



**Rodrigo Miguel Gonçalves Antunes**

Licenciado em Ciências da Engenharia Mecânica

## **Concepção de uma máquina para descascar pinhões adequada a pequenas produções**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em  
Engenharia Mecânica

Orientador: Alberto José Antunes Marques Martinho, Professor Auxiliar, Faculdade de Ciências e Tecnologias da Universidade Nova de Lisboa



FACULDADE DE  
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

Setembro de 2019



## **Concepção de uma máquina para descascar pinhões adequada a pequenas produções**

Copyright © Rodrigo Miguel Gonçalves Antunes, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.



*“Ever Tried. Ever Failed*

*No matter. Try again.*

*Fail again. Fail better”*

*- Samuel Beckett*



## **Agradecimentos**

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer ao Professor Alberto Martinho, orientador desta dissertação, pelos conselhos e experiência partilhados, pelo auxílio dado sempre que solicitado e pela simpatia demonstrada em todas as interações.

Quero agradecer aos meus colegas de trabalho que me mantiveram motivado durante as alturas em que o trabalho parecia mais infundável e viveram este sprint final ao meu lado.

Um especial obrigado aos meus amigos mais chegados, que sei que levo para a vida, com quem posso partilhar os melhores momentos e que estão lá para mim nos piores.

Por último, gostava de agradecer aos meus pais e a minha irmã que sempre me apoiaram e ajudaram incondicionalmente.



## Resumo

---

O pinhão é um produto nacional de valor económico elevado, sendo, portanto, a sua exploração uma atividade de grande interesse.

No entanto, para que possa haver aproveitamento deste recurso, os frutos devem estar descascados. O processo de descascar o pinhão é, atualmente, executado por máquinas de grandes dimensões e preços elevados, inviabilizando assim a entrada no mercado a pequenos produtores. É neste contexto que se insere a presente dissertação que visa a criação de um mecanismo de quebra da casca do pinhão acessível a pequenos produtores.

Para este efeito são realizados trabalhos experimentais para determinar o comportamento mecânico dos pinhões e análises estruturais dos componentes desenvolvidos para garantir o seu desempenho.

Finalmente, deste trabalho resultou a Concepção de uma máquina que qualquer produtor interessado pode utilizar para obter a sua descascadora de pinhões.

**Palavras-chave:** Pinhões, Projeto de Máquinas, Descascador, Pequenas Produções



## Abstract

---

Pine nut seeds are a national resource of high economical value, making its exploration a worthwhile activity.

However, for this resource to be used, it first needs to be peeled of its shell. The shelling processes used nowadays are brought about by machines of enormous size and price, thus, preventing smaller producers from taking advantage of their pine nuts. It's in this context that the present dissertation fits, having as a goal the creation of a mechanism that shells pine nut seeds and is also affordable to small producers.

In order to create this machine, experimental works took place to determine the mechanical properties of the pine nut seeds, as well as a structural analysis of the developed components to ensure performance.

Finally, this work produced the concept of a machine that any interested producer can access to attain their own pine nut seed sheller.

**Keywords:** Pine nut seeds, Machine Design, Shelling, Small Productions



# Índice

<b>RESUMO.....</b>	<b>IX</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>XI</b>
<b>ÍNDICE.....</b>	<b>XIII</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS.....</b>	<b>XVII</b>
<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1 MOTIVAÇÃO.....	1
1.2 OBJETIVOS.....	2
1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO .....	2
<b>ESTADO DA ARTE.....</b>	<b>4</b>
2.1 PAR DE CONES TRUNCADOS .....	4
2.2 ROLOS CILÍNDRICOS.....	6
2.3 ESMAGAMENTO ENTRE DUAS CHAPAS COM MOVIMENTO HORIZONTAL.....	6
2.4 ESMAGAMENTO ENTRE DISCOS PARALELOS.....	7
2.5 FILTRAGEM POR PROJEÇÃO CONTRA CORDAS .....	8
2.6 FILTRAGEM POR TAPETE VIBRATÓRIO.....	9
2.7 TAMBOR.....	10
<b>TRABALHO EXPERIMENTAL .....</b>	<b>11</b>
3.1 COEFICIENTE DE ATRITO .....	11

3.1.1	Objetivo.....	11
3.1.2	Material Utilizado.....	12
3.1.3	Procedimento.....	12
3.1.4	Resultados.....	12
3.2	DEFORMAÇÃO NECESSÁRIA PARA QUEBRAR A CASCA.....	13
3.2.1	Objetivo.....	13
3.2.2	Material Utilizado.....	13
3.2.3	Procedimento.....	14
3.2.4	Resultados.....	14
3.3	TENSÃO DE CEDÊNCIA DOS PINHÕES.....	19
3.3.1	Objetivo.....	19
3.3.2	Material Utilizado.....	19
3.3.3	Procedimento.....	19
3.3.4	Resultados.....	20
	<b>CONCEPÇÃO DOS COMPONENTES.....</b>	<b>23</b>
4.1	TEORIA AXIOMÁTICA.....	23
4.2	ROLOS CÔNICOS.....	25
4.2.1	Tensões.....	26
4.2.2	Autoalimentação dos frutos.....	26
4.2.3	Distância entre os rolos.....	28
4.3	VEIO DE SUPORTE.....	30
4.3.1	Deformações.....	31
4.3.2	Tensões.....	32
4.4	MOTOREDUTOR.....	33
4.5	TRANSMISSÃO DE MOVIMENTO.....	34
4.5.1	Transmissão do Motoredutor para o Mecanismo.....	34
4.5.2	Transmissão entre os Veios.....	34
4.6	ROLAMENTOS E CHUMACEIRA.....	35
4.7	CALIBRE.....	36
4.8	RECIPIENTE.....	38
4.9	ESTRUTURA DE SUPORTE.....	39
4.10	FILTRO.....	41
4.11	SOLDADURA.....	42
4.12	TOLERANCIAMENTO.....	42

4.13 PEQUENAS MELHORIAS .....	45
<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>47</b>
<b>BIBLIOGRAFIA .....</b>	<b>49</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>51</b>



# Índice de Figuras

FIGURA 1 - EVOLUÇÃO DA COTAÇÃO DO MIOLO DE PINHÃO [1] .....	1
FIGURA 2 - SISTEMA DE CONES TRUNCADOS PARA DESCASCAR FRUTOS DE CASCA RIJA. [2] .....	5
FIGURA 3 - SISTEMA DE CILINDROS PARA DESCASCAR FRUTOS DE CASCA RIJA [3] .....	5
FIGURA 4 - ROLOS CILÍNDRICOS DE UMA MÁQUINA PARA DESCASCAR PINHÕES [4].....	6
FIGURA 5 - SISTEMA DE ESMAGAMENTO ENTRE DUAS CHAPAS COM MOVIMENTO HORIZONTAL [5].....	7
FIGURA 6 - SISTEMA DE DISCOS [6] .....	8
FIGURA 7 - PRATO GIRATÓRIO [7] .....	9
FIGURA 8 - TAPETE VIBRATÓRIO [4].....	9
FIGURA 9 – TAMBOR [8];[9] .....	10
FIGURA 10 - FORÇAS NO PLANO INCLINADO.....	12
FIGURA 11 - PRENSA EQUIPADA COM BRAÇO MAGNÉTICO E COMPARADOR.....	13
FIGURA 12 – DISTRIBUIÇÃO DO COMPRIMENTO DOS PINHÕES.....	15
FIGURA 13 – DISTRIBUIÇÃO DO MAIOR DIÂMETRO DOS PINHÕES.....	15
FIGURA 14 – DISTRIBUIÇÃO DO DIÂMETRO MENOR DOS PINHÕES .....	16
FIGURA 15 - DISTRIBUIÇÃO DAS EXTENSÕES .....	16
FIGURA 16 - RACHA AO LONGO DO COMPRIMENTO .....	17
FIGURA 17 – EXEMPLOS DE PINHÕES PODRES .....	17
FIGURA 18 - DISTRIBUIÇÃO DA EXTENSÃO ATÉ QUEBRAR A CASCA EM PINHÕES PODRES .....	18
FIGURA 19 - DISTRIBUIÇÃO DA EXTENSÃO ATÉ QUEBRAR A CASCA EM PINHÕES NÃO PODRES.....	18
FIGURA 20 - GRÁFICO TENSÃO-EXTENSÃO DA CASCA DO PINHÃO .....	20
FIGURA 21 - ESQUEMA DAS RELAÇÕES ENTRE REQUISITOS FUNCIONAIS E PARÂMETROS DE PROJETO .....	24
FIGURA 22 - ROLOS CÔNICOS .....	25
FIGURA 23 – FORÇAS NO PROCESSO DE LAMINAGEM.....	27
FIGURA 24 – DIMENSÕES DOS ROLOS NO PROCESSO DE LAMINAGEM .....	28

FIGURA 25 - DISTÂNCIA ENTRE ROLOS .....	29
FIGURA 26 - VEIOS DE TRANSMISSÃO .....	30
FIGURA 27 - FORÇAS APLICADAS NO VEIO .....	31
FIGURA 28 - DIAGRAMA DE CORPO LIVRE DO VEIO.....	31
FIGURA 29 - FORÇAS E MOMENTOS APLICADOS NO ROLO .....	33
FIGURA 30 - CALIBRE.....	36
FIGURA 31 - COMPARAÇÃO ENTRE O ESPAÇAMENTO DOS ROLOS E O RASGO DO CALIBRE.....	37
FIGURA 32 - POSIÇÃO DOS FUROS DO CALIBRE .....	38
FIGURA 33 - DIMENSÕES DO RECIPIENTE.....	39
FIGURA 34 - ESTRUTURA TUBULAR DE SUPORTE .....	39
FIGURA 35 – CANTONEIRAS UTILIZADAS.....	40
FIGURA 36 – FIXAÇÃO ENTRE O MOTOREDUTOR E A ESTRUTURA DE SUPORTE .....	41
FIGURA 37 - COTAS DE UM ESCATEL [11].....	44
FIGURA 38 - COTAS DE UMA CHAVETA NORMAL.....	44
FIGURA 39 – MODELAÇÃO TRIDIMENSIONAL DA MÁQUINA CRIADA .....	48



# Introdução

## 1.1 Motivação

O pinhão é um produto alimentar de elevado interesse comercial, tendo a sua cotação vindo a aumentar nos últimos anos, atingindo os 34,85€/kg no ano de 2017 [1], como se mostra na Figura 1.



Figura 1 - Evolução da cotação do miolo de pinhão [1]

Este é vendido após ser processado, para ser removida a casca riga exterior e uma pele interior. Existem já diversas máquinas para este efeito a nível industrial, no entanto estas são de dimensões e preço muito elevado o que só as torna viáveis para grandes produções.

E neste contexto que se insere esta dissertação que tem como propósito a concepção de uma máquina que descasque pinhões, mas que tenha dimensões e preço adequados a uma pequena produção.

## 1.2 Objetivos

Esta dissertação tem como principal objetivo permitir que pequenos produtores de pinhões tenham possibilidade de explorar esse recurso de forma lucrativa. Como tal propõe concepcionar uma máquina que quebre a casca dos pinhões, sem danificar o miolo, e seja o mais barata de produzir possível.

Para este efeito, serão realizados diversos trabalhos experimentais para testar as propriedades dos pinhões.

## 1.3 Estrutura da Dissertação

Este documento está organizado em 5 capítulos: Introdução, Estado da arte, Trabalho experimental, Projeto dos componentes e Conclusões.

Na Introdução é exposta a motivação e os objetivos da dissertação. Esta serve para validar a pertinência deste tópico e para expor os resultados que se espera obter com ao projeto.

No segundo capítulo, Estado da arte, são observadas diversas patentes de máquinas com fins idênticos ao pretendido. Este capítulo pretende dar ao leitor uma visão holística dos diversos métodos e procedimentos para quebrar a casca dos pinhões, utilizados na indústria.

O capítulo terceiro, Trabalhos Experimentais, detalha a componente experimental desta dissertação. Neste são explicados os fenómenos que se pretende testar, a sua pertinência e os métodos utilizados. São ainda expostos e comentados os resultados obtidos.

No Projeto dos Componentes é pensada a máquina e os seus componentes. É neste capítulo que são feitos todos os cálculos necessários para garantir a integridade estrutural da máquina, bem como os do toleranciamento para garantir a montagem e o funcionamento devido da mesma.

Finalmente, na Conclusão, todo o processo de criação da máquina é revisto e exposto de uma forma sumária.





## Estado da Arte

O primeiro passo na resolução de um problema complexo deve ser a divisão deste em sub-problemas de menor complexidade. No presente caso do descasque de pinhões, os sub-problemas identificados foram:

1. Quebrar a casca dos pinhões.
2. Separar as cascas quebradas e o miolo dos pinhões.

De seguida, foi feita uma pesquisa para identificar quais as soluções já desenvolvidas para resolver os problemas identificados, ou outros semelhantes. Para tal, executou-se uma pesquisa de patentes de máquinas e componentes de máquinas de descascar pinhões e outros frutos secos, nas bases de dados de patentes da Google e da World Intellectual Property Organization.

Após concluída esta pesquisa foram identificadas as seguintes soluções para o primeiro sub-problema.

### 2.1 Par de Cones Truncados

Patenteado em 1916 para uma máquina de quebrar nozes industrial, esta solução é composta por dois cones truncados de ângulo igual, um maior e oco e outro de menores dimensões.

Este sistema é montado com os dois cones centrados por um veio vertical, com as bases menores voltadas para baixo e com o cone menor no interior do cone oco, como se pode verificar na Figura 2.

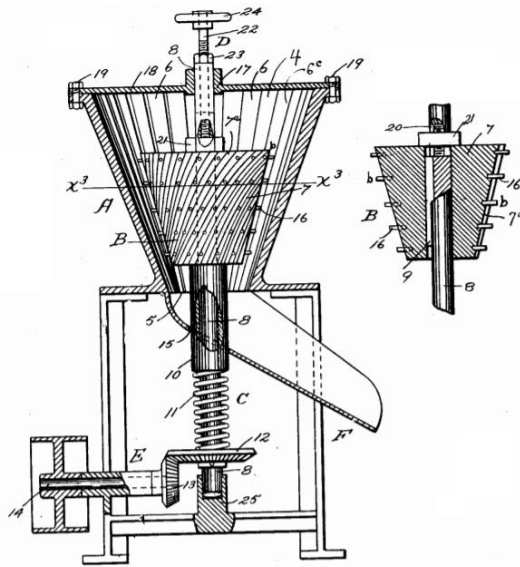


Figura 2 - Sistema de cones truncados para descascar frutos de casca rija. [2]

E ainda de notar as saliências e gumes que podem ser vistos nas paredes dos cilindros.

O processo de descascar começa com a introdução dos pinhões, ou outros frutos de casca rija, na zona superior dos cones e dando movimento de rotação ao cone interior. As colisões subseqüentes dos pinhões com as saliências nas paredes dos cones ira ser a causa da quebra das cascas.

Outra vertente desta solução usa dois cilindros em vez de dois cones truncados [3], como se mostra na Figura 3

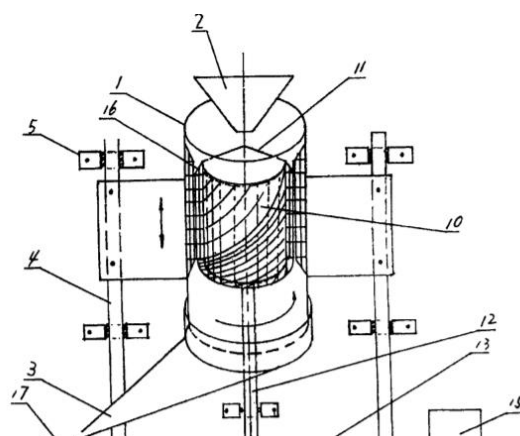


Figura 3 - Sistema de cilindros para descascar frutos de casca rija [3]

## 2.2 Rolos Cilíndricos

Outra solução encontrada para quebrar as cascas dos pinhões foi a implementação de dois rolos cilíndricos, Figura 4

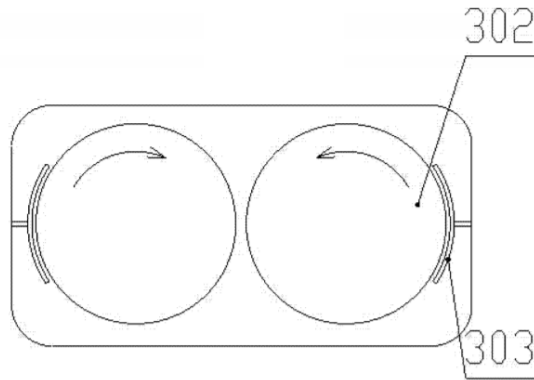


Figura 4 - Rolos cilíndricos de uma máquina para descascar pinhões [4]

Os rolos são posicionados com uma distância um do outro inferior à espessura média dos pinhões do lote e postos a rodar em sentidos opostos. Deste modo os pinhões, quando passam entre os rolos, são empurrados entre eles e a sua casca é quebrada.

## 2.3 Esmagamento entre duas chapas com movimento horizontal

Esta solução é a mais simples e mais utilizada em aparelhos de uso pessoal para quebrar frutos de casca rijas.

Nesta os pinhões são depositados entre duas chapas verticais que são acionadas com movimento horizontal para se aproximarem até que a casca seja quebrada, Figura 5.

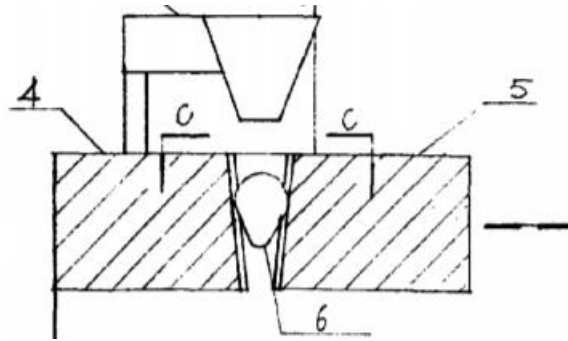


Figura 5 - Sistema de esmagamento entre duas chapas com movimento horizontal [5]

Após quebrar a casca, as chapas afastam-se, libertando o pinhão descascado e a permitindo a entrada do próximo.

