

ESCOLA POLITÉCNICA
UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

LUCCE DE SOUZA ESQUAELLA

5946727

Máquina matadora

Disciplina: Projeto Integrado III PME-2600

Docente Responsável: Prof. Alberto
Hernandez Neto

Área de Concentração:
Projeto de máquina

Orientador: Prof. Marcelo A. L. Alves

São Paulo

2011

LUCCE DE SOUZA ESQUAELLA

Nº USP: 5946727

Máquina matadora

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo.

Área de Concentração:
Projeto de máquina

Orientador: Prof. Marcelo A. L. Alves

São Paulo

2011

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

Catálogo da publicação

Esquaella, Lucce de Souza

Máquina matadora: projeto de máquina matadora / L. de S. Esquaella. – São Paulo, 2011.

p.65

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Projeto mecânico 2.Máquinas operatrizes I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

Nome: ESQUAELLA, Lucce de Souza

Título: Máquina Matadora

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo.

Aprovado em:

Banca Examinadora

Prof.Dr. Marcelo A. L. Alves

Julgamento:_____

Instituição: Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo

Assinatura:_____

Prof.Dr. Ricardo Cury Ibrahim

Julgamento:_____

Instituição: Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo

Assinatura:_____

Prof.Dr. Alberto Hernandez Neto

Julgamento:_____

Instituição: Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo

Assinatura:_____

Dedicatória

Com muito carinho, dedico este trabalho de formatura à minha família, pelo incondicional apoio e esforço que me fizeram hoje assinar como Engenheiro Politécnico.

Agradecimentos

Aos meus pais e irmão que sempre fizeram do ambiente familiar o mais acolhedor, sincero e feliz. Sem dúvidas um dos alicerces mais fortes da minha formação.

À minha avó, madrinha, tios Marcos e Luca pela complementação de alegria e educação. O apoio e a confiança que me fazem seguir em frente sem medo de obstáculos.

À minha namorada Monique pelo amor e compreensão. Por uma relação que começou 5 anos atrás, quando éramos vestibulandos, e hoje está muito mais madura e formada.

À minha avó e toda família mineira, porque o pessoal lá é FEDERAL!

Agradeço muito às sinceras e divertidas amizades que fiz nestes 5 anos de faculdade. À " Poli-USP Turma 12 chegou!!! " e aos companheiros de Kadalora, que resistiam até o 2º pedaço de 5 queijos sem se entregar ao sofá da sub.

À todos os professores que tive pela passagem de conhecimento, em especial aos professores Marcelo e Alberto pela compreensão nos momentos de dificuldade.

Resumo

Esquaella, Lucce de Souza. **Máquina Matadora**. 2011. Trabalho de Conclusão de Curso – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2011.

Uma das preocupações mais evidentes nas discussões mundiais é a degradação do meio ambiente. Uma maneira eficiente de contribuir com a conservação do planeta é controlar o descarte do lixo e se possível evitar a formação de lixo não biodegradável. A utilização de matéria-prima renovável é uma das principais saídas da indústria capitalista, que pretende manter a produção, mas é obrigada a se adaptar às exigências impostas pelas leis ambientais. Dentre estas leis, destaca-se a Lei 15.374 que proíbe a distribuição gratuita ou a venda de sacos plásticos nos estabelecimentos comerciais de um dos maiores mercados consumidores do país, São Paulo.

O projeto de uma máquina produtora de sacos de papel tem como objetivo inserir-se no ramo de embalagens e auxiliar na crescente tendência de utilização do papel em substituição do plástico. Comprovada a falta de opções de máquinas no mercado nacional, conclui-se que é uma boa oportunidade de investimento.

O desenvolvimento se inicia a partir de pesquisas das opções de mercado, na qual se constata a semelhança entre modelos oferecidos. Partindo desta hipótese, realizaram-se estudos mais aprofundados sobre as funções executadas por cada parte da máquina, as qualidades e limitações dos modelos oferecidos.

Primeiramente definiu-se o layout da máquina, determinando suas dimensões gerais e posicionamento de componentes, para então realizar o dimensionamento de eixos e transmissões segundo as teorias de elementos de máquina. A transmissão é composta basicamente por polias, correias e engrenagens, fixadas aos eixos por meio de chavetas. Após o dimensionamento dos eixos para fadiga pelo critério de Goodman, definiu-se os tipos e dimensões dos rolamentos utilizados.

O resultado é uma máquina com capacidade máxima de produção de 343 sacos por minuto. Como forma de agradecimento pelo auxílio oferecido, o projeto será totalmente disponibilizado à AC Máquinas para avaliação e conveniente utilização.

Palavras chave: Projeto de máquina, sacos de papel, dimensionamento mecânico.

Abstract

Esquaella, Lucce de Souza. **Paper Bag Machine**. 2011. Graduation Work – Polytechnic School - University of Sao Paulo, 2011.

One of the most evident concerns in global discussions is the environment destruction. An efficient way to contribute with planet conservation is controlling the disposal of waste and, if possible, to avoid the formation of non-biodegradable garbage. The use of renewable raw materials is one of the main outputs of capitalist industry, which aims to maintain production, but is forced to fit out demands imposed by environmental laws. Among these laws, the Law 15.374 prohibits the sale or free distribution of plastic bags in department stores on one of the largest consumer markets in Brazil, São Paulo.

The project of a machine that produces paper bags aims to help paper enter in the packaging industry and assist in the growing trend of using paper instead of plastic. Concluding with the evidences that national machine market is poor of options, it is obvious that building a machine is at least a good investment.

First of all it's the machine layout was created, with some general components dimension and positioning. So then it's possible to calculate shafts and transmissions by machine elements theory. The transmission is made basically by belts and gears fixed with keyways. Shafts were calculated by fatigue stress with Goodman formulas. After that, the bearings were defined about size and kind.

The result is a machine that produces 343 paper bags per minute. As thank by the attention and friendly help, the project will be totally offered to AC Máquinas so they could evaluate and conveniently use it.

Key words: Machine project, paper bag, mechanical project.

Lista de Figuras

Figura 1 - Bobinas de papel Kraft.....	15
Figura 2 - Máquina Matadora MT-15 - AC Máquinas	16
Figura 3 - Peça Lateral e Lateral_Final	19
Figura 4 - Barras quadradas que unem as laterais	19
Figura 5 - Desenho de conjunto da Estanga	20
Figura 6 - Estanga e bobina de papel	20
Figura 7 – Tinteiro	21
Figura 8 - Exemplos de superfícies do rolo Anilox	22
Figura 9 - Processo de fabricação mecânico do rolo Anilox.....	23
Figura 10 - Rolo Tambor	24
Figura 11 - Ilustração simplificada da primeira dobra.....	25
Figura 12 - Sistema de dobra da MT-15 - AC Máquinas	25
Figura 13 - Sistema primário de cola.....	25
Figura 14 - Roleta de direcionamento	26
Figura 15 - Placas de formato central e lateral.....	27
Figura 16 - Demonstração em corte da dobra nas placas de formato.....	27
Figura 17 - Rolos puxadores e faca inferior	28
Figura 18 - Par de rolos puxadores de borracha.....	28
Figura 19 - Sistema de corte	29
Figura 20 - Identificação das facas.....	29
Figura 21 - Faca inferior	30
Figura 22 - Faca superior	30
Figura 23 - Defasagem das lâminas.....	30
Figura 24 - Facão rotativo	31
Figura 25 - Proteção do facão	31
Figura 26 - Esteira superior e inferior	32
Figura 27 - Sistema de dobra e cola do fundo.....	32
Figura 28 - Detalhe da fresta do tambor e cerdas da roda de cola	33
Figura 29 - Tanque e roda de cola do fundo	33
Figura 30 - Motor WEG W22-Plus.....	34
Figura 31 - Inversor de Frequência Delta VFD-B	34

Figura 32 - Tela do software de seleção de correias da Gates	40
Figura 33 - Modelagem do eixo e mancais	50
Figura 34 - Curvas de critérios para dimensionar por fadiga.....	51
Figura 35 - Cisalhamento da chaveta.....	58

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Padrão dos saquinhos de papel	18
Tabela 2 - Características da correia	39
Tabela 3 - Características da polia.....	39
Tabela 4 - Resultado da seleção de correias sincronizadora pelo software da Gates	41
Tabela 5 - Altura dos saquinhos de tamanho comercial produzidos	43
Tabela 6 - Opções de alturas de saquinhos.....	43
Tabela 7 - Planilha de cálculo de engrenagens cilíndricas de dentes retos pelo critério de desgaste	45
Tabela 8 - Planilha de cálculo de engrenagens cônicas de dentes retos pelo critério de desgaste.....	46
Tabela 9 - Planilha de cálculo de engrenagens cilíndricas de dentes retos pelo critério de flexão do pé do dente	48
Tabela 10 - Planilha de cálculo de engrenagens cônicas de dentes retos pelo critério de flexão do pé do dente.....	48
Tabela 11 - Lista de Engrenagens	49
Tabela 12 - Coeficientes de acabamento superficial.....	52
Tabela 13 - Valores de kchaveta	53
Tabela 14 - Propriedades dos aços 1040 e 1045.....	53
Tabela 15 - Exemplo da planilha de cálculo de eixos.....	54
Tabela 16 - Lista de eixos	55
Tabela 17 - Cálculo da carga C nos rolamentos	56

Sumário

1.	Introdução	12
2.	Definição do problema	14
3.	Estudo de mercado	15
3.1	Matéria Prima.....	15
3.2	Máquinas.....	16
3.3	Produto.....	18
4.	Projeto técnico	19
4.1	Carcaça.....	19
4.2	Estanga.....	20
4.3	Rolos guia	21
4.4	Tinteiro	21
4.4.1	Rolo Pescador	22
4.4.2	Rolo Anilox	22
4.4.3	Rolo Sairel	23
4.4.4	Rolo Prensa.....	23
4.5	Rolo Tambor	24
4.6	Sistema primário de cola.....	24
4.7	Roletes de direcionamento.....	26
4.8	Placas de formato	27
4.8.1	Placa de formato central (régua)	27
4.8.1	Placa de formato lateral	27
4.9	Rolos puxadores	28
4.10	Sistema de corte	29
4.10.1	Faca inferior	29
4.10.1	Faca superior	30
4.10.1	Facão rotativo.....	31
4.11	Esteira.....	32
4.12	Sistema de dobra e cola do fundo	32
4.12.1	Tambor	33
4.12.2	Roda de cola do fundo	33
4.13	Acionamento	34

4.14	Transmissão	36
4.14.1	Polias e Correia	36
4.14.2	Engrenagens	42
4.15	Eixos	50
4.16	Rolamentos.....	56
4.17	Chavetas.....	58
4.18	Contador	58
5.	Conclusão	59
6.	Referências	60
7.	Anexo	63
7.1	LEI Nº 15.374, de 18 de maio de 2011	63

1. Introdução

Os planos governamentais e as indústrias vem exibindo nos últimos anos uma nova preocupação: o Meio Ambiente. As empresas estão buscando associar sua imagem, e a de seus produtos, a uma produção ecologicamente correta, ignorando, a princípio, o mais evidente ideal capitalista de sempre diminuir os custos de produção, não se importando com os meios e as conseqüências.

Em vista das atuais discussões políticas com relação ao ecossistema, o consumidor acaba de alguma forma se preocupando também com esta situação e assim busca alternativas no mercado que atendam às suas exigências.

Uma das ações mais evidenciadas ultimamente neste setor é a diminuição do uso do plástico. Este polímero é um subproduto proveniente do petróleo cuja procedência não é renovável por ser um combustível fóssil. Apesar das indústrias químicas estarem evoluindo e atualmente apresentarem alternativas como o plástico verde® (Braskem), o custo de tais implementações ainda é caro e inviabiliza sua utilização. No Brasil cerca de 1 bilhão de sacolas plásticas^[1] são distribuídas mensalmente nos supermercados, totalizando 66 sacolas por brasileiro ao mês. Com isso, tem-se aproximadamente 210 mil toneladas de plástico filme, ou seja, 10% de todo o detrito produzido no país. Porém, esses números estão diminuindo bruscamente com as novas leis e políticas adotadas no território nacional.

No município de São Paulo, em 18 de maio de 2011 foi aprovada a Lei 15.374, que proíbe a distribuição gratuita ou venda de sacolas plásticas nos estabelecimentos comerciais da cidade de São Paulo. Assim como a capital paulista, outros grandes municípios já implementaram leis semelhantes. É o caso, por exemplo, da cidade do Rio de Janeiro e Belo Horizonte. A lei paulistana prevê que a partir de 31 de dezembro de 2011, as medidas sejam cumpridas, sob pena de multa prevista na lei para os infratores.

No continente europeu, é comum a utilização de sacolas de pano, reutilizáveis, ou então de sacos de papel, que representam um menor impacto ao meio ambiente quando considerado o seu descarte. O papel é biodegradável e também reciclável, impactando muito menos. Enquanto sacos plásticos levam de

200 a 450 anos para se decompor, as embalagens de papel decompõem-se em no máximo 4 meses.^[2]

Acompanhando as novas tendências mundiais de utilização de matérias-primas renováveis, este projeto visa desenvolver uma máquina capaz de produzir sacos de papel a partir de bobinas previamente desenvolvidas pela indústria papeleira.

2. Definição do problema

Tendo em vista as novas tendências mundiais de substituição das matérias primas por alternativas renováveis, surge uma parcela de mercado tanto para os produtos renováveis, quanto para os meios que os produzem, ou seja, para as máquinas especializadas na fabricação destes itens.

No Brasil, a busca por sacos de papel com o propósito de substituir as sacolas plásticas vem aumentando, fato evidente até mesmo nas grandes redes de supermercados que já oferecem essa alternativa ao consumidor. Além deste notável crescimento, o mercado já existente é enorme, e conta com:

- Padarias: Cerca de duas mil padarias são encontradas online na cidade de São Paulo, sendo que ainda existem os menores estabelecimentos que não estão registrados na internet;
- Supermercados e atacadistas: O setor de padaria e confeitaria destes estabelecimentos, além do oferecimento para embalar o restante das compras;
- Embalagens para presente: Tratam-se de sacolas de papel mais elaboradas, feitas de um tipo especial de papel e com preocupação maior sobre a qualidade da impressão em sua superfície;
- Redes de fast-food: A embalagem utilizada nas entregas a domicílio e nos sistemas Drive-Thru geralmente são realizadas com sacos de papel.

