

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA
CELSO SUCKOW DA FONSECA - CEFET/RJ**

**Máquina para ensacamento e despacho de
mercadorias**

Brendon Luiz Schiavo de Carvalho
João Paulo Martiniano de Carvalho da Silva

Prof. orientador: Leydervan de Souza Xavier, D.C.

**Rio de Janeiro
Maio de 2016**

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA
CELSO SUCKOW DA FONSECA - CEFET/RJ**

Máquina para ensacamento e despacho de mercadorias

Brendon Luiz Schiavo de Carvalho
João Paulo Martiniano de Carvalho da Silva

Projeto final apresentado em cumprimento às
normas do Departamento de Educação Superior
do CEFET/RJ, como parte dos requisitos para obtenção
do título de Bacharel em Engenharia Mecânica

Prof. orientador: Leydervan de Souza Xavier, D.C.

**Rio de Janeiro
Maio de 2016**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

C331 Carvalho, Brendon Luiz Schiavo de
Máquina para ensacamento e despacho de mercadorias /
Brendon Luiz Schiavo de Carvalho, João Paulo Martiniano de
Carvalho da Silva.—2016.
xvi, 70f. + anexos : il. (algumas color.) , grafs. , tabs. ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca , 2016.

Bibliografia : f. 67-69

Orientador : Leydervan de Souza Xavier

1. Engenharia mecânica. 2. Supermercados - Automação. 3.
Supermercados – Operações de caixa. 4. Serviços ao cliente. I.
Silva, João Paulo Martiniano de Carvalho da. II. Xavier, Leydervan
de Souza (Orient.). III. Título.

CDD 621

DEDICATÓRIA

Dedico esse trabalho a toda minha família e à minha namorada, que sempre estiveram presentes, independente dos momentos serem bons ou ruins.

Também dedico a meu orientador Leydervan, que me ajudou e guiou no decorrer desse trabalho.

Brendon Luiz Schiavo de Carvalho.

Dedico este trabalho à memória de meu avô, Délio Gomes de Carvalho, por ter sido pra mim figura de integridade e honestidade, por ter despertado em mim paixão pelo conhecimento técnico, e acima de tudo, por todo carinho dado a mim quando em vida.

João Paulo Martiniano de Carvalho da Silva

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todas as pessoas que de certa forma passaram pela minha vida e fizeram de mim a pessoa que sou hoje.

Em especial à minha namorada e companheira, Marcelle Leone, que esteve ao meu lado nos momentos mais difíceis me incentivando e acreditando em mim até quando eu mesmo não acreditava, me dando forças para chegar até onde cheguei.

Ao meu amigo e parceiro de projeto, João Paulo Martiniano, pela amizade que espero levar para a vida e pelo apoio e determinação durante a elaboração do projeto, pois sem ele este não teria acontecido.

E finalmente a minha família, pela educação e valores transmitidos no decorrer da minha vida, que me ensinaram a ser um homem bondoso e honesto que nunca desiste de seus sonhos.

Brendon Luiz Schiavo de Carvalho

Agradeço primeiramente a Deus por confortar minha alma nos momentos mais difíceis e por servir de base para todas as minhas conquistas.

Em segundo lugar agradeço a toda minha família, com destaques para: minha mãe, Andrea Passos Martiniano de Carvalho, meu padrasto, Claudio Barbosa Silva, e Minha vó Vera Passos Martiniano de Carvalho, por toda a dedicação a mim, além de suporte e apoio incondicionais. Sem eles nada disso seria possível.

Agradeço a minha namorada Letícia Vaz Correia por ter me incentivado e dado forças nos momentos em que eu mais precisava, por ter me feito companhia durante muitas das etapas desse trabalho e ter acreditado no meu potencial durante todo esse tempo.

Agradeço aos meus amigos e companheiros de estudo por toda parceria não só no curso de graduação como na minha vida pessoal, em especial a Brendon Schiavo de Carvalho, meu amigo e parceiro de projeto, agradeço-o pela forte amizade, por ter confiado em mim, e por além de ter tornado possível a execução deste trabalho, ter usado de muita paciência, responsabilidade e comprometimento com o mesmo.

Agradeço ao meu professor e orientador, Leydervan de Souza Xavier, por ter feito parte desse projeto, que com suas recomendações e soluções assertivas contribuiu muito para o enriquecimento deste.

Agradeço também aos meus amigos e profissionais, Afonso de Oliveira e Silva, Raphael da Silva Gram e Otávio Augusto de Sousa por serem responsáveis pelo meu atual desenvolvimento profissional, por facilitarem e tornarem agradável a não tão fácil missão de conciliar o trabalho com os estudos e por todo conhecimento técnico que passaram a mim durante esses anos de convivência.

João Paulo Martiniano de Carvalho da Silva

RESUMO

A fila sempre foi vista como um empecilho para uma melhor otimização no fluxo de recursos. Especialmente em supermercados, tornou-se usual a perda de horas para o atendimento ao público. Quando se tem um número reduzido de operadores de caixa este problema se intensifica, gerando insatisfação e desconforto para o cliente. Visando à melhoria desse tipo de serviço, no que diz respeito à velocidade do atendimento, este projeto realizou um estudo de campo em busca do desenvolvimento de um sistema que realize o empacotamento dos produtos a serem comprados pelo consumidor de forma rápida e eficiente. Pretende-se que esse tipo de equipamento possa ser inserido nos segmentos de supermercados, sendo alocado, a priori, como uma fila diferencial, semelhante ao que é praticado em filas preferenciais de idosos e poucos volumes. O projeto trata de um conjunto mecânico formado por diversas estruturas, estas sendo projetadas após uma coleta de dados e um estudo de casos críticos para a máquina, com o auxílio de software de modelagem 3D.

Palavras-chave: Ensacamento de mercadorias, Supermercado, Papa-Fila, Máquina de ensacar, automatização de processo.

ABSTRACT

The queue was always seen as a hindrance to better optimization in the resource flow. Especially in supermarkets, it has become usual the loss of hours for the service to the public. When you have a reduced number of cashiers this problem intensifies, causing dissatisfaction and discomfort to the client. Aiming to improve this type of task, regarding the speed of service, this project conducted a field study in pursuit of the development of a system to carry out the packaging of products to be purchased by the consumer quickly and efficiently. It is intended that this equipment can be inserted in the segments of supermarkets, which meet the high and middle classes, being allocated a priori as a differential line, similar to what is practiced in preferred rows of elderly and few volumes. The project is a mechanical assembly formed by various structures, these being designed after a data collection and study of critical cases to the machine with the help of 3D modeling software.

Keywords: Packing, Supermarket, Queue, Packing machine

SUMÁRIO

1. Introdução.....	1
1.1 Motivação.....	1
1.2 Justificativa.....	2
1.3 Objetivos.....	4
1.3.1 Objetivo geral.....	4
1.3.2 Objetivos específicos.....	4
1.4 Metodologia e trabalho realizado.....	5
1.5 Organização do trabalho.....	5
2. Fundamentação Teórica.....	6
2.1 Tipos de produtos.....	6
2.2 Sacolas.....	8
2.3 Esteiras.....	10
2.3.1 Dados técnicos da esteira.....	10
3. Problema proposto.....	12
3.1 O local de trabalho.....	12
3.2 Ensacamento manual de compras.....	13
3.3 Soluções propostas.....	13
3.3.1 Variáveis operacionais.....	14
3.3.2 Operador	14
3.3.3 Retirada dos produtos de dentro do carrinho.....	15
3.3.4 Separação dos produtos.....	15
3.3.5 Alocação dos produtos dentro da sacola	16
3.3.6 Retirada das compras pelo cliente	16
4. Dimensionamento	17
4.1 Requisitos de projeto	17
4.1.1 Sacolas Plásticas	17
4.1.2 Tipos de fabricação	18
4.1.3 Análise ergonômica	19
4.2 Design do balcão	20

4.3 Carrossel mecânico	21
4.3.1 Especificação de espaços do carrossel	21
4.4 Bandeja	21
4.5 Eixo	23
4.5.1 Cálculo do eixo por fadiga	23
4.5.2 Dimensionamento da chave do eixo	30
4.5.3 Cálculo para flambagem do eixo	32
4.6 Dimensionamento do cordão de solda	34
4.7 Dimensionamento do mancal de rolamento	37
4.8 Suportes de sustentação	41
4.9 Dimensionamento das esteiras	42
4.9.1 Dimensionamento do motor das esteiras	42
4.10 Análise por elementos finitos	44
4.11 Dimensionamento do motor de passo	46
4.12 Transmissão	50
4.12.1 Escolha do tipo de transmissão	50
4.12.2 Dimensionamento das engrenagens	51
4.12.2.1 Valores de entrada	51
4.12.2.2 Critério de falha por flexão da engrenagem	52
4.12.2.3 Critério para resistência à formação de cavidades (tensão de contato)	55
4.12.3 Material de tratamentos térmicos nas engrenagens	56
4.13 Mecanismos de despacho	56
4.13.1 Atuadores	57
4.14 Sistema de alimentação	58
4.14.1 Compartimento de alimentação	58
4.14.2 Sistema de abertura das sacolas	59
4.15 Montagem do conjunto	60
4.16 Componentes eletrônicos	62
4.16.1 Acionamento (Driver)	62
4.16.2 Botão de encerramento	63
4.16.3 Sensores	63
4.16.3.1 Sensor óptico	63
4.16.3.2 Sensor de movimento	63

4.16.4 CLP	64
4.16.5 Compras customizadas	65
5. Conclusão	66
Referências bibliográficas.....	67
ANEXO I – Fluxograma Lógico de operação do Carrossel	70
ANEXO II – Tabela de chavetas	71
ANEXO III – Catálogo do mancal	72
ANEXO IV – Desenho Técnico conjunto mecânico	73
ANEXO V - Desenho Técnico conjunto bandeja eixo	75
ANEXO VI - Desenho Técnico eixo	77
ANEXO VII - Desenho Técnico suporte inferior	78
ANEXO VIII - Desenho Técnico tampa do suporte	79
ANEXO IX - Desenho Técnico suporte do motor	80
ANEXO X - Desenho Técnico pinhão	81
ANEXO XI - Desenho Técnico coroa	82
ANEXO XII - Desenho Técnico suporte superior	83
ANEXO XIII - Desenho Técnico bancada	84
ANEXO XIV - Desenho Técnico esteira	85
ANEXO XV - Desenho Técnico conjunto alimentador	86
ANEXO XVI - Desenho Técnico base	87
ANEXO XVII - Desenho Técnico compartimento	88
ANEXO XVIII - Desenho Técnico abraçadeira	89
ANEXO XIX - Desenho Técnico esteira despacho	90
ANEXO XX - Desenho Técnico bandeja	91
ANEXO XXI - Desenho Técnico componentes da bandeja	92
ANEXO XXII - Desenho Técnico motor de passo	93
ANEXO XXIII - Desenho Técnico atuador LA36	94
ANEXO XXIV – Catálogo micro ventilador	95

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1: Questionário para coletas de dados.....	3
FIGURA 2: Número de respostas da pergunta sobre a opinião das pessoas com relação ao projeto.....	4
FIGURA 3: Grupo 1 de produtos de supermercado.....	7
FIGURA 4: Grupo 2 de produtos de supermercado.....	7
FIGURA 5: Grupo 3 de produtos de supermercado.....	7
FIGURA 6: Grupo 4 de produtos de supermercado.....	8
FIGURA 7: Grupo 5 de produtos de supermercado.....	8
FIGURA 8: Grupo 6 de produtos de supermercado.....	8
FIGURA 9: Grupo 7 de produtos de supermercado	8
FIGURA 10: Grupo 8 de produtos de supermercado.....	8
FIGURA 11: Exemplo de esteira comercial utilizada atualmente [8].....	11
FIGURA 12: Modelos de esteiras utilizada em operações de check-out atuais [8].....	11
FIGURA 13: Local de trabalho dos supermercados atuais.....	12
FIGURA 14: Fluxograma esquematizando o ciclo operacional atual	13
FIGURA 15: Dimensões da sacola a ser utilizada	19
FIGURA 16 Dimensões da área de operação de um operador de check-out [12].....	19
FIGURA 17: Bancada do protótipo.....	20
FIGURA 18: Bandeja do carrossel	22
FIGURA 19: Forças atuantes na engrenagem	24
FIGURA 20: Diagrama de corpo livre do eixo	25
FIGURA 21: Diagrama do esforço cortante no plano horizontal	26
FIGURA 22: Diagrama do momento fletor no plano horizontal	26
FIGURA 23: Diagrama do esforço cortante no plano vertical	27
FIGURA 24: Diagrama do momento fletor no plano vertical	27
FIGURA 25: Chaveta plana enxaicando eixo e cubo	31
FIGURA 26: Força tangencial atuando na chaveta	31
FIGURA 27: Tipos de apoios para eixos e seus respectivos k	33
FIGURA 28: Representação da garganta do cordão em juntas T [22]	34
FIGURA 29: Diagrama de corpo livre do cordão de solda	35
FIGURA 30: Viga engastada e livre sob efeito de uma força F	36

FIGURA 31: Diagrama do momento fletor da viga	37
FIGURA 32: Suporte inferior	41
FIGURA 33: Suporte superior	41
FIGURA 34: Motor WEG 22 [25]	43
FIGURA 35: Malha criada para análise de elementos finitos	
FIGURA 36: Vista superior do conjunto em simulação de tensão equivalente	44
FIGURA 37: Vista da região inferior da bandeja	45
FIGURA 38: Propriedades de massa do conjunto mecânico retirado do software Solidworks	47
FIGURA 39: Gráfico de torque do motor Nema 34 [26]	49
FIGURA 40: Gráfico de potência x RPM do motor Nema 34	50
FIGURA 41: Relação de transmissão idealizada entre coroa e pinhão	50
FIGURA 42: Atuador LA36	57
FIGURA 43: Atuador de alimentação fixado em mesa	58
FIGURA 44: Compartimento vazio	59
FIGURA 45: Configuração do sistema de alimentação	59
FIGURA 46: Micro ventilador	60
FIGURA 47: Novo posto de Check-out proposto	61
FIGURA 48: Vista superior do novo posto de Check-out proposto	61
FIGURA 49: Driver AKDMPD8 [27]	62
FIGURA 50: Posicionamento do sensor de movimento	64
FIGURA 51: Configuração do controle do motor de passo [28]	65

LISTA DE TABELAS

TABELA 1: Comparativo entre os tipos de Sacola. [6].....	9
TABELA 2: Medidas de altura de balcão de caixas de check-out	20
TABELA 3: Composição química da liga de Alumínio 2014 T6 [16]	23
TABELA 4: Propriedades do Alumínio 2014 T6 [17].....	23
TABELA 5: Relação de fatores para cálculo do Ka [18]	28
TABELA 6: Valores de Kd para temperatura [18]	29
TABELA 7: Valores de Ke para a confiabilidade [18]	29
TABELA 8: Valores para o coeficiente de eficiência da junta [22]	36
TABELA 9: Guia para valores de vida nominal requerida [23]	38
TABELA 10: Fatores de carga radial equivalente para mancais de esferas [23]	39
TABELA 11: Variáveis de entrada para cálculo de rolamento	40
TABELA 12: Tabela de especificações técnicas do motor Nema 34 [26]	48
TABELA 13: Valores de entrada para cálculo das engrenagens	51
TABELA 14: Constantes empíricas A,B e C	54

Lista de Símbolos

3D -Três dimensões

Cm - Centímetros

CV - Cavalo

d_{min} – diâmetro mínimo

E - Módulo de elasticidade

Fe – Força radial equivalente

Fr – Força radial

Ft – Força tangencial

FS – Fator de segurança

hs – Altura da solda

I – Momento de inércia para área de seção

J – Momento de inércia de massa

l – comprimento

L_{10} – Vida útil do mancal de rolamento

Kg – Quilograma

ka – Fator de modificação de condição de superfície

kb – Fator de modificação de tamanho

kc – Fator de modificação de carga

kd – Fator de modificação de temperatura

ke – Fator de modificação de confiabilidade

kf – Fator de modificação por efeitos variados

Kh – Fator de distribuição de cargas

Ko – Fator de sobrecarga

Ks – Fator de tamanho

Kv -Fator dinâmico

kgf – Quilograma-força

Km -Quilômetro

kPa -Kilo Pascal

m – metros

M – Massa

min – minutos

mm – milímetros

M – Momento fletor
 $M_{máx}$ – Momento fletor máximo
Mpa – Mega Pascal
n – velocidade em rpm
N – Newton
Pcr – Força crítica
Pa – Pascal
Pm – Potência média
Pot – Potência
Ra – Reação no ponto a
Rpm – Rotação por minuto
s -Segundo
Se – Limite de resistência à fadiga
Se' -Limite de resistência à fadiga de corpo de prova de teste
Sy – Limite de escoamento
t -tempo
T – Torque
v - Velocidade
V – Esforço cortante
 Z_E – Coeficiente elástico
 Z_I – Fator geométrico a resistência à formação de cavidades
 Z_R – Fator de condição superficial
 β – Coeficiente de redução
 σ_{adm} -Tensão admissível
 σ_{cr} – Tensão crítica
 τ – Tensão de cisalhamento
 τ_{adm} – Tensão de cisalhamento admissível
 η – Fator de potência do motor
 θ – Distância angular

Capítulo 1

1. Introdução

Os supermercados surgiram no período da crise de 1929 nos Estados Unidos com a idéia de Michael Cullen de superar os antigos armazéns em praticidade e oferecendo aos clientes produtos de menor custo, nesse contexto surgiu o King Kullen Supermarket, a idéia foi copiada no Brasil, entretanto, segundo KNOKE, W. (1963) [1] não funcionou com a mesma eficácia.

Devido à quantidade de impostos, os preços na feira eram muito mais baratos e, assim, atraíam mais clientes. A substituição do antigo Imposto Sobre Vendas e Consignações (IVC) – tributo cumulativo que incidia sobre as vendas de mercadorias, em geral – pelo Imposto sobre Circulação de Mercadorias (ICM), no ano de 1967, passou a ser um estímulo à redução dos preços no Estado de São Paulo, visto que incidia na diferença entre o valor de compra e venda, somado ao aumento de fiscalização na sonegação de impostos da feira fez com que a vantagem das mesmas sobre os supermercados reduzisse bastante. [2]

O setor vem, desde então, crescendo consideravelmente nos últimos anos, tornando-se extremamente importante para a sociedade. Com uma demanda de clientes cada vez maior é possível evidenciar alguns problemas relacionados ao atendimento que causam transtornos aos compradores como, por exemplo, a formação de longas filas nos caixas em diferentes dias e horários.

A fim de reduzir as reclamações, aumentar a competitividade do empreendimento em relação aos concorrentes, e principalmente trazer bem-estar, facilidade e conforto aos clientes, o presente trabalho apresenta como solução o projeto de uma máquina que realiza o ciclo de ensacamento de forma rápida, com redução da necessidade de intervenção do cliente.

1.1 - Motivação

Sendo observado que um dos fatores que mais contribuem para a formação das filas é o tempo que os clientes demoram para ensacar suas compras, viu-se a oportunidade de trazer praticidade e bem-estar através de um projeto que também incentive o maior uso de novas tecnologias nas lojas de varejo. Vale ressaltar a forte tendência de mercado em usar novos instrumentos para um trabalho mais rápido e produtivo. Nos supermercados Winn

Dixie nos Estados Unidos, por exemplo, os caixas são automáticos ficando o cliente responsável por todo o processo de passar os itens selecionados e pelo seu pagamento (GUERRA, 2006) [3]. Ademais, segundo a consultora Nielsen (apud BNDES, 1996) [4], as principais queixas dos consumidores em supermercados referem-se a filas no caixa (56%) e falta de empacotador (35%).

1.2 - Justificativa

Nos dias atuais, o tempo é um recurso fundamental para qualquer atividade humana. O projeto foi idealizado a partir do desenvolvimento de tecnologias que transformem tarefas comuns em processos práticos e que economizem tempo. A máquina em questão também seria um objeto de marketing positivo para que o investidor possa atrair novos clientes e assim aumentar a lucratividade de seu empreendimento. Realizou-se uma visita ao supermercado Carrefour, localizado na Avenida Dom Helder Câmara, 5474, Cachambi, Rio de Janeiro - RJ, onde foi possível conversar com o gerente do estabelecimento e conhecer sua opinião sobre o projeto em questão. Ele mencionou que cerca de 8000 clientes passam diariamente pelo ponto de venda e a maior parte das reclamações está relacionada com a grande demora nas filas. Muitas vezes a demora se dá pela lentidão na prestação de serviço de alguns operadores de caixa ou até mesmo do próprio cliente ao realizar o empacotamento das mercadorias. Buscando estabelecer dados concretos sobre o assunto, foi formulado um questionário, respondido por 123 pessoas via internet, quando constatou-se que a idéia de uma máquina, como a proposta no projeto, é aceita de forma positiva pelas pessoas, que até pagariam pelo uso de tal exclusividade.

O questionário foi formulado pelo aplicativo do Google® e está ilustrado abaixo pela Figura 1. Das respostas coletadas no período de uma semana, 107 pessoas apoiaram a idéia, entre elas 70 achando a idéia “muito boa” e 37 achando a idéia “boa”. Dentre elas, 70 estariam dispostas a pagar um valor entre 5 e 10 reais pelo uso da máquina. O gráfico presente na Figura 2 ilustra a distribuição das respostas da enquete realizada. O número restante dos participantes, que não aparecem no gráfico, são os que responderam não ter uma opinião formada sobre a idéia.

Questionário projeto final

Quantos anos você tem ?

- 15-20
- 21-30
- 31-40
- 41-50
- 51 ou mais

Com que frequência você costuma ir ao supermercado ?

- uma vez por mês
- duas vezes por mês
- três vezes por mês
- quatro vezes por mês ou mais

O que você acha da idéia de um projeto de uma máquina que empacotasse suas compras sem você precisar fazer nada ?

- Muito boa
- Boa
- Ruim
- Muito Ruim
- Não tenho opinião

Você estaria disposto a pagar pelo uso dessa máquina ?

A máquina seria um tipo de caixa "especial" com uma fila exclusiva aonde para seu uso seria necessário o realizar um pagamento de uma pequena quantia

- Sim
- Não

Se sim, quanto você estaria disposto a pagar ?

- 5 reais
- 10 reais
- 15 reais
- Estaria disposto a pagar mais pelo uso da máquina

Submit

Figura 1: Questionário para coleta de dados sobre o projeto (Fonte própria).

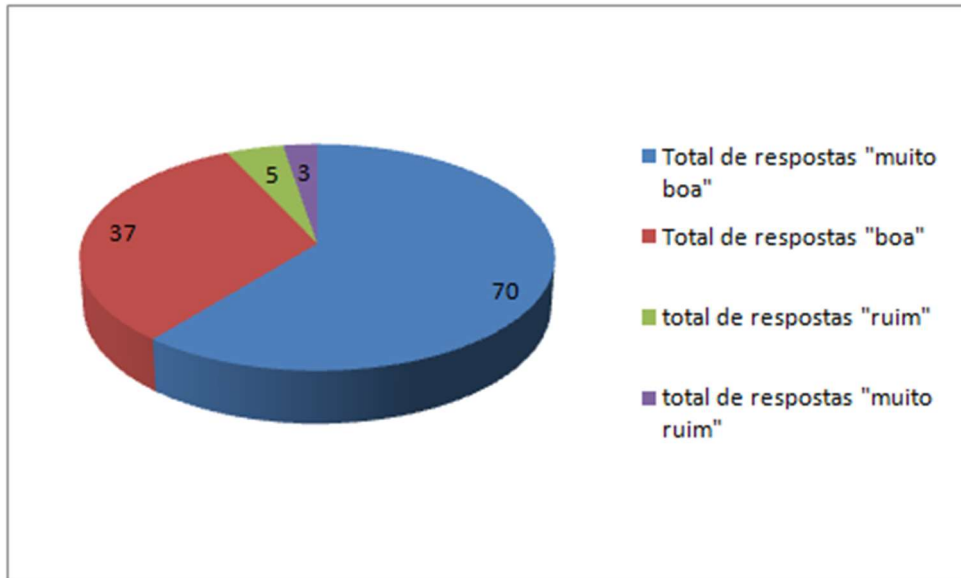


Figura 2: Número de respostas da pergunta sobre a opinião das pessoas com relação ao projeto (Fonte própria)

1.3 - Objetivos

Esse projeto concentra-se em uma máquina a ser instalada em uma rede de supermercados, de modo a remodelar o estilo de negócio, conferindo ao cliente maior conforto e praticidade no momento da compra, oferecendo inovação, e atraindo novos clientes. No dado problema tem-se um caixa de supermercado especializado onde os produtos a serem comprados e pagos não passam pela mão do cliente. Na situação descrita, por hipótese, a única função do cliente seria colocar os produtos do carrinho de compras para o balcão de check-out e buscá-los ensacados do outro lado.

1.3.1 - Objetivo Geral

Agilizar o processo de empacotamento dos produtos, por meio de pontos de controle e automatização, diminuindo, conseqüentemente, o tempo gasto nas filas.

1.3.2 - Objetivos Específicos

- i. Projetar uma máquina que facilite no empacotamento rápido dos produtos
- ii. Solucionar possíveis problemas de alocação da mercadoria na sacola, separando produtos que possam ser colocados em uma mesma sacola.

iii. Despachar de forma rápida as sacolas cheias para o local aonde cliente irá pegá-las.

1.4 - Metodologia e Trabalho Realizado

Como primeira etapa do projeto, indica-se o sistema de funcionamento da máquina. Para tal descrevem-se os componentes, que formarão o conjunto mecânico, tais como os componentes responsáveis pelo ciclo de trabalho, o tipo de embalagem empregada para armazenar os produtos e seus mecanismos. Além disso, a lógica operacional da máquina, como a separação dos produtos por classes e cálculos estruturais e de dimensionamento, além da modelagem de cada estrutura. Como complemento para esse trabalho, serão apresentados os componentes eletrônicos que auxiliarão na automatização dos mecanismos do protótipo.

1.5 - Organização do trabalho

O projeto foi segmentado em 5 etapas. O capítulo 1 apresenta uma breve introdução ao leitor com uma explicação sucinta da história do objeto abordado pelo tema, no caso, o supermercado. O capítulo 2 apresenta uma fundamentação teórica com a explicação das premissas adotadas para o problema proposto. O capítulo 3 apresenta uma lógica operacional para a solução do problema e as variáveis operacionais que podem ser utilizadas.

Após esse projeto preliminar, será realizado no capítulo 4 a definição e os cálculos de dimensionamento de cada estrutura e a parte dos componentes eletrônicos. O capítulo 5 consiste na conclusão do trabalho realizado.

Capítulo 2

Fundamentação Teórica

Esse capítulo busca mostrar dados característicos dos componentes utilizados nos supermercados, tais como os tipos de produtos encontrados nos principais centros de varejo, os tipos de sacolas empregados e os equipamentos mecânicos utilizados.

2.1 Tipos de Produtos

Os produtos vendidos em supermercados são divididos em diversas categorias, que são definidas de acordo com dados obtidos da Associação Brasileira de Supermercados e dos Supermercados Guanabara [5]. Essa divisão precisa ser realizada para que seja possível identificar elementos que não devem estar juntos na sacola, como é o caso de produtos de limpeza com produtos alimentícios. Seguem, abaixo, as categorias existentes:

- Cereais e Farináceos
- Biscoito
- Frios e Laticínios
- Conservas
- Utilidades
- Matinais e Padaria
- Açougue
- Peixaria
- Salgados
- Massa
- Embutidos
- Hortifruti
- Bebidas
- Rações, Jardinagem e Camping
- Higiene Pessoal
- Limpeza

A partir da classificação dos produtos, pode-se dividi-los em grupos para uma maior facilidade na logística. As Figuras 3 a 10 exemplificam o processo de agrupamento dos diferentes tipos de produtos, realizado a partir dos dados já conhecidos.

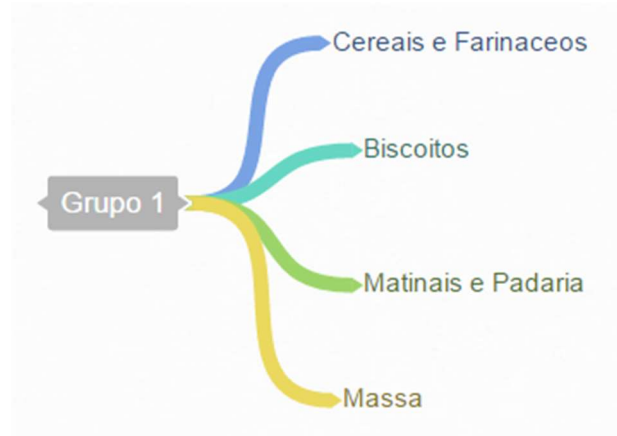


Figura 3: Grupo 1 de produtos de supermercado (Fonte própria)



Figura 4: Grupo 2 de produtos de supermercado (Fonte própria)



Figura 5: Grupo 3 de produtos de supermercado (Fonte própria)



Figura 6: Grupo 4 de produtos de supermercado (Fonte própria)



Figura 7: Grupo 5 de produtos de supermercado (Fonte própria)



Figura 8: Grupo 6 de produtos de supermercado (Fonte própria)



Figura 9: Grupo 7 de produtos de supermercado (Fonte própria)



Figura 10: Grupo 8 de produtos de supermercado (Fonte própria)

Esses grupos vão auxiliar na lógica operacional da máquina, a fim que cada grupo seja alocado em uma sacola diferente durante o ciclo operacional.

2.2 Sacolas

O tipo de sacola mais comum nos supermercados brasileiros é a de polietileno de baixa densidade (PEBD) por ser a opção mais barata e prática, entretanto, muitos consumidores ainda ficam indecisos sobre qual sacola utilizar. Um fator importante para essa escolha é o impacto ambiental, alguns acreditam que as sacolas retornáveis são as melhores opções nesse sentido, porém, a Fundação Espaço ECO, a pedido da Braskem, verificou que existem cenários onde a sacola descartável é mais ecoeficiente [6].

Para escolher a melhor sacola, também é preciso avaliar as características de cada opção. Outros pontos a serem levados em conta são o número de utilizações, o preço, o peso e a capacidade, conforme indicado na tabela abaixo:

Tabela 1: Comparativo entre os tipos de Sacola. [6].