#### 2.4 Esmagamento entre discos paralelos

Esta solução é composta por um veio com três discos afixados neste. O disco central tem entradas ao longo do perímetro, onde são introduzidos os pinhões a serem descascado, Figura 6.

O sistema começa por imprimir rotação no veio, e conseqüentemente, nos discos também. Os componentes 18 e 19 da Figura 6, fazem com que a distancia entre os discos vá sendo reduzida ao longo da rotação, o que quebra as cascas dos pinhões.

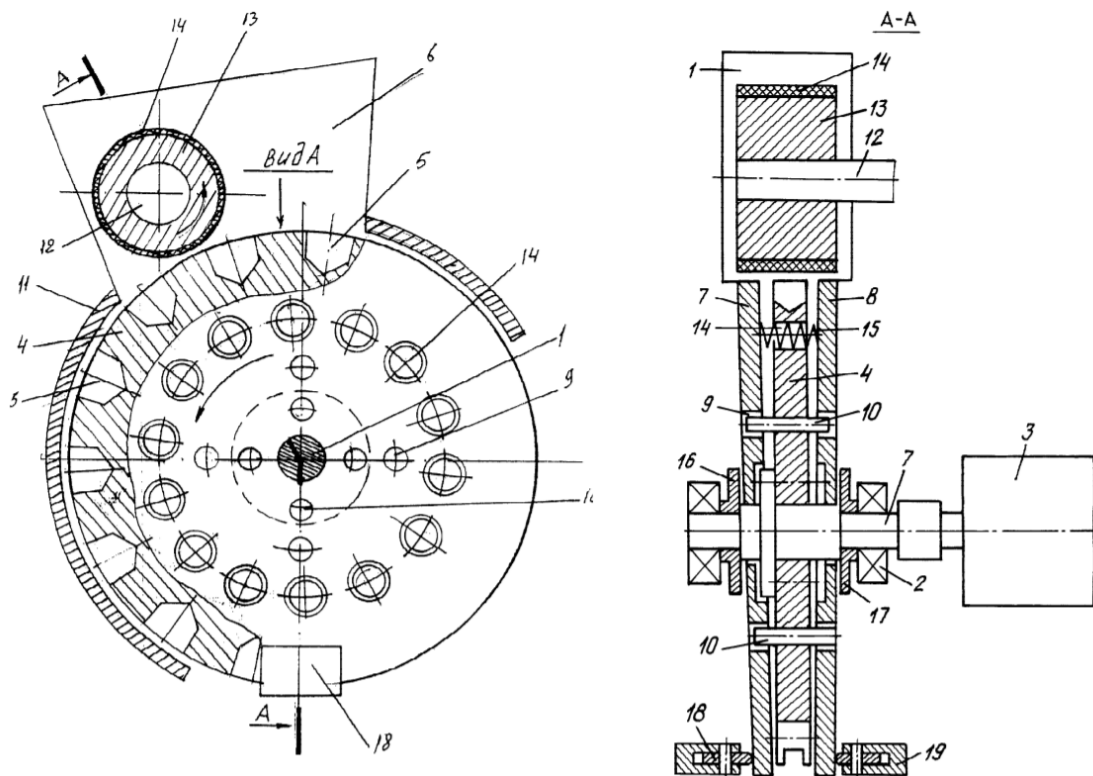


Figura 6 - Sistema de discos [6]

Todos os métodos apresentados são adequados para a tarefa de quebrar as cascas dos pinhões, no entanto esta não é a única necessidade imposta na máquina.

Existe ainda o segundo sub-problema 2, separar o miolo e as cascas quebradas, e para este foram encontradas duas soluções durante a pesquisa feita a bases de dados de patentes.

## 2.5 Filtragem por projeção contra cordas

Este sistema funciona com um prato giratório que recebe o miolo do pinhão e as cascas quebradas e, devido a aceleração centrífuga provocada pela rotação, projeta-os contra uma barreira criada por cordas, Figura 7

Como a rotação do prato é constante, a velocidade a que as cascas e o miolo são projetados é a mesma, mas como a massa do miolo é maior do que a dos fragmentos da casca, este irá adquirir maior momento linear. Esta diferença no momento linear dos projeteis traduz-se em que o miolo

tem capacidade de atravessar a barreira criado por cordas, ao passo que as cascas são deixadas para trás, filtrando assim o produto.

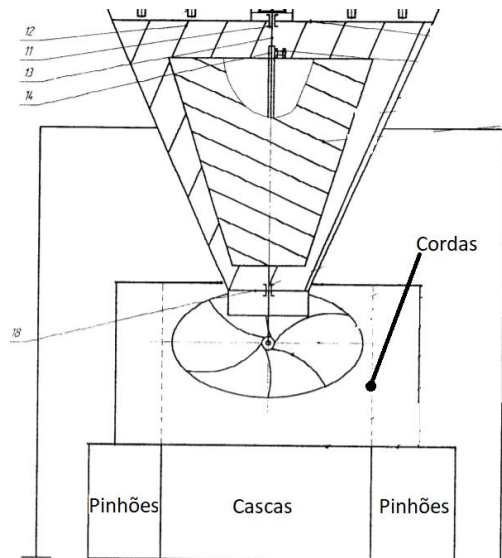


Figura 7 - Prato giratório [7]

## 2.6 Filtragem por Tapete Vibratório

Um tapete inclinado com furos por onde podem passar os pinhões descascados, mas não as cascas. Este tapete é posto a vibrar de modo a que a mistura se espalhe e os pinhões passem no filtro, Figura 8.

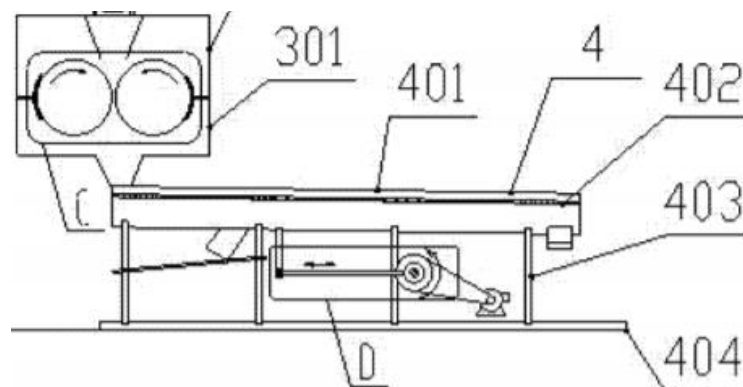


Figura 8 - Tapete vibratório [4]

Existe ainda uma última solução que incorpora soluções para ambos os sub-problemas.

## 2.7 Tambor

Um tambor, longo e cilíndrico, com pás interiores e paredes com furos para os miolos do pinhão passarem. Este é montado num veio central que lhe transmite movimento de rotação, Figura 9

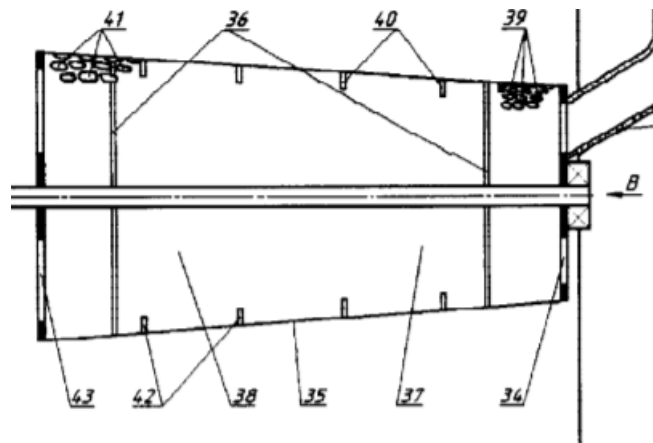


Figura 9 – Tambor [8];[9]

Os pinhões são inseridos no tambor e, devido á rotação deste, as pás no interior vão elevando os pinhões e deixando-os cair repetidamente. Deste modo são provocados choques e colisões entre os pinhões, que quebrem as cascas destes. À medida que os pinhões saem das cascas, estes passam pelos furos nas paredes do tambor. Na ponta oposta do tambor existe uma saída para as cascas quebradas. Deste modo esta solução quebra as cascas e procede á separação dos miolos.

Esta solução permite resolver os dois problema identificado, no entanto, necessita de ter grandes dimensões para garantir o funcionamento, tornando-a desadequada à máquina que se esta a conceber.



## Trabalho Experimental

Com o intuito de obter uma melhor compreensão dos requisitos funcionais que a máquina terá de cumprir foram realizadas uma série de trabalhos experimentais.

Os parâmetros que se pretende testar são:

- Qual o coeficiente de atrito entre a casca do pinhão e o aço dos componentes da máquina para garantir que estes passam entre os rolos;
- A deformação que é necessário impor de modo a quebrar a casca do pinhão;
- A energia de deformação necessária para quebrara a casca do pinhão;

Para se procederem a estes testes experimentais foram adquiridos cerca de 350 pinhões de pinhas colhidas de diversas zonas do país.

### 3.1 Coeficiente de atrito

#### 3.1.1 Objetivo

Em várias zonas do mecanismo, vai ocorrer contacto entre os frutos e a peças da máquina. Sempre que, nestas zonas os pinhões deslizem sobre o aço dos componentes vão ser geradas forças dissipativas a esse movimento. É com o objetivo de poder quantificar essas forças que se procede a este trabalho de carater experimental.

Pretende-se então, através de experiências repetidas, obter um valor para o coeficiente de atrito entre a casca dos pinhões e o aço dos componentes. Espera-se que este seja próximo do coeficiente entre aço e madeira.

### 3.1.2 Material Utilizado

Para se proceder a experiência relativa ao atrito, foi necessário adquirir uma superfície de aço, no presente caso, uma cantoneira, pinhões com os quais testar o comportamento a analisar, e um aparelho de medição de distâncias angulares.

### 3.1.3 Procedimento

Cada experiência consiste em colocar um pinhão numa ponta da chapa e de seguida alterar gradualmente o ângulo que esta faz com a horizontal. Esta mudança de ângulo continua até ao momento em que o pinhão começa a deslizar sobre a chapa. Ou seja, quando  $P_x > F_r$ , como se pode constatar na

Figura 10.

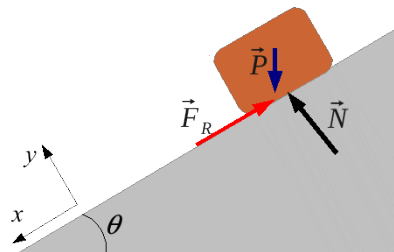


Figura 10 - Forças no plano inclinado

Quando tal se sucede é anotado o ângulo  $\theta$  que a chapa faz com a horizontal e procede-se à próxima iteração. Este será o ângulo de atrito que se pretende obter.

Esta experiência foi realizada para cada fruto disponível até se obter uma quantidade suficiente de resultados.

### 3.1.4 Resultados

Depois de feitos os testes, é calculada a média aritmética dos resultados. Obteve-se assim um ângulo de atrito entre o pinhão e o aço de  $25^\circ$ .

Podemos agora calcular a tangente deste ângulo, obtendo o valor do coeficiente de atrito entre o pinhão e o aço como  $\mu = 0,45$ .

Este resultado está em concordância com o valor tabelado para o coeficiente de atrito entre madeira e metal de 0,2-0,6 [10]

A tabela completa de resultados pode ser consultada nos anexos

## 3.2 Deformação necessária para quebrar a casca

### 3.2.1 Objetivo

De forma a testar qual a deformação que é necessário impor no pinhão para quebrar a casca do mesmo sem danificar o miolo no seu interior foi desenvolvido um teste em que se ia forçando gradualmente o pinhão e medindo a sua deformação.

Os valores obtidos com esta experiência vão ser fundamentais para o projeto da máquina pois irão governar os parâmetros da máquina que garantem que se quebra a casca dos pinhões.

### 3.2.2 Material Utilizado

O material necessário para se proceder as experiências consiste numa prensa equipada com um braço magnético flexível e um comparador, a montagem destes é mostrada na Figura 11.



Figura 11 - Prensa equipada com braço magnético e comparador

É de notar que o comparador, montado como está, ira medir o deslocamento horizontal da prensa, o que corresponde ao valor de extensão que se pretende conhecer. Para tal é necessário acautelar que o comparador fique alinhado com a horizontal, tentando assim evitar ao máximo o erro criado por qualquer desalinhamento.

É ainda necessário utilizar um paquímetro para se medir cada fruto, antes de quebrar a sua casca. Só deste modo é possível calcular o valor exato da extensão exercida em cada pinhão aquando da quebra da sua casca.

### 3.2.3 Procedimento

Começou por se medir cada um dos cerca de 340 pinhões disponíveis. Como a secção transversal do pinhão se assemelha a uma elipse foram medidos dois diâmetros, o maior possível e o menor possível. Foi também anotado o valor do comprimento.

De seguida cada um destes pinhões foi colocado numa prensa, segundo o seu diâmetro menor. Foi depois exercida pressão até quebrar a casca. Desta forma, basta subtrair os valores medidos pelo comparador, antes de se aplicar pressão e depois da casca quebrar, para se obter o deslocamento da prensa, e, conseqüentemente, o da casca do pinhão até quebrar. Este valor será depois utilizado para calcular a extensão que cada pinhão sofreu.

Este processo é repetido para cada fruto, obtendo-se assim uma quantidade apreciável de resultados. Este número deve ser elevado para aumentar a credibilidade das conclusões retiradas.

### 3.2.4 Resultados

Após o processo inicial de medições é possível organizar os dados de forma a ter um melhor entendimento das dimensões do produto natural com que se esta a trabalhar. Para este efeito foram criados histogramas que representam as distribuições dos valores medidos, Figura 12, Figura 13 e Figura 14.

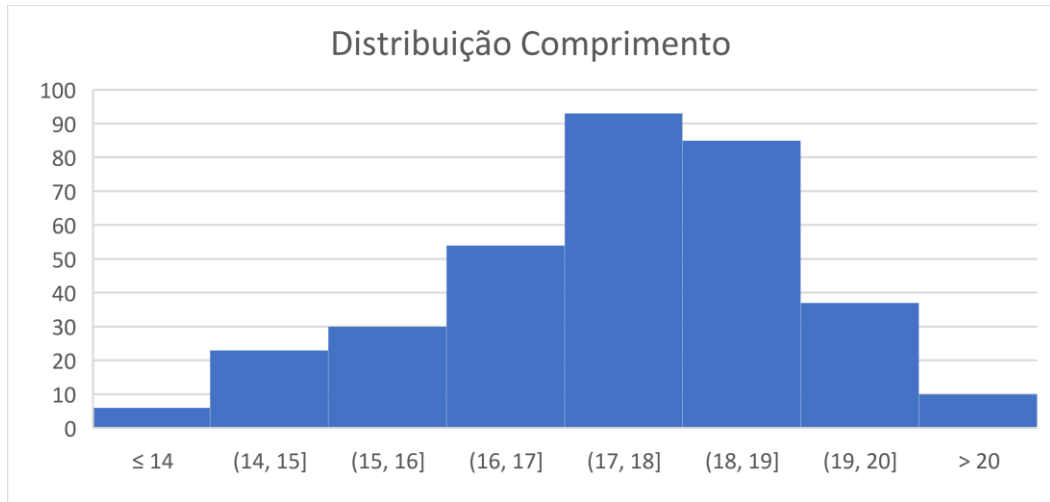


Figura 12 – Distribuição do comprimento dos pinhões

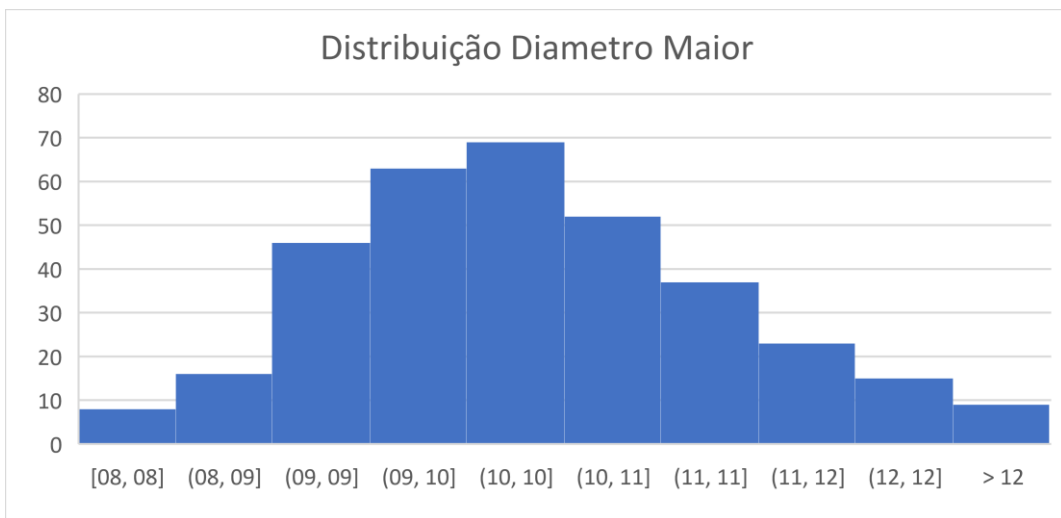


Figura 13 – Distribuição do maior diâmetro dos pinhões

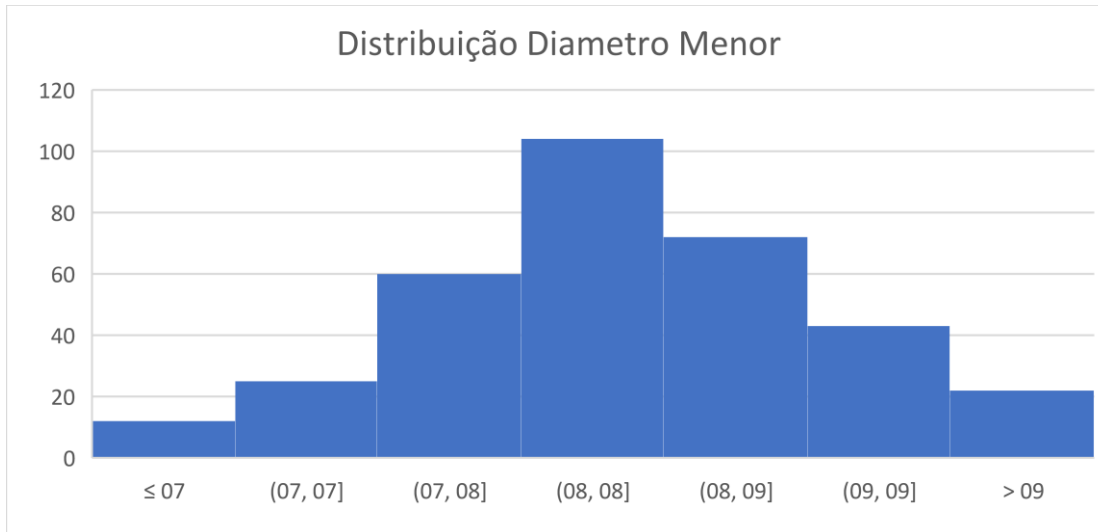


Figura 14 – Distribuição do diâmetro menor dos pinhões

De seguida cada um destes pinhões foi colocado numa prensa, segundo o seu diâmetro menor, que é depois acionada e comprime os frutos. Esta exerce deslocamento até que ocorra a quebra da casca. Desta forma, basta subtrair os valores medidos pelo comparador, antes de se aplicar pressão e depois da casca quebrar, para se obter o deslocamento da prensa,  $\Delta h$ , e consequentemente a compressão do pinhão.

