	FESTO ADUV	-					
Indentador 4.12	4.12	1	INOX 347	U	R\$	5,00	130 R\$/m	R\$	45,00
Bucha do indentador 4.13	4.13	1	AISI 1020	U-R	R\$	4,00	40 R\$/m	R\$	20,00
Sustentador horizontal 4.14	4.14	1	7050- T7651	FR-F	R\$	10,00	1500 R\$/m ²	R\$	20,00
Mancal 4.3.1	4.3.1	4	6800VV SKF	-	R\$	228,00	57 R\$/uni		
Sustentador vertical 4.15	4.15	1	7050- T7651	FR-F	R\$	10,00	1500 R\$/m ²	R\$	20,00
Sustentador de base 4.16	4.16	1	7050- T7651	FR-F	R\$	10,00	1500 R\$/m ²	R\$	25,00
Sustentador de base 4.17	4.17	0	7050- T7651	FR-F	R\$	10,00	1500 R\$/m ²	R\$	25,00
Fuso 4.18	4.18	1	AISI 1045	U	R\$	5,00	50 R\$/m	R\$	40,00
Fuso 4.19	4.19	1	AISI 1045	U	R\$	5,00	50 R\$/m	R\$	40,00
Pino Guia 2.20	4.20	1	AISI 1045	U	R\$	4,00	50 R\$/m	R\$	20,00
Limpador 4.21	4.21	1	INOX 347	U	R\$	4,00	25 R\$/m	R\$	5,00
PINO GUIA 4.22	4.22	1	AISI 1045	U	R\$	4,00	50 R\$/m	R\$	20,00
Suporte superior do indentador 4.23	4.23	1	7050- T7651	FR-F	R\$	15,00	1500 R\$/m ²	R\$	20,00
Sustentador lateral 4.24	4.24	1	7050- T7651	FR-F	R\$	10,00	1500 R\$/m ²	R\$	25,00
Parafuso	4.41	8	M5x0,8	-	R\$	2,80	0,35 R\$/uni		
Parafuso	4.10.1	10	M5x0,8	-	R\$	3,50	0,35 R\$/uni		
Anel elástico	4.19.1	2	Truac(B27,8M- 3DM-10)	-	R\$	2,00	1 R\$/uni		
Chassi	5.1	1	7050- T7651	FR-F	R\$	1.300,00	1500 R\$/m ²	R\$	1.000,00
Eixo Arvore	5.2	1	AISI 1045	U	R\$	10,00	50 R\$/m	R\$	60,00
Presilhas	5.3	3	AISI 1020	C-F	R\$	4,00	40 R\$/m	R\$	15,00

							Continuação	
Mancal	5.2.3	4	6805VV SKF		R\$	260,00	65 R\$/uni	
Mancal	5.2.4	4	6806VV SKF		R\$	280,00	70 R\$/uni	
Tambor revolver	5.4	1	7050- T7651	FR-F	R\$	1.000,00	1500 R\$/m ²	R\$ 1.300,00
Suporte do sensor	5.5	1	AISI 1020	FR-F	R\$	5,00	35 R\$/m	R\$ 20,00
Roda Fônica	5.7	1	AISI 1020	U-FR	R\$	2,00	40 R\$/m	R\$ 20,00
Bucha da roda fonica	5.8	1	BRONZE	U	R\$	10,00	546 R\$/m	R\$ 12,00
Parafusos	5.1.1	8	M5x0,8				0,35 R\$/uni	
Chaveta	5.2.2	3	8x7 AISI 1020		R\$	1,00	40 R\$/m	
Parafusos	5.3.1	4	M8x1,25		R\$	1,60		0,4 R\$/uni
Porca	5.3.2	4	M8		R\$	0,80	0,2R\$/uni	
Compenente	Código	Quantidade	Material					
Lateral	6.1	2	AISI 1020	C-S	R\$	15,00	15 R\$/m	R\$ 30,00
Lateral	6.2	2	AISI 1020	C-S	R\$	15,00	15 R\$/m	R\$ 30,00
Pé	6.3	4	AISI 1020	C-S	R\$	15,00	15 R\$/m	R\$ 30,00
Trava	6.4	2	AISI1020	C-S	R\$	15,00	15 R\$/m	R\$ 30,00
Trava	6.5	2	AISI 1020	C-S	R\$	15,00	15 R\$/m	R\$ 30,00
Suporte da presilha	6.6	4	AISI 1020	C-F	R\$	5,00	40 R\$/m	R\$ 15,00
Barra Menor	6.7	1	AISI 1020	C-S	R\$	5,00	15 R\$/m	R\$ 15,00
Redutor	7.2	1			R\$	440,00		
Suporte	7.3	1	AISI 1020	C-S-F	R\$	10,00	10 R\$/m	R\$ 50,00
4Parafuso	7.1.1	4	M10x1,5		R\$	1,80	0,45 R\$/uni	
Parafuso	7.2.1	4	M5x0,8		R\$	1,40	0,35 R\$/uni	

Fonte: acervo próprio, 2018.

A partir de FONSECA 2017, pode-se obter o custo da automação da máquina, somando-se ao custo de fabricação e ao custo dos elementos de máquina, tem-se a Tabela 22 com o pré custo da máquina.

Tabela 22 custo da máquina

CUSTO TOTAL DOS COMPONENTES		CUSTO DE FABRICAÇÃO		CUSTO TOTAL DE AUTOMAÇÃO	
R\$	4.278,95	R\$	3.932,00	R\$	4.300,00
PRÉ CUSTO DA MÁQUINA					
R\$	12.510,95				

Fonte: Acervo próprio, 2018.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este Trabalho apresentou o projeto detalhado de uma Decortadora automática de Noz Pecan de uma linha para a agricultura familiar, sendo um esforço visando proporcionar uma melhor qualidade de vida ao pequeno produtor, substituindo o esforço físico do descasque manual por um descasque mecanizado.

O trabalho focou no detalhamento do projeto, com o objetivo de validar a concepção pré-determinada através do projeto conceitual estabelecido.

Com o auxílio do programa de CAD SolidWorks© e através do detalhamento dos componentes verificou-se que é possível prever interferências no projeto, bem como, simular seus movimentos e diminuir as chances de erros de projeto. Durante a realização dos testes preliminares se observou detalhes importantes relativos ao seu desempenho, como a deficiência no agarre, devido à complexidade de fazer uma máquina se movimentar com um estímulo do próprio objeto. Porém considera-se o mecanismo empregado como satisfatório considerando custo-benefício.

Nesse trabalho, priorizou-se a busca por uma solução que facilitasse a tarefa de efetuar o descasque de frutos provenientes da cultura de Nogueira Pecan tornando a tarefa mais amena e produtiva.

5.1 Estrutura do produto

A BOM, ou estrutura de produto é uma das informações fundamentais da manufatura, pois nela registram-se as informações de produtos utilizadas por todos os setores e processos envolvidos com a manufatura do produto.

Seu domínio é essencial para o sucesso da implantação de sistemas integrados. Apesar do desempenho desses sistemas estar vinculado à qualidade das informações que eles manipulam, a maioria das empresas não garante que suas informações fundamentais sejam completas e precisas. Sendo assim, fez a Tabela 38 contendo apenas os componentes de máquina e seus respectivos materiais empregados na fabricação.

Tabela 23 BOM da Decortificadora de Noz Pecan Automatizada

Componente	Código	Quantidade	Material
Funil	1.1	1	INOX 347
Suporte de descida	1.2	1	INOX 347
Fixador da guilhotina	1.3	1	AISI 1020
Pistão	1.4	1	FESTO ADUV
Suporte do pistão	1.5	1	7050-T7651
Contra apoio	1.6	1	AISI 1020
Porca	1.2.1	2	M10x1,5
Parafuso	1.2.2	1	M10x1,5
Eixo	2.1	1	AISI 1045
Lâmina de corte	2.2	2	A SE DETERMINAR
Motor	2.3	1	NEMA 17
Bucha	2.4	1	BRONZE
Parafuso	2.3.1	4	M3X0,5
Mancal	2.3.1	1	6800VV SKF
Porca	2.2.2	2	M5X0,8
Arruela	2.2.3	2	M5
Chapa de suporte	3.1	1	AISI 1020
Fuso	3.2	1	AISI 1045
Pino guia	3.2	1	AISI 1045
Suporte dos sensores	3.4	1	7050-T7651
Motor	3.5	1	NEMA 17
Chapa de suporte	3.6	1	AISI 1020
Parafusos	3.1.1	4	M5x0,8
Parafuso	3.5.1	4	M3X0,5
Mancal	3.6.1	2	6800VV SKF
Rolamento	3.2.1	1	
Base	4.1	1	AISI 1020
Base	4.2	1	7050-T7651
Base	4.3	1	7050-T7652
Fixador lateral	4.4	2	7050-T7652
Haste Guia	4.6	2	7050-T7652
Suporte do indentador	4.7	1	7050-T7652
Motor	4.5	2	NEMA 17

				Continuação
Pino guia 4.8	4.8	2		AISI 1045
Suporte médio4.9	4.9	1		7050-T7651
Suporte do pistão 4.10	4.10	1		7050-T7651
Pistão 4.11	4.11	1		FESTO ADUV
Indentador 4.12	4.12	1		INOX 347
Bucha do indentador 4.13	4.13	1		AISI 1020
Sustentador horizontal 4.14	4.14	1		7050-T7651
Mancal 4.3.1	4.3.1	4		6800VV SKF
Sustentador vertical 4.15	4.15	1		7050-T7651
Sustentador de base 4.16	4.16	1		7050-T7651
Sustentador de base 4.17	4.17	0		7050-T7651
Fuso 4.18	4.18	1		AISI 1045
Fuso 4.19	4.19	1		AISI 1045
Pino Guia 2.20	4.20	1		AISI 1045
Limpador 4.21	4.21	1		INOX 347
PINO GUIA 4.22	4.22	1		AISI 1045
Suporte superior do indentador 4.23	4.23	1		7050-T7651
Sustentador lateral 4.24	4.24	1		7050-T7651

			Continuação
Parafuso	4.41	8	M5x0,8
Rolamento	4.16.1	2	
Parafuso	4.10.1	10	M5x0,8
Anel elástico	4.19.1	2	Truac(B27,8M-3DM-10)
Chassi	5.1	1	7050-T7651
Eixo Arvore	5.2	1	AISI 1045
Presilhas	5.3	3	AISI 1020
Mancal	5.2.3	4	6805VV SKF
Mancal	5.2.4	4	6806VV SKF
Tambor revolver	5.4	1	7050-T7651
Suporte do sensor	5.5	1	AISI 1020
Sensor	5.6	1	
Roda Fônica	5.7	1	AISI 1020
Bucha da roda fônica	5.8	1	BRONZE
Parafusos	5.1.1	8	M5x0,8
Mancal	5.2.1	2	
Chaveta	5.2.2	3	8x7 AISI 1020
Parafusos	5.3.1	4	M8x1,25
Porca	5.3.2	4	M8
Lateral	6.1	2	AISI 1020
Lateral	6.2	2	AISI 1020
Pé	6.3	4	AISI 1020
Trava	6.4	2	AISI1020
Trava	6.5	2	AISI 1020
Suporte da presilha	6.6	4	AISI 1020
Barra Menor	6.7	1	AISI 1020
Motor	7.1	1	NEMA 23
Redutor	7.2	1	
Suporte	7.3	1	AISI 1020
Parafuso	7.1.1	4	M10x1,5
Parafuso	7.2.1	4	M5x0,8

Fonte: acervo próprio, 2018.

O modelo final da máquina pode ser observado na figura 30.

Figura 30 Decortadora de Noz Pecan



Fonte: acervo próprio, 2018.

Aplicando a norma NR-12, a qual exige a segurança ao operador da máquina, elaborou-se a carenagem da máquina, cuja representação pode ser observada na figura 31.

Figura 31 Decortadora com carenagem



Fonte: acervo próprio, 2018

6 REFERÊNCIAS

BASSO, I.F. **PROJETO DE UMA DOBRADEIRA TUBOS**, Engenharia mecânica, Universidade Federal do Pampa 2014. Citado 1 vez na página 32.

COSTA, Ana claudia, **introdução aos Materiais Cerâmicos**, 2018, Universidade federal do pampa, Materiais cerâmicos e revestimentos, Alegrete, 2017. Citado 1 vez na página 34.

FONSECA, M.B. S. **CONCEPÇÃO DE UM DECORTICADOR AUTOMATIZADO DE NOZES PECÃ**, Engenharia mecânica, Universidade Federal do Pampa 2017. Citado 8 vezes nas páginas 15,16,21,22,24 e 26.

GERDAU. Manual de aços, 2003 Citado 1 vez na página 68.

IBGE. **Séries Estatísticas & Séries Históricas**. 2010. Disponível em: <<http://seriesestatisticas.ibge.gov.br/>>. Citado 1 vez na página 16.

KALATEC. Citado 1 vez na página 23.

KIMATI, H. et al. **Manual de fitopatologia: doenças das plantas cultivadas**. [S.l.]: Agronômica Ceres, 1997. v. 2. Citado 1 vez na página 17.

LIANG, T.; CHIN, L.; MITCHELL, J. B. **Modeling moisture influence on macadamia nut kernel recovery**. *Transactions of the ASAE-American Society of Agricultural Engineers (USA)*, 1984. Citado 1 vez na página 17.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. 2. ed. Porto Alegre: Editora Bookman, 2004. 931 p. Citado 4 vezes nas páginas 27,28 e 30.

ORO, T. **Composto Nutricional, Compostos Bioativos e Vida de Prateleira de Noz e Óleo Prensado a Frio de Noz-Pecã**. 106 p. Dissertação ((Mestrado em Ciência dos Alimentos)) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007. Citado 2 vezes na página 16 e 19.

PITOL, T. **Gestão de riscos do trabalho numa agroindústria**. *Monografia*—*Graduação em Engenharia de Produção, Centro Universitário Univates*, 2011. Citado 1 vez na página 16.

POLETTI, T. et al. **Análise de Características dos Frutos de Cultivares de Nogueira- Pecã Cultivadas no Rio Grande do Sul**. [S.l.]: SEPE - Simpósio de Ensino, Pesquisa e Extensão, 2012. Acessado em 05 de Abril de 2015. Citado 3 vezes nas páginas 19 e 58.

SHIGLEY, J. E., MISCHKE, C. R., BUDINAS, R. G. **Projeto de Engenharia Mecânica**, 7ª Ed., Porto Alegre: Bookman, 2005. Citado 1 vez na página 51.

SOLANE, R. B. **Caracterização mecânica da noz pecã e projeto do decortificador.** Engenharia mecânica, Universidade Federal do Pampa 2015. Citado 12 vezes nas páginas 16, 18, 19, 20, 21 e 22.

SORIANO, L. Humberto. **Método de Elementos Finitos em Análise de Estruturas.** 1ª Edição. São Paulo, Ed. Edusp. 2003. Citado 1 vez na página 27.

APÊNDICE A – Memorial de Cálculos

1 Dimensionamento do Módulo de dosagem e armazenagem

O módulo de dosagem e armazenagem pode ser visualizado na figura 1. Este módulo apresenta em seu escopo os itens 1.1, 1.2, 1.3 e 1.4, cujo funcionamento começa no estoque das Nozes Pecan no Funil 1.1, a retenção dos frutos é garantida pelo pistão pneumático 1.4, cuja programação do mesmo é realizada de modo que garanta que somente uma Noz caia de funil por vez, no mesmo instante que uma Noz cai do funil 1.1, o sistema de agarre segura-a, o item 1.2 funciona como um sistema de apoio para a queda da noz. O item 1.3 mantém o pistão 1.4 solidário ao chassi da máquina.

Figura 1: Módulo de dosagem e armazenagem



Fonte: Acervo próprio, 2018.

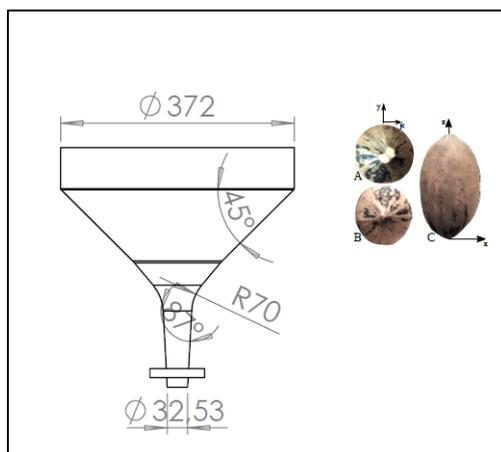
O dimensionamento do referente módulo da máquina baseou-se nos princípios de seleção de materiais, como mostrada na figura 3, além dos critérios já citados, como fabricação, custo e carregamento.

Funil – Código 1.1

Afim de se obter um equipamento funcional determinou-se as características geométricas do funil de modo a se obter um reservatório associado a um método de dosagem dos frutos, assim determinou-se dois ângulos principais. O primeiro com o objetivo de obter certa armazenagem do produto optou-se por um ângulo de 45°, pois o mesmo garante o estoque do produto, além de propiciar o escoamento de parte do produto; o segundo ângulo está aliado ao diâmetro final do duto de descida do funil, ou seja, como demonstrada na tabela 6, o comprimento médio mínimo das Nozes é de aproximadamente 33 mm, logo o menor diâmetro do funil terá aproximadamente

30 mm, o qual tem por objetivo forçar a Noz a noz chegar ao sistema de agarre na posição vertical, como orientado na figura 2, além de garantir o ótimo escoamento do produto.

Figura 2 – Dimensões Principais do Funil



Fonte: Acervo próprio, 2018

Com o objetivo de determinar a solicitação sobre o funil, deve-se primeiramente estimar o volume que o reservatório irá comportar. A partir do Software SolidWorks obteve-se $1,43E-02 \text{ m}^3$.

Além disso deve-se também determinar a quantidade de Noz no interior do reservatório e a massa das Noz pecã. Segundo figura 3 a massa dos cultivares da Nogueira-pecã, avaliando várias espécies da mesma, é de aproximadamente 9,11g. O volume da noz será aproximado ao de uma esfera, assim por princípios de projeto será utilizado um coeficiente de segurança de 2 afim de garantir tal aproximação.

Figura 3- Dados dos frutos da Nogueira-pecã

Cultivares	Massa frutos (g)	Massa amêndoa (g)	Massa casca (g)	Diâm. (mm)	Compr. (mm)	Rend. amên. (%)	Frutos / Kg
Success	12,31 a	6,65 a	5,66 a	26,54 a	47,20 c	54,02 a	82,68 c
Imperial	10,02 b	5,46 b	4,56 b	25,85 a	39,35 d	54,49 a	100,45 b
Melhorada	9,45 b	5,22 bc	4,23 bc	23,22 b	45,98 c	55,24 a	107,05 b
Desirable	9,30 b	4,55 cd	4,75 b	21,50 c	58,78 a	48,92 b	108,48 b
Importada	7,37 c	4,09 de	3,28 d	21,42 c	38,69 d	55,50 a	137,53 a
Mahan	7,93 c	4,53 d	3,39 d	19,93 d	53,43 b	57,12 a	128,61 a
Maneymaker	7,41 c	3,51 e	3,90 cd	22,4 bc	33,66 e	47,36 b	137,41 a
CV %	12,67	14,54	14,10	4,24	5,01	7,11	13,16

Fonte: POLETTTO,2015.

A tabela 1 contém um compilado das informações.

Tabela 1- Carga de projeto

Volume do reservatório (m ³)	Volume de uma noz (m ³)	Quantidade de Noz	Massa de Noz (Kg)	Massa Total (Kg)	Massa de projeto (Kg)
1,43E-02	5,30E-06	2704,9	0,00911	24,6	49,3

Fonte: Acervo próprio, 2018

A partir da Tabela 2 de seleção dos materiais descrita na metodologia deste trabalho, tem-se o seguinte resultado.

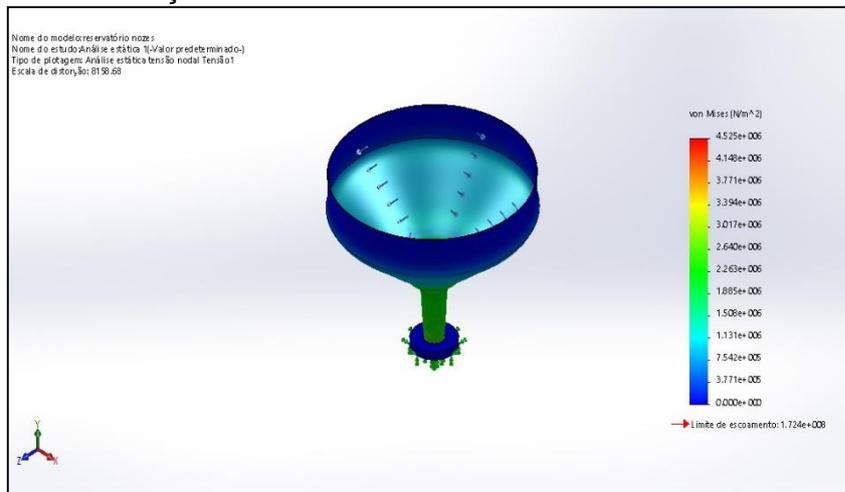
Tabela 2- Seleção de materiais para o funil

Seleção de Materiais	Dispensável	Indispensável
Baixo Custo		X
Propriedades mecânicas		X
Propriedades não-mecânicas	X	
Peso	X	
Propriedade de Superfície		X
Propriedade estética		X
Material Adequado	AISI 316 Chapa de aço inoxidável (SS)	

Fonte: Acervo próprio, 2018

Já determinada as condições de contorno do componente, foi possível a realização da simulação do componente em MEF. Na figura 4 se tem a distribuição de tensão sobre o componente.

Figura 4 - Simulação do funil em MEF tensão de Von Mises



Fonte: Acervo próprio, 2018

Assim obteve-se a tabela 3 que contempla um resumo dos dados obtidos

Tabela 3- Resultados da Simulação

Resultados da Simulação	
Número de Nós da malha	49957
Tensão de Von Mises Máx.	4,5 MPa
Deformação Máx. Equivalente	0,0000142 mm

Fonte: Acervo próprio, 2018.

Os detalhes construtivos do funil estão no APÊNDICE B.

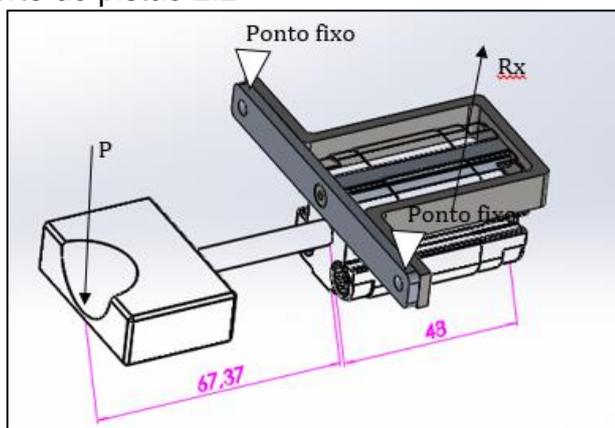
- Pistão - Código 1.2

O componente pistão 1.2, Atuador da guilhotina – controla o fluxo de nozes na saída do reservatório cônico, já foi dimensionado por Fonseca 2017, sendo o modelo escolhido o Atuador Pneumático ADVUL-2020PA, FESTO.

- Suporte do pistão - Código 1.3

O suporte do pistão, componente 2.2, foi dimensionado afim de suportar toda a carga de Noz armazenada, porém sabe-se que a carga real será menor que a especificada. Esta medida foi tomada afim de garantir que o sistema não entrará em colapso. Na figura 5 está ilustrado o conjunto do suporte do pistão juntamente a suas condições de contorno.

Figura 5 Suporte do pistão 2.2



Fonte: Acervo próprio, 2018

Sabe-se que a carga das Nozes é dividida por 2 pistões, assim o valor de, portanto pela somatória dos momentos em torno do ponto fixo sobre o eixo da carga, tem a força de reação sobre o suporte $R_x = 674,66 N$. Para a seleção de matérias utilizou-se o critério já mencionada na metodologia deste relatório, cujos resultados se encontram na tabela 4. Simulando a carga sobre a estrutura em MEF, obteve-se os resultados contidos na figura 6.

Tabela 4- Seleção de materiais para o Suporte

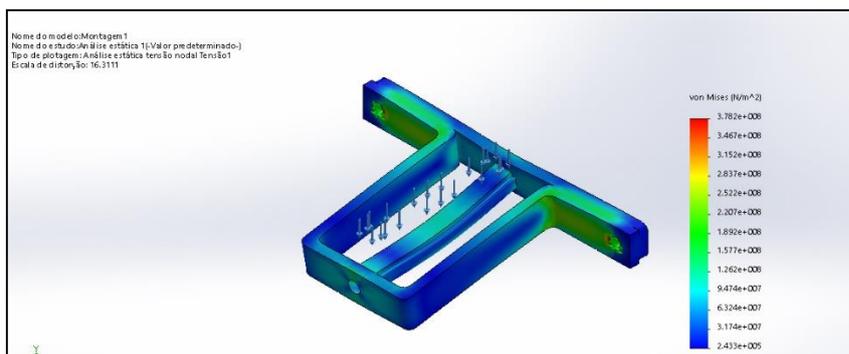
Seleção de Materiais	Dispensável	Indispensável
Baixo Custo		X
Propriedades mecânicas		X
Propriedades não-mecânicas	X	
Peso	X	
Propriedade de Superfície	X	
Propriedade estética	X	
Material Adequado	Liga de Al 7050-T7651 para 2 componentes do Sistema AISI 1020 Para a parte externa do suporte	

Fonte: Acervo próprio, 2018

Já obtido os materiais para o sistema, realizou-se uma simulação da carga sobre a estrutura em MEF.

O resultado de tensões sobre o sistema pode ser observado na figura 6.

Figura 6 – Tensão de Von Mises sobre o suporte 2.2.



Fonte: Acervo próprio, 2018.

Assim obteve-se a tabela 5, a qual contempla um resumo dos dados obtidos

Tabela 5- Resultados da Simulação

Resultados da Simulação	
Número de noz da malha	20091
Tensão de Von Mises Máx.	378 MPa
Deformação Máx. Equivalente	0,55 mm

Fonte: Acervo próprio, 2018.

Como o limite de escoamento da liga 7050-T7651 é 498 MPa e a maior tensão foi sobre o componente com este material, fica evidente que não haverá falha do sistema.

Suporte de descida- Código 1.4

O suporte de descida é composto basicamente de um parafuso, uma bucha roscada e uma porca. O sistema possui somente a função de apoiar a noz ao sair da guilhotina, assim seu dimensionamento de termos de carga fica dispensado. Faz somente uma seleção de materiais afim de obter baixo custo e peso reduzido. O resultado encontra-se na tabela 6.

Tabela 6- Seleção de materiais para o Suporte de decida 1.4

Seleção de Materiais	Dispensável	Indispensável
Baixo Custo		X
Propriedades mecânicas	X	
Propriedades não-mecânicas	X	
Peso		X
Propriedade de Superfície		X
Propriedade estética	X	
Material Adequado	Aço Inox AISI 312 recozido	

Fonte: Acervo próprio, 2018

O dimensionamento do parafuso 1.4.1 será feito de modo que haja desmontagem, a figura 7 exhibe a resistência requerida para parafusos de diferentes classes.

Figura 7 – Especificações Métricas e resistência de parafusos de aço

Número de classe	Intervalo de diâmetro externo (mm)	Resistência mínima de prova (MPa)	Resistência mínima de escoamento (MPa)	Resistência mínima à tração (MPa)	Material
4,6	M5–M36	225	240	400	aço-carbono, médio ou baixo
4,8	M1,6–M16	310	340	420	aço-carbono, médio ou baixo
5,8	M5–M24	380	420	520	aço-carbono, médio ou baixo
8,8	M3–M36	600	660	830	carbono médio, Q&T

Fonte: NORTON, 2004

Decidiu-se pelo uso de parafusos de classe 4.6, que terão diâmetro de 10 mm. A Figura 8 exibe as características geométricas de parafusos métricos. Define-se assim que o parafuso a ser utilizado na montagem da caixa é o M10x1,5. O parafuso terá comprimento de 90 mm (de modo a satisfazer a altura do agarre da Noz).

Figura 8- Dimensões principais de roscas de parafusos métricos padrão ISO

Diâmetro maior d (In)	Roscas grossas			Roscas finas		
	Passo p mm	Diâmetro menor d_1 (mm)	Área sob tração A_t (mm ²)	Passo p mm	Diâmetro menor d_1 (mm)	Área sob tração A_t (mm ²)
3,0	0,50	2,39	5,03			
3,5	0,60	2,76	6,78			
4,0	0,70	3,14	8,78			
5,0	0,80	4,02	14,18			
6,0	1,00	4,77	20,12			
7,0	1,00	5,77	28,86			
8,0	1,25	6,47	36,61	1,00	6,77	39,17
10,0	1,50	8,16	57,99	1,25	8,47	61,20
12,0	1,75	9,85	84,27	1,25	10,47	92,07

Fonte: NORTON, 2004.

De forma a simplificar a fabricação do sistema, decidiu-se por se prender o parafuso por meio de porcas hexagonais. A Figura 9 exibe as dimensões para porcas no sistema métrico.

Figura 9 - Dimensões de porcas para parafusos do sistema métrico

Nominal Size, mm	Width W	Height H		
		Regular Hexagonal	Thick or Slotted	JAM
M5	8	4.7	5.1	2.7
M6	10	5.2	5.7	3.2
M8	13	6.8	7.5	4.0
M10	16	8.4	9.3	5.0
M12	18	10.8	12.0	6.0

Fonte: SHIGLEY, 2005

A pré-carga que deve ser exercida sobre o parafuso durante a montagem, afim de evitar que o mesmo se solte com a vibração, é dada pela seguinte expressão:

$$F_i = K_i S_p A_t \quad (1)$$

Onde S_p é a resistência do parafuso que, de acordo com a Figura 7 é de $S_p = 225 \text{ MPa}$ e A_t é a área de tensão de tração, que é a área da seção transversal de um

pino do mesmo material do parafuso que escoça para a mesma carga aplicada, que pela Figura 8 é de $A_t = 57,99 \text{ mm}^2$. Para o fator k_i utiliza-se o valor de 0,9 quando a junta é permanente e de 0,75 quando a união não deve ser permanente, que é o caso da presente aplicação. Desta forma, tem-se $F_i = 9,78 \text{ kN}$. O torque de aperto que deve ser exercido sobre o parafuso para que a pré-carga recomendada seja alcançada é dada pela seguinte expressão:

$$T_i = kF_i d \quad (2)$$

Onde d é o diâmetro do parafuso, 10 mm, e K é o fator de torque, que é uma propriedade dos coeficientes de atrito no parafuso. O fator de torque para diferentes acabamentos superficiais no parafuso está exibido na Figura 10.