Tipos de Sacola	Nº de usos	Custo/unidade	Peso	Capacidade de carga
Descartável tradicional	1	R\$ 0,038	3 g	3,6 kg
Descartável oxidegradável	1	R\$ 0,046	3 g	3,6 kg
Retornável tradicional	100	R\$ 1,5	37,21 g	10 kg
Papel	4	R\$ 0,3	59 g	7,3 kg
Algodão	365	R\$ 0,3	80 g	10 kg

Fonte: Fundação Espaço ECO/Braskem

Para auxiliar nesta decisão, caracterizaram-se os tipos de compras nas seguintes categorias [6]:

- Compra Simples (26,5 kg/mês, equivalentes a uma cesta básica) - C1
- Básico (106 kg de compras mensais, equivalentes a quatro cestas básicas) - C2
- Avantajado (212 kg/mês, equivalentes a oito cestas básicas) - C3

O estudo verificou que as duas melhores opções para o C2 e C3 são as sacolas retornáveis, enquanto que, no caso C1, compensam mais as sacolas descartáveis que podem ser reutilizadas como sacos de lixo.

Outras afirmativas desmistificadas pelo estudo dizem que as sacolas oxidegradáveis, as de papel e as de algodão seriam melhores para o meio ambiente, porém, o estudo não encontrou qualquer cenário (dentre as variáveis apresentadas acima) em que a sacola de papel fosse mais vantajosa do que as outras alternativas, nem a de algodão em relação às outras

sacolas retornáveis. A oxidegradável também não apresentou desempenho ambiental melhor do que a sacola descartável tradicional.

Não relacionado a esse projeto, mas com relevância para ser abordado, tem-se a opção das caixas de papelão. Esse tipo de material é biodegradável e mais simples em questões organizacionais, facilitando a arrumação das compras em seu interior. Porém, é um material que não pode entrar em contato com umidade, pois sua estrutura pode ficar prejudicada. Como diversos produtos que serão ensacados estarão congelados ou contém água em seu envoltório, a caixa não é vista como uma escolha em potencial.

A escolha da sacola será definida a partir de uma comparação dos dois tipos de sacolas mencionados, as descartáveis tradicionais e as reutilizáveis, empregadas na lógica operacional da máquina e objetivando um menor custo de matéria prima.

2.3 Esteira

Há diversos tipos de esteiras utilizados pelos supermercados, hoje em dia, podendo variar em questões de material empregado na estrutura e dimensões dos elementos mecânicos. Apesar de existirem diversos fabricantes de máquinas de check-out, observa-se uma semelhança em suas linhas de montagem, no sentido de fluxo e na posição dos operadores. Foram utilizados, como parâmetros para exemplificar uma máquina de check-out empregada nos mercados de hoje, os dados do catálogo do fornecedor de esteiras para check-out JPC Gôndolas [7]. As Figuras 11 e 12 ilustram a máquina, com sua estrutura sem soldas, viabilizando um intercâmbio de posicionamento normal (esquerdo) ou invertido (direito) com as mesmas peças de construção, além de seguir as normas ergonômicas NR-17 ABNT [7]: comodidade e flexibilidade no espaço funcional do operador maximizando a operação e ergonomia (menor esforço físico).

2.3.1 Dados técnicos da esteira

A esteira em questão possui uma estrutura em chapa de aço carbono nas espessuras de 2,65mm.

Bases e mesa: feitas em chapa de aço carbono nas espessuras de: 2,00 mm e 1,20 mm, respectivamente.

Tampas: feitas em chapa de aço inox Padrão AISI 304 (escovado) e acabamento de topo em perfil PVC.

Pára-choque:construídos com perfis de PVC. São rígidos e fixados, por encaixe, alto poder de absorção de impacto.

Acessórios:

-Alojamento para scanner (leitor ótico)

-Suportes: p/ teclado operacional; p/ teclado PIN; p/ assinatura cheque (metálico); p/ monitor de vídeo.

-Portinhola (barreira articulada).

-Sinalização indicativa Inclusa.

Acabamento: Pintura eletrostática a pó, tratamento com fosfato de zinco.



Figura 11: Exemplo de esteira comercial utilizada atualmente [8]

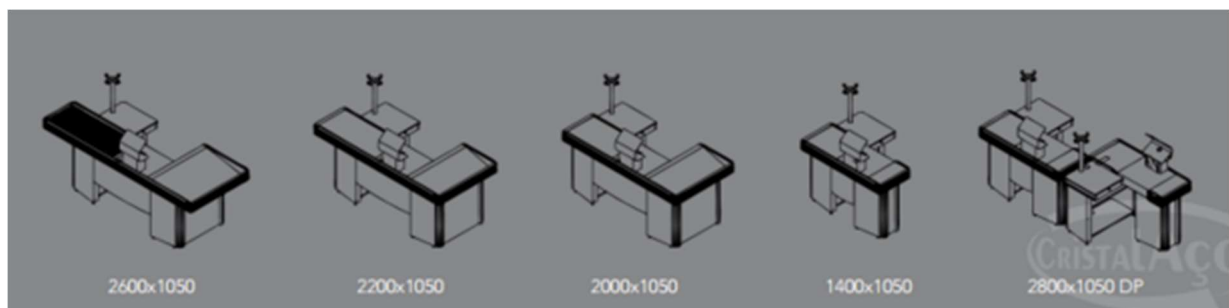


Figura 12: Modelos de esteiras utilizadas em operações de check-out atuais [8]

Capítulo 3

Problema proposto

O problema em questão é analisado a partir de proposições definidas como aquelas presentes em um supermercado padrão. Buscou-se caracterizar o espaço usado atualmente pelos operadores de check-out e a operação de ensacamento, definindo assim a solução para a dificuldade apresentada.

3.1 O local de trabalho

O local de trabalho atual pode ser caracterizado como é mostrado na Figura 13, que pode ser descrita como um balcão de check-out em formato de L, onde são colocadas as mercadorias, uma esteira elétrica acionada por um operador de caixa, teclado para digitação de preços ou código de barras, balança eletrônica, leitor de cartão de crédito, equipamento para emissão de um cupom fiscal, gaveta com dispensa para armazenamento do dinheiro, monitor para o cliente visualizar o preço da mercadoria, suporte para sacolas plásticas e cadeira para o operador por questões ergonômicas.



Figura 13: Local de trabalho dos supermercados atuais (Fonte própria).

3.2 Ensacamento manual de compras

O processo de ensacar as compras é feito manualmente pelo cliente, após o reconhecimento do produto pelo sensor óptico do caixa, esse deve pegar as sacolas que se encontram colabadas, separá-las, abri-las e colocar os produtos dentro, muitos ainda colocam uma sacola por dentro da outra de modo a aumentar a resistência das mesmas.

A Figura 14 mostra um diagrama esquematizando o processo atual de empacotamento desde a chegada do cliente no começo do caixa até a retirada dos produtos pagos e o sistema alvo do problema em questão.

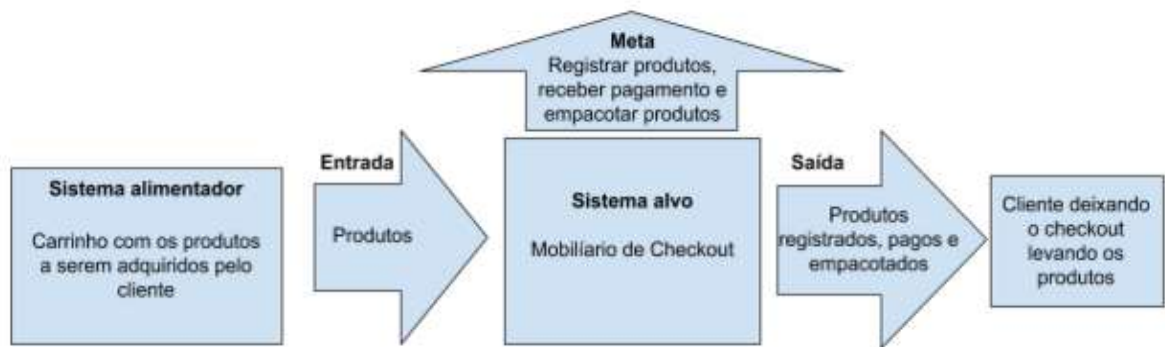


Figura 14: Fluxograma esquematizando o ciclo operacional atual (Fonte própria).

3.3 Soluções Propostas

Para solucionar o problema apresentado, buscou-se um melhoramento do sistema de entrada e saída dos produtos. Com isso, constata-se que um sistema automático de controle agilizaria o processo. Uma vez que o fator que consome mais tempo nesse tipo de operação é a separação da mercadoria que irá ser ensacada junta e a abertura das sacolas de plástico, concentra-se o foco na otimização dessas etapas. Nota-se que o design deve ser trabalhado para ser coerente com as normas relacionadas à ergonomia, já que a atividade do operador tem que ser considerada. As etapas do processo serão realizadas concomitantemente, desde o translado dos produtos do carrinho de compras até o recebimento da sacola pelo cliente.

3.3.1 Variáveis operacionais

Encontra-se no problema apresentado uma necessidade de definir as atividades de rotina da máquina, tais como: a ordem das etapas a serem executadas, a maneira de acionamento de mecanismos, toda a rotina da máquina. Antes, foram definidos 8 grupos distintos de produtos encontrados nos supermercados, porém, para uma otimização de espaço e cálculos, foi considerado um total de 6 espaços destinados às sacolas. Isso porque, quando é realizada uma operação de check-out, percebe-se que os clientes têm a tendência de colocar produtos do mesmo grupo juntos na esteira. Partindo desta premissa o problema estaria simplificado e não se fazem necessários 8 locais de trabalho. Não obstante, caso o freguês não tenha realizado essa ação como deduzido previamente, é de ofício do operador priorizar grupos que já estejam ocupando algum domínio no equipamento de empacotamento. Buscando auxiliar o profissional capacitado que irá desenvolver a programação do Computador Lógico Programável, que será responsável pela automatização de todos os componentes que irão integrar a máquina, buscou-se realizar um fluxograma que sintetizasse a lógica de operação, que está disponível para consulta no Anexo I. De acordo com essa lógica operacional, a máquina faria uma comparação com o produto que estaria sendo passado pelo sensor óptico e os produtos que já estariam alocados nas sacolas, verificando a compatibilidade do produto dentro da sacola. Ou seja, caso o produto passado pelo código de barras seja de algum grupo já presente em alguma das sacolas, uma análise de peso seria realizada, buscando-se verificar se o peso do produto a ser ensacado em conjunto com o peso já presente na bolsa pode compromete-la. Caso ela não seja comprometida, o produto é alocado no compartimento especificado e o operador pega outro produto para a mesma análise. Caso o produto registrado não pertença a nenhum grupo das 6 sacolas, um sistema de despacho é acionado, despachando a sacola com o maior peso. Essa operação de despacho também é iniciada caso o peso do produto a ser colocado na sacola deixei a sacola com um peso maior do que o definido para ela. Após isso, cada etapa do processo é analisada de maneira separada, buscando as melhores soluções para cada uma.

3.3.2 Operador

O operador da máquina de check-out teria a função de passar os produtos pelo sensor de código de barras e alocar as mercadorias. Apesar de ser visto como uma solução pouco otimizada, a colocação de um operador foi a melhor encontrada para o projeto. Isso porque,

caso fosse utilizado algum instrumento automatizado, como um braço mecânico, seriam encontrados diversos problemas, como a forma de receber os itens, devido a sua variedade geométrica, o que dificultaria na programação de automatização para o recebimento, além da necessidade do aparato automatizado empregar uma variação de força para os itens mais frágeis, podendo não garantir a integridade física dos mesmos, após o empacotamento. O benefício do uso desse tipo de mão de obra também pode ser justificado pelo fato de que um operador humano poderia se adaptar às diversas situações que acontecem e necessitam de interação com o cliente.. Por outro lado, é necessário atentar para normas de adequação das condições de trabalho dos operadores de check-out, visando à prevenção dos problemas de saúde e segurança relacionados ao trabalho.

3.3.3 Retirada dos produtos de dentro do carrinho

A retirada dos produtos é a etapa mais simples uma vez que essa não irá se alterar. Os produtos continuarão sendo retirados de dentro do carrinho pelo cliente e esses trasladados para cima da esteira da máquina para início do ciclo de empacotamento. Durante todo o processo o cliente só terá a função de retirar os produtos do carrinho e de receber as sacolas, que serão entregues a ele por meio de uma esteira de despacho. Para melhor conveniência, a posição da esteira de retirada dos produtos do carrinho e de despacho são instaladas em uma posição que faça com que o comprador não precise se locomover para outros extremos da máquina. Buscando uma maior comodidade em questões de organização, recomenda-se que um carrinho vazio seja disponibilizado para designar as sacolas liberadas pela máquina, uma vez que, dependendo do volume das compras efetuadas, o carrinho com os itens, durante o ensacamento, não estará disponível para a colocação das bolsas de compras.

3.3.4 Separação dos produtos

A separação dos produtos é a etapa crucial e deve ser analisada com devidas precauções. Isso porque, se algum problema ocorrer nessa etapa, todo o processo efetuado posteriormente pela máquina estará prejudicado. A separação ocorre em dois momentos: O primeiro, em que os produtos são divididos por grupos, estes sendo os grupos mencionados no início do capítulo 2. Além da separação por grupos, deve-se salientar que produtos do mesmo grupo não necessariamente devem entrar na mesma sacola, pelo peso. Com isso, após a identificação do produto em algum dos 8 grupos existentes, será definido no sistema fatores

condicionais, quais deles irão prescrever em que bolsa o produto identificado deverá entrar. Considerando a presença de um operador capacitado que saiba distinguir os produtos de tal forma que sejam arrumados na sacola a fim de não amassar nem quebrar nenhum item, pensou-se em um dispositivo que auxiliasse de forma eficiente essa divisão. Com isso, esse aparato será programado a trabalhar de forma sincronizada com o operador, garantindo um ensacamento rápido. Para tal é preciso que as informações dos produtos, que forem identificados a partir do código de barras, sejam transmitidas para o aparelho e esse disponibilize a sacola destinada ao grupo desse elemento, identificado anteriormente.. Enfatiza-se que os pesos são características implícitas no código de barras de cada item, não havendo assim necessidade de um sensor de peso nos sítios de empacotamento. Ao identificar o peso do produto, caso este seja pesado demais, ele é destinado para um outro compartimento, podendo haver, assim, duas sacolas ou mais com produtos de mesmo grupo, como já mostrado no fluxograma do Anexo I.

3.3.5 Alocação dos produtos dentro da sacola

Considerando que os produtos já foram separados por grupos e que as bolsas já estarão abertas para esse processo, a designação das compras vai se dar de modo a garantir uma organização eficiente com o propósito de não causar inconveniências, como por exemplo: causar danos irreparáveis nas mercadorias frágeis pela sobreposição de elementos mais pesados. Destaca-se a necessidade de projetar uma parte da máquina responsável pela condução das sacolas já preenchidas para o local em que estas serão retiradas pelo cliente.

3.3.6 Retirada das compras pelo cliente

Terminado o processo uma vez, é preciso direcionar a sacola para a seção de retirada pelo cliente. Esse processo será feito a partir de um atuador que irá empurrar a embalagem em direção a uma esteira, esta sendo acionada por um sensor que irá identificar a sacola, transferindo-a para a região em que ela será pega pelo cliente. Vale ressaltar que caso a ação de retirada da sacola realizada pelo cliente seja lenta, as sacolas irão de acumular na esteira lado a lado, não atravessando a seção por um anteparo que servirá como contenção. O tipo de sacola também será escolhido visando com que, o atrito, proveniente da borracha da esteira, com o fundo da sacola não a prejudique.

Capítulo 4

Dimensionamento

Nesse capítulo são apresentados os critérios e cálculos utilizados para definir cada componente do projeto, levando em conta as forças exercidas em cada elemento da máquina.

4.1 Requisitos de projeto

Alguns fatores precisam ser levados em conta antes de se priorizar o dimensionamento do dispositivo que irá executar a ação de empacotamento. Nessa parte consideram-se processos de fabricação e equipamentos que serão necessários para a montagem da máquina em questão.

4.1.1 Sacolas plásticas

Como já foi mencionado, existem diversas opções para as sacolas. As que serão utilizadas foram modeladas pela facilidade na adaptação ao projeto, tanto na questão de serem fixadas, abertas e despachadas. As sacolas do tipo Ráfia têm como matéria básica o polipropileno, que tem como propriedades: fácil moldagem, boa estabilidade térmica e alta resistência ao impacto. Apesar de ser uma sacola que tem como matéria-prima um tipo de plástico, a rafia é do tipo reciclável, também chamada, por esse motivo, de ecobags, diferente das sacolas de supermercado. Além disso, nota-se uma tendência mundial em substituir as embalagens de polietileno por meios alternativos de empacotamento. No Brasil, embora ainda não haja uma lei nacional, capitais como São Paulo, Belo Horizonte, Brasília, João Pessoa e Palmas já aprovaram o Projeto de lei nº 21.191/2015, que proíbe a distribuição gratuita de sacolas plásticas nos caixas, e outras oito capitais, além dos estados do Maranhão e do Rio, já aprovaram leis estaduais que prevêm a substituição do plástico por materiais biodegradáveis [9].

Outro fator decisivo para a escolha das ecobags foi a sua maior facilidade no momento de abrir. Quando comparado com as sacolas de polietileno, estas vêm vedadas e agrupadas de tal forma que dificulta sua abertura por meios automatizados, enquanto as sacolas de rafia possuem uma maior facilidade devido a sua maior rigidez, provida pelo

polipropileno [10]. Nota-se que as principais especificações para uma sacola são o tipo de plástico que esta é fabricada e a densidade de suas fibras, característica que garante a resistência ao peso dentro da sacola. Esse projeto não vai entrar em aspectos específicos dos polímeros, uma vez que esse não é o foco a ser abordado. Porém, se faz necessário salientar certos aspectos a fim de dar uma maior explicação sobre a sacola escolhida. Dito isso, tendo como referência diferentes fornecedores de sacolas desse tipo, a resistência mínima encontrada nas sacolas fornecidas no mercado é de 20 kg. Buscando a melhor solução ergonômica para o cliente, inviabiliza-se o uso total da sacola. Portanto, programa-se utilizar a sacola até que esta sustente um peso equivalente a 10 kg.

4.1.2 Tipos de fabricação

Existem dois tipos de sacolas de rafia fabricadas no mercado: as sacolas de rafia convencional e as laminadas. As sacolas convencionais possuem um tecido entrelaçado e não possui espaço entre suas tramas. Caso seja forçado no tecido da embalagem algum objeto por imprudência ou até mesmo pela influência do peso do produto, o tecido entre suas tramas se abrirá, comprometendo a integridade da sacola [11]. Tem-se, também, as sacolas de rafia laminadas. Nestas, o tecido, além de ser entrelaçado e não possuir espaçamento entre as suas tramas, conta com a existência de mais uma lâmina, feita por uma película de plástico, que impede a abertura de espaço entre suas tramas. Esta lâmina, além de dificultar a violação da embalagem, impede o vazamento de qualquer produto que possa ser prejudicado pelo cliente a caminho de casa, impedindo possíveis transtornos. Pelo fato de possuir as características mencionadas, adotou-se uma sacola de rafia laminado, sendo projetada com as dimensões de 400 mm x 350 mm x 200 mm , medidas padronizadas para ecobags, a ser manufaturada por algum fornecedor terceirizado.

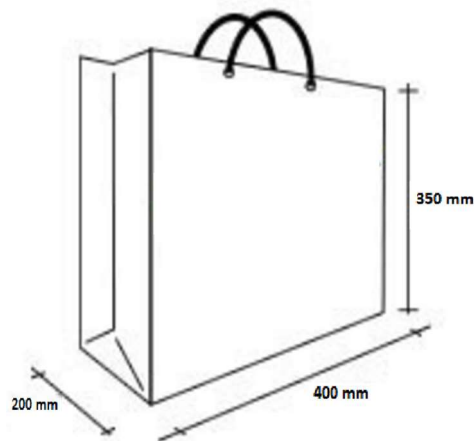


Figura 15: Dimensões da sacola a ser utilizada (Fonte própria)

4.1.3 Análise ergonômica

Para dimensionar todo o equipamento que irá integrar o dispositivo foi preciso definir aspectos ergonômicos com relação à empregabilidade de um operador. Um operador desmotivado ou com problemas musculares ou de saúde tende a realizar sua tarefa de forma lenta e ineficaz, sendo prejudicial para a solução do problema descrito. A Figura 16 mostra como deve ser, segundo GRANDJEAN (1983) [12], a acomodação do trabalhador com os equipamentos e as ferramentas utilizadas de modo que favoreça os movimentos, sem exigência de força, pressão, flexão ou torção dos segmentos corporais.



Figura 16: Dimensões da área de operação de um operador de check-out [12]

Notam-se, na Figura 16, as dimensões relacionadas ao alcance ótimo do trabalhador. A partir dessas dimensões, modelou-se toda a estrutura que irá interagir com o mesmo, priorizando um espaço otimizado.

4.2 Design do balcão

O design do balcão foi modelado visando adequá-lo a todas as dimensões dos outros componentes internos, que irão incorporar a máquina. Realizou-se a pesquisa a diversos fornecedores de máquinas de check-out buscando-se uma medida padrão para a altura do balcão, afim de auxiliar na definição de outras medidas. A tabela 2 mostra dados encontrados em diferentes fornecedores e suas respectivas medidas. A partir dessa tabela definiu-se uma altura padrão para o projeto de 910 mm.

Tabela 2 : Medidas de altura de balcão de caixas de check-out

Fornecedor	Altura do balcão (mm)
Mínami [13]	920
NSF [14]	850
Mcacessorios [15]	920

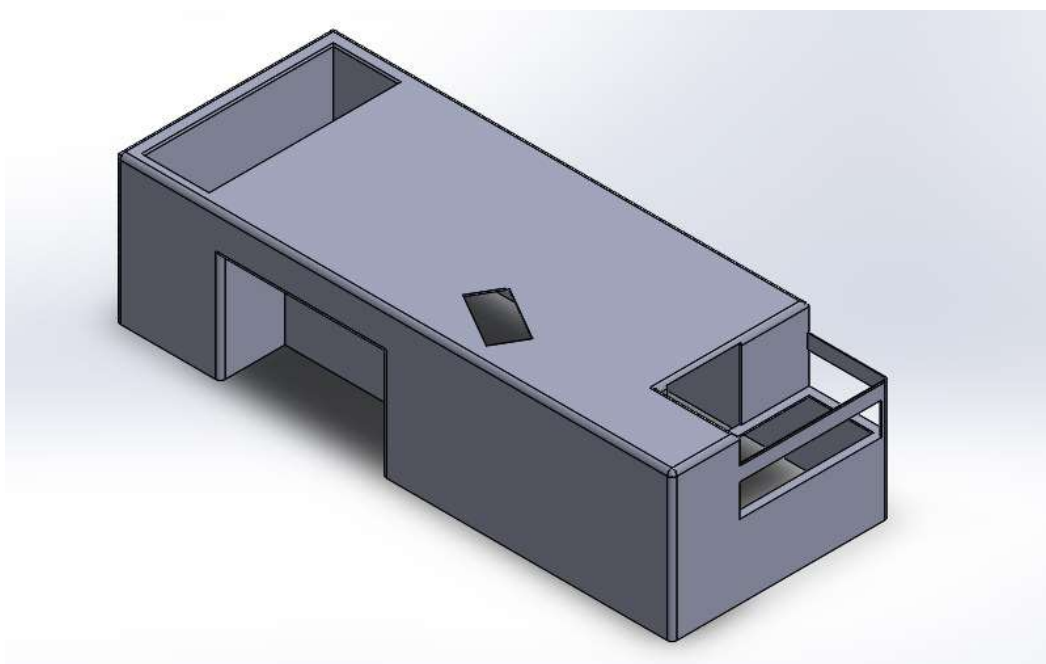


Figura 17: Bancada do protótipo (Fonte própria)

4.3. Carrossel mecânico

Definido o tipo de sacola, optou-se pela modelagem do compartimento responsável por trabalhar de forma concomitante com o operador de caixa, responsável por sustentar, abrir e despachar as sacolas de compras. O dispositivo, possui 6 aberturas de entrada, estando uma delas posicionada junto do operador de caixa, para que esse possa colocar os itens de forma manual dentro da sacola, que já vai estar aberta. Chamado de carrossel mecânico, pelo fato de trabalhar realizando rotações automatizadas, que acontecem quando o produto identificado pelo código de barras é diferente do correspondente ao sítio localizado próximo do operador. Neste caso, a máquina gira, colocando outro sítio próximo do operador para que seja depositado o produto anteriormente identificado.

4.3.1 Especificação de espaços do carrossel

O principal componente da máquina é o carrossel e será ele que terá a maior influência na velocidade do ciclo de trabalho. Definido o número de sítios para a entrada de sacolas já mencionadas, este terá um espaço especificado como o local para alimentação, onde estará localizado um compartimento com sacolas vazias que serão encaminhadas e abertas nessa posição, e outro como local para o despacho das sacolas, onde as sacolas completas ou as com maior preenchimento serão retiradas do carrossel e posicionadas na esteira, que irá conduzir as compras para o cliente. Não haverá uma reposição subsequente após o despacho, visto que esta operação poderia gastar tempo de maneira desnecessária. Isso se dá, porque o sítio vazio poderia não afetar o trabalho do operador, caso já exista uma sacola determinada para o próximo produto a entrar na sacola. Se as 2 operações fossem sequenciais nessa situação, haveria um aumento no período de ação, tendo que abastecer a região vazia e depois girar o carrossel para posicionar a sacola específica do produto que estará sendo passado pelo operário.

4.4 Bandeja

Serão três as principais peças do carrossel: seu eixo, a bandeja que será presa a ele, além do sistema de transmissão que será especificado. A bandeja será o membro que irá

sustentar as sacolas. Será girada pelo eixo que estará fixado nela por meio de solda TIG, esta sendo a melhor opção para realizar a soldagem da liga de alumínio. O aparato conta com paredes, que irão manter as sacolas dentro dos sítios, garantindo estabilidade em movimento. Devido ao sistema de alimentação e de despacho, optou-se pela retirada de duas paredes, pois será nessas aberturas que atuará o sistema de movimento das sacolas. Manteve-se, em um dos lados uma elevação com altura mínima que pudesse situar as sacolas que viriam do compartimento de alimentação. Sua extensão será a mínima necessária para acomodar os 6 locais que ficarão as sacolas mais um furo onde entrará o eixo.

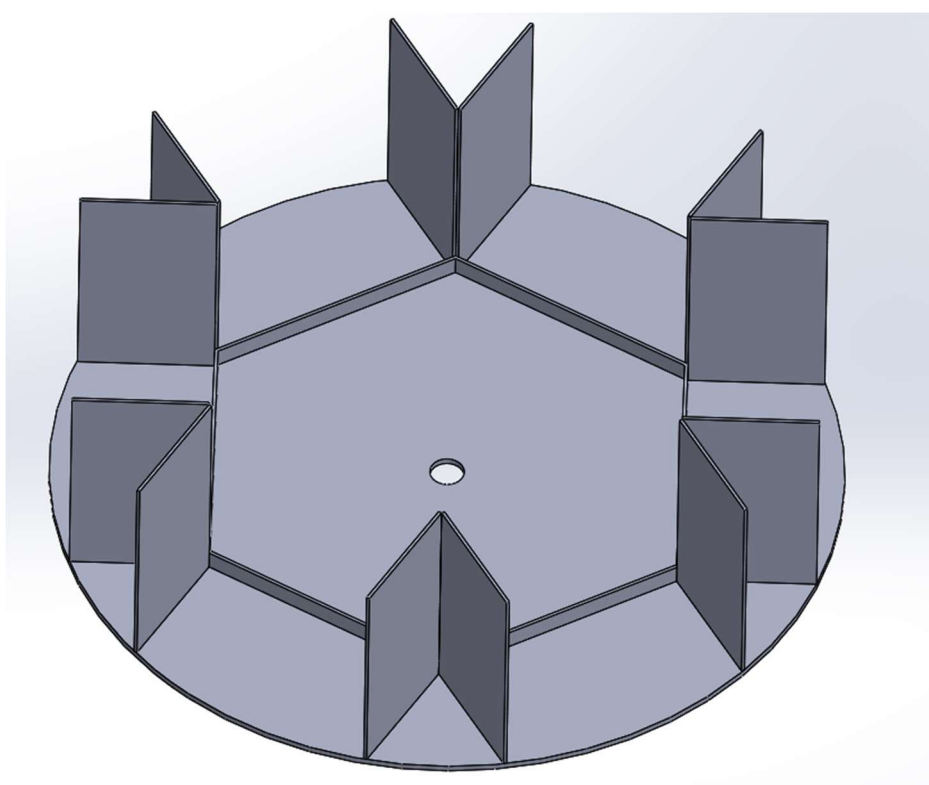


Figura 18: Bandeja do carrusel (Fonte própria)

A bandeja será fabricada com uma liga de Alumínio 2014 T6, uma liga trabalhada termicamente com têmpera, solubilizado e envelhecido artificialmente, muito utilizada em peças e estruturas para aeronaves e automóveis, setores em que se faz necessário elevada resistência. A Tabela 3 traz as informações importantes desse material, enquanto a Tabela 4 mostra a composição química da liga mencionada.

Tabela 3: Composição química da liga de Alumínio 2014 T6 [16]

LIGA	COMPOSIÇÃO NOMINAL Elementos de Liga-% em Peso							APLICAÇÕES TÍPICAS
	Cu	Si	Mn	Mg	Zn	Ni	Cr	
2014	4,4	0,8	0,8	0,5	-	-	-	Peças forjadas com elevada resistência mecânica para aeronaves e automóveis. Estruturas. Acessórios hidráulicos e estruturais.

Tabela 4: Propriedades do Alumínio 2014 T6 [17]

Materiais	Densidade (mg/m ³)	Módulo de elasticidade		Tensão de escoamento (MPa)			
		E (GPa)	transversal G (GPa)	tração	compressão	cisalhamento	
Ligas de Alumínio Forjado	2014-T6	2,79	73,1	27	414	414	172
	6061-T6	2,71	68,9	28	255	255	131

4.5 Eixo

O eixo será responsável pela sustentação e transmissão do movimento de rotação para a bandeja e, foi dimensionado com atenção nas possíveis falhas. No eixo foram considerados os seguintes esforços atuantes: uma carga axial resultante do peso das sacolas e da bandeja. Outro é a força tangencial proveniente da transmissão das engrenagens. O comprimento do eixo foi definido partindo da necessidade do carrossel ser operado por um trabalhador sentado. Adotou-se uma medida partindo-se do valor já definido pelo balcão. Como a altura de 100 mm foi considerada para cada suporte de sustentação, admite-se um comprimento L do eixo sendo de 700 mm. Vale ressaltar que quando não está em funcionamento o eixo continua sustentando uma carga do conjunto, fazendo-se necessário o cálculo de flambagem para a carga axial no eixo proveniente desse peso.