Atualmente, produtores que fabricam sacolas plásticas, já procuram alternativas no mercado para suprir a queda nas vendas de sacolas plásticas. Em depoimento, o gerente de vendas da empresa Scarcelli Embalagens revelou que no ano de 2009 o sistema produtivo passou por uma reestruturação que substituiu as máquinas produtoras de sacolas de plástico por máquinas matadoras de sacos de papel. Ainda assim citou a dificuldade em encontrar máquinas matadoras nacionais para compra. Sabendo disto, o objetivo deste trabalho é projetar uma máquina matadora nacional, para tentar suprir as deficiências do mercado.

Apesar de todo o mercado consumidor apresentado, o enfoque deste trabalho é na criação de uma máquina matadora voltada ao setor das panificadoras, atendendo também às redes de supermercados e atacadistas.

3. Estudo de mercado

Para estabelecer com precisão quais as necessidades exigidas pelo problema, foi realizada uma pesquisa de mercado para descobrir características das máquinas que já estão sendo utilizadas e também informações relativas à matéria prima e ao produto final, no caso os sacos de papel para pães.

3.1 Matéria Prima

A principal matéria prima utilizada na fabricação dos sacos para pães é o papel Kraft com a possibilidade de ser pardo ou branco. Os produtores também oferecem uma variação de 30 a 200g/m² na gramatura. Assim, é possível produzir sacos de diferente rigidez e resistência.

Um dos grandes produtores presentes no cenário nacional desde 1899 é a **Klabin S.A.**^[3]. A empresa possui fábricas espalhadas pelo Brasil, sendo que a sede produtora de Kraft mais próxima de São Paulo localiza-se em Angatuba. Ela apresenta quatro grandes modelos de Kraft, mas o que seria possivelmente utilizado como matéria-prima seria o “Kraft Natural” de cor parda.

Outro produtor consultado foi a **Celulose Irani S.A.**, que está a 70 anos em operação e possui uma das sedes em Indaiatuba, próximo à cidade de São Paulo. Esta empresa oferece papel Kraft de gramaturas com valores menores (mínimo de 30g/m²)^[4] que a empresa Klabin (mínimo de 70g/m²) e provavelmente seria um fornecedor mais adequado para sacos de pão, já que os mesmos não exigem grande resistência mecânica.



Figura 1 - Bobinas de papel Kraft

3.2 Máquinas

Como mencionado anteriormente neste trabalho, o cenário nacional não está composto de grandes produtores de máquinas matadoras. Existem apenas alguns representantes de empresas estrangeiras que vendem as máquinas importadas. Há também um mercado paralelo de máquinas usadas, que geralmente são vendidas em classificados eletrônicos.

O único produtor nacional encontrado chama-se **AC Indústria e Comércio de Máquinas LTDA**^[5]. Esta empresa apresenta modelos previamente projetados e oferece a possibilidade de adaptações dependendo do projeto. Para a produção de sacos de pão é oferecido o modelo MT-15, cujas principais características são:

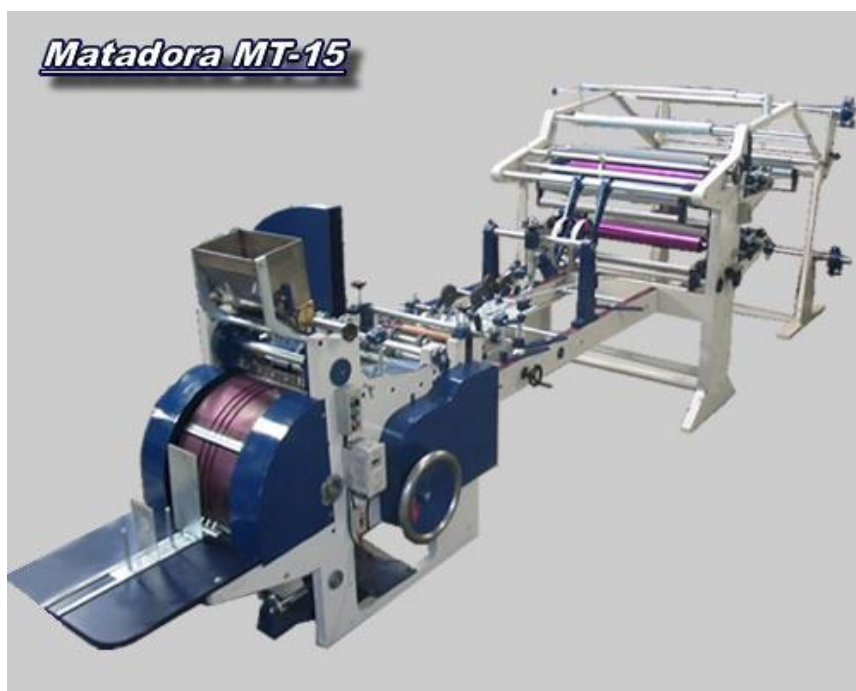


Figura 2 - Máquina Matadora MT-15 - AC Máquinas

- Largura mínima do tubo 70 mm
- Largura máxima do tubo 320 mm
- Altura mínima do corte 120 mm
- Altura máxima do corte 700 mm
- Largura máxima do papel 0,90 m
- Largura útil impressão 0,90 m
- Diâmetro máximo da bobina (entrada) 1,20 m

- Impressão em 3 cores
- Fabricação de sacos de ½ a 15 kg
- Velocidade mecânica 350 sacos por minuto.
- Acionamento por motor elétrico e inversor de frequência
- Dimensões: largura: 1,80 m, comprimento: 4,80 m altura: 2,00 m

Outras máquinas foram encontradas, mas sem maiores detalhamentos quanto as suas construções. A empresa Vida Technology^[6] oferece projetos de máquinas para sacos, mas não especificamente de máquinas matadoras. O mercado paralelo de máquinas usadas não foi considerado uma fonte confiável de valores^{[7][8][9]}.

Para obtenção de valores mais exatos, foi realizada uma visita à empresa AC Máquinas. Trata-se de uma empresa que está a mais de 30 anos no mercado, e possui dados históricos suficientes para traçar uma tendência de demanda por essas máquinas. Infelizmente os dados exatos para cada ano em específico foram considerados confidenciais pela empresa, e não puderam ser apresentados. Porém, de acordo com a empresa, nas vendas de anos anteriores a empresa teve, em média, 6 máquinas vendidas por ano. O valor de venda destas máquinas varia de acordo com as especificações do cliente. Nos últimos anos existe uma tendência de venda de máquinas com impressão em 3 cores, ao invés de 2 ou 1 cor. As máquinas que imprimem em mais de uma cor são mais caras devido à necessidade de mais componentes para realizar a impressão, dado que cada conjunto de impressão da máquina consegue estampar apenas uma cor por vez (maiores detalhes sobre o conjunto de impressão no item 4.4 deste trabalho).

O valor de uma máquina nova para impressão unicolor é R\$120.000,00 , enquanto que para 3 cores pode chegar à R\$165.000,00.

A AC Máquinas ainda oferece serviços de manutenção a serem realizados na planta do cliente ou na própria sede da AC Máquinas. Além de ser uma obrigação da empresa o fornecimento de assistência técnica aos clientes, com este artifício é possível manter o fluxo de serviços quando não se vendem máquinas novas.

3.3 Produto

Os tamanhos dos sacos de papel seguem um padrão estabelecido a anos pelo consumidor, com relação ao volume desejado. Por exemplo, tem-se estabelecido que o saco de cinco pães deva caber cinco pães. No mercado esses sacos de papel são classificados por resistência ao peso, variando de 0,5kg a 15kg. A mudança de um fabricante para outro é dada pela gramatura do papel, assim como pequenas alterações quanto à largura adotada dos saquinhos de papel. Tendo menor largura do produto, necessita-se de menor largura da bobina de papel, barateando a matéria-prima.

O padrão usualmente utilizado pelos fabricantes é:

Tabela 1 - Padrão dos saquinhos de papel

Tipo de saco (kg)	Altura do saquinho (mm)	Largura da bobina de papel (mm)
0,5	220	350
1	280	350
2	340	450
3	380	450
5	440	550
7,5	500	600
10	560	600
15	640	700

Este produto é vendido por milheiro, ou seja, uma embalagem com mil sacos de papel do mesmo tipo e tamanho. Este fator é extremamente importante porque será necessário um sistema automático de contagem na máquina, sinalizando a cada 100 sacos produzidos, por exemplo.

4. Projeto técnico

A partir da observação das máquinas existentes e dos conhecimentos de mecanismos adquiridos ao longo da universidade, projetou-se uma máquina matadora cujos principais componentes são descritos nos subitens deste Capítulo 4.

4.1 Carcaça

A carcaça da máquina é formada basicamente por estruturas metálicas fundidas de 50mm de espessura. A união dos lados de acionamento(LA) e lado de comando(LC) é realizada por tubos quadrados sem costura perfilados de 80x80mm, com espessura de parede de 2 mm.

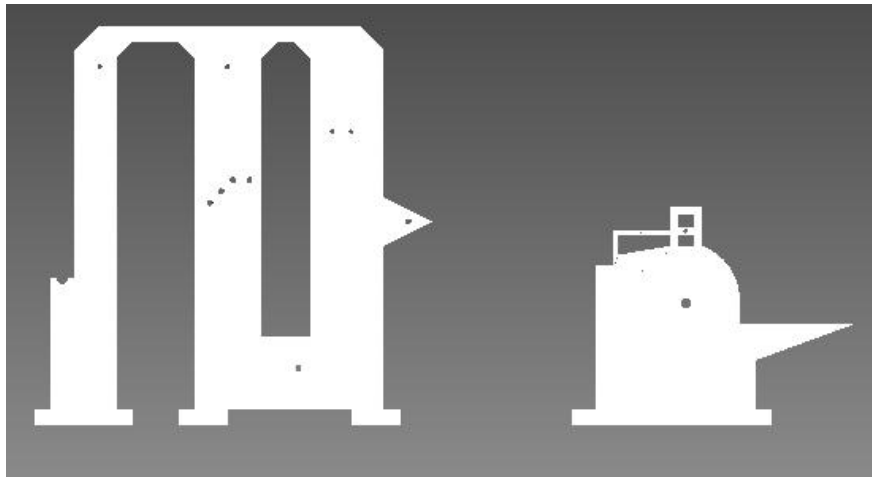


Figura 3 - Peça Lateral e Lateral_Final

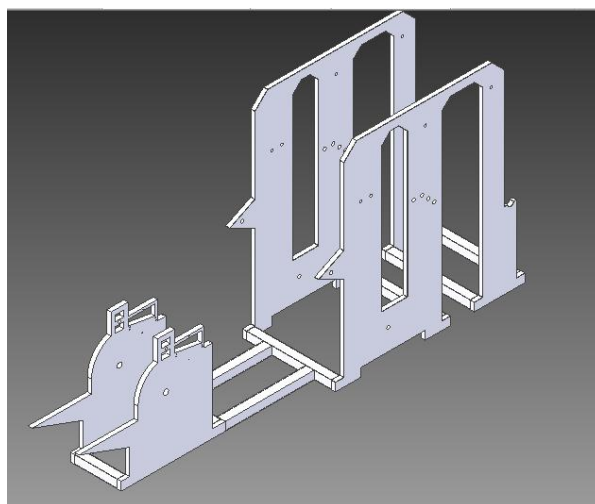


Figura 4 - Barras quadradas que unem as laterais

4.2 Estanga

A estanga é o elemento responsável por fixar a bobina de papel, liberando a sua rotação, mas não a sua translação. Trata-se de um eixo rosqueado, sendo metade com rosca mão direita, metade com rosca mão esquerda.

Neste eixo colocam-se duas peças cônicas que ao serem apertadas, fixam a bobina de papel. Estas peças são dotadas de rolamentos para permitir a rotação da bobina enquanto o eixo fica parado. Estes rolamentos são de contato angular, já que além da carga radial, tem-se a força de aperto provocando carga axial.

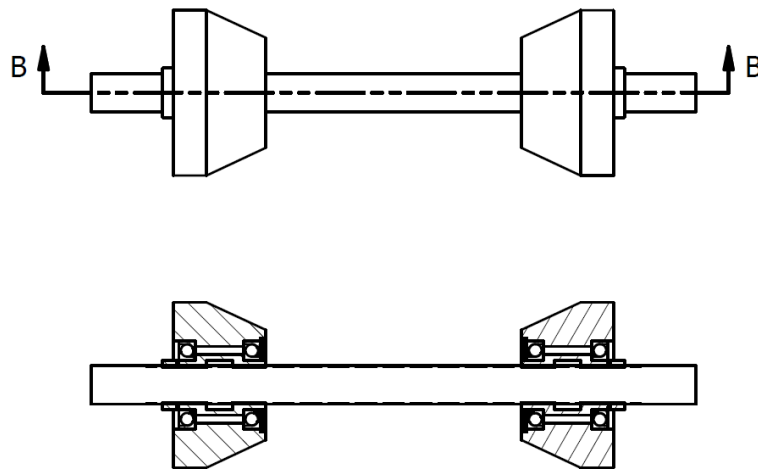


Figura 5 - Desenho de conjunto da Estanga

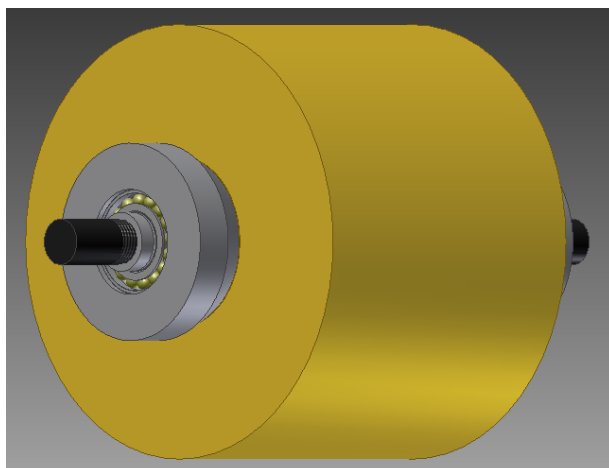


Figura 6 - Estanga e bobina de papel

4.3 Rolos guia

Os rolos guia são rolos maciços de aço inoxidável que possuem a função de simplesmente guiar o papel durante o percurso na máquina. Suas extremidades são ligadas à carcaça por rolamentos de uma carreira de esfera. O seu dimensionamento é difícil de ser realizado devido à falta de informações sobre a carga que é exercida sobre ele. Sabe-se que esta carga é pequena, proveniente do contato com papel.

4.4 Tinteiro

O setor de impressão é um dos mais delicados da máquina. De acordo com a arte desejada, este sistema é capaz de imprimir uma figura unicolor, variando com o gosto do cliente. Comumente utiliza-se tinta a base de água que possui boa aderência ao papel, e rápida secagem.