Figura 10: Fator de torque para diferentes tratamentos superficiais

Bolt Condition	K
Nonplated, black finish	0.30
Zinc-plated	0.20

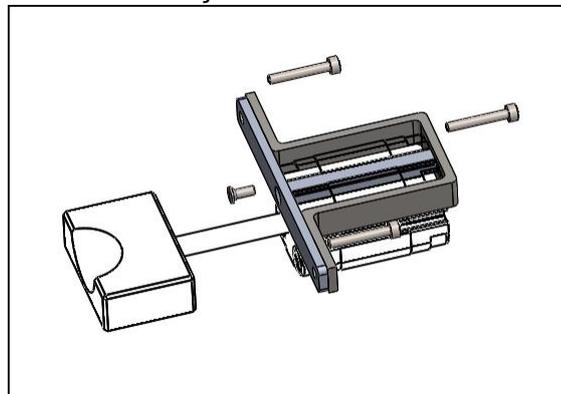
Fonte: SHIGLEY,2005

O caso mais crítico é o dado pelo parafuso sem tratamento, que tem fator de atrito $k = 0,3$ e representa menor custo para o comprador quando a troca de parafusos for necessária. Assim, o torque de aperto nos parafusos é de $T_i = 29,37 \text{ Nm}$.

- Dimensionamento dos parafusos de sustentação do sistema

Para manter uma padronização dos parafusos da máquina, todos os parafusos especificados são normatizados pelo sistema ISO. Na figura 11 encontra-se esquematizados os parafusos

Figura 11 – Parafusos de fixação do sistema



Fonte: Acervo próprio, 2018

Os diâmetros dos parafusos é o valor principal a ser escolhido juntamente com a série de rosca e a classe do parafuso para definir a resistência de prova. Escolheu-se parafuso M3

da classe SAE 8.8, para um comprimento de 25 mm. A pré-carga utilizada é de 75% afim de garantir a desmontagem.

A partir da figura 7 retira-se a resistência de prova de 600 Mpa e na figura 8 tem-se a área sobre tração de 5,03 mm², dessa maneira tem-se uma pré-carga de $F_i = 2263 N$. Para o comprimento da rosca utiliza-se a equação da figura 12.

Figura 12- Comprimento de rosca

$$L_T = \begin{cases} 2d + 6 & L \leq 125 & d \leq 48 \\ 2d + 12 & 125 < L \leq 200 \\ 2d + 25 & L > 200 \end{cases}$$

Fonte: SHIGLEY, 2005.

Logo o comprimento de rosca utilizado é $L_t = 12mm$ e da parte liza $L_s = 13mm$. Logo o comprimento da rosca sobre sujeição é o próprio comprimento da rosca nesse caso. Dessa maneira a rigidez do parafuso é:

$$\frac{1}{kb} = \frac{l_t}{A_t E} + \frac{L_s}{A_b E} = 3,45 \times 10^{-5} + 1,33 \times 10^{-5} = 4,78 \times 10^{-5} \quad (3)$$

Como nesse caso tem-se o mesmo material na junta a ser unida pelo parafuso, pode-se utilizar a equação 7 para se calcular a constante de mola do material (rigidez do material).

$$K_m = \frac{0,5774 \pi E d}{\ln \left(\frac{(1,55t + D - d)(D + d)}{(1,55t + D + d)(D - d)} \right)} = 2,6 \times 10^5 \quad (4)$$

Assim a rigidez da junta é dada pela equação 5.

$$C = \frac{k_b}{k_m + k_b} = 0,072 \quad (5)$$

A máxima tração no parafuso é,

$$\sigma_b = \frac{F_i}{A_t} = 449 \text{ MPa} \quad (6)$$

Portanto o coeficiente de segurança contra escoamento é então

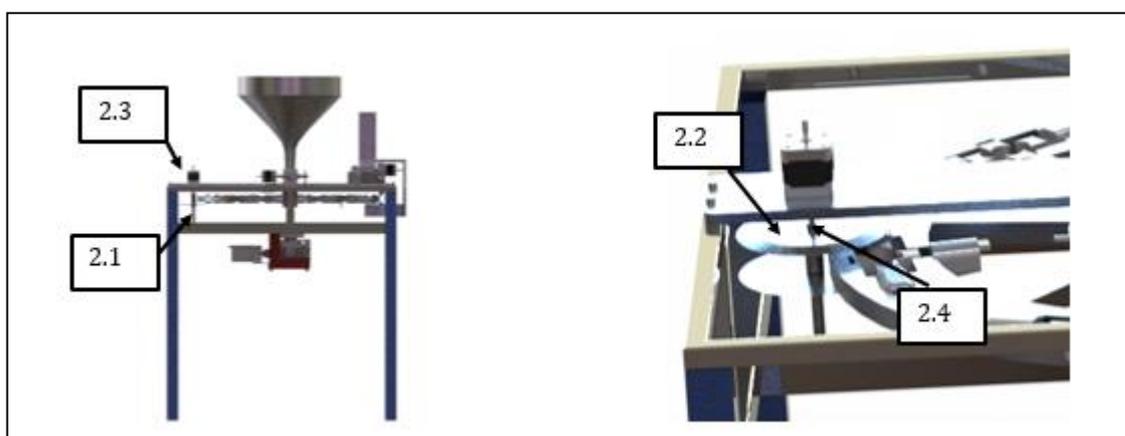
$$CS_p = \frac{S_p}{\sigma_b} = \frac{600}{449} = 1,333 \quad (7)$$

2 Dimensionamento do módulo de corte

O dimensionamento do referente módulo da máquina baseou-se nos princípios de seleção de materiais além dos critérios já citados, como fabricação, custo e carregamento.

O módulo de corte pode ser visualizado na figura 13, enquanto integrado os demais componentes da máquina. O corte é o primeiro processamento realizado sobre a Noz Pecan no sistema, a Noz pecan é movimentada pelo tambor revolver em movimento circular, assim como o módulo de corte também estará em rotação, no momento em que a noz entrar em contato com as lâminas do sistema a mesma sofrerá o corte. O eixo, item 2.1, dá suporte as duas lâminas de corte 2.2 que estão espaçadas em 32 mm, ou seja, o comprimento médio da Noz de 36 mm menos 2 mm de corte na parte superior e 2 mm na parte inferior, este corte será de suma importância para o módulo de leitura e o de Indentação. O Motor 2.3 é a força motriz de todo o sistema e a bucha 2.4 torna o eixo solidário ao motor.

Figura 13: Módulo de corte



Fonte: acervo próprio, 2018

Motor de corte 2.1

O motor já foi dimensionado por Fonseca 2017, cujo modelo utilizado é Motor de Passo NEMA 17.

Parafusos de fixação do Motor de corte 2.1.1

Os parafusos estão predefinidos pelo modelo de motor utilizado, os quais já são dimensionados pelo fabricante do motor afim de suportar o torque máximo do dispositivo. Portanto será utilizado 4 parafusos M3x0,5 de comprimento de 25mm.

Lâminas de corte 2.2

As lâminas de corte encontrada disponíveis no Mercado para esta demanda podem ser adquiridas mediante a pedidos especiais, dessa maneira a lâmina utilizada no projeto deve ter as dimensões básicas contidas no APÊNDICE B.

Na tabela 7 encontra-se o critério de seleção de materiais para o disco.

Tabela 7- Seleção de materiais para o Suporte de decida 1.4

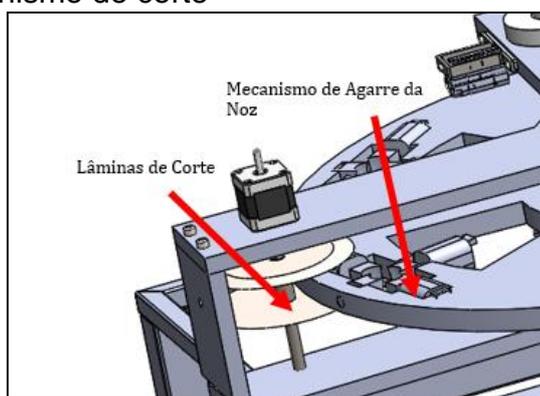
Seleção de Materiais	Dispensável	Indispensável
Baixo Custo		X
Propriedades mecânicas	X	
Propriedades não-mecânicas	X	
Peso	X	
Propriedade de Superfície		X
Propriedade estética		X
Material Adequado	Aço Inox AISI 312 recozido	

Fonte: Acervo próprio, 2018

- Eixo 2.3

Para prosseguir no dimensionamento do módulo de corte deve-se determinar o esforço envolvido no corte da noz, para assim dimensionar o eixo 2.3. O mecanismo de corte pode ser visualizado na figura 14.

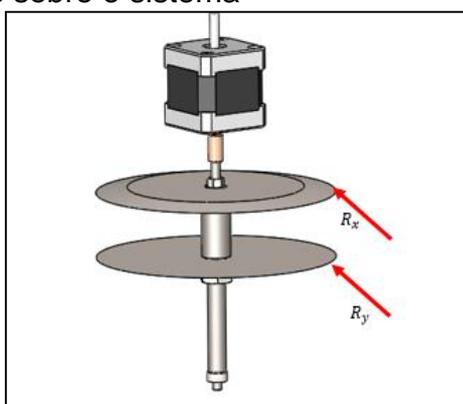
Figura 14: Mecanismo de corte



Fonte: acervo próprio, 2018

Logo as reações sobre as lâminas de corte podem ser observadas na figura 15.

Figura 15: Esforços sobre o sistema

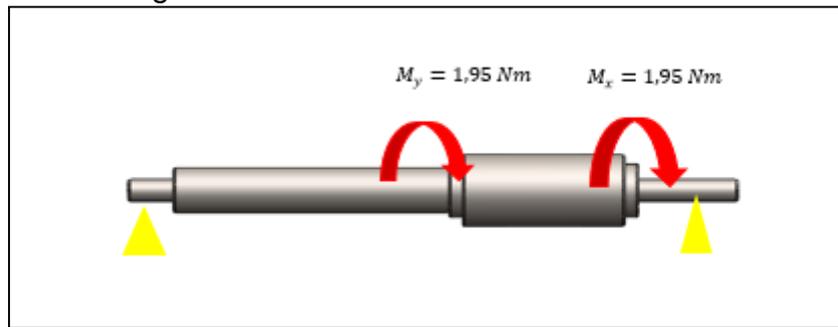


Fonte: acervo próprio, 2018

O espaçamento entre os disco é de aproximadamente 36 mm (média de comprimento das amêndoas da Noz Pecan).

Supondo que a força resultante sobre o disco seja de $R_y = 30\text{ N}$ e $R_x = 30\text{ N}$. Dessa forma o eixo sofre por ação de dois momentos torçores $M_y = 1,95\text{ Nm}$ e $M_x = 1,95\text{ Nm}$. Na figura 16 se tem uma ilustração da situação.

Figura 16: Carregamento do eixo 2.3



Fonte: Acervo próprio, 2018.

Utilizando a norma para projeto de eixo ANSI/ASME. Essa norma apresenta um enfoque simplificado para projeto de eixo. O procedimento da ASME pressupõe que o carregamento é constituído de flexão alternada e torque fixo em um nível que cria tensões abaixo da Resistencia ao escoamento por torção do material. A equação é apresentada a seguir:

$$d = \left(\frac{23N_f}{\pi} \left(\left(\frac{k_f M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (8)$$

Onde:

- d É o diâmetro do eixo
- N_f É o coeficiente de segurança em fadiga
- k_f Fator de concentração de tensão em fadiga
- M_a É a amplitude de momento
- S_f Limite de resistência a fadiga
- T_m É o torque médio
- S_y Resistencia ao escoamento

Na tabela 8 encontra-se o critério de seleção de materiais para o disco.

Tabela 8- Seleção de materiais para o Suporte de decida 1.4

Seleção de Materiais	Dispensável	Indispensável
Baixo Custo		X
Propriedades mecânicas		X
Propriedades não-mecânicas	X	
Peso	X	
Propriedade de Superfície	X	
Propriedade estética	X	
Material Adequado	Aço AISI 1045	

Fonte: Acervo próprio, 2018

Na figura 17 se tem as propriedades mecânicas do aço 1045

Figura 17– Aço SAE 1045 propriedades mecânicas de material beneficiado - Aços Construção Mecânica.

Bitola ≤ 40mm					
Qualidade	RT(N/mm ²)	LE(N/mm ²)	Al(%)	Est(%)	Dur(HB)
SAE 1035	600 - 750	min. 370	min. 19	min. 45	180 - 228
SAE 1040	630 - 780	min. 400	min. 18	min. 40	187 - 232
SAE 1045	650 - 800	min. 430	min. 16	min. 40	195 - 234
SAE 1050	700 - 850	min. 400	min. 14	min. 35	215 - 253

Fonte: Gerdau (2003)

Estes valores de resistência se referem a testes estáticos, onde fenômenos relacionados à fadiga não apresentam relevância. Para que a resistência mecânica seja adaptada para a vida em fadiga é necessário que seja corrigida através de cinco fatores de correção, como mostrado na equação 9.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e \quad (9)$$

Sabe-se que S_e é o limite de fadiga corrigido, k_a é o fator de superfície, k_b é o fator de tamanho, k_c é o fator de carga, k_d é o fator de temperatura, k_e é o fator de confiabilidade e S'_e é o limite de fadiga de flexão rotativa, um valor padrão para corpos de prova com dimensões rigidamente controladas.

- Fator de superfície

O fator de superfície é dado por:

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (10)$$

Onde S_{ut} é a resistência à flexão do material e “a” e “b” são constantes definidas como função do acabamento superficial do componente, como mostrado na figura 18.

Figura 18– Fator de superfície.

Surface Finish	Factor a		Exponent b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Ground	1.34	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	-0.265
Hot-rolled	14.4	57.7	-0.718
As-forged	39.9	272.	-0.995

Fonte: SHIGLEY, 2005.

Como o eixo será usinado, tem-se $a = 4,51$ e $b = -0,265$, de modo que $k_a = 0,65$.

- Fator de tamanho

O fator de tamanho é dado pela equação 11:

$$K_b = \begin{cases} 1,24d^{-0,107} & \text{Se } 2,79\text{mm} \leq d \leq 51\text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & \text{Se } 51\text{mm} < d \leq 254\text{ mm} \end{cases} \quad (11)$$

A partir dos diâmetros definidos para a árvore tem-se $K_b = 0,89$ na região com diâmetro de 15 mm e $K_b = 0,87$ na região com diâmetro de 25 mm.

- Fator de carga

Recomenda-se o uso de $K_c = 1$ quando há esforços de flexão e torção na árvore, tal como ocorre neste componente.

- Fator de temperatura

A figura 19 exibe a relação entre a temperatura de trabalho e o fator de temperatura
 Figura 19– Fator de temperatura.

Temperature, °C	S_T/S_{RT}	Temperature, °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.

Como o aero gerador estará exposto a temperatura ambiente $K_d = 1$

- Fator de confiabilidade

Neste projeto vem se utilizando a confiabilidade de 0,9, de modo que o fator de confiabilidade é de $k_e = 0,897$ tal como indicado na figura 20.

Figura 20 – Fator de confiabilidade.

Reliability, %	Transformation Variate z_o	Reliability Factor 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.

- Limite de fadiga de flexão rotativa

O limite de fadiga de flexão rotativa costuma ser tratado como 50 % da resistência à tração quando se deseja vida em fadiga infinita (isto é, para $N > 10^8$). Logo, quando, recomenda-se o uso de $S_{e0} = 350\text{Mpa}$. Como este é o caso do material adotado, será utilizado este valor para o limite de fadiga de flexão rotativa.

- Limite de fadiga corrigido

A partir da equação 9 obtém-se $K = 177,53\text{ MPa}$ para a região de 16 mm.

Como a amplitude de momento $M_a = 0\text{ Nm}$ e utilizando um coeficiente de segurança $N_y = 2$. Tem a partir da equação da ANSI/ASME um diametro mínimo para o eixo de aproximadamente 5mm, portanto o eixo suportará a carga.

- Mancais 2.4

No presente projeto opta-se pela utilização de mancais de contato rolante, sendo estes com fricção de início de trabalho insignificantes perto da fricção inicial de mancais deslizantes.

Faz-se a utilização de mancais de esfera, pois são produzidos em diversos tamanhos e para uma gama de esforços, sendo capazes de suportar uma determinada quantia de carga axial.

De acordo com SHIGLEY 2005, levando em conta a visão do projetista, o estudo dos mancais é peculiar devido ao fato deles já terem sido projetados, cabendo ao projetista avaliar uma série de fatores com relação a sua escolha.

A determinação dos rolamentos utilizados no sistema é feita por meio de uma análise criteriosa dos esforços a qual os mancais estão submetidos.

Como ferramenta para seleção de mancais é comum o emprego de relações estatísticas e determinísticas, onde é possível uma análise entre carga, vida e confiabilidade. Encontra-se a carga radial equivalente, que leva em consideração a carga radial existente e a carga de impulso.

Os mancais avaliados para o projeto são da empresa SKF, onde a Figura 21 apresenta opções de rolamentos de esfera que suportam esforços preferencialmente radiais, e também esforços axiais, em ambas direções. Dessa forma torna-se possível a utilização de um mancal dimensionado para conter as cargas de cada árvore.

Figura 21 – Rolamento de esferas Axiais-SKF

Diâmetro do Furo 10 – 22 mm

Dimensões (mm)	Capacidade de Carga Básica (N)				Fator f_0	Limite de Rotação (rpm)			Número do Rolamento						
	d	D	B	$r_{\min.}$		C_r	C_{0r}	Graxa	Óleo	Aberto	Blindado	Vedado			
							Aberto Z - ZZ V - VV	DU DDU	Aberto Z						
10	19	5	0,3	1 720	840	175	86	14,8	34 000	24 000	40 000	6800	ZZ	VV	DD
	22	6	0,3	2 700	1 270	275	129	14,0	32 000	22 000	38 000	6900	ZZ	VV	DD
	26	8	0,3	4 550	1 970	465	201	12,4	30 000	22 000	36 000	6000	ZZ	VV	DDU
	30	9	0,6	5 100	2 390	520	244	13,2	24 000	18 000	30 000	6200	ZZ	VV	DDU
	35	11	0,6	8 100	3 450	825	350	11,2	22 000	17 000	26 000	6300	ZZ	VV	DDU
	12	21	5	0,3	1 920	1 040	195	106	15,3	32 000	20 000	38 000	6801	ZZ	VV
24	6	0,3	2 890	1 460	295	149	14,5	30 000	20 000	36 000	6901	ZZ	VV	DD	
28	7	0,3	5 100	2 370	520	241	13,0	28 000	—	32 000	16001	—	—	—	
28	8	0,3	5 100	2 370	520	241	13,0	28 000	18 000	32 000	6001	ZZ	VV	DDU	
32	10	0,6	6 800	3 050	695	310	12,3	22 000	17 000	28 000	6201	ZZ	VV	DDU	
37	12	1	9 700	4 200	990	425	11,1	20 000	16 000	24 000	6301	ZZ	VV	DDU	
15	24	5	0,3	2 070	1 260	212	128	15,8	28 000	17 000	34 000	6802	ZZ	VV	DD
28	7	0,3	4 350	2 260	440	230	14,3	26 000	17 000	30 000	6902	ZZ	VV	DD	
32	8	0,3	5 600	2 830	570	289	13,9	24 000	—	28 000	16002	—	—	—	
32	9	0,3	5 600	2 830	570	289	13,9	24 000	15 000	28 000	6002	ZZ	VV	DDU	
35	11	0,6	7 650	3 750	780	380	13,2	20 000	14 000	24 000	6202	ZZ	VV	DDU	
42	13	1	11 400	5 450	1 170	555	12,3	17 000	13 000	20 000	6302	ZZ	VV	DDU	
17	26	5	0,3	2 630	1 570	268	160	15,7	26 000	15 000	30 000	6803	ZZ	VV	DD
30	7	0,3	4 600	2 550	470	260	14,7	24 000	15 000	28 000	6903	ZZ	VV	DDU	
35	8	0,3	6 000	3 250	610	330	14,4	22 000	—	26 000	16003	—	—	—	

Fonte: SKF,

Para a seleção dos mancais que suportam forças axiais segue-se um processo iterativo, descrito por SHIGLEY 2005. O processo iterativo consiste em:

1. Escolher Y2 conforme a Figura 22;
2. Encontrar o valor de carga dinâmico básico C_{10} ;
3. Selecionar por tentativa um mancal apropriado no catálogo de mancais, Figura 21.

4. Por meio da razão F_a/C_0 determinar novo valor de Y_2 , Figura 22.

Faz-se os passos anteriores até convergir em um mancal.

Figura 22- Fatores de carga radial equivalentes para mancais de esferas

F_a/C_0	e	$F_e/(V F_r) \leq e$		$F_e/(V F_r) > e$	
		X_1	Y_1	X_2	Y_2
0,014*	0,19	1,00	0	0,56	2,30
0,021	0,21	1,00	0	0,56	2,15
0,028	0,22	1,00	0	0,56	1,99
0,042	0,24	1,00	0	0,56	1,85
0,056	0,26	1,00	0	0,56	1,71
0,070	0,27	1,00	0	0,56	1,63
0,084	0,28	1,00	0	0,56	1,55
0,110	0,30	1,00	0	0,56	1,45
0,17	0,34	1,00	0	0,56	1,31
0,28	0,38	1,00	0	0,56	1,15
0,42	0,42	1,00	0	0,56	1,04
0,56	0,44	1,00	0	0,56	1,00

* Use 0,014 se $F_a/C_0 < 0,014$.

Fonte: SHIGLEY, 2004.

Para estimar C_{10} , com uma confiabilidade de 90% , utiliza-se da expressão:

$$C_{10} = F_e \left(\frac{L_D \cdot n_D \cdot 60}{L_R \cdot n_R \cdot 60} \right)^{1/3} \quad (12)$$

Onde F_e é uma força equivalente ao se considerar a carga radial F_r e a carga axial F_A no mancal, L_D é a vida desejada em horas, n_D é a velocidade desejada, L_R é a vida nominal em horas, n_R a velocidade nominal em rpm. A força equivalente F_e pode ser obtida por meio da relação entre a carga axial F_a e a carga radial F_r :

$$\frac{F_e}{V \cdot F_r} = X + Y \frac{F_a}{V \cdot F_r} \quad (12)$$

Onde V é um fator de rotação referente ao anel interno ou externo, X é a intersecção do eixo das ordenadas e Y é a inclinação da linha, para a relação do grupo adimensional $F_e/(V F_r)$ e $F_a/(V F_r)$. A Figura 23 apresenta fatores recomendados conforme o adimensional F_a/C_0 . Para o caso de análise assume-se:

A SKF classifica seus mancais para 10^6 revoluções, de modo que a vida seja $L_R \cdot n_R \cdot 60 = 10^6$

A caixa de redução será utilizada para serviço de 8 horas, Figura 23, e portanto a vida desejada L_D é 20 kh.

Confiabilidade de 90 %

O anel interno gira, portanto o fator de rotação V é 1.

Figura 23: Recomendações a cerca da vida do mancal

<i>Tipo de aplicação</i>	<i>Vida, kh</i>
Instrumentos e aparelhagem de uso infrequente	Até 0,5
Motores de aeronaves	0,5-2
Maquinarias para operações curtas, ou intermitentes, em que a interrupção de serviço é de menor importância	4-8
Maquinarias para serviço intermitente em que uma operação confiável é de grande importância	8-14
Maquinarias para serviço de 8 horas que nem sempre são totalmente utilizadas	14-20
Maquinarias para serviço de 8 horas que são totalmente utilizadas	20-30
Maquinarias para serviço de 24 horas contínuas	50-60
Maquinarias para serviço de 24 horas contínuas em que a confiabilidade é de extrema importância	100-200

Fonte: SHIGLEY, 2004.

Para a seleção do rolamento inferior tem-se:

1. Como primeira aproximação utiliza-se um valor intermediário das propriedades na Figura 22, $X_2 = 0,56$ e $Y_2 = 1,55$.

O mancal B possui uma carga axial $F_a = 0,03 \text{ kN}$ e uma carga radial obtida pela Eq. (37) de $F_r = 0,03 \text{ kN}$.

A força equivalente $F_e =$ é de $63,3 \text{ N}$, Equação 12

2. O valor obtido, considerando para C_{10} é de 657 N , Equação 11.

3. Na Figura 21 seleciona-se o rolamento de 6800VV que possui 10 mm de diâmetro interno, $C_{10} = 1720 \text{ N}$ e $C_0 = 840 \text{ N}$.

4. Tem-se uma razão $F_a/C_0 = 0,035$. Por interpolação dos valores da Figura 23. obtem-se um novo $Y_2 = 1,92$

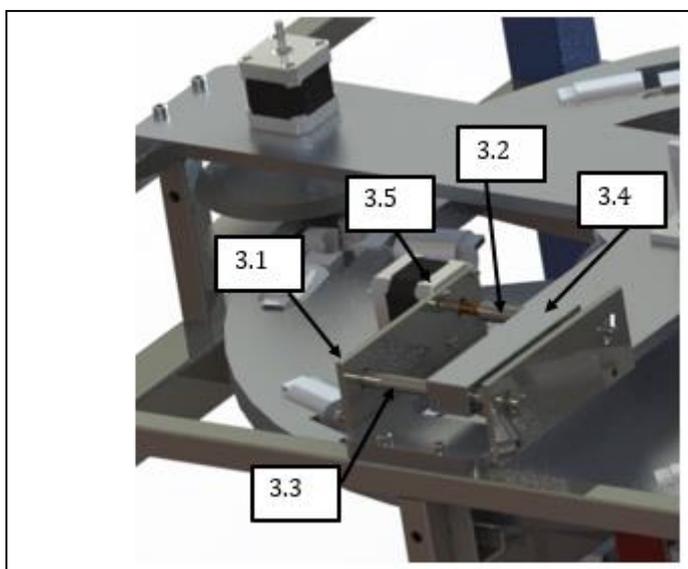
Tendo em vista o novo valor de Y_2 encontra-se a nova carga equivalente F_e de $0,074 \text{ kN}$ e o novo valor de C_{10} como sendo 772 N .

Devido ao fato da razão F_a/C_0 não variar significativamente para mais iterações, mantêm-se como escolha o rolamento de designação 6800VV da SKF, de $C_{10} = 1720 \text{ N}$ e $C_0 = 840 \text{ N}$, pois o mesmo oferece segurança ao projeto.

3 Dimensionamento do módulo de leitura

O módulo de leitura pode ser visualizado na figura 24, seu funcionamento é relativamente simples, ocorre da seguinte maneira: O Motor 3.5 movimenta o Fuso 3.2, o qual move o suporte dos sensores 3.4, que desliza sobre o pino guia 3.3, realizando assim a leitura topográfica da Noz Pecan. O item que torna o sistema solidário ao chassi da máquina são as chapas de suporte 3.1.

Figura 24: Módulo de leitura



Fonte: acervo próprio, 2018.

O módulo de leitura não possui cargas com magnitude para romper algum componente do Sistema, porém faz-se necessário determinar e dimensionar o fuso de acionamento, os parafusos e os mancais. Considerando uma carga de trabalho de 30 N no fuso.

- Pino guia 3.1

O pino guia 3.1 está submetido somente a carga estimada de 30 N, dessa maneira calcula-se a tensão sobre o pino pela equação 13.

$$\sigma = F/A \quad (13)$$

Onde F é a carga sobre o pino, dada em N, e A é a área transversal do pino, dada em m².

Para prosseguir o dimensionamento do componente, faz-se necessário aplicar os critérios de seleção de material contida na tabela 9.

Tabela 9- Seleção de materiais para o pino guia 3.1

Seleção de Materiais	Dispensável	Indispensável
Baixo Custo		X
propriedades mecânicas	x	
Propriedades não-mecânicas	X	
Peso	X	X
Propriedade de Superfície		
Propriedade estética	X	
Material Adequado	Aço AISI 1020- Retificado	

Fonte: Acervo próprio, 2018

Determinado o material do componente pode-se verificar se o mesmo irá suportar a carga. Sabe-se que o diâmetro do pino é 10 mm e a força é de 30 N, logo $\sigma = 0,3819 MPa$, sendo essa tensão muito abaixo da tensão admissível do material que é de aproximadamente $\sigma = 350 MPa$.

- Motor 3.2

O motor 3.2 já foi dimensionado em Fonseca, 2017, cujo modelo determinado foi Motor Nema 17 42byghw609 com driver EasyDriver A3967

- Parafusos de fixação do motor 3.2.1

Os parafusos estão predefinidos pelo modelo de motor utilizado, os quais já são dimensionados pelo fabricante do motor afim de suportar o torque máximo do dispositivo. Portanto será utilizado 4 parafusos M3x0,5 de comprimento de 25mm.

- Chapas de fixação 3.3 e 3.4

As chapas de fixação possuem como ponto de principal no dimensionamento, o alinhamento do fuso e do pino guia, os detalhes construtivos podem ser vistos no APÊNDICE B. Aplicando o método de seleção de materiais adotada no projeto, tem-se a tabela 10.

Tabela 10- Seleção de materiais para as chapas 3.3 e 3.

Seleção de Materiais	Dispensável	Indispensável
Baixo Custo		X
Propriedades mecânicas		X
Propriedades não-mecânicas	X	
Peso		X
Propriedade de Superfície		
Propriedade estética		X
Material Adequado	Aço AISI 1020	

Fonte: Acervo próprio, 2018

- Parafusos de fixação das chapas 3.3.1

A pré-carga que deve ser exercida sobre o parafuso durante a montagem, afim de evitar que o mesmo se solte com a vibração, é dada pela seguinte expressão:

$$F_i = K_i S_p A_t \quad (14)$$

Assim de acordo com a Figura 7 e 8 é de $S_p = 225 \text{ MPa}$ e $A_t = 9 \text{ mm}^2$. O fator k_i é de 0,75. Desta forma, tem-se $F_i = 1,65 \text{ kN}$. O torque de aperto que deve ser exercido sobre o parafuso para que a pré-carga recomendada seja alcançada é dada pela seguinte expressão:

$$T_i = kF_i d \quad (14)$$

Onde d é o diâmetro do parafuso, 4 mm, e K é o fator de torque, que é uma propriedade dos coeficientes de atrito no parafuso. O fator de torque para diferentes acabamentos superficiais no parafuso está exibido na Figura 16.

O caso mais crítico é o dado pelo parafuso sem tratamento, que tem fator de atrito $k = 0,3$ e representa menor custo para o comprador quando a troca de parafusos for necessária. Assim, o torque de aperto nos parafusos é de $T_i = 1,98 \text{ Nm}$.

- Flange do sensor 3.5

A flange do sensor 3.5 foi dimensionada de modo a comportar sete sensores, além de conter a rosca do fuso 3.6.