Com este deslocamento é agora possível obter-se a extensão de cada pinhão dividindo  $\Delta h$  pelo seu menor diâmetro. A distribuição das extensões obtidas esta representada na Figura 15.

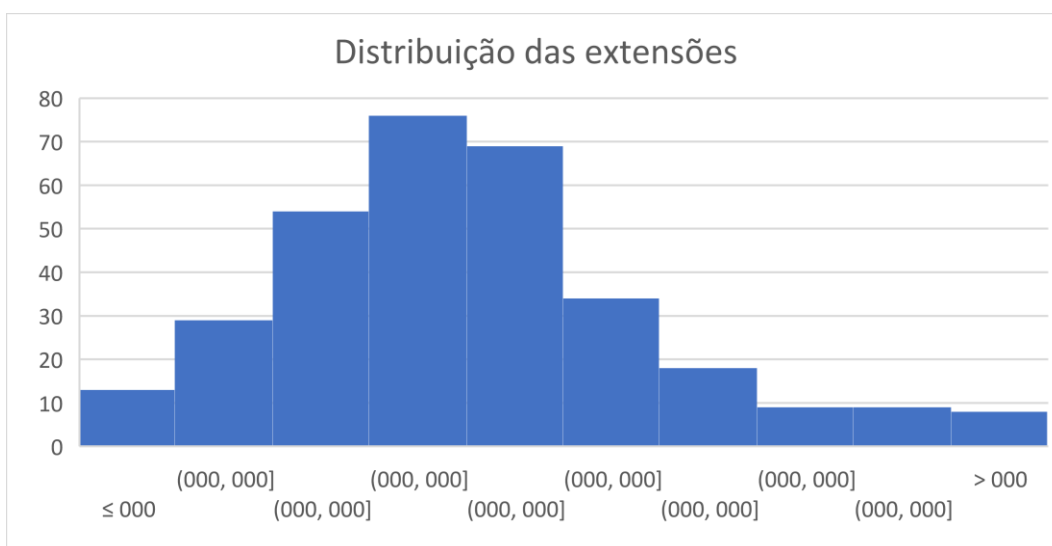


Figura 15 - Distribuição das extensões

Como se pode observar, e como seria espectável, os valores da extensão necessária para quebrar a casca dos pinhões tomam uma distribuição que se aproxima de uma curva normal, de valor médio que ronda os 0,175. Será, portanto, esse o valor que a máquina deve exercer, sempre, no entanto, com a possibilidade de ser calibrada.

É ainda possível identificar que a grande maioria dos frutos quebra para deformações inferiores a 0,25, 92% destes para ser exato. Observado este facto, é de elevado interesse que a deformação provocada nos pinhões possa ser ajustada para quebrar o maior número de pinhões, sendo 0,25 um ótimo valor para o limite superior dessa deformação.

Durante a medição dos pinhões foi notado que vários destes tinham uma racha ao longo do comprimento, é possível notar este fenómeno na Figura 16. Todos as ocorrências deste fenómeno foram anotadas para posterior análise dos resultados daqueles que tinham racha com os que se encontravam intactos. No entanto, após as experiências e comparação de resultados, foi verificado que não existe diferença apreciável entre os resultados obtidos para os pinhões com e sem racha. A diferença correspondia a 1% de deformação.



Figura 16 - Racha ao longo do comprimento

Outro problema identificado durante o processo de quebrar as cascas foi verificar que uma grande percentagem destes estavam podres, como é o caso na Figura 17



Figura 17 – Exemplos de pinhões podres

Não obstante, a extensão necessária para quebrar a casca não sofre alterações apreciáveis entre pinhões podres ou não, como se pode verificar comparando a Figura 18 e a Figura 19. Fazendo deste apenas um problema de escolha de lote a quebrar e que não afeta a máquina concebida.

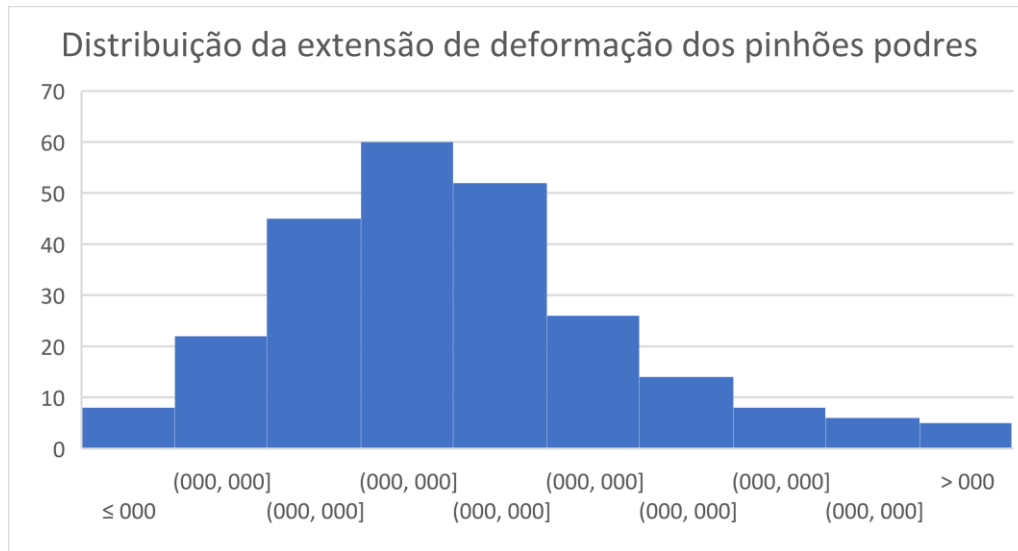


Figura 18 - Distribuição da extensão até quebrar a casca em pinhões podres

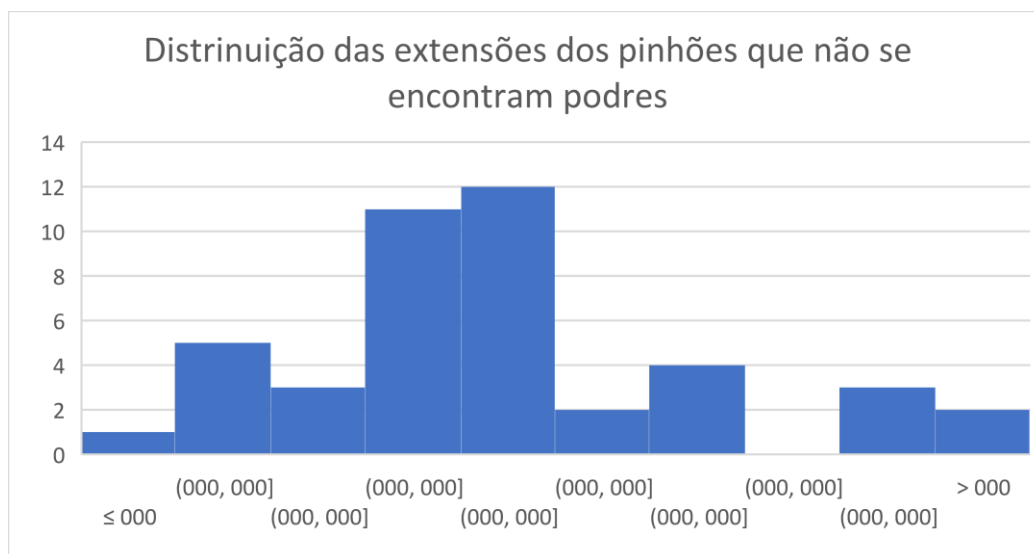


Figura 19 - Distribuição da extensão até quebrar a casca em pinhões não podres

Na Figura 19 a distribuição não se assemelha as anteriores pois a amostra de pinhões que não se encontrava podre não é suficientemente grande. No entanto o valor médio continua a rondar os 0,175, e é possível identificar os indícios de uma forma de distribuição normal.

Os resultados completos da experiência podem ser consultados nos anexos.

### 3.3 Tensão de Cedência dos Pinhões

#### 3.3.1 Objetivo

De modo a perceber qual a tensão aplicada nos pinhões quando a casca quebra, foi realizada uma experiência que consiste em largar um peso sobre cada pinhão e alterar a altura a que este é largado até quebrar a casca do pinhão.

Este teste foi executado apenas para se ter uma ideia geral de qual a energia necessária para quebrar a casca do pinhão, não sendo, portanto, o mais rigoroso nem tendo sido executado um número de vezes representativo.

#### 3.3.2 Material Utilizado

Para a execução desta experiência é necessária uma massa de peso conhecido, e um tubo, para guiar a massa, com furos ao longo do seu comprimento, para variar a altura a que se larga o peso.

#### 3.3.3 Procedimento

Começou por se largar a massa sobre um pinhão a partir de uma altura relativamente pequena e depois a verificar se a casca deste tinha quebrado. Caso não tivesse sido quebrada a casca, o peso era novamente largado, desta vez a uma altura maior. Este processo é repetido até se atingir uma altura que quebre a casca do pinhão sem danificar o miolo do pinhão.

Com esta primeira iteração fica-se com uma ideia de qual é necessário que seja a altura de que se largar o peso para quebrar a casca do pinhão e não o seu miolo.

Este processo é agora repetido para cada pinhão, sendo a única diferença a de que a altura inicial da massa é agora mais próxima da altura da primeira iteração.

É conveniente fazer o leitor notar que, apesar de esta experiência, por implicar múltiplos impactos na casca do fruto, poder criar fraturas que reduzem a resistência deste. Este facto, no entanto, não tem como ser contornado e o valor que resulta da experiência não é severamente afetado.

Por fim, sabendo a altura e a massa do corpo para que este quebre a casca do pinhão, é possível, através de cálculos explicados mais adiante, calcular a tensão de cedência dos pinhões.

### 3.3.4 Resultados

O resultado médio obtido para a altura necessária para quebrar a casca foi de 140 mm com uma massa de 320 g.

A tabela completa de resultados pode ser consultada nos anexos.

Com os resultados obtidos foi feito um simples cálculo para saber a energia potencial média que o peso possui antes de ser largado, através da seguinte fórmula:

$$\begin{aligned} E_p &= m * g * h \\ &= 0,44 J \end{aligned}$$

Assumindo que toda esta energia é transferida para o pinhão e é utilizada para que a casca deste se deforme fica

$$U = E_p = 0,44 J$$

Pode ainda ser criado um gráfico Tensão-Extensão para o comportamento esperado da casca do pinhão à compressão, tendo em conta que a casca, tal como a madeira, fratura em regime elástico. A curva ilustrada na Figura 20 representa esse comportamento.

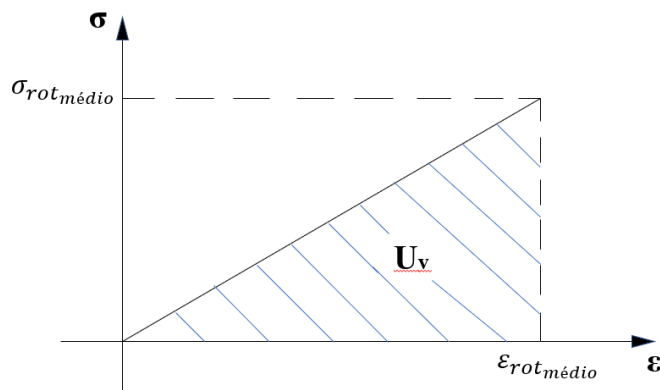


Figura 20 - Gráfico Tensão-Extensão da casca do pinhão

Observando a curva, rapidamente se conclui que:

$$U_V = \frac{1}{2} * \sigma_{rot\_médio} * \epsilon_{rot\_médio}$$

Sendo  $U_V$  a energia de deformação por unidade de volume, calculada por

$$U_v = \frac{U}{V}$$

Resolvendo em ordem à tensão de rotura,

$$\sigma = \frac{2 * U}{V * \varepsilon}$$

Sendo,

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{\varnothing_{menor}}$$

E

$$V = \frac{\text{Comprimento} * \pi * \left(\frac{\varnothing_{maior} + \varnothing_{menor}}{2}\right)^2}{2}$$

O volume é dividido por 2 para estimar o volume real da casca do pinhão sem o miolo. Este e a extensão utilizados no cálculo são a média dos valores de todos os pinhões medidos

$$V_{médio} = 2,22 * 10^{-6} m^3$$

$$\varepsilon_{médio} = 0,18$$

Assim sendo, a tensão de rotura das cascas do pinhão é,

$$\sigma = 2,2 * 10^6 Pa$$

Adicionalmente, é possível fazer uma estimativa da área da secção transversal do pinhão utilizando os dados das medições. Com esta área pode-se depois calcular a força média necessária para quebrar um pinhão

Utilizando a média das dimensões medidas e dividindo por dois tal como foi feito no cálculo do volume.

$$A = \left(\frac{9,9 + 17,5}{2}\right)^2 * \pi * \frac{1}{2} = 295 mm^2$$

Logo, a força necessária, em média, para quebrar um pinhão é de

$$F = A * \sigma = 649 N$$

Estes resultados vão ser cruciais no projeto dos diversos componentes da máquina.





## Concepção dos Componentes

Uma vez realizadas as experiências, tem-se agora os conhecimentos necessários para se proceder a concepção da máquina e dos seus componentes.

### 4.1 Teoria Axiomática

Antes de se proceder ao dimensionamento dos componentes, deve primeiro ser feita uma análise do projeto a luz da teoria axiomática de projeto. Esta permite-nos ter uma visão holística do problema e das soluções a implementar. Esta filosofia foi utilizada previamente nesta dissertação quando se identifica os sub-problemas a resolver, no capítulo 2.

Começa-se por identificar os requisitos funcionais do projeto e de seguida estes são mapeados para o domínio físico onde são convertidos em parâmetros de projeto. Estes parâmetros de projeto, por sua vez, terão novos requisitos funcionais com os seus respetivos parâmetros. Esta análise pode ser feita até ao mais minucioso detalhe.

De seguida apresentam-se os requisitos funcionais, FR, e os seus respetivos parâmetros de projeto, DP.

FR 1 – Explorar os recursos naturais, como pinhões, a um custo adequado a pequenas produções

FR 1.1 – Quebrar as cascas dos pinhões

FR 1.1.1 – Potencia suficiente para quebrar os pinhões

- FR 1.1.2 – Movimento de rotação oposto entre os rolos
- FR 1.1.3 – Provocar deformação nos frutos
- FR 1.1.4 – Habilidade de quebrar pinhões de dimensões variadas
- FR 1.1.5 – Possibilidade de ajustar a deformação imposta
- FR 1.2 – Separar as cascas e os pinhões
- FR 1.3 – Garantir a integridade estrutural da máquina
- DP 1 – Máquina que descasque pinhões adequada a pequenas produções
  - DP 1.1 – Sistema de rolos
    - DP 1.1.1 – Motoredutor
    - DP 1.1.2 – Sistema de engrenagens
    - DP 1.1.3 – Distância entre os rolos
    - DP 1.1.4 – Rolos cónicos
    - DP 1.1.5 – Calibre
  - DP 1.2 – Sistema de filtragem
  - DP 1.3 – Estrutura tubular de suporte

Para melhorar a percepção do leitor quanto aos FR e DP apresentados, foi criada a Figura 21 que mostra os níveis de cada um.