Este sistema é composto por quatro rolos e um tanque de armazenamento, sendo eles apresentados individualmente nos itens 4.4.1 a 4.4.4.

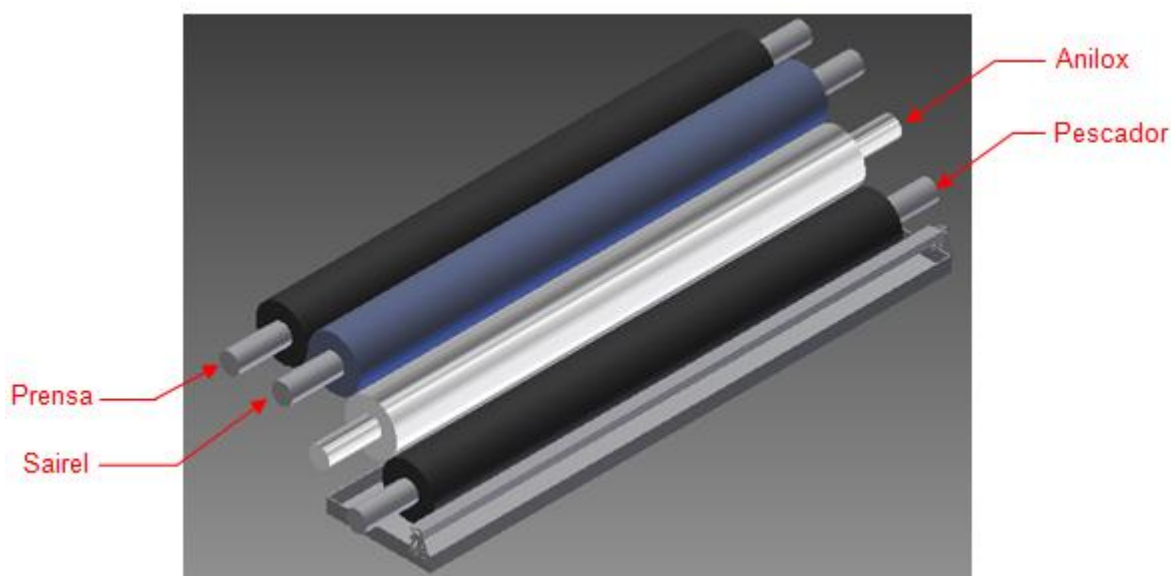


Figura 7 – Tinteiro

4.4.1 Rolo Pescador

O rolo pescador tem este nome porque é o responsável por coletar a tinta do reservatório e transferi-la ao cilindro Anilox. Este cilindro tem por característica ser revestido por borracha, de tal forma que a tinta possa temporariamente aderir à superfície.

O rolo pescador não regula a quantidade de tinta que é aderida ao mesmo, ou seja, existe a necessidade de um raspador para retirar o excesso, além de necessitar de um dosador intermediário, antes de iniciar a impressão. Esta dosagem é realizada pelo cilindro Anilox.

4.4.2 Rolo Anilox

O Rolo Anilox é o elemento mais importante da impressora, tanto que comumente é associado como o “coração da flexografia”. Ele é o responsável pela dosagem uniforme de tinta que se transfere ao rolo Sairel para impressão.

A superfície do cilindro contém orifícios que se preenchem apenas com a quantidade necessária de tinta, possibilitando o rolo Sairel a imprimir a imagem para o papel sem excesso de tinta, evitando imagens borradas ou destorcidas.

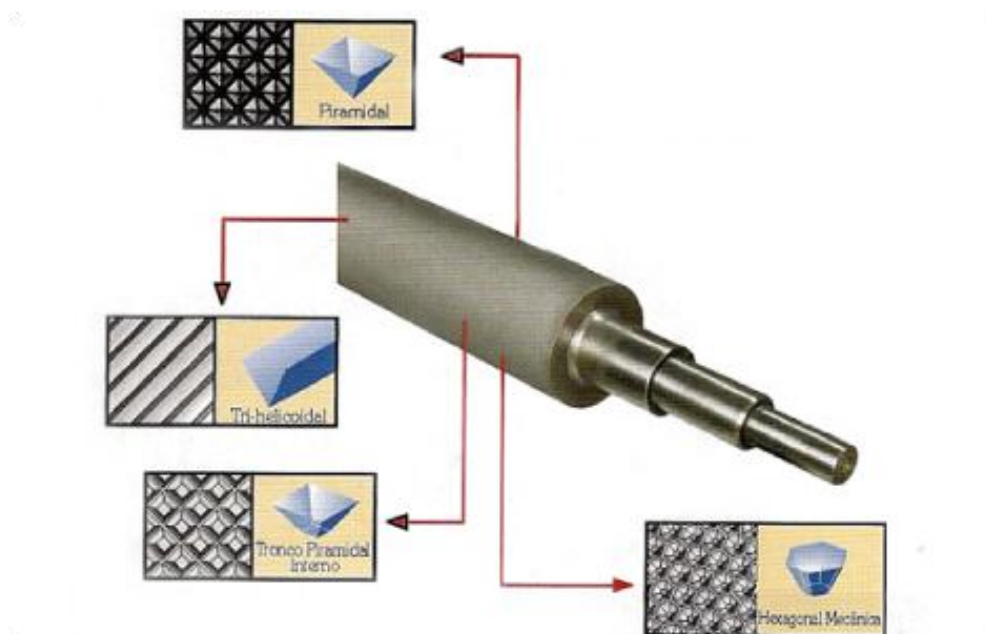


Figura 8 - Exemplos de superfícies do rolo Anilox

Esse cilindro é fabricado à base de ferro fundido, com uma camada de cobre, na qual se realiza a gravação, e revestido com uma camada de cromo para aumentar a resistência superficial. Os fornecedores deste rolo oferecem a gravação por diferentes métodos de fabricação. São eles: mecânico, químico, eletrônico ou até à laser. A escolha de um dos métodos influencia sobre a durabilidade do rolo e sobre a tolerância do cliente com a qualidade da imagem impressa nos sacos de papel.



Figura 9 - Processo de fabricação mecânico do rolo Anilox

4.4.3 Rolo Sairel

O Rolo Sairel é o responsável por efetivamente gravar a arte desejada no papel, de acordo com a tinta que recebe do rolo Anilox. Criando-se uma analogia, o Rolo Sairel seria o carimbo enquanto o rolo Anilox seria a almofada. Para auxiliar no processo de impressão, este rolo é pressionado contra o rolo prensa (4.4.4) para evitar o escorregamento.

Este cilindro é revestido com borracha e possui em relevo a imagem que se deseja imprimir. O cliente pode optar por trocar apenas o rolo Sairel, caso seja de seu gosto modificar a arte dos sacos de papel.

4.4.4 Rolo Prensa

O Rolo Prensa é um rolo fabricado com os mesmos materiais do rolo Sairel, porém não apresenta nenhum relevo ao longo de sua superfície. Ele possui superfície lisa e tem a função de exclusivamente pressionar o papel contra o rolo Sairel, provocando o contato que permite a transferência de tinta.

4.5 Rolo Tambor

Após o processo de impressão, a face impressa do papel não pode ser tocada por alguns segundos, até a tinta secar o suficiente. Para isto, utiliza-se um rolo tambor que devido ao seu grande diâmetro, permite o rolamento da folha por um tempo maior entrando em contato apenas com a face não impressa do papel.

Este rolo, ao contrário dos demais, não é maciço e possui uma característica construtiva que procura aliviar o peso e consequentemente a inércia rotativa do equipamento.

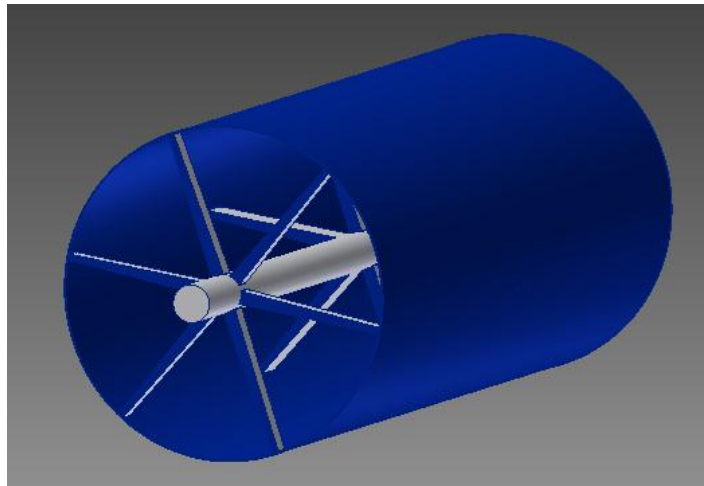


Figura 10 - Rolo Tambor

4.6 Sistema primário de cola

A primeira dobra a ser realizada pela máquina tem a função de unir as duas laterais da folha de papel, formando uma folha dupla, como é representado pela Figura 11. A cola é passada em apenas uma das laterais do papel e em apenas uma das faces, justamente aquela que não entrará mais em contato com qualquer parte da máquina. A partir do momento que as duas laterais se tocam, elas não se desgrudam mais.

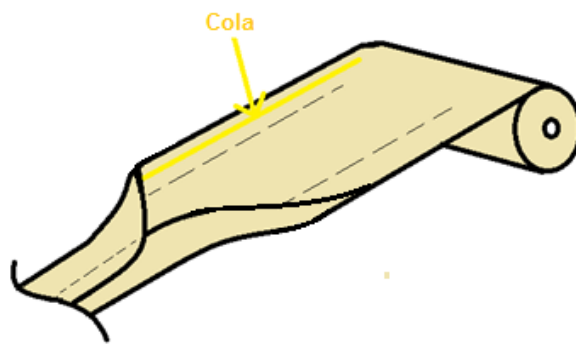


Figura 11 - Ilustração simplificada da primeira dobra



Figura 12 - Sistema de dobra da MT-15 - AC Máquinas

O mecanismo que promove a aplicação da cola é simplesmente uma polia, dotada de cerdas, que durante o movimento de rotação, mergulham em um tanque de armazenagem, passam por um raspador para retirar o excesso e entram em contato com a folha de papel pressionando-se sobre um rolo guia que se encontra na outra face do papel.

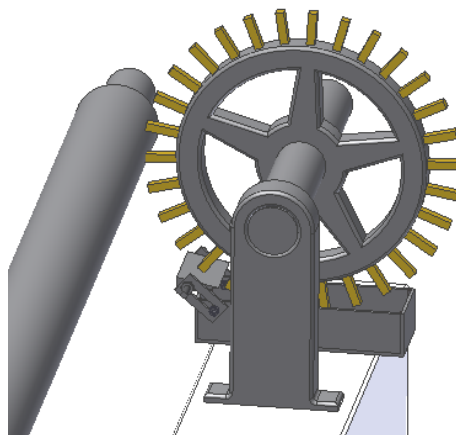


Figura 13 - Sistema primário de cola

A cola utilizada na fabricação de sacos de papel que podem vir a embalar produtos alimentícios requer um cuidado adicional de toxicidade. A substância química que a compõe é à base de milho e, portanto, atóxica. Este produto é encontrado a venda como cola ou adesivo vegetal.

4.7 Roletes de direcionamento

O rolete de direcionamento representado na Figura 14 é o primeiro dentre três pares de roletes que estarão presentes na máquina. Este rolete em especial é maior e tem a função de auxiliar o papel durante a primeira dobra (Figura 12).

Sem acionamento, o rolete tem a simples tarefa de guiar o papel do ultimo rolo guia para a régua, onde serão realizadas as demais dobras.

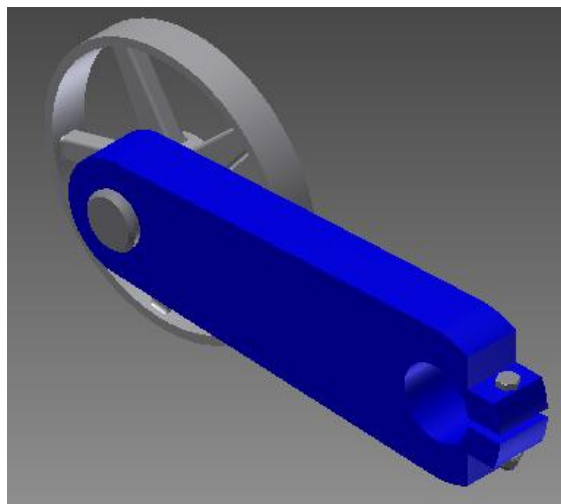


Figura 14 - Rolete de direcionamento

4.8 Placas de formato

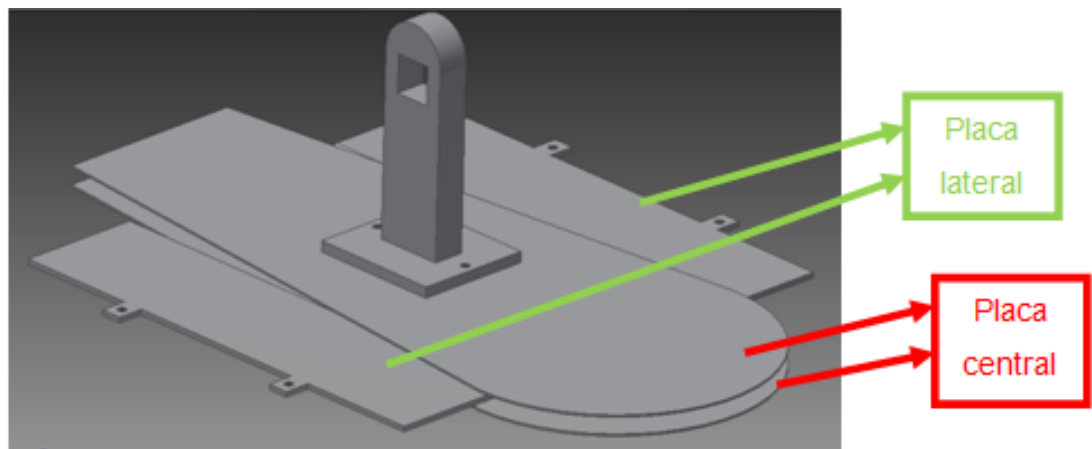


Figura 15 - Placas de formato central e lateral

4.8.1 Placa de formato central (régua)

Duas placas no centro, também chamadas de régua, determinam a largura do saquinho a ser produzido. O papel inicia o movimento pela borda redonda da placa e segue no sentido da borda mais fina. Ao final do trajeto, o papel está dobrado de tal forma que sua largura é idêntica à da placa de formato central.