- Fuso 3.6

O principal componente do módulo de leitura é o parafuso de potência, ou fuso. Este deverá suportar a carga de projeto (30 N) e o peso flange do sensor. Para evitar a flexão dos fusos se decidiu pela utilização de um fuso e um pino guia; assim, o fuso suportará 15N. O fator de atrito considerado foi de 0,15, já que tanto o fuso quanto a porca serão usinadas em aço, e não haverá a presença de lubrificantes, SHIGLEY (2005). Fora considerado diâmetro de 12 mm para o fuso, que foi definido como sendo de rosca quadrada, e seguindo o sistema métrico. A informação acerca do fuso está exibida na tabela 11.

Tabela 11 – Parâmetros do fuso considerado

$D_{maior} [mm]$	$D_{medio} [mm]$	$D_{menor} [mm]$	$Passo [mm]$
12	9,25	8,5	1,75

Fonte: Acervo próprio, 2018.

A Equação 15 foi utilizada para o cálculo do torque necessário durante o transporte da carga.

$$T_r = \frac{F \cdot d_m \cdot l + \pi f d_m}{2} \cdot \pi d_m - fl \quad (15)$$

Onde T_r é o torque de elevação, F é o carregamento axial sobre o fuso, d_m é o diâmetro médio da rosca, l é o avanço do fuso (como o fuso terá apenas uma entrada, o avanço será igual ao passo) e f é o fator de atrito. A partir do cálculo do torque sobre a rosca foram calculadas as tensões atuantes nos filetes. A partir do estudo de um elemento infinitesimal na rosca obtém-se as seguintes fórmulas para as tensões atuantes:

$$\sigma_x = - \frac{4F}{\pi d_r^2} \quad (16)$$

Onde σ_x é a tensão normal agindo na direção x e d_r é o diâmetro da raiz (ou diâmetro interno) da rosca. Já na direção y .

$$\sigma_y = -\frac{4F}{\pi d_r^2 n_t l} \quad (17)$$

Onde σ_y é a tensão normal agindo na direção y e n_t é o número de filetes de rosca suportando o carregamento. Esta fórmula se baseia na ideia de que o carregamento é suportado uniformemente por todos os filetes. Entretanto, estudos experimentais mostram que 38% do carregamento é suportado pelo primeiro filete. Assim, dimensionando o fuso pelo ponto mais crítico, toma-se:

$$\sigma_{ycr} = 0,38 \frac{4F}{\pi d_r^2 n_t l} \quad (18)$$

A tensão de cisalhamento no filete é dada por:

$$\tau_{zx} = \frac{16T}{\pi d_r^3} \quad (19)$$

Onde τ_{zx} é a tensão de cisalhamento agindo no plano normal a z e na direção de x e T é o torque sobre o fuso.

A Tabela 12 exhibe os valores para o torque de elevação, as tensões atuantes no filete de rosca e o fator de atrito mínimo para auto travamento. O fator de atrito mínimo foi calculado a partir da fórmula:

$$f_{at} = \frac{l}{\pi d_m} \quad (20)$$

Tabela 12- Torque, tensões atuantes e fator de atrito mínimo para o diâmetro considerado

d_{maior} [mm]	f_{at}	T_r [Nm]	σ_x [MPa]	σ_y [MPa]	τ_{zx} [MPa]
12	0,58	0,47	0,5	0,017	0,91

Fonte: Acer

Pode-se perceber que o diâmetro considerado possui fator de atrito mínimo menor que o fator adotado (0,15), logo qualquer fuso nas condições determinadas fabricados nas dimensões consideradas serão auto-travantes, pois segundo a Equação 21, o qual traz a condições de auto travamento, logo um parafuso possui auto travamento se:

$$f_{at} \geq \frac{l}{\pi d_m} \quad (21)$$

Assim, a partir da equação 7 observa-se que para o auto travamento é necessário um coeficiente de atrito maior que 0,58. Portanto, na referida aplicação teremos auto travamento.

A partir dos dados da Tabela 12 foi calculado a tensão equivalente. O critério de falha estático adotado foi o critério de von Mises, ou da energia de distorção, devido à sua proximidade com os resultados experimentais. A Equação 22 exhibe a fórmula para o cálculo da tensão equivalente a partir do critério de von Mises.

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left(\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_x)^2 + (\sigma_y - \sigma_y)^2} + 6\tau_{zx}^2 \right) \quad (22)$$

A tensão equivalente será $\sigma_{eq} = 1,61 \text{ MPa}$.

A partir dos cálculos acima faz-se necessário a seleção de materiais para o fuso, que está explícito na tabela 13.

Tabela 13- Seleção de materiais para o fuso

Seleção de Materiais	Dispensável	Indispensável
Baixo Custo		X
Propriedades mecânicas		X
Propriedades não-mecânicas	X	
Peso		X
Propriedade de Superfície		X
Propriedade estética	X	
Material Adequado	Aço AISI 1020	

Fonte: Acervo próprio, 2018

Como os fusos estarão sujeitos a esforços de compressão, eles podem sofrer flambagem.

A equação 23 exhibe a expressão utilizada para calcular a carga crítica de flambagem

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2} \quad (23)$$

Onde E é o módulo de elasticidade do material, considerado como 210 GPa, I é o momento de inércia da seção transversal do fuso, calculado, por questões de segurança, a partir do diâmetro interno do fuso, e L é o comprimento do fuso, definido como 0,1 m. A carga crítica de flambagem é de 5,34 kN, enquanto que o carregamento sobre cada fuso é de 30 N. Logo, o fuso não flamba.

- Mancais 3.6.1

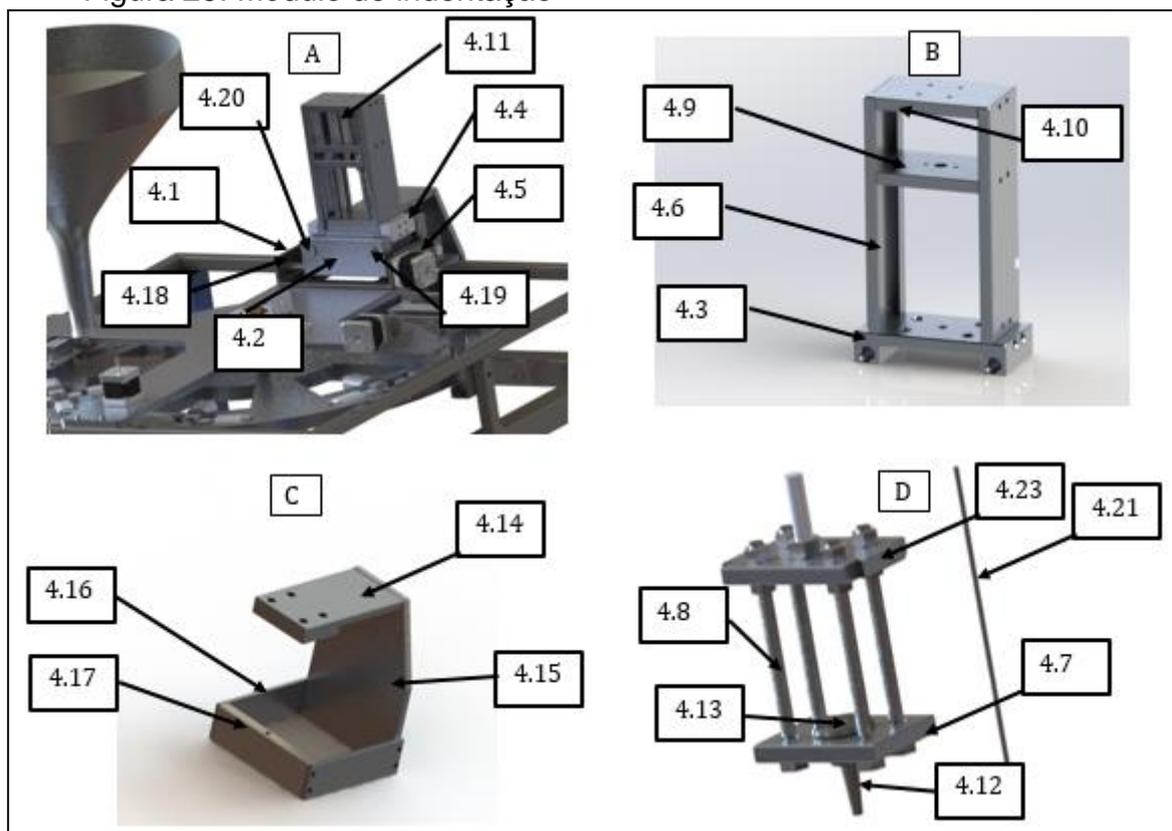
Os mancais utilizados no fuso e no pino guia serão os 6800VV da SKF, pois para seu dimensionamento seguiu-se os mesmos procedimentos descritos para a seleção dos mancais 2.4, como esse módulo apresenta cargas menos acentuadas, o rolamento irá satisfazer de maneira satisfatória as solicitações.

4 Dimensionamento do módulo de indentação

O módulo de indentação pode ser visualizado na figura 25, este módulo apresenta grande complexidade devido a quantidade de peças presentes, seu funcionamento é baseado no sistema de punção, ou seja, a Noz já corta em seu topo, vem em direção ao indentador 4.12, o qual é posicionado pelos motores 4.5 comando recebido do módulo de leitura pela central. Os itens responsáveis pela fixação e movimento do sistema são as bases 4.1, 4.2 e 4.3, as quais garantem o movimento do indentador 4.12 em 2 eixos, sendo que a força motriz é passada dos motores para o módulo através dos fusos 4.18 e 4.19. O indentador move-se no sentido vertical com auxílio do guia lateral 4.6, além disso esse possui rosca para garantir a fixação na

bucha do indentado 4.13 o pistão 4.11 está fixado entre 4.9 e 4.10 através de parafusos.

Figura 25: Módulo de indentação



Fonte: Acervo próprio, 2018.

A principal carga envolvida no sistema de indentação é a carga do punção (indentador) sobre a noz. Como mostrado na figura 3 a maior carga alcançada com o punção de $4,4^\circ$ é de 200 N. Para um dimensionamento mais eficiente será feito um subdivisões no módulo de indentação em subsistemas, como ilustrado na Figura 25, sendo o primeiro o subsistema de ação contido Figura 25 (D), o segundo o Subsistema de movimento Figura 25 (B) e o terceiro o Subsistema estático que pode ser visualizado na Figura 25 (c).

- Subsistema de ação

O Subsistema de ação é o sistema principal da máquina, pois é responsável pela quebra do endocarpio para se retirar o produto final da máquina que é a amêndoas.

Inicia-se o dimensionamento pela seleção de material a ser fabricado cada componente do Sistema. Na tabela 14 se tem os critérios de seleção e o material

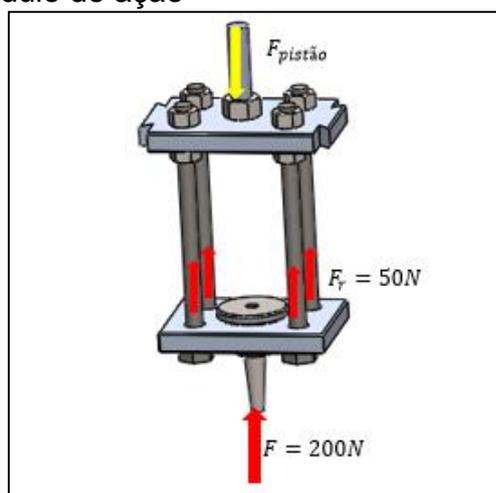
optado. Objetivando otimizar o processo de seleção de materiais, critérios já debatido neste projeto, elaborou-se uma macro tabela 15 com todos os componentes do Subsistema e os critérios de seleção para assim chegar ao resultado final.

Tabela 15- Seleção de materias para o subsistema de ação

Componente	Baixo Custo	Propriedades mecânicas	Propriedades não-mecânicas	Baixo Peso	Propriedades de Superfície	Propriedades estéticas	Material Adequado
Indentador 4.12	X	X	-	X	X	-	Inox:AISI 347
Bucha do indentador 4.13	X	X	-	X	-	-	Aço 1020
Suporte do Indentador 4.7	X	X	-	X	-	-	Alumínio
Pino Guia 4.8	X	X	-	-	X	-	Aço 1020
Suporte Superior do indentador 4.23	X	X	-	X	-	-	Alumínio

Fonte: acervo próprio, 2018.

Figura 26: Submodulo de ação



Fonte: acervo próprio, 2018.

- Indentador 4.12

O dimensionamentos do indentador pode ser realizado a partir da equação 24

$$\sigma = F/A \quad (24)$$

Onde F é a força em Newtons e área em mm², como o indentador possui um ângulo de corte em sua extremidade deve-se determinar a área de compressão tomando a área externa menos a área interna. Assim a área sobre a qual é aplicada a força é 8,32 mm², portanto tem-se uma tensão de aproximadamente de $\sigma = 24 \text{ MPa}$.

Portanto o indentador não irá falhar, pois sua tensão de escoamento é de aproximadamente 275 MPa.

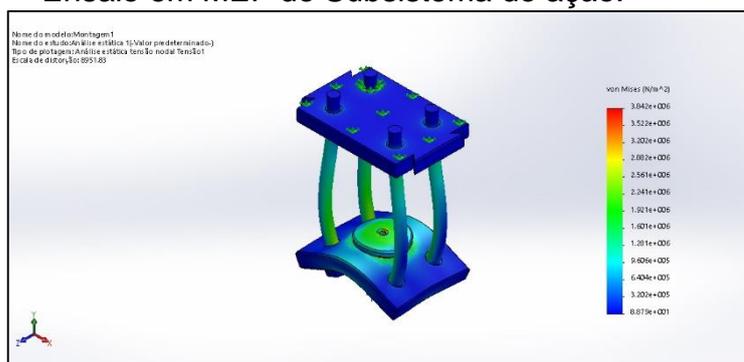
- Pino Guia 4.8

O parafuso selecionado para se fazer o pino guia 4.8 é da classe 4.8, cuja resistência mínima de escoamento (MPa) é de 240, rosca M8 de passo 1,25, área sob de tração de 28,86 mm² e seu comprimento é de 120 mm. Como a carga sobre o parafuso é compressiva, o mesmo não irá sofrer efeitos da fadiga. A partir da equação 27 se tem a tensão atuante sobre o componente $\sigma = 1,7 \text{ MPa}$. O que demonstra que não haverá falha. Além disso determina-se a partir das equações 16 e 17, sabendo-se que o fator $k_i = 0,75$, eo fator de atrito para o torque $K = 0,3$, portanto a pré-carga e o torque de aperto de são respectivamente $F_i = 5,2 \text{ kN}$ e $T = 12,46 \text{ Nm}$.

- Bucha do indentador 4.13, Suporte do Indentador 4.7 e Suporte Superior do indentador 4.23

Para estes componentes realizou-se uma análise em elementos finitos. A partir disso obteve-se os resultados contidos na figura 27 para a tensão de Von Mises, sendo aplicado carga de 200 N normal ao indentador.

Figura 27 – Ensaio em MEF do Subsistema de ação.



Fonte: Acervo próprio, 2018.

Observa-se na figura 27 que a maior tensão atuante na simulação é de 3,8 MPa, como todos os componentes apresentam tensão de escoamento muito superior a indicado, não ocorrerá falha. Na abela 21 se tem um compilado dos dados obtidos na simulação

Tabela 16- Resultados da Simulação

Resultados da Simulação	
Número de noz da malha	41620
Tensão de Von Mises Máx.	3,8 MPa
Deformação Máx. Equivalente	$2,15 \times 10^{-5} \text{ mm}$

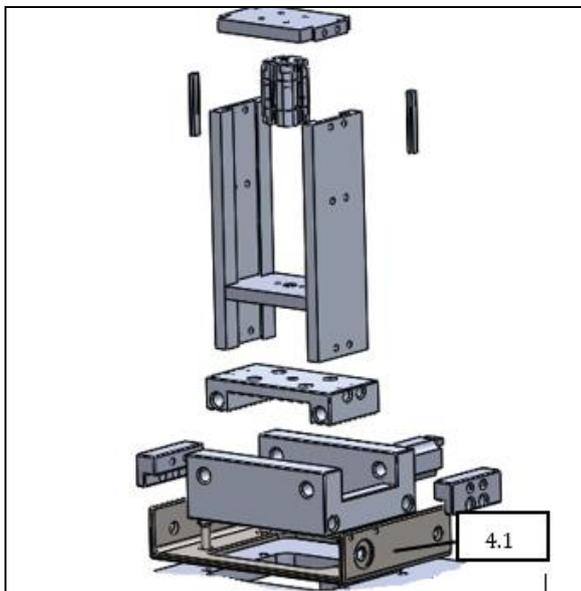
Fonte: Acervo próprio, 2018.

- Subsistema de movimento

O referido sistema é de suma importância para o correto funcionamento da máquina, pois este é responsável pelo direcionamento do pistão para realizar a endentação da

noz, por conta disso este torna-se bastante complexo. Na figura 28 se tem uma vista explodida do Sistema de movimento com alguns componentes.

Figura 28- Subsistema de movimento



Fonte: acervo próprio, 2018.

Como no sistema de ação, para esse também será feita uma macro análise de seleção de materiais, cujo resultado está na tabela 17.

Tabela 17- Seleção de materias para o subsistema de movimento

Componente	Baixo Custo	Propriedades mecânicas	Propriedades não-mecânicas	Baixo Peso	Propriedade de Superfície	Propriedade estética	Material Adequado
Base 4.1	X	X	-	X	-	-	7075-T6
Base 4.2	X	X	-	X	-	-	7075-T6
Base 4.3	X	X	-	X	-	-	7075-T6
Suporte médio 4.9	X	X	-	X	-	-	7075-T6
Pino guia 4.20	X	X	-	-	X	-	AISI 1020
Pino guia 4.20	X	X	-	-	X	-	AISI 1020
Fixador lateral 4.4	X	X	-	X	-	-	7075-T6
Haste guia 4.6	X	X	-	X	-	-	7075-T6
Suporte do pistão 4.15	X	X	-	X	-	-	7075-T6
Fuso 1 4.18	X	X	-	-	X	-	AISI 1020
Fuso 2 4.19	X	X	-	-	X	-	AISI 1020

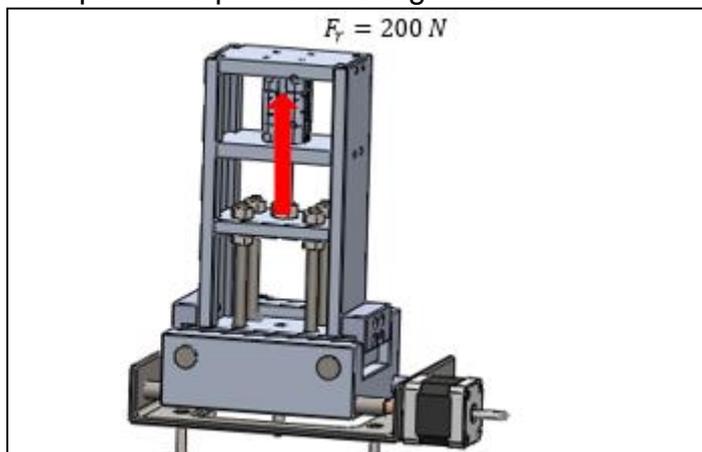
FONTE: acervo próprio, 2018

- Base 4.3, suporte do pistão 4.15, suporte médio 4.9 e haste lateral 4.6

Já determinado o material a ser utilizado em cada componente deste sistema, fez-se o dimensionamento Base 4.3, suporte do pistão 4.15, suporte médio 4.9 e guia lateral 4.6 através de elementos finitos, sendo considerado todas as peças, como uma

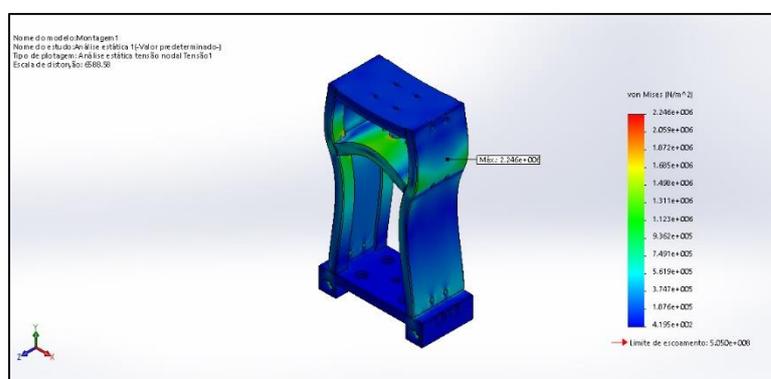
só no momento da simulação, a carga utilizada está ilustrada na figura 29. Os resultados podem ser visualizados nas figuras 29.

Figura 29: Carregamento sobre os componentes Base 4.8, suporte inferior do pistão 4.15, suporte superior do pistão 4.16 e guia lateral 4.14.



Fonte: acervo próprio, 2018

Figura 30- distribuição de tensão sobre a simulação Base 4.3, suporte do pistão 4.15, suporte médio 4.9 e haste lateral 4.6.



Fonte: Acervo próprio, 2018.

O ponto de maior solicitação está indicado na figura 30 como sendo aproximadamente 2,46 MPa, valor muito abaixo do limite de escoamento do material, portanto não haverá falha. A tabela 18 contém um compilado dos resultados.

Tabela 18- Resultados da Simulação

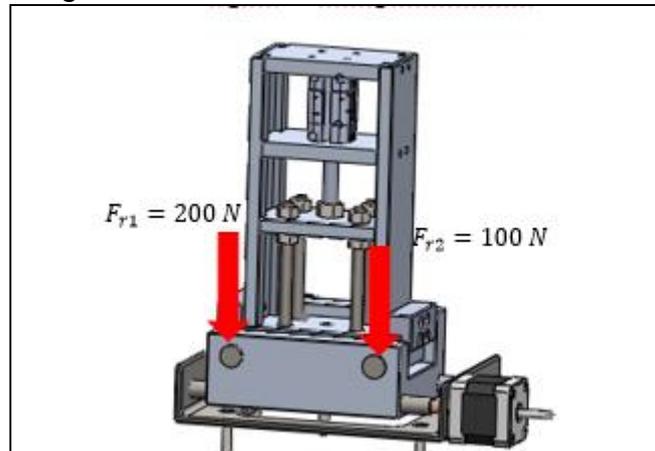
Resultados da Simulação	
Número de noz da malha	39835
Tensão de Von Mises Máx.	2,46 MPa
Deformação Máx. Equivalente	0,003 mm

Fonte: Acervo próprio, 2018.

- Base 4.2

A base 4.7 será dimensionada através do método de elementos finitos, dessa forma, primeiramente estimou-se a carga, como mostrado na figura 31.

Figura 31: Carregamento sobre a base 4.2



Fonte: acervo próprio, 2018.

A fim de otimizar o modelo de simulação, optou-se por retirar as geometrias cilíndricas do fuso e do pino guia e substituir por geometria quadrada com o mesmo momento de inércia, mantendo assim a rigidez do sistema equivalente, as equações utilizadas para o cálculo dos momentos de inércia foram a 25 e 26.

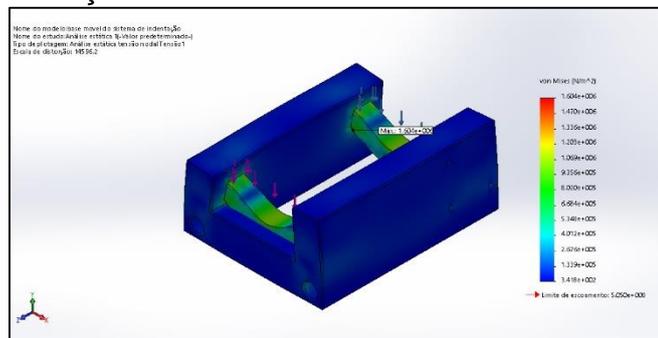
$$I_{circulo} = \frac{\pi R^4}{16} \quad (25)$$

Onde $I_{circulo} = 4,07 \times 10^{-9}$. Dessa forma igualando o momento de inércia do círculo ao de um quadrado, se tem as dimensões equivalentes do mesmo. A equação contém o momento de inércia de um quadrado.

$$I_{quadrado} = \frac{h^4}{12} \quad (26)$$

Logo, a dimensão equivalente é $h = 14,8 \text{ mm}$, a qual será utilizada na simulação, cuja simulação estática em MEF está explicitada na figura 32.

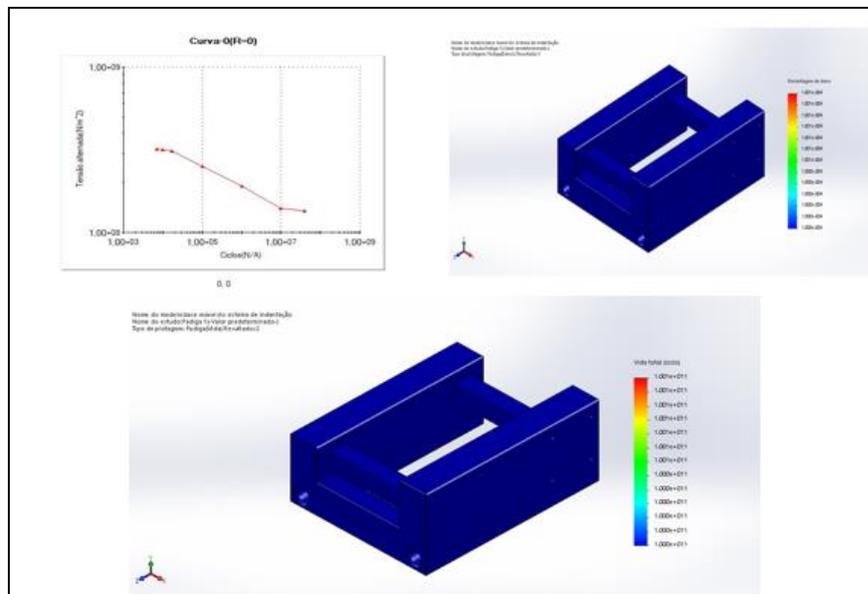
Figura 32- Simulação da base 4.2



Fonte: Acervo próprio, 2018.

A base 4.2 não irá falhar em serviço, pois a máxima tensão encontrada na simulação é de aproximadamente 1,6 MPa. Realizando-se a análise para a vida infinita em fadiga, obteve-se os resultados da figura 33.

Figura 33: Análise de fadiga da base 4.2 (a) Curva S-N (b) Porcentagem de dano (C) Vida total



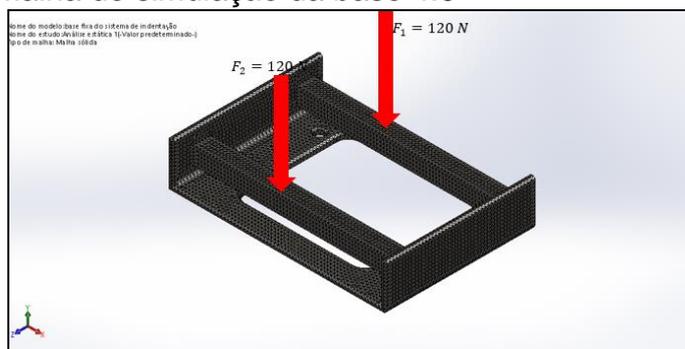
Fonte: acervo próprio 2018

Percebe-se que a base 4.2 não irá falhar por fadiga, pois as tensões alternadas estão muito abaixo da curva S-N

- Base 4.1

Para o dimensionamento da base 4.1 será seguido o mesmo procedimento da base anterior, portanto substitui-se o pino gui 1 4.10 e o fuso 1 4.17 por um seção quadrada de lado $h = 14,8 \text{ mm}$. Dessa forma obteve-se a malha da figura 34 para a simulação, na qual está contido a carga de indentação de 200 N somado ao peso de todo o módulo, cujo valor é de aproximadamente 40 N.

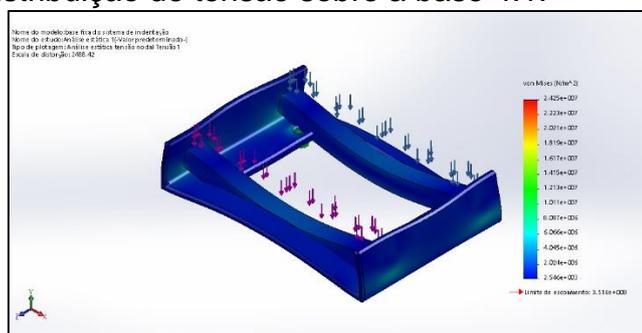
Figura 34: Malha de simulação da base 4.6



Fonte: Acervo próprio, 2018.

Os resultados da análise estática a partir da tensão de Von Mises estão presentes na figura 35.

Figura 35: Distribuição de tensão sobre a base 4.1.



Fonte: Acervo próprio, 2018.

Na tabela 19 tem-se um compilado dos resultados da simulação

Tabela 19- Resultados da Simulação

Resultados da Simulação	
Número de noz da malha	61737
Tensão de Von Mises Máx.	60 MPa
Deformação Máx. Equivalente	1,8 mm

Fonte: Acervo próprio, 2018.

- Fuso 4.18 e 4.19

Os fusos do módulo de indentação deverá suportar a carga de projeto (200 N). Para evitar a flexão dos fusos se decidiu pela utilização de um fuso e um pino guia; assim, o fuso suportará 100N. O fator de atrito considerado foi de 0,15, já que tanto o fuso quanto a porca serão usinadas em aço, e não haverá a presença de lubrificantes, SHIGLEY (2005). Fora considerado diâmetro de 12 mm para o fuso, que foi definido como sendo de rosca quadrada, e seguindo o sistema métrico. A informação acerca do fuso está exibida na tabela 20.

Tabela 20 – Parâmetros do fuso considerado

D_{maior} [mm]	D_{medio} [mm]	D_{menor} [mm]	Passo [mm]
12	9,25	8,5	1,75

Fonte: Acervo próprio, 2018.

A partir das esquações para dimensionamento de fuso, já utilizadas em tópicos anteriores, obteve-se a tabela 21, a qual contem um compilado com fator de atrito, torque de subida e as tenção sobre o filete de rosca.

Tabela 21- Torque, tensões atuantes e fator de atrito mínimo para o diâmetro considerado

d_{maior} [mm]	f_{at}	T_r [Nm]	σ_x [MPa]	σ_y [MPa]	τ_{zx} [MPa]
12	0,58	1,65	3,5	31,8	1,65

Fonte: Acervo próprio, 2018.

A tensão de Von Mises para esse estado de tensão é $\sigma_{eq} = 28,5 \text{ MPa}$. Portanto o fuso não irá falhar devido a essa carga, porém deve-se verificar o sistema quanto a flambagem.

A partir da equação 26 determinou-se a carga crítica de flambagem do fuso, cujo valor é $P_{cr} = 18,5 \text{ kN}$, portanto o fuso não flamba,

- Pino guia 4.8.

Os pinos guias serão dimensionados através da tensão de cisalhamento admissível. A tensão de cisalhamento pode ser determinada pela equação 37.