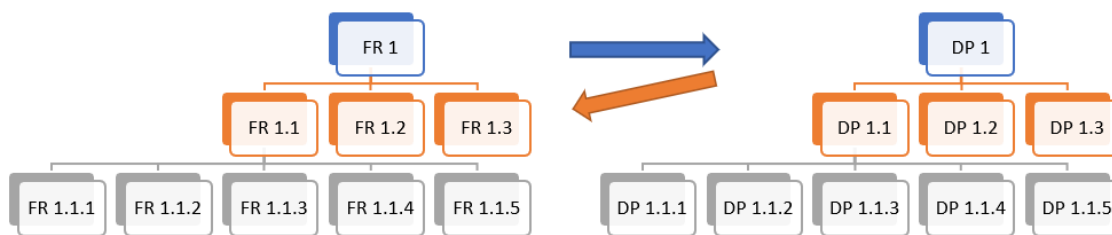


Figura 21 - Esquema das relações entre requisitos funcionais e parâmetros de projeto

É agora possível determinar as dependências entre os requisitos funcionais e os parâmetros de projeto. Estas dependências podem ser representadas por uma matriz,  $A$ , tal que

$$FR = A * DP$$

Para os FR e DP definidos, a matriz  $A$  será

$$[A] = \begin{bmatrix} A1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A1.1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A1.2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & A1.3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & A1.1.1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A1.1.2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A1.1.3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A1.1.4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A1.1.5 \end{bmatrix}$$

Esta matriz, por ter todas as entradas nulas, exceto a diagonal principal, revela que o projeto é desacoplado. Ou seja, as decisões de projeto são independentes entre si e a alteração de uma não afeta as restantes.

## 4.2 Rolos cónicos

O método escolhido para quebrar os pinhões foi o de dois rolos com rotação em sentidos opostos, Figura 22. Este é o método que melhor se adapta aos requisitos da máquina pois é relativamente barato de produzir e operar.



Figura 22 - Rolos Cónicos

Adicionalmente, e para que haja uma melhor eficácia no processo os rolos serão cónicos. Isto implica que a distância entre os rolos seja variável ao longo do comprimento destes, permitindo assim que se possam quebrar simultaneamente e sem alterações ao *set-up* da máquina, pinhões de

dimensões diferentes. No entanto, para que tal seja garantido, os pinhões iram primeiro passar por um calibre, sobre o qual se irá elaborar mais adiante neste documento.

#### 4.2.1 Tensões

Para garantir a integridade estrutural dos rolos, foram analisadas as tensões a que estes estão sujeitos durante o seu funcionamento.

Esta análise foi feita para o caso mais solicitado em que os rolos estão com o número máximo de pinhões possível a passar entre eles. Para o comprimento arbitrado de 200 mm esse número é de 10 pinhões.

Como as forças entre os pinhões e os rolos formam pares ação-reação, sendo por isso iguais em módulo, e a área de contacto entre estes é igual, as tensões que se geram no rolo são as mesmas que no pinhão. Por sua vez o pinhão é levado à rotura, logo a tensão que se gera no rolo é igual à tensão de rotura da casca do pinhão descoberta nos trabalhos experimentais. No pior caso, será então:

$$\sigma = 10 * 2,2 * 10^6 = 22 * 10^6 Pa$$

O material escolhido para os rolos foi um aço AISI 1020, que tem tensão de cedência:

$$\sigma_{ced} = 294 * 10^6 Pa$$

Pode-se assim concluir que os rolos iram atingir apenas cerca de um decimo da sua tensão de cedência, nunca entrando assim em risco de plastificar.

#### 4.2.2 Autoalimentação dos frutos

De seguida, foi analisada qual a dimensão mínima necessária para que os pinhões, ao entrarem em contacto com os rolos, fossem puxados entre estes, em oposição a deslizarem na superfície deles. Para tal foi feita uma analogia com o processo da laminagem, Figura 23.

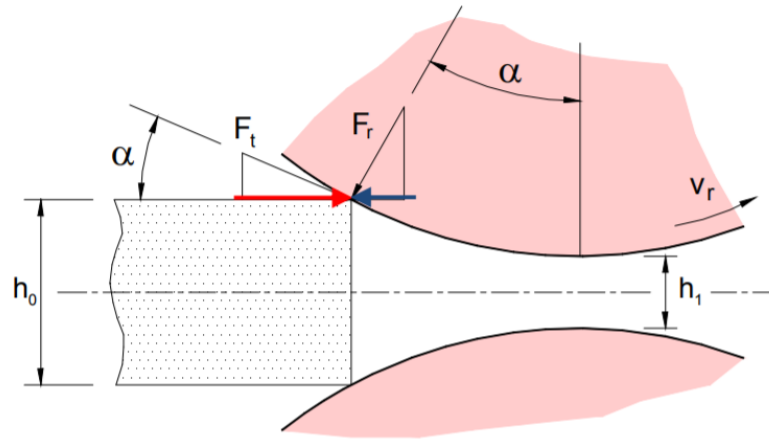


Figura 23 – Forças no processo de laminagem

No processo de laminagem, existe autoalimentação da chapa quando o atrito entre os rolos e a chapa a ser laminada é suficiente para que esta passe entre os rolos, não necessitando assim de forças externas.

De forma semelhante, pode-se calcular o diâmetro mínimo que é requerido para os rolos de modo a que exista autoalimentação dos pinhões. Analisando a Figura 23, é possível verificar que, para que a força resultante aplicada nele pelos rolos os conduza entre estes, é necessário que se verifique a condição

$$F_t * \cos \alpha > F_r * \sin \alpha$$

Sendo  $F_r$  a força normal gerada no contacto dos rolos com o pinhão e  $F_t$  a força de atrito entre as superfícies. Como se sabe, a relação entre estas é

$$F_t = F_r * \mu$$

Em que  $\mu$  representa o coeficiente de atrito entre as superfícies em contacto, calculado para as superfícies em questão no capítulo dos trabalhos experimentais.

Substituindo na equação anterior,

$$\alpha < \tan^{-1}(\mu)$$

$$\alpha < 25^\circ$$

Conhecido o  $\alpha$  mínimo e  $\Delta h$ , é possível estabelecer uma igualdade entre estes e o raio dos rolos, como se observa na Figura 24.

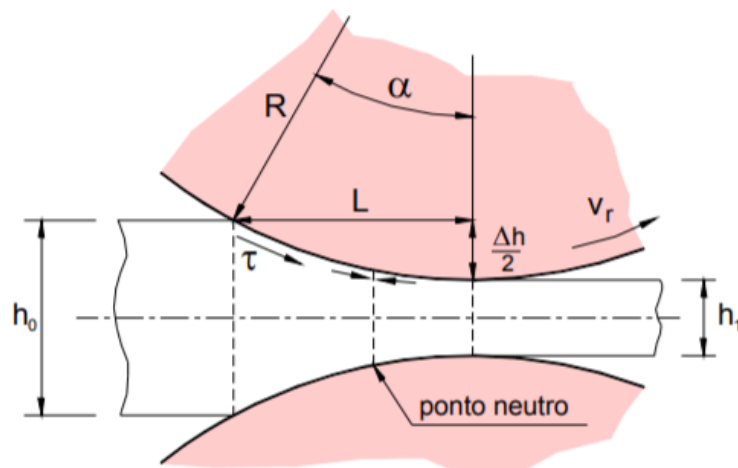


Figura 24 – Dimensões dos rolos no processo de laminagem

$$R - R * \cos \alpha = \frac{h_0 - h_1}{2}$$

Logo, para que ocorra autoalimentação tem de se verificar a condição

$$R > \frac{\Delta h}{2} * \frac{1}{(1 - \cos \alpha)}$$

$$R > 8 \text{ mm}$$

O raio R calculado corresponde ao mínimo valor aceitável para o menor raio dos rolos. No entanto, como se irá falar no seguinte subcapítulo, o raio dos rolos depende também da distância entre os veios.

#### 4.2.3 Distância entre os rolos

Tendo sido escolhido o diâmetro da base menor dos rolos é agora necessário determinar o diâmetro da base maior. Este é escolhido em função da distância necessária entre as superfícies dos rolos que, devido à sua conicidade, varia ao longo do comprimento.

Como tal, pinhões com as mesmas dimensões que sejam largados em zonas diferentes dos rolos iram sofrer deformações diferentes. Ou seja, para um dado pinhão pode ser largado entre os rolos na zona onde a distância é maior e sofrer níveis de deformação baixos, ou, ser largado na zona onde a distância é menor e ter deformações elevadas.

É um truísmo afirmar que para frutos de dimensões maiores a deformação sentida ao passarem numa determinada zona dos rolos será superior a um pinhão menor. Podemos assim constatar que a distância entre os rolos tem de ser tal que garanta que uma zona para a deformação pretendida para cada pinhão.

De modo a melhorar a eficiência da máquina, será possível alterar a zona onde cada fruto é largado, para que, como consequência, se possa ajustar a deformação. É pretendido que este ajuste possa alterar a extensão de cada pinhão entre 0,15 e 0,25. Terá, portanto, que se garantir que a maior distância entre os rolos equivale a deformar o maior pinhão em 15% e a menor em deformar o menor pinhão em 25%.

Dito de outra forma, a maior distancia entre os rolos deve corresponder a  $(1 - 0,15) * D$  e a menor a  $(1 - 0,25) * d$ , sendo  $D$  o menor raio do maior pinhão e  $d$  a menor dimensão do menor pinhão (Figura 25).

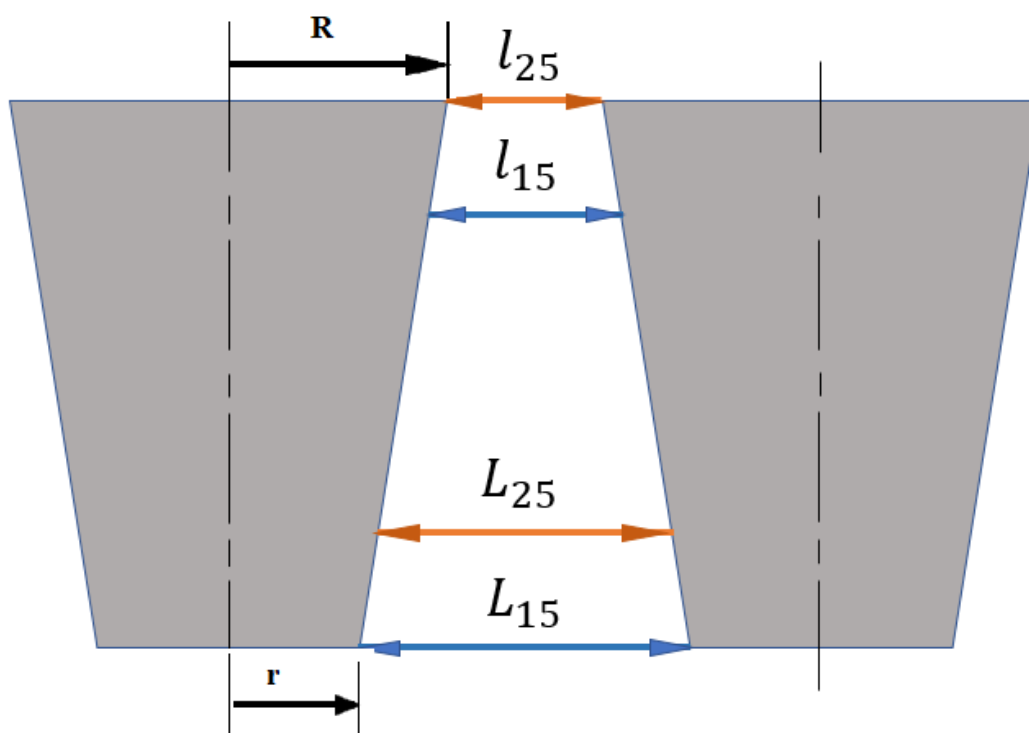


Figura 25 - Distância entre rolos

Estas distâncias serão então:

$$L_{15} = (1 - 0,15) * 10 = 8,5 \text{ mm}$$

$$l_{15} = (1 - 0,25) * 6 = 4,5 \text{ mm}$$

Arbitrando uma distância de 90 mm entre os veios, podemos calcular os valores dos raios R e r

$$90 = 2 * R + l_{25}$$

$$90 = 2 * r + L_{15}$$

Obtendo-se assim

$$R = 43 \text{ mm}$$

$$r = 41 \text{ mm}$$

Os rolos serão montados em veios de maior comprimento que lhes transmitem o seu movimento de rotação. Para que tal possa suceder, estes terão um furo passante de 20 mm de diâmetro onde passa o veio que depois é soldado para que tenham movimento solidário. Como a transmissão de movimento é garantida pela soldadura, a folga entre o furo do rolo e o veio é lassa de modo a facilitar a montagem. Mais sobre este assunto é falado em maior detalhe no subcapítulo do Toleranciamento.

### 4.3 Veio de Suporte

Os veios de suporte, Figura 26, dos rolos têm como função principal transmitir o movimento de rotação. Essa rotação, por sua vez, é lhes transmitida por um motoredutor ligado ao veio maior por uma corrente.



Figura 26 - Veios de Transmissão

A rotação entre os rolos de ser feita em sentidos opostos para que os pinhões sejam puxados entre eles. Como tal, a rotação dos veios que lhes transmitem momento deve também ser feita em sentido oposto um ao outro. Este requisito é garantido com o uso de rodas dentadas, sobras as quais mais será elaborado adiante.

De modo a que os veio tenha movimento solidário com as engrenagens e com a polia das correias, são usados enchavetamentos livres.

#### 4.3.1 Deformações

Para garantir a sua integridade estrutural começou por se verificadas a deformação sofrida pelo veio, no seu estado normal de operação

O primeiro passo desta análise consistiu em identificar os esforços aplicados no veio. A Figura 27 representa a secção transversal do veio com as forças nele aplicadas.

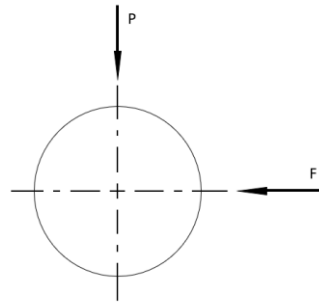


Figura 27 - Forças aplicadas no veio

A força P representa o peso dos rolos e F a força que os pinhões imprimem no veio ao passarem entre os rolos, calculada no subcapítulo da Tensão de Cedência.

$$P = 90 \text{ N}; \quad F = 649 \text{ N}$$

Como se pode constatar na Figura 27, as forças atuam em eixos diferentes. Sendo este o caso, pode-se calcular a força resultante aplicada ao veio, que terá componente vertical igual a P e componente horizontal igual a F. A força resultante  $F_R$

$$F_R = \sqrt{649^2 + 90^2} = 655 \text{ N}$$

É agora possível desenhar um diagrama de corpo livre do veio, apresentado na Figura 28

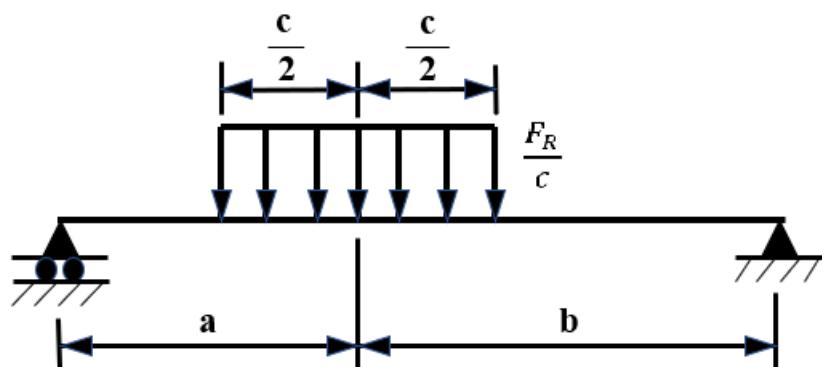


Figura 28 - Diagrama de Corpo Livre do Veio

No presente caso,  $P$  representa o carregamento distribuído causado pelo peso do rolo,  $c$  o comprimento do rolo e  $a$  e  $b$  as distâncias do centro do rolo aos apoios.

$$F_R = 655 \text{ N}, \quad c = 0,2 \text{ m}, \quad a = 0,131 \text{ m} \quad \text{e} \quad b = 0,217 \text{ m}$$

A deformação máxima sofrida pelo veio nas condições apresentadas pode ser calculada através da equação:

$$W_{m\acute{a}x} = \frac{P * c}{6 * E * I} * \left[ \frac{a * b}{l} * \left( 2 * a * l - 2 * a^2 - \frac{c^2}{4} \right) + \frac{c^3}{64} \right]$$

Sendo,  $I$  o segundo momento de área da secção transversal do veio, definido como:

$$I = \frac{1}{2} * \pi * r^4$$

Para um valor de  $r = 10 \text{ mm}$

$$W_{m\acute{a}x} = 7,4 * 10^{-3} \text{ mm}$$

Que é inferior ao valor máximo admissível de

$$W_{admiss\acute{i}vel} = \frac{l}{500} = 696 * 10^{-3} \text{ mm}$$

Comprova-se, portanto, que as deformações do veio não são críticas ao seu funcionamento.

#### 4.3.2 Tensões

O veio foi também analisado face as tensões de corte geradas. Estas são calculadas da seguinte forma (variáveis referentes a Figura 28)

$$\tau = \frac{F_R}{\pi * r^2}$$

Substituindo as variáveis, ficamos com

$$\tau = 2,1 * 10^6 \text{ Pa}$$

A tensão de corte aplicada no veio é aproximadamente um decimo da tensão de cedência não sendo, portanto, crítica.

#### 4.4 Motoredutor

Para acionar os veios e dar trabalho à máquina é indispensável uma fonte de potência e movimento. No presente caso, foi eleito um motoredutor.

O motoredutor a adquirir tem de prescrever determinados requisitos, nomeadamente a velocidade do veio de saída e a potência fornecida.

A velocidade de rotação do veio de saída esta intrinsecamente dependente da velocidade angular desejada para os rolos da máquina. Foi arbitrado o valor de 30 rpm. Quanto a potência necessária, essa terá de ser calculada através de um equilíbrio de momentos nos rolos. A Figura 29 mostra os momentos e forças aplicados no veio e ainda a velocidade de rotação pretendida para este.