4.5.1 Cálculo do eixo por fadiga

O eixo está sobre ação constante de diversos esforços que, com o tempo, podem danificar e produzir trincas e falhas em seções críticas. Buscando prevenir isso, examinou-se a resistência à fadiga do eixo. Primeiramente, foi escolhida uma medida para o diâmetro do eixo d equivalente a 30,6 mm. Essa escolha se deu pela escolha do rolamento, que se fazia necessário um diâmetro mínimo de 30,6 mm. Após isso, definiram-se as forças atuantes no eixo tais como: o peso do conjunto, que realiza um esforço de compressão no eixo, as forças tangenciais e radiais vindas da reação do eixo da transmissão de potência pela engrenagem, como mostrado na Figura 19. Realiza-se com isso, de forma iterativa, a equação de diâmetro mínimo do eixo para o critério de Goodman [18]. Para tal, calculam-se os momentos fletores e os esforços cortantes em dois planos, visto que a força que incide no eixo vem com uma angulação de 20° .

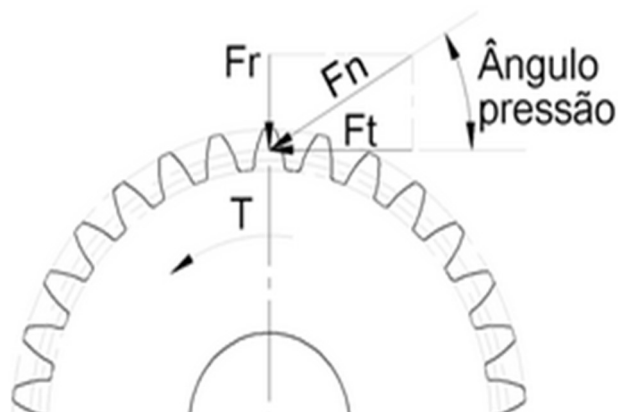


Figura 19: Forças atuante na engrenagem. (Fonte própria)

Através da construção de um diagrama de corpo livre, ilustrado na Figura 20 calculou-se as reações no eixo. As forças atuam em dois planos distintos. Por isso deve ser analisada a força em ambos os planos e calcular sua força cortante e momento equivalentes. Tem-se então para o plano horizontal:

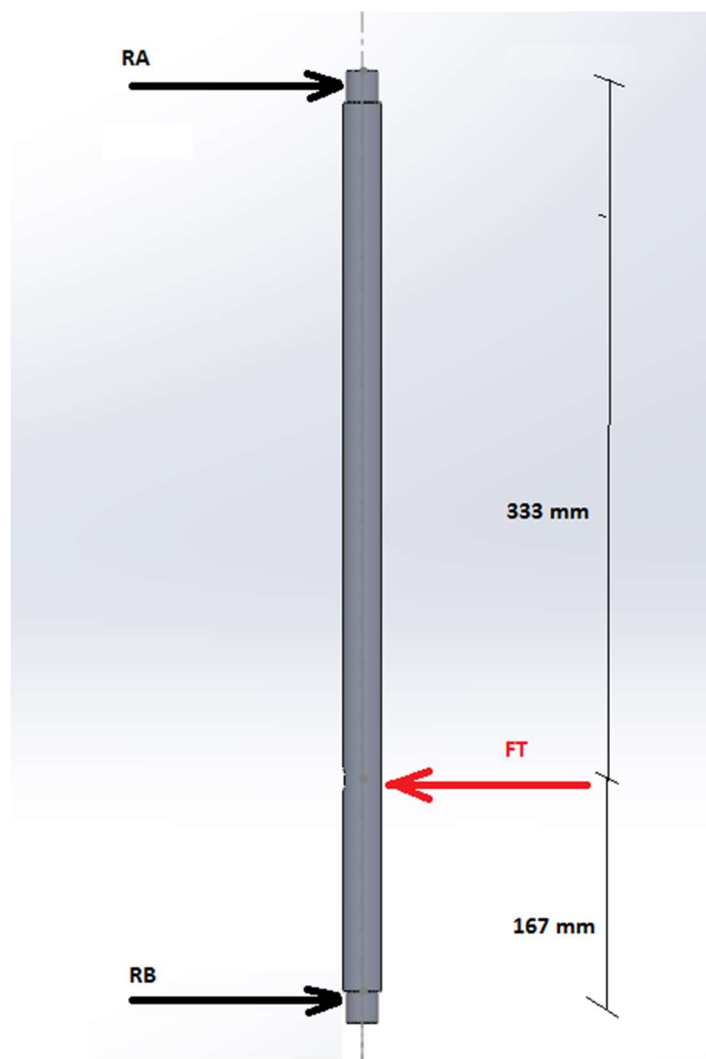


Figura 20: Diagrama de corpo livre do eixo

Fazendo os somatórios das forças obtém-se:

$$F_t = 442,48 \text{ N}$$

$$R_{ah} = 105,56 \text{ N}$$

$$R_{bh} = 336,92 \text{ N}$$

Os diagramas de cortante e fletor são obtidos:

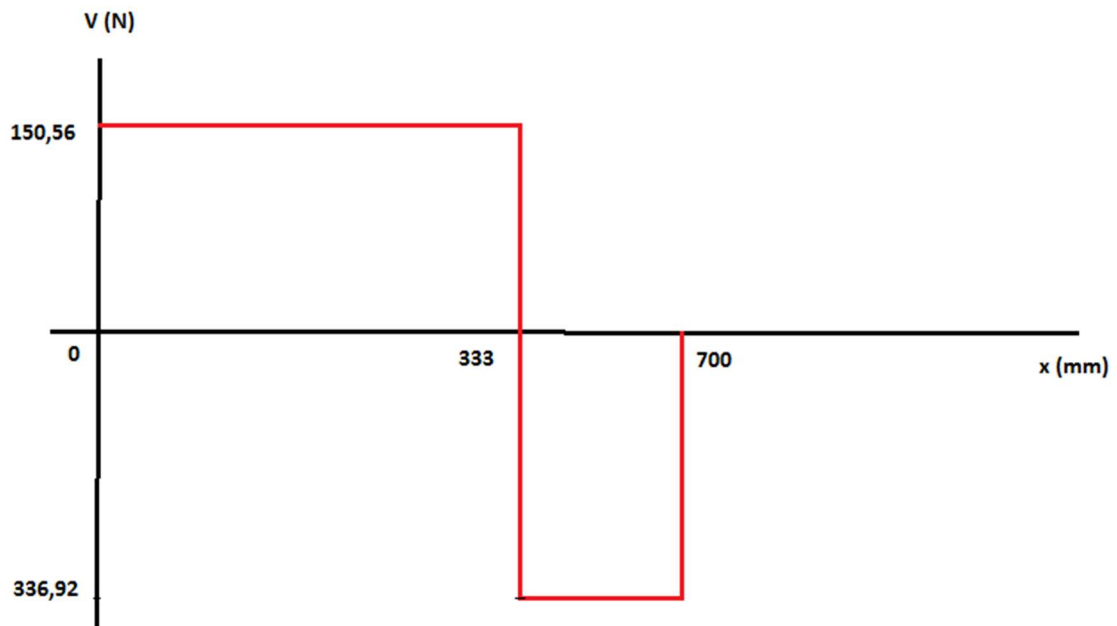


Figura 21: Diagrama do esforço cortante no plano horizontal

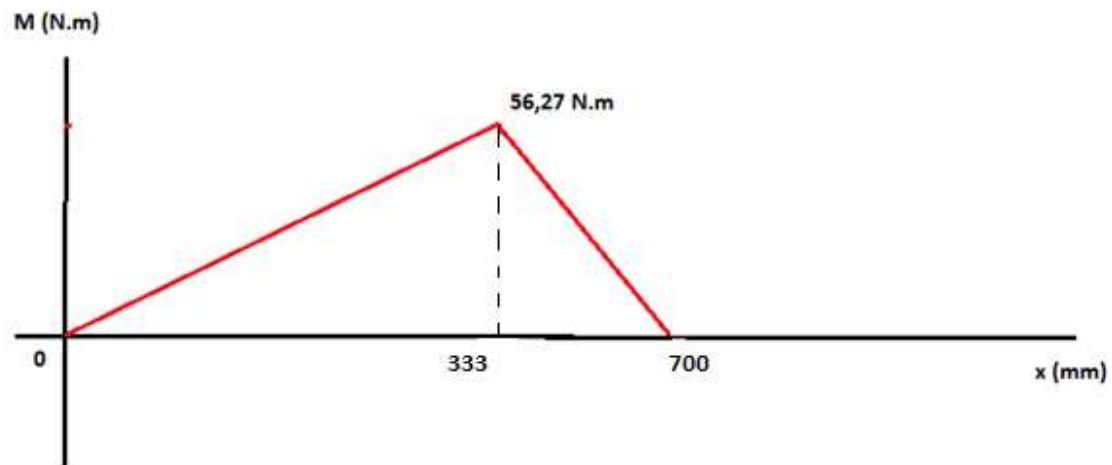


Figura 22: Diagrama do momento fletor no plano horizontal

Para o plano vertical tem-se um DCL semelhante, com diferença apenas na força atuante:

$$Fr = 161,05 \text{ N}$$

$$Rav = 38,42 \text{ N}$$

$$Rbv = 122,63 \text{ N}$$



Figura 23: Diagrama do esforço cortante no plano vertical

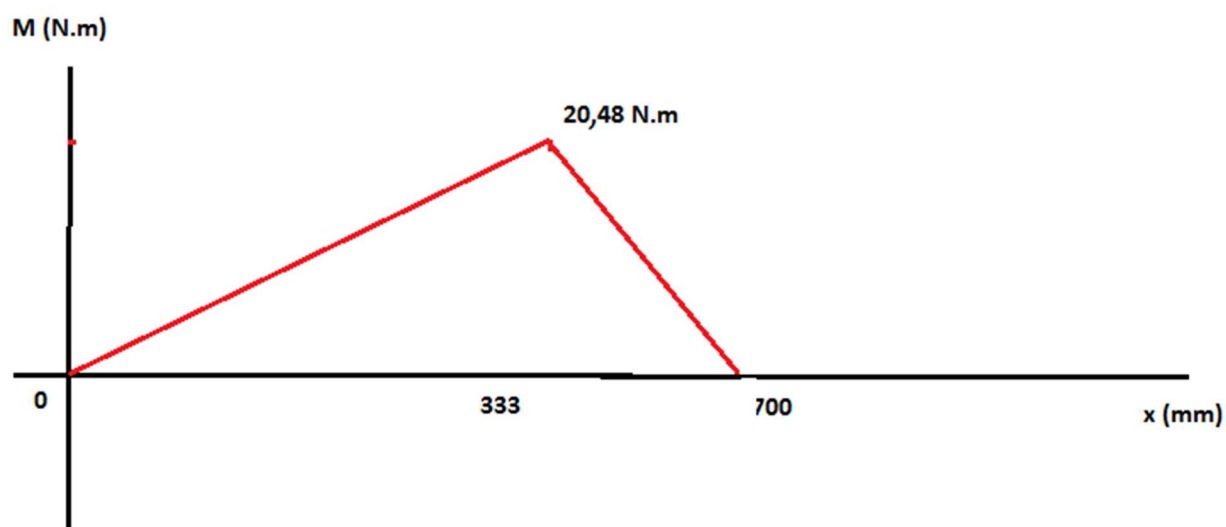


Figura 24: Diagrama do momento fletor do plano vertical

O momento máximo será obtido através dos momentos máximos encontrados em cada plano.

$$M_{\text{máx}} = \sqrt{(56,27)^2 + (20,48)^2} = 59,88 \text{ N.m} \quad (4.1)$$

O cálculo do diâmetro mínimo foi realizado pelo critério de falha de Goodman [18], podendo ser calculado como:

$$d_{min} = \left[\frac{16n}{\pi} \left(\frac{2Kf Ma}{Se} + \frac{\sqrt{3}KfsTm}{Sut} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4.2)$$

Sendo,

$$Se = Ka Kb Kc Kd Ke Kf Se' \quad (4.3)$$

Em que,

Ka: Fator de superfície

Kb: Fator de tamanho

Kc: Fator de carregamento

Kd: Fator de temperatura

Ke: Fator de confiabilidade

Kf: Fator de efeitos diversos

Se: Limite de resistência no local crítico

Se': Limite de resistência à fadiga de corpo de prova de teste

$$Se' = \frac{Sut}{2} = 234 \text{ MPa} \quad (4.4)$$

Os valores das constantes podem ser obtidos por fórmulas

$$Ka = aSut^b = (4,51) (469)^{-0,265} = 0,884 \quad (4.5)$$

Tabela 5: relação de fatores para cálculo do Ka [18]

Acabamento Superficial	Fator a	Expoente b
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

$$Kb = (1,24) d^{-0,107} = 0,86 \quad (4.6)$$

O tipo de carregamento sendo de flexão determina o valor do K_c :

$$K_c = 1 \quad (4.7)$$

Tabela 6: Valores de K_d para temperatura [18]

Temperatura, °C	S_t/S_{RT}
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,943
400	0,900
450	0,843
500	0,768
550	0,672
600	0,549

$$K_d = \frac{S_r}{S_{rt}} = 1 \quad (4.8)$$

Tabela 7: Valores de K_e para a confiabilidade [18]

Confiabilidade, %	Fator de confiabilidade k_e
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
9,99999	0,620

$$K_e = 0,753 \quad (4.9)$$

K_f é um indicativo para outros fatores que devem ser levados em consideração no projeto. No caso do eixo do protótipo os valores de K_f e de K_{fs} dependem do raio do filete no fundo e nas extremidades do rasgo de chaveta. Segundo PETERSON [19], para filetes cortados por cortadores padronizados em máquinas de fresa, os diagramas fornecem os valores de K_f , para flexão, e K_{fs} [19], para torção:

$$K_f = 2,14 \quad (4.10)$$

$$K_{fs} = 2,62 \quad (4.11)$$

Com isso, calcula-se o valor de diâmetro mínimo:

$$d_{min} = 23,72 \text{ mm} \quad (\text{OK})$$

4.5.2 Dimensionamento da chaveta do eixo

As chavetas têm a função de segurar a engrenagem no eixo, garantindo assim a transmissão de rotação para o eixo. Elas são comercializadas em tamanhos padronizados e existem diferentes tipos. A chaveta utilizada nesse eixo é de chaveta quadrada, mostrada na Figura 25, também se encontrando disponível em tamanhos retangulares. O comprimento da chaveta é baseado no comprimento do cubo (engrenagem) e na carga de torção a ser transferida.

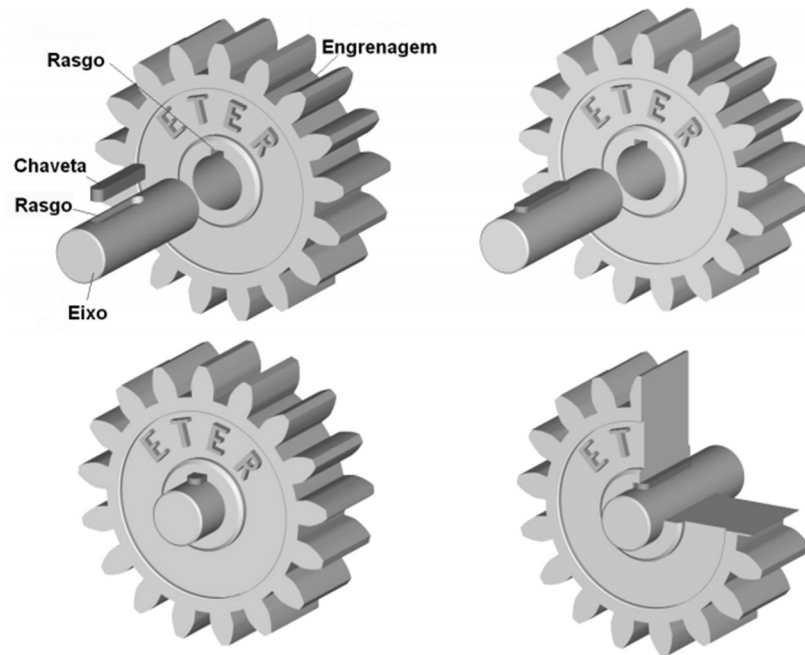


Figura 25: Chaveta plana encaixando eixo e cubo (Fonte própria)

Admitiu-se que uma chaveta pode ser cisalhada na seção entre o eixo e o cubo ou que ela pode falhar por compressão sobre os lados, como mostrado na Figura 26.

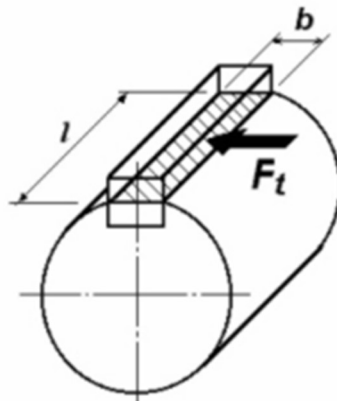


Figura 26: Força tangencial atuando na chaveta (Fonte própria)

O comprimento l da chaveta é calculado levando em conta a força de compressão realizada por F_t . Busca-se verificar se o comprimento, que será usado, é o mesmo comprimento do cubo. Isso porque em alguns casos o comprimento da chaveta pode ser maior que o comprimento do cubo, sendo necessário o uso de duas ou mais. O material para a

chaveta mais adequado, segundo Melconian (2012) [20] é o st60 (ABNT 1050) possui as tensões admissíveis abaixo.

$$\begin{aligned}\sigma_{adm} &= 60 \text{ N/mm}^2 \\ \tau_{adm} &= 100 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

A tensão de cisalhamento pode ser dada em função de b e l e, com isso, calcula-se l em função do cisalhamento. Vale dizer que os valores de b , h e t são tabelados pela norma DIN 6885, mostrada no Anexo II.

$$\tau_{adm} = \frac{Ft}{bl} \quad (4.12)$$

$$l = \frac{442,48}{(10)(60)} = 0,74 \text{ mm} \quad (4.13)$$

Para compressão a área de atuação da força se altera, tendo assim:

$$\sigma_{adm} = \frac{Ft}{l(h-t)} = \frac{442,48}{l(8-6)} \quad (4.14)$$

$$l = 2,21 \text{ mm} < l_{cubo}$$

Como foi verificado, o comprimento útil da chaveta será o próprio comprimento da engrenagem.

4.5.3 Cálculo para flambagem do eixo

Admite-se a necessidade de um cálculo para análise de flambagem, uma vez que fora de operação uma carga estática estará atuando no eixo. Para calcular a flambagem do eixo usa-se a Fórmula de Euler [21], que explicita a força crítica para um eixo de comprimento L .

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad (4.15)$$

Onde:

P_{cr} - Carga crítica ou axial máxima [N]

E - Módulo de elasticidade do material [MPa]

I - Menor momento de inércia para a área da seção transversal da coluna [m³]

L - Comprimento da coluna sem apoio [m]

Expressando I em função do raio de giração pode-se calcular o menor raio de giração possível para o eixo.

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} \quad (4.16)$$

Em que σ_{cr} é a tensão crítica e K é o fator de comprimento efetivo, adquirido através da Figura 27. Isso porque, o caso encontrado no projeto vem a ser de uma coluna engastada em uma extremidade e livre na outra, como se mostra na Figura 27 (a), uma vez que o eixo estará apoiado na parte superior e inferior por suportes. Logo, tem-se adotado um $K=1$ pra fins de cálculo.

Adotando-se um eixo de diâmetro $d = 30,6$ mm e comprimento $L = 700$ mm fazem-se os cálculos da tensão crítica que irá atuar sobre o mesmo.

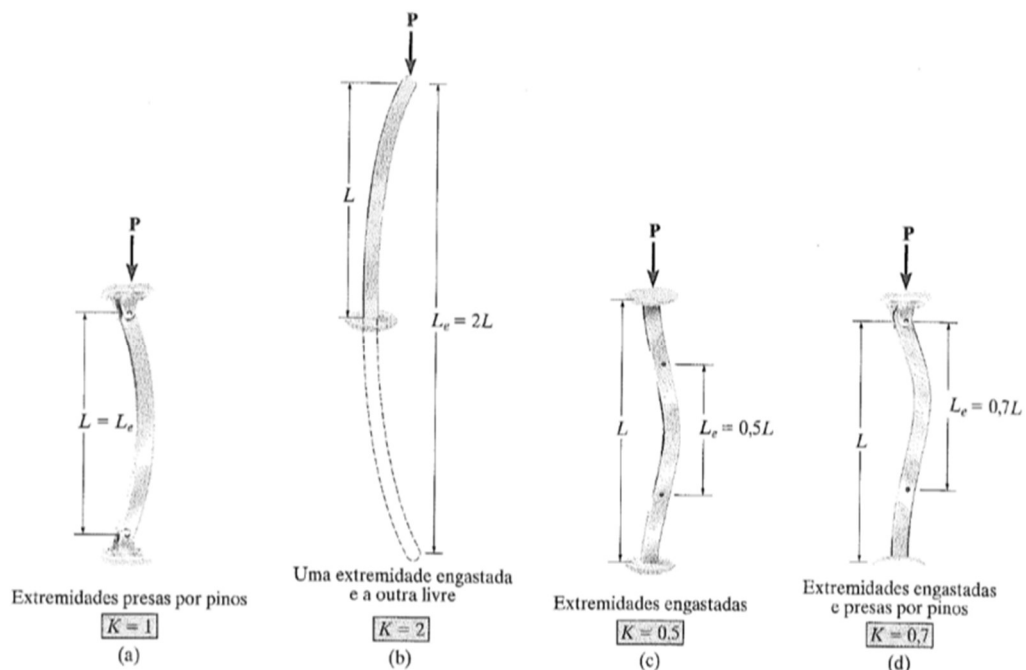


Figura 27: Tipos de apoios para eixos e seus respectivos k [21]

$$\sigma_{cr} = 170 \text{ MPa}$$

Adota-se um Fator de segurança 2, pode-se encontrar a tensão admissível pelo eixo.

$$\sigma_{adm} = \frac{170}{2} = 85 \text{ MPa} \quad (4.17)$$

O esforço axial presente sobre o eixo é o peso do conjunto bandeja-eixo, e partindo de seu valor, obtido pela avaliação de massa pelo software solidworks, pode-se obter.

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{(47,46)(9,81)(4)}{\pi(0,030)^2} = \frac{1862,33}{2,83 * 10^{-3}} = 0,66 \text{ MPa} < \sigma_{adm} \quad (OK) \quad (4.18)$$

4.6 Dimensionamento do cordão de solda

A bandeja e o eixo, uma vez sendo ambos confeccionados com a mesma liga de Alumínio, serão unidos através de um cordão de solda, dando firmeza e estabilidade ao conjunto.

Afim de tornar possível uma metodologia para o dimensionamento do cordão de solda são necessárias diversas simplificações quanto ao estado de tensões a ser considerado. Uma delas é a partir de cargas externas conhecidas, consideram-se as tensões uniformemente distribuídas ao longo da seção da garganta do cordão. Entende-se como garganta, a seção definida pela altura do maior triângulo inscrito na seção transversal do cordão. A Figura 28 mostra uma junta em T unida por cordões de filete juntamente com a representação da garganta, caso semelhante ao que ocorre entre o eixo e a bandeja.

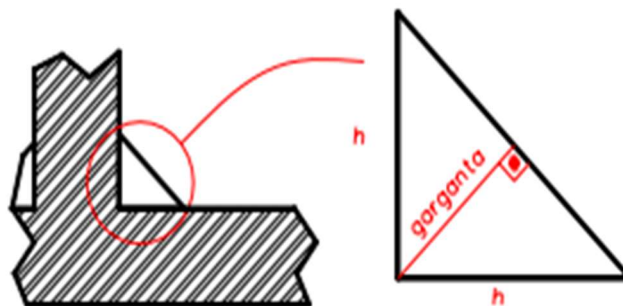


Figura 28: Representação da garganta do cordão em juntas T, com cordão de filete [22]

A partir disso e admitindo que os esforços são igualmente distribuídos nos dois cordões, localizados em cima e embaixo da bandeja, o seguinte diagrama de corpo livre é obtido, conforme mostrado na Figura 29:

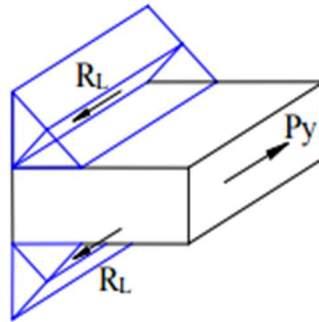


Figura 29: Diagrama de corpo livre do cordão de solda [22]

A a tensão cisalhante na seção da garganta é, portanto, calculado como:

$$\tau_s = \frac{R_L}{L \cdot ag} \quad (4.29)$$

Onde,

R_L : Reação do esforço cisalhante

L : Comprimento da solda [m]

ag : Garganta da solda [m]

Substituindo os valores consegue-se colocar a fórmula em função da altura do cordão de solda h , que é o que se precisa obter. Tem-se:

$$h_s = \sqrt{\frac{3}{2} \frac{Py \beta CS}{L Sy}} \quad (4.30)$$

em que,

Py : Força cisalhante (nesse caso, o esforço cortante) [N];

β : Coeficiente de redução, também chamado de coeficiente de eficiência;

CS : Coeficiente de segurança adotado

Sy : Limite de escoamento [MPa]

O valor de β é obtido através de uma tabela que compara a tensão de escoamento do material soldado, como mostrado na tabela 8.

Tabela 8: Valores para o coeficiente de eficiência da junta [22]

$\beta = 0,7$	$\sigma_{\text{escoamento}} \leq 240 \text{ MPa}$
$\beta = 0,8$	$240 \text{ MPa} < \sigma_{\text{escoamento}} \leq 280 \text{ MPa}$
$\beta = 0,85$	$280 \text{ MPa} < \sigma_{\text{escoamento}} \leq 340 \text{ MPa}$
$\beta = 1,0$	$\sigma_{\text{escoamento}} > 340 \text{ MPa}$

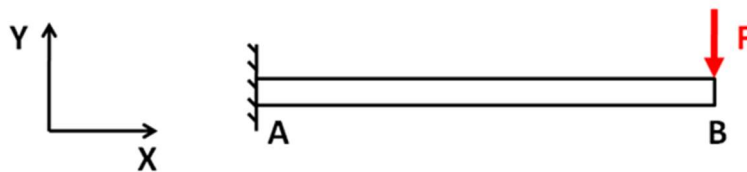
A força cisalhante é calculada como:

$$P_y = \frac{T}{r} = \frac{43,15}{0,601} = 71,78N \quad (4.31)$$

Como o comprimento L é definido como $2\pi r$, a altura da solda é definida:

$$h_s = \frac{\sqrt{3} (71,78) (0,7) (2)}{2 (94,25) (17)} = 0,0054 \text{ mm} \quad (4.32)$$

Após o cálculo da altura de solda, observa-se a necessidade de fazer um cálculo que garanta que a bandeja, quando soldada, e sob efeito do peso da sacola, não irá fletir. Para o cálculo do mesmo, simplificou-se a situação para o caso de uma viga engastada e livre sob efeito de uma força P em sua extremidade livre, como ilustrado na Figura 30.

**Figura 30:** Viga engastada e livre sob efeito de uma força F

O cálculo das reações pode ser obtido ao definir a força F sendo de uma sacola completamente abastecida.

$$R_a = F = 98,1 N$$

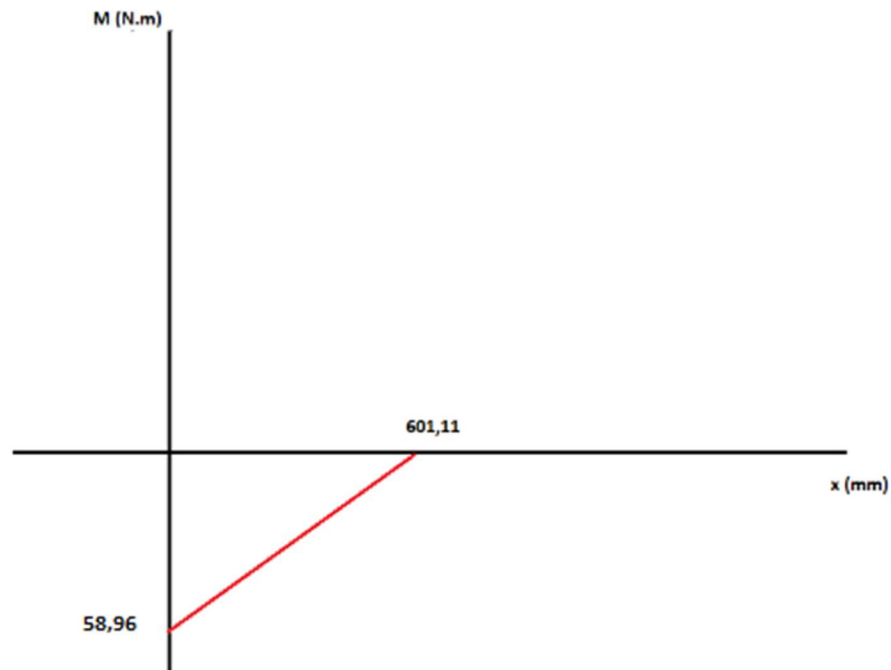


Figura 31: Diagrama de momento fletor da viga

$$I = \frac{\pi r^3}{4} = 9,82 * 10^{-8} \text{ m}^3 \quad (4.38)$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = 6,01 \text{ MPa} < \sigma_{adm} \text{ (OK)} \quad (4.39)$$

4.7 Dimensionamento do mancal de rolamento

Faz-se necessária a instalação de um mancal de rolamento junto do eixo, pelo efeito de redução do atrito estático, facilitando a transmissão de rotação para o eixo. O rolamento a ser especificado deverá ser apropriado para sustentar o tipo de carga que será aplicada sobre o eixo. Todo o dimensionamento foi realizado com base em SKF [23].

Para a escolha do rolamento foi necessário analisar os tipos de esforços atuantes. Nota-se a ação de esforços axiais e radiais que, na situação que se encontra o aparato, não pode sofrer com instabilidade durante seu ciclo de trabalho. Para isso, escolheu-se o rolamento de esfera de contato angular, que vai incorporar o conjunto mecânico e irá ser instalado junto dos suportes inferiores e superiores. Fez-se necessário considerar uma margem para a vida do rolamento em horas trabalhadas. Na Tabela 9 transcrita de SHIGLEY (2005)[22] encontra-se algumas recomendações sobre a vida dos rolamentos para alguns tipos de máquinas.