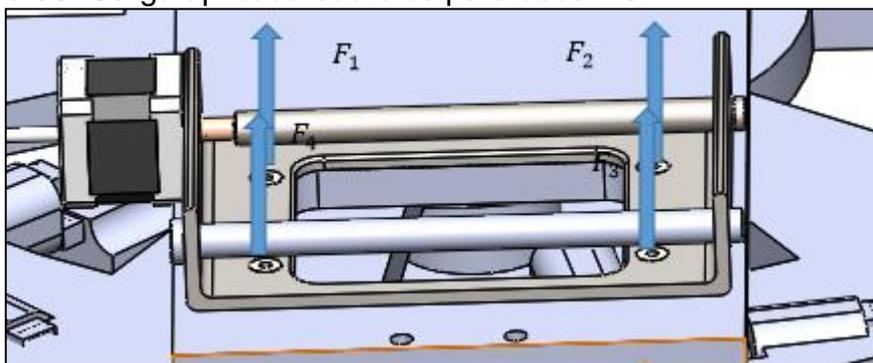
$$\tau = F/A \quad (37)$$

Onde F é a carga de projeto mais o peso dos componentes (240 N), considerando que toda a carga é suportada pelo pino, e A é a área do pino. Tem-se portanto 3 MPa, carga relativamente baixa em relação a tensão de cisalhamento admissível de um aço-carbono.

- Parafusos 4.1.1

Os parafusos 4.6.1 pode ser visualizados na figura 36 juntamente a carga aplicada.

Figura 36: Carga aplicada sobre os parafusos 4.6.1



Fonte: Acervo próprio, 2018.

Onde a carga é igual em todos os parafusos, ou seja, $F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = 50 \text{ N}$. As características do parafuso escolhido está exibido na tabela 22.

Tabela 22: Características do parafuso 4.6.1

Rosca	d_{menor}	$\sigma_{prova} \text{ [MPa]}$	$\sigma_e \text{ [MPa]}$	$\sigma_{ut} \text{ [MPa]}$
M6x1	0,58	165	350	31,8

Fonte: acervo próprio, 2018

Aplicando as equações para o dimensionamento de parafuso já discutidas neste projeto, obteve-se a tabela 23 com os principais resultados do ciclo de dimensionamento.

Tabela 23: Fatores de dimensionamento do parafuso

$F_i \text{ [N]}$	$T_i \text{ [Nm]}$	K_b	K_m	C	$\sigma_a \text{ [MPa]}$	$\sigma_m \text{ [MPa]}$
4678	4,21	$2,36 \times 10^8$	$4,5 \times 10^8$	31,8	2	234,5

Fonte: Acervo próprio, 2018.

Onde σ_a é a tensão alternada e σ_m é a tensão média em serviço. Para se determinar se o componente irá falhar em serviço devido a fadiga, deve-se primeiramente determinar a resistência a fadiga corrigida do parafuso. Na tabela 24 estão explicitos os valores dos fatores de correção para a vida em fadiga, considerando que o parafuso é usinado, está a temperatura ambiente e uma fator de 90% de confiabilidade.

Tabela 24: Fatores de correção da tensão para vida em fadiga do parafuso

K_a	K_b	K_c	K_d	K_e	$S'_e [MPa]$
0,34	0,58	1,65	3,5	31,8	237

Fonte: acervo próprio, 2018.

Portanto a partir do critério de Goodman, equação 38, se calcula a amplitude de tensão alternada máxima que o sistema comporta.

$$S_a = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{S_{ut} + S_e} \quad (38)$$

Logo $S_a = 67,7$. A equação 29 possui o fator de segurança n .

$$n = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad (29)$$

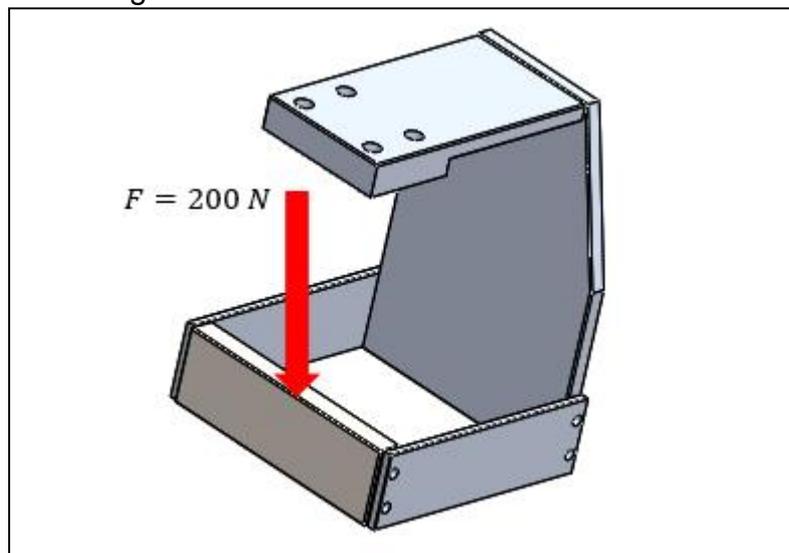
Portanto se tem um fator de segurança $n = 33,8$.

A fim de otimizar e padronizar o projeto todos os demais parafusos do Subsistema serão os mesmos, pois suportam a mesma carga em magnitude, porém os referidos parafusos estão sob cisalhamento, considerando que sejam da classe 4.8, M5x0,8 e 20 mm de comprimento. Utilizando a equação 30 para cálculo da tensão de cisalhamento obteve-se $\tau = 10 MPa$. Logo percebe-se que o elemento de máquina não irá falhar em serviço.

- **Subsistema estático**

No intuito de otimizar o processo de dimensionamento realizou-se a simulação em MEF, respeitando todas as condições de contorno. Para o dimensionamento utilizou-se o carregamento demonstrado na figura 37.

Figura 37- Carregamento sobre o Subsistema estático



Fonte: Acervo próprio, 2018

Na tabela 25 está explicitado o critério de seleção de materias de cada componente do subsistema.

Tabela 25- Seleção de materias para o subsistema estático

Componente	Baixo Custo	Propriedades mecânicas	Propriedades não-mecânicas	Baixo Peso	Propriedade de Superfície	Propriedade estética	Material Adequado
Sustentador horizontal 4.14	X	X	-	X	-	-	Liga de Al 7075-T6
Sustentador vertical 4.15	X	X	-	X	-	-	Liga de Al 7075-T6
Sustentador lateral 4.16	X	X	-	X	-	-	Liga de Al 7075-T6
Sustentador de base 4.17	X	X	-	X	-	-	Liga de Al 7075-T6

Fonte: Acervo próprio, 2018

Já determinado os materias para cada item fez a simulação. A figura 38 contém o resultado na análise estática do sistema.

Figura 38: Análise estática sobre o subsistema estático do módulo de indentação. (a) Malha utilizada (b) Tensão de Von Mises



Fonte: Acervo próprio, 2018

Na tabela 26 tem-se um compilado dos resultados da simulação

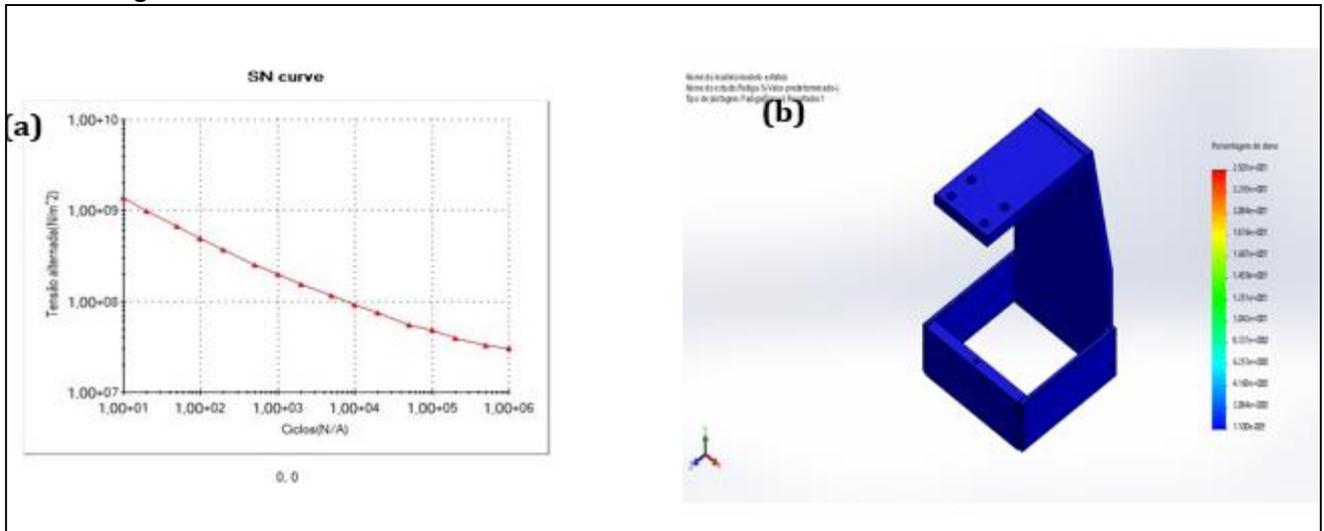
Tabela 26- Resultados da Simulação

Resultados da Simulação	
Número de noz da malha	61737
Tensão de Von Mises Máx.	60 MPa
Deformação Máx. Equivalente	1,8 mm

Fonte: Acervo próprio, 2018.

Para a análise em termos de fadiga obteve-se os resultados contidas na figura 39.

Figura 39: Análise de fadiga do subsistema estático (a) Curva S-N (b) Porcentagem de dano



Fonte: Acervo próprio, 2018

Observa-se a a partir da simulação que o componentes sofreu poucos danos, pois o mesmo foi dimensionado afim de se obter vida infinita.

- Parafusos

Afim de otimizar e padronizar o projeto todos os demais parafusos do Subsistema serão os mesmo, pois suportam a mesma carga em magnitude. Os referidos parafusos estão sob cishamento, considerando que os mesmo sejam classe 4.8, M5x0,8 e 20 mm de comprimento. Utilizando a equação 30 para calculo da tensão de cisalhamento obteve-se $\tau = 10 \text{ MPa}$ para o referente parafuso. Logo percebe-se que o elemento de máquina não irá falhar em serviço.

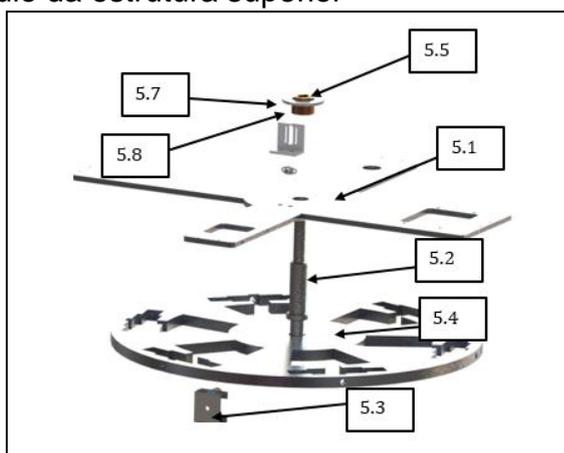
- Mancais 4.3.1

Os mancais que serão utilizados para os fusos do módulo de indentação possuem carga axial $F_a = 0,03 \text{ kN}$ e carga radial $F_r = 0,2 \text{ kN}$, seguindo o mesmo procedimento adotado para o dimensionamento do mancal 2.4, assim determina-se $F_e = 0,1585 \text{ kN}$, para C_{10} tem-se $1684,31 \text{ N}$. Portanto o mancal selecionado será o 6900VV da SKF.

5 Dimensionamento do módulo da estrutura superior

A estrutura superior é composta pelo chassi 5.1, sobre o qua está fixado grande parte dos componentes da máquina, como o eixo Arvore 5.2 que movimento o sistema, esse eixo movimenta o Tambor Revolver 5.4, cuja função é movimentar o sistema de agarre. Para garantir estabilidade ao tambor revolver 5.4 durante sua rotação existe a presilha 5.3, a qual fixa o tambor em tres pontos. Na mesma arvore 5.2 ainda se tem o controle de posição da máquina composto pelo sensor 5.6, o suporte do sensor 5.5 a Roda fônica 5.7 e a bucha da roda fônica 5.8. Esse módulo está exibido na figura 40.

Figura 40: Módulo da estrutura superior



Fonte: Acervo próprio, 2018.

O dimensionamento da estrutura superior, toma por base a carga peso suportada e a carga de indentação da Nóz, sabe-se que todos os componentes estaram super-dimensionados, porém deve-se mantelos nessa situação devido a limitações geométricas, ou fatores relacionados a métodos de fabricação.

- Chassi 5.1

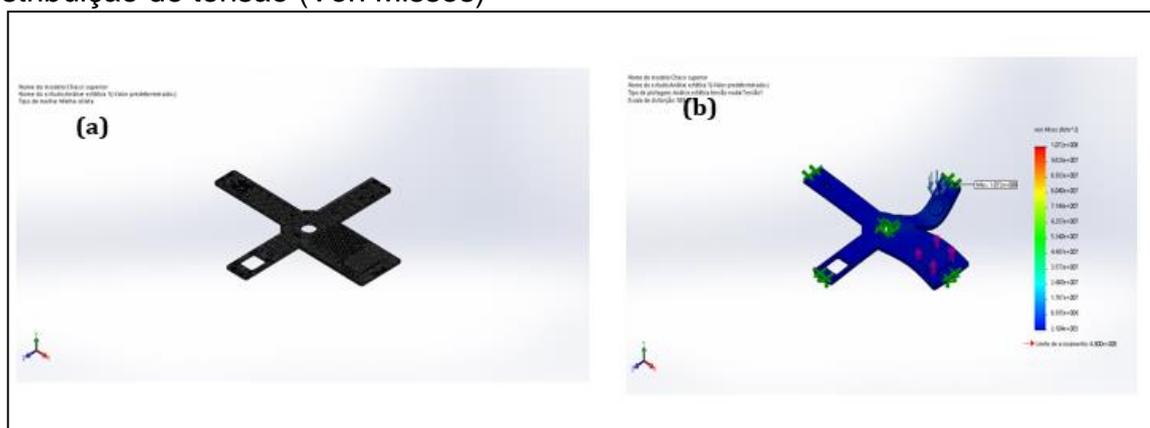
O dimensionamento do chassi 5.1 foi baseado na simulação em MEF, onde as cargas utilizadas foram o peso das nozes armazenadas 24,6, com fator de segurança de 2, além da carga de indentação 200 N. Para início de dimensionamento foi realizado a seleção de materias, cujo resultado está na tabela 27. Dessa forma se obteve os resultados contemplado pela figura 41.

Tabela 37- Seleção de materiais para o chassi 5.1

Seleção de Materiais	Dispensável	Indispensável
Baixo Custo	X	
Propriedades mecânicas		x
Propriedades não-mecânicas	X	
Peso	X	
Propriedade de Superfície		X
Propriedade estética	X	
Material Adequado		Liga de Al 7075-T6

Fonte: Acervo próprio, 2018

Figura 41: Análise estática do chassi 5.1 em (a) se tem a malha utilizada (b) a distribuição de tensão (Von Misses)



Fonte: Acervo próprio, 2018

Na tabela 28 se tem um resumo das informações de simulação e resultados obtidos.

Tabela 28- Resultados da Simulação

Resultados da Simulação	
Número de nós da malha	73087
Tensão de Von Mises Máx.	107 MPa
Deformação Máx. Equivalente	0,13 mm

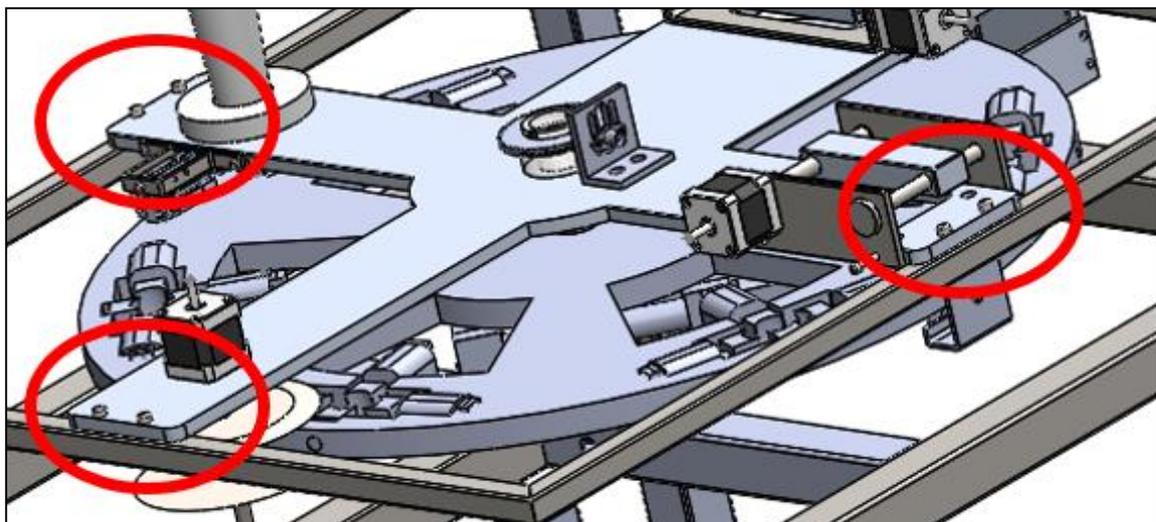
Fonte: Acervo próprio, 2018.

Como a maior tensão determinada pelo ensaio é menor que a tensão de escoamento do material, o mesmo não irá falhar em serviço.

- Parafusos 5.1.1

Os parafusos 5.1.1 são os responsáveis pela fixação do chassi 5.1 no módulo de estrutura inferior, como este suporta carga relativamente igual aos parafusos 4.6.1, o qual se apresenta super-dimensionado, será portanto utilizado o mesmo parafuso classe 4.8, M5x0,8 e 20 mm de comprimento. A figura 42 demonstra a localização do componente.

Figura 42: demonstração da localização dos parafusos 5.1.1



Fonte:Acervo próprio, 2018

- Tambor Revolver 5.2

O tambor Revolver, devida a sua geometria complexa, foi dimensionado por elementos finitos. Para o processo primeiramente foi realizado uma seleção de materiais para o componente e então foi realizada a simulação. Na tabela 29 se tem os critérios de seleção de materiais.

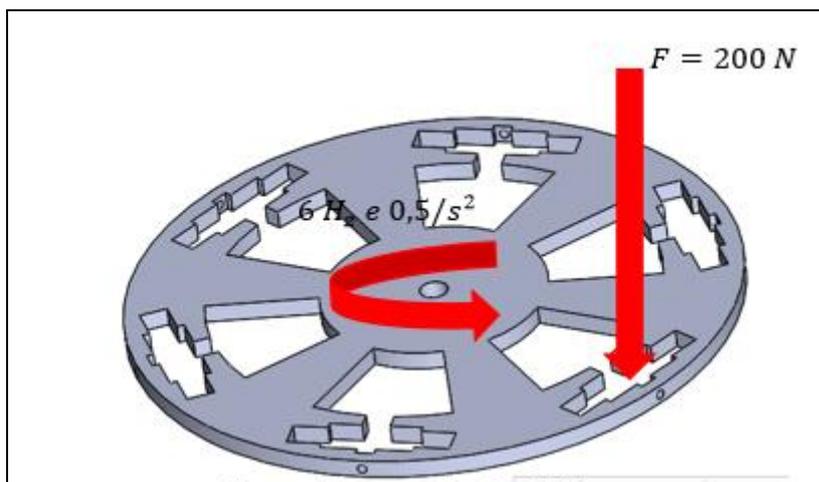
Tabela 29- Seleção de materiais para o tambor revolver 5.2

Seleção de Materiais	Dispensável	Indispensável
Baixo Custo	X	
Propriedades mecânicas		x
Propriedades não-mecânicas	X	
Peso	X	
Propriedade de Superfície		X
Propriedade estética	X	
Material Adequado	Liga de Al 7075-T6	

Fonte: Acervo próprio, 2018

O carregamento utilizado pode ser visualizado na figura 43, onde se tem a carga devido ao indentador e a carga de forças centrífugas, pois o objeto estão em rotação. A carga de indentação foi utilizada como fixa e estática.

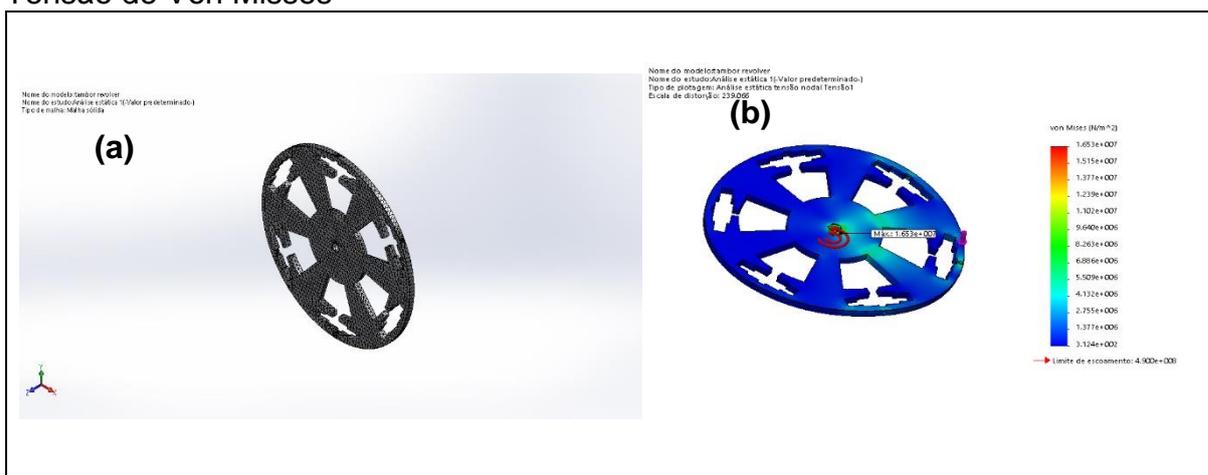
Figura 43 : Carregamento sobre o tambor revolver 5.2



Fonte: Acervo próprio, 2018

Utilizando o material selecionado e o carregamento indicado, obteve-se os resultados contidos na figura 44.

Figura 44: Análise estática sobre o Tambor Revolver. (a) Malha utilizada (b) Tensão de Von Misses



Fonte: Acervo próprio, 2018

Na tabela 30 se tem um resumo das informações de simulação e resultados obtidos.

Tabela 30- Resultados da Simulação sobre o Tambor revolver

Resultados da Simulação

Número de noz da malha
Tensão de Von Mises Máx.

33684
16,5 MPa

Deformação Máx. Equivalente

0,27 mm

Fonte: Acervo próprio, 2018.

- Presilha- Código 5.3

A presilha 5.3 é apenas um item de fixação do tambor Revolver 5.2, ou seja, sua função é apenas evitar que o sistema apresente vibração excessiva, portanto a carga sobre o item é mínima. O material a ser empregado no item está indicado na tabela 31.

Tabela 31- Seleção de materiais para o a presilha 5.3

Seleção de Materiais	Dispensável	Indispensável
Baixo Custo		X
Propriedades mecânicas	X	
Propriedades não-mecânicas	X	
Peso		X
Propriedade de Superfície		X
Propriedade estética	X	
Material Adequado		AISI 1020

Fonte: Acervo próprio, 2018

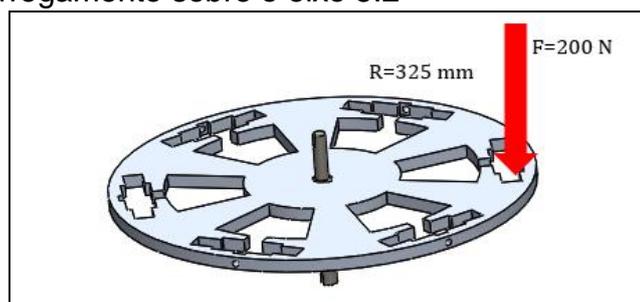
A roldana do sistema deve ser confeccionada em Nylon afim de minimizar o atrito e ser o material a ser gasto no contato com o tambor revolver 5.2.

- Arvore - Código 5.2

Nesta seção o diâmetro mínimo para a referente árvore será determinado.

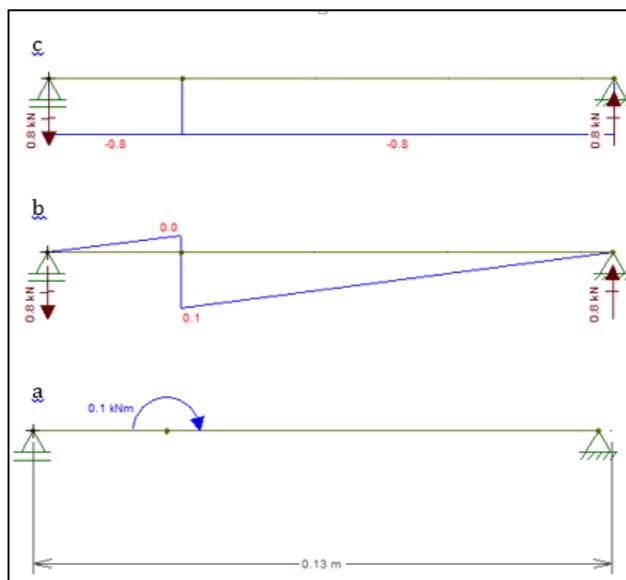
A Figura 46 exibe o diagrama de corpo livre da árvore e seus diagramas de força cortante e momento fletor. O comprimento de 130 mm se referem à distância entre o centro dos mancais. O ponto de aplicação do momento fletor, resultante da ação da força do indentador, é o local onde o Tambor revolver fica fixo ao eixo. A situação está ilustrada na figura 45.

Figura 45 carregamento sobre o eixo 5.2



Fonte: acervo próprio, 2018.

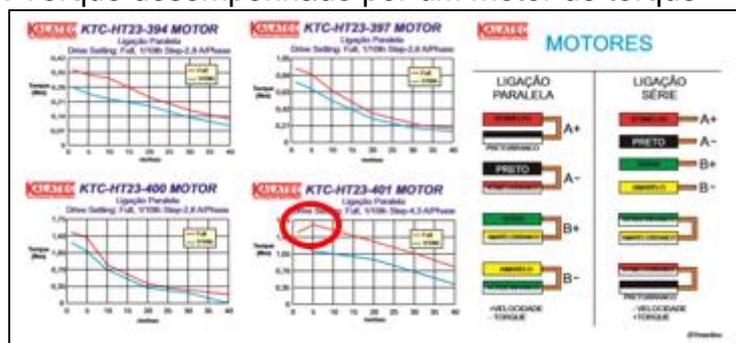
Figura 46: diagrama de corpo livre (a) Diagrama de esforço cortante (b) e Diagrama de momento fletor em (c)



Fonte: acervo próprio, 2018.

Para determinar o torque na árvore, será considerado o caso mais severo do sistema. A partir da figura 47 pode-se observar o máximo torque desempenhado pelo motor nema 23.

Figura 47: Torque desempenhado por um motor de torque



Fonte : Kalatec, 2018

O modelo de motor que apresenta a maior magnitude de torque é o KTC-HT23-401 MOTOR , cuja magnitude é de aproximadamente 2 Nm.

Para o dimensionamento de eixo, primeiramente determina-se o material sobre o qual o mesmo será fabricado. Na tabela 32 se tem a seleção de materias.

Tabela 32- Seleção de materiais para a Arvore 5.4

Seleção de Materiais	Dispensável	Indispensável
Baixo Custo	X	
Propriedades mecânicas		X
Propriedades não-mecânicas	X	
Peso	X	
Propriedade de Superfície		X
Propriedade estética	X	
Material Adequado		AISI 1045

Fonte: Acervo próprio, 2018

Dessa forma para se determinar se o componente irá falhar em serviço devido a fadiga, deve-se primeiramente determinar a resistência a fadiga corrigida do parafuso. Na tabela 33 estão explicitos os valores dos fatores de correção para a vida

em fadiga, considerando que o eixo é retificado, está a temperatura ambiente e uma fator de 99,9% de confiabilidade.

Tabela 33: Fatores de correção da tensão para vida em fadiga do eixo árvore.

K_a	K_b	K_c	K_d	K_e	S'_e [MPa]
0,57	0,85	1	1	0,81	159

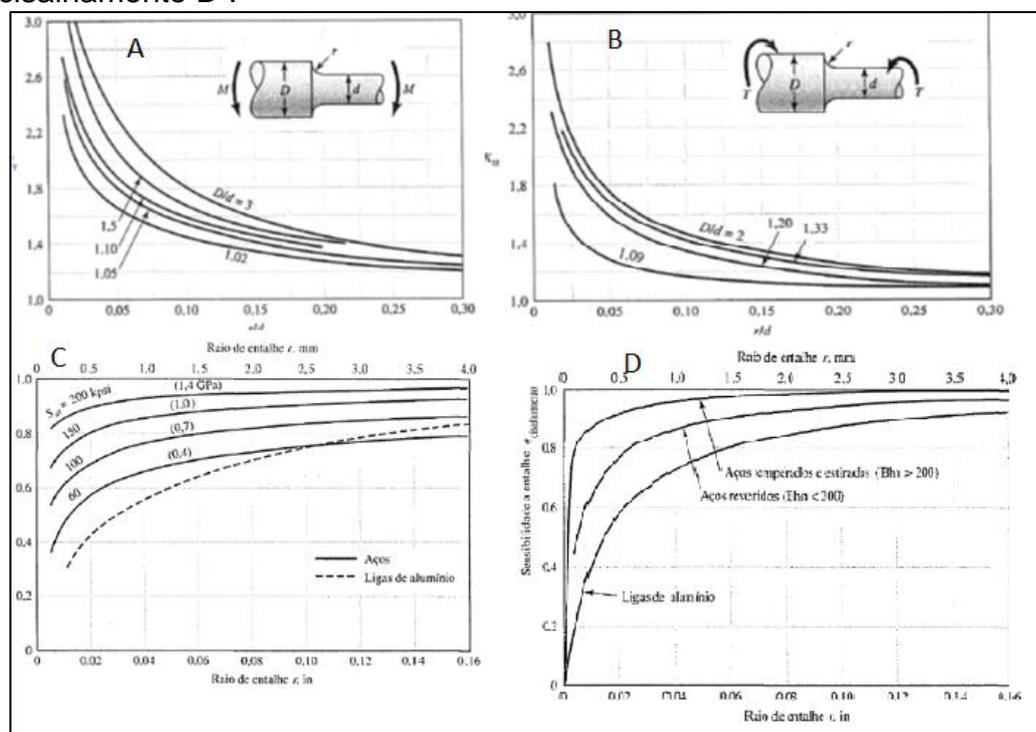
Fonte: acervo próprio, 2018.

Realizando-se uma análise de grau de criticidade, percebe-se que a região mais crítica da árvore é o batente do tambor revolver, pois apresenta as maiores tensões e as menores seções.