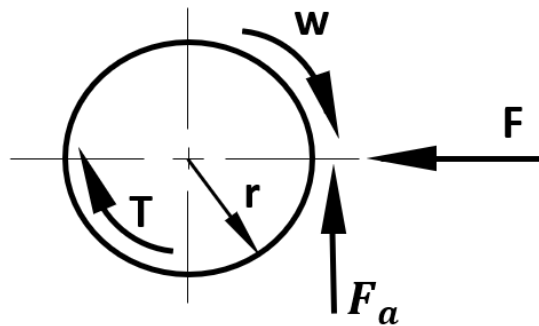


Figura 29 - Forças e momentos aplicados no rolo

Como se pode observar na figura, terá de ser imposto no rolo um momento  $T$  que seja suficientemente elevado para superar o momento dissipativo causado pelas forças de atrito. É de notar que o momento a ser vencido é o somatório dos momentos em cada rolo. Ou seja,

$$T = 2 * F_a * r = 25,4 Nm$$

Com este momento é agora possível descobrir a potência que o motoredutor tem de ter capacidade de fornecer.

$$P = T * w = 80 W$$

Com estes dados de potência e velocidade angular para o motoredutor foi consultado o catálogo da SEW e escolhido o produto R17DRN71MS4 que possui as características especificadas, informação em anexo.

Escolhido o método de ativação para a máquina têm agora de ser pensados os meios de transmissão do movimento entre as diversas partes moveis da máquina.

## 4.5 Transmissão de Movimento

### 4.5.1 Transmissão do Motoredutor para o Mecanismo

A solução concebida para transmitir o movimento de rotação do motoredutor para o restante mecanismo foi um sistema de corrente e polias.

De forma a melhor se proceder ao dimensionamento e escolha de polias e correntes para desempenharem o cargo foi consultada a plataforma online do produtor de correntes Renold [11]. Esta indica normas e boas praticas na escolha de correntes e polias.

Um exemplo é a prática de que a soma dos dentes das polias não deve ser inferior a 50. Como a velocidade de saída do motoredutor é a pretendida para os rolos, o rácio dos diâmetros das polias usadas deve ser 1:1, obrigando assim que cada uma tenha 25 dentes.

Outra prática aconselhada para otimizar o tempo de vida implica ajustar a distância entre os centros das polias de modo a que esta seja entre 30 a 50 vezes o valor do passo da corrente escolhida.

Com estas normas aconselhadas em mente, foi escolhida a corrente SD05B-1 e a polia RN06B1Z25B.

### 4.5.2 Transmissão entre os Veios

A passagem de movimento entre dois veios é tradicionalmente feita de uma de três formas, correntes, correias ou engrenagens, cada um com as suas respetivas vantagens e desvantagens. Tem, portanto, que se seleccionar aquele que melhor se adequa ao problema presente.

Na máquina a ser projetada, os dois veios terão sentidos de rotação opostos, para que os frutos sejam encaminhados entre os rolos. Posto isto, é possível eliminar a opção das correntes, pois estas não permitem que se altere o sentido de rotação.

Correias, porem, não padecem do mesmo problema. Com correias planas é possível inverter o sentido de rotação dos veios em movimento, bastando que para isso se cruze a correia. No entanto, a distância entre os veios esta definida como 90 *mm* e após consulta de diversos catálogos verificou-se que as polias necessárias para o uso de correias têm diâmetros que rondam os 60 *mm*. Isto impossibilita o uso das mesmas, pois não existe espaço para a correia cruzar. Uma solução possível seria aumentar a distância entre os veios, contudo, isso implicaria o aumento do diâmetro dos rolos, não sendo assim aconselhável.

É por estas razões que se considera como melhor opção o uso de engrenagens para assegurar a transmissão de momento entre os veios.

Procede-se agora a determinação dos parâmetros das engrenagens para que estas executem a sua função. É necessário seleccionar o modulo das engrenagens bem como o número de dentes destas. Como se pretende que as velocidades angulares de ambos os rolos sejam iguais, as engrenagens usadas para cada veio devem ser idênticas.

Sabendo que as engrenagens têm o mesmo diâmetro primitivo, e estão montadas em veios que distam 90 *mm* um do outro, podemos rapidamente concluir que o diâmetro primitivo das engrenagens deve ser também de 90 *mm*. Sabendo isto, podemos agora relacionar o modulo com o número de dentes através da expressão

$$D_p = m * z$$

A Engrenagem escolhida terá ainda de ter um furo de diâmetro 20 *mm*, para poder ser montada no veio, e suportar o momento aplicado nela, calculado no subcapítulo de escolha do motoredutor

A roda dentada escolhida foi a SSA5-18 do produtor KHK Gears, com modulo de 5, 18 dentes e binário admissível de 614N/m, sendo, portanto, adequada a função a desempenhar.

#### 4.6 Rolamentos e Chumaceira

Um componente importante para o bom funcionamento da máquina são os rolamentos. Estes não só permitem que os veios tenham movimento de rotação sem impedimentos, como desempenham o papel de apoios para os veios, suportando as cargas destes.

No presente caso, as forças aplicadas no veio são extremamente reduzidas, implicando assim que as forças exercidas nos rolamentos sejam também de baixa intensidade. Como tal, o principal parâmetro de escolha dos rolamentos será o diâmetro do veio.

Outro importante fator no processo de escolha dos rolamentos ideais foi a decisão de se adquirir rolamentos autocompensadores, minimizando assim o dano e esforço extra causado por qualquer desalinhamento que possa existir entre as chumaceiras.

Com estes constrangimentos, e depois da consulta de catálogos de fabricantes foi escolhido o rolamento 1205 EKTN9 da SKF, juntamente com a manga de adaptação H205, e a chumaceira SNL 505.

Em anexo podem ser encontrados os desenhos técnicos, as dimensões entre outras informações pertinentes sobre os componentes escolhidos.

#### 4.7 Calibre

O calibre, exibido na Figura 30, é um componente fundamental à máquina. Este filtra os pinhões, separando-os pelo diâmetro, e posiciona cada um na zona do rolo que permite que estes tenham a deformação necessária para quebrar a casca. Pode ainda ser ajustado para alterar essa deformação para valores entre 0,15 e 0,25.



Figura 30 - Calibre

Como se pode verificar, o calibre é composto por duas chapas simétricas e quinadas, e duas barras de pequenas dimensões que são soldadas às chapas, unindo assim as peças.

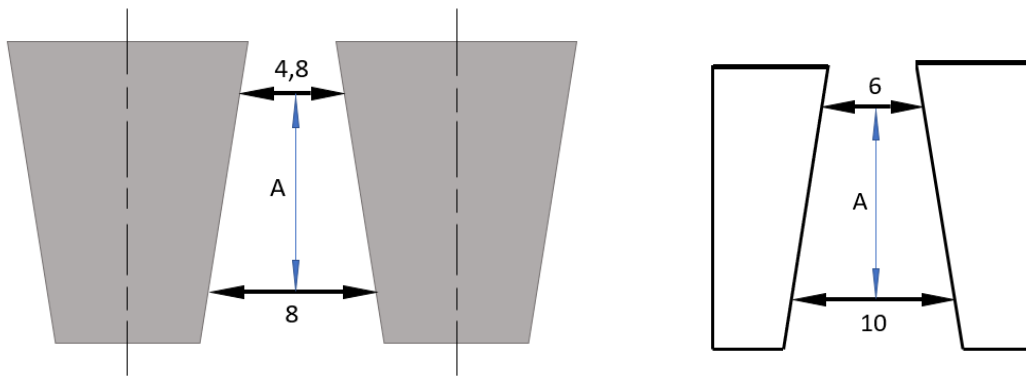
Este calibre irá estar apoiado nas cantoneiras da estrutura de suporte, posicionada diretamente acima dos rolos e poderá deslizar para efetuar a calibragem mencionada.

Tem agora de ser dimensionado o espaço entre as chapas do calibre, para que este possa cumprir a sua função devidamente. Como a posição central deste será tal que garanta deformação de 0,2 foi calculada a dimensão final para o maior e o menor pinhão a serem descascados.

$$6 * (1 - 0,2) = 4,8$$

$$10 * (1 - 0,2) = 8$$

Podemos assim concluir que a distância entre as secções de 6 e 10 mm do espaço entre as chapas deve ser igual à distância entre as secções de 4,8 e 8 mm do espaço entre os rolos, como se mostra na Figura 31.



b) Distância A no espaço entre os rolos

a) Distância A no rasgo do calibre

Figura 31 - Comparação entre o espaçamento dos rolos e o rasgo do calibre

A distância  $A$  pode ser calculada de forma muito simples. É apenas necessário fazer uma semelhança de triângulos, obtendo-se

$$A = \frac{(8 - 4,8) * 200}{(8,5 - 4,5)} = 160 \text{ mm}$$

O calibre, no entanto, terá uma posição de funcionamento que faz um ângulo de  $16^\circ$  com a horizontal. Isto implica que a distância  $A$  previamente calculada tenha de sofrer uma correção

$$A^* = \frac{A}{\cos(16^\circ)} = 166 \text{ mm}$$

De modo a abranger pinhões de todos os diâmetros, a dimensão da secção maior do rasgo terá  $11 \text{ mm}$  e a menor  $5 \text{ mm}$ . Através de cálculos análogos aos utilizados para identificar  $A$ , pode definir-se o comprimento das chapas como  $240 \text{ mm}$ .

O calibre tem ainda cinco furos, como se pode constatar na Figura 30. Estes têm o propósito de alinhar o calibre com os rolos, correspondendo cada furo a uma extensão específica. O furo central tem associada a extensão de  $0,2$  e a mudança de uma posição para a seguinte altera a extensão em  $0,025$ , podendo, desta forma, ser alterado entre  $0,15$  e  $0,25$ .

São agora apresentados os cálculos para o furo que corresponde a uma extensão de  $0,25$ , sendo o raciocínio para os restantes o mesmo.

É primeiro necessário saber a zona entre os rolos que irá exercer a deformação desejada no pinhão de menores dimensões

$$6 * (1 - 0,25) = 4,5 \text{ mm}$$

Podemos agora calcular a distância  $x$  que o calibre terá de se deslocar para que a zona onde o menor pinhão atravessa passe dos 4,8 para 4,5.,

$$x = \frac{(4,8 - 4,5) * 200}{(8,5 - 4,5)} = 15 \text{ mm}$$

A Figura 32 mostra a posição necessária para cada furo no calibre.

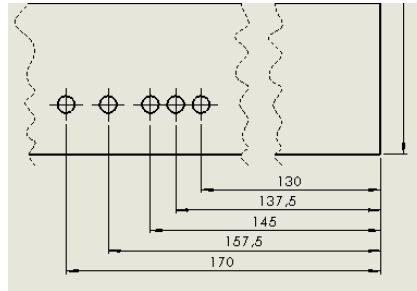


Figura 32 - Posição dos furos do calibre

Existe a possibilidade de serem feitos novos furos nas chapas do calibre, para se poder deformar os pinhões em valores diferentes. Para este efeito, chama-se a atenção à possibilidade de se danificar o miolo do pinhão se a deformação for elevada.

As chapas do calibre são ainda quinadas com um ângulo de  $10^\circ$ . Isto permite que os pinhões ao saírem do recipiente sejam conduzidos para o espaço entre as chapas do calibre.

## 4.8 Recipiente

O último componente da máquina a projetar é o recipiente que armazena os pinhões e os encaminha para o calibre. Este estará ligado a estrutura através de soldadura aos tubos de secção quadrada 30x30.

A Figura 33 mostra a configuração final do recipiente. A zona A tem dimensões 210x210x100. Estas foram escolhidas para que o recipiente pudesse aguentar um lote de mil unidades. Note-se também que na secção afunilada do recipiente, zona B, as superfícies formam um ângulo de  $30^\circ$  com o plano horizontal, garantindo assim que os pinhões deslizam sobre as mesmas.

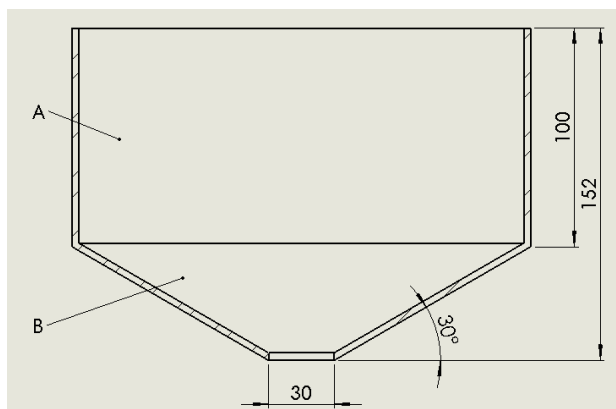


Figura 33 - Dimensões do recipiente

A saída do recipiente é feita por um tubo de secção quadrada, semelhante aos tubos utilizados na estrutura, com secção de  $30 \times 30 \text{ mm}^2$ . A secção foi escolhida com base nas medições levadas a cabo durante os trabalhos experimentais, de modo a garantir que os frutos podem atravessar o tubo sem causar congestão no tubo.

#### 4.9 Estrutura de Suporte

A estrutura da máquina funciona como o seu esqueleto. Esta confere-lhe resistência e estabilidade contra os esforços nela aplicados. A sua composição pode ser vista na Figura 34.

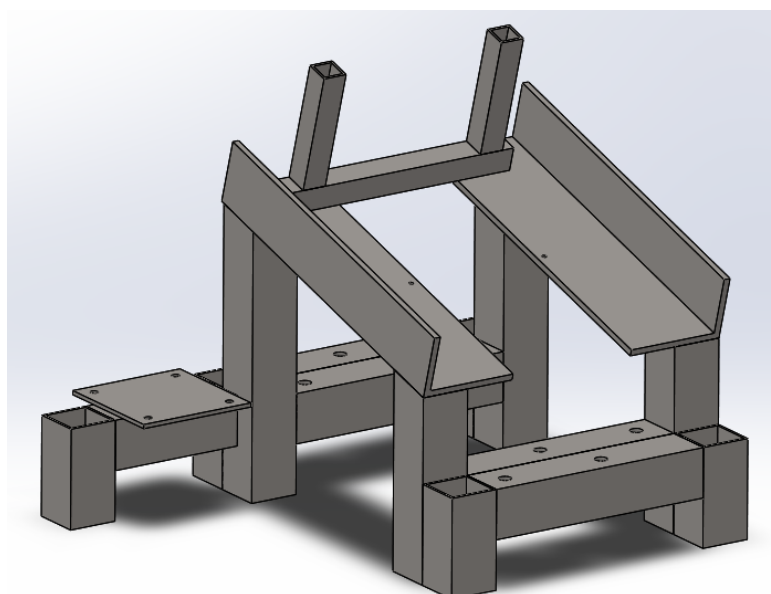


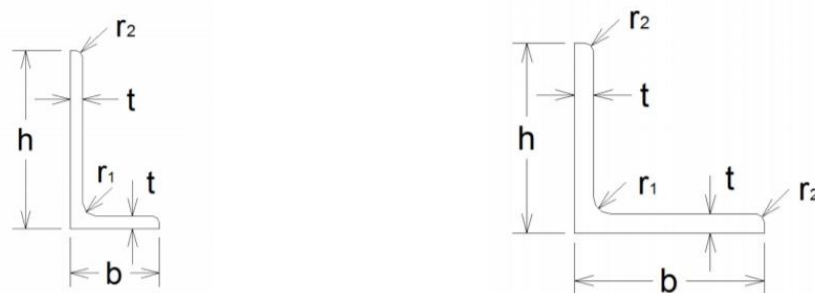
Figura 34 - Estrutura tubular de suporte

Esta estrutura, apesar de ter uma geometria complexa, é composta por múltiplas peças de formato simples, que são soldadas entre si para formar uma peça única. Os três tipos de componentes que formam esta estrutura são tubos de secção quadrada, cantoneiras e chapa.

Os tubos são utilizados maioritariamente como pés para suportar outros componentes. Estes têm secção quadrada de 60 mm de lado e 3 mm de espessura. Foram seleccionados estes tubos por serem baratos e de fácil aquisição.

A única exceção de tubos que não são utilizados como pés, são os tubos de secção 30 mm e 3 mm de espessura. Estes têm a função de fazer a ligação entre o contentor e as cantoneiras maiores da estrutura. A espessura destas pode ser reduzida, em comparação as anteriores, pois as forças que estes suportam são somente o peso do contentor e dos pinhões, e não o de todo o mecanismo como os tubos maiores.

Existem também dois tipos de cantoneiras na estrutura. As maiores de abas diferentes e as menores de abas iguais, de perfis mostrados na Figura 35.



Cantoneira de abas diferentes 112x72x8 mm

Cantoneira de abas iguais 60x60x7 mm

Figura 35 – Cantoneiras utilizadas

As menores têm como propósito suportar as chumaceiras permitindo que estas fiquem ligadas a si com o uso de parafusos. É necessário usar cantoneira, ao invés de tubos, porque os parafusos teriam de comprimir laterais diferentes deste, causando deformações que inviabilizam a ligação. É somente notar que uma das abas da cantoneira pode não ter as faces paralelas, obrigando a que se use um calço entre a porca e a cantoneira para garantir que a ligação aparafusada é estabelecida sem problemas.

As cantoneiras maiores, por outro lado, têm como propósito servir de apoio para o calibre e o contentor. Estas terão também um furo passante perto da borda da aba horizontal para posicionar o calibre.

Por último, a chapa tem o propósito de permitir a ligação aparafusada entre a estrutura e o motorreductor. A chapa é ligeiramente maior em largura do que o tubo a que esta soldada, garantindo assim que existe espaço para os parafusos, a Figura 36 exemplifica isto mesmo.