4.8.1 Placa de formato lateral

Esta placa determina a profundidade da dobra interna do saquinho. Esta dobra influencia muito sobre a capacidade volumétrica do produto. Na Figura 16, pode-se observar como o papel envolve as placas de formato.



Figura 16 - Demonstração em corte da dobra nas placas de formato

4.9 Rolos puxadores

Ao final das placas de formato, posicionam-se dois rolos paralelos que são responsáveis por puxar o papel, sendo assim os principais responsáveis pelo movimento.



Figura 17 - Rolos puxadores e faca inferior

O rolo puxador superior é revestido com borracha macia, justamente para dar aderência com o papel. Ele possui um recorte proposital em seu revestimento, necessário para passagem da faca inferior, que executará o corte de uma das folhas do fundo do saquinho.

O rolo puxador inferior é uma peça de desgaste fabricada em madeira. A faca inferior(Figura 17) fica apoiada sobre o rolo, sendo separada apenas pela fina folha de papel. Com a máquina em operação, o contato indireto desta faca com o rolo inferior provoca o desgaste.

Após o sistema de corte, novamente tem-se um par de rolos puxadores, desta vez ambos revestidos de borracha. Estes rolos têm a função de segurar o papel durante o corte, e transmitir o saco para a esteira na segunda parte da máquina.

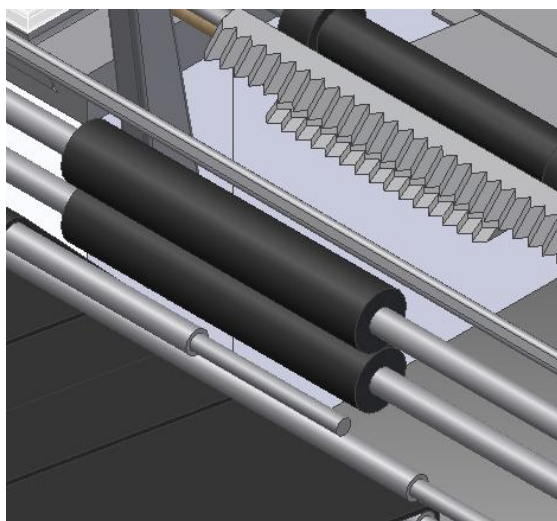


Figura 18 - Par de rolos puxadores de borracha

4.10 Sistema de corte

O corte do fundo do saco é feito pela ação conjunta de três facas: faca superior, faca inferior e facão rotativo. No momento em que o facão rotativo toca o papel, ele traciona as folhas sobre as facas inferior e superior, provocando o corte.

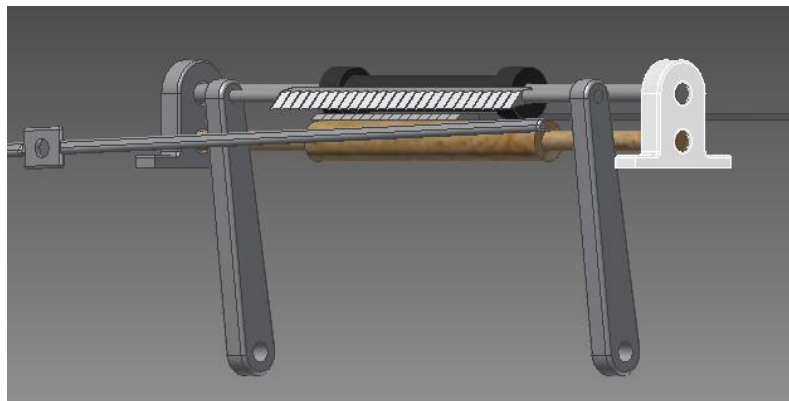


Figura 19 - Sistema de corte

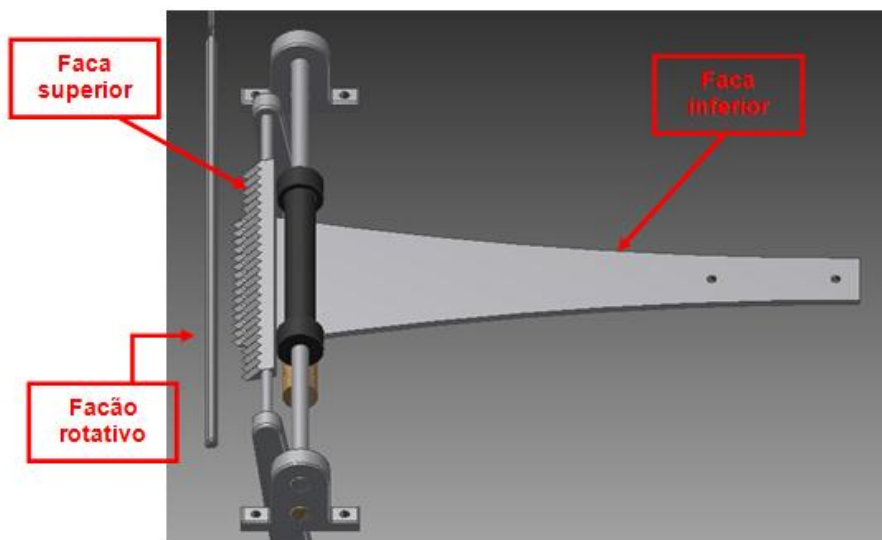


Figura 20 - Identificação das facas

4.10.1 Faca inferior

A faca inferior realiza o corte do fundo na folha que representa a frente do saco. A parte frontal será posteriormente dobrada com cola sobre a folha traseira, para realizar a cola do fundo.

Durante o movimento, esta faca fica por dentro do papel. Por isso, deve ser totalmente lisa, sem nenhuma saliência. Se houvesse, por exemplo, um parafuso prendendo a lâmina de corte, a cabeça do mesmo poderia fatalmente rasgar a folha.

Assim, esta peça é fixa junto com as placas de formato, e acompanha o papel até o momento do corte, passando inclusive entre os rolos puxadores(Figura 17).

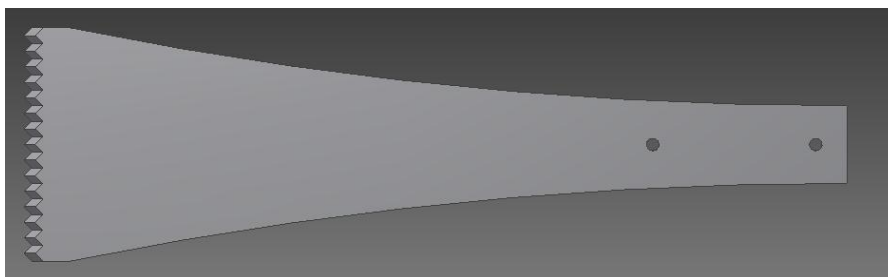


Figura 21 - Faca inferior

4.10.1 Faca superior

A faca superior realiza o corte da folha traseira do saquinho de papel.

Trata-se de uma peça menor, contendo basicamente a lâmina de corte, e extremidades laterais cilíndricas para encaixar nos apoios.

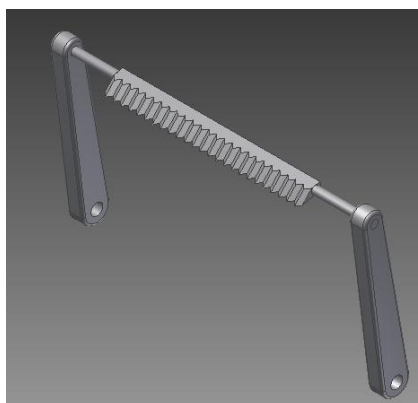


Figura 22 - Faca superior

Esta faca é posicionada com uma defasagem de aproximadamente 10mm da faca inferior, justamente para possibilitar a dobra do fundo.



Figura 23 - Defasagem das lâminas

4.10.1 Facão rotativo

O facão rotativo, ao contrário do que se pode imaginar, não é afiado. Ele apenas traciona o papel contra as lâminas no momento do corte. Este facão movimenta-se sincronizadamente com o restante da máquina após o corte. A sua velocidade de rotação comparada à velocidade da máquina antes do corte, determina o comprimento, isto é, a altura do saquinho de papel.

Por ser um elemento que pode apresentar riscos ao operador, este facão é coberto por uma proteção, que isola a área de curso da peça.

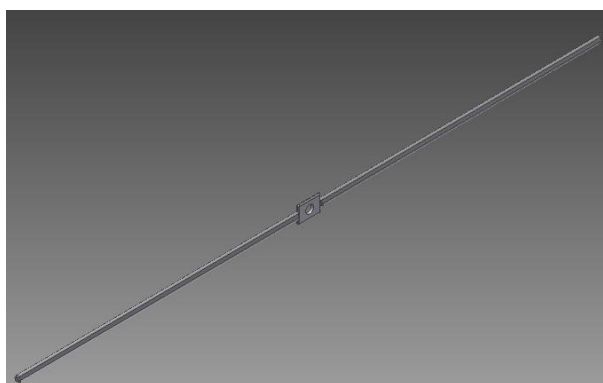


Figura 24 - Facão rotativo

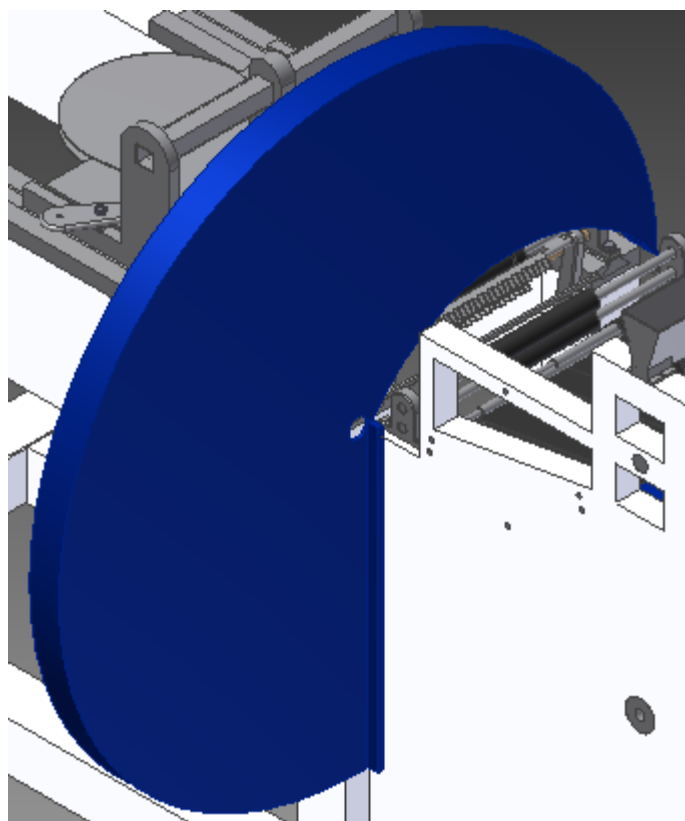


Figura 25 - Proteção do facão

4.11 Esteira

A esteira transporta sincronizadamente a extremidade do saco de papel chegue ao sistema de dobra e cola do fundo no momento certo. Para garantir a fixação, existe uma esteira inferior e uma superior, praticamente acoplando o saquinho ao movimento.

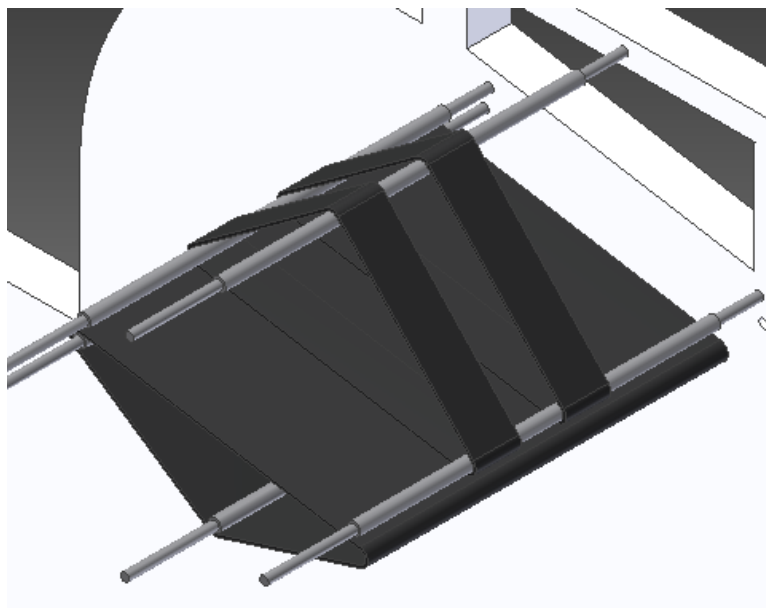


Figura 26 - Esteira superior e inferior

4.12 Sistema de dobra e cola do fundo

O sistema é composto por um tanque de cola, uma roda de cola e um tambor.

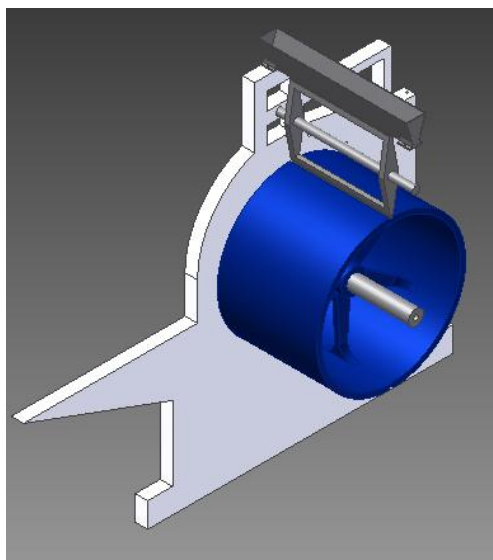


Figura 27 - Sistema de dobra e cola do fundo

4.12.1 Tambor

Este tambor é uma peça fundida, que possui a superfície cilíndrica externa com duas frestas. Estes dois rebaixos são estrategicamente posicionados para realizar a dobra do fundo.