A partir da equação das ASME, equação 11 deste trabalho, é possível se obter o diâmetro mínimo para a árvore.

Durante a análise, a região do raio de concordância se mostrou o ponto mais crítico da árvore, e esta região terá seu fator de segurança determinado, já que o fator de segurança em outras regiões da árvore será maior. Um ábaco para concentradores de tensão para flexão em filetes está exibido na Figura 48 A.

Figura 48: Concentrador de tensão para flexão A, concentradores de tensão para cisalhamento torsional B, Sensibilidade ao entalhe C e Sensibilidade ao entalhe para cisalhamento D .



Fonte: SHIGLEY, 2005.

Tomando $d = 30 \text{ mm}$, $D = 25 \text{ mm}$ e $r = 1 \text{ mm}$ obteve-se $k_t = 1,9$. O ábaco para concentradores de tensão para cisalhamento torsional está exibido na Figura 48 B. Obtém-se assim $k_{ts} = 1,55$.

Os valores obtidos para concentração de tensão são válidos para situações estáticas. Quando há fadiga, um novo valor deve ser utilizado, definido como:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (30)$$

Onde q é a sensibilidade ao entalhe. Um gráfico relacionando a sensibilidade ao entalhe ao raio e à resistência do material está exibida na Figura 48 C.

Como $r = 1 \text{ mm}$ e $S_{UT} > 700 \text{ MPa}$ utilizou-se $q = 0,7$. Assim, tem-se $k_f = 1,63$. A concentração de tensão para cisalhamento também deve ser corrigido para a fadiga, através do fator cisalhamento dado pela Figura 48 D.

Como a dureza do material é de 230 HB, utilizou-se $q_{\text{cisalhamento}} = 0,9$ e $k_{fs} = 1,33$. No caso do componente em estudo, a única solicitação cíclica é o momento fletor, que apresenta amplitude de $M_a = 65 \text{ Nm}$ no ponto de estudo e média nula. Como o momento torsor não é uma solicitação cíclica, considera-se que $T_m = 2 \text{ Nm}$ e $T_a = 0$. Considerando um coeficiente de segurança igual a 2, obteve-se como diâmetro mínimo necessário para o eixo igual a 5 mm, o que demonstra que o diâmetro estimado é satisfatório.

Chaveta 5.4.1

Todas as chavetas devem ser de um material dúctil, pois ela além de restringir o movimento relativo entre a engrenagem e seu eixo, tem uma função de secundária de ser um elemento de segurança (semelhante a um fusível) de modo que quando o torque for excessivo ela falhe e impeça danos maiores ao eixo ou à engrenagem. As dimensões de chavetas são padronizadas de acordo com o diâmetro do eixo, conforme mostrada na Figura 49. A seguir são dimensionadas as chavetas para o eixo árvore.

Figura 49: Chavetas padronizadas e tamanhos de parafusos para eixos com dimensões US e métricas

Diâmetro do eixo (in)	Largura nominal da chaveta (in)	Diâmetro do parafuso (in)	Diâmetro do eixo (mm)	Largura x altura da chaveta (mm)
$0,312 < d \leq 0,437$	0,093	#10	$8 < d \leq 10$	3×3
$0,437 < d \leq 0,562$	0,125	#10	$10 < d \leq 12$	4×4
$0,562 < d \leq 0,875$	0,187	0,250	$12 < d \leq 17$	5×5
$0,875 < d \leq 1,250$	0,250	0,312	$17 < d \leq 22$	6×6
$1,250 < d \leq 1,375$	0,312	0,375	$22 < d \leq 30$	8×7
$1,375 < d \leq 1,750$	0,375	0,375	$30 < d \leq 38$	10×8
$1,750 < d \leq 2,250$	0,500	0,500	$38 < d \leq 44$	12×8

Fonte: NORTON, 2004.

Todas as chavetas são de aço AISI 1020 laminado que tem limite de escoamento de $S_y = 330,9 \text{ MPa}$. O coeficiente de segurança usado para dimensionar as chavetas é igual a $CS_c = 2$. Assim o comprimento da chaveta é dado por:

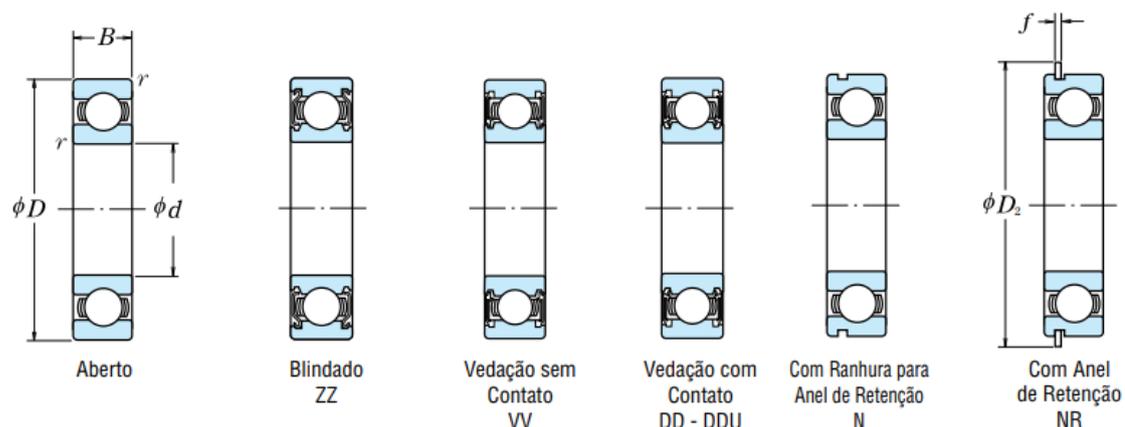
$$l = \frac{TC S_c}{r w \left(3^{\frac{1}{2}}\right) S_y} \quad (31)$$

Onde T é o torque no eixo, r é o raio do eixo, l é o comprimento da chaveta, w é a largura da chaveta. O termo $\sqrt{3}$ vem do critério de falha por von Mises, Então o comprimento da chaveta deve ser dimensionado considerando o caso mais crítico de solicitação, que no caso dessa árvore é o contato com o tambor revolver. Considerando a chave de $8 \times 7 \text{ mm}$ e o torque $T = 65 \text{ Nm}$, se tem um $l = 4 \text{ mm}$, porém devido a facilidade de montagem e fabricação será utilizada um comprimento de 20 mm em todas as chavetas do eixo.

Mancal 5.4.2 e 5.4.3

Os mancais que serão utilizados para Eixo Arvore 5.2 possui carga axial $F_a = 0,2 \text{ kN}$ e carga radial $F_r = 0,8 \text{ kN}$, seguindo o mesmo procedimento adotado para o dimensionamento do mancal 2.4, assim determina-se $F_e = 0,758 \text{ kN}$, para C_{10} tem-se $8054,95 \text{ N}$. Portanto o mancal selecionado será o 6805VV e o 6806VV da SKF.

Figura 50: Rolamentos de esfera axiais para eixo de 25-45 mm fornecidos pela SKF



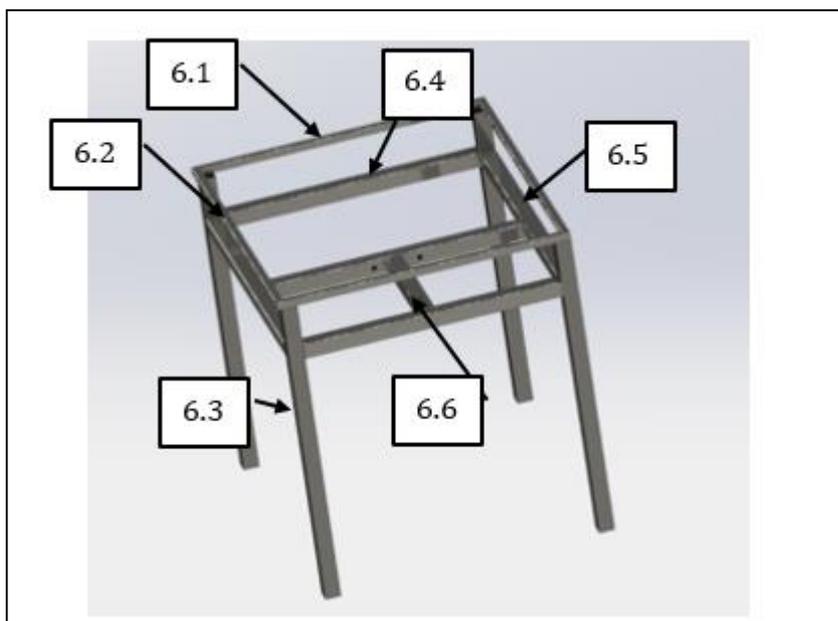
Dimensões (mm)				Capacidade de Carga Básica (N)				Fator	Limite de Rotação (rpm)			Número do Rolamento			
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i> mín.	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	<i>C_r</i>	<i>C_{0r}</i>	<i>f₀</i>	Graxa		Óleo	Aberto	Blindado	Vedado	
									Aberto Z - ZZ V - VV	DU DDU	Aberto Z				
25	37	7	0,3	4 500	3 150	455	320	16,1	18 000	10 000	22 000	6805	ZZ	VV	DD
	42	9	0,3	7 050	4 550	715	460	15,4	16 000	10 000	19 000	6905	ZZ	VV	DDU
	47	8	0,3	8 850	5 600	905	570	15,1	15 000	—	18 000	16005	—	—	—
	47	12	0,6	10 100	5 850	1 030	595	14,5	15 000	9 500	18 000	6005	ZZ	VV	DDU
	52	15	1	14 000	7 850	1 430	800	13,9	13 000	9 000	15 000	6205	ZZ	VV	DDU
28	62	17	1,1	20 600	11 200	2 100	1 150	13,2	11 000	8 000	13 000	6305	ZZ	VV	DDU
	52	12	0,6	12 500	7 400	1 270	755	14,5	14 000	8 500	16 000	60/28	ZZ	VV	DDU
	58	16	1	16 600	9 500	1 700	970	13,9	12 000	8 000	14 000	62/28	ZZ	VV	DDU
30	68	18	1,1	26 700	14 000	2 730	1 430	12,4	10 000	7 500	13 000	63/28	ZZ	VV	DDU
	42	7	0,3	4 700	3 650	480	370	16,4	15 000	9 000	18 000	6806	ZZ	VV	DD
	47	9	0,3	7 250	5 000	740	510	15,8	14 000	8 500	17 000	6906	ZZ	VV	DDU
	55	9	0,3	11 200	7 350	1 150	750	15,2	13 000	—	15 000	16006	—	—	—
	55	13	1	13 200	8 300	1 350	845	14,7	13 000	8 000	15 000	6006	ZZ	VV	DDU
	62	16	1	19 500	11 300	1 980	1 150	13,8	11 000	7 500	13 000	6206	ZZ	VV	DDU

Fonte: SKF

6 Dimensionamento do módulo da estrutura inferior

O módulo da estrutura inferior possui como função suportar a carga e manter os componentes todos em seus lugares, afim de garantir o funcionamento sem excessivas vibrações ou tensões. A estrutura é composta por tubos quadrado de 20mmx20mm, são esses: a Lateral 6.1 e a lateral 6.2, e 40mmx40mm, são esses: Pé 6.3, trava 6.4, trava 6.5 e a barra menor 6.6. A figura 51 exhibe o modelo da estrutura inferior.

Figura 51: Estrutura inferior



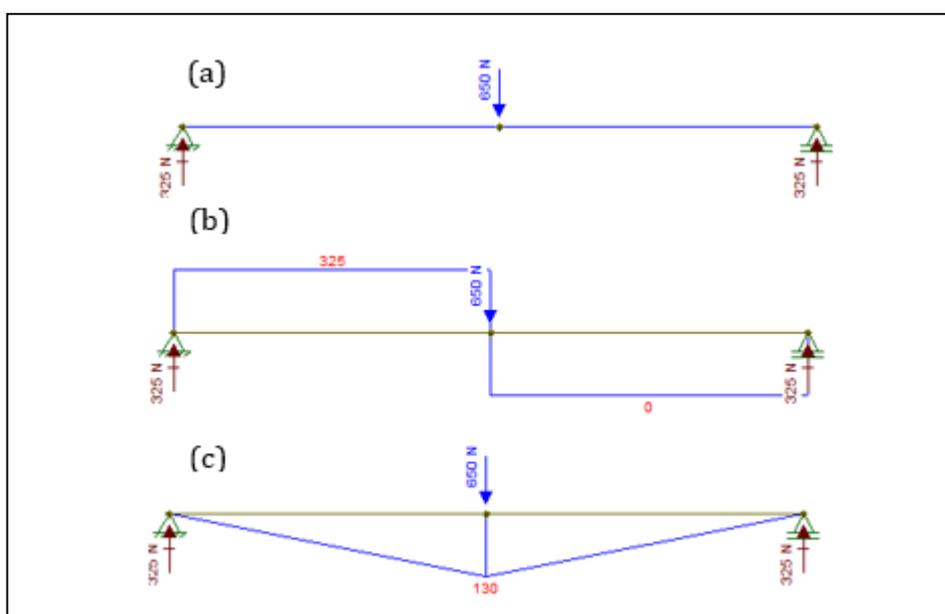
Fonte: Acervo próprio, 2018

As principais cargas sobre o módulo são o peso dos demais componentes 64 Kg, peso do estoque de Noz Pecã 50 Kg e a carga do indentador 20 Kg.

- Lateral 6.1

A lateral 6.1 suporta a carga do estoque de nozes, considerando um coeficiente de segurança de 2, mais a massa do sistema dividido por 4, portanto a carga total é de aproximadamente 650 N. Na figura 52 tem-se o diagrama de corpo livre e o diagrama dos esforços cortante e momento fletor.

Figura 52: Diagrama de corpo livre (a), Esforço Cortante (b) e Momento Fletor (c)



Fonte: acervo próprio, 2018

Sabe-se que a seção é de tubo quadrado de 40 mm de lado, assim o momento de inércia $I = 3,2 \times 10^4 \text{ mm}^4$ a distancia até a linha neutra é $c = 20 \text{ mm}$. Logo a partir da equação 32.

$$\sigma = \frac{|M|c}{I} \quad (32)$$

Obteve-se como tensão para o item $\sigma = 82 \text{ MPa}$.

Para se determinar se o componente irá falhar faz-se uma seleção de material para se determinar a tensão de escoamento, cujo resultado está na tabela 34.

Tabela 34- Seleção de materiais para a lateral 6.1

Seleção de Materiais	Dispensável	Indispensável
Baixo Custo		X
Propriedades mecânicas		X
Propriedades não-mecânicas	X	
Peso		X
Propriedade de Superfície		X
Propriedade estética	X	
Material Adequado		AISI 1020

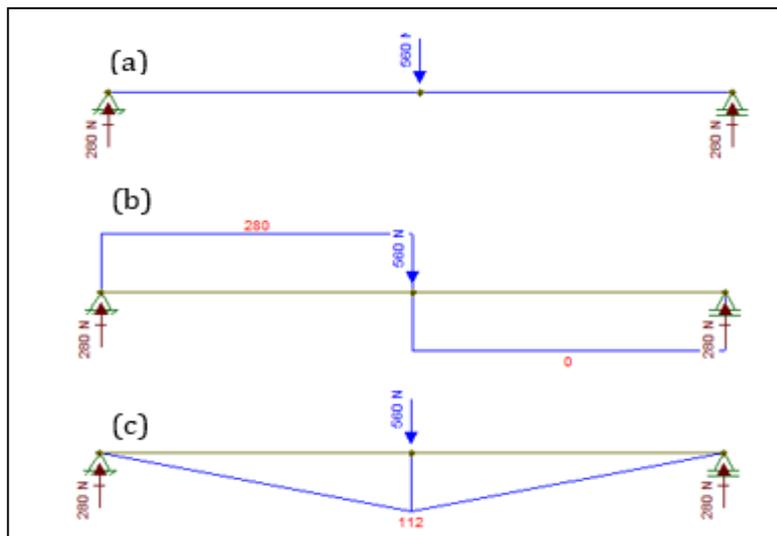
Fonte: Acervo próprio, 2018

Considerando a tensão de escoamento do aço AISI 1020 como $\sigma_e = 350 \text{ MPa}$, tem-se como coeficiente de segurança $n = 4,26$.

- Lateral 6.2

A lateral 6.2 suporta a carga do indentador, considerando um coeficiente de segurança de 2 devido ser uma carga dinâmica, mais a massa do sistema dividido por 4, portanto a carga total é de aproximadamente 556 N. Na figura 53 tem-se o diagrama de corpo livre e o diagrama dos esforços cortante e momento fletor.

Figura 53: Diagrama de corpo livre (a), Esforço Cortante (b) e Momento Fletor (c)



Fonte: acervo próprio, 2018

Sabe-se que a seção é de tubo quadrado de 20 mm de lado, assim o momento de inércia $I = 3.2 \times 10^4 \text{ mm}^4$ a distancia até a linha neutra é $c = 10 \text{ mm}$. Logo a partir da equação 35.

Obteve-se como tensão para o item $\sigma = 70 \text{ MPa}$.

Considerando a tensão de escoamento do aço AISI 1020 como $\sigma_e = 350 \text{ MPa}$, tem-se como coeficiente de segurança $n = 5$.

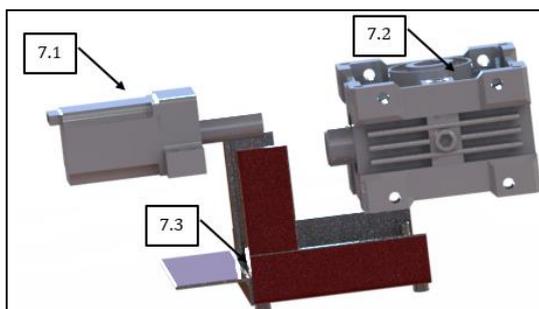
Como os demais componentes apresentam carregamento de magnitude inferior aos dos dois itens calculados e o material e seção serem os mesmo para todos, considera-se que o restante dos componentes estejam superdimensionados. Para os pés, considera-se que as condições de contorno sejam iguais a de uma coluna de euler, a seção é de tubo quadrado de 40 mm de lado e o material é AISI 1020.

Assim é possível se utilizar a equação 26 e calcular a carga crítica de flambagem $P_{cr} = 103 \text{ kN}$, demonstrando assim uma carga muito superior a aplicada sobre a máquina.

7 Dimensionamento do módulo de transmissão

O módulo de transmissão é responsável pelo movimento do tambor revolver, pois através do motor 7.1 acioina-se a caixa de redução 7.2 e assim o Eixo Arvore 5.2. O motor e a redução são suportados pela estrutura 7.3. A figura 54 exhibe o módulo de transmissão. O objetivo de se utilizar um moto redutor no sistema é a ampliação de torque do mesmo, garantindo assim que o motor de passo não fique sobre carregado.

Figura 54: Módulo de transmissão



Fonte: Acervo próprio, 2018.

- Motor 7.1

O motor 7.1 já foi dimensionado por Fonseca (2017) o modelo utilizado será NEMA 23.

- Redução 7.2

A redução a ser utilizada será Redutor de Precisão Girard 45 com relação de transmissão de 10,25x1, ou seja, a rotação do motor será reduzida em 10,25 e seu torque ampliado na mesma proporção. As especificações técnicas da redução 7.2 podem ser observadas na figura 55:

Figura 55: Especificações técnicas da redução 7.2.

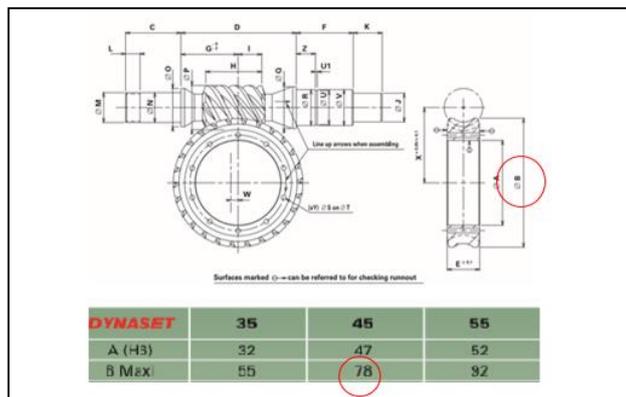
N1	6000			4000			3000			2000			1000			E-stop	CUI	I _g	Et	Reversibility class	F _i	F _e
	i	Torque S1	η	Torque S1	Torque S5	η																
5.2:1	54	95	36	62	94	41	70	93	50	83	92	67	109	91	214	0,4	2,9 X 10 ⁶	9	1	5800	4000	
7.25:1	59	94	42	71	93	49	80	92	57	92	91	76	121	89	214	0,4	3,3 X 10 ⁶	9	1	5800	4000	
10.25:1	68	93	46	80	92	53	88	91	62	98	90	80	128	88	214	0,4	1,5 X 10 ⁶	9	1	5800	4000	
14.5:1	85	90	52	85	88	59	84	87	66	100	88	88	141	82	214	0,4	1,4 X 10 ⁶	9	1	5800	4000	
19.5:1	66	89	50	80	87	55	88	86	64	102	84	81	129	80	214	0,3	1 X 10 ⁶	9	1	5800	4000	
30:1	74	83	55	88	80	61	98	78	70	112	76	88	141	71	214	0,3	1 X 10 ⁶	9	2	5800	4000	

Fonte: Dynabox, 2018

Suporte 7.3

O suporte é confeccionado a partir das dimensões do conjunto Motoredutor, além disso o carregamento sobre o suporte é proveniente do mesmo conjunto. As medidas de referencia podem ser coletadas da figura 56

Figura 56: Dimensões do conjunto Sem-fim Coroa



Fonte: Dynaset, 2018.

Dessa forma Uma condição tridimensional de carregamento existe no engrenamento de sem-fim. Componentes tangencial, radial e axial atuam em cada membro. Com um ângulo (típico) de 90° entre os eixos do sem-fim e da engrenagem sem-fim, a magnitude da componente tangencial na coroa W_{tg} iguala a componente axial no sem-fim W_{aw} e vice-versa. Essas componentes podem ser definidas como

$$W_{tg} = W_{aw} = \frac{2T_g}{d_g} \quad (33)$$

Onde onde T_g e d_g são o torque na coroa e o diâmetro de referência da coroa.

Considerando o torque fornecido na figura 55 como o torque no sem-fim $T_w = 2Nm$, dessa fora considerando a relação de transmissão de $i = 10,25$, tem-se um $T_g = 20,5 Nm$. Logo Considerando o diâmetro da figura 56 da coroa $d_g = 0,07 m$, tem-se de aproximadamente $W_{aw} = 500 N$.

A força axial W_{ag} na coroa e a força tangencial no sem-fim W_{tw} são:

$$W_{ag} = W_{tw} = \frac{2T_w}{d_w} \quad (34)$$

A partir da relação de transmissão se tem $d_w = 0,009m$, logo $W_{tw} = 600N$, aproximadamente.

Onde T_w é o torque no sem-fim e d_g é o diâmetro de referência do sem-fim. A força radial W_r separando os dois elementos é

$$W_r = \frac{W_{tg} \tan \varphi}{\cos \gamma} \quad (35)$$

onde φ é o ângulo de pressão e λ é o ângulo de avanço. Considerando o Angulo de pressão padrão $\varphi=20^\circ$, além disso λ deve ser calculado a partir da equação 39.

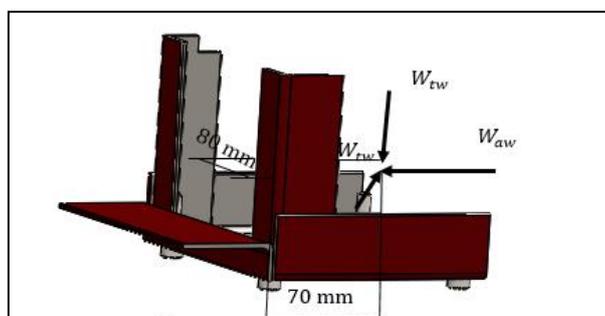
$$\gamma = \tan^{-1} \frac{L}{\pi d} \quad (36)$$

Onde L é o ângulo de avanço o que pode ser determinado pela equação 40.

$$L = \frac{\pi d_g}{i} \quad (47)$$

Dessa forma se tem $L = 0.02m$ e o Angulo de avanço $\gamma = 4^\circ$, portanto $W_r = 182 N$. Para se dimensionar o suporte deve-se primeiramente localizar as forças atuantes sobre o mesmo, a figura 58 exhibe a carga.

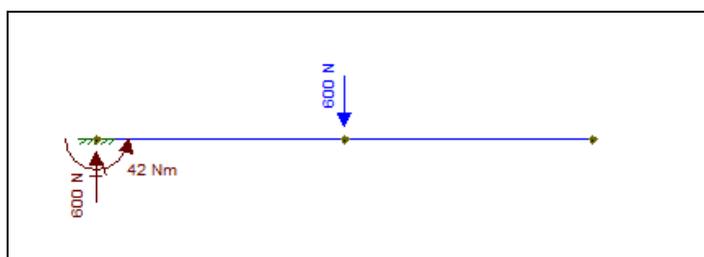
Figura 58 Carregamento sobre o suporte da transmissão



Fonte: Acervo próprio, 2018

Considerando a carga sendo aplicada de forma simétrica vê-se a necessidade de analisar os componentes em três planos ortogonais. As cantoneiras utilizadas no componente possui abas de 30mm e 40mm e 3 mm de espessura, dessa forma na figura 59 se tem o diagrama de corpo livre junto aos diagramas de momento fletor e força cortante.

Figura 59: Diagrama de corpo livre do plano XY para a cantoneira 1.



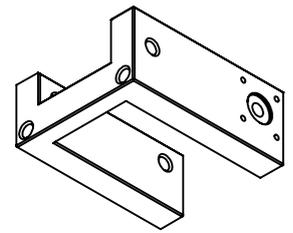
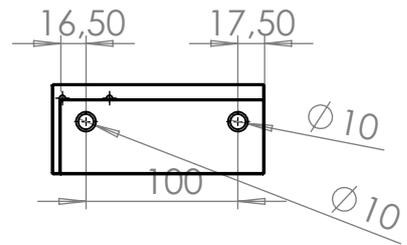
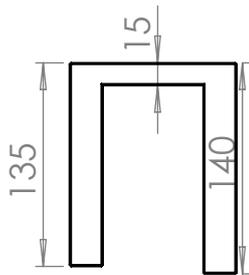
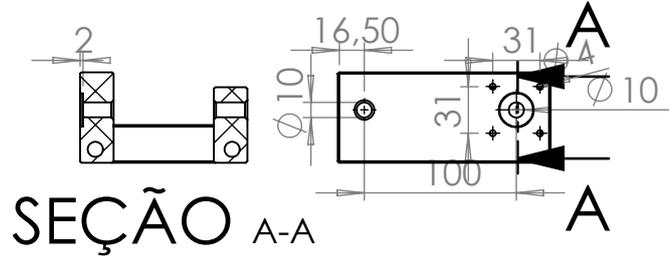
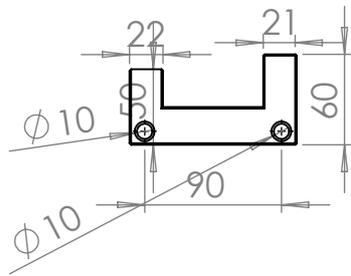
Fonte: Acervo próprio, 2018.

A partir da equação 3 e sabendo que o momento de inércia da viga $I_{cantoneira} = 4,2 \times 10^4 \text{ mm}^4$, o momento máximo $M = 42 \text{ Nm}$ tem-se a tensão máxima sobre a viga igual a $\sigma = 13 \text{ Mpa}$, tensão muito abaixo da tensão admissível para o material AISI 1020. Faz-se também a análise para a tensão de cisalhamento, onde a área cisalhante é $A = 160 \text{ mm}^2$, logo a tensão de cisalhamento máxima é $\tau = 4 \text{ MPa}$. Afim de padronizar e otimizar o processo, considerando que as maiores cargas já foram analisadas e nenhuma chegou próximo a tensão de escoamento do material, será utilizado para a confecção de todo o suporte 7.3 o mesmo perfil de cantoneira.

- Parafuso-Código 7.1.1 e 7.2.1

Estes parafusos serão considerados os indicados pelo fabricante. Para o 7.1.1 será utilizado M10x1,25 e para o 7.2.1 o M5x0,8.