Tabela 9: Guia para valores de vida nominal requerida [23]

Classe de Máquina	L ₁₀ Horas de trabalho
Máquinas para 8 horas de trabalho, não totalmente utilizadas: Transmissões de engrenagens para uso geral, motores elétricos para uso industrial, trituradores rotativos, etc.	10.000 a 25.000
Máquinas para 8 horas de trabalho diário, totalmente utilizadas: Máquinas ferramentas, máquinas para trabalhar madeira, máquinas para a indústria mecânica em geral, guas para materiais a granel, ventiladores, correias transportadoras, máquina de impressão centrifugas e separadores	20.000 a 30.000
Máquinas para trabalho contínuo, 24 horas por dia: Caixas de pinhões para laminadores, maquinário elétrico de porte médio, compressores, elevadores de minas, bombas, máquinas têxteis	40.000 a 50.000
Equipamentos de abastecimento de água, fornos rotativos, torcedoras de cabos, máquinas propulsora de navios	60.000 a 100.000
Máquinas para fabricação de celulose e papel, máquinas elétricas de grande porte, centrais de energia, bombas e ventiladores para minas, mancais de eixos propulsores de navios	100.000

Segundo a Tabela 9, estima-se que a vida do equipamento a ser projetado pertença ao segundo grupo. Por isso, determinou-se o C_{10} do equipamento sendo de 25 000 h.

Após isso, foi preciso determinar a carga radial equivalente, que produz o mesmo efeito que as cargas radiais e axiais combinadas. Ele pode ser calculado da forma da equação 4.40,

$$F_e = X_i V F_r + Y_i F_a \quad (4.40)$$

em que,

F_e : Força radial equivalente atuante no rolamento [N]

X_i : intersecção no eixo das abscissas

V: Fator de rotação

F_r : Carga radial [N]

Y_i : Inclinação da linha

X e Y são elementos adimensionais que dependem da geometria do mancal. Os mesmos podem ser retirados da Tabela 10.

As recomendações da ABMA são baseadas na razão da componente axial F_a pelo valor de carga estática básica C_0 e um valor variável de referência e . O valor de carga estática C_0 é tabulado, junto com o valor básico de carga dinâmica C_{10} , nas publicações dos fabricantes de mancais.

Tabela 10: Fatores de carga radial equivalente para mancais de esferas [23]

F_a/C_0	e	$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$	
		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 $F_a/C_0 < 0,014$.

O cálculo da força radial equivalente considera, respectivamente, F_a e F_r sendo a força peso do conjunto e a força tangencial responsável pela rotação do mesmo. Com isso, X e Y são encontrados na Tabela 11 através de interpolação e V é considerado sendo 1, encontra-se F_e :

$$F_e = 0,56 (1) (627,30) + (1,392) (1264,5) = 2111,47 \text{ N}$$

Sabendo F_e , a escolha foi realizada de forma iterativa, uma vez que, como já mencionado, as cargas estáticas e dinâmicas são dados pelo fabricante no momento de escolha do mancal. A partir da escolha do mancal realizaram-se os cálculos para a vida útil do mesmo, partindo da força radial equivalente, comparando esse resultado com a vida requerida previamente de 25 000h. O cálculo pode ser feito através da equação 4.41.

$$L_{10} = \frac{60 L_n}{60 n_D} \left(\frac{C_{10}}{F_e} \right)^a \quad (4.41)$$

em que,

L_R : vida nominal [h]

n_R : velocidade nominal [rpm]

C_{10} : capacidade de catálogo [kN]

n_d : velocidade desejada [rpm]

a: constante, sendo este igual a 3 para mancais de esfera e $\frac{10}{3}$ para mancais de rolo

Tabela 11: Variáveis de entrada para cálculo de rolamento

Variáveis de entrada	
L_n	10⁶ Ciclos
n_D	15 [rpm]
Fe	2111,47 [N]
C_{10}	14,8 [kN]
A	3

A fabricante SKF admite um valor quantificado de ciclos de 10^6 revoluções, portanto a equação fica reduzida a:

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 (15)} \left(\frac{14,8 * 10^3}{2111,47} \right)^3$$

Percebe-se que a vida útil é diretamente proporcional à carga dinâmica dada pelo fabricante. Sabendo-se disso, escolheu-se o rolamento com menor carga e verificou-se sua vida útil. O rolamento escolhido foi o BECBY, fabricante SKF [24]. Suas especificações podem ser encontradas no Anexo III. Sua vida útil é encontrada a seguir:

$$L_{10} \approx 390\,443\,h$$

Nota-se que o grande valor encontrado para as horas úteis do mancal se deve à baixa rotação em que este está exercido

4.8 Suportes de sustentação

Faz-se necessária a existência de um suporte que sustente tanto o eixo e motor de passo, que estará presente no conjunto mecânico, como a parte superior do eixo, evitando-se, assim, um possível desbalanceamento causado com o tempo. Além de sustentar o eixo o suporte abrigará em seu interior o rolamento dimensionado, garantindo a estabilidade do conjunto. O suporte inferior está representado na Figura 32, e o suporte superior na Figura 33.

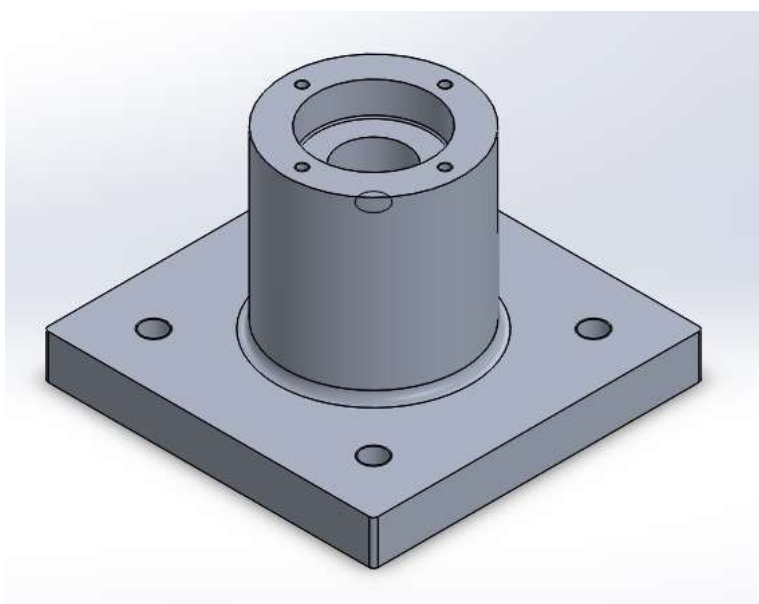


Figura 32: Suporte inferior (Fonte própria)

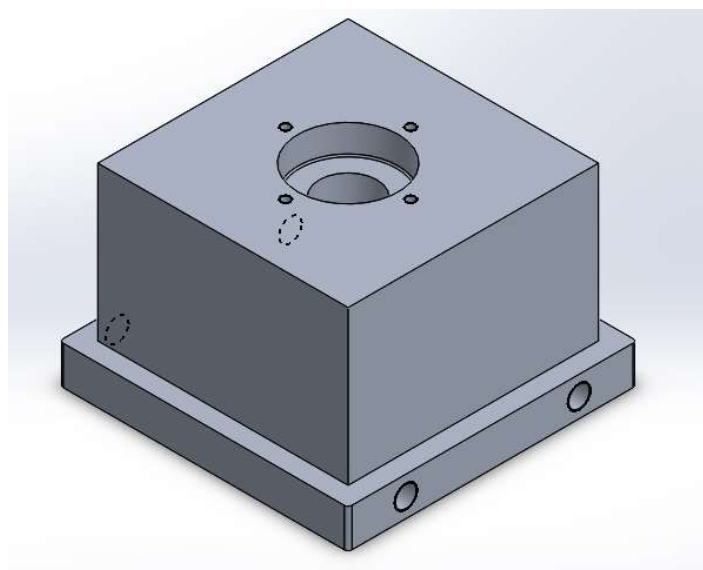


Figura 33: Suporte superior (Fonte própria)

4.9 Dimensionamento das esteiras

Haverá duas esteiras: a primeira tem como objetivo transportar os produtos carregados pelo cliente e guiá-los até o alcance do operador, que irá alocá-los nas sacolas. A outra terá a função de receber as sacolas cheias, vindas do carrossel, e guiá-las até o local de retirada, de onde o cliente receberá as compras ensacadas.

O comprimento será compatível como o espaço disponível na bancada,

4.9.1 Dimensionamento do motor das esteiras

Calcula-se a potência média entregue pelo motor à esteira, partindo-se de um rendimento de 75%. Assim é obtida a potência entregue pelo motor. A potência necessária para um motor realizar tal função é dada por:

$$P_m = \frac{Fv}{\eta} \quad (4.42)$$

em que:

F: Força necessária para tracionar o peso localizado em cima da esteira [N]

v: Velocidade da esteira [m/s]

η : Fator de potência

A esteira responsável pelo despacho possui um comprimento útil de 930 mm. Nela estará incorporado um anteparo para realizar a contensão das sacolas que irão ser encaminhadas pela própria esteira. Admitiu-se um tempo de entrega de aproximadamente 3s, entre instante do acionamento da esteira ser disparado por um sensor, que detecta a presença da sacola, até esta chegar às mãos do cliente.

Apesar de, a priori, ser visto como um tempo longo para a entrega dos produtos, ele não irá impactar no resto do processamento do ciclo. Isso porque após ser despachada uma sacola, um sítio no carrossel ficará vago, portanto nem o excesso de peso nem a diferença de grupos do produto a ser passado no leitor ótico forçará um novo despacho subsequente. Sabendo-se disso e, buscando não prejudicar o conteúdo interno da sacola, priorizou-se uma

velocidade de entrega mais baixa. Partindo-se do tempo de entrega e sabendo o comprimento da sacola e da esteira, calcula-se a velocidade necessária para a ação.

$$v = \frac{s}{t} \quad (4.43)$$

Em que s é o comprimento útil. Esse comprimento seria a diferença entre o comprimento da sacola e o comprimento da esteira. Com isso, tem-se:

$$v = \frac{930-400}{3} = 176,67 \text{ mm/s} = 0,1767 \text{ m/s}$$

A força F é a força necessária para tracionar o peso da sacola. Portanto admitindo-se uma massa de 10 kg, F ficando sendo definido por.

$$F = mg = 98,1 \text{ N}$$

O fator de potência foi escolhido partindo de um rendimento médio de 75% dos motores usuais. A potência do motor então foi calculada.

$$P_m = 23,11 \text{ VA} = 0,03 \text{ cv}$$

A escolha com o valor de potência mais próximo foi o motor W 22 para redutor do Tipo 1 IR2, distribuidora WEG, com potência entregue sendo de 0,16 cv [25].

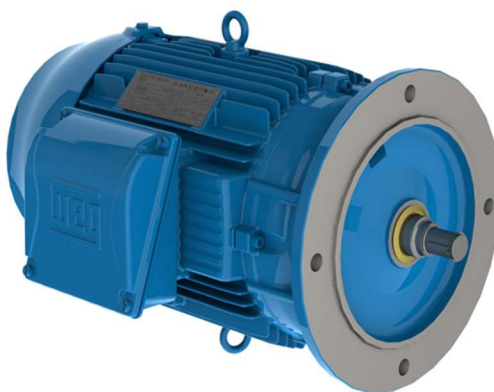


Figura 34: Motor WEG 22 [25].

As características físicas do motor foram desenvolvidos pelo produtor para atender aos requisitos exigidos pelos fabricantes de redutores. Para a esteira, que vai encaminhar os produtos para o operador, procurou-se manter as configurações calculadas anteriormente, visto que o motor escolhido trabalha em um regime de potência entre 0,16 a 50 cv.

4.10 Menção à análise por elementos finitos

Analisou-se a tensão equivalente de Von Mises no conjunto bandeja-eixo, buscando-se ratificar o uso do conjunto para uma situação de peso máximo de todas as sacolas. Como condição de contorno fixou-se ambas extremidades do eixo, impedindo o movimento axial e permitindo a rotação. A bandeja e o eixo foram unidos por solda. Após isso foi aplicado um torque no eixo e na bandeja equivalente ao do transmitido pelo motor de passo para o conjunto e foram analisadas as tensões equivalentes. Vale ressaltar que para a simulação foi utilizado uma malha padrão empregada pelo software. Esta teve uma discretização por elementos triangulares, pouca refinado devido a limitação computacional, como ilustrado na Figura 35, o que pode implicar em um resultado não tão preciso, mas que serve como base para ratificar a escolha dos componentes. As figuras 35 e 36 ilustram os resultados obtidos pela simulação.

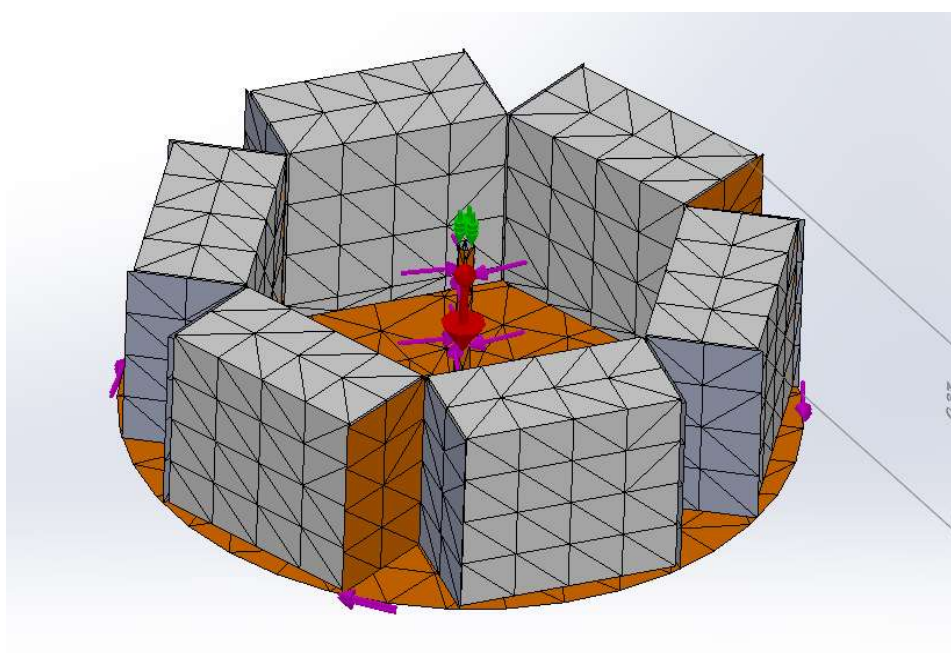


Figura 35: Malha criada para análise de elementos finitos

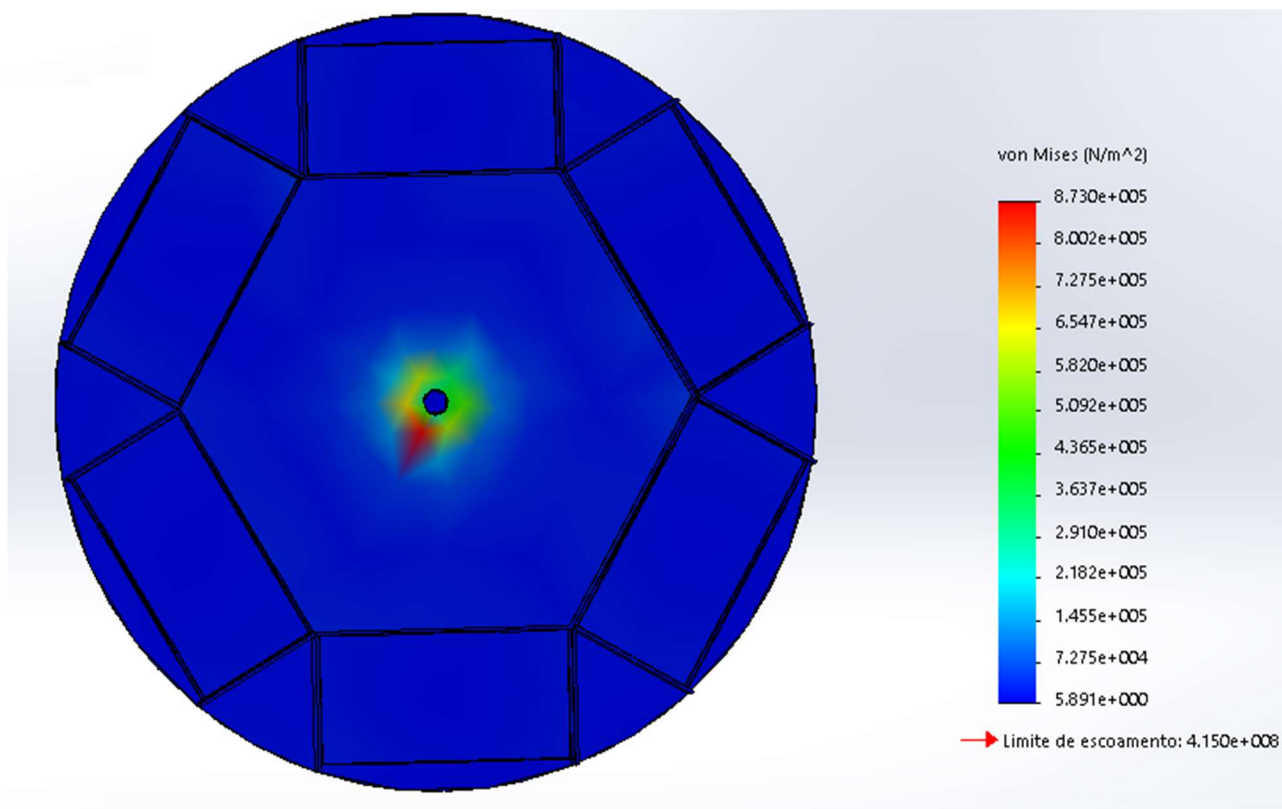


Figura 36: Vista superior do conjunto em simulação de tensão equivalente

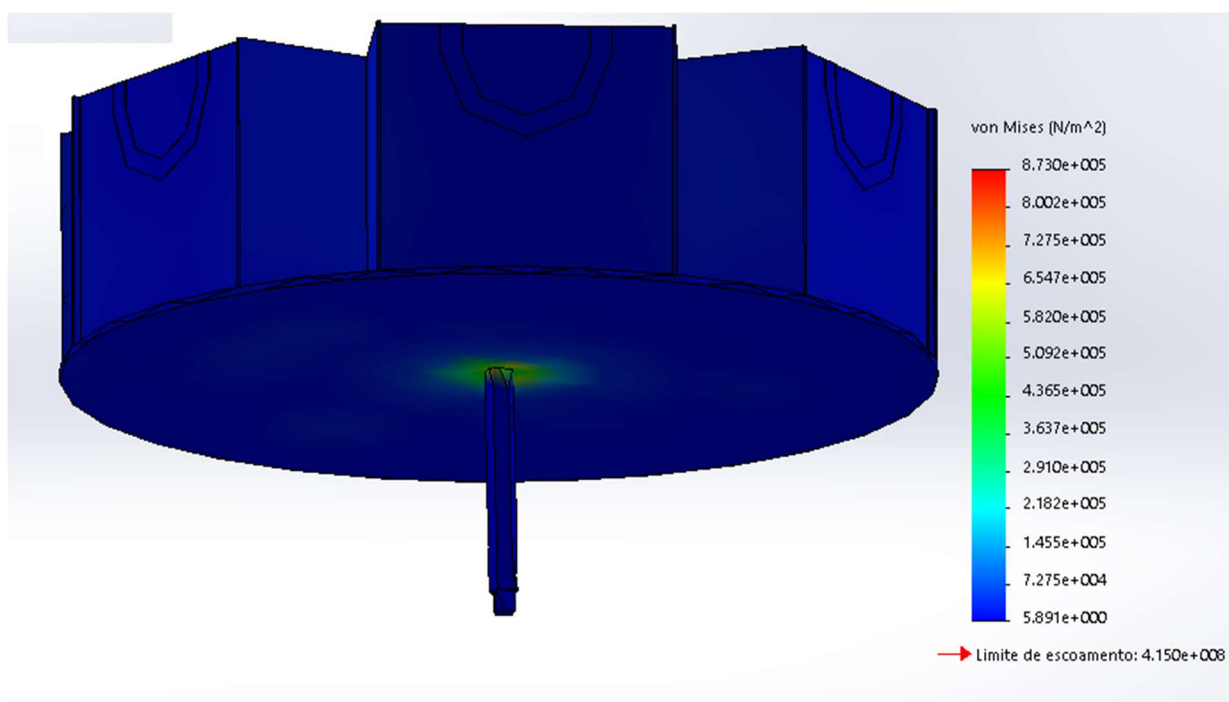


Figura 37: Vista da região inferior da bandeja

O resultado demonstra que os componentes dimensionados podem ser utilizados para o propósito do projeto. Observa-se que o material escolhido suporta perfeitamente os carregamentos e que a maior concentração é encontrada na parte central da bandeja.

4.11 Dimensionando o motor de passo

A rotação vai ser calculada partindo da necessidade do dispositivo de executar uma troca de sacolas em um tempo necessário para que o operador, que está executando as ações de passar os produtos pelo código de barras e colocá-los devidamente dentro da sacola, consiga continuar desempenhando essa função de maneira contínua. Dito isso, foi avaliado o cenário em um tempo estimado. Tempo foi definido como sendo o período que o operador demora para, ao colocar um produto dentro da sacola, passe outro produto pelo sensor de código de barras. Isso porque, caso o produto passado seja de um grupo diferente de seu antecessor, a máquina necessita realizar um movimento de rotação para trocar as sacolas.

O motor de passo a ser especificado deverá dar o torque necessário para que a bandeja gire nesse tempo. Para realizar esse cálculo, definiu-se que o motor poderia realizar rotações para ambos os sentidos, tendo assim uma distância angular máxima de π radianos a ser percorrida no momento de troca de sacola para ensacamento de um produto diferente. Estipula-se um tempo médio t de 2s para que operador de caixa passe um produto no sensor de código de barras após ter ensacado um produto anterior. Assim, a partir desses valores, pode-se calcular o torque e a velocidade angular necessários ao eixo para que a bandeja realizasse esse movimento de forma segura. Calculando-se a aceleração angular α e admitindo-se um θ de π rad tem-se:

$$\theta = \theta_0 + \omega_0 t + \frac{\alpha t^2}{2} \quad (4.44)$$

$$\alpha = \frac{\pi}{2} \text{ rad/s}^2$$

Para se obter o torque necessário a ser aplicado no carrossel, afim de especificar o motor de passo e suas relações de transmissão foi necessário também calcular o momento de inércia de massa do conjunto. O momento de inércia pode ser dado por.

$$J = \sum mr^2 \quad (4.45)$$

Devido à geometria complexa, o momento polar de inércia de massa foi retirado de uma análise de massa realizada pelo software Solidworks, como mostrado na figura 37. Com isso obteve-se:

$$J = 27,47 \text{ Kg.m}^2$$

Com esse resultado pode-se obter o valor do torque através da relação:

$$T = J.\alpha \quad (4.46)$$

$$T = 43,15 \text{ N.m} = 440,01 \text{ Kgf.cm}$$

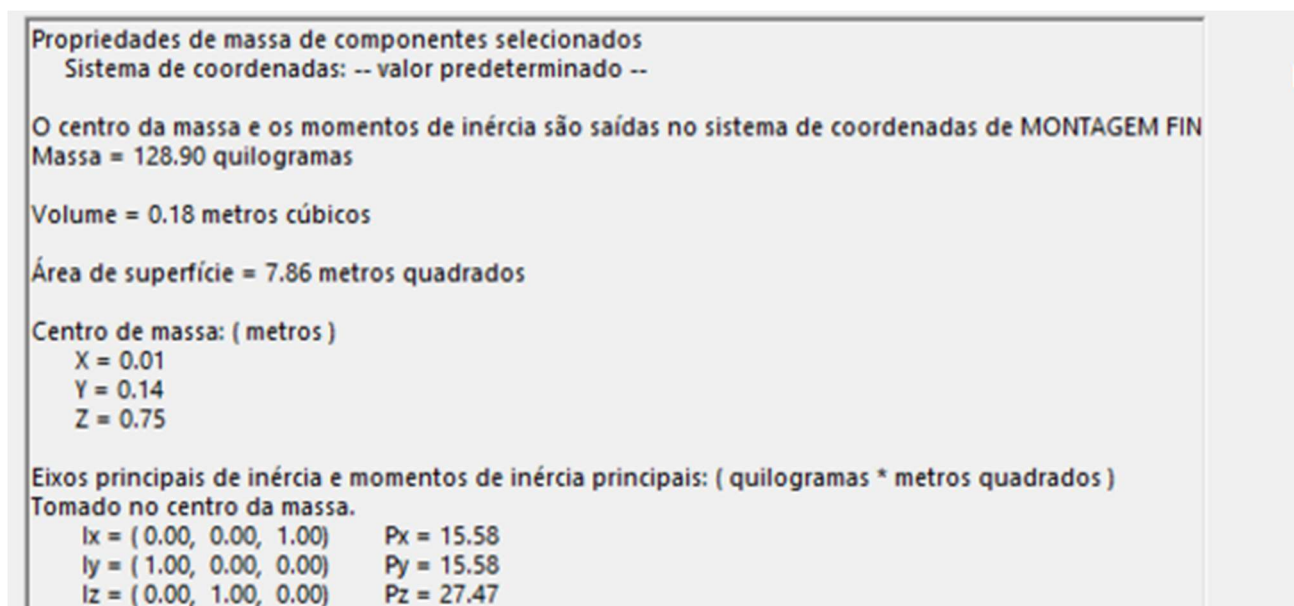


Figura 38: Propriedade de massa do conjunto mecânico retirado do software Solidworks.

Sabendo-se que a bandeja tem capacidade de percorrer 2π radianos em 4 segundos, tem-se:

$$\omega = 1,57 \text{ rad/s}$$

Covertendo o movimento para rotações por minuto obtem-se 15 rpm.

A potência necessária para rotação do eixo pode então ser definida como:

$$P = T \cdot \omega \quad (4.47)$$

em que,

T: Torque exercido na bandeja [N.m]

ω : velocidade angular [rad/s]

$$P = 67,74 \text{ W}$$

Para o motor de passo, calculou-se a potência requerida (P_r) a partir de um rendimento de 70% .

$$P_r = 96,78 \text{ W}$$

O motor de passo mais adequado para essa situação foi o motor Nema 34, fabricante NEOYAMA, com driver compatível AKDMPD8. Seu torque máximo é de 100 Kgf.cm como mostrado na Figura 38, O desenho técnico do motor podem ser encontrados no Anexo XXII.

Tabela 12: Especificações técnicas do motor Nema 34 [26]

Item	Especificação
Ângulo do passo	1.8°
N° de fases	2
N° de passos	200
Enrolamento	Espiras bifilares
Temperatura máx, de operação	80 °C
Temperatura ambiente	-10°C ~ 50°C
Classe de isolamento	B
Quantidade de fios	8
Peso	5 Kg
Sugestão de driver compatível	AKDMPD8/220-8.2A

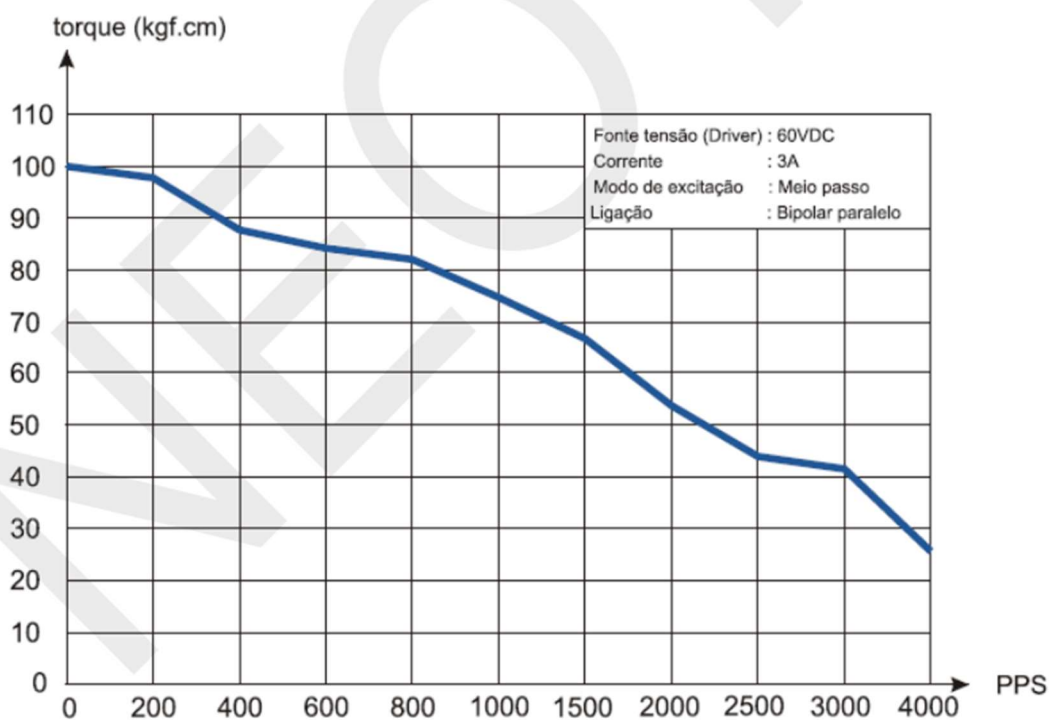


Figura 39: Gráfico de torque do motor Nema 34 [26].

Fez-se, então, o gráfico de potência desse motor, representado pela figura 39 onde se pode visualizar que mesmo o torque máximo sendo inferior, esse poderia ser transformado no torque necessário por intermédio de uma relação de transmissão. A equivalência entre PPS e RPM é dada por:

$$RPM = \frac{PPS(60)}{PPR} \quad (4.48)$$

em que:

RPM: Rotações por Minuto

PPS: Passos por Segundo

PPR: Passos por Revolução

E calculou-se a potência a partir da relação:

$$P = \frac{T * RPM}{9,55} [W] \quad (4.49)$$

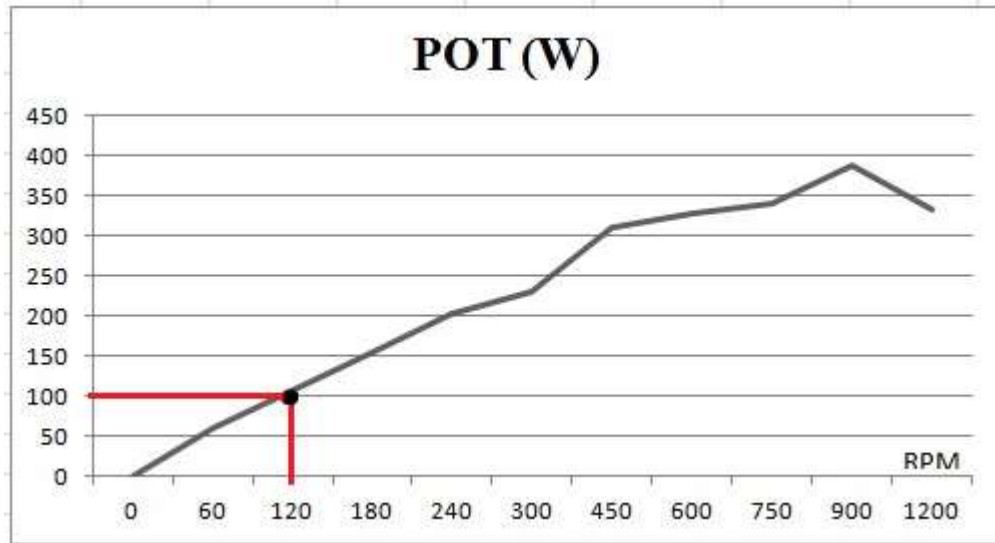


Figura 40: Gráfico potência x RPM do motor Nema 34.