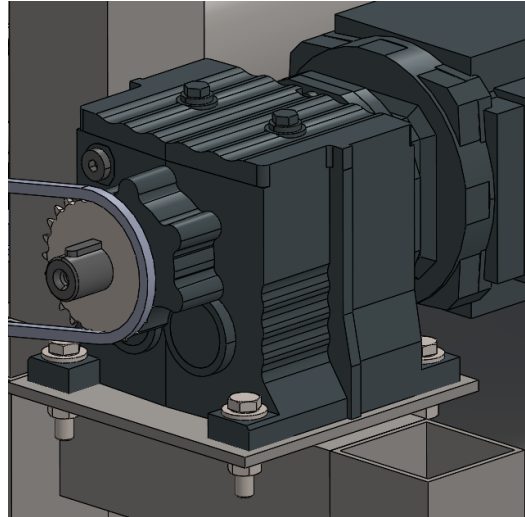


Figura 36 – Fixação entre o motorreductor e a estrutura de suporte

A estrutura de suporte, e conseqüentemente a máquina, terá cotas de atravancamento de  $625 \times 541 \times 514 \text{ mm}$ .

#### 4.10 Filtro

Depois de atravessarem os rolos, os detritos de casca dos pinhões vão encontrar-se misturados com o miolo destes. É, portanto, necessário proceder à separação dos mesmos.

Após consulta dos métodos discutidos no capítulo do Estado da Arte, o método que melhor se aplicava seria a filtragem através de uma rede. Simplesmente, era colocada uma rampa a  $30^\circ$  diretamente abaixo dos rolos, que conduzisse a mistura de cascas e miolo para uma rede e filtrasse os dois.

No entanto, durante o processo de quebra dos pinhões, levado a cabo durante os trabalhos experimentais, notou-se que as dimensões das cascas quebradas são muito variáveis entre si, como seria de esperar. Esta diversidade de tamanhos é crítica para o processo de filtragem pois implica que existem cascas maiores do que os miolos de pinhão, e outras notavelmente menores. A implicação direta deste fenómeno é a necessidade de se proceder a dois momentos de filtragem para separar completamente o miolo e a casca do pinhão.

Existem assim três possibilidades no que toca á filtragem.

1. Criar dois momentos distintos de filtragem no mecanismo, o que torna este mais dispendioso
2. Dimensionar apenas um momento de filtragem e separar o restante com o auxílio de um operário
3. Abdicar de um sistema dedicado à filtragem e fazer a separação de forma manual

Face ao problema identificado, e com o objetivo de reduzir os custos o mais possível, foi tomada a decisão de abdicar do processo de filtragem, pois este traria mais inconvenientes e despesas do que benefícios, não sendo assim justificável.

#### 4.11 Soldadura

Inúmeras peças da máquina concebida são soldadas entre si durante a montagem da mesma, um exemplo predominante desta decisão de projeto é a estrutura de suporte da máquina. As soldaduras terão, evidentemente, de ser tais que garantam a união dos componentes face aos esforços sentidos.

No entanto, c como já foi visto diversas vezes ao longo desta dissertação, os esforços gerados na máquina são de ordem muito reduzida. Como tal, as soldaduras necessárias para o funcionamento da máquina podem ser soldaduras por pontos.

Não obstante, se se provar mais fácil e exequível, não existe qualquer impedimento a cordões de soldadura de dimensões superiores. Qualquer soldadura extra que se leve a cabo irá aumentar a integridade e dificultar a falha das mesmas, ainda que seja redundante.

#### 4.12 Toleranciamento

Um assunto importante para garantir a montagem dos componentes da máquina é o toleranciamento. É desta forma que se garante que o veio pode ser montado com facilidade nos rolamentos, e que a polia fica fixa e roda de modo concordante com o veio em que assenta.

O toleranciamento é feito em todas as cotas funcionais. Ou seja, é apenas necessário toleranciar cotas de zonas das peças que vão estar em contacto com outras peças. Com isto em mente, o primeiro passo foi identificar as cotas funcionais da máquina.

Os pares de cotas funcionais identificados são as seguintes:

- a) Diâmetro interno dos rolamentos com o diâmetro dos veios de suporte
- b) Diâmetro do furo dos rolos com o diâmetro dos veios de suporte
- c) Diâmetro interno das engrenagens com o diâmetro dos veios de suporte
- d) Diâmetro interno das polias com o diâmetro do veio
- e) Largura das chavetas com o escatel
- f) Profundidade do escatel com a altura da chaveta

Algumas das cotas funcionais identificadas pertencem a peças que se irá adquirir a produtores externos, estando estas já toleranciadas. As tolerâncias dos componentes comprados apresentam-se no quadro seguinte

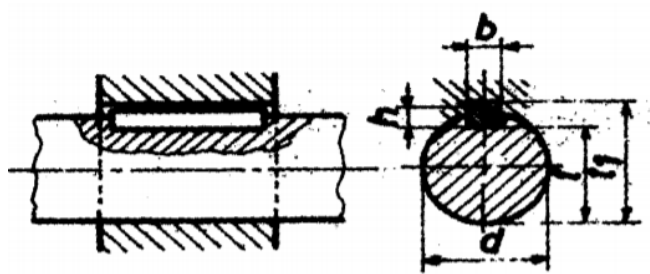
Peça	Cota Nominal [mm]	Tolerância	Cota com desvios
Rolamentos, diâmetro interno da manga de adaptação H205 da SKF	20	JS9	$20_{-26}^{+26}$
Engrenagens, diâmetro interno	20	H7	$20_0^{+18}$
Polias, diâmetro interno	20	H7	$20_0^{+18}$

Na plataforma online da SKF [12] é mencionada tolerância apropriada para os veios que ligassem à rolamentos com mangas de adaptação. Esta seria 20h9, ou seja  $20_{-52}^{+0} mm$ .

Esta tolerância resultaria num ajuste deslizante entre o veio e a engrenagem e a polia, de folgas máxima e mínima 70 e 0  $\mu m$ , respetivamente. Como a restrição do movimento destes com o veio é feito através do escatel, este ajuste é aceitável.

Como a união dos veios e rolos será atingida através do uso de pontos de soldadura, a folga entre estes pode também ser deslizante, facilitando assim a montagem. A cota do furo dos rolos será, portanto, 20H7.

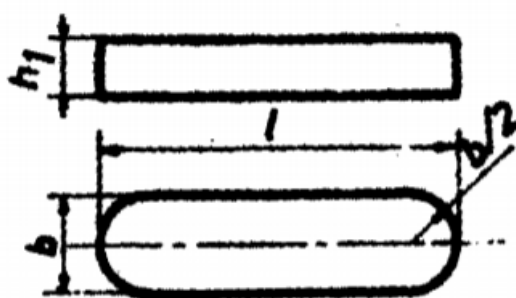
Por último, é necessário toleranciar as cotas referentes a chaveta e ao escatel. Para estas é recorrido o auxílio do livro “Desenho Técnico” do prof. Luís Veiga da Cunha [13]. Neste é possível identificar que, para o diâmetro de 20 mm do veio, as tolerâncias do escatel devem ser  $b = 6P9$  e  $t = 17.4_0^{+0.2}$  mm, sendo b e t relativos à Figura 37



**EM VEIOS CILÍNDRICOS 1**

**Figura 37 - Cotas de um escatel [11]**

Pode ainda ser tolernciado o comprimento da chaveta, l, como  $l = 14_{-0.2}^0$  mm, l é referente à Figura 38.



**TIPO A**

**Figura 38 - Cotas de uma chaveta normal**

Com isto, conclui-se o tolernciamento da máquina e seus componentes.

#### 4.13 Pequenas Melhorias

Por último, salienta-se que a máquina criada, apesar de cumprir os requisitos funcionais, pode ser melhorada. Um exemplo pormenor que poderia ser implementado é o uso de tampas de borracha para cobrir as extremidades dos tubos, prevenindo assim a entrada de qualquer sujidade.

Outro detalhe que poderia ser alterado é a saída do funil do recipiente. Seria interessante que este tivesse uma tampa que pudesse controlar o fluxo de pinhões que passa por este a cada instante.

Estas alterações são, no entanto, apenas melhorias de qualidade de vida e não afetam diretamente a prestação da máquina desenhada. Como tal, e com o requerimento de minimizar o custo, optou-se por deixar de parte estes detalhes.

Não obstante, se houver interesse, quem decidir adquirir a máquina pode fazer estas alterações sem qualquer complicação.





## Conclusão

A presente dissertação teve como principal objetivo a concepção de uma máquina que descasque pinhões e que possa ser adquirida a baixo custo, sendo assim adequada para pequenos produtores.

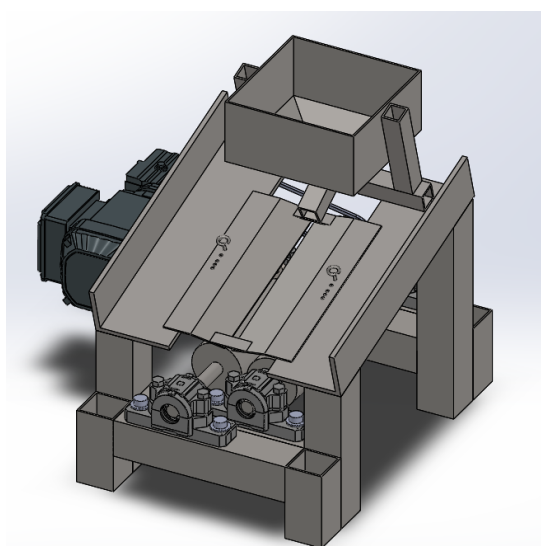
Como tal, o primeiro passo foi a pesquisa de soluções previas para o problema de quebrar a casca do pinhão. Esta pesquisa foi levada a cabo através da pesquisa de patentes. Esta incidiu maioritariamente na descoberta de procedimentos e técnicas utilizadas correntemente de quebrar a casca de frutos secos e em como fazê-lo de forma mais económica possível.

Em paralelo à pesquisa, foram executados trabalhos experimentais com o intuito de estudar e compreender o comportamento dos pinhões. Criaram-se condições e experiências que permitiram medir ou calcular propriedades como o coeficiente de atrito entre os pinhões e o aço, os valores de extensão que é necessário impor para quebrar os pinhões e a tensão provocada quando se quebra a casca do fruto. Estes resultados têm um impacto enorme no documento pois permitem calcular de forma mais exata aspetos relativos à máquina, como as tensões aplicadas em cada componente ou a posição de funcionamento que estes devem ter para possam executar devidamente a sua função.

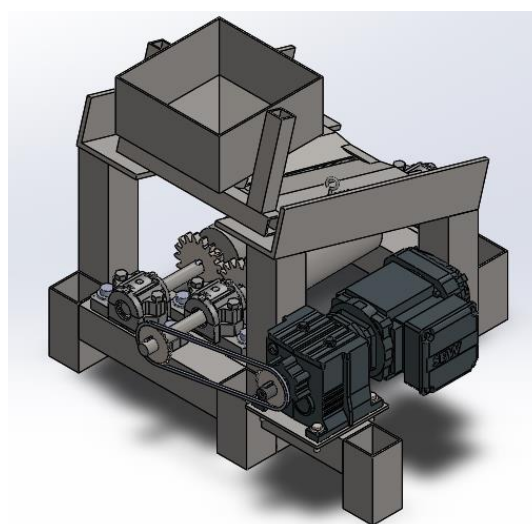
Após a conclusão da parte experimental e terem sido analisadas diversas patentes de componentes e mecanismos, procedeu-se à concepção da máquina e à execução dos cálculos necessários para garantir a integridade estrutural dos diversos componentes pensados. Este processo passou também pela consulta de catálogos para escolha de componentes como rolamentos, engrenagens e correntes.

Todo este trabalho culminou na criação de uma coleção de desenhos técnicos de componente da máquina e o conjunto destes, que estará ao dispor de qualquer pequeno produtor de pinhões, e pode ser usada para criar uma máquina que quebra a casca dos pinhões, deixando o miolo intacto.

A Figura 39 mostra a representação tridimensional da máquina criada.



Vista isométrica frontal da máquina



Vista isométrica traseira da máquina

**Figura 39 – Modelação tridimensional da máquina criada**

## Bibliografia

- [1] - Mercado da Pinha – síntese da campanha Dez de 2016-Mar de 2017, (2017), Unac - União da floresta mediterrânea. Disponível em: [http://www.apfc.pt/xms/files/Docs/Sintese\\_Campanha\\_da\\_Pinha\\_2016\\_2017.pdf](http://www.apfc.pt/xms/files/Docs/Sintese_Campanha_da_Pinha_2016_2017.pdf)
- [2] - Power, J. (1916), U.S. Patent No. 1,194,318. Washington, D.C.: United States Patent and Trademark Office.
- [3] – Mingang, X. (2006), Patente Chinesa No 2925118Y. Chinese National Intellectual Property Administration.
- [4] – Yucheng, Z. (2014), Patente Chinesa No 204191530U. Chinese National Intellectual Property Administration.
- [5] – Xiao, L., Shaohong, Z., Wei, L. (1989), Patente Chinesa No 2045934U. Chinese National Intellectual Property Administration.
- [6] - Vladimirovich, B., Borisovich, T., Dmitrievich, L., Vladimirovna, L., (2011), Patente Russa No 2463927C1. Federal Service for Intellectual Property (ROSPATENT), Ministry of Economic Development of the Russian Federation.
- [7] – Maksimov, E., Nikolaevich, N., Ivanovich, K., Nikolaevich, D., Vladimirovich, G., (2010), Patente Russa No 2440781C1. Federal Service for Intellectual Property (ROSPATENT), Ministry of Economic Development of the Russian Federation.
- [8] - Valerievich, B., Sergeevna, L., Nikolaevich, N., (2006), Patente Russa No 2316240C1. Federal Service for Intellectual Property (ROSPATENT), Ministry of Economic Development of the Russian Federation.

[9] – Byrdin, P., Vladimirovich, M., Sergeevna, K., (2009), Patente Russa No 2403829C1. Federal Service for Intellectual Property (ROSPATENT), Ministry of Economic Development of the Russian Federation.

[10] - McKenzie, W. M., & Karpovich, H. (1968). The frictional behaviour of wood. *Wood Science and Technology*, 2(2), 139–152. <https://doi.org/10.1007/BF00394962>

[11] – Renold. (2019). Transmission Chain Product Catalogue. Disponível em: <https://www.renold.com/media/165414/transmission-chain-ren1-eng-07-14.pdf>

[12] – SKF. (2019). Product data for adapter sleeves. Disponível em: <https://www.skf.com/us/products/bearings-units-housings/bearing-accessories/adapter-sleeves/product-data/index.html>

[13] – Cunha, Luís (2000), "Desenho Técnico" (16ª Edição), Av. De Berma, Lisboa, Fundação Calouste Gulbenkian.

## Anexos

### Resultados do teste de atrito

Ensaio	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Angulo de Atrito [°]	27	27	27	28	25	23	21	24	22	26	25

### Resultados dos testes de energia

Ensaio	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Altura [mm]	155	155	155	135	135	115	155	115	155	135

## Resultados das medições e ensaios de deformação

Dimensões [mm] ( $\pm 0,05$ mm)			Racha [S/N]	Comp. Inicial [ $10^{-2}$ mm]	Comp. Final [ $10^{-2}$ mm]	Variação [mm]	Podre [S/N]	Extensão	Deformação relativa [%]
Comprimento	Diametro maior	diametro menor							
15,60	10,20	6,80	N	45	154	1,09	N	0,16	16,0
17,70	9,60	6,90	N	88	208	1,2	N	0,17	17,4
18,50	9,90	7,40	N	157	269	1,12	N	0,15	15,1
17,10	9,10	7,60	N	64	151	0,87	N	0,11	11,4
16,00	10,30	7,60	N	76	221	1,45	N	0,19	19,1
18,10	8,60	7,70	N	85	175	0,9	N	0,12	11,7
18,60	10,10	7,70	N	37	168	1,31	N	0,17	17,0
17,60	8,40	7,80	N	107	237	1,3	N	0,17	16,7
18,20	9,00	7,90	N	110	207	0,97	N	0,12	12,3
18,70	9,20	7,90	N	200	295	0,95	N	0,12	12,0
19,00	9,60	7,90	N	118	260	1,42	N	0,18	18,0
18,50	10,20	7,90	N	74	208	1,34	N	0,17	17,0
18,00	9,50	8,00	N	80	218	1,38	N	0,17	17,3
20,30	9,30	8,10	N	267	397	1,3	N	0,16	16,0
17,90	9,80	8,10	N	93	214	1,21	N	0,15	14,9
17,70	11,50	8,10	N	133	238	1,05	N	0,13	13,0
16,40	12,00	8,20	N	97	242	1,45	N	0,18	17,7
20,30	10,80	8,30	N	63	191	1,28	N	0,15	15,4
19,60	12,80	8,30	N	41	195	1,54	N	0,19	18,6
17,10	11,10	8,50	N	267	413	1,46	N	0,17	17,2
18,30	9,85	8,60	N	67	191	1,24	N	0,14	14,4
20,20	12,20	8,70	N	227	386	1,59	N	0,18	18,3
18,40	9,00	8,80	N	210	290	0,8	N	0,09	9,1
17,20	10,60	9,00	N	160	376	2,16	N	0,24	24,0
18,40	9,70	9,30	N	190	353	1,63	N	0,18	17,5
20,60	11,60	9,30	N	215	398	1,83	N	0,20	19,7
20,00	10,40	9,40	N	193	309	1,16	N	0,12	12,3
18,80	9,50	6,70	N	30	149	1,19	N	0,18	17,8
18,15	11,15	6,80	N	16	301	2,85	N	0,42	41,9
18,60	9,00	7,00	N	272	482	2,1	N	0,30	30,0
18,80	9,50	7,00	N	268	518	2,5	N	0,36	35,7
17,40	11,10	7,50	N	107	283	1,76	N	0,23	23,5
17,00	7,50	7,60	N	128	296	1,68	N	0,22	22,1
18,60	8,00	7,60	N	100	238	1,38	N	0,18	18,2
18,90	9,00	7,70	N	75	209	1,34	N	0,17	17,4
17,50	10,20	7,80	N	101	263	1,62	N	0,21	20,8
16,50	11,70	7,90	N	117	308	1,91	N	0,24	24,2
18,80	9,70	8,00	N	150	303	1,53	N	0,19	19,1
17,40	10,60	8,00	N	73	215	1,42	N	0,18	17,8
16,10	9,60	8,10	N	93	289	1,96	N	0,24	24,2
19,00	10,70	9,10	N	142	415	2,73	N	0,30	30,0
16,70	11,20	9,20	N	217	479	2,62	N	0,28	28,5