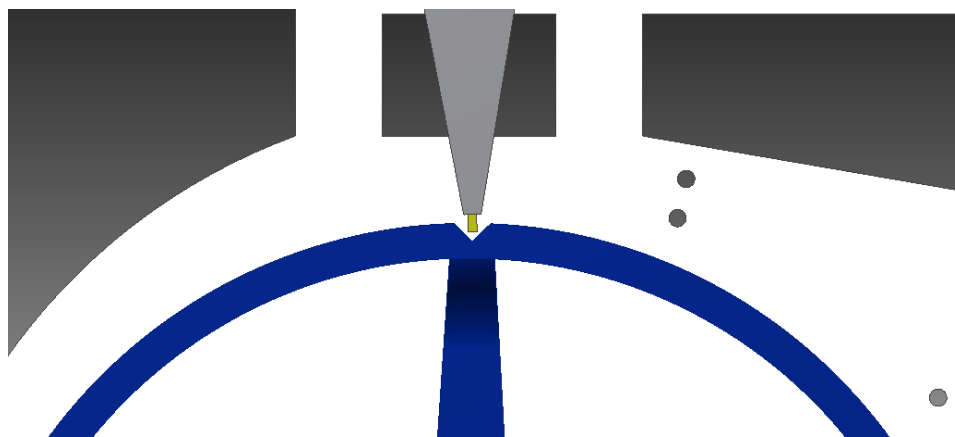


Figura 28 - Detalhe da fresta do tambor e cerdas da roda de cola

4.12.2 Roda de cola do fundo

O saquinho chega ao tambor por meio da esteira, sincronizado de tal forma que a ponta do saco fique sobre uma das frestas. A roda de cola do fundo possui cerdas que captam a cola do reservatório e a desprende no papel, ao mesmo tempo em que o dobra. O saquinho segue a rotação do tambor e ao ser empilhado na mesa de saquinhos, o contato é naturalmente provocado, realizando a cola do fundo.

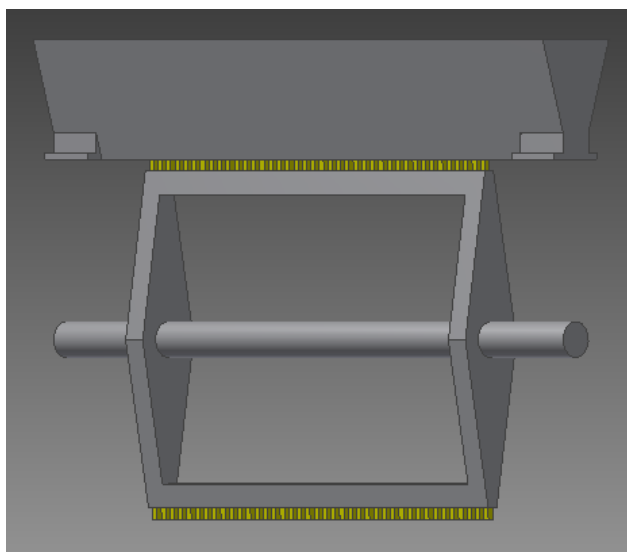


Figura 29 - Tanque e roda de cola do fundo

4.13 Acionamento

O acionamento é realizado por um único motor elétrico trifásico que possui as seguintes especificações:

- Modelo: WEG W22-Plus
- Nº de pólos: 4
- Potência: 3KW (4cv)
- Tensão: 220V
- Rotação: 1715 rpm
- Carcaça: 100L
- Fator de serviço: 1,15



Figura 30 - Motor WEG W22-Plus

A rotação do motor e, conseqüentemente, a velocidade da máquina, será regulada por um inversor de frequência da marca Delta®, modelo VFD-B.



Figura 31 - Inversor de Frequência Delta VFD-B

Este inversor pode ser regulado para apresentar a velocidade linear da máquina, isto é, qual o fluxo de papel que a percorre. Usualmente utiliza-se a medida de metros/minuto.

A partir desta medida de fluxo, pode-se controlar a produção de sacos em uma hora de operação. Tendo a velocidade em metros de papel por minuto, pode-se dividir pela altura do saquinho a ser produzido para obter o número de sacos por minuto.

$$\frac{n^{\circ} \text{sacos}}{\text{minuto}} = \frac{\text{Velocidade da máquina (m/min)}}{\text{Altura do saquinho (mm)} * 10^{-3}}$$

Para saber a produção em uma hora, basta multiplicar esta equação por 60 minutos:

$$\boxed{\text{Produtividade} \left(\frac{n^{\circ} \text{sacos}}{\text{hora}} \right) = \frac{\text{Velocidade da máquina (m/min)}}{\text{Altura do saquinho (mm)} * 10^{-3}} * 60(\text{min})}$$

4.14 Transmissão

A transmissão de rotação e torque do motor para os rolos da máquina é feita por um conjunto de polias, correias e engrenagens. Com apenas um motor de acionamento, o conjunto de engrenagens transmite rotação para o Tambor, Sistema de Cola Fundo, Esteira, entre outros. Nem todos os rolos da máquina tem a necessidade de ser acionados diretamente, como por exemplo os rolos guia. Nestes casos a rotação é induzida naturalmente pelo movimento do papel. Seria repetitivo apresentar o cálculo específico de cada par de transmissão, então serão demonstrados os conceitos utilizados e os resultados finais.

4.14.1 Polias e Correia

4.14.1.1 Polia do motor

O eixo de saída do motor aciona por meio de chaveta um par de polias ligadas por correias trapezoidais. Estas correias devem ser especificadas e selecionadas de tal forma que permita as condições ideais de abraçamento e transmissão sem o rompimento das mesmas.

Para dimensionar as polias e a correia foi utilizado o catálogo da Contitech^[23] do grupo Continental. Entre os modelos oferecidos, foi escolhido o modelo trapezoidal CONTI Ultraflex, já que este modelo fornece uma maior tolerância quanto à velocidade periférica admitida. Para este tipo de serviço, adotou-se um fator de serviço igual a 1,3, indicado para máquinas gráficas.

Posteriormente, pelo Gráfico 1 específico para a correia Ultraflex, entrando com a Potência projetada e com a rotação fornecida pelo motor, pôde-se encontrar o diâmetro mínimo da polia menor.

Em particular, tem-se:

$$Potência\ projetada = Potência * Fator\ de\ Serviço = 3 * 1,3 = 3,9$$

$$Rotação = 1715\ rpm$$

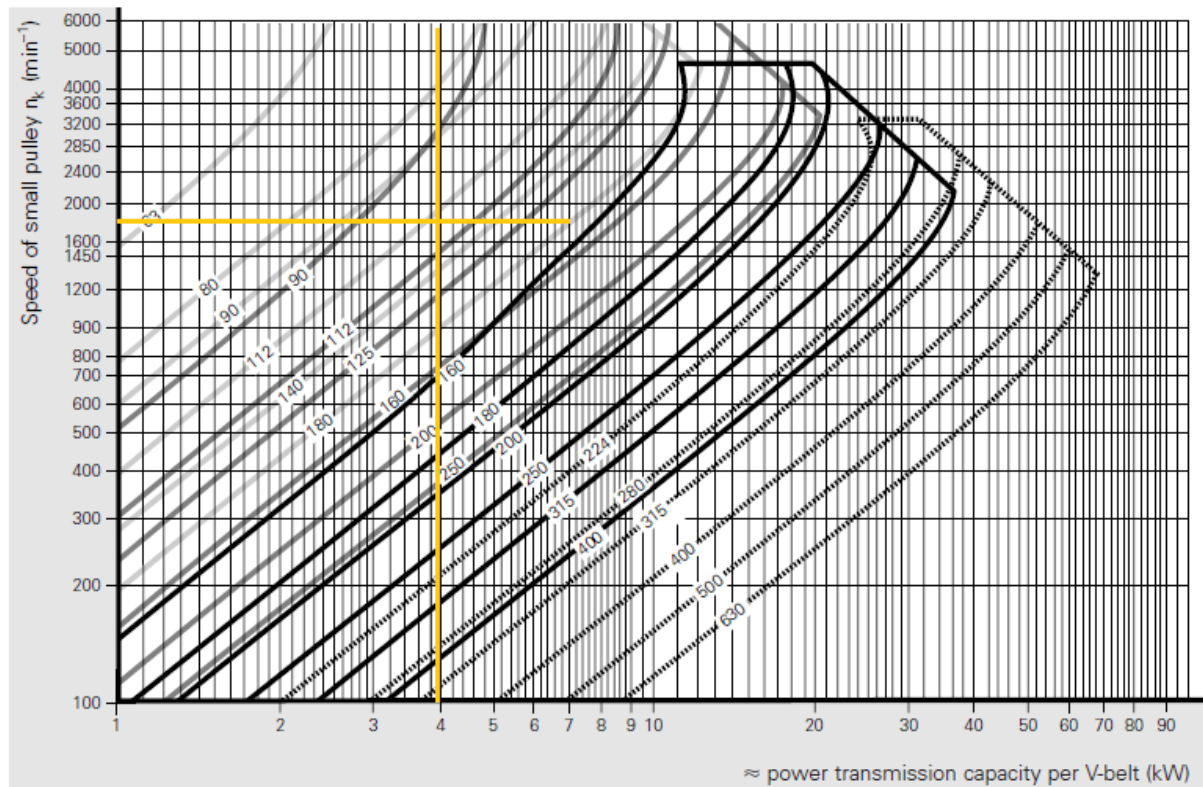


Gráfico 1 - Seleção da polia motora

Escolhendo o perfil como sendo o SPA, tem-se que o diâmetro mínimo é dado para a curva logo a direita, que determina:

$$\text{Diâmetro}_{\min} = \text{Diâmetro}_{\text{polia motora}} = 112 \text{ mm}$$

Para as polias, determinou-se uma relação de transmissão de $i = 4$. Portanto, tem-se que:

$$\text{Diâmetro}_{\text{polia movida}} = \text{Diâmetro}_{\text{polia motora}} * i$$

$$\text{Diâmetro}_{\text{polia movida}} = 112 * 4 = 448 \text{ mm}$$

Tendo a distância entre eixos, e os diâmetros, calcula-se o tamanho da correia pela fórmula:

$$L = 2 * A + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 * A}$$

O catálogo recomenda que a distância entre centros A seja:

$$0,7 * (D_{polia\ movida} + D_{polia\ motora}) < A < 2 * (D_{polia\ movida} + D_{polia\ motora})$$

$$392 < A < 1120$$

Adotando $A = 430mm$, tem-se que $L_{w_{calc}} = 1805,3mm$. Porém, não se fabricam correias com exatamente esta especificação. Então, deve-se adaptar aos comprimentos tabelados. O comprimento mais próximo deste é:

$$L = 1800\ mm$$

Deve-se então recalcular a distância entre centros para que seja atendido o critério do comprimento e da transmissão. Pode-se então, deixar a equação do comprimento em função apenas da transmissão e de um dos diâmetros. Assim:

$$L = 2 * A + \frac{\pi}{2}(iD_1 + D_1) + \frac{(iD_1 - D_1)^2}{4 * A}$$

Desta equação obtêm-se $A_{corr} = 525,124\ mm$.

A verificação do número de polias necessárias para a transmissão do torque pode ser realizada pela fórmula:

$$Z_{er} = \frac{P * c_2}{P_r * c_1 * c_3}$$

Substituindo os valores das tabelas do catálogo, tem-se $Z_{er} = 1,585$. Assim, conclui-se que são necessárias 2 correias.

O catálogo também recomenda a verificação da condição de velocidade periférica máxima no momento da seleção da correia. Para as correias da classe Ultraflex, tem-se que a velocidade máxima admitida é 40m/s. Para as condições deste projeto:

$$w_{polia\ motora} = 1715\ rpm$$

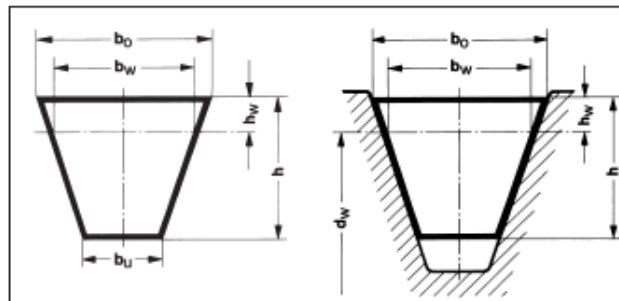
$$r_{polia\ motora} = 56\ mm$$

A velocidade periférica nas polias será:

$$v = 10,06\ m/s < 40\ m/s$$

As características construtivas das polias são definidas no catálogo da Cotitech pela Tabela 3.

Tabela 2 - Características da correia

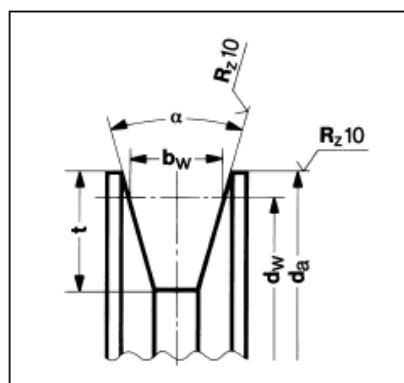


Belt section	DIN symbol B.S./ISO symbol	SPZ SPZ	SPA SPA	SPB SPB	SPC SPC
Top belt width b_0	mm	9.7	12.7	16.3	22.0
Pitch width b_w	mm	8.5	11.0	14.0	19.0
Bottom belt width b_u	mm	4.0	5.6	7.1	9.3
Height of belt h	mm	8	10	13	18
Pitch height h_w	mm	2.0	2.8	3.5	4.8
Min. pulley pitch diameter $d_{w \min}^{(1)}$	mm	63	90	140	224
Max. flexing frequency $f_{B \max}$	s ⁻¹	100	100	100	100
Max. belt speed $v_{\max}$	m/s	40	40	40	40
Weight per metre	kg/m	0.073	0.100	0.178	0.380
Range of pitch length $L_w^{(2)}$					
from	mm	512	647	1250	2000
to	mm	3550	4500	8000	12250
Length differential value from L_w $\Delta L = L_a - L_w$	mm	13	18	22	30

⁽¹⁾ d_w corresponds to the datum diameter d_a

⁽²⁾ L_w corresponds to the datum length L_a

Tabela 3 - Características da polia



Belt section	B.S./DIN symbol	XPZ/SPZ	XPA/SPA	XPB/SPB	XPC/SPC
Pitch circumference U_w	mm	300	450	600	1000
Pitch Diameter $d_w \pm 0.05$	mm	95.49	143.24	190.99	318.31
Outside diameter $d_a \pm 0.05$	mm	100	149	198	328
Pitch width b_w	mm	8.5	11.0	14.0	19.0
Groove-included angle $\alpha \pm 10'$	°(degrees)	36	36	36	36
Groove depth $t_{\min}$	mm	11	14	17	24
Measuring force F	N	360	560	900	1500
Length differential value from L_w $\Delta L = L_a - L_w$	mm	13	18	22	30

4.14.1.2 Polia sincronizadora

Na literatura acadêmica, é muito difícil encontrar informações sobre o dimensionamento de polias e correias sincronizadores, mesmo em livros consagrados como "Elementos de máquinas" do Joseph Shigley.