APÊNDICE B – Desenhos Técnicos



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE:USINADO
TOLERÂNCIAS:
LINEAR: 0,05
ANGULAR:

RESPONSÁVEIS:
WANG CHON
KAWE LIMA

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

NOME	ASSINATURA	DATA	02/2018
DESEN.			
VERIF.			
APROV.			
MANUF			
QUALID			
		MATERIAL:	
		PESO:	

TÍTULO:	BASE
DES. Nº	
4.2	
ESCALA:1:5	FOLHA 1 DE 1

A4

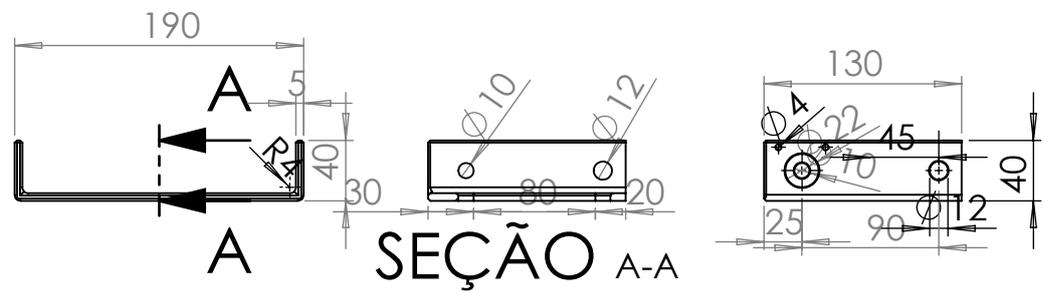
4 3 2 1

F

F

E

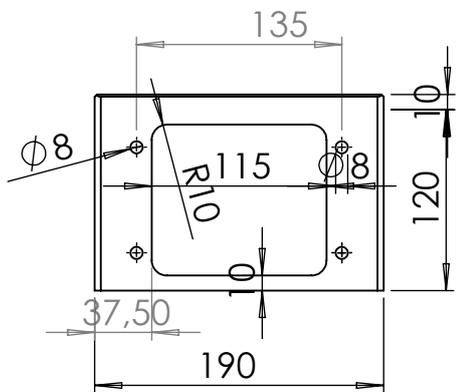
E



SEÇÃO A-A

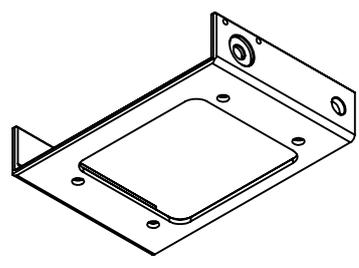
D

D



C

C



B

B

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

ACABAMENTO:

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

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

TÍTULO:	
MATERIAL:	DES. Nº
PESO:	ESCALA: 1:5
FOLHA 1 DE 1	

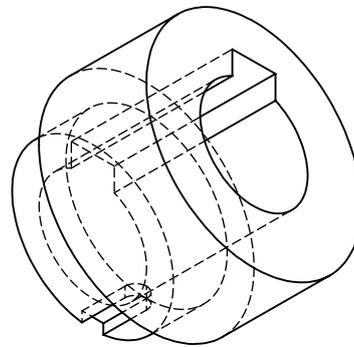
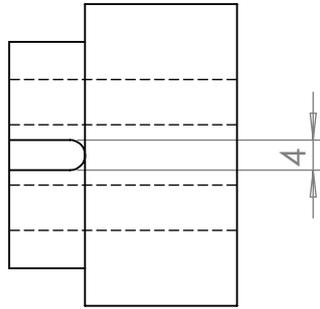
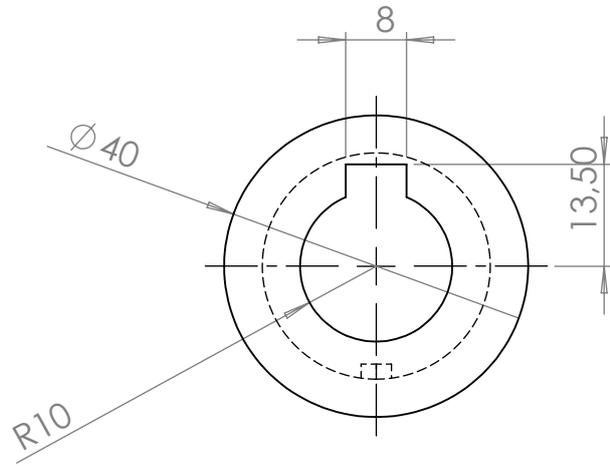
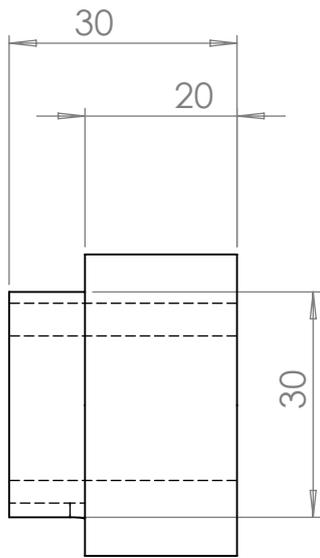
base fixa do sistema de indenta

A4

4 3 2 1

A

A



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE: USINADO
TOLERÂNCIAS:
LINEAR: 0,1
ANGULAR:

RESPONSÁVEIS:
WANG CHONG
KAWE LIMA

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA	
DESEN.			02/2018	
VERIF.				
APROV.				
MANUF				
QUALID				
				MATERIAL: BRONZE COMERCIAL(LATÃO)
				PESO:

TÍTULO:

BUCHA DA RODA FÔNICA

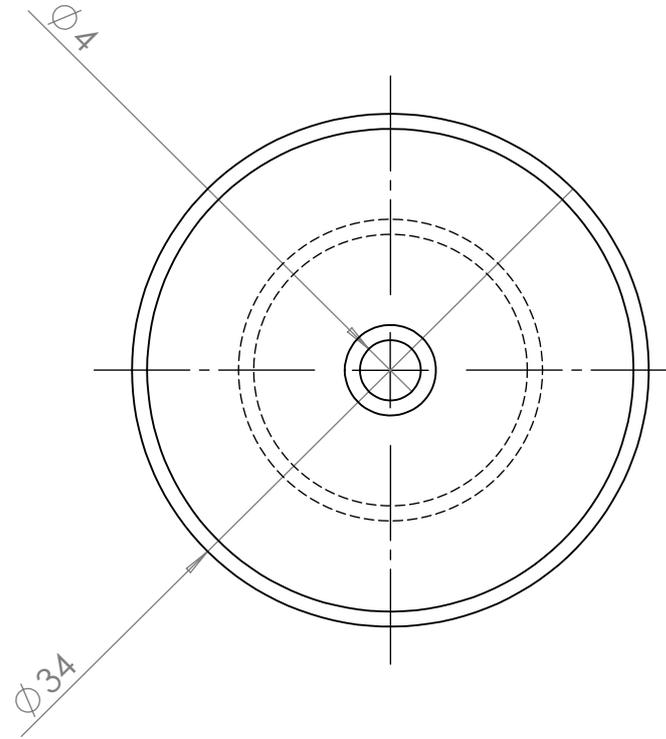
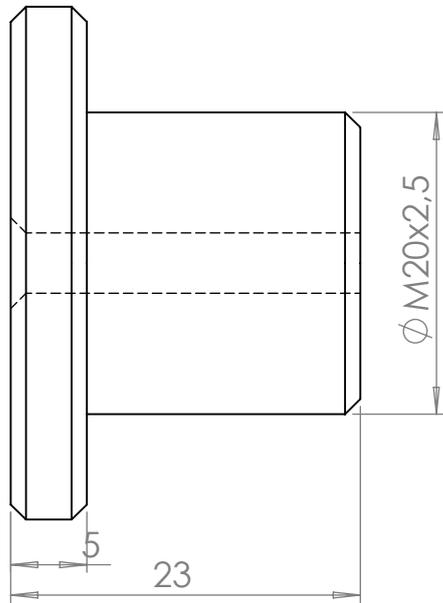
DES. Nº

5.8

A4

ESCALA:1:1

FOLHA 1 DE 1



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE: USINADO
TOLERÂNCIAS:
LINEAR: 0,05
ANGULAR:

RESPONSÁVEIS:
WANG CHONG
KAWE LIMA

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA	
DESEN.			02/2013	
VERIF.				
APROV.				
MANUF.				
QUALID.				MATERIAL: AISI 1020
				PESO:

TÍTULO:

bucha do indentador 4.13

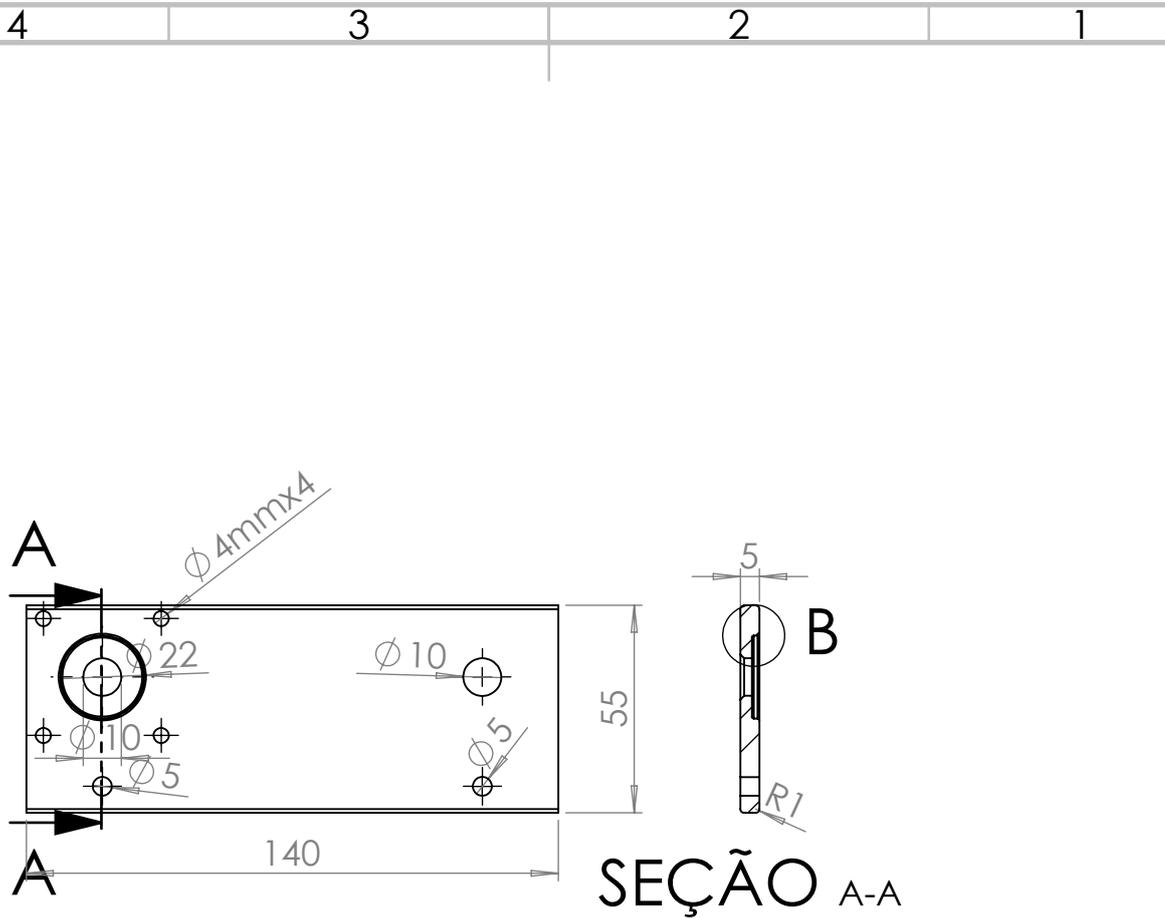
DES. Nº

4.13

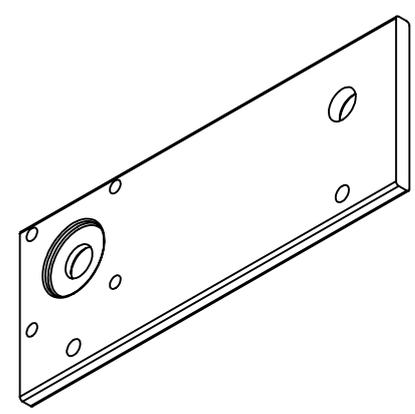
A4

ESCALA:2:1

FOLHA 1 DE 1



DETALHE B
ESCALA 2 : 1



SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: BRUTO TOLERÂNCIAS: LINEAR: 0,1 ANGULAR:				RESPONSÁVEIS: KAWE LIMA WANG CHONG		REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS		NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO		REVISÃO	
DESEN.						TÍTULO: CHAPA SUPORTE 1 LEITURA					
VERIF.											
APROV.											
MANUF.											
QUALID						MATERIAL: AISI 1020		DES. Nº		A4	
PESO:						ESCALA: 1:2		FOLHA 1 DE 1			

A

A

4 3 2 1

F

F

E

E

D

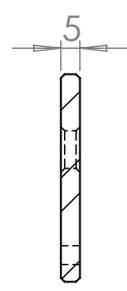
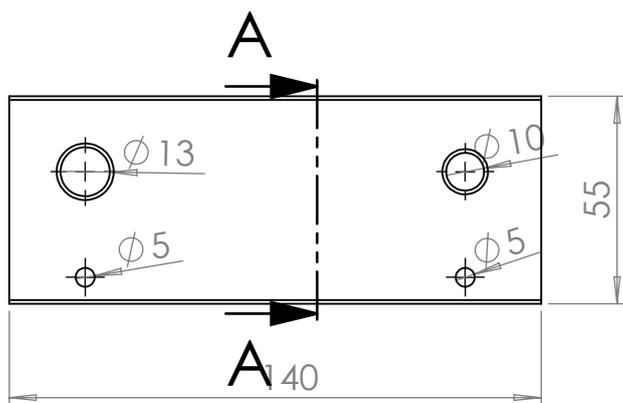
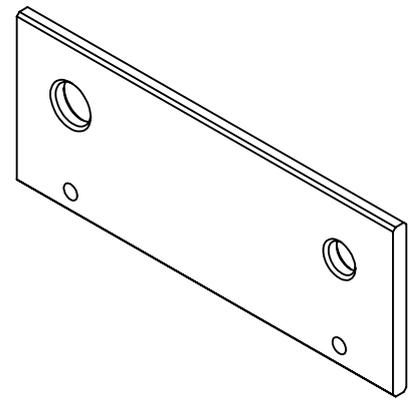
D

C

C

B

B



SEÇÃO A-A

SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE: BRUTO
TOLERÂNCIAS:
LINEAR: 0,1
ANGULAR:

RESPONSÁVEIS:
KAWE LIMA
WANG CHONG

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

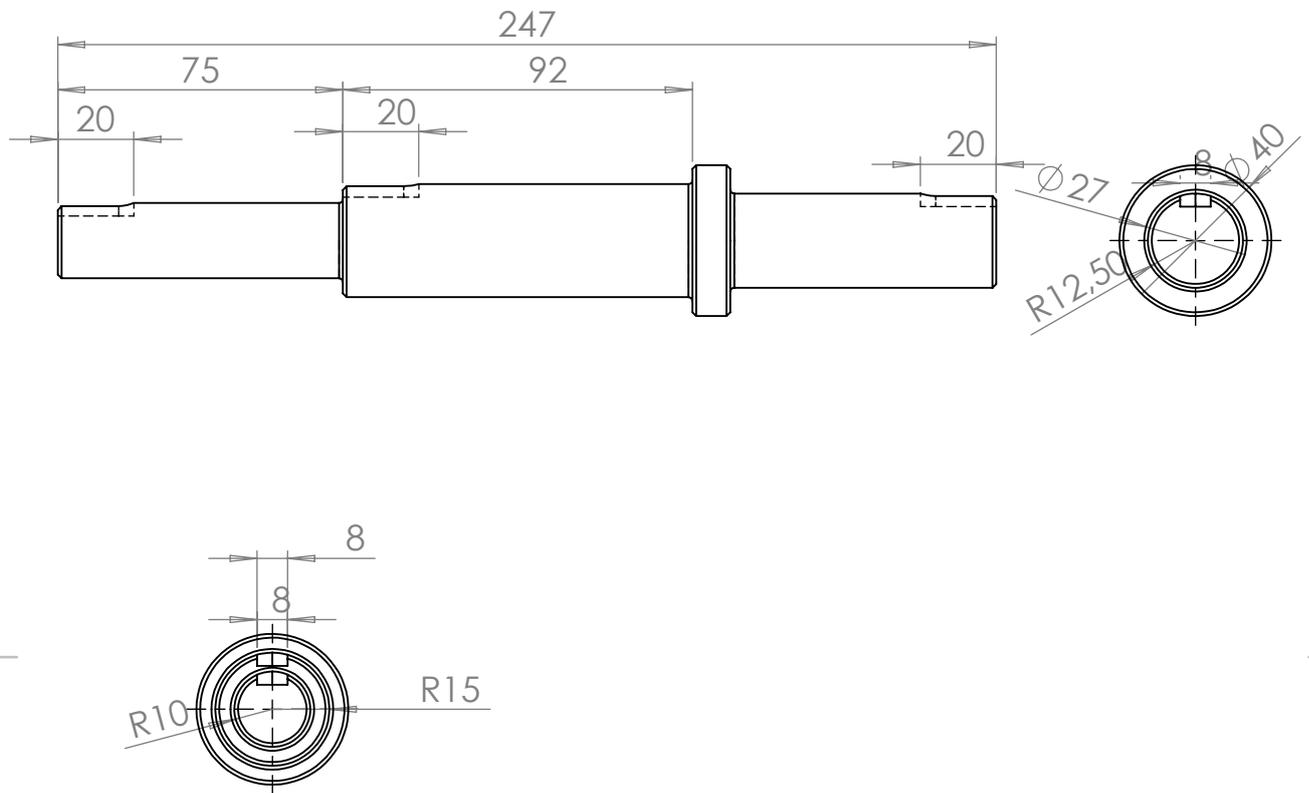
	NOME	ASSINATURA	DATA	02/2018
DESEN.				
VERIF.				
APROV.				
MANUF.				
QUALID.				
				MATERIAL: AISI 1020
				PESO:

TÍTULO:	CHAPA SUPORTE 2 LEITURA	
DES. Nº		
		A4
ESCALA: 1:2		FOLHA 1 DE 1

4 3 2 1

A

A



SE NÃO ESPECIFICADO:
 DIMENSÕES EM MILÍMETROS
 ACABAM. SUPERFÍCIE: RETIFICADO
 TOLERÂNCIAS:
 LINEAR: 0,05
 ANGULAR:

RESPONSÁVEIS:
 WANG CHONG
 KAWÉ LIMA

REBARBAR E
 QUEBRAR
 ARESTAS
 AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.			02/2018
VERIF.			
APROV.			
MANUF.			
QUALID.			

TÍTULO:

EIXO ARVORE

DES. Nº

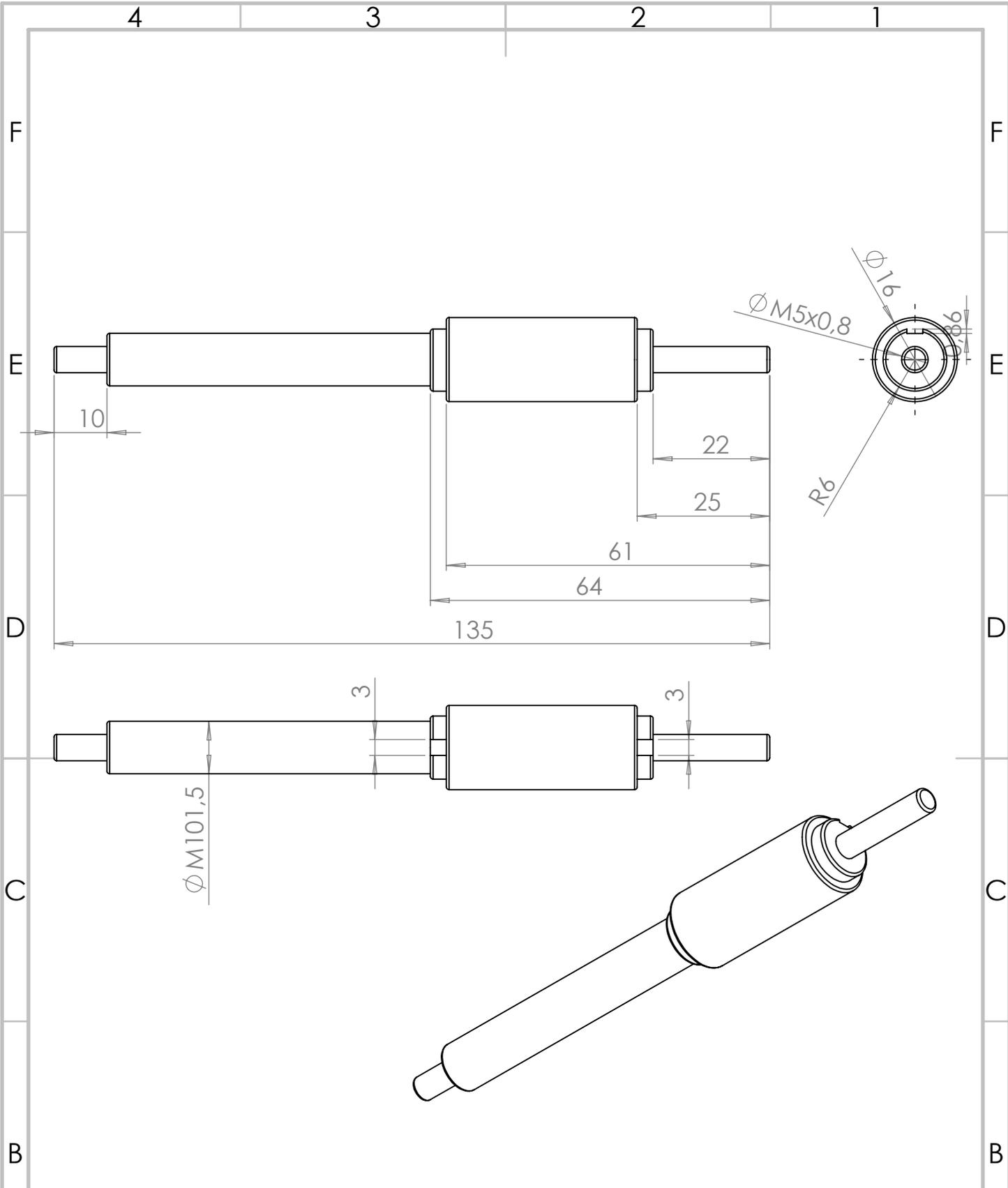
5.2

A4

PESO:

ESCALA: 1:2

FOLHA 1 DE 1



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE: USINADO
TOLERÂNCIAS:
LINEAR: 0.05 mm
ANGULAR:

RESPONSÁVEIS:
KAWE LIMA
WANG CHONG

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.			02/2018
VERIF.			
APROV.			
MANUF.			
QUALID.			

TÍTULO:
eixo de corte

DES. Nº
2.1

ESCALA: 1:1

FOLHA 1 DE 1

MATERIAL: AISI 1045

PESO:

A4

A

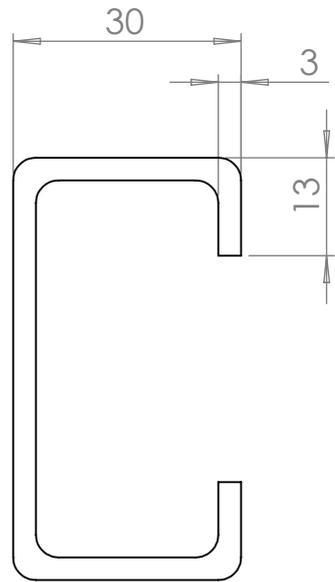
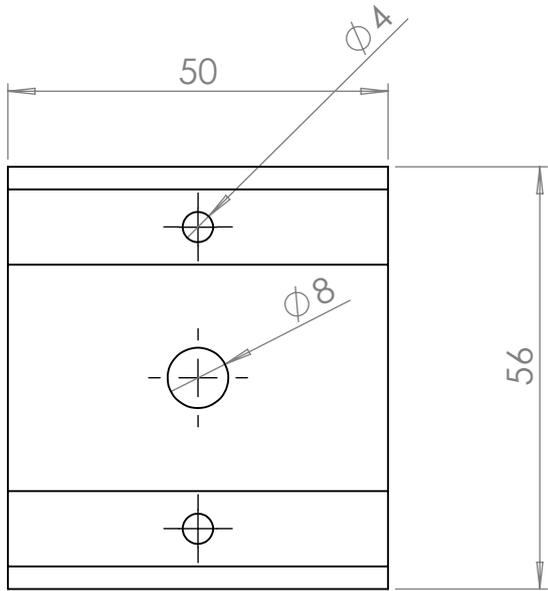
A

4

3

2

1



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE: BRUTO
TOLERÂNCIAS:
LINEAR: 0,5
ANGULAR:

REPONSÁVEIS

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA		
DESEN.			02/2018		
VERIF.					
APROV.					
MANUF.					
QUALID.				MATERIAL: AISI 1020	
				PESO:	

TÍTULO:
PRESILHA
 DES. Nº
5.3
 ESCALA: 1:1
 FOLHA 1 DE 1

A4

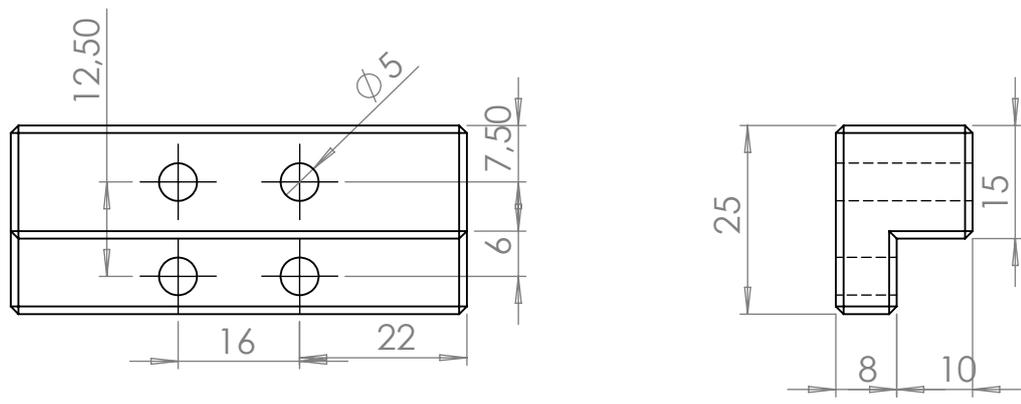
4 3 2 1

F

F

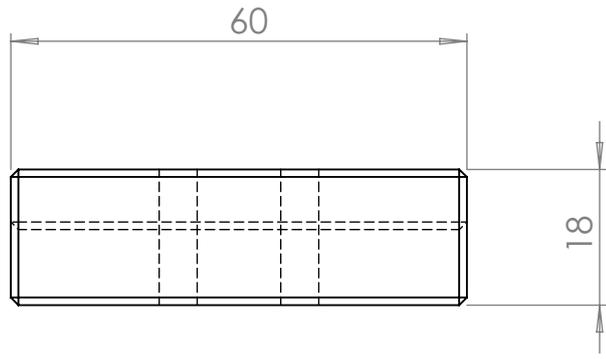
E

E



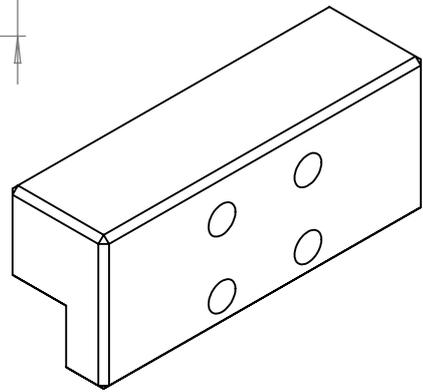
D

D



C

C



B

B

SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE: USINADO
TOLERÂNCIAS:
LINEAR: 0,05
ANGULAR:

RESPONSÁVEIS:
WANG CHONG
KAWE LIMA

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.			02/2018
VERIF.			
APROV.			
MANUF.			
QUALID.			

TÍTULO:
FIXADOR LATERAL

DES. Nº
4.4

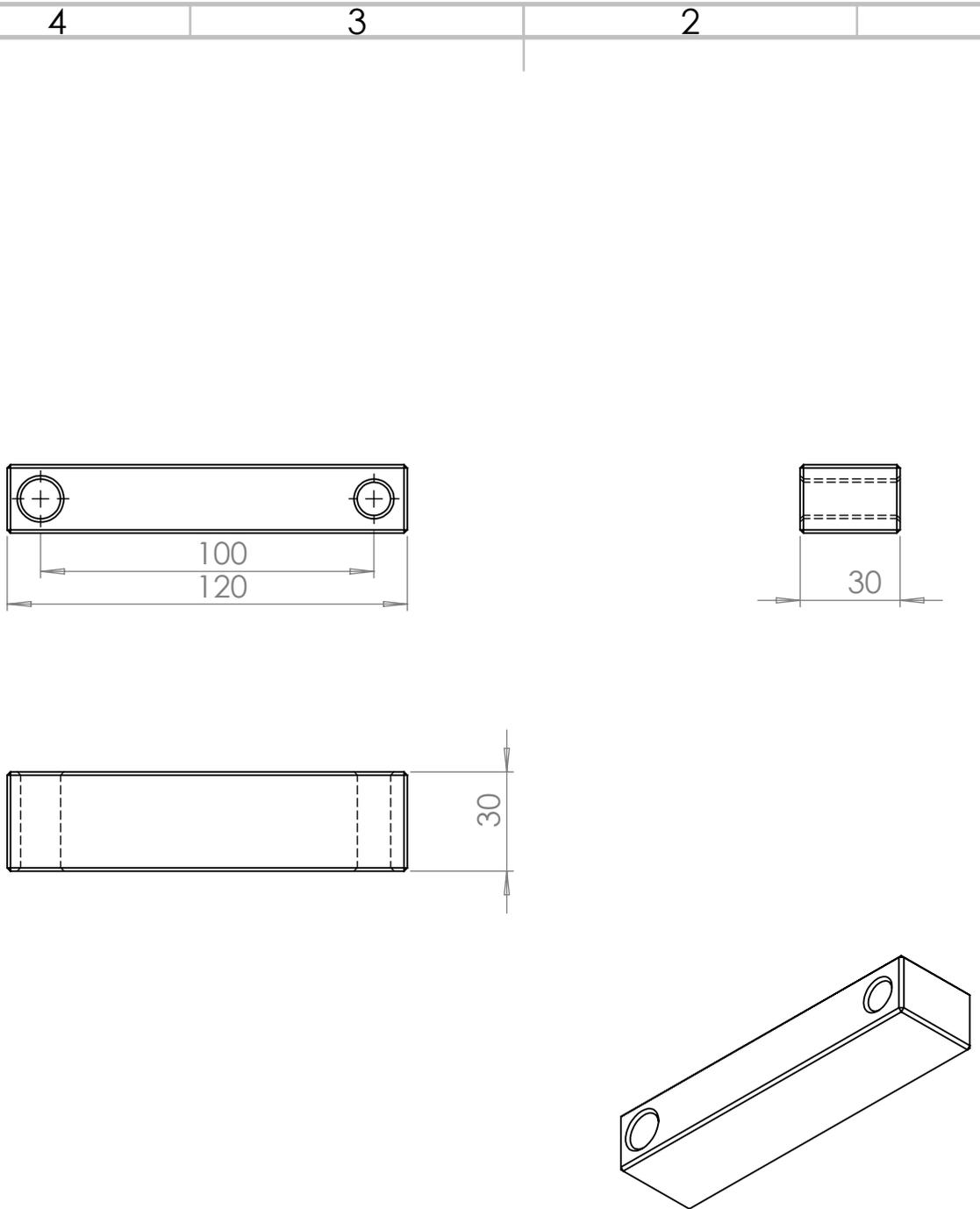
ESCALA: 1:1

FOLHA 1 DE 1

A

A

4 3 2 1



SE NÃO ESPECIFICADO:
 DIMENSÕES EM MILÍMETROS
 ACABAM. SUPERFÍCIE: USINADO
 TOLERÂNCIAS:
 LINEAR: 0,05
 ANGULAR:

RESPONSÁVEIS:
 WANG CHONG
 KAWÉ LIMA

REBARBAR E
 QUEBRAR
 ARESTAS
 AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.			3.4
VERIF.			
APROV.			
MANUF.			
QUALID.			