É possível notar que para a potência de 100W o eixo do motor estaria girando a 120 RPM, a relação de transmissão pode ser encontrada a partir de:

$$\text{Relação de transmissão} = \frac{\text{RPM motor}}{\text{RPM carrossel}} = 8 \quad (4.50)$$

4.12 Transmissão

A transmissão será realizada através de engrenagens. Uma transmissão por engrenagens é composta por dois ou mais elementos. Quando há duas em contato, a engrenagem menor recebe o nome de pinhão e a maior, de coroa. O que acontece em uma relação desse tipo é a transferência de potência, expressão essa generalizada da lei da conservação de energia.

4.12.1. Escolha do tipo de transmissão

A intenção nesse projeto de transmissão é realizar a redução de velocidade vinda do motor e, conseqüentemente, um aumento do torque. Existem diversos tipos de engrenagens, cada um aplicável a uma situação diferente. No caso encontrado nesse projeto, há dois eixos paralelos, um proveniente do motor de passo e outro o eixo do carrossel. Fez-se a escolha de realizar essa transmissão por engrenagens cilíndricas de dentes retos, uma vez que é uma situação de transmissão que não abrange uma grande complexidade. A figura 40 mostra uma

idealização da transmissão, com o pinhão e a coroa com seus respectivos diâmetros e velocidades angulares.

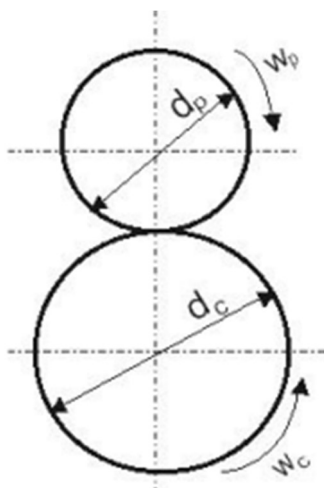


Figura 41: Relação de transmissão idealizada entre coroa e pinhão. (Fonte própria)

4.12.2 Dimensionamento das engrenagens

Para o dimensionamento da engrenagem levou-se em conta os seguintes critérios e valores de entrada que serão desenvolvidos abaixo:

4.12.2.1 Valores de entrada

Antes de realizar os cálculos é necessário conhecer os valores de entrada abaixo:

Tabela 13: Valores de entrada para cálculo das engrenagens (Fonte própria)

	PINHÃO	COROA
Número de dentes	18	145
Módulo [mm]	2	
Ângulo de pressão	20	
Relação de Transmissão	8	
Velocidade de Linha primitiva	0,226	
Qv [N.m]	7	
Força tangencial	442,48	-442,48
Diâmetro primitivo	36	290
Material	Aço SAE 8620 cementado	Bronze SAE 65
Rotação [rpm]	120	15
Vida útil [ciclos]	1,00E+07	

A velocidade da linha primitiva e a força tangencial foram calculadas a partir de:

$$v = \frac{\pi d n}{60} [\text{m/s}] \quad (4.51)$$

$$W_t = \frac{P}{v} [\text{N}] \quad (4.52)$$

4.12.2.2 Critério de falha por flexão nos dentes da engrenagem

A equação fundamental da AGMA para determinar a tensão de flexão nos dentes de engrenagem é dada por:

$$\sigma = W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{l}{b m} \frac{k_h k_b}{Y_j} \quad (4.53)$$

Onde:

W_t : força tangencial (N);

K_o : fator de sobrecarga;

K_v : fator dinâmico;

K_s : fator de tamanho;

K_h : fator de distribuição de cargas;

K_b : fator de espessura de borda;

b : largura da face do dente mais estreito (mm);

m : módulo transversal (mm);

Y_j : fator geométrico para resistência à flexão.

$$Q_v = 7$$

$$B = 0,25 (12 - Q_v)^{\frac{2}{3}} = 0,73 \quad (4.54)$$

$$A = 50 + 56 (1 - B) = 65 \quad (4.55)$$

O fator dinâmico é calculado em função da velocidade, e os outros valores são adquiridos para o cálculo da tensão de flexão:

$$v = \frac{\pi dn}{60} = \frac{\pi (0,036) (120)}{60} = 0,226 \text{ m/s} \quad (4.56)$$

K_v é definido para diferentes situações em que o material e o perfil de dentes variam. Para a situação encontrada no projeto K_v é cálculo como:

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200v}}{A} \right)^B = \quad (4.57)$$

$$K_v = \left(\frac{65 + \sqrt{(200) (0,226)}}{65} \right)^{0,73} = 1,075$$

Após esse cálculo, outras constantes foram obtidas:

$$b = 16 \text{ mm}$$

$$K_s = 1$$

$$K_0 = 1 \text{ (tabelado)}$$

em que,

$$C_{MC} = 1 \text{ (dentes sem coroamento)}$$

$$C_{Pf} = \frac{F}{10d} - 0,025 = 0,019 \quad (4.58)$$

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 = 0,137 \quad (4.59)$$

Em que os valores de A, B e C são tabelados e podem ser encontrados a Tabela 13.

Tabela 14: Constantes empíricas A,B e C

Condição	A	B	C
Engrenamento aberto	0,247	0,0167	-0,765(10 ⁻⁴)
Unidades fechadas, comerciais	0,127	0,0158	-0,093(10 ⁻⁴)
Unidades fechadas, de precisão	0,0675	0,0128	-0,926(10 ⁻⁴)
Unidades de engrenagens fechadas, extraprecisas	0,00360	0,0102	-0,822(10 ⁻⁴)

$$\frac{S_y}{S} \geq 0,175 \rightarrow C_{pm} = 1,1 \quad (4.60)$$

$$C_e = 1$$

$$K_m = 1 + 1 (0,019 * 1,1 + 0,137 * 1) = 1,158 \quad (4.61)$$

$$mb = \frac{T_r}{H} \quad (4.62)$$

$$H = 4,55 \text{ mm}$$

$$Tr = dp - 1,25m - di = 19,5 \quad (4.63)$$

$$mb = 4,33 > 1,2 \Rightarrow K_b = 1 \quad (4.64)$$

$$Y_j = 0,33 \text{ (gráfico)}$$

Com isso, se define o valor da tensão de flexão no dente da engrenagem:

$$\sigma = 52,16 \text{ MPa}$$

O valor da tensão admissível é calculado a seguir e comparada com o valor obtido:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{Fp}}{n} \frac{Y_n}{Y_\theta Y_z} \quad (4.65)$$

$$\sigma_{Fp} = 379,21 \text{ MPa} \quad (4.66)$$

$$Y_n = 1$$

$$Y_{\theta} = 1$$

$$Y_Z = 1$$

$$n = 2$$

$$\sigma_{adm} = 189,60 > \sigma \text{ (OK)}$$

Com isso verifica-se que a engrenagem está corretamente dimensionada.

4.12.2.3 Critério para resistência à formação de cavidades (tensão de contato)

A equação fundamental da AGMA para determinar a tensão de flexão nos dentes de engrenagem é dada por:

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{\frac{Wt K_o K_v K_s K_h Z_r}{D_{w1} b Z_I}} \quad (4.67)$$

$Wt, K_o, K_v, K_s, K_h, b$ são os mesmos descritos no item 4.6.2.1;

Z_R : fator de condição superficial;

Z_I : fator geométrico a resistência à formação de cavidades;

Z_E : coeficiente elástico;

O material escolhido para a engrenagem foi o bronze e, a partir do material, define-se o valor de algumas variáveis:

$$Z_E = 158$$

$$d_{p1} = 36 \text{ mm}$$

$$b = 16 \text{ mm}$$

$$Z_R = 1,2$$

$$Z_I = 0,57$$

$$I = \frac{\cos 20^\circ + \sin 20^\circ}{2} + \frac{M_G}{M_G + 1} = 0,57 \quad (4.68)$$

$$\sigma_c = 224,18 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{FP} Z_n Z_w}{n Y_{\theta} Y_Z} \quad (4.69)$$

$$\sigma_{FP} = 180000 \text{ psi} = 1241 \text{ Mpa} \quad (4.70)$$

Onde,

H_{BP} : Bronze SAE 65 → 95 Brinell

H_{BG} : Aço SAE 8620 cementado para 58 HRC → 615 Brinell

$$\frac{H_{BP}}{H_{BG}} = 6,47 > 1,7 \rightarrow A' = 0,00698 \quad (4.71)$$

$$Z_W = 1 + A'(M_G - 1) = 1,05 \quad (4.72)$$

$$\sigma_{CADM} = 650,82 > \sigma_c(OK)$$

4.12.3 Material e tratamentos térmicos nas engrenagens

Devido à proposta do projeto, segundo a qual a máquina estará sendo utilizada constantemente, o pinhão deve possuir um tratamento que garanta resistência contra o desgaste dos dentes. Objetiva-se à formação de um núcleo dúctil e dentes de engrenagem mais duros para, que no contato da transmissão, a engrenagem não quebre devido à fragilidade. Selecionou-se, então, o tratamento térmico de cementação e o aço utilizado para confecção da engrenagem será SAE 8620, aço comumente utilizado para este fim. Auxiliando ainda mais na função de reduzir o desgaste escolheu-se o material bronze SAE 65 para a coroa devido a sua menor dureza superficial.

4.13 Mecanismos de despacho

A lógica de despacho dá início quando alguma das sacolas está com o limite de massas (10 kg) ou quando se faz necessário se desfazer de um sítio para a entrada de outro grupo de produtos. Quando alguma dessas duas situações acontece, a sacola a ser despachada é posicionada no local específico, sendo empurrada por um atuador posicionado a sua frente. Pelo fato do atuador não conseguir empurrar as sacolas que estão com seu volume interno preenchido completamente, uma vez que dessa forma, a sacola irá apenas dobrar ou amassar ao ser empurrada e não sairia do lugar, definiu-se uma chapa que será vinculada ao atuador,

por meio de solda, e será responsável em fazer contato com toda a seção da embalagem, garantindo sua locomoção até a esteira de despacho. A chapa terá dimensões semelhantes às da seção da sacola, atentando apenas para a elevação presente na bandeja. Com isso a chapa, a ser presa no atuador, terá 400 mm x 340 mm, com 2 mm de espessura, feita de alumínio, visto que é preciso que essa chapa seja feita de um material que não empene o atuador ao ser fixado nele.

4.13.1 Atuadores

Os atuadores serão responsáveis por 2 funções do projeto: o de despachar as sacolas e de encaminhá-las ao sistema de alimentação. Para especificação dos atuadores foi levada em conta a força que ele teria que exercer sobre as sacolas e o deslocamento que ele deveria realizar. É preciso deslocar uma sacola completamente cheia em um trajeto de 245,30 mm, que é o trajeto a ser vencido da bandeja até a esteira. Estima-se um tempo de 2s para realizar esse ciclo. Portanto, o atuador a ser escolhido deve possuir uma velocidade máxima v exercida em um peso de 98,1 N:

$$v = \frac{245,30}{2} = 122,65m/s$$

O atuador escolhido foi o atuador linear LA 36, fabricante LINEAK, ilustrado na Figura 41, que alcança uma velocidade máxima de 160 mm/s sem carga. As especificações e desenhos técnicos do atuador podem ser encontrados no Anexo XXIII.



Figura 42: Atuador LA 36.

A fixação do atuador de alimentação será dada por meio de abraçadeiras presas na mesa conforme indicado na Figura 42. O atuador de despacho será fixado no teto da bancado com abraçadeira e parafusos com cabeça chanfrada, para que não sejam visto pelo balcão.

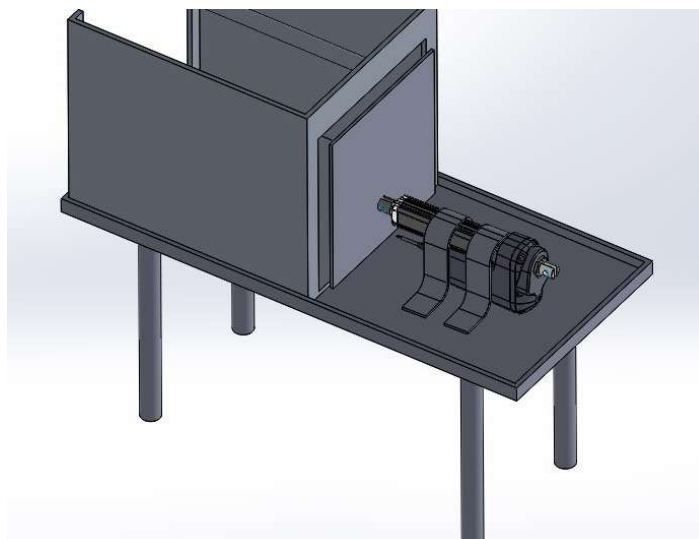


Figura 43: Atuador de alimentação fixado em mesa (Fonte própria)

4.14 Sistema de alimentação

O sistema de alimentação consiste, basicamente, de um compartimento onde estarão posicionadas as sacolas vazias, um atuador que irá empurrá-las para o local e dois micro ventiladores que irão inflar as sacolas e contribuir para o deslocamento delas até o carrossel. Admite-se que algumas sacolas podem chegar um pouco fechadas, mas isso não é visto como um problema. Isso porque como o operador vai realizar um manuseio na própria sacola para a colocação dos itens dentro dela, é de senso comum que ele possa, eventualmente, ajeitar algumas. Isso não impactaria em nenhuma perda de tempo.

4.14.1. Compartimento de alimentação

O compartimento desempenha a função de manter guardado um conjunto de sacolas para reabastecimento do carrossel. Ele será sustentado com um suporte que também fixará o

atuador de alimentação. Sua concepção pode ser vista na Figura 43 e o posicionamento dele e dos outros componentes desse setor foram ilustrados na Figura 44.

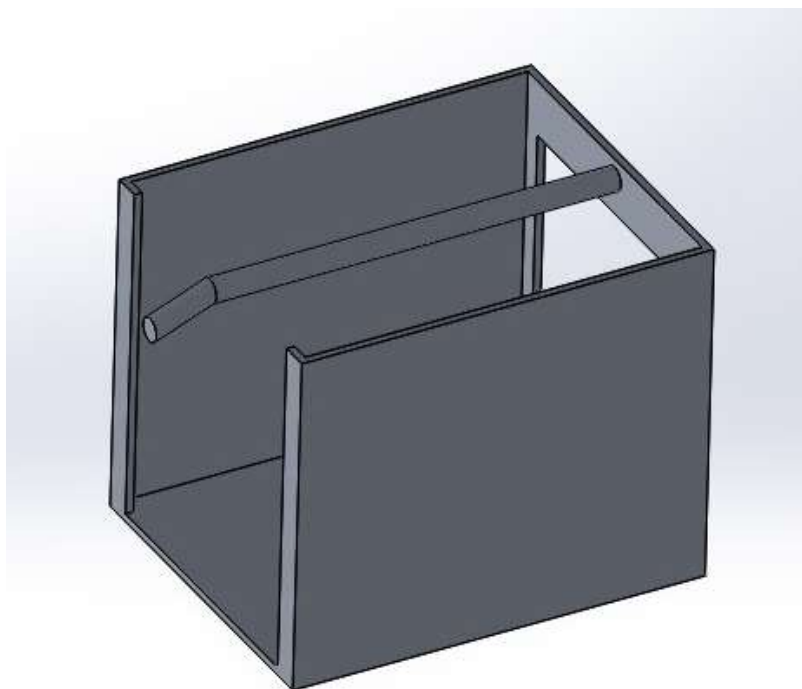


Figura 44: Compartimento vazio (Fonte própria)

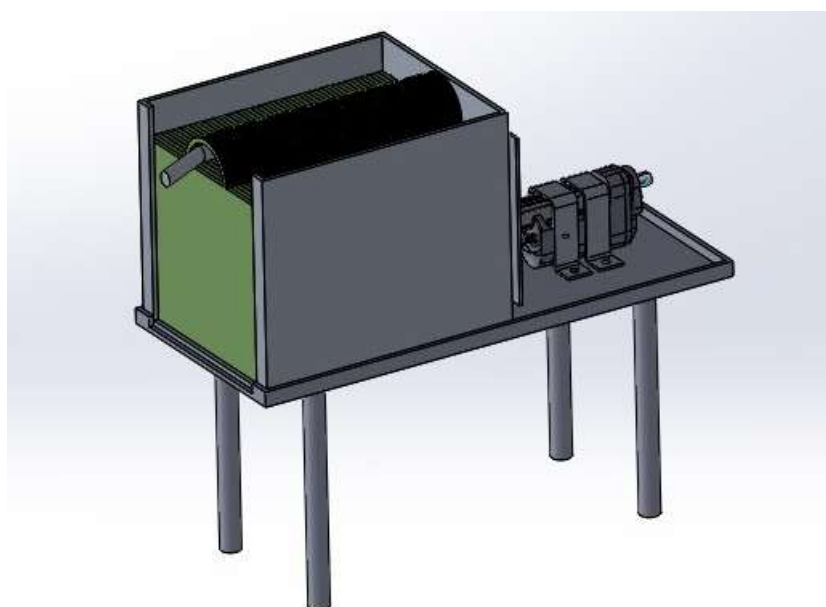


Figura 45: Configuração do sistema de alimentação (Fonte própria)

4.14.2 Sistema de abertura das sacolas

A abertura das sacolas será efetuada através de dois microventiladores posicionados no teto do balcão por cantoneiras, Eles serão responsáveis por inflar as sacolas assim que tenham sido empurradas pelo atuador para sua saída do compartimento. Por causa do caimento no eixo que está segurando as bolsas pela alça, e com o auxílio do sopro proporcionado pelos infladores, as sacolas caem no carrossel posicionadas. Para que não ocorra o risco delas tombarem ao serem largadas, haverá um anteparo posicionado na frente delas, que garante o posicionamento correto dentro do carrossel. O ventilador utilizado é o BFB de dimensões 60 x 60 x 25 mm e suas especificações podem ser encontradas no Anexo XXIV.

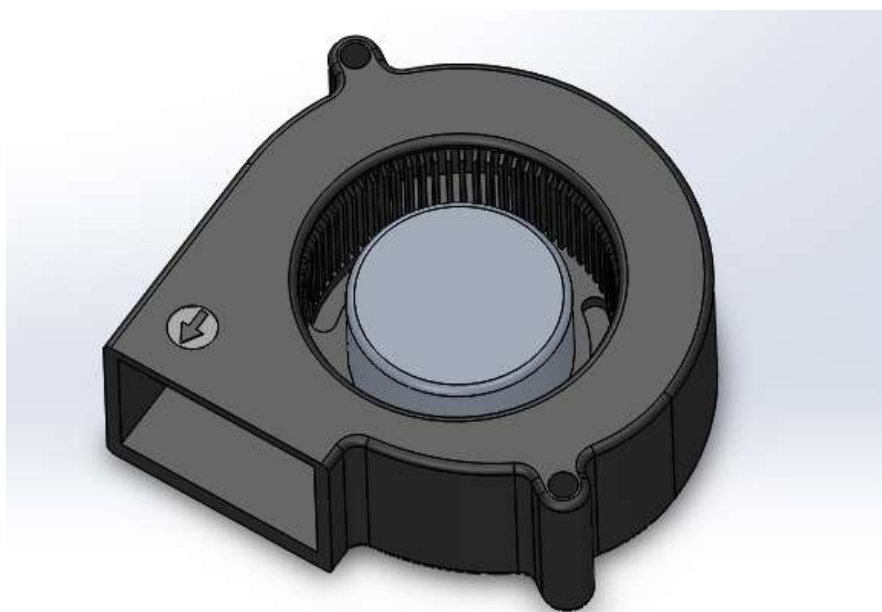


Figura 46: Micro ventilador (Fonte própria)

4.15 Montagem do conjunto

Com todos os componentes mecânicos dimensionados e seus mecanismos definidos buscou-se, através da Figura 46 ilustrar o novo posto de check-out proposta pelo projeto. Com a finalidade de demonstrar que os aspectos ergonômicos foram levados em conta no momento da montagem, a Figura 47 ilustra uma vista superior do mesmo posto, mostrando

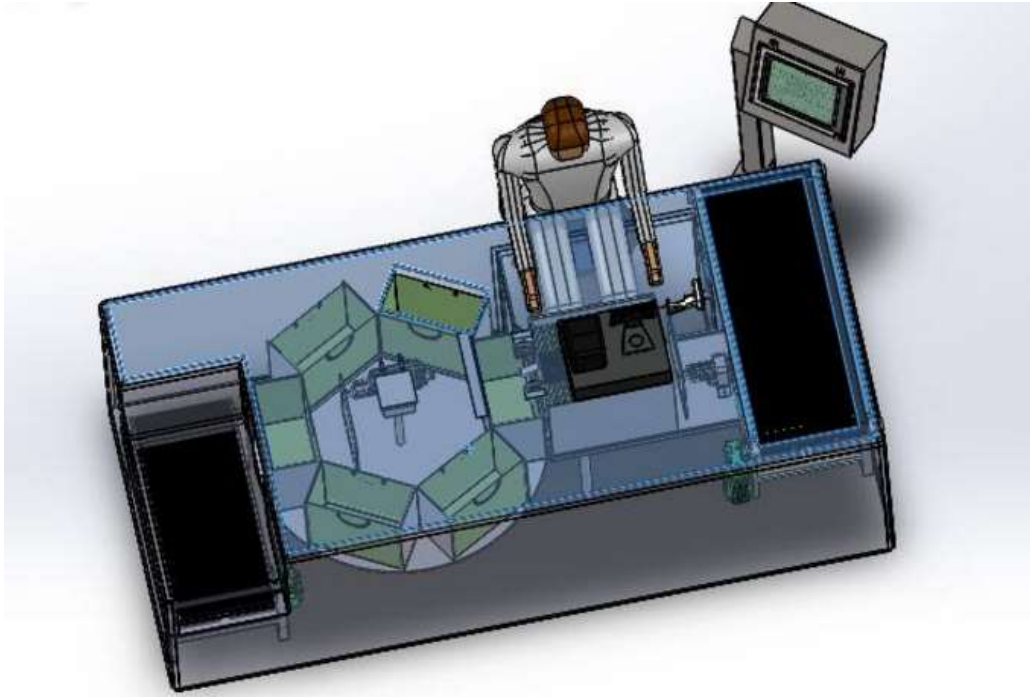


Figura 47: Novo posto de Check-out proposto (Fonte própria)

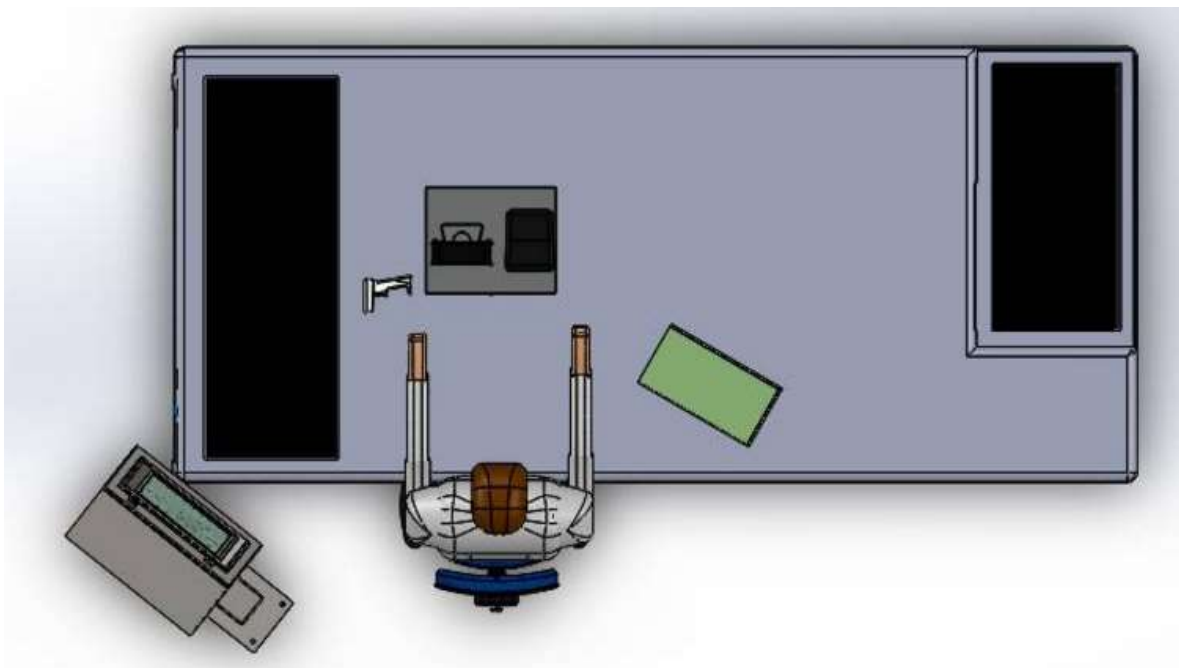


Figura 48: Vista superior do novo posto de Check-out proposto (Fonte própria)

4.16 Componentes eletrônicos

Para o funcionamento de todo sistema de rotação automatizada faz-se necessário um sistema elétrico ligando os componentes eletrônicos e motor de passo. Considerando que esse projeto é voltado para os aspectos mecânicos do aparato, não serão tratados, de forma minuciosa, os conjuntos e ligações elétricas realizadas. Porém, vê-se necessário desenvolver a idéia por trás de cada componente e a forma como trabalharão juntos. Para o dimensionamento detalhado das ligações, será consultado um profissional capacitado.

4.16.1. Acionamento (Driver)

A função do driver é controlar os parâmetros do motor de passo, pois a rotação irá variar à medida que diferentes produtos são passados pelo código de barras. O driver será responsável pela leitura dos sinais que chegarão para que seja realizada a rotação do motor de passo.

A escolha de um driver compatível é fundamental e, por isso, optou-se pelo driver AKDMPD8, ilustrado na Figura 48, pela sua compatibilidade com o motor de passo escolhido.



Figura 49: Driver AKDMPD8 [26].

4.16.2. Botão de encerramento

Seguindo a lógica operacional da máquina, após o despacho de todas as sacolas pelas condições de peso e diferenças de grupo nota-se que ficariam na máquina as outras bolsas que não preenchem o requisito lógico para serem despachadas. Terminado os produtos a serem empacotados, faz-se necessário a existência de um botão que force a máquina e despachar essas sacolas presas. Esse botão teria a função de mandar um sinal para a o carrossel e este, enviaria a sacola para o local de entrega para o cliente, com o carrossel seguindo um sentido de rotação mais conveniente. Através da programação de um CLP a máquina consegue identificar quais são os sítios com presença de bolsas através das informações de produtos enviados pelo sensor óptico para o CLP. Vale ressaltar que pelo curto comprimento da esteira de recebimento, o botão aciona uma operação unitária. Isto é, o acionamento uma vez do botão faz uma bolsa presente no protótipo ser despachada. Esse controle será realizado pelo operador de caixa que poderá acionar o botão uma vez que a esteira esteja disponível para o recebimento.

4.16.3 Sensores

Será necessário o uso de sensores em certos momentos do ciclo de trabalho da máquina. Isso se dá pela necessidade de se manter tudo automatizado e com rápida resposta dos componentes. Para tal, foram especificados os tipos de sensores a ser utilizados e suas posições em casa componente.

4.16.3.1. Sensor óptico

O leitor de código de barras é responsável por transmitir as informações do produto escaneado para o computador, que identificará o produto pela codificação numérica do sistema de ponto de venda da loja.

4.16.3.2. Sensores de movimento

Serão necessários sensores, posicionados no começo da esteira de despacho, para que auxiliem na ativação da esteira quando for detectada uma sacola. Assim como no começo, é

preciso um sensor posicionado no final do trajeto da esteira, fazendo com que a mesma pare, evitando assim um trabalho desnecessário da máquina.

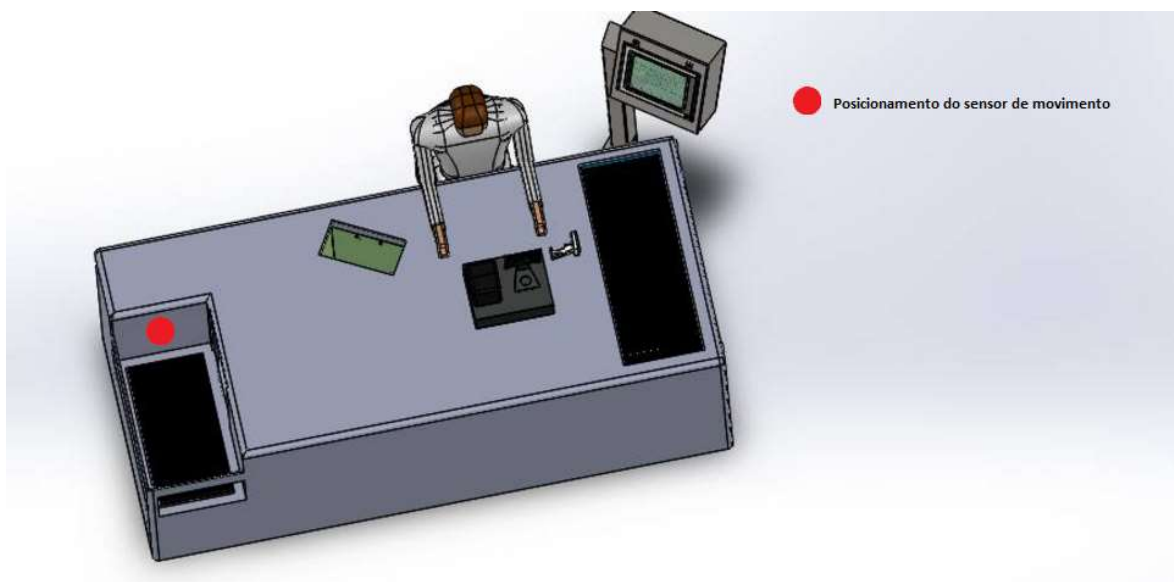


Figura 50: Posicionamento do sensor de movimento (Fonte própria)

4.16.4. CLP

O controlador lógico programável é um computador especializado, baseado em um microprocessador que desempenha funções de controle através de softwares desenvolvidos pelo usuário. Deve possuir um processador com software de controle e hardware que suporte operação em ambientes industriais. Este software, que é específico para automação e controle, possui um sistema operacional de tempo real. Durante o seu funcionamento ele realiza uma sequência de operações denominada de ciclo de varredura. O tempo que o CLP leva para completar um ciclo denomina-se Tempo de Varredura ou Scan Time, os fabricantes em geral fornecem o tempo de varredura para executar 1024 instruções de lógica booleana.