Dimensões [mm] ( $\pm 0,05\text{mm}$ )			Racha [S/N]	Comp. Inicial [ $10^{-2}$ mm]	Comp. Final [ $10^{-2}$ mm]	Variação [mm]	Podre [S/N]	Extensão	Deformação relativa [%]
Comprimento	Diametro maior	diametro menor							
18,40	12,50	6,50	N	43	162	1,19	S	0,18	18,3
18,70	11,10	6,80	N	36	209	1,73	S	0,25	25,4
16,75	9,60	6,90	N	86	229	1,43	S	0,21	20,7
14,60	10,90	6,90	N	25	157	1,32	S	0,19	19,1
16,00	8,90	7,20	N	105	446	3,41	S	0,47	47,4
18,60	9,00	7,20	N	118	227	1,09	S	0,15	15,1
18,90	9,10	7,20	N	145	285	1,4	S	0,19	19,4
17,70	9,40	7,20	N	107	254	1,47	S	0,20	20,4
19,20	9,00	7,30	N	120	234	1,14	S	0,16	15,6
17,30	10,00	7,30	N	137	289	1,52	S	0,21	20,8
18,55	10,50	7,30	N	126	288	1,62	S	0,22	22,2
18,00	9,30	7,40	N	166	317	1,51	S	0,20	20,4
18,80	9,60	7,40	N	157	253	0,96	S	0,13	13,0
17,60	11,20	7,40	N	77	116	0,39	S	0,05	5,3
18,40	8,20	7,50	N	90	190	1	S	0,13	13,3
17,90	8,00	7,60	N	103	239	1,36	S	0,18	17,9
18,90	9,50	7,60	N	122	259	1,37	S	0,18	18,0
17,90	8,10	7,70	N	124	263	1,39	S	0,18	18,1
17,40	8,40	7,80	N	91	255	1,64	S	0,21	21,0
17,20	10,80	7,80	N	132	253	1,21	S	0,16	15,5
14,55	8,85	7,90	N	92	149	0,57	S	0,07	7,2
17,50	9,20	7,90	N	87	222	1,35	S	0,17	17,1
17,90	9,80	7,90	N	117	227	1,1	S	0,14	13,9
17,20	11,90	7,90	N	180	383	2,03	S	0,26	25,7
17,40	9,20	8,00	N	301	400	0,99	S	0,12	12,4
17,80	11,20	8,00	N	254	412	1,58	S	0,20	19,8
18,90	9,20	8,10	N	268	401	1,33	S	0,16	16,4
18,90	10,20	8,10	N	101	249	1,48	S	0,18	18,3
18,00	10,80	8,10	N	102	217	1,15	S	0,14	14,2
19,30	9,00	8,20	N	94	225	1,31	S	0,16	16,0
19,90	9,90	8,20	N	91	220	1,29	S	0,16	15,7
17,30	10,00	8,20	N	77	242	1,65	S	0,20	20,1
17,50	10,40	8,20	N	81	236	1,55	S	0,19	18,9
17,90	8,60	8,30	N	87	183	0,96	S	0,12	11,6
17,00	10,70	8,40	N	99	253	1,54	S	0,18	18,3
16,80	9,40	8,50	N	81	218	1,37	S	0,16	16,1
18,20	9,80	8,60	N	45	196	1,51	S	0,18	17,6
17,20	9,90	8,70	N	220	365	1,45	S	0,17	16,7
17,70	10,20	8,80	N	191	351	1,6	S	0,18	18,2
16,70	10,00	9,30	N	205	367	1,62	S	0,17	17,4
16,10	10,50	6,90	S	26	145	1,19	N	0,17	17,2
17,20	10,50	7,10	S	11	78	0,67	N	0,09	9,4
18,45	10,90	7,40	S	160	244	0,84	N	0,11	11,4

Dimensões [mm] ( $\pm 0,05$ mm)			Racha [S/N]	Comp. Inicial [ $10^{-2}$ mm]	Comp. Final [ $10^{-2}$ mm]	Variação [mm]	Podre [S/N]	Extensão	Deformação relativa [%]
Comprimento	Diametro maior	diametro menor							
18,60	10,70	7,60	S	149	265	1,16	N	0,15	15,3
17,90	11,80	7,65	S	73	179	1,06	N	0,14	13,9
16,40	8,30	7,70	S	116	233	1,17	N	0,15	15,2
19,30	11,10	7,80	S	132	255	1,23	N	0,16	15,8
19,10	9,20	7,90	S	97	190	0,93	N	0,12	11,8
17,20	9,15	8,00	S	65	189	1,24	N	0,16	15,5
15,80	9,80	8,40	S	83	209	1,26	N	0,15	15,0
16,60	9,70	8,50	S	46	202	1,56	N	0,18	18,4
15,00	9,20	8,55	S	81	200	1,19	N	0,14	13,9
17,70	10,10	8,60	S	65	199	1,34	N	0,16	15,6
20,00	8,80	8,70	S	68	155	0,87	N	0,10	10,0
16,60	10,30	8,95	S	199	341	1,42	N	0,16	15,9
17,30	11,30	9,40	S	171	311	1,4	N	0,15	14,9
14,45	10,20	7,10	S	187	314	1,27	N	0,18	17,9
16,60	9,85	7,35	S	130	313	1,83	N	0,25	24,9
19,30	8,90	7,70	S	116	289	1,73	N	0,22	22,5
18,60	9,30	8,00	S	286	428	1,42	N	0,18	17,8
16,55	10,30	8,00	S	159	416	2,57	N	0,32	32,1
17,75	8,55	8,10	S	152	348	1,96	N	0,24	24,2
18,90	10,75	8,30	S	95	212	1,17	N	0,14	14,1
16,20	9,60	6,15	S	19	74	0,55	S	0,09	8,9
18,50	11,00	6,20	S	73	99	0,26	S	0,04	4,2
18,10	9,40	6,30	S	58	198	1,4	S	0,22	22,2
18,80	9,40	6,30	S	8	137	1,29	S	0,20	20,5
17,00	11,00	6,50	S	40	131	0,91	S	0,14	14,0
18,70	11,70	6,50	S	40	180	1,4	S	0,22	21,5
13,00	9,30	6,75	S	61	180	1,19	S	0,18	17,6
15,10	10,30	6,80	S	35	126	0,91	S	0,13	13,4
16,80	10,30	6,80	S	6	270	2,64	S	0,39	38,8
14,15	8,60	6,85	S	11	134	1,23	S	0,18	18,0
16,30	9,00	6,90	S	12	122	1,1	S	0,16	15,9
16,30	7,70	7,00	S	258	382	1,24	S	0,18	17,7
18,30	8,80	7,00	S	283	382	0,99	S	0,14	14,1
17,80	9,00	7,00	S	242	505	2,63	S	0,38	37,6
16,20	10,50	7,00	S	278	470	1,92	S	0,27	27,4
18,60	11,00	7,00	S	273	419	1,46	S	0,21	20,9
17,00	12,00	7,00	S	244	369	1,25	S	0,18	17,9
18,40	12,30	7,00	S	278	363	0,85	S	0,12	12,1
14,60	7,90	7,10	S	290	461	1,71	S	0,24	24,1
16,10	8,80	7,10	S	177	277	1	S	0,14	14,1
19,20	10,00	7,10	S	118	244	1,26	S	0,18	17,7
16,00	8,00	7,20	S	178	306	1,28	S	0,18	17,8
18,10	9,65	7,20	S	141	279	1,38	S	0,19	19,2

Dimensões [mm] ( $\pm 0,05\text{mm}$ )			Racha [S/N]	Comp. Inicial [ $10^{-2}$ mm]	Comp. Final [ $10^{-2}$ mm]	Variação [mm]	Podre [S/N]	Extensão	Deformação relativa [%]
Comprimento	Diametro maior	diametro menor							
18,60	10,10	7,20	S	171	362	1,91	S	0,27	26,5
16,30	10,40	7,20	S	173	338	1,65	S	0,23	22,9
16,50	10,50	7,20	S	171	330	1,59	S	0,22	22,1
20,30	10,50	7,20	S	133	302	1,69	S	0,23	23,5
17,40	10,80	7,20	S	391	533	1,42	S	0,20	19,7
14,60	8,20	7,30	S	156	236	0,8	S	0,11	11,0
17,60	8,90	7,30	S	177	269	0,92	S	0,13	12,6
18,40	9,20	7,30	S	169	258	0,89	S	0,12	12,2
15,25	9,60	7,30	S	178	299	1,21	S	0,17	16,6
17,60	10,10	7,30	S	162	270	1,08	S	0,15	14,8
12,70	10,60	7,30	S	146	296	1,5	S	0,21	20,5
13,90	8,20	7,35	S	148	261	1,13	S	0,15	15,4
16,70	11,20	7,35	S	163	258	0,95	S	0,13	12,9
14,90	8,30	7,40	S	163	261	0,98	S	0,13	13,2
18,80	8,80	7,40	S	156	288	1,32	S	0,18	17,8
16,35	9,00	7,40	S	154	315	1,61	S	0,22	21,8
18,80	9,20	7,40	S	148	341	1,93	S	0,26	26,1
17,55	9,30	7,40	S	142	346	2,04	S	0,28	27,6
17,70	9,50	7,40	S	122	257	1,35	S	0,18	18,2
15,10	9,60	7,40	S	137	257	1,2	S	0,16	16,2
18,90	9,90	7,40	S	89	254	1,65	S	0,22	22,3
18,50	10,00	7,40	S	78	289	2,11	S	0,29	28,5
19,10	11,80	7,40	S	136	297	1,61	S	0,22	21,8
15,05	9,60	7,45	S	129	300	1,71	S	0,23	23,0
19,40	8,20	7,50	S	150	359	2,09	S	0,28	27,9
17,60	8,70	7,50	S	150	259	1,09	S	0,15	14,5
15,90	8,80	7,50	S	42	259	2,17	S	0,29	28,9
19,00	8,80	7,50	S	120	273	1,53	S	0,20	20,4
15,00	9,00	7,50	S	129	328	1,99	S	0,27	26,5
17,10	9,10	7,50	S	150	320	1,7	S	0,23	22,7
16,25	9,20	7,50	S	146	282	1,36	S	0,18	18,1
15,00	9,55	7,50	S	127	263	1,36	S	0,18	18,1
17,70	10,20	7,50	S	100	227	1,27	S	0,17	16,9
16,00	9,00	7,55	S	135	387	2,52	S	0,33	33,4
17,90	8,20	7,60	S	101	273	1,72	S	0,23	22,6
17,00	8,30	7,60	S	135	246	1,11	S	0,15	14,6
19,10	8,50	7,60	S	135	216	0,81	S	0,11	10,7
18,30	9,20	7,60	S	60	156	0,96	S	0,13	12,6
15,90	9,30	7,60	S	73	213	1,4	S	0,18	18,4
17,90	9,40	7,60	S	69	241	1,72	S	0,23	22,6
18,00	9,50	7,60	S	125	259	1,34	S	0,18	17,6
15,40	9,60	7,60	S	66	214	1,48	S	0,19	19,5
19,40	9,80	7,60	S	72	192	1,2	S	0,16	15,8

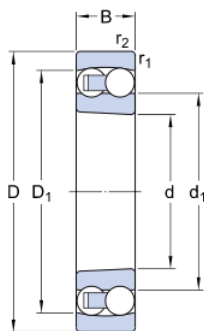
Dimensões [mm] ( $\pm 0,05$ mm)			Racha [S/N]	Comp. Inicial [ $10^{-2}$ mm]	Comp. Final [ $10^{-2}$ mm]	Variação [mm]	Podre [S/N]	Extensão	Deformação relativa [%]
Comprimento	Diametro maior	diametro menor							
19,40	10,00	7,60	S	130	257	1,27	S	0,17	16,7
17,50	10,60	7,60	S	124	287	1,63	S	0,21	21,4
17,30	10,90	7,60	S	70	183	1,13	S	0,15	14,9
19,00	8,90	7,70	S	77	206	1,29	S	0,17	16,8
18,80	9,00	7,70	S	135	297	1,62	S	0,21	21,0
18,80	9,40	7,70	S	85	307	2,22	S	0,29	28,8
17,60	9,45	7,70	S	126	264	1,38	S	0,18	17,9
17,30	9,50	7,70	S	115	294	1,79	S	0,23	23,2
20,20	9,60	7,70	S	118	236	1,18	S	0,15	15,3
20,30	9,60	7,70	S	128	283	1,55	S	0,20	20,1
17,60	9,80	7,70	S	119	265	1,46	S	0,19	19,0
18,00	9,90	7,70	S	116	255	1,39	S	0,18	18,1
18,70	10,20	7,70	S	124	269	1,45	S	0,19	18,8
14,15	10,45	7,70	S	117	237	1,2	S	0,16	15,6
17,10	10,90	7,70	S	129	270	1,41	S	0,18	18,3
16,50	11,70	7,70	S	138	281	1,43	S	0,19	18,6
15,70	8,90	7,80	S	121	249	1,28	S	0,16	16,4
16,70	9,00	7,80	S	139	260	1,21	S	0,16	15,5
17,30	9,10	7,80	S	118	258	1,4	S	0,18	17,9
18,90	9,60	7,80	S	106	252	1,46	S	0,19	18,7
19,20	9,80	7,80	S	125	254	1,29	S	0,17	16,5
18,80	9,90	7,80	S	163	263	1	S	0,13	12,8
19,20	10,10	7,80	S	119	261	1,42	S	0,18	18,2
17,90	10,20	7,80	S	137	235	0,98	S	0,13	12,6
17,80	10,30	7,80	S	105	231	1,26	S	0,16	16,2
17,60	10,60	7,80	S	128	231	1,03	S	0,13	13,2
17,50	10,70	7,80	S	128	280	1,52	S	0,19	19,5
15,00	8,50	7,90	S	120	228	1,08	S	0,14	13,7
17,80	8,60	7,90	S	63	247	1,84	S	0,23	23,3
16,70	9,00	7,90	S	93	211	1,18	S	0,15	14,9
14,30	9,30	7,90	S	116	247	1,31	S	0,17	16,6
17,20	9,60	7,90	S	112	262	1,5	S	0,19	19,0
19,90	9,75	7,90	S	116	248	1,32	S	0,17	16,7
17,80	10,10	7,90	S	116	210	0,94	S	0,12	11,9
18,10	10,30	7,90	S	124	273	1,49	S	0,19	18,9
16,10	8,10	8,00	S	146	254	1,08	S	0,14	13,5
19,60	8,60	8,00	S	304	373	0,69	S	0,09	8,6
18,10	9,00	8,00	S	294	398	1,04	S	0,13	13,0
17,40	9,20	8,00	S	144	304	1,6	S	0,20	20,0
16,70	9,40	8,00	S	256	385	1,29	S	0,16	16,1
17,40	9,40	8,00	S	125	279	1,54	S	0,19	19,3
17,70	9,40	8,00	S	273	385	1,12	S	0,14	14,0
18,70	9,40	8,00	S	104	217	1,13	S	0,14	14,1

Dimensões [mm] ( $\pm 0,05$ mm)			Racha [S/N]	Comp. Inicial [10 <sup>-2</sup> mm]	Comp. Final [10 <sup>-2</sup> mm]	Variação [mm]	Podre [S/N]	Extensão	Deformação relativa [%]
Comprimento	Diametro maior	diametro menor							
14,55	9,45	8,00	S	30	167	1,37	S	0,17	17,1
16,90	9,70	8,00	S	255	387	1,32	S	0,17	16,5
14,65	9,90	8,00	S	140	300	1,6	S	0,20	20,0
17,20	9,95	8,00	S	158	287	1,29	S	0,16	16,1
18,60	10,10	8,00	S	115	293	1,78	S	0,22	22,3
19,50	10,40	8,00	S	266	387	1,21	S	0,15	15,1
16,30	10,85	8,00	S	159	221	0,62	S	0,08	7,8
17,10	11,40	8,00	S	290	412	1,22	S	0,15	15,3
16,40	11,50	8,00	S	265	364	0,99	S	0,12	12,4
18,60	11,75	8,00	S	154	337	1,83	S	0,23	22,9
16,15	9,35	8,05	S	143	278	1,35	S	0,17	16,8
17,65	12,80	8,05	S	146	306	1,6	S	0,20	19,9
17,30	8,60	8,10	S	286	456	1,7	S	0,21	21,0
18,60	8,60	8,10	S	257	381	1,24	S	0,15	15,3
18,40	9,20	8,10	S	246	396	1,5	S	0,19	18,5
19,20	9,30	8,10	S	282	413	1,31	S	0,16	16,2
18,00	9,50	8,10	S	114	255	1,41	S	0,17	17,4
16,70	9,80	8,10	S	122	253	1,31	S	0,16	16,2
18,50	10,10	8,10	S	119	283	1,64	S	0,20	20,2
18,15	10,30	8,10	S	136	307	1,71	S	0,21	21,1
19,20	10,50	8,10	S	103	253	1,5	S	0,19	18,5
18,30	11,10	8,10	S	93	275	1,82	S	0,22	22,5
19,30	11,50	8,10	S	114	228	1,14	S	0,14	14,1
19,00	11,70	8,10	S	94	279	1,85	S	0,23	22,8
16,10	9,50	8,15	S	148	369	2,21	S	0,27	27,1
15,95	8,90	8,20	S	119	202	0,83	S	0,10	10,1
15,40	8,95	8,20	S	124	227	1,03	S	0,13	12,6
17,50	9,00	8,20	S	143	249	1,06	S	0,13	12,9
18,80	9,10	8,20	S	107	202	0,95	S	0,12	11,6
18,40	9,30	8,20	S	124	271	1,47	S	0,18	17,9
17,50	9,40	8,20	S	90	230	1,4	S	0,17	17,1
17,80	9,60	8,20	S	104	248	1,44	S	0,18	17,6
19,30	9,70	8,20	S	125	240	1,15	S	0,14	14,0
19,40	9,70	8,20	S	107	227	1,2	S	0,15	14,6
13,55	10,30	8,20	S	130	243	1,13	S	0,14	13,8
17,50	10,60	8,20	S	109	246	1,37	S	0,17	16,7
16,40	10,70	8,20	S	109	210	1,01	S	0,12	12,3
19,30	10,80	8,20	S	97	244	1,47	S	0,18	17,9
18,90	11,30	8,20	S	84	205	1,21	S	0,15	14,8
17,50	11,40	8,20	S	101	265	1,64	S	0,20	20,0
20,10	12,50	8,20	S	106	238	1,32	S	0,16	16,1
15,30	9,80	8,25	S	112	219	1,07	S	0,13	13,0
17,65	10,20	8,25	S	105	320	2,15	S	0,26	26,1