TÍTULO: **FLANGE DOS SENSORES**

DES. Nº: **3.4**

MATERIAL: 7076-T6

PESO:

ESCALA: 1:2

FOLHA 1 DE 1

4 3 2 1

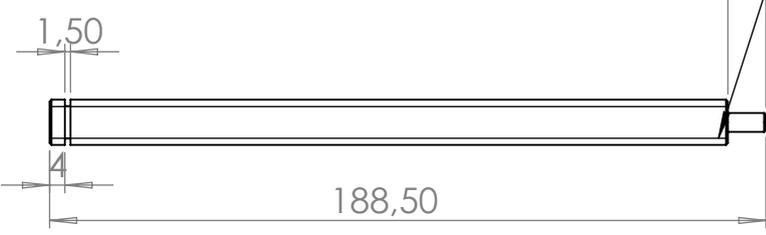
F

F

ROSCA QUADRADA 12x1,75

E

E

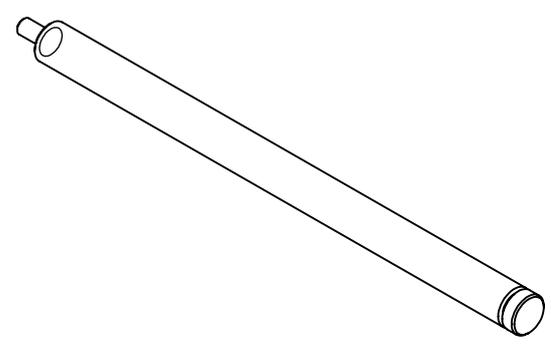


D

D

C

C



B

B

SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE: USINADO
TOLERÂNCIAS:
LINEAR: 0,1
ANGULAR:

RESPONSÁVEIS:
WANG CHONG
KAWE LIMA

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

A

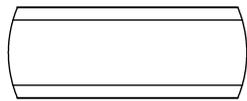
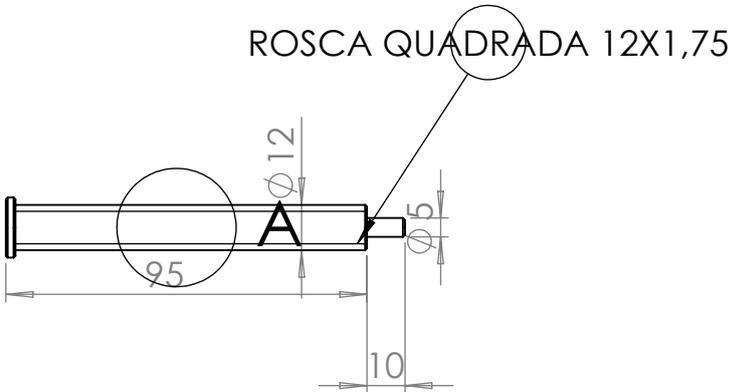
A

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.			02/2018
VERIF.			
APROV.			
MANUF.			
QUALID.			

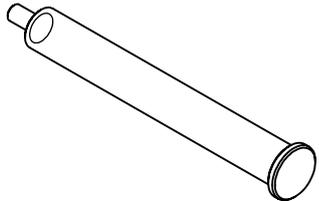
TÍTULO:	
FUSO	
MATERIAL: AISI 1045	DES. Nº
	4.18
PESO:	ESCALA: 1:2
	FOLHA 1 DE 1

A4

4 3 2 1



DETALHE A
ESCALA 1 : 1



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE: USINADO
TOLERÂNCIAS:
LINEAR: 0,1
ANGULAR:

RESPONSÁVEIS:
WANG CHONG
KAWE LIMA

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.			02/2018
VERIF.			
APROV.			
MANUF.			
QUALID.			

<p>REVISÃO</p>	<p>TÍTULO:</p> <h1>FUSO</h1>
<p>DES. Nº</p> <h2>4.19</h2>	<p>A4</p>
<p>PESO:</p>	<p>ESCALA: 1:2</p>
<p>FOLHA 1 DE 1</p>	

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

C

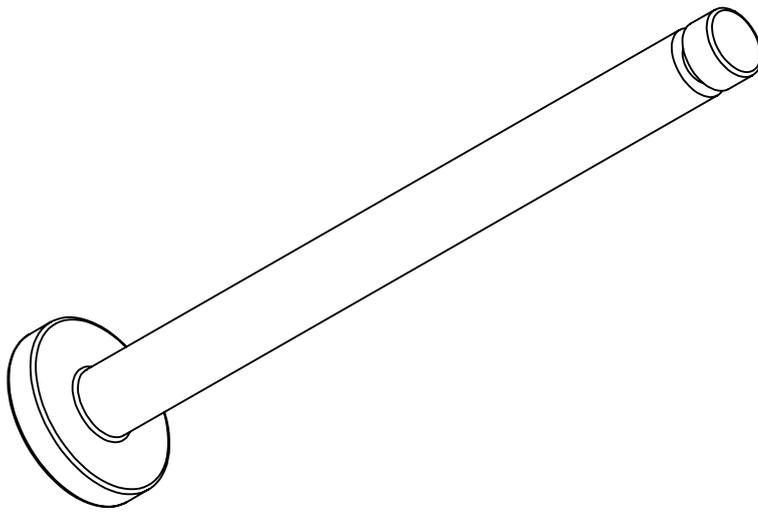
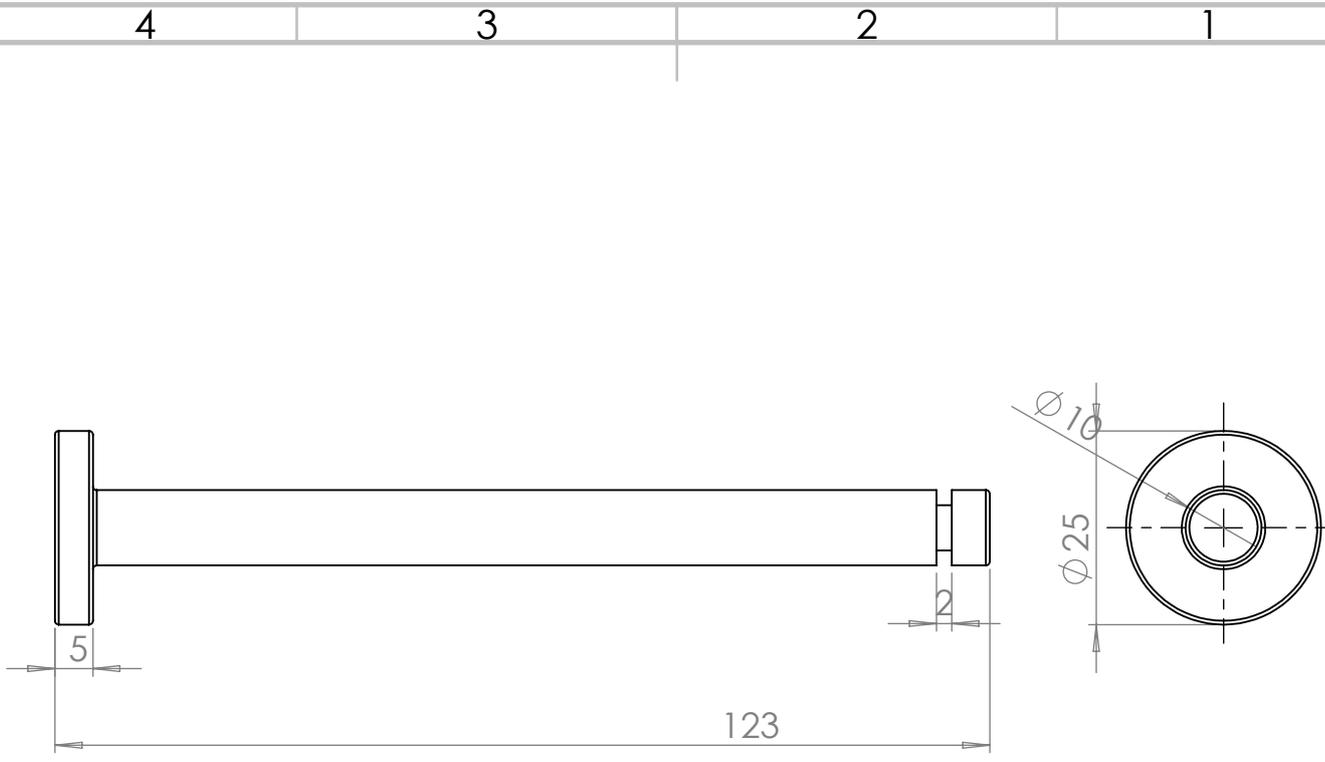
B

B

A

A

4 3 2 1



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE: USINADO
TOLERÂNCIAS:
LINEAR: 0,05
ANGULAR:

RESPONSÁVEIS:
WANG CHONG
KAWA LIMA

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA	02/2018
DESEN.				
VERIF.				
APROV.				
MANUF.				
QUALID.				

TÍTULO:		PINO GUIA	
DES. Nº			
PESO:		ESCALA: 1:1	
		FOLHA 1 DE 1	

A4

4 3 2 1

F

E

D

C

B

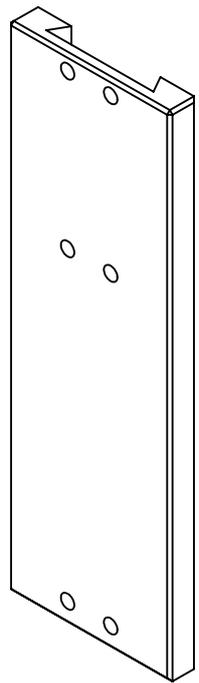
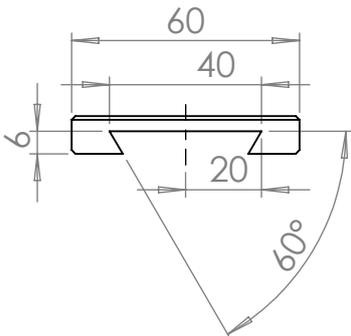
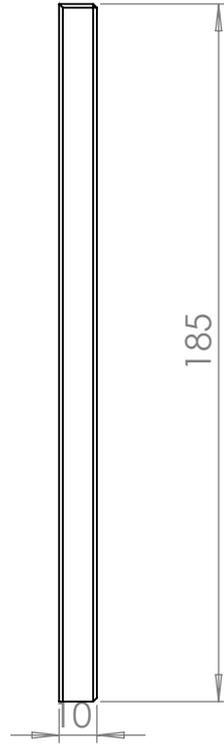
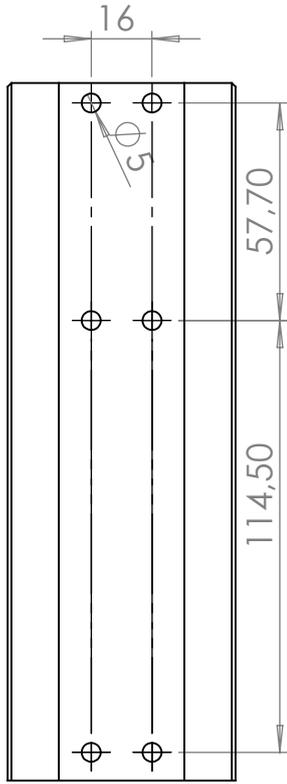
F

E

D

C

B



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE: USINADO
TOLERÂNCIAS:
LINEAR: 0.05
ANGULAR:

ACABAMENTO:

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

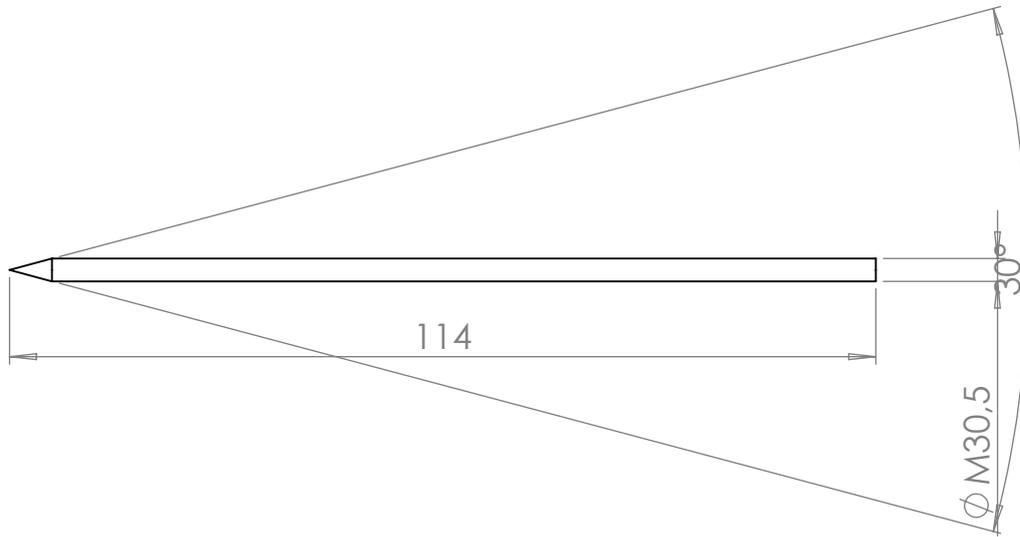
	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.			
VERIF.			
APROV.			
MANUF.			
QUALID.			

TÍTULO:	
HASTE GUIA	
MATERIAL: 7050-T7651	DES. Nº
	4.6
PESO:	ESCALA: 1:2
	FOLHA 1 DE 1

A

A

4 3 2 1



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE: BRUTO
TOLERÂNCIAS:
LINEAR: 0,1
ANGULAR:

RESPONSÁVEIS:
WANG CHONG
KAWÉ LIMA

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA		
DESEN.			02/2018		
VERIF.					
APROV.					
MANUF.					
QUALID.				MATERIAL: INOX 347	
				PESO:	

TÍTULO:

limpador 4.21

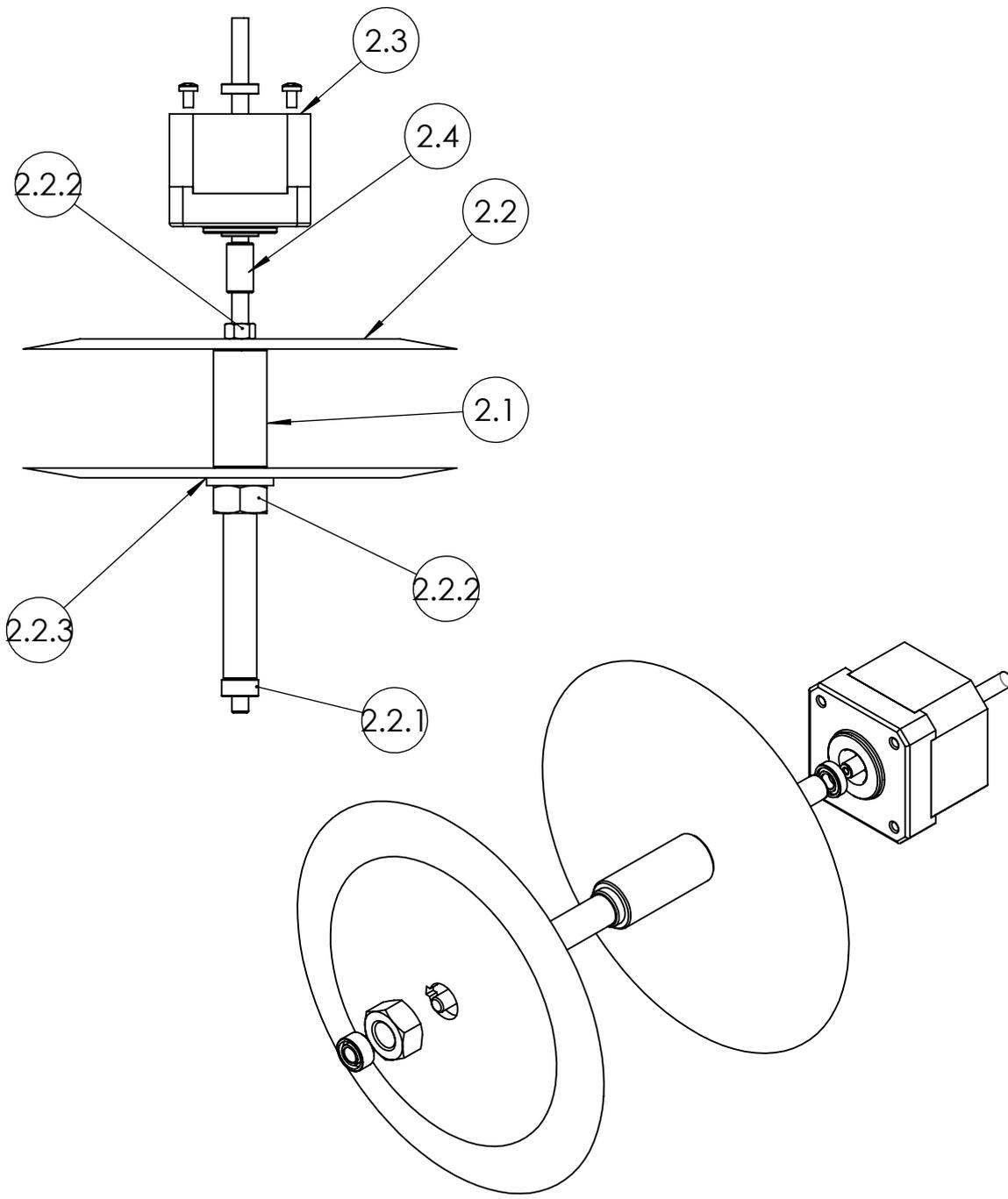
DES. Nº

4.21

A4

ESCALA:1:1

FOLHA 1 DE 1



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

RESPONSÁVEIS:
 KAWE LIMA
 WANG CHONG

REBARBAR E
 QUEBRAR
 ARESTAS
 AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA	02/2018
DESEN.				
VERIF.				
APROV.				
MANUF.				
QUALID.				
			MATERIAL:	
			PESO:	

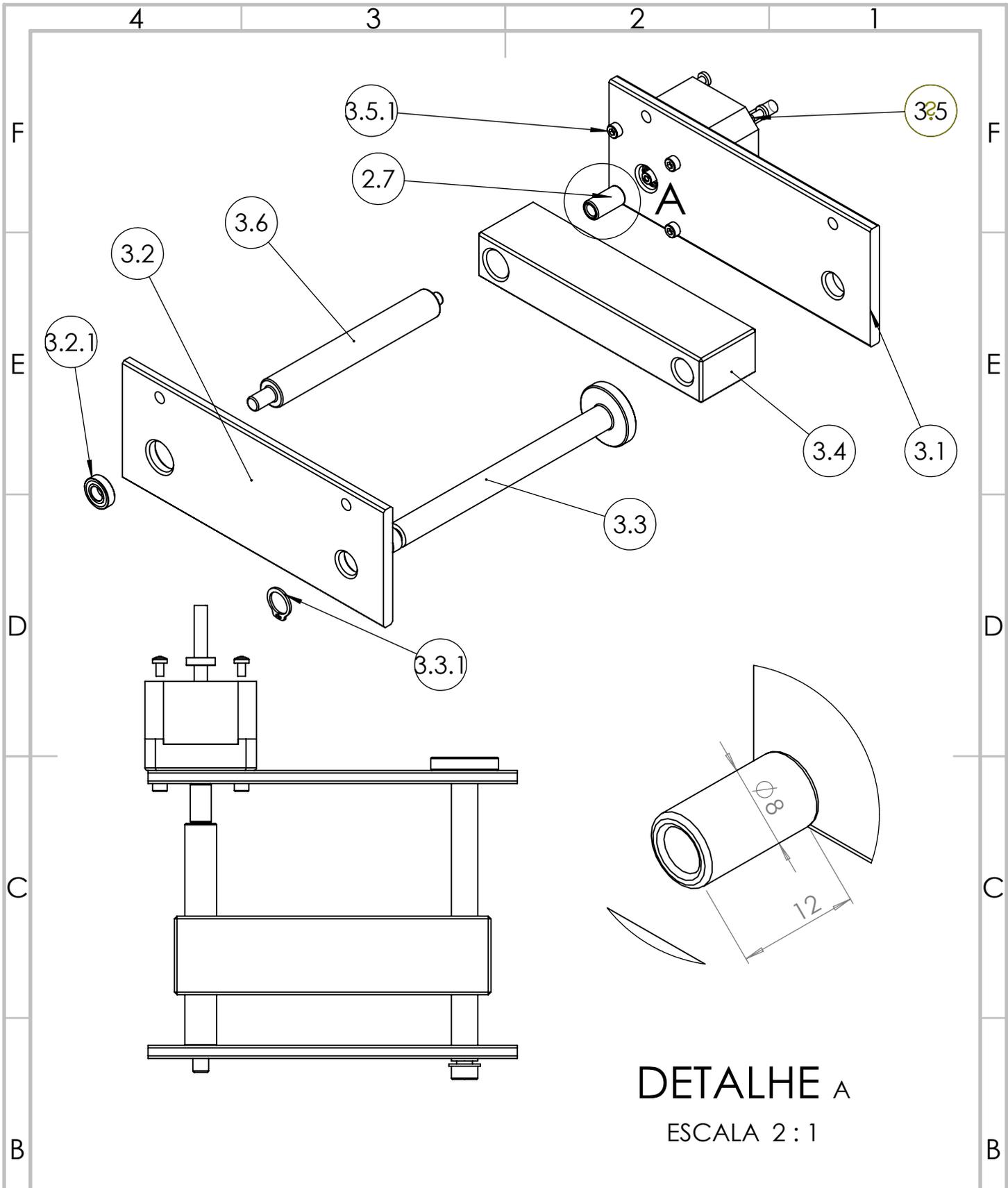
TÍTULO:
MÓDULO DE CORTE

DES. Nº

ESCALA:1:2

FOLHA 1 DE 1

A4



DETALHE A
ESCALA 2 : 1

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

RESPONSÁVEIS:
WANG CHONG
KAWE LIMA

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.		02/2018
VERIF.		
APROV.		
MANUF		
QUALID		
MATERIAL:		
PESO:		

TÍTULO:

MÓDULO 3

DES. Nº

3

A4

ESCALA:1:2

FOLHA 1 DE 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

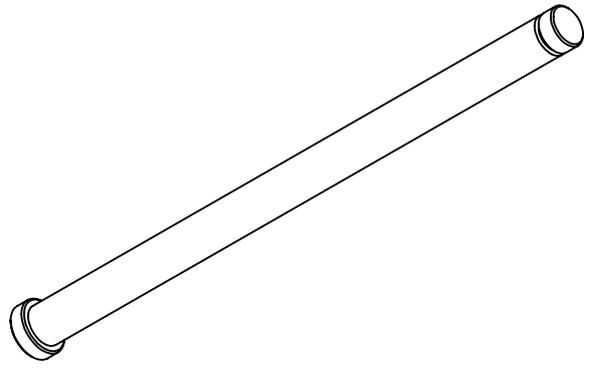
C

B

B

A

A



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE:
TOLERÂNCIAS: USINADO
LINEAR:0,1
ANGULAR:

RESPONSÁVEIS:
WANG CHONG
KAWÉ LIMA

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

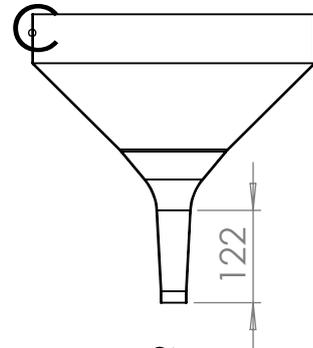
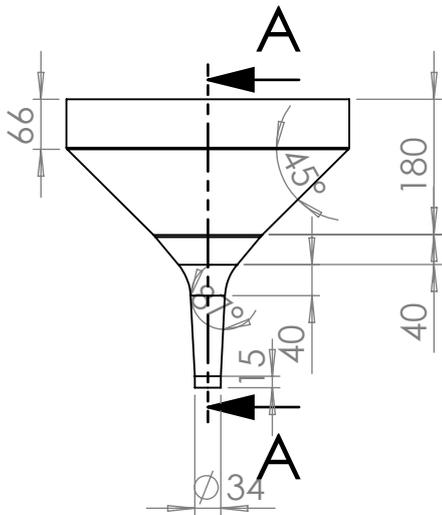
NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

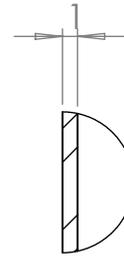
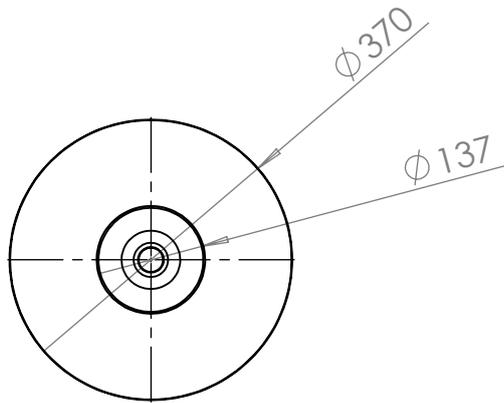
	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.			02/2018
VERIF.			
APROV.			
MANUF.			
QUALID.			

TÍTULO:	PINO GUIA	
DES. Nº	4.20	A4
PESO:		
ESCALA:1:2		FOLHA 1 DE 1

4 3 2 1



SEÇÃO A-A



DETALHE C

ESCALA 2 : 1

DIMENSÕES EM MILÍMETROS
 ACABAM. SUPERFÍCIE: POLIDO
 TOLERÂNCIAS:
 LINEAR: 0,5 mm
 ANGULAR: 1°
 MATERIAL: INOX

REVISÃO

RESPONSÁVEL: KAWE LIMA
 EMPRESA: CNPq/UNIPAMPA

TÍTULO:

reservatório nozes

DES. Nº

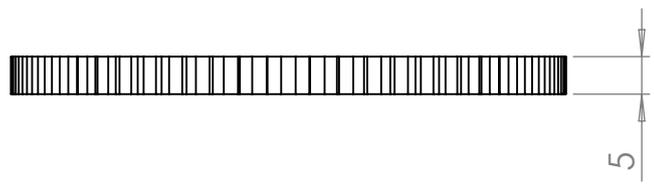
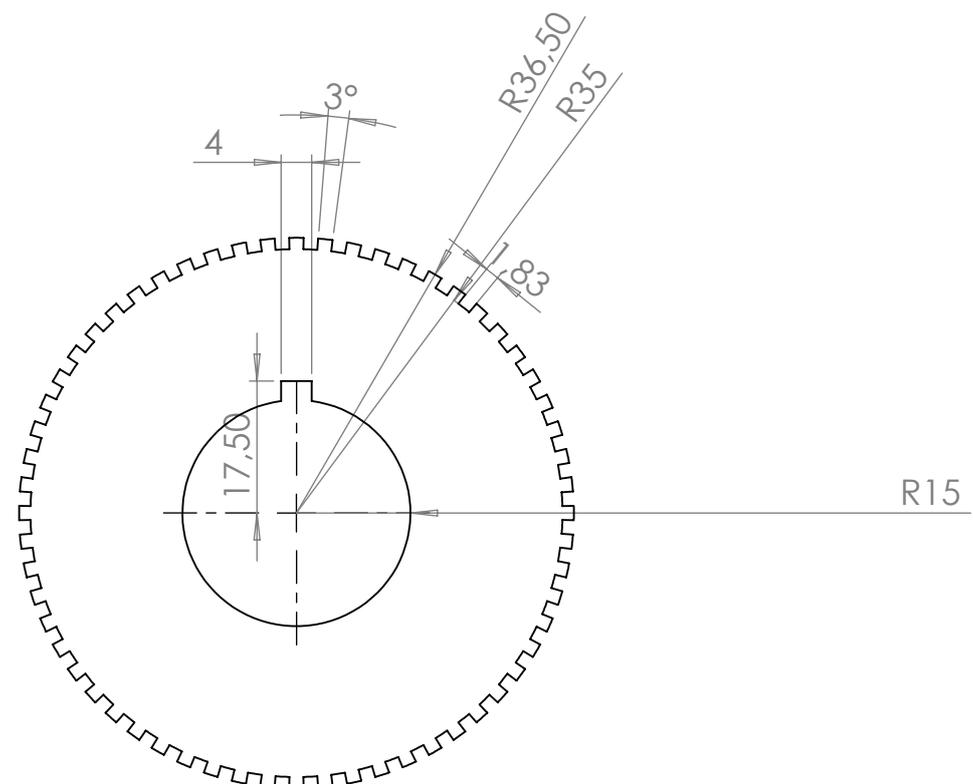
1.1

A4

ESCALA: 1:10

FOLHA 1 DE 1

PESO:



SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: USINADA TOLERÂNCIAS: LINEAR: 0,1 ANGULAR:			RESPONSÁVEIS: WANG CHONG KAWÉ LIMA		REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS	NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO	REVISÃO
					TÍTULO: <h1>Roda fônica</h1>		
					DES. Nº		A4
					PESO:		ESCALA: 1:1
					MATERIAL: AISI 1020		FOLHA 1 DE 1

A

A

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

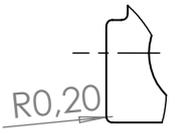
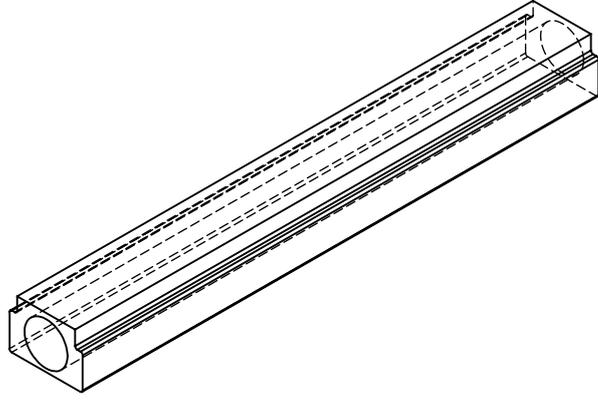
C

B

B

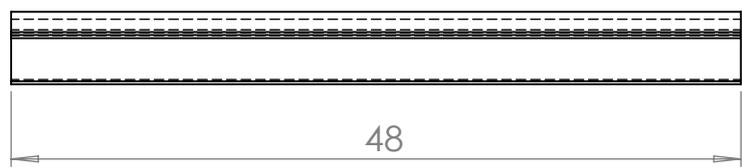
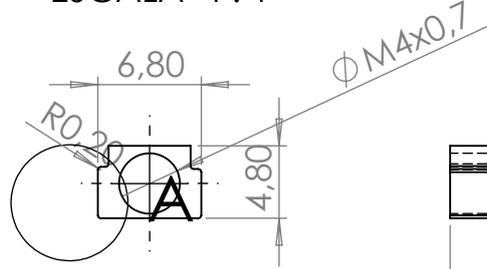
A

A



DETALHE A

ESCALA 4:1



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE: Usinado
TOLERÂNCIAS:
LINEAR:0,05mm
ANGULAR:

RESPONSÁVEIS:
kawe ALLAN DA CONCEIÇÃO DE LIMA
WANG CHONG

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.			
VERIF.			
APROV.			
MANUF			
QUALID			

TÍTULO:
suporte de sustentação guilhotinha

DES. Nº
1.3

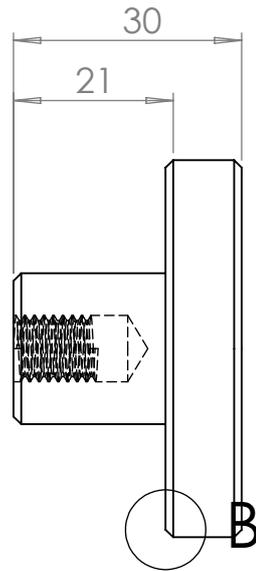
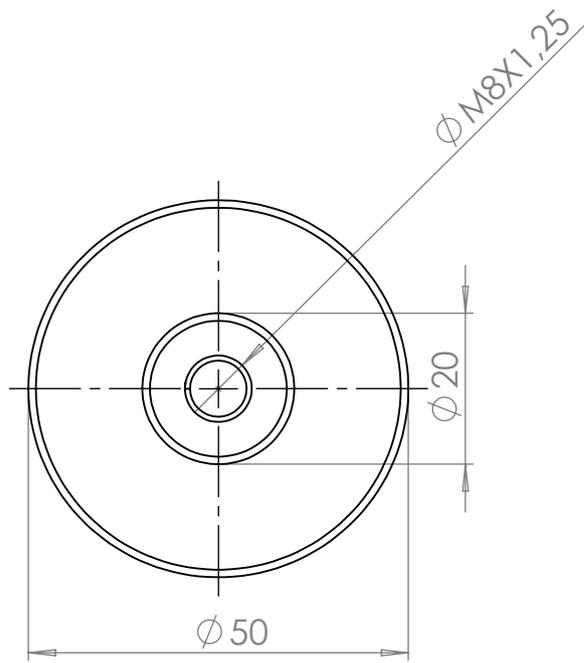
A4

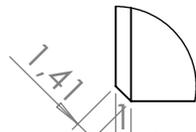
PESO:

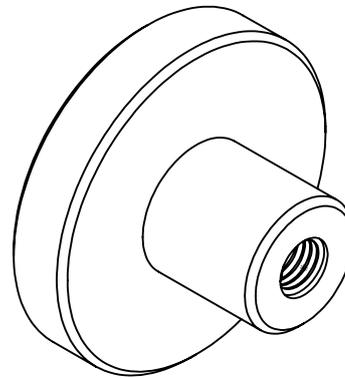
ESCALA:2:1

FOLHA 2 DE 2

4 3 2 1




DETALHE B
 ESCALA 2 : 1



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

RESPONSÁVEIS:
kawe LIMA
WANG CHONG

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA	02/2018
DESEN.				
VERIF.				
APROV.				
MANUF.				
QUALID.				