Ele realizará toda a integração dos sistemas automatizados da máquina e será programado por especialistas na área. A Figura 50 mostra a lógica de transmissão dos sinais de uma configuração de sistema para posicionamento de alta precisão. O ângulo de rotação e a velocidade do motor de passo podem ser controlados com precisão por meio de sinais de pulso do controlador [25].

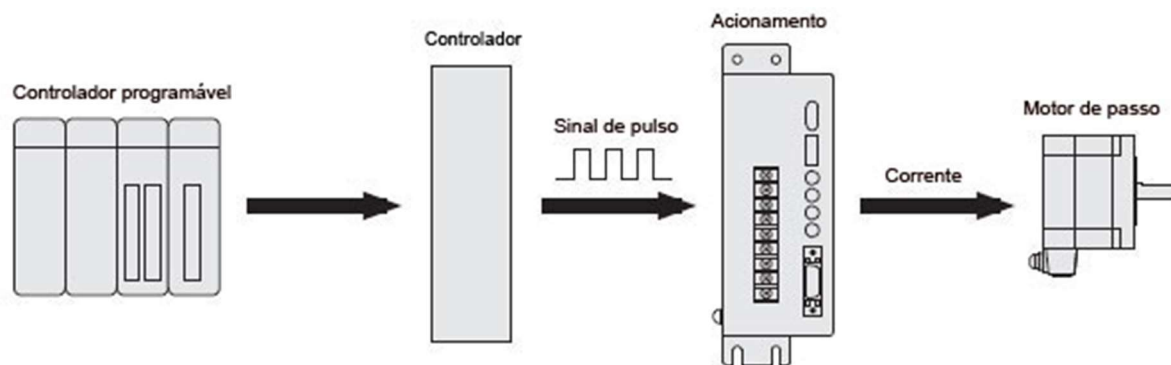


Figura 51: Configuração do controle do motor de passo [27].

4.16.5. Compras customizadas

O protótipo foi desenvolvido visando uma operação rápida e padronizada. Porém, muitos clientes possuem formas diferentes de realizar o empacotamento de seus produtos, sendo na importância que dão para a organização como na forma de agrupa-los nas sacolas. Isso implica em uma necessidade de inserir uma opção para customizar a forma de ensacar as compras. Para tal, antes do ciclo operacional começar são dadas opções para o freguês, através de uma tela posicionada estrategicamente para não prejudicar nenhum elemento do protótipo, onde ele possa escolher uma operação padrão, baseada na lógica de operação estabelecida pelo projeto, ou uma forma customizada, onde o cliente vai agrupar os produtos que ele deseja que sejam colocados juntos através dessa mesma tela. Também há a possibilidade de excluir qualquer diferença entre os itens e pedir que a operação seja uma operação contínua, com o operador colocando todos os produtos em uma mesma sacola, até que esta alcance o limite padrão da máquina de 10 kg. O fato de personalizar a máquina agrega a mesma um diferencial, visto que o cliente tem um maior controle na operação se sentindo livre para escolher a forma como as compras serão entregues.

Capítulo 5

Conclusão

Durante o processo de criação de idéias para a concepção da máquina foram precisos estudos de campo para analisar a possibilidade da existência da mesma. Após um estudo de mercado verificou-se que diversas pessoas apoiavam a ideia e pôde-se constatar, através de uma reunião com gerentes de lojas de supermercado, que o maior problema encontrado no setor era o tempo gasto e incomodo causado pela necessidade da ação do cliente ao empacotar seus produtos.

A criação dessa máquina pode atender os problemas citados e ainda ser utilizada como marketing positivo para o mercado que possuir tal tecnologia. Tal solução foi usada como meio de motivação para o projeto.

Além disso, pode-se fazer uso de diversas áreas da engenharia, tendo um aprimoramento multidisciplinar. A concepção do aparato, como um todo, levou em conta o ambiente externo onde deve ser instalado, o que permite a locação em qualquer loja ou mercado. Também é interessante salientar a possibilidade de diferentes testes e operações após a fabricação de uma máquina beta, podendo alguns recursos e conceitos ser alterados para uma maior adaptabilidade de todo o conjunto mecânico, como alterações geométricas e trocas de material. Isso porque o projeto em questão é apenas uma concepção, sem os refinamentos necessários a um projeto executivo. Porém, a modelagem de todos os elementos foi realizada levando em conta normas de engenharia e fatores de segurança indicados pela literatura, visando minimizar falhas do equipamento e riscos à operação e aos usuários. Nota-se no mercado brasileiro a falta de investimentos nessa área, onde não se verifica nenhuma novidade tecnológica para agilizar o processo ou melhorar a satisfação do cliente.

Referências Bibliográficas

[1] KNOKE, W. *O Supermercado no Brasil e nos Estados Unidos: Confrontos e Contrastes*. RAE-Revista de Administração de Empresas, v. 3, n. 9, out-dez, p.91-104, 1963.

[2] DINIZ, A. *O Brasil na era dos supermercados*. 2012. Disponível em
<<http://abiliodiniz.com.br/trajetoria/opinia/o-brasil-na-era-dos-supermercados/>>

[3] GUERRA, S. *Mais por menos: produtividade para resultados*. Brasília: Associação dos analistas e profissionais de investimentos do mercado de capitais, jun. 2006. Disponível em:
. Acesso em: 11 Jul. 2006

[4] SANTOS, A. M. M. M.; GIMENEZ, L. C. P. *Reestruturação do comércio varejista e de supermercados*. In: BNDES: Banco Nacional de Desenvolvimento. Brasília, jan. 2002. Disponível em
<http://www.bndes.gov.br/SiteBNDES/export/sites/default/bndes_pt/Galerias/Arquivos/conhecimento/relato/supmerca.pdf>

[5] SUPERMERCADOS GUANABARA: *lista de produtos*. Disponível em
<<https://www.supermercadosguanabara.com.br/produtos>>

[6] FUNDAÇÃO ESPAÇO ECO “BEATRIZ LUZ”. *Estudo Ecoeficiência de sacolas de supermercado*. 2008. Disponível em
<http://www.braskem.com.br/Portal/Principal/Arquivos/Download/Upload/SOAP_Estudo%20sacolas_FINAL%20WEBSITE_26.pdf>

[7] MINISTÉRIO DO TRABALHO E EMPREGO. NR 17 – *ERGONOMIA*. 1990.

[8] JPC GÔNDOLAS: *Catálogo de produtos JPC GÔNDOLAS*.

[9] ESTEVAN A. *Luta contra as sacolas plásticas é mundial*. Disponível em
<http://viajeaquibril.com.br/materias/luta-contra-as-sacolas-plasticas-e-mundial>

- [10] MONTENEGRO R. S. P. *Polipropileno. Disponível em*
http://www.bndes.gov.br/SiteBNDES/export/sites/default/bndes_pt/Galerias/Arquivos/conhecimento/bnset/polipr2a.pdf
- [11] ANDRADE F. “Qual a diferença entre um saco de rafia convencional e um saco de rafia laminado?”. 25 de outubro de 2012. Disponível em
<http://polisacos.com.br/blog/?p=162>
- [12] GRANDJEAN E. *Manual de Ergonomia. Porto Alegre: Bookman, 1998.*
- [13] MINIMANI. *Catálogo de balcão de checkout. Disponível em*
<http://www.minami.ind.br/balcao-checkout.html>
- [14] NSF. *Catálogo de balcão de checkout. Disponível em*
<http://www.nsf.ind.br/check-out-duplo>
- [15] MACESSÓRIOS. *Catálogo de balcão de checkout.. Disponível em*
http://www.mnecessorios.com/index.php?route=product/product&product_id=116
- [16] ALCOA. *Catálogo de ligas e têmperas.*
- [17] HIBBELER, R.C. *Resistência dos materiais.* São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2004.
- [18] J. E. Shigley, *Projeto de Engenharia Mecânica,* Porto Alegre: Bookman, 2005.
- [19] R, E Peterson, *Stress Concentration Factors,* Wiley, New York, 1974, p. 146, 235.
- [20] MELCONIAN, S. *Elementos de Máquinas.* 10 ed. São Paulo: Érica 2012.
- [21] HIBBELER, R.C. *Resistência dos materiais.* São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2004, p.177,483
- [22] PUC RIO. *Dimensionamento Clássico de Cordões de Solda. Disponível em*

http://www.maxwell.vrac.puc-rio.br/7732/7732_4.PDF

[23] J. E. Shigley, Projeto de Engenharia Mecânica, Porto Alegre: Bookman, 2005. p.543,547,

[24] SKF Catálogo de rolamentos do tipo esferas de contato angular

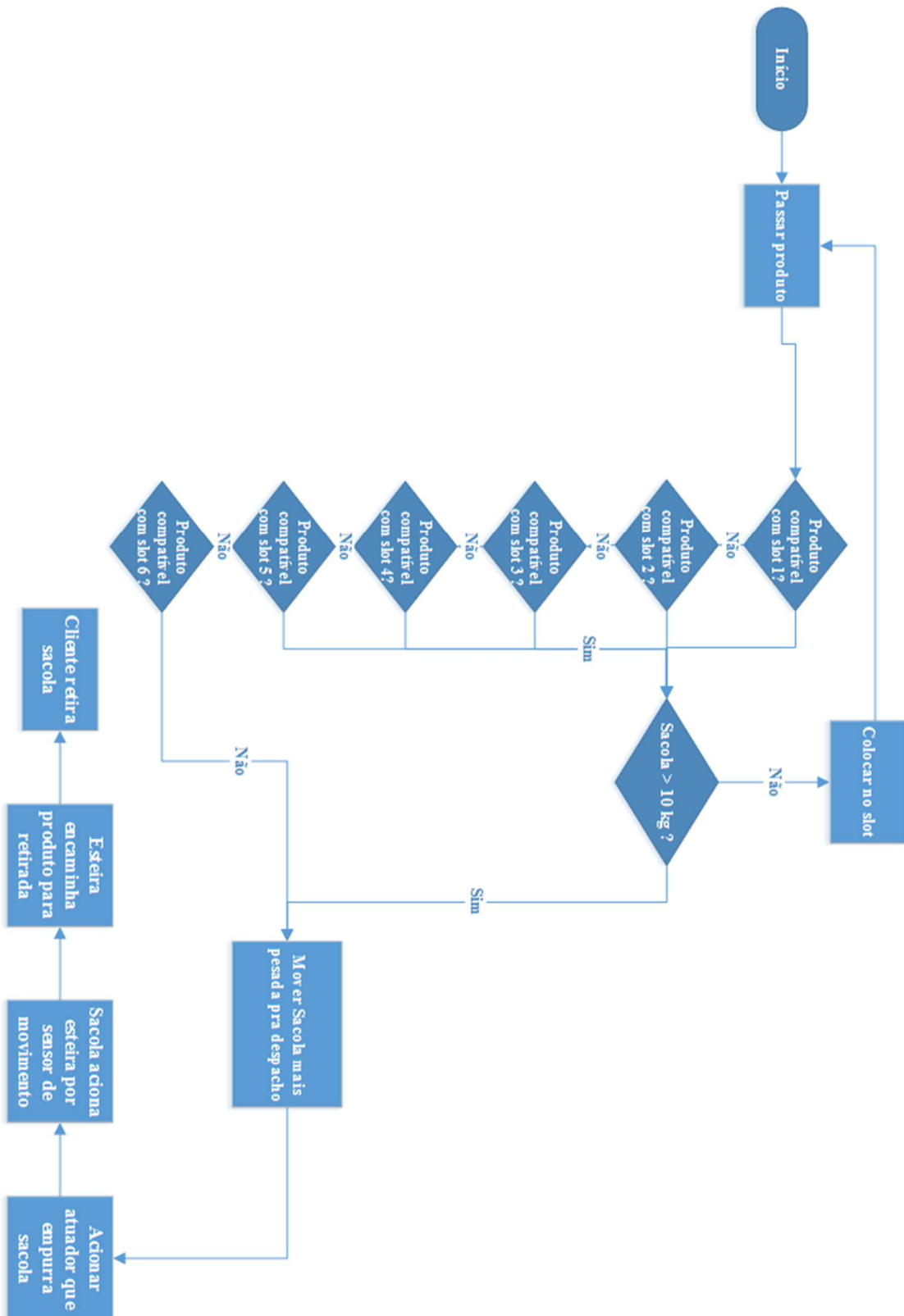
[25] WEG Catálogo de motores para aplicações industriais, disponível em <http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-motores-aplicacoes-industriais-50009275-catalogo-portugues-br.pdf>

[26] NEOYAMA. Catálogo de motor de passo

[27] AKIYAMA. Manual Driver para motor de passo, disponível em <http://www.yuzhou.com.br/loja/webroot/files/produtos/files/manualakdmpd822082av01r06.pdf>

[28] ORIENTAL MOTORS. *Motores de passo. Disponível em* <http://www.orientalmotor.com.br/produtos/motores-de-passo.html>

ANEXO I - Fluxograma Lógico de Operação do Carrossel

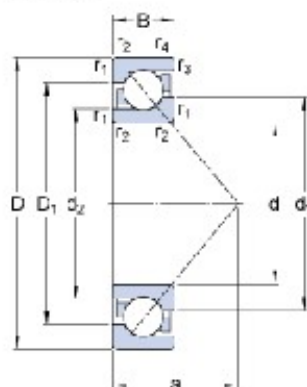


ANEXO III -Catálogo do Mancal

SKF

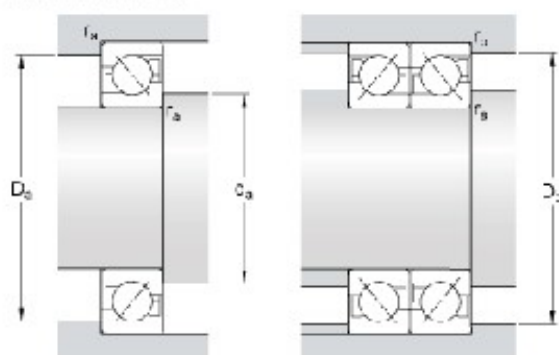
7205 BECBY

Dimensions



d	25	mm
D	52	mm
B	15	mm
d ₁	≈ 36.1	mm
d ₂	≈ 30.87	mm
D ₁	≈ 41.5	mm
a	24	mm
r _{1,2}	min. 1	mm
r _{3,4}	min. 0.6	mm

Abutment dimensions

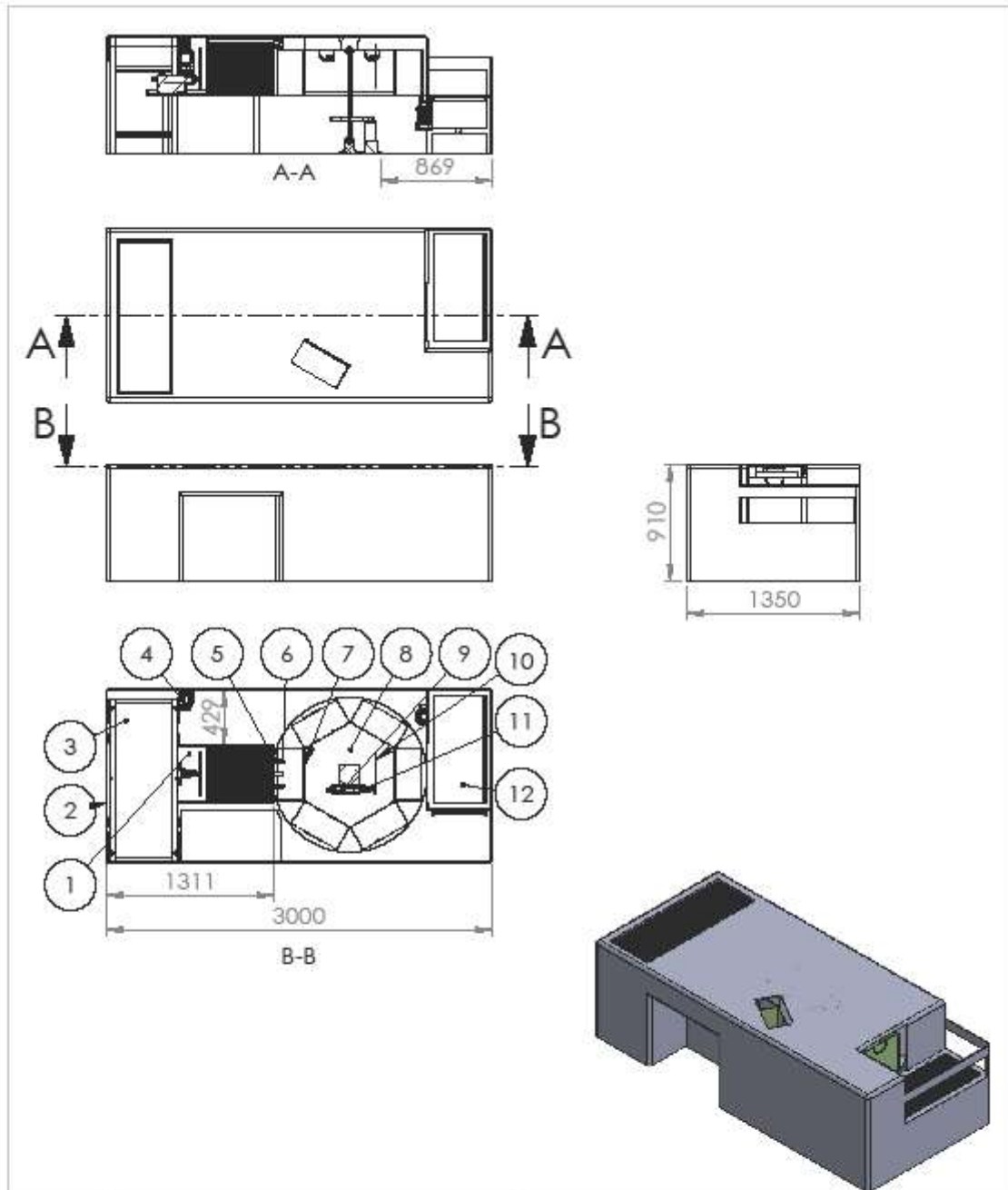


d _a	min. 30.6	mm
D _a	max. 46.4	mm
D _b	max. 47.8	mm
r _a	max. 1	mm
r _b	max. 0.6	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	14.8	kN
Basic static load rating	C ₀	9.3	kN
Fatigue load limit	P _u	0.4	kN
Reference speed		15000	r/min
Limiting speed		15000	r/min
Calculation factor	k _r	0.095	
Calculation factor	k _a	1.4	
Calculation factor	e	1.14	
Single bearing or bearing pair arranged in tandem			
Calculation factor	X	0.35	

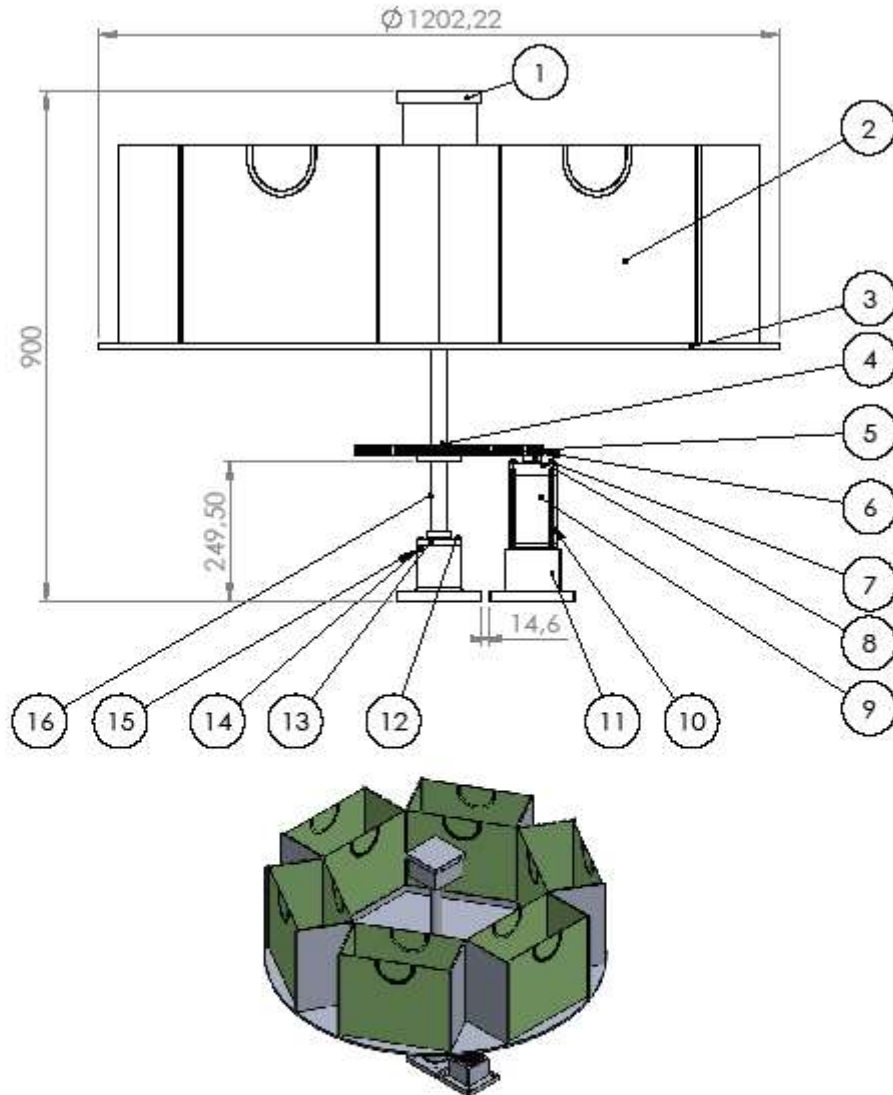
ANEXO IV – Desenho Técnico Conjunto Mecânico



ALUNOS	Brendon Schiavo e João Paulo Martiniano			
PROF.	Leydervan de Souza Xavier			
DATA	17/05/2016	VISTO		
ESC.	TÍTULO			
1/40	Máquina de Ensacamento			
	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº	
	GMEC	-	1/2	
	NÚMERO DO DESENHO			
	01			

ITEM	Nº DA PEÇA	Material	QTD.	Nº Des.
1	Conjunto de Alimentação	-	1	12
2	Bancada	Alumínio 2014-T6	1	10
3	Esteira 1	-	1	11
4	MOTO-REDUTOR	-	2	-
5	Suporte do blower	Chapa 80x80x1/4" Alumínio 2014-T6	2	-
6	Delta BFB 75mm x 75mm x 30mm Blower	-	2	-
7	Anteparo	Chapa 400x400x1/4" Alumínio 2014-T6	1	-
8	Bandeja e eixo	-	1	02
9	Suporte atuador	Alumínio 2014-T6	2	-
10	Chapa do atuador 330x330x1/4"	Alumínio 2014-T6	1	-
11	Atuador Linear	-	1	-
12	Esteira 2	-	1	16
ALUNOS	Brendon Schirvo e João Paulo Martiniano			
PROF.	Leydervan de Souza Xavier			
DATA	17/05/2016	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
-	Máquina de Ensacamento	GMBC	-	1/2
		NÚMERO DO DESENHO		
		01		

ANEXO V- Desenho Técnico Conjunto Bandeja Eixo

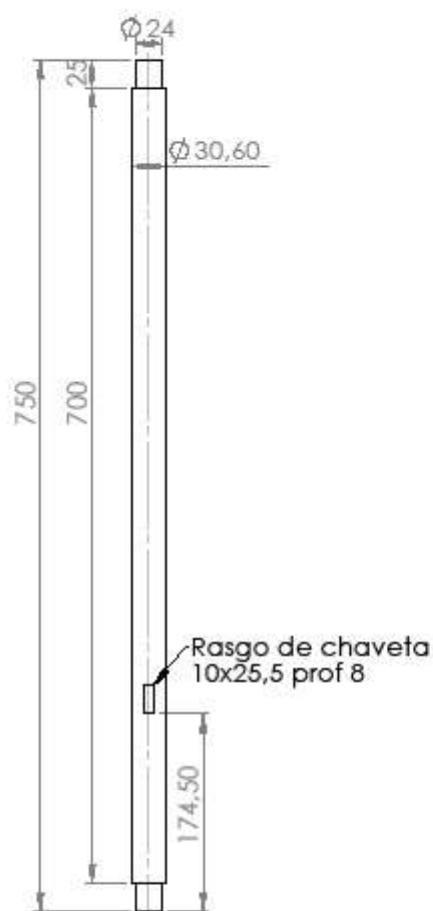


ALUNOS	Brendon Schiavo e João Paulo Martiniano			
PROF.	Leydervan de Souza Xavier			
DATA	17/05/2016	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1/10	Bandeja e Eixo	GMEC	-	1/2
		NÚMERO DO DESENHO		
		02		

ITEM	Nº DA PEÇA	Material	QTD.	Nº do Desenho
1	Suporte Superior	Alumínio 2014 T6	1	09
2	Sacola	Ráfia	6	-
3	Bandeja	Alumínio 2014 T6	1	17
4	Chaveta da Coroa	Aço St-60	1	-
5	Coroa	Bronze SAE 65	1	08
6	Pinhão	Aço 8620 cementado	1	07
8	B18.2.4.1M - Hex nul, Style 1, M6 x 1 -D-N	AISI 304	4	-
9	Chaveta do pinhão	Aço St-60	1	-
10	Motor nema 34	-	1	-
11	Barra roscada M6x1	AISI 304	4	-
11	Suporte do Motor	Alumínio 2014 T6	1	06
12	B18.3.1M - 5 x 0,8 x 25 Hex SHCS - 25NHX	AISI 304	8	-
13	Tampa do suporte	Alumínio 2014 T6	2	05
14	SKF - 7205 BE - 12.SI.NC.12_68	-	2	-
15	Suporte inferior	Alumínio 2014 T6	1	04
16	Eixo	Alumínio 2014 T6	1	03

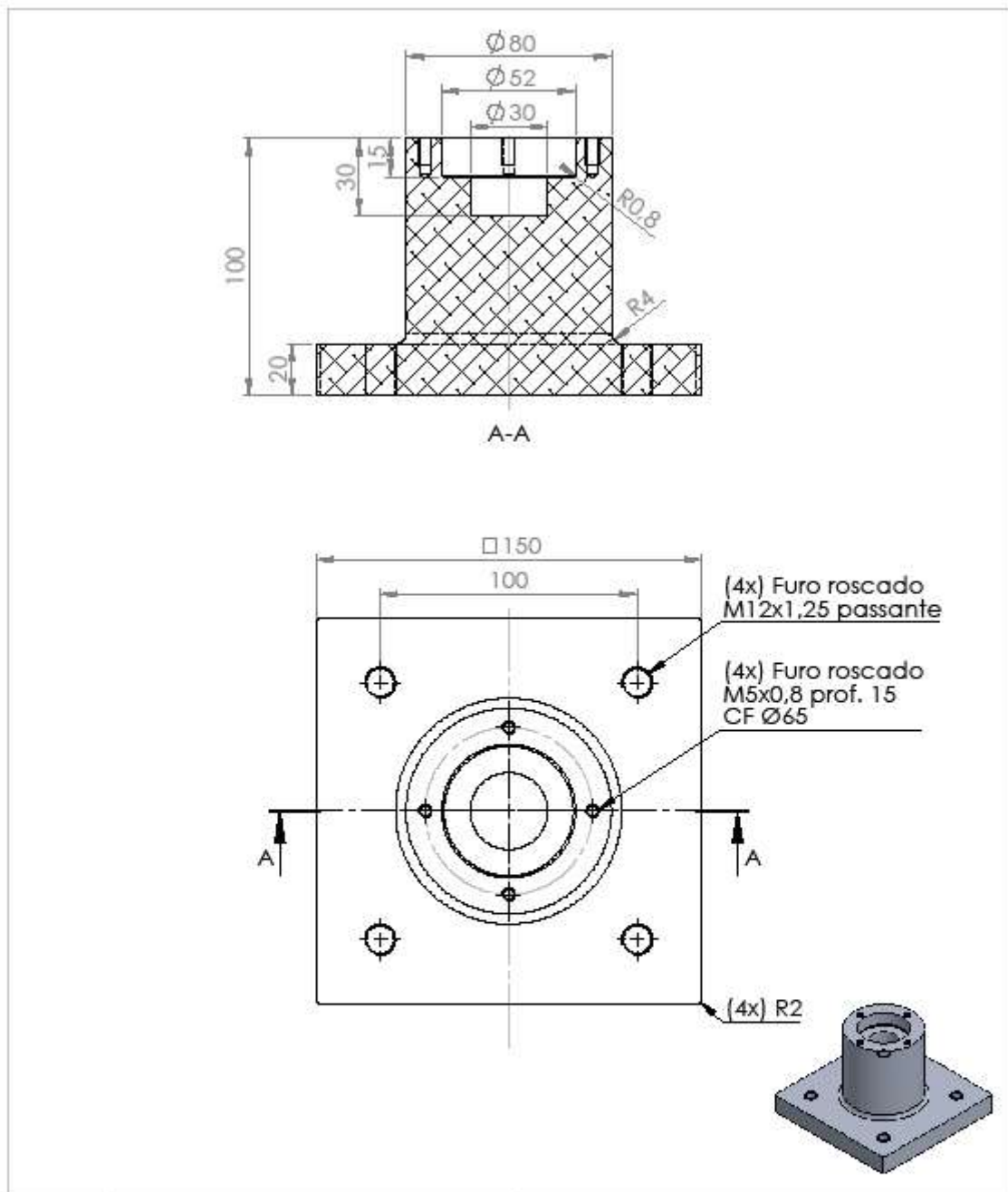
ALUNOS	Brendon Schiavo e João Paulo Martiniano			
PROF.	Leydervan de Souza Xavier			
DATA	17/05/2016	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
-	Bandeja e Eixo	GMEC	-	2/2
		NÚMERO DO DESENHO		
		02		