Assim, uma das alternativas foi fornecer dados ao programa da Gates, fabricante de correias, para que o software calcula-se a alternativa mais viável ao projeto. As entradas foram basicamente as mesmas utilizadas no modelo da correia V:

$$Potência = 1 \text{ kW}$$

$$Rotação = 600,3 \text{ rpm}$$

$$Fator de serviço = 1,4$$

$$Distância entre centros = 848,754 \text{ mm}$$

The screenshot shows the Gates Design Flex Web software interface. At the top left is the Gates logo with the text "A Tomkins Company". To its right is the "Design Flex Web" logo. In the top right corner, it says "Version: 1.56/1.49/1.55/ Std North America". Below the logos is a navigation bar with buttons: "License", "Belt", "Drive Parameters", "Driver Pulley", "DriveN Pulley", "DriveN Pulley Speed", "Center Distance Between Shafts", and "Design". The "Drive Parameters" button is currently selected. The main area contains input fields for "Power" (1 kW) and "RPM" (600,3). Below these is a section titled "Drive Service Factor" with three dropdown menus: "DriveR Characteristics" (UniformTorque), "Type of Service" (Normal Service (8-16h daily)), and "DriveR Characteristics" (Light Shock Loads). At the bottom of this section are input fields for "V-Belts" (1.2) and "Synch Belts" (1.4). At the very bottom of the interface are two buttons: "« Back" and "Next »".

Figura 32 - Tela do software de seleção de correias da Gates

Como resultado, obtive uma polia sincronizadora do modelo "Power Grip Timing" perfil H, com as características apresentadas na Tabela 4. O relatório

Tabela 4 - Resultado da seleção de correias sincronizadora pelo software da Gates

		Industrial Belt Design - Drive Detail Report Design Flex® Web by the Gates Corporation	
Designed For: Luce Esquaella Voith R. Dr. Estevão Montebello São Paulo, XX 02930000 Brazil lucoe_calango@hotmail.com 11 96872227 Phone		Provided By: Design Flex® Web Gates Corporation	
Application: Design #1			
INPUT			
Drive Information Speed Ratio: 1.00 Input Load: 1 Service Factor: 1.4 Design Power: 1.88 hp Center Distance: 849 mm +/-1%		RPM: 600.3 Max Diameter: 80 mm Shaft Diameter: 20 mm Bushings Checked: Any Belts Checked: Poly Chain Carbon, PowerGrip GT2, TruMotion, PowerGrip Timing, PowerGrip HTD	
DriveR 600.3 80 mm 20 mm		DriveN 600.3 +/-4% 80 mm 40 mm	
SELECTED DRIVE			
Belt Type: PowerGrip Timing - H		Belt	
Speed Ratio: 1.0 dN RPM: 600.3 Rated Load: 1.90 hp Belt Pull: 108 lb		Part No: 800H075 Product No: 9257-3117 Top Width: -- Installed Weight: 0.33 lb Rim/Belt Speed: 650 ft/min RPM: 97.5 Bushing Part No: -- Bushing Product No: -- Bore: -- Pitch Diameter: --	
Center Distance: 33.50 in Install/Take-Up Range: 32.52 in to 33.54 in		DriveR TL26H100 7881-7045 1.31 in 2.6 lb 642 ft/min 600.3 2012 20MM 7858-2520 0.5 in - 2.125 in 4.14 in	
DriveN TL26H100 7881-7045 1.31 in 2.6 lb 642 ft/min 600.3 2012 40MM 7858-2540 0.5 in - 2.125 in 4.14 in			
TENSION			
Rib/Strand Deflection Distance: 0.52 in Rib/Strand Deflection Force: 4.2 to 4.6 lb Sonic Tension Meter Belt Frequency: 33 to 35 Hz		New Belt 0.52 in 3.2 to 3.5 lb 28 to 30 Hz	
Used Belt 0.52 in 3.2 to 3.5 lb 28 to 30 Hz		When planning to re-install used belts, measure and record the tension before removing and re-install at the recorded tension.	
NOTES			
- Over design requires that a minimum static tension be used to insure proper operation. - Installation allowance falls out of the specified center distance range. - The DriveR pulley/belt outside diameter exceeds the maximum diameter specified. - The DriveR pulley is wider than necessary. - The DriveN pulley/belt outside diameter exceeds the maximum diameter specified. - The DriveN pulley is wider than necessary. - This report: (1) only applies to Gates' products; (2) contains confidential information; (3) may only be disclosed to support the sale or maintenance of our products; and (4) is not a guarantee of performance. - Buyer has sole responsibility for the selection and testing of products for any intended use which may not include flight-related aircraft applications.			

4.14.2 Engrenagens

O dimensionamento das engrenagens pode ser realizado pela análise de dois critérios:

- Critério do desgaste;
- Resistência à flexão no pé do dente.

Esses cálculos determinam a espessura, os diâmetros e consequentemente a distância entre eixos. Algumas vezes, tendo fixa a distância entre eixos, pode-se variar as outras incógnitas e obter como resultado final os diâmetros, ou número de dentes.

As engrenagens constituem um dos pontos estratégicos mais importantes da máquina, já que determinam as velocidades e o torque disponibilizado para os componentes da máquina. Para determiná-las, partiu-se de uma exigência de produção do projeto. Desejava-se uma produção máxima de mais de 300 sacos por minuto, com sacos que podem variar de tamanho, chegando a 300mm de comprimento. Para isso, o tambor que faz a cola do fundo do saco deveria rodar no mínimo 150 vezes por minuto. No intuito de trabalhar com relações de transmissão de valores inteiros, aproximou-se a produção para cima, chegando a 343 sacos por minuto. Tendo esta rotação determinada, as rotações dos outros eixos são dependentes pois devem manter a velocidade linear da máquina.

Para efeitos de estudo das transmissões, a máquina pode ser dividida em duas partes, antes e depois do corte do facão. Essa divisão é conveniente principalmente pela diferença de velocidade linear entre as partes da máquina. O facão, e todos os componentes da máquina após o corte são coordenados para funcionar sempre alinhados, ou seja, não importa o tamanho do saquinho produzido e nem a velocidade de produção. Da mesma forma, o movimento dos componentes da máquina antes do facão rotativo são alinhados entre si, mas com uma velocidade diferente da parte final da máquina.

Justamente esse delta de velocidades é o que determina o tamanho do saquinho de papel produzido, sendo quanto mais lenta a velocidade antes do corte com relação a rotação do facão, menos papel passa e consequentemente menor o saquinho. Assim, dentre os diversos pares de engrenagem, destaca-se um com uma finalidade especial, entre o Eixo 5 e o Eixo 8, responsável por determinar a diferença

de velocidades entre as partes da máquina. Este par pode ser alterado por diferentes relações de transmissão, de acordo com a necessidade de altura do saquinho. Em comparação com a Tabela 1:

Tabela 5 - Altura dos saquinhos de tamanho comercial produzidos

Tipo de saco (kg)	Altura desejada do saquinho (mm)	Altura do saquinho produzido (mm)	Nº de dentes da eng. 1	Nº de dentes da eng. 2	Módulo
0,5	220	222,1	58,00	41,00	3,00
1	280	278,6	53,00	47,00	3,00
2	340	340,3	48,00	52,00	3,00
3	380	378,8	82,00	68,00	2,00
5	440	439,8	70,00	50,00	2,50
7,5	500	498,3	92,00	58,00	2,00
10	560	558,5	96,00	54,00	2,00
15	640	637,8	67,00	33,00	3,00

Pode-se obter ainda outras alturas de sacos variando a relação de transmissão entre o eixo 5 e 8.

Tabela 6 - Opções de alturas de saquinhos

Relação de transmissão	Altura do saquinho(mm)
2,5	125,66
2	157,08
1,5	209,44
1	314,16
0,666667	471,24
0,50	628,32
0,4	785,40
0,33	942,48
0,285714	1099,56

Os cálculos de dimensionamento de engrenagens e eixos, consideram a pior condição que se dá para a maior redução e consequentemente o menor tamanho de saquinho (125mm).

4.14.2.1 Critério do desgaste

A avaliação das engrenagens pelo critério de desgaste foi realizada com base na referência [20].

Para engrenagens cilíndricas de dentes retos :

$$bd^2 = 5,72 * 10^5 * \frac{M_T}{p_{adm}^2} * \frac{i + 1}{i + 0,14} * \varphi$$

b = Espessura da engrenagem [mm]

d = Diâmetro da engrenagem [mm]

M_T = Momento torçor [N.mm]

p_{adm} = Pressão admissível [N.mm²]

i = Relação de transmissão

φ = Fator de serviço

Para engrenagens cônicas de dentes retos:

$$bd_m^2 = 0,2 * f^2 * \frac{M_T * \cos(\delta_1)}{p_{adm}^2} * \frac{i^2 + 1}{i^2}$$

f = Fator de características elásticas

δ_1 = Ângulo do cone do pinhão

Para verificar o método, algumas engrenagens foram calculadas pelas referências [21][22] para comparação e os valores obtidos foram muito parecidos.

Particularmente φ foi assumido como 1,25 para máquinas com cargas uniformes trabalhando 12 h por dia.

Para engrenagens cujo pinhão e coroa são fabricados de aço deve-se considerar $f = 1512$ para $E = 210 \text{ GPa}$.

A pressão admissível p_{adm} pode ser obtida pela Dureza Brinell do material, admitida no valor de 4500 N/mm² para Aço SAE 4340:

$$p_{adm} = \frac{0,487 * HB}{W^{\frac{1}{6}}},$$

HB = Dureza Brinell

sendo W dado por:

$$W = \frac{60 * n_{pinhão} * h}{10^6}$$

$n_{pinhão}$ = Rotação do pinhão [rpm]

h = Duração da engrenagem [horas]

A durabilidade foi estipulada em 10000 horas de serviço (~ 4 anos).

A partir destas fórmulas, tendo a distância entre centros, o módulo e a relação de transmissão, é possível calcular todas as outras incógnitas como diâmetros, número de dentes e a espessura mínima da engrenagem.

Tabela 7 - Planilha de cálculo de engrenagens cilíndricas de dentes retos pelo critério de desgaste

Eixo Polia movida - Tambor		
Material	Aço SAE 4340	
Dureza Brinell (HB)	4500	N/mm ²
Rotação do pinhão(np)	428,75	rpm
Duração do par horas	10000	horas
W	257,25	
Pressão adm	868,99	N/mm ²
σ_{esc}	170	Mpa
Ângulo de pressão	20	°
Potência	3	KW
Momento Torçor	66817,24	N.mm
Fator de serviço	1,25	
Critério de Desgaste(Chute inicial)		
Módulo	2,00	
Distância entre centros	175,00	mm
Relação de transmissão	2,50	
Diâmetro 1	100,00	mm
Diâmetro 2	250,00	mm
Número de Dentes de 1	50,00	
Número de Dentes de 2	125,00	
$b1d01^2$	83874,02939	mm ³
Largura	8,387402939	
Valores adotados		
Número de Dentes de 1	50	
Número de Dentes de 2	125	
Diâmetro 1	100	mm
Diâmetro 2	250	mm
Largura	10	mm
Distância entre centros	175	mm

**Tabela 8 - Planilha de cálculo de engrenagens cônicas de dentes retos
pelo critério de desgaste**

Eixo 8 - longitudinal 1		
Material	Aço SAE 4340	
Dureza Brinell (HB)	4500,00	N/mm ²
Rotação do pinhão(np)	428,75	rpm
Duração do par horas	10000	horas
W	257,25	
Pressão adm	868,99	N/mm ²
σ_{esc}	170,00	Mpa
Ângulo de pressão	20,00	°
Momento Torçor	46772,06	N.mm
Fator de serviço	1,25	
Módulo	2,50	
Relação de transmissão	2,50	
delta1	0,38	
Número de Dentes de 1	20,00	
Número de Dentes de 2	50,00	
Diâmetro 1	50,00	mm
Diâmetro 2	125,00	mm
Fator de serviço	1512,00	aço-aço
$b1d01^2$	30501,5728	mm ³
Largura	12,20062912	
Valores adotados		
Número de Dentes de 1	20,00	
Número de Dentes de 2	50,00	
Diâmetro 1	50,00	mm
Diâmetro 2	125,00	mm
Largura	13,00	mm

4.14.2.2 Critério de flexão no pé do dente

Após obter o dimensionamento pelo critério de desgaste, verifica-se a geometria da engrenagem com o critério de flexão no pé do dente. Ele analisa a força tangencial imposta sobre a área do pé do dente, provocando cisalhamento. A fórmula utilizada para os cálculos é:

Para engrenagens cilíndricas de dentes retos :

$$\sigma_{max} = \frac{F_t * q * \varphi}{b * m} \leq \sigma_{adm}$$

m = Módulo da engrenagem

F_t = Força tangencial aplicada sobre o dente [N]

q = Fator de forma que depende do nº de dentes

φ = Fator de serviço

b = espessura da engrenagem

Para engrenagens cônicas de dentes retos :

$$\sigma_{max} = \frac{F_t * q}{b * m_n * e} \leq \sigma_{adm}$$

q = Fator de forma que depende do nº de dentes equivalente $Z_e = Z / \cos(\delta_1)$

m_n = Módulo normalizado

e = Fator de serviço

Sendo que para ambos os casos:

$$F_t = 2 * M_t / d$$

Para o material SAE 4340 utilizado, temos um $\sigma_{adm} = 170MPa$. Particularmente para a máquina matadora, o fator de serviço "e" foi considerado igual a 1,25 , por ser considerado um serviço nem leve e nem pesado.

Então, construindo-se a planilha de cálculo:

Tabela 9 - Planilha de cálculo de engrenagens cilíndricas de dentes retos pelo critério de flexão do pé do dente

Ft	1336,34	N
Fator de forma q	2,8	
$\sigma_{m\acute{a}x}$	155,91	Mpa

Tabela 10 - Planilha de cálculo de engrenagens cônicas de dentes retos pelo critério de flexão do pé do dente

Ft	1870,88	N
Fator de forma q	3,7	
e	1,5	
$\sigma_{m\acute{a}x}$	142,00	Mpa

Sabe-se que para engrenagens em balanço a relação $b/d \leq 0,75$ e que para engrenagens biapoeadas $b/d \leq 1,2$. Esta condição era verificada após o cálculo realizado.