TÍTULO:

suporte decida
da nóz

MATERIAL: AÇO INOX 321

DES. Nº

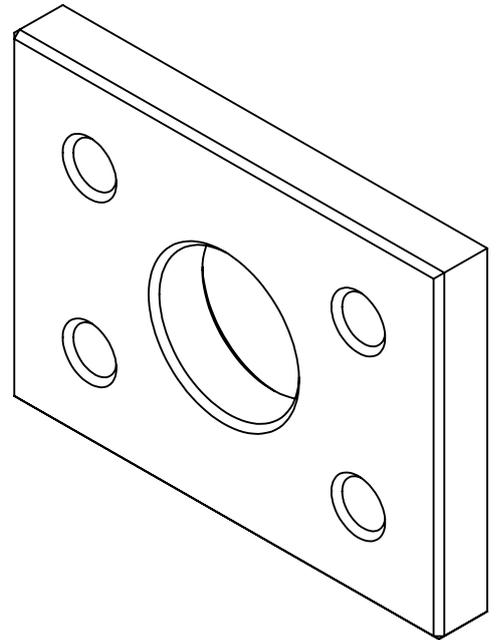
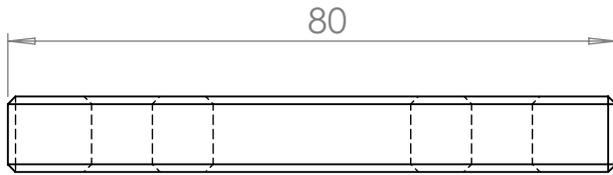
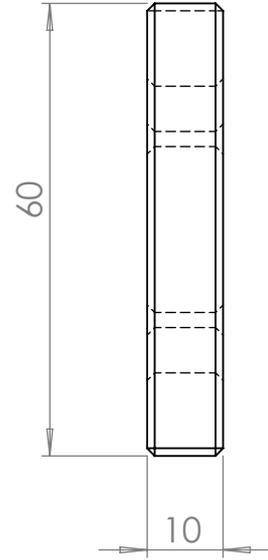
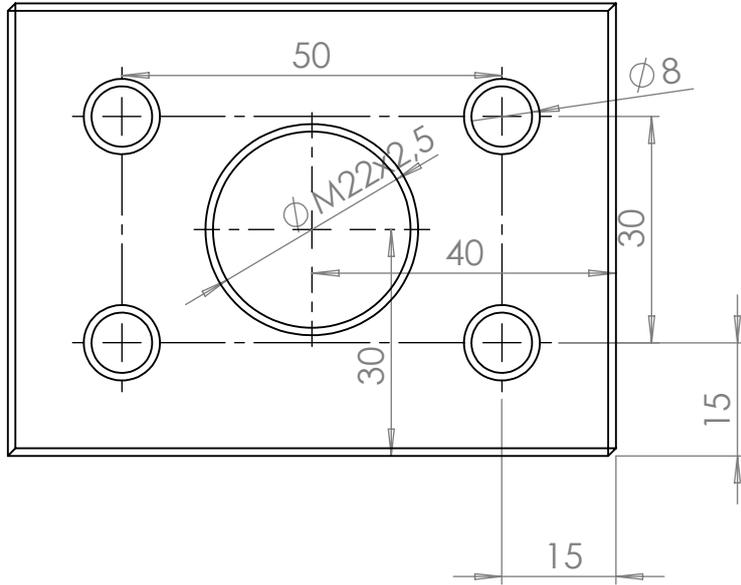
1.2.

A4

PESO:

ESCALA:1:1

FOLHA 1 DE 1



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE: USINADO
TOLERÂNCIAS:
LINEAR: 0,05
ANGULAR:

RESPONSÁVEIS:
WANG CHONG
KAWE LIMA

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.			02/2018
VERIF.			
APROV.			
MANUF.			
QUALID.			

TÍTULO:

suporte do indetador 4.7

MATERIAL: 7050-T7651

DES. Nº

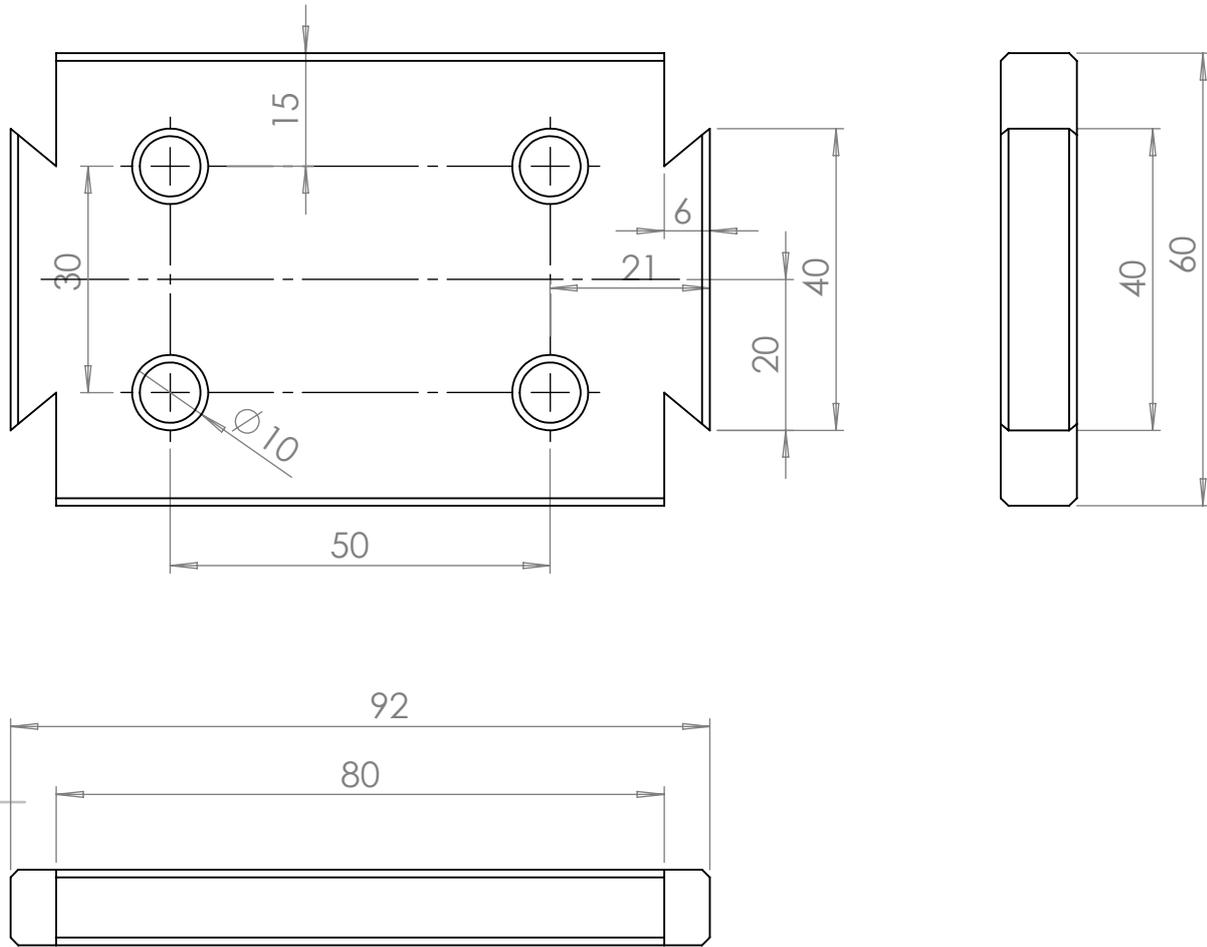
4.7

A4

PESO:

ESCALA:1:1

FOLHA 1 DE 1



SE NÃO ESPECIFICADO:
 DIMENSÕES EM MILÍMETROS
 ACABAM. SUPERFÍCIE: USINADO
 TOLERÂNCIAS:
 LINEAR: 0,05
 ANGULAR: 1°

REVESTIMENTO:
 WANG CHONG
 KAWE LIMA

REBARBAR E
 QUEBRAR
 ARESTAS
 AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

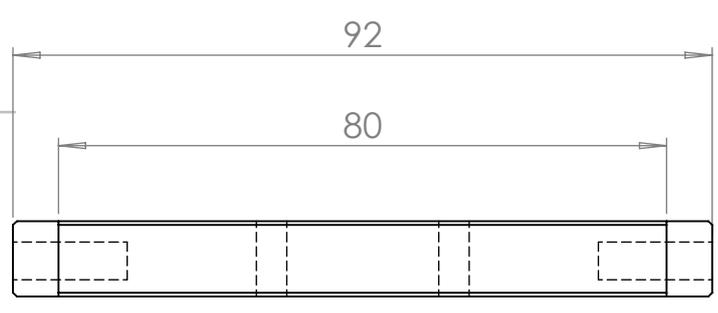
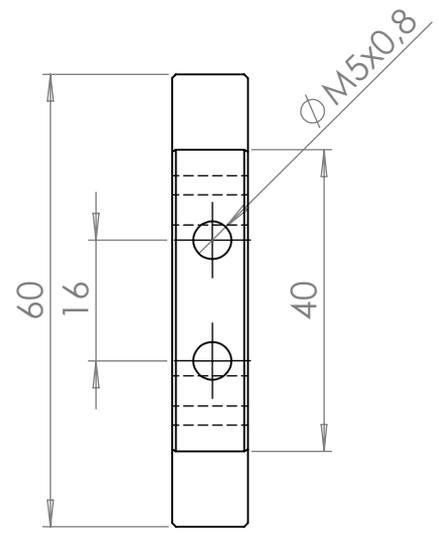
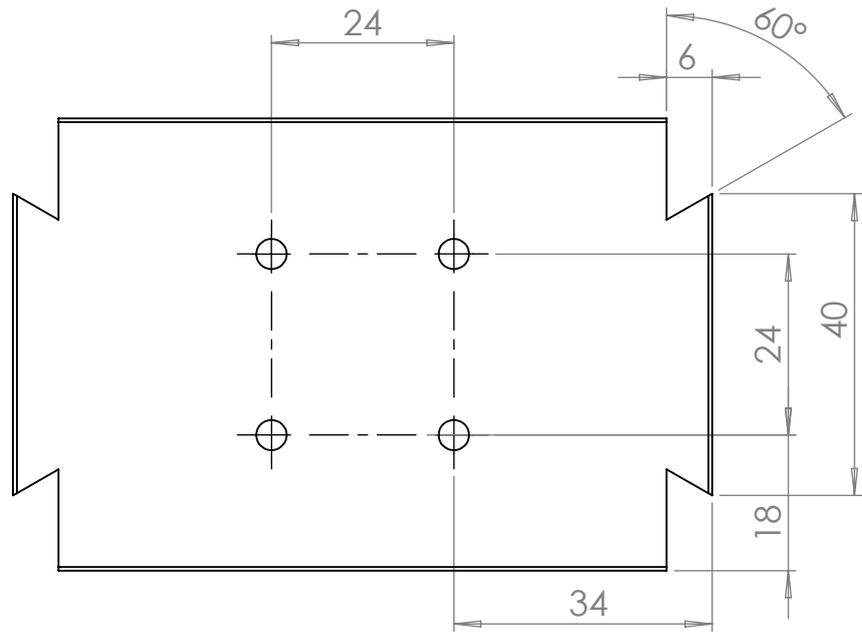
REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.			02/2018
VERIF.			
APROV.			
MANUF.			
QUALID.			

TÍTULO:
SUPORE SUPERIOR DO INDENTADOR

DES. Nº
4.23

FOLHA 1 DE 1



SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAM. SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:			ACABAMENTO:		REBARBAR E QUEBRAR ARESTAS AGUDAS		NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO		REVISÃO		
DESEN.			ASSINATURA		DATA		TÍTULO: suporte do pistão				
VERIF.							DES. Nº				
APROV.							4.10				
MANUF.							A4				
QUALID.					MATERIAL:		ESCALA: 1:1				
					PESO:		FOLHA 1 DE 1				

4 3 2 1

F

E

D

C

B

A

F

E

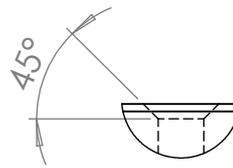
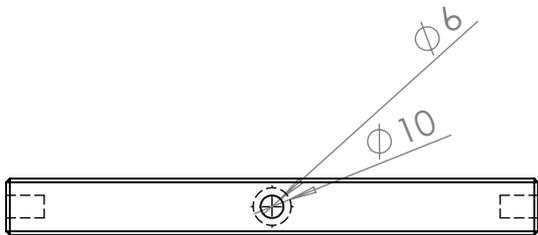
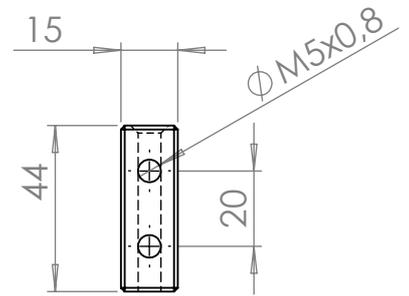
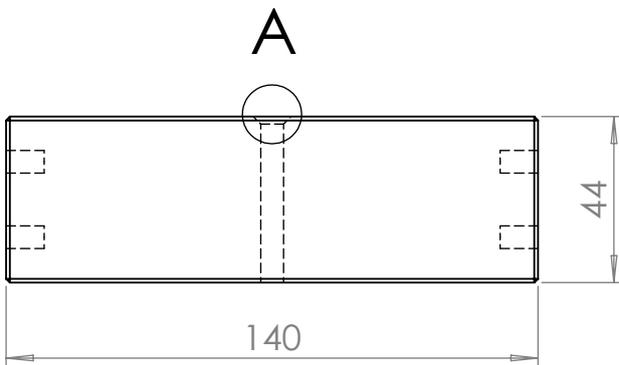
D

C

B

A

4 3 2 1



DETALHE A
ESCALA 1 : 1

SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE: USINADO
TOLERÂNCIAS: 0.05
LINEAR:
ANGULAR:

RESPONSÁVEIS:
WANG CHON
KAWE LIMA

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA	
DESEN.			02/2018	
VERIF.				
APROV.				
MANUF.				
QUALID.				
				MATERIAL: INOX 347
				PESO:

TÍTULO:

SUSTENTADOR DE BASE

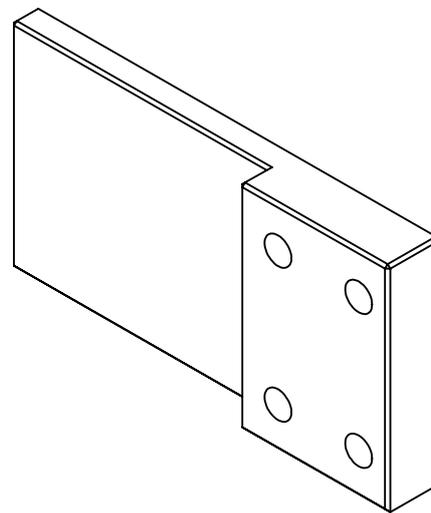
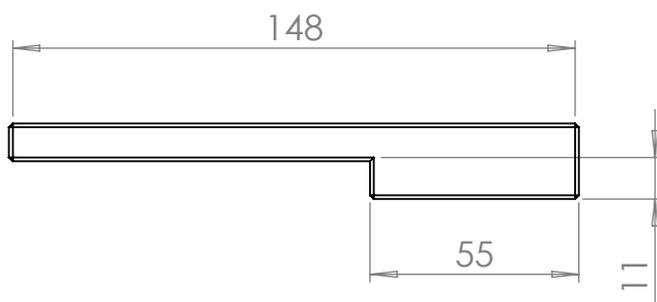
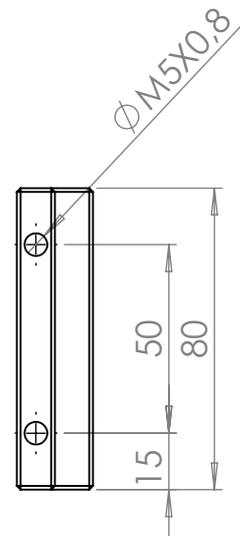
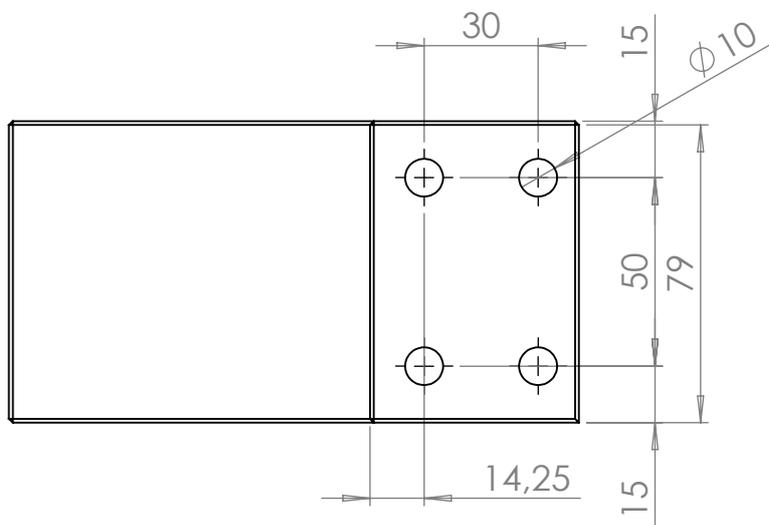
DES. Nº

4.16

A4

ESCALA:1:2

FOLHA 1 DE 1



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE: usinado
TOLERÂNCIAS:
LINEAR: 0,1
ANGULAR:

RESPONSÁVEIS:
WANG CHONG
KAWE LIMA

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.			02/2018
VERIF.			
APROV.			
MANUF.			
QUALID.			

TÍTULO:

**SUSTENTADOR
HORIZONTAL**

MATERIAL: 7050-T7651

DES. Nº

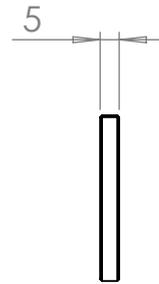
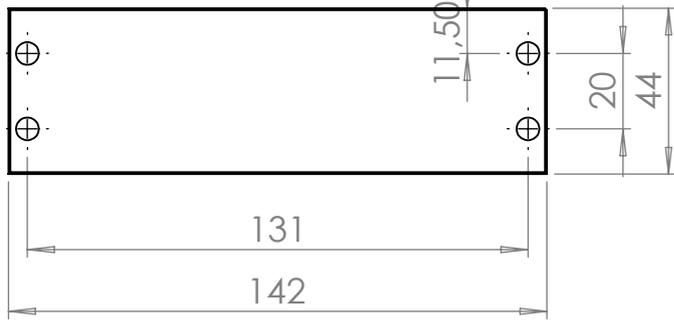
4.14

A4

PESO:

ESCALA:1:2

FOLHA 1 DE 1



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE:
TOLERÂNCIAS: USINADO
LINEAR: 0,1
ANGULAR:

RESPONSÁVEIS:
WANG CHON
KAWÉ LIMA

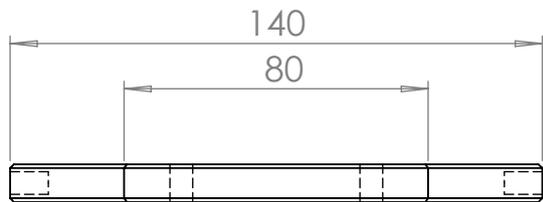
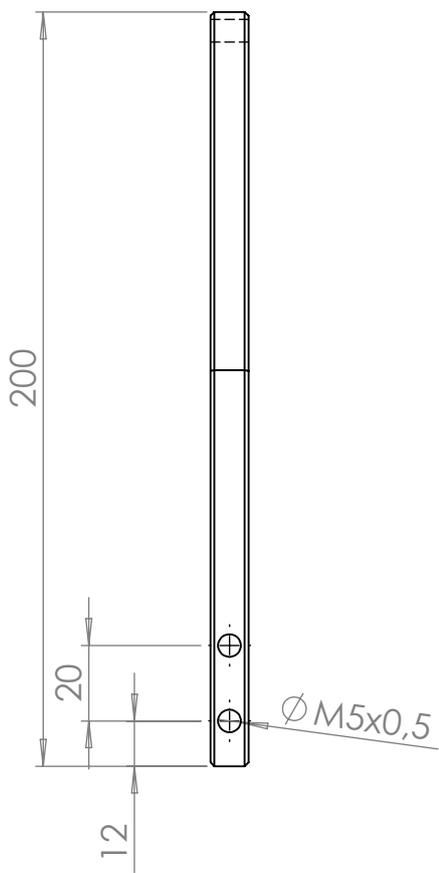
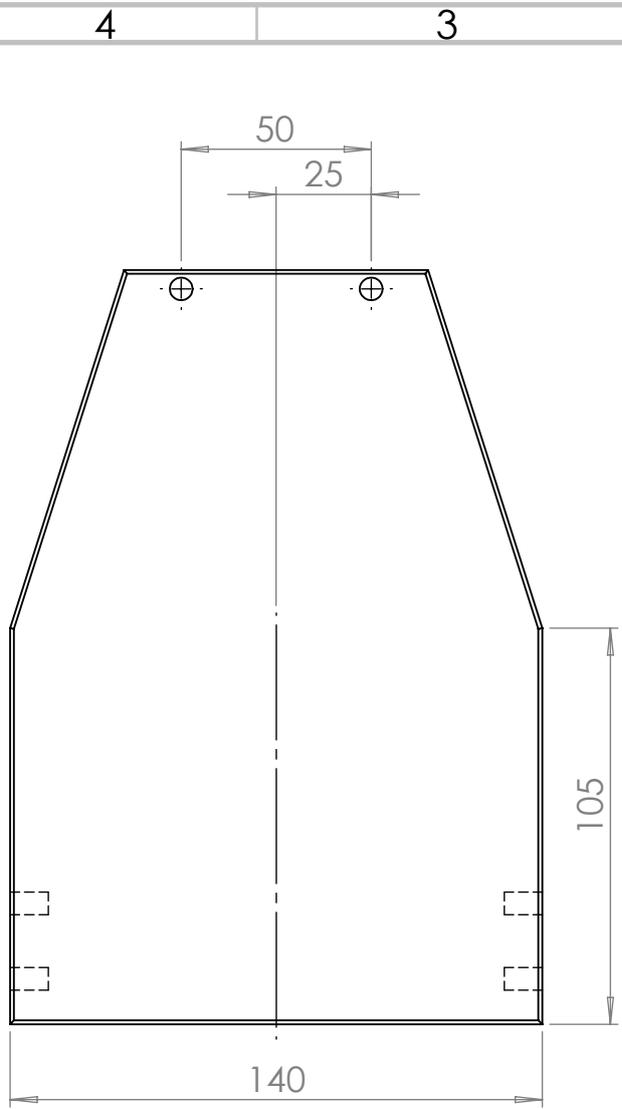
REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA	
DESEN.			02/2018	
VERIF.				
APROV.				
MANUF.				
QUALID.				
				MATERIAL: 7050-T7651
				PESO:

<p>DESENHO</p> <p>DESEN. Nº</p> <p>4.24</p>	<p>TÍTULO:</p> <p>SUSTENTADOR LATERAL</p>	<p>DES. Nº</p> <p>4.24</p>	<p>FOLHA 1 DE 1</p>
---	---	----------------------------	---------------------



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE: USINADO
TOLERÂNCIAS:
LINEAR:0,1
ANGULAR:1°

RESPONSÁVEL:
WANG CHONG
KAWE LIMA

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.			02/2018
VERIF.			
APROV.			
MANUF.			
QUALID.			

TÍTULO:
SUSTENTADOR VERTICAL

DES. Nº
4.15

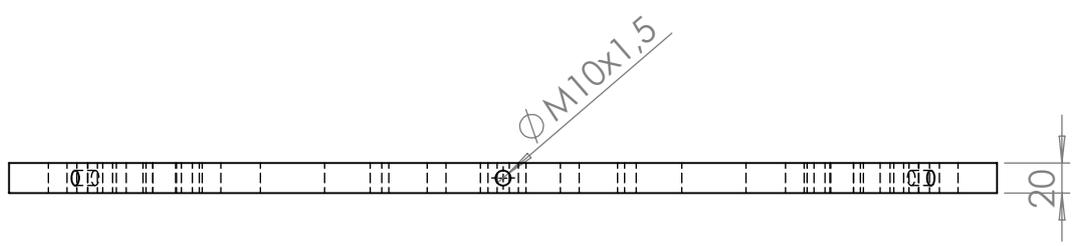
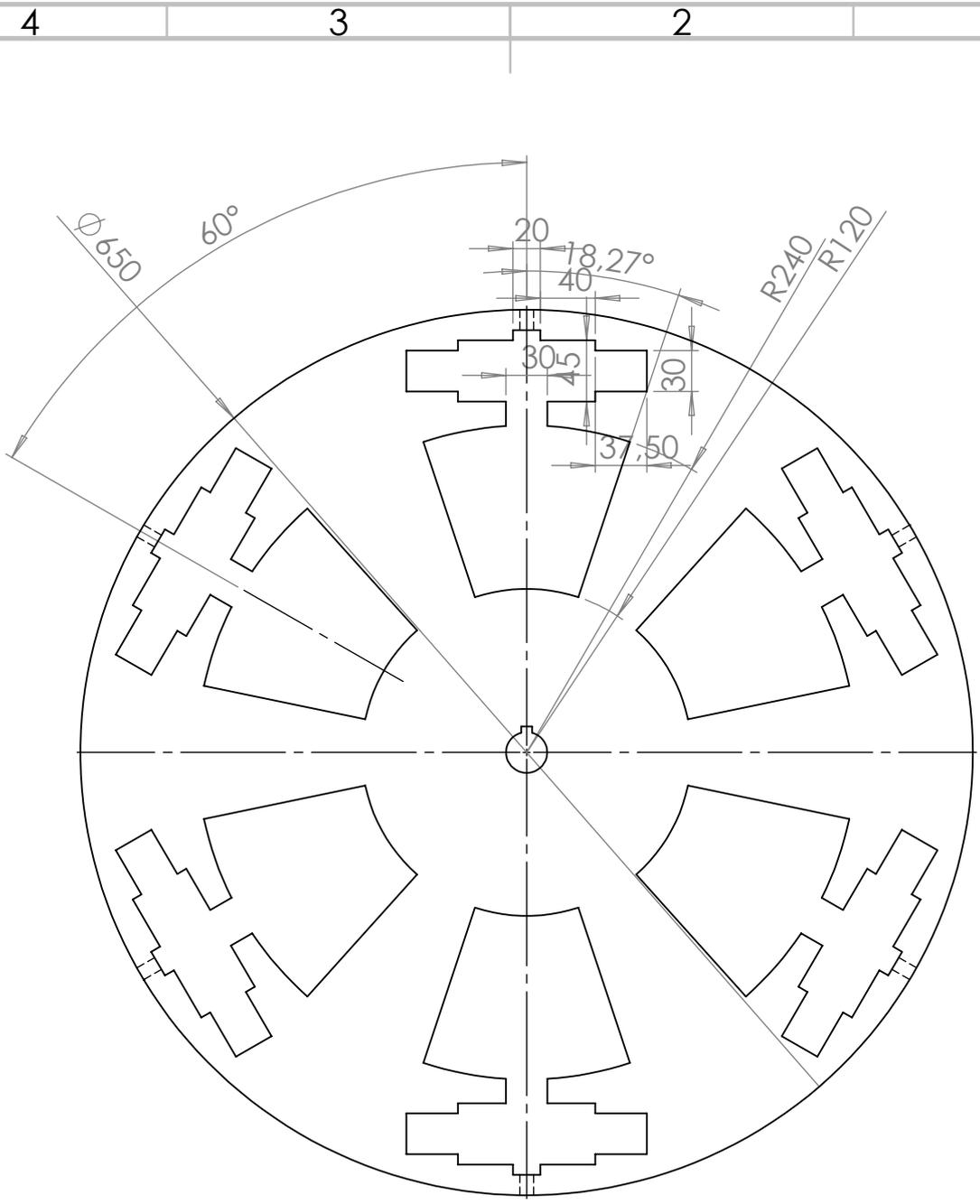
ESCALA:1:2

FOLHA 1 DE 1

MATERIAL: 7050-T7651

PESO:

A4



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE:
USINADA/BRUTO
TOLERÂNCIAS:
LINEAR: 0,05
ANGULAR: 1°

RESPONSÁVEIS:
WANG CHONG
KAWÉ LIMA

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO

REVISÃO

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.			02/2018
VERIF.			
APROV.			
MANUF.			
QUALID.			

título:
tambor revolver 5.4

MATERIAL: 7050-T7651

DES. Nº

5.4

A4

PESO:

ESCALA: 1:5

FOLHA 1 DE 1