ANEXO VI - Desenho Técnico Eixo



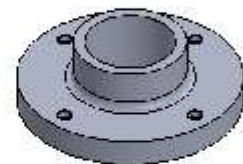
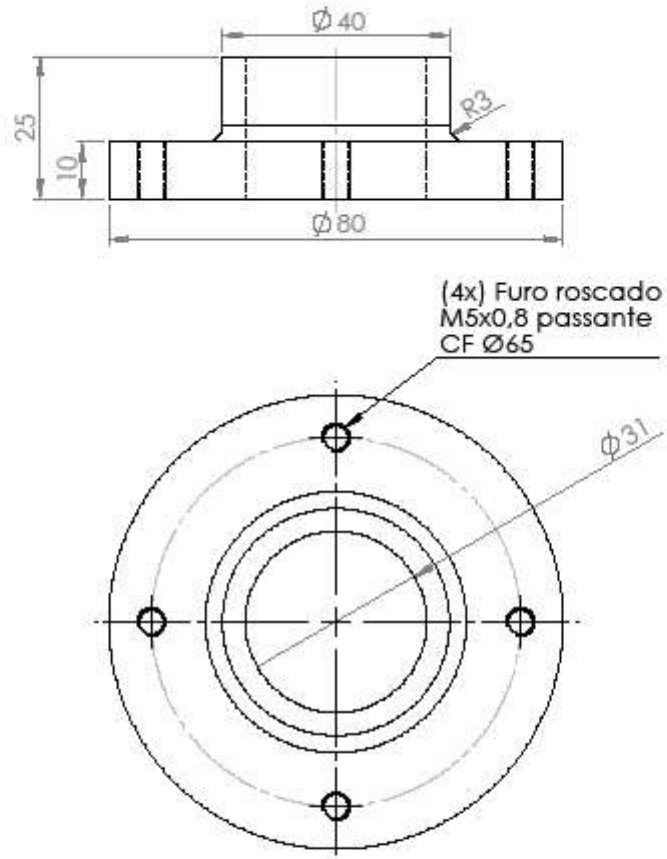
ALUNOS	Brendon Schiavo e João Paulo Martiniano			
PROF.	Leydervan de Souza Xavier			
DATA	17/05/2016	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1/5	EIXO	GMEC	-	1/1
		NÚMERO DO DESENHO		
		03		

ANEXO VII - Desenho Técnico Suporte Inferior



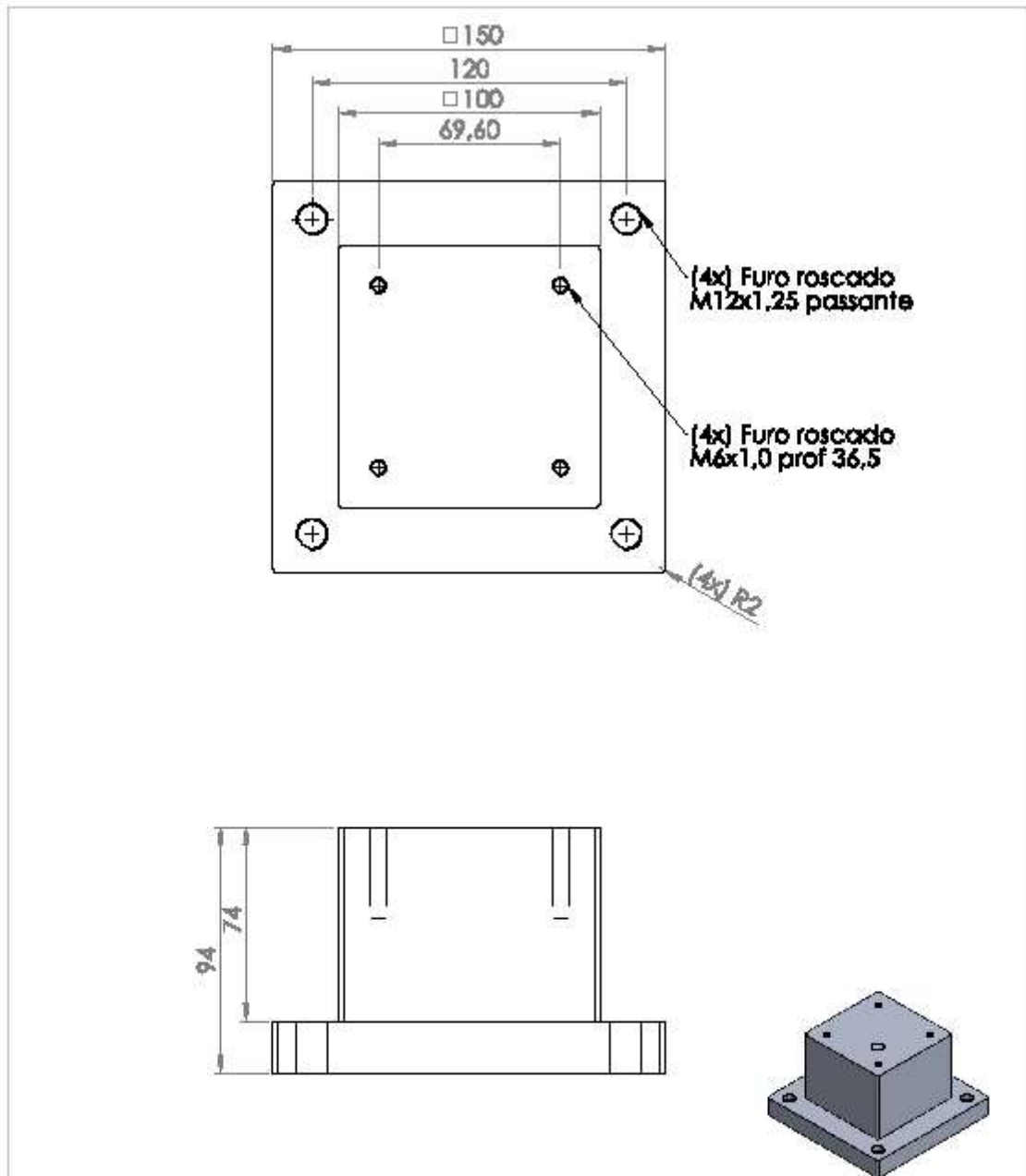
ALUNOS	Brendon Schiavo e João Paulo Martiniano			
PROF.	Leydervan de Souza Xavier			
DATA	17/05/2016	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1/2	Suporte Inferior	GMEC	-	1/1
		NÚMERO DO DESENHO		
		04		

ANEXO VIII - Desenho Técnico Tampa do Suporte



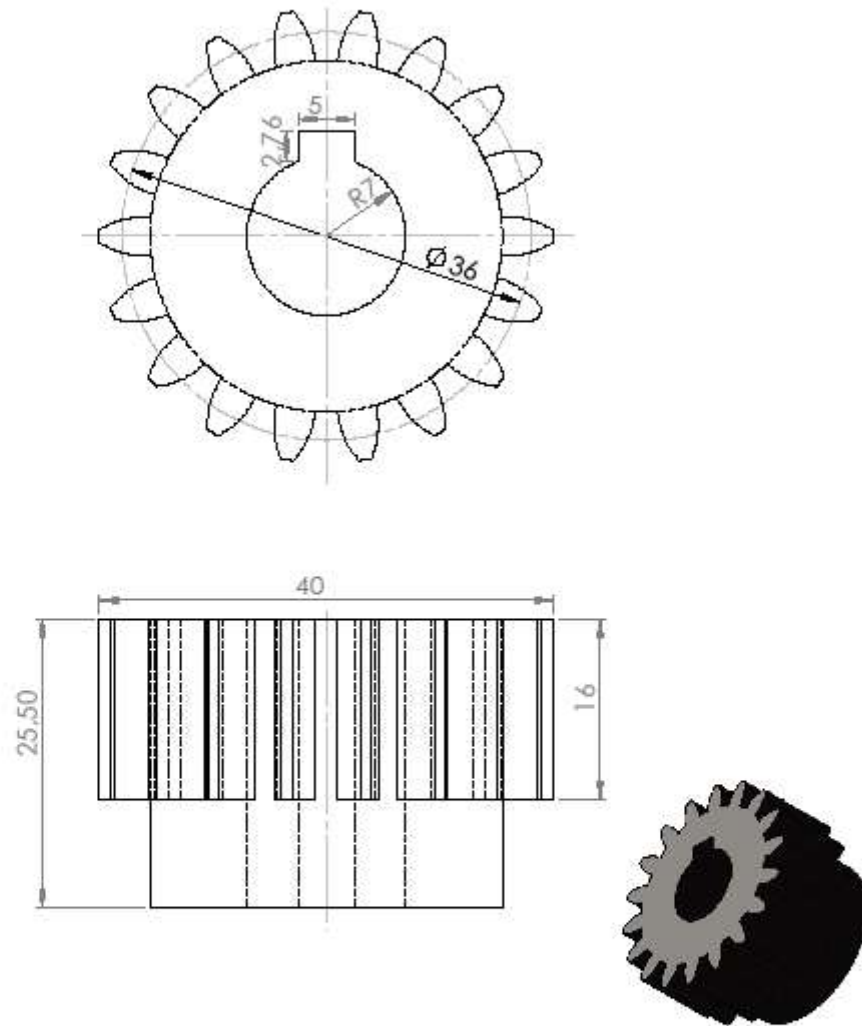
ALUNOS	Brendon Schiavo e João Paulo Martiniano			
PROF.	Leydervan de Souza Xavier			
DATA	17/05/2016	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1/1	Tampa do Suporte	GMEC	-	1/1
		NÚMERO DO DESENHO		
		05		

ANEXO IX - Desenho Técnico Suporte do motor



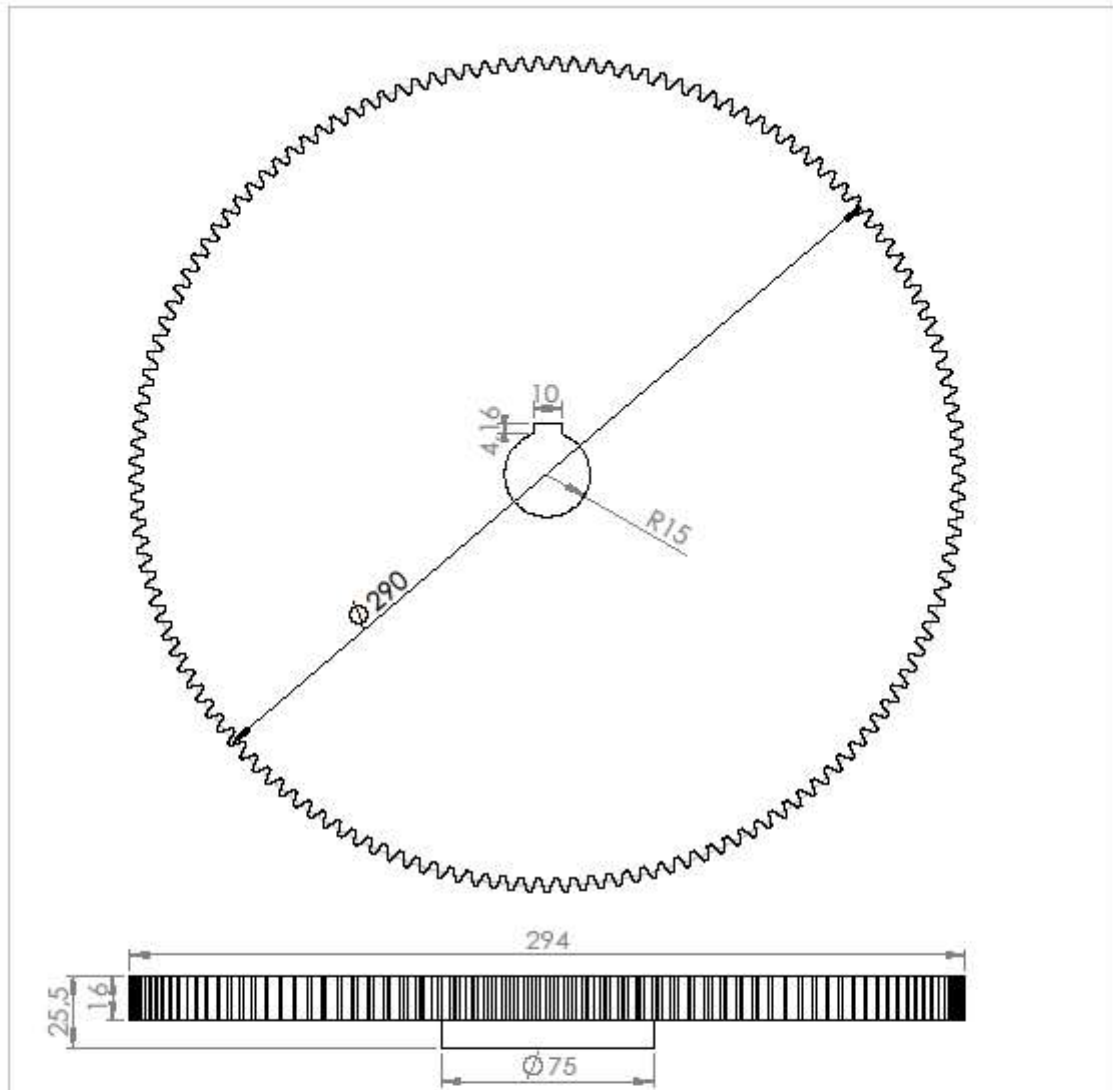
ALUNOS	Brandon Schiavo e João Paulo Martiniano			
PROF.	Leydervan de Souza Xavier			
DATA	17/05/2016	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1/2	Suporte do Motor	GMBC	-	1/1
		NÚMERO DO DESENHO		
		06		

ANEXO X - Desenho Técnico Pinhão



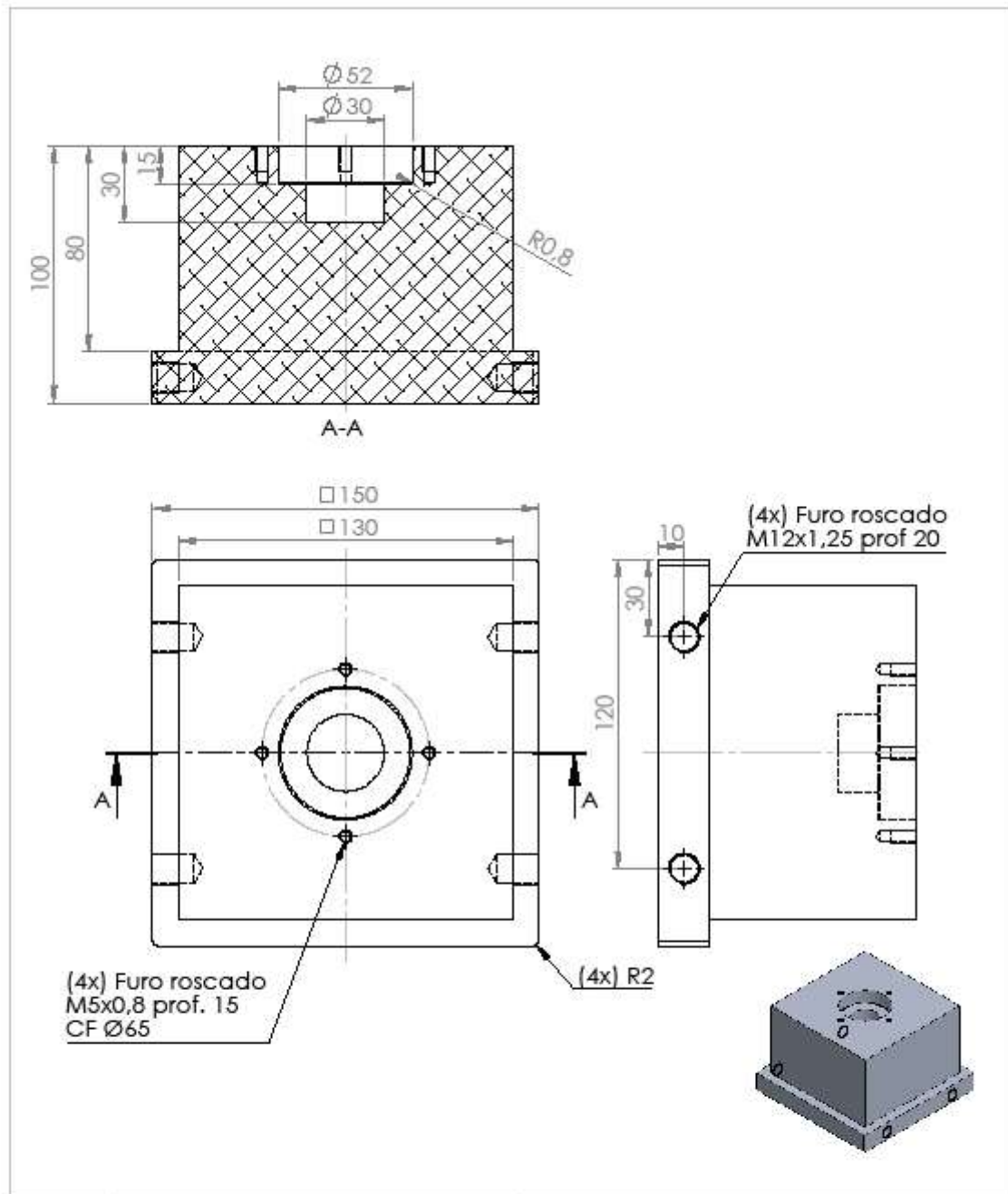
ALUNOS	Brendon Schiavo e João Paulo Martiniano			
PROF.	Leydervan de Souza Xavier			
DATA	17/05/2016	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
2/1	Pinhão	GMEC	-	1/1
		NÚMERO DO DESENHO		
		07		

ANEXO XI - Desenho Técnico Coroa



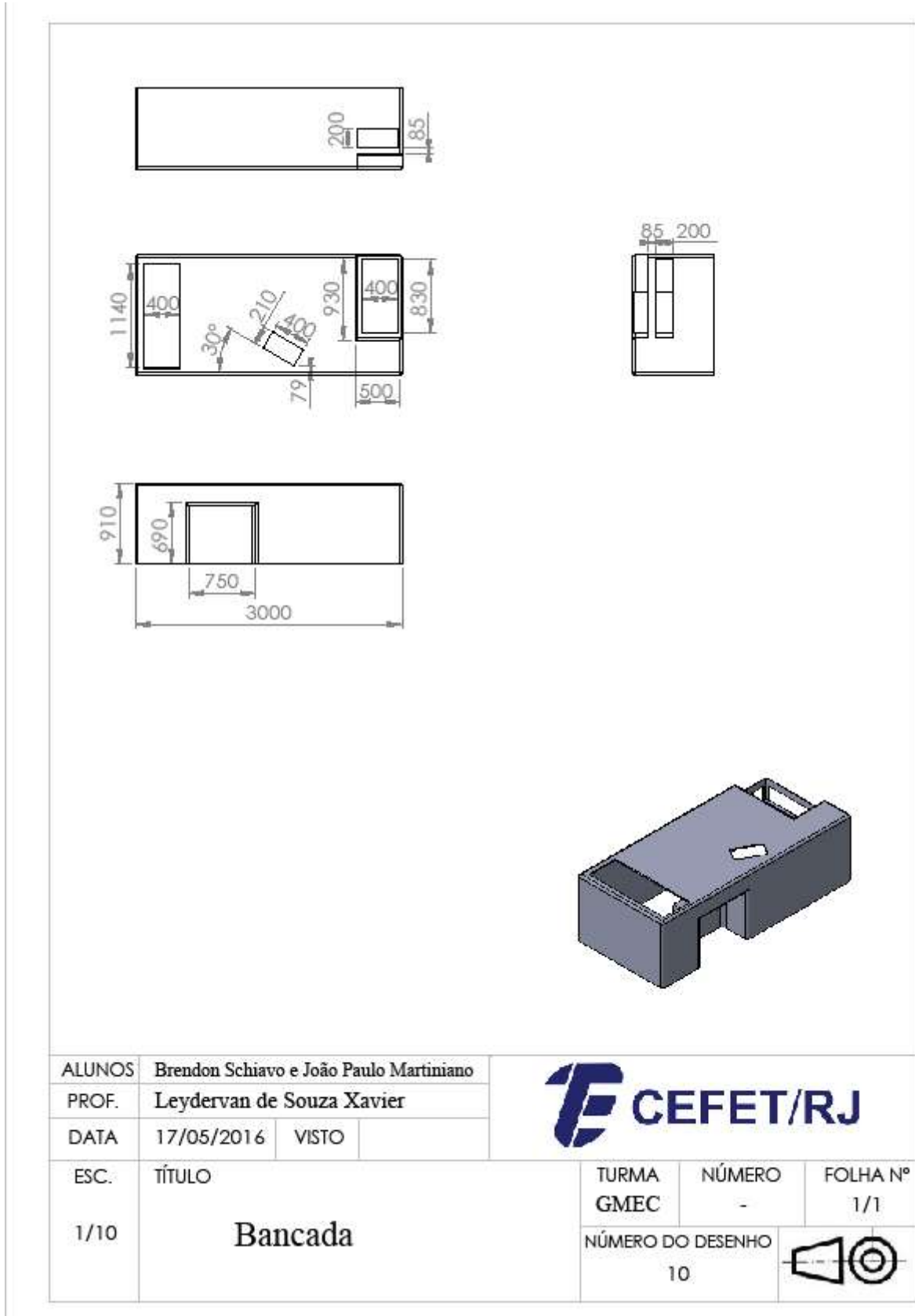
ALUNOS	Brendon Schiavo e João Paulo Martiniano			
PROF.	Leydervan de Souza Xavier			
DATA	17/05/2016	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1/2	COROA	GMEC	-	1/1
		NÚMERO DO DESENHO		
		08		

ANEXO XII -Desenho Técnico Suporte Superior

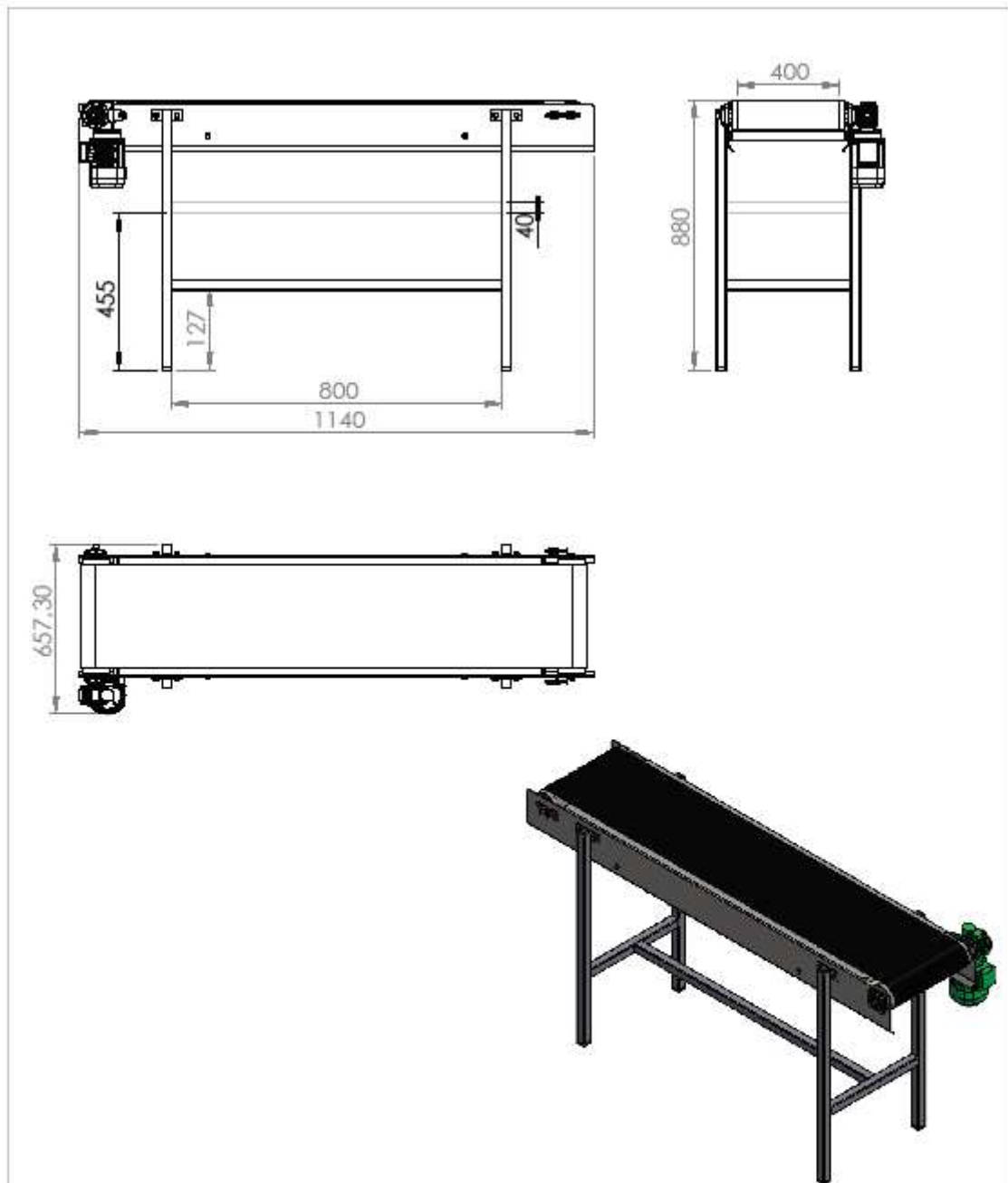



ALUNOS	Brendon Schiavo e João Paulo Martiniano			
PROF.	Leydervan de Souza Xavier			
DATA	17/05/2016	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1/2	Suporte Superior	GMEC	-	1/1
		NÚMERO DO DESENHO		
		09		

ANEXO XIII – Desenho Técnico Bancada

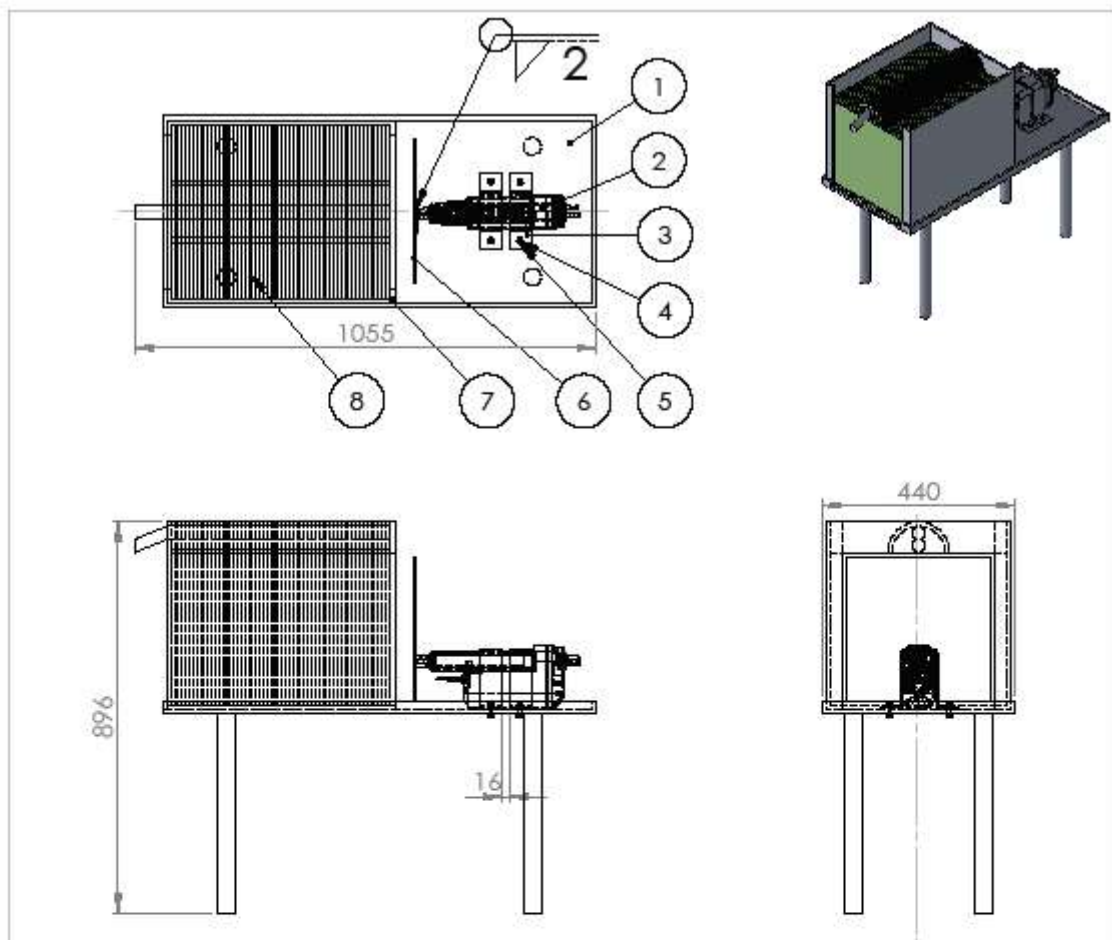


ANEXO XIV – Desenho Técnico Esteira



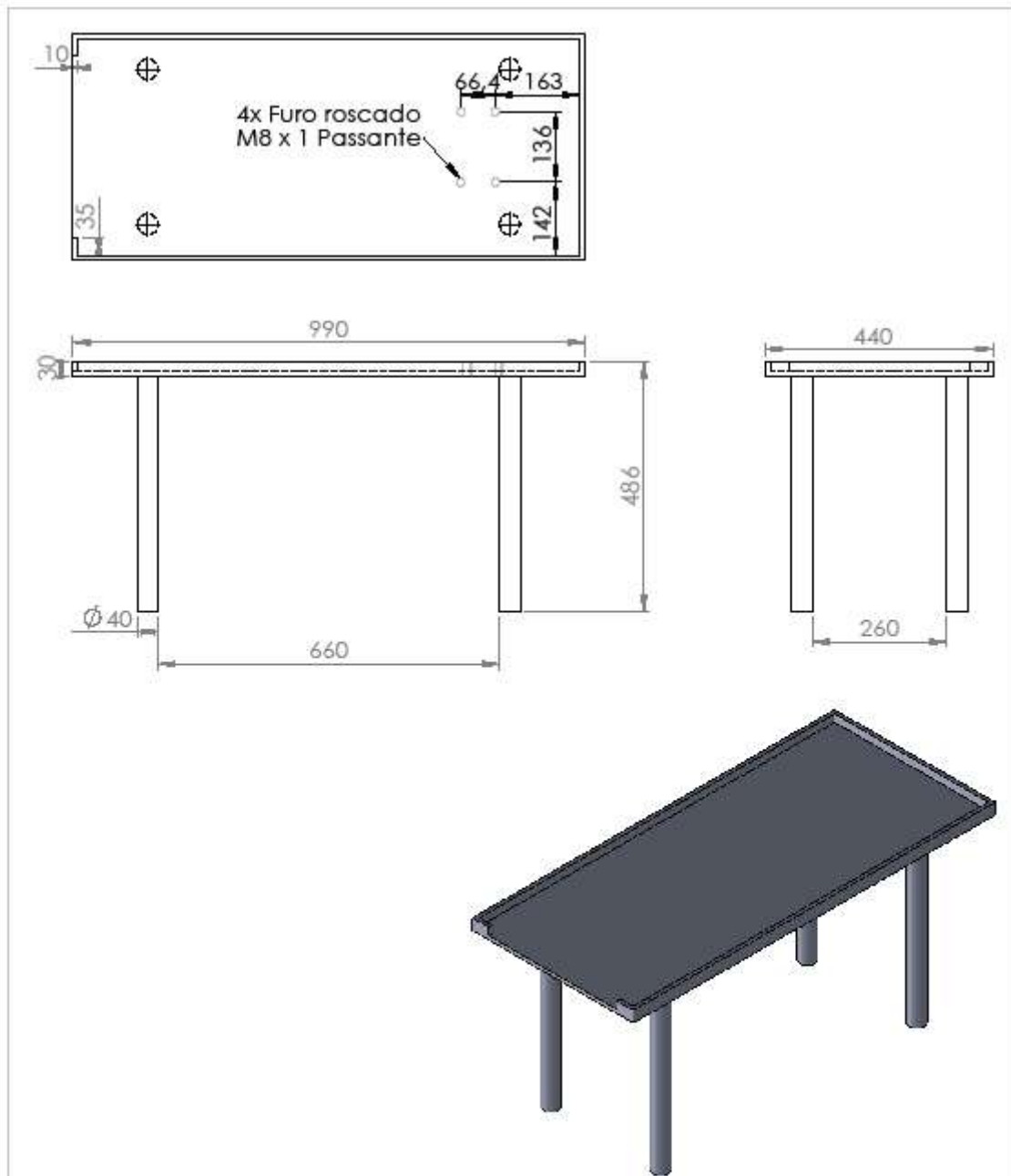
ALUNOS	Brendon Schiavo e João Paulo Martiniano			
PROF.	Leydervan de Souza Xavier			
DATA	17/05/2016	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1/20	Esteira	GMEC	-	1/1
		NÚMERO DO DESENHO		
		11		