Primeiramente calcula-se o critério de desgaste para obter a espessura da engrenagem. Depois verifica-se pelo critério da flexão do dente se a geometria proposta suporta a carga da força tangencial:

- Caso $\sigma_{max} \leq \sigma_{adm}$, mantêm-se a geometria;
- Caso $\sigma_{max} > \sigma_{adm}$, deve-se modificar a estrutura alterando o módulo ou até mesmo a espessura da engrenagem, de tal forma que respeite os dois critérios.

Ambos os critérios foram aplicados às engrenagens do sistema, gerando para cada par uma geometria diferente. Os resultados foram organizados na Tabela 11 para facilitar a construção.

Tabela 11 - Lista de Engrenagens

	Relação de transmissão	Distância entre centros(mm)	Módulo	Nº de Dentes da engrenagem	Diâmetro da Engrenagem (mm)	Largura(mm)
Eixo 1 - Polia movida	2,50	175,00	2,00	50,00	100,00	10,00
Eixo Tambor				125,00	250,00	
Eixo Tambor	1,00	148,33	3,00	50,00	150,00	15,00
Eixo 2				50,00	150,00	
Eixo 2	1,00	148,33	3,00	50,00	150,00	15,00
Eixo 3				50,00	150,00	
Eixo 3	1,00	148,33	3,00	50,00	150,00	15,00
Eixo da roda de cola fundo				50,00	150,00	
Eixo Tambor	2,50	175,00	2,00	50,00	100,00	10,00
Eixo 4				125,00	250,00	
Eixo 4	1,00	87,50	3,00	29,00	87,00	15,00
Eixo4/5				29,00	87,00	
Eixo4/5	1,00	87,50	3,00	29,00	87,00	15,00
Eixo 5				29,00	87,00	
Eixo 5	2,50	140,00	2,00	40,00	80,00	15,00
Eixo 6				100,00	200,00	
Eixo 6	1,00	90º	2,25	25,00	56,25	16,00
Eixo do facão				25,00	56,25	
Eixo 5	2,00	104,39	2,00	35,00	70,00	15,00
Roleta acion. esteira				70,00	140,00	
Roleta guia da esteira inferior	1,00	23,03	1,00	23,00	23,00	25,00
Roleta guia da esteira superior				23,00	23,00	
Eixo 5	2,00	150,00	2,00	50,00	100,00	10,00
Eixo 7				100,00	200,00	
Eixo 7	2,00	110,73	2,00	37,00	74,00	10,00
Roleta de borr. final				74,00	148,00	
Eixo 5	2,50	150,00	3,00	28,00	84,00	12,00
Eixo 8				70,00	210,00	
Eixo 8	2,50	90º	2,50	20,00	50,00	13,00
Eixo Longitudinal 1				50,00	125,00	
Eixo Longitudinal 1	3,33	90º	3,00	15,00	45,00	27,00
Roleta de madeira				50,00	150,00	
Eixo longitudinal 2	1,00	90º	2,50	30,00	75,00	16,00
Eixo 9				30,00	75,00	
Rolo prensa tinta	1,00	100,00	3,00	33,00	99,00	25,00
Cilindro Sairel				33,00	99,00	
Cilindro Sairel	1,00	100,00	3,00	33,00	99,00	25,00
Rolo Anilox				33,00	99,00	
Rolo Anilox	1,00	100,00	3,00	33,00	99,00	25,00
Rolo Pescador				33,00	99,00	

4.15 Eixos

Durante a transmissão de torque, as engrenagens e polias descarregam esforços de torção, cisalhamento e flexão sobre os eixos que estão ligadas. A componente de cisalhamento geralmente tem módulo desprezível perante a magnitude da flexão e da torção, sendo portanto desconsiderada para efeitos de cálculo. Estes esforços dependem da geometria das engrenagens e da disposição das mesmas sobre o eixo. É importante também definir o posicionamento e a modelagem adotada dos mancais para calcular com mais precisão os momentos gerados.

O modelo adotado para cálculo é de uma viga biapoiada na qual os mancais(rolamentos) são os apoios e exercem as devidas reações dependendo do esforço.

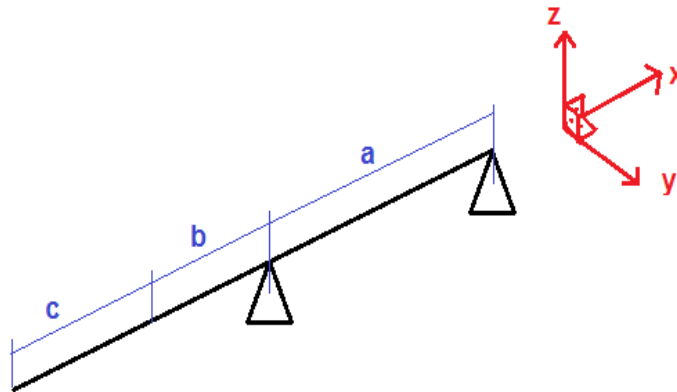


Figura 33 - Modelagem do eixo e mancais

$$Torção = T = \frac{N_{eixo}}{n_{eixo}}; \quad e \quad \text{Momento fletor} = M = \text{Força} * \text{distância}$$

Em porte destas informações, foram calculados os momentos, traçados os diagramas para descobrir a região mais solicitada ao longo do eixo. Ao observar a seção transversal desta região, encontra-se um ponto mais solicitado que sofrerá com um momento torçor constante e também com uma carga variável de flexão. A exigência procedente do momento fletor varia com a rotação do eixo provocando tensões que levam a exposição à fadiga.

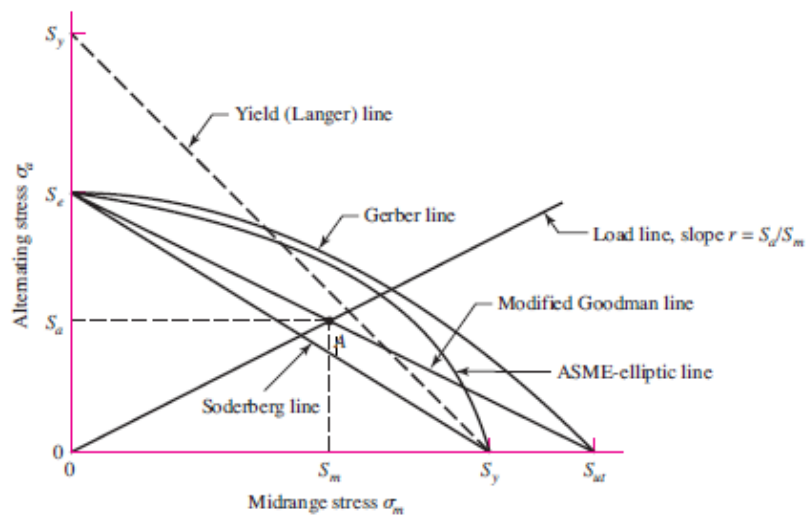


Figura 34 - Curvas de critérios para dimensionar por fadiga

Dentre os diversos critérios existentes para se dimensionar por fadiga, para este trabalho utilizou-se a curva de Goodman modificada, que se baseia na fórmula:

$$\frac{\sigma_{alt}}{S_{fp}} + \frac{\sigma_{med}}{S_{ut}} = \frac{1}{FS}$$

σ_{alt} = Tensão alternada

σ_{med} = Tensão média constante

FS = Fator de segurança

S_{fp} = Tensão limite de fadiga da peça

S_{ut} = Tensão de ruptura do material

Onde:

$$\sigma_{alt} = \frac{32 * M}{\Pi * d^3} \quad ; \quad \sigma_{med} = \sqrt{3} * \frac{16 * T}{\Pi * d^3}$$

O S_{fp} varia de acordo com a peça dependendo da sua geometria e condições de uso. A partir de um valor de tensão S_e referente ao material, multiplicam-se fatores concentradores de tensão como mostra a fórmula abaixo:

$$S_{fp} = \frac{k_a k_b k_c k_{temp} S_e'}{k_{chaveta}}$$

Onde:

$$S'_e = \begin{cases} 0,5 * S_{ut} & S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

k_a = Fator de acabamento superficial ;

k_b = Fator de tamanho;

k_c = Fator de carregamento;

k_{temp} = Fator de temperatura;

$k_{chaveta}$ = Conc. de tensão no rasgo de chaveta;

O acabamento superficial será realizado por usinagem. Então deve-se considerar, de acordo com a Tabela 12, $a = 4,51$ e $b = -0,265$

$$k_a = a * S_{ut}^b$$

Tabela 12 - Coeficientes de acabamento superficial

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

From C.J. Noll and C. Lipson, "Allowable Working Stresses," *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3, no. 2, 1946 p. 29. Reproduced by O.J. Horger (ed.) *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, New York. Copyright © 1953 by The McGraw-Hill Companies, Inc. Reprinted by permission.

O cálculo dos eixos resultou que todos apresentam diâmetro menor que 50mm. Assim, pela condição abaixo, $k_b = 1,24 * d^{-0,107}$.

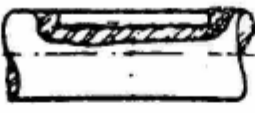
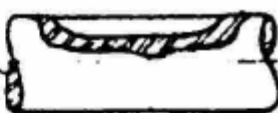
$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} & 0,11 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} = 1.24d^{-0.107}$$

O fator de carregamento é igual a 1 porque os carregamentos são de torção constante e flexão alternante.

O fator de temperatura também é igual a 1 porque a máquina opera abaixo de 450°C.

Foram considerados os rasgos de chaveta em todos os eixos que a mesma encontrava-se na região mais solicitada. Os valores de concentração de tensão foram obtidos da Tabela 13.

Tabela 13 - Valores de $k_{chaveta}$

		 	
		Forma A	Forma B
Tensão de ruptura do Material (MPa)	300	1,4	1,6
	400	1,45	1,7
	500	1,5	1,8
	600	1,55	1,9
	700	1,58	2,0
	800	1,62	2,1
	900	1,62	2,1
	1000	1,62	2,1
	1100	1,62	2,1

O fator de segurança(FS) utilizado foi igual a 2,0 para todos os eixos, exceto o eixo longitudinal 1 que para aproximar seu diâmetro de 40mm, teve-se o fator de segurança no valor de 1,8.

O projeto dos eixos considerou a fabricação em dois tipos de aço: 1040 e 1045. As propriedades assumidas para cada um deles foram:

Tabela 14 - Propriedades dos aços 1040 e 1045

Eixo	Aço 1040		Aço 1045	
Sut	620	Mpa	725	Mpa
Se'	312,48	Mpa	365,4	Mpa

Os eixos menos solicitados foram fabricados com aço 1040 para baratear o custo da máquina. Os eixos mais solicitados, ao serem calculados com o aço 1040, apresentaram um diâmetro muito grande, viabilizando a troca pelo aço 1045.

Analogamente às engrenagens, construiu-se uma planilha para o cálculo dos eixos(Tabela 15) e, para facilitar, os resultados foram agrupados na Tabela 16.

Tabela 15 - Exemplo da planilha de cálculo de eixos

Eixo Polia Movida

Diâmetro da engrenagem	100	mm
Força tangencial engren	1336,344712	N
Força radial engren	486,3896978	N
beta	0,091539212	rad
Fpolia	372,0799341	N
alfa	0,133169426	rad
a	50	mm
b	82,5	mm
c	155	mm
Ray	952,3333023	N
Rby	-418,5766674	N
Raz	3421,565598	N
Rbz	-1671,973755	N
Cálculo por fadiga		
Mz	85377,15076	N.mm
My	20928,83337	N.mm
M	87904,91418	N.mm
T	66817,24	N.mm
Sigma alt	63,2281522	
Sigma med	41,62137958	
ka	0,820715705	
kb	0,88179105	
kc	1	
ktemp	1	
k chaveta	1,55	
Sfp	145,8978723	
Sut	620	
FS	2	
1/Fs	0,5	
1/FS	0,500503939	
d	24,1936238	mm
Diâmetro adotado	25	mm

Tabela 16 - Lista de eixos

	Material	Comprimento(mm)	Diâmetro(mm)
Eixo 1 - Polia Movid	Aço 1040	287,5	25
Eixo Tambor	Aço 1040	640	60 - 40
Eixo 2	Aço 1040	90	15
Eixo 3	Aço 1040	90	15
Eixo da roda de cola fundo	Aço 1040	600	30 - 10
Eixo 4	Aço 1040	115	30
Eixo 4 - 5	Aço 1040	115	30
Eixo 5	Aço 1045	700	25
Eixo 6	Aço 1040	105	15
Eixo do facão	Aço 1040	270	15
Roleta acion. Da esteira	Aço 1040	600	20
Roleta guia da esteira	Aço 1040	600	10
Eixo 7	Aço 1040	80	20
Roleta de borracha final	Aço 1040	600	15
Eixo 8	Aço 1045	125	20 - 35
Eixo longitudinal 1	Aço 1045	900	40
Eixo longitudinal 2	Aço 1045	1180	30
Roleta de madeira	Aço 1045	630	25
Eixo 9	Aço 1040	110	20
Rolo prensa tinta	Aço Inox 304	1100	40
Cilindro Sairel	Aço Inox 304	1100	40
Rolo Anilox	Aço Inox 304	1100	40
Rolo Pescador	Aço Inox 304	1100	40

Todos os eixos possuem seção circular constante, exceto pelo Eixo do tambor, o Eixo da rola de cola fundo e o Eixo 8. Os dois primeiros possuem seção transversal tubular, ou seja, um círculo com o centro vazado. Os cálculos indicavam uma necessidade baixa de diâmetro, mas, por facilidades construtivas deveriam ter diâmetros externos maiores. Assim, alivio-se o peso e a inércia por deixar o eixo vazado. Já o eixo 8 necessitava de um rebaixo para poder encaixar a engrenagem cônica na ponta do eixo. Como este não era o ponto mais crítico, tornou-se viável, mesmo com o concentrador de tensão gerado.

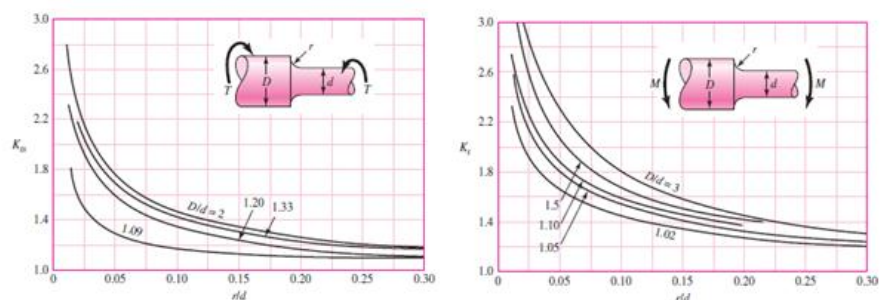


Gráfico 2- Concentrador de tensão para rebaixo no eixo

4.16 Rolamentos

Primeiramente deve-se optar pelo modelo de mancal, de acordo com os esforços axiais e radiais que serão impostos sobre ele.

As cargas radiais impostas sobre os mancais são iguais às reações resultantes propostas nos diagramas de corpo livre utilizados no dimensionamento dos eixos por fadiga. Para o dimensionamento, considerou-se uma vida útil de aproximadamente 4,5 anos, considerando 260 dias/ano e 12 horas/dia, chegando a quase 14000 horas para todos os rolamentos.

Os rolamentos são catalogados pela grandeza C, que pode ser obtida pelas seguintes fórmulas:

$$L = L_h * \frac{n_{eixo} * 60}{10^6}$$

L_h = Vida útil estimada em horas

n_{eixo} = Rotação do eixo em rpm

$$C = L^{\frac{1}{3}} * \frac{P}{1000}$$

P = Reação no mancal em Newtons, dada por:

$$P = X * F_{radial} + Y * F_{axial}$$

Onde X e Y são dados do rolamento.

Com isto, pode-se construir uma pequena planilha de cálculo(Tabela 17) para encontrar C. Tendo este valor e o diâmetro externo do eixo, pode-se procurar no catálogo por modelos que atendam à solicitação.

Tabela 17 - Cálculo da carga C nos rolamentos

Eixo 1 Polia Movida

n	428,75	rpm
L	360,15	
Torque	66,82	N.m
Reação no mancal a	3551,62637	N
C	25,2690207	KN
Reação no mancal b	1723,57265	N
C	12,2628307	KN

Assim, os modelos escolhidos do fabricante SKF foram:

	Diâmetro(mm)	Rolamento escolhido	Rolamento escolhido
Eixo Polia Movid	25	6305 ETN9	6305 ETN9
Eixo Tambor	60 - 40	6012*	6012*
Eixo 2	15	61802	61802
Eixo 3	15	61802	61802
Eixo da roda cola fundo	30	61806	61806
Eixo 4	30	6206 ETN9	N206 ECP
Eixo 4 - 5	30	6206 ETN9	N206 ECP
Eixo 5	25	6205	6205
Eixo do facão	15	61802	61802
Roleta acion. da esteira	20	61804	61804
Roletes da esteira	10	61800	61800
Roleta de borracha	15	61802	61802
Eixo 6	15	61802	61802
Eixo 7	20	61804	61804
Eixo 8	35	6207	32207 J2 Q
Eixo longitudinal 1	40	6308	7308 BEP
Eixo longitudinal 2	30	6206	7206 BEP
Eixo 9	20	7204 BEP	6304
Rol. de direcionam.	10	61900	61900
Rolos guia	30	61806	61806
Rolo Tambor	40	61908	61908
Rolos de tinta	40	61908	61908

Para este projeto, grande parte dos rolamentos são rígidos com uma carreira de esferas. Uma exceção são os eixos com engrenagens cônicas que tem a necessidade de suportar cargas axiais. Estes eixos foram apoiados sobre rolamentos de esferas de contato angular. Outra exceção são eixos cuja carga no mancal é tão alta que exigem a instalação de rolamentos com rolos cilíndricos, já que estes possuem maior resistência a cargas radiais.

4.17 Chavetas

As chavetas que compõe o sistema de transmissão foram calculadas para a condição de cisalhamento. Para isto, tem-se:

$$Área da seção da chaveta = \frac{4 * N_{eixo}}{w_{eixo} * Diâmetro * \sigma_{esc}}$$

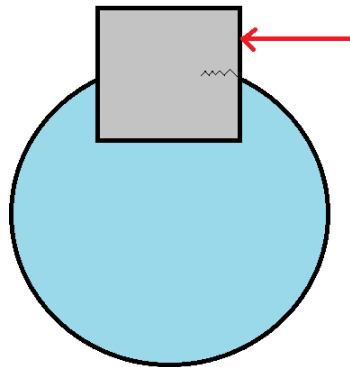


Figura 35 - Cisalhamento da chaveta

Ao realizar os cálculos, percebe-se que para uma condição de chaveta quadrada de 5mm de largura, o comprimento necessário para não acontecer o cisalhamento é mínimo. Portanto, as chavetas seriam utilizadas no comprimento suficiente para geometricamente se encaixar com as espessuras das engrenagens ou polias.

4.18 Contador

A máquina matadora necessita de um sistema de contagem da produção mais preciso que o inversor de frequência. Para isto instalar-se-ia um sensor de posição na proteção do facão, apontando para o curso do facão. Quando ele passar, ativa o sensor que envia o sinal a um contador. Esse contador pode ser regulado para contar até 100. Quando chegar a 100 passagens, quer dizer que obteve-se 100 cortes de saquinhos. Então, este contador libera um pulso para uma válvula solenóide que empurra os saquinhos para o lado. Assim, demarca-se a produção como é previsto pelo critério de projeto.

5. Conclusão

O mercado de máquinas no Brasil está realmente escasso de opções e totalmente dependente das alternativas oferecidas por representantes de produtores internacionais.

Sem a intenção de comercializar diretamente uma máquina matadora, este projeto será disponibilizado à empresa AC Máquinas pelo auxílio oferecido durante todo o projeto. Os cálculos dimensionais e algumas mudanças como a instalação de uma correia sincronizadora para acionar o tinteiro serão opções para a empresa atualizar os projetos atuais.

A empresa também comentou que não dispunha de um modelo de CAD completo da máquina. O modelo de CAD também será oferecido, mesmo que não contenha as mesmas dimensões da máquina MT-15, serve como base para adaptação.

Sem a fabricação do protótipo, fica difícil garantir a veracidade dos números relativos à produção, mas o resultado final é de uma máquina com produção máxima de 343 sacos por minuto, para diferentes tamanhos e largura. Vale ressaltar que a largura do produto varia com a compra da bobina e o comprimento dos sacos de papel varia com o par de engrenagens entre o Eixo 5 e 8.

O dimensionamento das engrenagens provou que é possível fabricar os sacos nos tamanhos comerciais já empregados no mercado, apresentando uma pequena variação de altura.

Com a crescente utilização do papel em substituição ao plástico, a demanda por máquinas matadoras, assim como para outras máquinas produtoras de sacos de papel, tende a aumentar e a se consolidar como um bom investimento, abrindo portas para pesquisa e desenvolvimento de outros trabalhos como este.

6. Referências

- [1] **Número de sacolas plásticas.**
Disponível em < http://planetasustentavel.abril.com.br/noticia/atitude/conteudo_255967.shtml>. Acesso em: Ago/2010.
- [2] MAGALHÃES, Marcelo Alves. **Decomposição dos materiais.**
Disponível em <<http://www.redeambiente.org.br/Opinioao.asp?artigo=147>>. Acesso em: Ago/2010.
- [3] **Klabin S. A.**
Disponível em <<http://www.klabin.com.br/pt-br/produtos/categoria.aspx?id=23>> Acesso em: Dez/2010
- [4] **Celulose Irani S. A.**
Disponível em <<http://www.irani.com.br/estrutura.php?id=5>> Acesso em: dezembro/2010
- [5] **A C Indústria e Comércio de Máquinas LTDA**
Disponível em <http://www.maquinasac.com.br/mt_15.htm> Acesso em: Dez/2010
- [6] **Vida Technology**
Disponível em <<http://www.vidatechnology.com.br/maquinas.php>> Acesso em: Dez/2010
- [7] **Venda de máquina usada**
Disponível em <<http://www.bivam.com.br/maquinas.php>> Acesso em: Dez/2010
- [8] **Venda de máquina usada**
Disponível em <<http://produto.mercadolivre.com.br/MLB-141485476-maquina-matadora-so-jose-JM>> Acesso em: Dez/2010
- [9] **Venda de máquina usada**
Disponível em <http://www.apolo.com.br/classificados/equipamentos_usados.asp?codigo_categoria=52> Acesso em: Dez/2010
- [10] **Rolo Anilox**
Disponível em <<http://www.fernandocaparroz.kit.net/flexografia/anilox.htm>> Acesso em: Mar/2011

- [11] **Tintagem**
Disponível em <<http://www.fernandocaparroz.kit.net/flexografia/entintagemflexo.htm>> Acesso em: Mar/2011
- [12] **Rolo Pescador**
Disponível em <http://www.flexonews.com.br/index.php?option=com_content&view=article&id=53:rolo-pescador&catid=27:flexografia&Itemid=41> Acesso em: Mar/2011
- [13] FERNANDEZ, Antonio Paulo Rodrigues. **Rolo anilox**
Disponível em <http://www.revistatecnologiagrafica.com.br/index.php?option=com_content&view=article&id=1246:vantagens-da-impressao-offset-com-sistema-anilox-de-dosagem-de-tinta&catid=39:impressao&Itemid=180> Acesso em: Dez/2010
- [14] **Rolo anilox**
Disponível em <<http://www.idemdesign.net/art-graf/press-flexo/57-anilox.html>> Acesso em: Mai/2011
- [15] **Lei 15.374**
Disponível em <<http://www.camara.sp.gov.br/>> Acesso em: Mai/2011
- [16] FMC Corporation. Robert J. Wech. **Bag Machine**. US3722376, 27 Mar. 1973.
- [17] United States Patent Office. William C. Hepke. **Paper Bag Machine Attachment**. US2107249, 01 Fev. 1938.
- [18] United States Patent Office. Artur L. Stevens. **Paper Bag Machine**. US467776, 26 Jan. 1892.
- [19] United States Patent Office. Merrick Murphy. **Improvement in Paper Bag Machines**. US135145, 21 Jan. 1873.
- [20] MELCONIAN, Sarkis. **Elementos de máquinas**. 9ªEd. São Paulo: Érica, 2008. 376 p.
- [21] SHIGLEY, JOSEPH EDWARD. **Mechanical Engineering Desing** - 7th Ed. New York, NY : McGraw-Hill, 2004. 1030p.
- [22] STIPKOVIC FILHO, Marco. **Engrenagens: Geometria, dimensionamento, controle, geração, ensaios**. São Paulo: Printon, 1993. 163 p.

- [23] Conti Tech Division of Continental AG. **Conti. V-Belts Catalog**. Disponível em: <http://www.contitech.de/pages/produkte/antriebsriemen/antrieb-industrie/download/TD_Keilriemen_Gesamt_en.pdf>. Acesso em Mar. 2011
- [24] SKF. **Catálogo de rolamentos**. Disponível em: <[http:// www.skf.com.br](http://www.skf.com.br) >. Acesso em Mar. 2011

7. Anexo

7.1 LEI Nº 15.374, de 18 de maio de 2011

(Projeto de Lei nº 496/07, dos Vereadores Abou Anni - PV, Adolfo Quintas - PSDB, Agnaldo Timóteo - PR, Aníbal de Freitas - PSDB, Atílio Francisco - PRB, Attila Russomanno - PP, Aurélio Nomura - PV, Carlos Apolinário - DEMOCRATAS, Claudinho - PSDB, Claudio Fonseca - PPS, Claudio Prado - PDT, Dalton Silvano, Domingos Dissei - DEMOCRATAS, Edir Sales - DEMOCRATAS, Eliseu Gabriel - PSB, Floriano Pesaro - PSDB, Gilson Barreto - PSDB, José Police Neto, José Rolim - PSDB, Juscelino Gadelha, Marco Aurélio Cunha - DEMOCRATAS, Marta Costa - DEMOCRATAS, Milton Ferreira - PPS, Natalini, Netinho de Paula - PC do B, Noemi Nonato - PSB, Paulo Frange - PTB, Ricardo Teixeira, Roberto Tripoli - PV, Souza Santos, Tião Farias - PSDB, Toninho Paiva - PR, Ushitaro Kamia - DEMOCRATAS e Wadih Mutran - PP)

Dispõe sobre a proibição da distribuição gratuita ou venda de sacolas plásticas a consumidores em todos os estabelecimentos comerciais do Município de São Paulo, e dá outras providências.

GILBERTO KASSAB, Prefeito do Município de São Paulo, no uso das atribuições que lhe são conferidas por lei, faz saber que a Câmara Municipal, em sessão de 17 de maio de 2011, decretou e eu promulgo a seguinte lei:

Art. 1º Fica proibida a distribuição gratuita ou a venda de sacolas plásticas para os consumidores para o acondicionamento e transporte de mercadorias adquiridas em estabelecimentos comerciais no Município de São Paulo.

Parágrafo único: Os estabelecimentos comerciais devem estimular o uso de sacolas reutilizáveis, assim consideradas aquelas que sejam confeccionadas com material resistente e que suportem o acondicionamento e transporte de produtos e mercadorias em geral.

Art. 2º Os estabelecimentos comerciais de que trata o art. 1º ficam obrigados a afixar placas informativas, com as dimensões de 40 cm x 40 cm, junto aos locais de embalagem de produtos e caixas registradoras, com o seguinte teor:

“POUPE RECURSOS NATURAIS! USE SACOLAS REUTILIZÁVEIS”.

Art. 3º O disposto nos arts. 1º e 2º desta lei deverá ser implementado até 31 de dezembro de 2011.

Art. 4º O disposto nesta lei não se aplica:

I – às embalagens originais das mercadorias;

II – às embalagens de produtos alimentícios vendidos a granel; e

III – às embalagens de produtos alimentícios que vertam água.

Art. 5º Os fabricantes, distribuidores e estabelecimentos comerciais ficam proibidos de inserir em sacolas plásticas para o acondicionamento e transporte de mercadorias a rotulagem degradáveis, assim como as terminologias oxidegradáveis, oxibiodegradáveis, fotodegradáveis e biodegradáveis, e mensagens que indiquem suposta vantagem ecológica de tais produtos.

Art. 6º O descumprimento das disposições contidas nesta lei sujeitará o infrator às penalidades previstas na Lei Federal nº 9.605, de 12 de fevereiro de 1998.

Art. 7º A fiscalização da aplicação desta lei será realizada pela Secretaria Municipal do Verde e do Meio Ambiente.

Art. 8º As despesas com a execução desta lei correrão por conta das dotações orçamentárias próprias, suplementadas se necessário.

Art. 9º Esta lei entra em vigor na data de sua publicação, revogadas as disposições em contrário.