ANEXO XV – Desenho Técnico Conjunto Alimentador



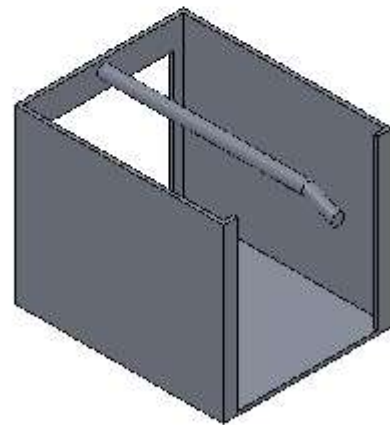
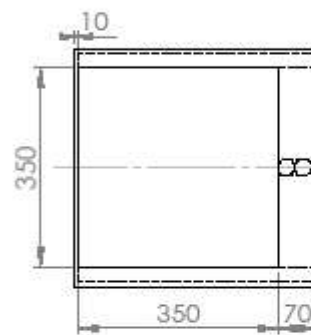
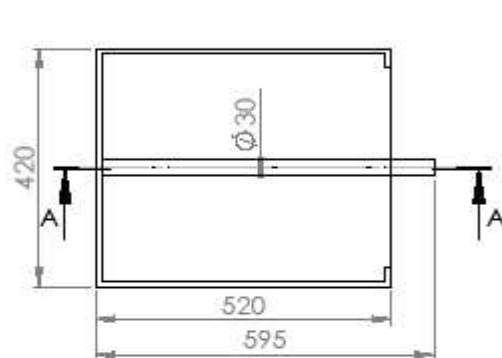
ITEM	Nº DA PEÇA	Material	QTD.	Nº do Desenho
1	Base	Alumínio 2014-T6	1	13
2	Atuador Linear	-	1	-
3	Slot	Alumínio 2014-T6	1	14
4	Abraçadeira	Alumínio 2014-T6	2	15
5	Chapa do atuador 330X330X1/4"	Alumínio 2014-T6	1	-
6	Conjunto de sacolas	Ráfia	1	-
7	B18.3.1M - 8 x 1.25 x 25 Hex SHCS – 25NHX	AISI 304	4	-
8	B18.2.4.1M - Hex nut, Style 1, M8 x 1.25 --D-N	AISI 304	4	-
ALUNOS	Brendon Schiavo e João Paulo Martiniano			
PROF.	Leydervan de Souza Xavier			
DATA	17/05/2016	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1/13	Conjunto de Alimentação	GMEC	-	1/1
		NÚMERO DO DESENHO		
		12		

ANEXO XVI - Desenho Técnico Base



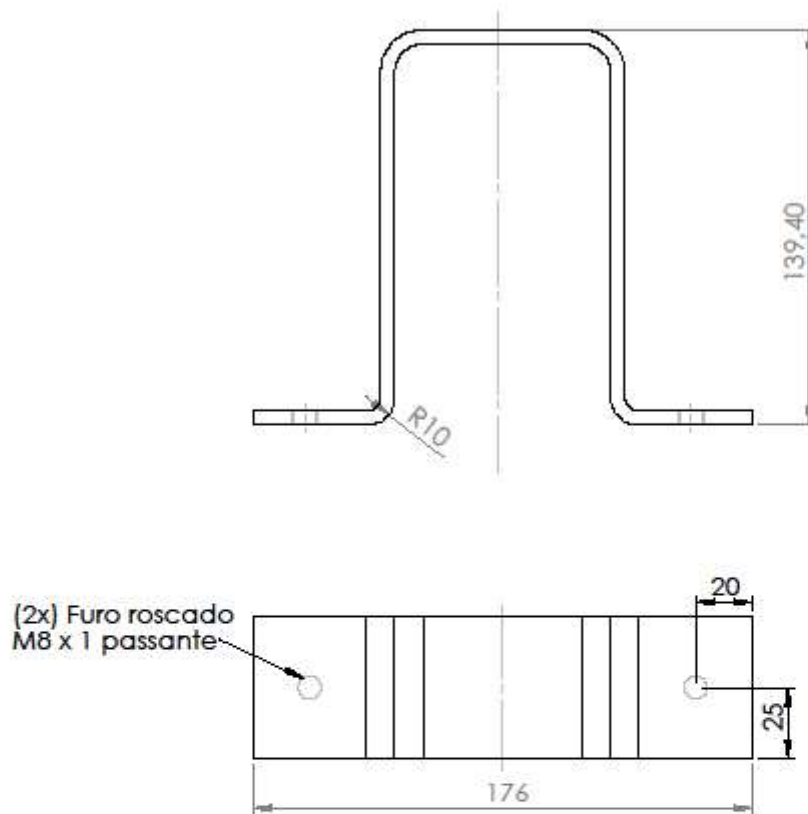
ALUNOS	Brendon Schiavo e João Paulo Martiniano				
PROF.	Leydervan de Souza Xavier				
DATA	17/05/2016	VISTO			
ESC.	TÍTULO		TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1/10	Base		GMEC	-	1/1
			NÚMERO DO DESENHO		
			13		

ANEXO XVII – Desenho Técnico Compartimento



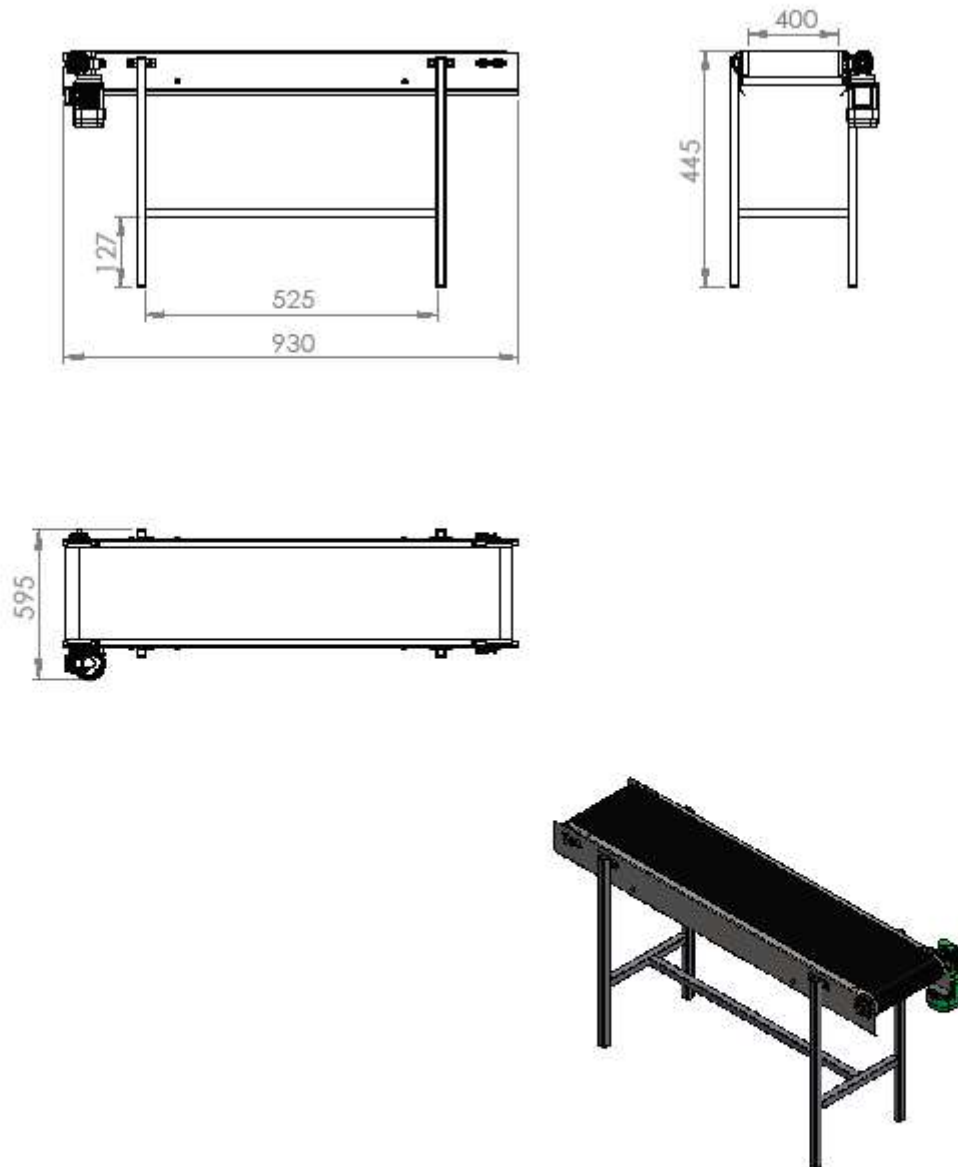
ALUNOS	Brendon Schiavo e João Paulo Martiniano					
PROF.	Leydervan de Souza Xavier					
DATA	17/05/2016	VISTO				
ESC.	TÍTULO			TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1/10	Slot			GMEC	-	1/1
				NÚMERO DO DESENHO		
				14		

ANEXO XVIII – Desenho Técnico Abraçadeira



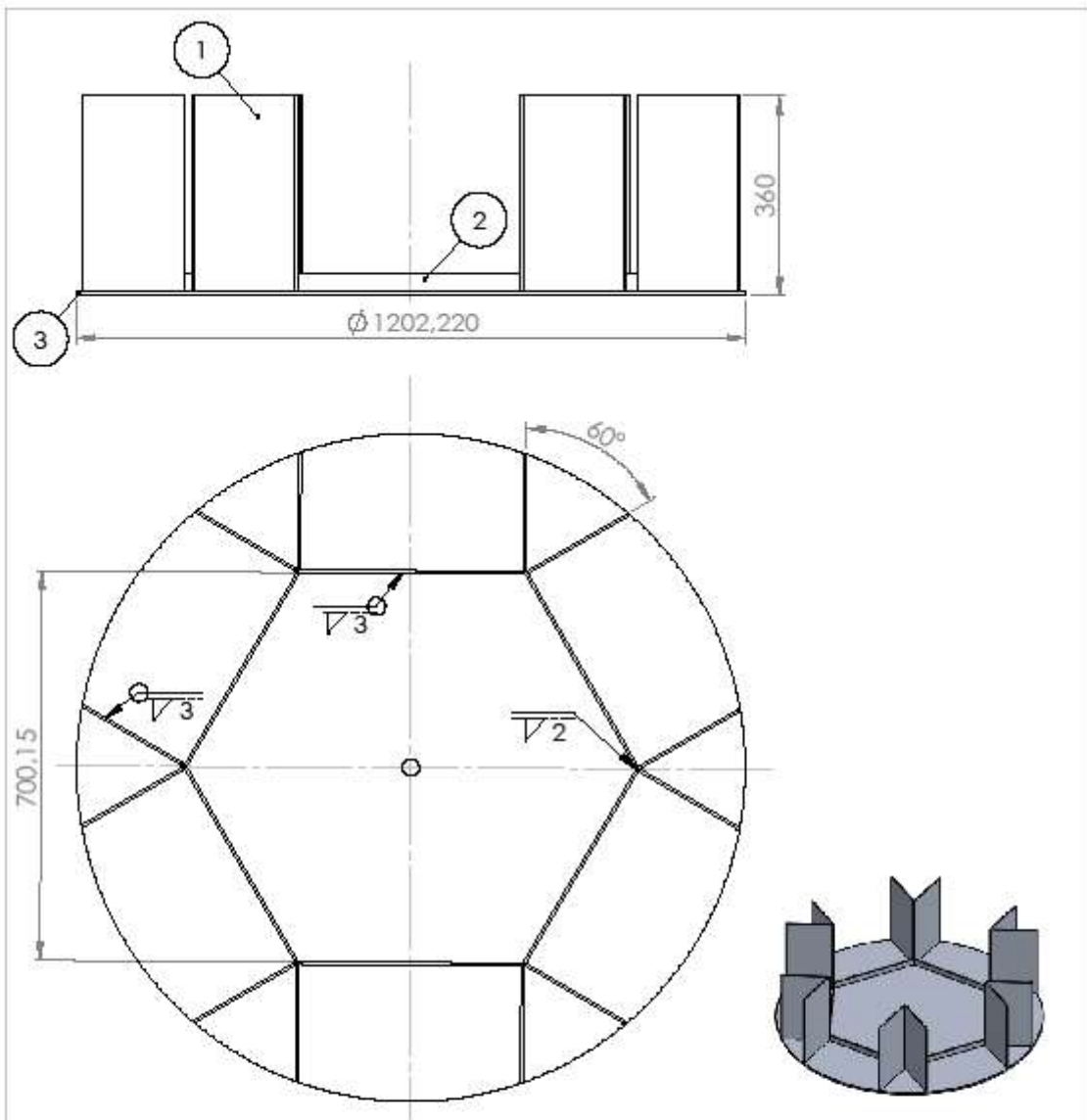
ALUNOS	Brendon Schiavo e João Paulo Martiniano			
PROF.	Leydervan de Souza Xavier			
DATA	17/05/2016	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1/2	Abraçadeira	GMEC	-	1/1
		NÚMERO DO DESENHO		
		15		

ANEXO XIX – Desenho Técnico Esteira



ALUNOS	Brendon Schiavo e João Paulo Martiniano			
PROF.	Leydervan de Souza Xavier			
DATA	17/05/2016	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1/20	Esteira 2	GMEC	-	1/1
		NÚMERO DO DESENHO		
		16		

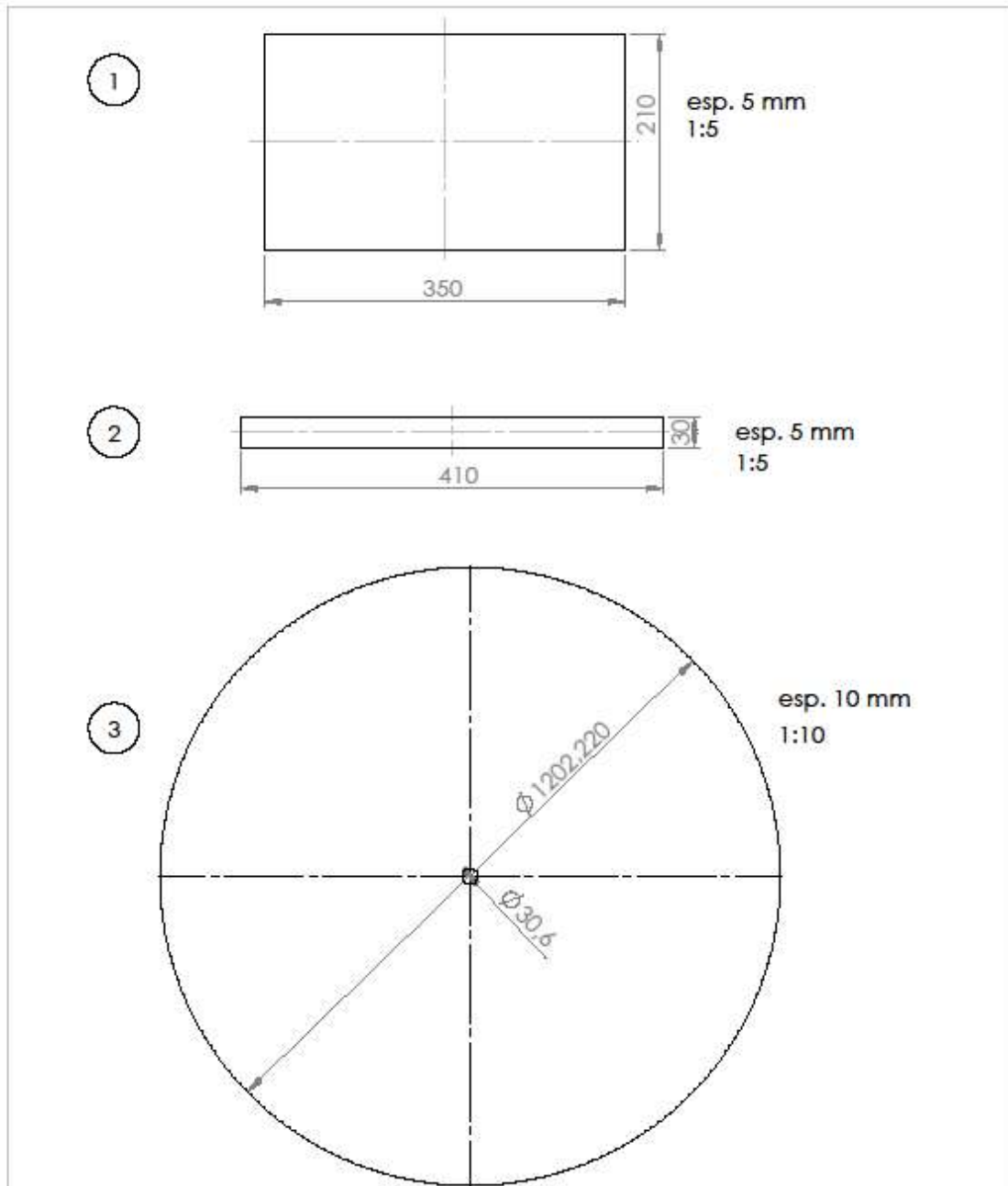
ANEXO XX - Desenho Técnico da Bandeja



ITEM	Descrição	Material	QT.	Nº do desenho
1	Chapa 350x210x5	Alumínio 2014 T6	12	18
2	Chapa 410x30x5	Alumínio 2014 T6	6	18
3	Disco Ø1202x10	Alumínio 2014 T6	1	18

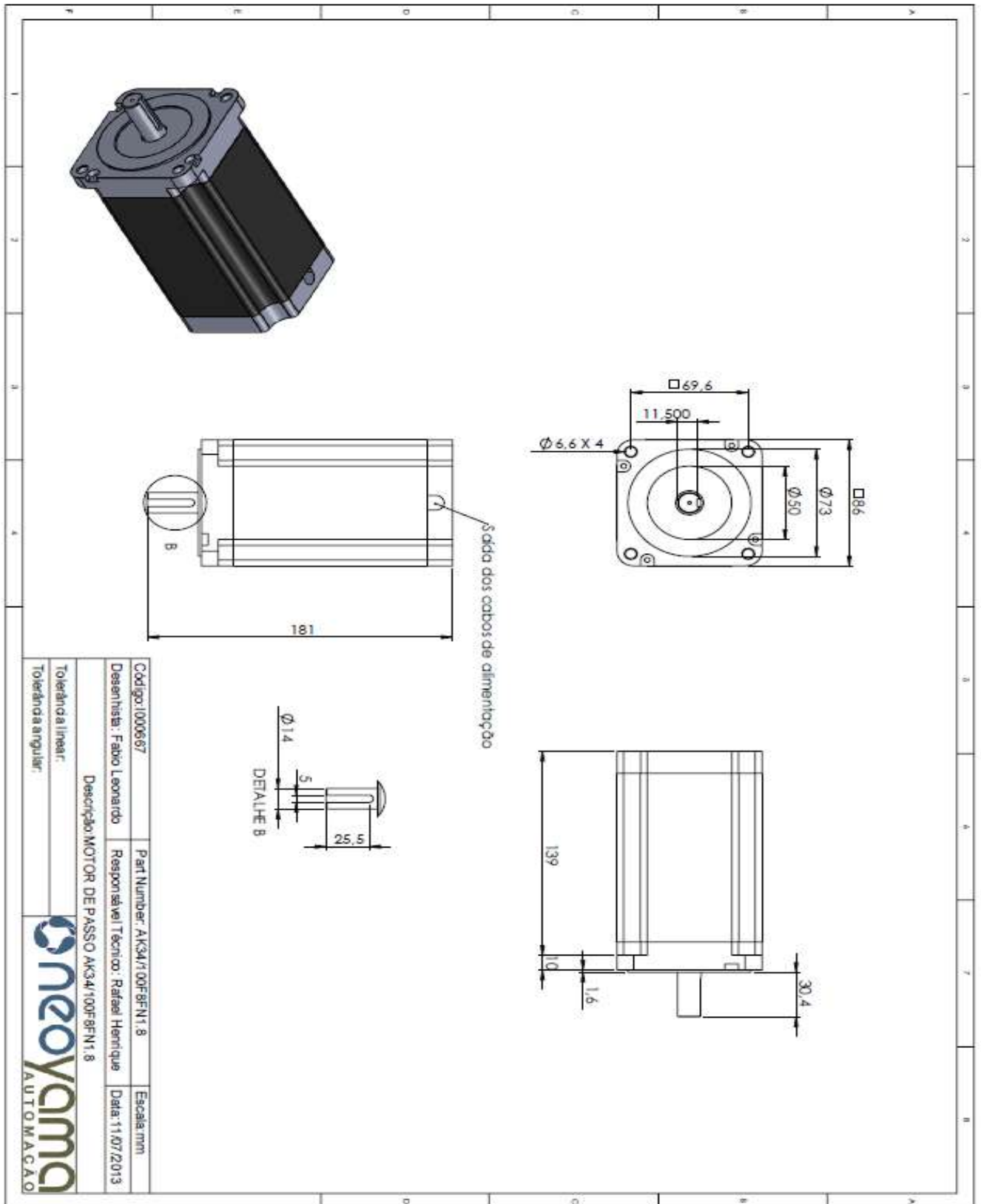
ALUNOS	Brendon Schiavo e João Paulo Martiniano				
PROF.	Leydervan de Souza Xavier				
DATA	17/05/2016	VISTO			
ESC.	TÍTULO		TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1/10	Bandeja		GMEC	-	1/1
			NÚMERO DO DESENHO		
			17		

ANEXO XXI - Desenho Técnico Componentes da Bandeja

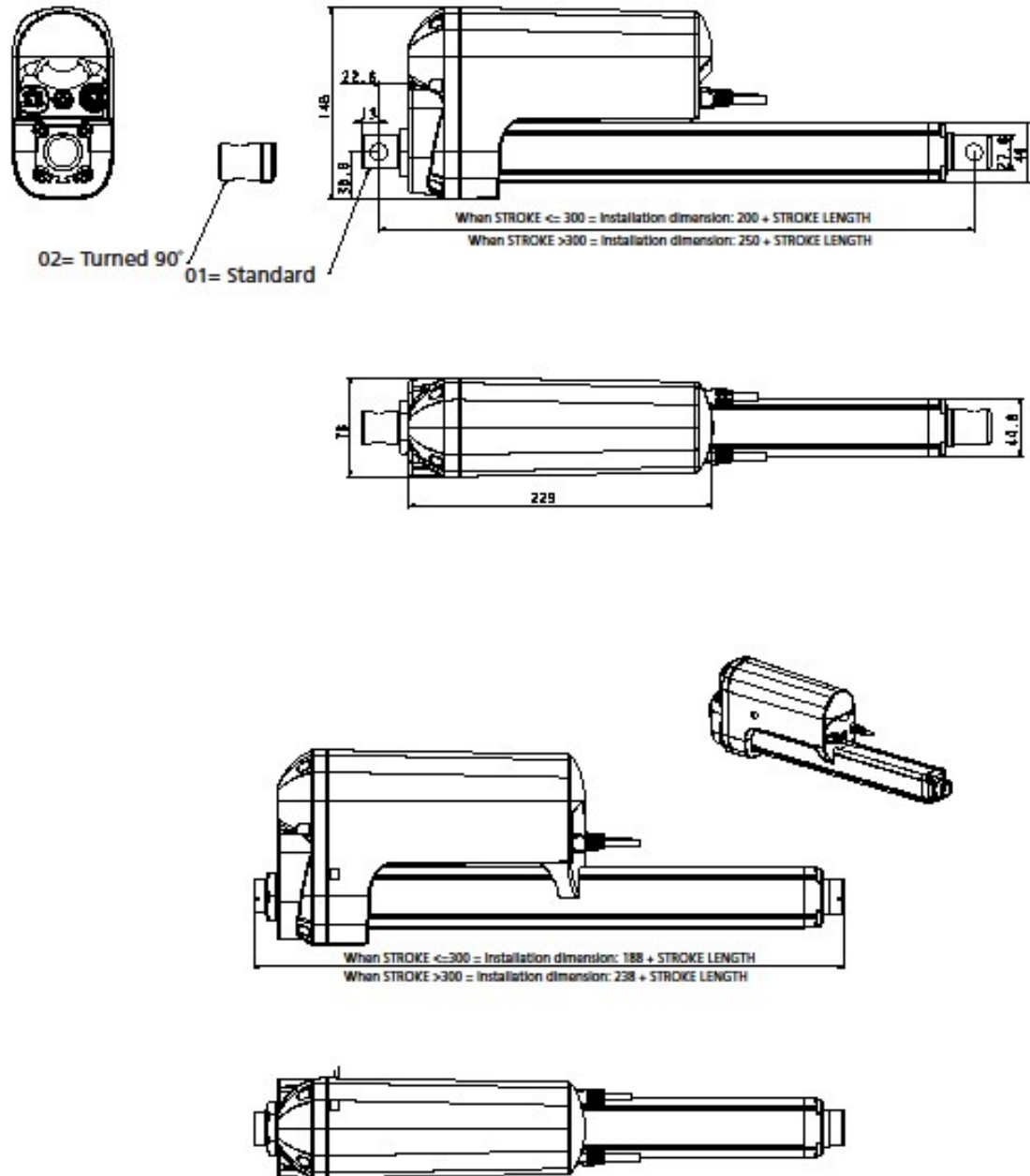



ALUNOS	Brendon Schiavo e João Paulo Martiniano			
PROF.	Leydervan de Souza Xavier			
DATA	17/05/2016	VISTO		
ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
IND.	COMPONENTES BANDEJA	GMEC		
		NÚMERO DO DESENHO		
		18		

ANEXO XXII - Desenho Técnico Motor de Passo



ANEXO XXIII - Desenho Técnico Atuador LA36



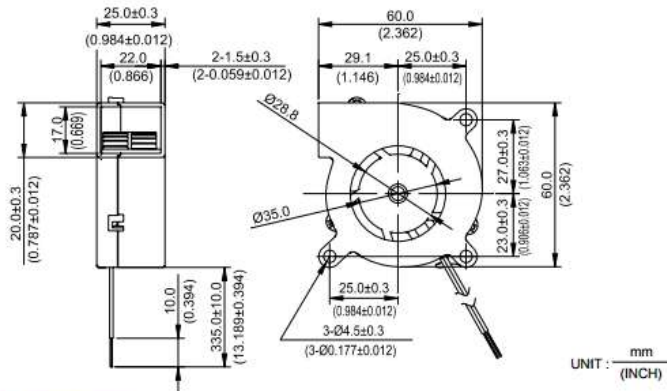
All rights reserved	Date: 17 June 2010
Description: Linear Actuator LA36	
 WE IMPROVE YOUR LIFE	

ANEXO XXIV - Catálogo Micro ventilador



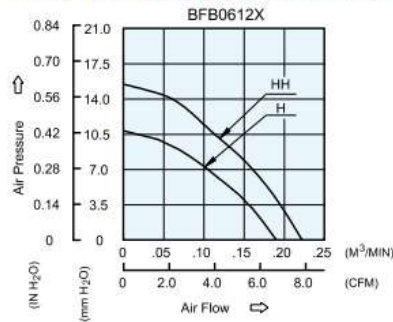
BFB 60 x 60 x 25 MM SERIES

■ DIMENSIONS DRAWING



- Bearing Type
Ball Bearings
- Material
Impeller & Frame : Plastic (UL 94V-0)
- Lead Wires :
UL 1430 AWG #26 OR Equivalent
Red Wire Positive(+)
Black Wire Negative(-)
- Weight : 51.0g (1.80 oz)

■ P & Q CURVE (AT RATED VOLTAGE)



MODEL		Rated Voltage	Operating Voltage Range	Input Current	Input Power	Speed	Maximum Air Flow		Maximum Air Pressure		Noise
PART NO.	FUNCTION	VDC	VDC	Amp	Watt	R.P.M.	m ³ /min	CFM	mmH ₂ O	IN H ₂ O	dB-A
BFB0612H	-R00 / -F00	12	5.0 to 13.8	0.18	2.16	3200	0.190	6.71	10.86	0.428	34.0
BFB0612HH	-R00 / -F00	12	5.0 to 13.8	0.24	2.88	3700	0.223	7.88	15.49	0.610	39.0

* Function type is optional.
 * The max. air flow and the speed are measured in free air ; max. air pressure is measured at zero air flow.
 * Noise is measured in anechoic chamber in free air, one meter from intake side.
 * All readings are typical values at rated voltage.
 * Specifications are subject to change without notice.