Dimensões [mm] ( $\pm 0,05$ mm)			Racha [S/N]	Comp. Inicial [ $10^{-2}$ mm]	Comp. Final [ $10^{-2}$ mm]	Variação [mm]	Podre [S/N]	Extensão	Deformação relativa [%]
Comprimento	Diametro maior	diametro menor							
15,85	10,75	8,25	S	116	219	1,03	S	0,12	12,5
16,80	8,60	8,30	S	110	512	4,02	S	0,48	48,4
19,00	9,30	8,30	S	123	284	1,61	S	0,19	19,4
18,40	10,00	8,30	S	98	249	1,51	S	0,18	18,2
19,00	10,00	8,30	S	113	291	1,78	S	0,21	21,4
17,60	11,00	8,30	S	102	204	1,02	S	0,12	12,3
16,20	11,20	8,30	S	94	223	1,29	S	0,16	15,5
18,80	13,20	8,30	S	100	203	1,03	S	0,12	12,4
17,30	9,00	8,40	S	85	231	1,46	S	0,17	17,4
18,60	9,10	8,40	S	69	238	1,69	S	0,20	20,1
17,80	9,90	8,40	S	75	289	2,14	S	0,25	25,5
18,20	10,40	8,40	S	78	319	2,41	S	0,29	28,7
16,90	10,70	8,40	S	67	195	1,28	S	0,15	15,2
18,60	10,70	8,40	S	70	203	1,33	S	0,16	15,8
16,00	11,30	8,40	S	81	186	1,05	S	0,13	12,5
16,65	9,20	8,45	S	86	184	0,98	S	0,12	11,6
18,60	10,20	8,50	S	40	206	1,66	S	0,20	19,5
16,60	9,20	8,55	S	65	205	1,4	S	0,16	16,4
14,05	9,30	8,55	S	88	222	1,34	S	0,16	15,7
15,90	9,60	8,55	S	51	179	1,28	S	0,15	15,0
17,10	11,35	8,55	S	84	215	1,31	S	0,15	15,3
19,60	9,20	8,60	S	36	188	1,52	S	0,18	17,7
19,50	9,30	8,60	S	76	258	1,82	S	0,21	21,2
16,20	9,50	8,60	S	59	263	2,04	S	0,24	23,7
19,50	9,80	8,60	S	86	207	1,21	S	0,14	14,1
18,55	9,95	8,60	S	63	220	1,57	S	0,18	18,3
15,80	10,40	8,60	S	79	215	1,36	S	0,16	15,8
16,90	10,50	8,60	S	87	214	1,27	S	0,15	14,8
17,50	9,10	8,70	S	327	412	0,85	S	0,10	9,8
14,90	9,85	8,70	S	222	330	1,08	S	0,12	12,4
18,50	10,10	8,70	S	249	365	1,16	S	0,13	13,3
16,90	10,20	8,70	S	218	362	1,44	S	0,17	16,6
14,00	10,30	8,70	S	221	367	1,46	S	0,17	16,8
16,00	10,70	8,70	S	286	438	1,52	S	0,17	17,5
17,60	10,80	8,70	S	258	358	1	S	0,11	11,5
18,20	9,40	8,80	S	78	212	1,34	S	0,15	15,2
18,00	9,60	8,80	S	236	375	1,39	S	0,16	15,8
15,10	9,90	8,80	S	36	135	0,99	S	0,11	11,3
18,60	9,90	8,80	S	205	322	1,17	S	0,13	13,3
19,20	10,00	8,80	S	192	380	1,88	S	0,21	21,4
19,40	10,20	8,80	S	40	172	1,32	S	0,15	15,0
15,25	9,60	8,90	S	247	359	1,12	S	0,13	12,6
18,60	9,70	8,90	S	215	293	0,78	S	0,09	8,8

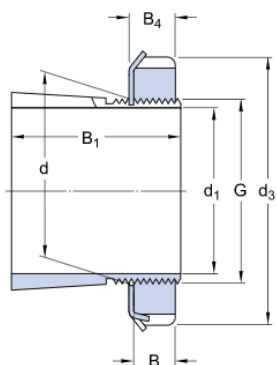
Dimensões [mm] ( $\pm 0,05\text{mm}$ )			Racha [S/N]	Comp. Inicial [ $10^{-2}$ mm]	Comp. Final [ $10^{-2}$ mm]	Variação [mm]	Podre [S/N]	Extensão	Deformação relativa [%]
Comprimento	Diametro maior	diametro menor							
17,00	10,80	8,90	S	50	178	1,28	S	0,14	14,4
19,30	12,80	8,90	S	210	369	1,59	S	0,18	17,9
15,50	10,00	9,00	S	25	158	1,33	S	0,15	14,8
16,15	10,80	9,00	S	199	335	1,36	S	0,15	15,1
17,70	10,00	9,10	S	191	330	1,39	S	0,15	15,3
18,80	10,30	9,10	S	194	342	1,48	S	0,16	16,3
17,00	12,50	9,10	S	155	295	1,4	S	0,15	15,4
19,80	9,80	9,20	S	185	363	1,78	S	0,19	19,3
17,80	10,30	9,20	S	206	317	1,11	S	0,12	12,1
17,50	10,40	9,20	S	207	324	1,17	S	0,13	12,7
19,40	10,80	9,20	S	211	407	1,96	S	0,21	21,3
19,00	11,80	9,20	S	241	344	1,03	S	0,11	11,2
19,60	11,90	9,30	S	198	325	1,27	S	0,14	13,7
17,50	10,00	9,40	S	182	302	1,2	S	0,13	12,8
17,50	11,90	9,40	S	172	311	1,39	S	0,15	14,8
15,90	10,55	9,50	S	244	339	0,95	S	0,10	10,0
17,10	11,20	9,50	S	178	287	1,09	S	0,11	11,5
15,90	11,50	9,70	S	156	204	0,48	S	0,05	4,9
17,50	11,20	9,90	S	58	219	1,61	S	0,16	16,3

## Rolamento e Chumaceira escolhidos

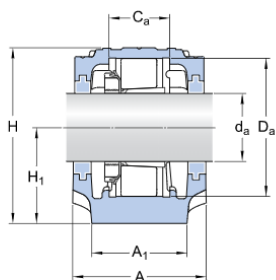


d	25	mm
D	52	mm
B	15	mm
d <sub>1</sub>	≈ 33.3	mm
D <sub>1</sub>	≈ 44.6	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1	mm

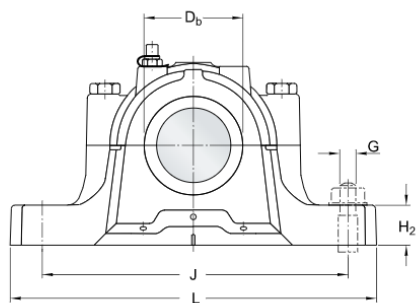
Tapered bore, taper 1:12



$d_1$	20	mm
$d$	25	mm
$d_3$	38	mm
$B_1$	26	mm
$B$	7	mm
$B_4$	8	mm
$G$	M 25x1.5	



$d_a$	20	mm
$C_a$	25	mm
$D_a$	52	mm
$D_b$	31.5	mm
$A$	67	mm
$A_1$	46	mm
$H$	74	mm
$H_1$	40	mm
$H_2$	19	mm
$J$	130	mm
$L$	165	mm
$N$	20	mm
$N_1$	15	mm

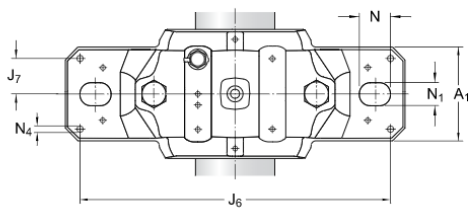


#### Dowel pins

$J_6$	152	mm
$J_7$	16	mm
$N_4$	max. 5	mm

#### Seal dimensions

$A_{2L}$	80	mm
----------	----	----



Motoredutor escolhido

$P_m = 0.25 \text{ kW}$												
$n_3$ min <sup>-1</sup>	$M_3$ Nm	$i$	$F_{Ra}^{(1)}$ N	SEW $f_b$								
17	144	84.78	3160	0.90								
19	126	74.11	3640	1.05								
20	118	69.47	3850	1.10								
23	104	61.30	4030	1.25								
25	95	55.87	4010	1.35								
29	82	48.17	3860	1.60	R	27	DRN	71MS4	9.8	330		
31	76	44.90	3790	1.70	RF	27	DRN	71MS4	9.8	331		
36	67	39.25	3650	1.95								
38	63	36.79	3590	2.1								
43	55	32.47	3460	2.4								
49	49	28.78	3350	2.7								
57	42	24.47	3200	3.1								
50	48	28.37	3340	2.7								
54	44	26.09	3260	2.9								
63	38	22.32	3110	3.4								
73	33	19.35	2980	4.0								
78	31	18.08	2920	4.2								
90	27	15.63	2800	4.9								
106	23	13.28*	2660	5.8								
118	20	11.86	2570	6.4								
139	17	10.13	2450	7.1	R	27	DRN	71MS4	9.6	330		
149	16	9.41	2380	7.6	RF	27	DRN	71MS4	9.5	331		
172	14	8.16	2280	8.4								
184	13	7.63*	2230	8.6								
213	11	6.59	2130	9.5								
251	9.5	5.60*	2020	10								
281	8.5	5.00*	1950	11								
329	7.3	4.27	1860	12								
351	6.8	4.00*	1820	13								
417	5.7	3.37	1720	14								
24	97	57.35	890	0.85								
26	91	53.76	1350	0.95								
30	81	47.44	2030	1.05								
32	75	44.18	2220	1.15								
36	66	38.61	2170	1.30	R	17	DRN	71MS4	9.4	327		
39	62	36.20	2140	1.40	RF	17	DRN	71MS4	9.4	328		
44	54	31.94	2090	1.55								
50	48	28.32	2040	1.75								
58	41	24.07	1960	2.1								

Engrenagens escolhidas

Catalog Number	Module	No. of teeth	Shape	Bore		Pitch dia.		Outside dia.		Face width		Allowable torque (N·m)		Allowable torque (kgf·m)		Backlash (mm)	Weight (kg)
				A <sub>H7</sub>	C	D	E	Bending strength	Surface durability	Bending strength	Surface durability						
SSA4-15	H	15	S5	20	60	68	40	40	236	12.8	24.1	1.30	0.18~0.38	0.79			
SSA4-18	H	18			72	80			314	19.2	32.0	1.96		1.18			
SSA4-20	H	20			80	88			368	24.3	37.5	2.48		1.48			
SSA4-24	H	24			96	104			478	36.4	48.8	3.72		2.17			
SSA4-25	H	25			100	108			506	39.9	51.6	4.07		2.37			
SSA4-28	H	28		25	30	112	120	40	40	591	50.6	60.3	5.16	0.20~0.44	2.94		
SSA4-30	H	30				120	128			649	58.7	66.2	5.98		3.40		
SSA4-32	H	32				128	136			707	67.4	72.1	6.87		3.89		
SSA4-35	H	35				140	148			795	81.6	81.1	8.32		4.68		
SSA4-36	H	36				144	152			825	86.7	84.1	8.84		4.96		
SSA4-40	H	40		20	20	160	168	40	40	943	109	96.2	11.1	0.24~0.52	6.09		
SSA4-45	H	45				180	188			1090	139	112	14.2		7.77		
SSA4-48	H	48				192	200			987	133	101	13.6		8.87		
SSA4-50	H	50				200	208			1040	146	106	14.8		9.64		
SSA4-55	H	55				220	228			1160	179	119	18.2		11.7		
SSA4-56	H	56	224	232	1190	186	121	18.9	12.2								
SSA4-60	H	60	240	248	1290	215	132	22.0	14.0								
SSA5-15	H	15	S5	20	75	85	50	50	462	25.5	47.1	2.60	0.20~0.44	1.61			
SSA5-18	H	18			90	100			614	38.4	62.6	3.92		2.37			
SSA5-20	H	20			100	110			718	48.6	73.3	4.96		2.93			
SSA5-24	H	24			120	130			934	73.0	95.2	7.45		4.29			
SSA5-25	H	25			125	135			989	80.0	101	8.16		4.67			
SSA5-28	H	28		25	30	140	150	50	50	1160	102	118	10.4	0.24~0.50	5.85		
SSA5-30	H	30				150	160			1270	118	129	12.1		6.74		
SSA5-32	H	32				160	170			1380	136	141	13.8		7.70		
SSA5-35	H	35				175	185			1550	164	158	16.7		9.25		
SSA5-36	H	36				180	190			1610	174	164	17.8		9.80		

## Correntes e Polias

Chain Ref.		Technical Details (mm)												
Renold Chain No.	ISO Ref.	Pitch (inch)	Pitch (mm)	Inside Width	Roller Diam.	Plate Height	Plate Width Inner	Plate Width Outer	Pin Diam.	Pin Length	Conn. Link Extension	Transverse Pitch	ISO606 Tensile Strength (NEWTONS)	Weight kg/m
					MIN	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	MAX	NOM	MIN	

### European (BS) Standard - Simplex

		A	A	B	C	D	E	F	G	H1	I	K		
SD05B-1	05B-1	-	8.000	3.00	5.00	7.11	0.75	0.75	2.31	8.0	8.9	-	4400	0.20
SD06B-1*	06B-1	0.375	9.525	5.72	6.35	8.20	1.25	1.00	3.28	13.2	14.2	-	8900	0.41
SD08B-1	08B-1	0.500	12.700	7.75	8.51	11.80	1.50	1.50	4.45	16.7	18.0	-	17800	0.69
SD10B-1	10B-1	0.625	15.875	9.65	10.16	14.70	1.65	1.65	5.08	19.6	21.0	-	22200	0.96
SD12B-1	12B-1	0.750	19.050	11.68	12.07	16.10	1.80	1.80	5.72	22.5	24.0	-	28900	1.22
SD16B-1	16B-1	1.000	25.400	17.02	15.88	21.05	4.00	3.20	8.28	36.0	37.2	-	60000	2.80
SD20B-1	20B-1	1.250	31.750	19.56	19.05	26.30	4.50	3.50	10.19	41.1	44.7	-	95000	3.85
SD24B-1	24B-1	1.500	38.100	25.40	25.40	33.30	6.00	5.20	14.63	53.3	57.5	-	160000	7.45
SD28B-1	28B-1	1.750	44.450	30.99	27.94	36.90	7.40	6.40	15.90	64.8	69.5	-	200000	9.35
SD32B-1	32B-1	2.000	50.800	30.99	29.21	42.10	7.10	6.40	17.81	66.2	71.0	-	250000	10.10

Technical Details (mm)			Simplex				
No. of Teeth	PCD	Top Diam.	Part No.	Bore	Bore	Boss Diam.	Dist. Thro.
				MIN	MAX		

### Plain Bore - steel

	A	C		D	D	E	F
11	33.80	37.5	06B1/11T	8.0	14.0	22.0	25.0
12	36.80	40.5	06B1/12T	8.0	16.0	25.0	25.0
13	39.80	43.5	06B1/13T	10.0	16.0	28.0	25.0
14	42.80	46.5	06B1/14T	10.0	20.0	31.0	25.0
15	45.81	49.5	06B1/15T	10.0	22.0	34.0	25.0
16	48.82	52.5	06B1/16T	10.0	22.0	37.0	28.0
17	51.83	55.5	06B1/17T	10.0	25.0	40.0	28.0
18	54.85	58.6	06B1/18T	10.0	25.0	43.0	28.0
19	57.87	61.6	06B1/19T	10.0	28.0	45.0	28.0
20	60.89	64.6	06B1/20T	10.0	30.0	46.0	28.0
21	63.91	67.6	06B1/21T	12.0	32.0	48.0	28.0
22	66.93	70.6	06B1/22T	12.0	32.0	50.0	28.0
23	69.95	73.7	06B1/23T	12.0	38.0	52.0	28.0
24	72.97	76.7	06B1/24T	12.0	38.0	54.0	28.0
25	76.00	79.7	06B1/25T	12.0	38.0	57.0	28.0
26	79.02	82.7	06B1/26T	12.0	38.0	60.0	28.0
27	82.04	85.7	06B1/27T	12.0	38.0	60.0	28.0
30	91.12	94.8	06B1/30T	12.0	35.0	60.0	28.0

AISI 1020

Physical Properties	Metric
Density	7.87 g/cc
Mechanical Properties	Metric
Hardness, Brinell	143
Hardness, Knoop	163
Hardness, Rockwell B	78
Hardness, Vickers	149
Tensile Strength, Ultimate	450 MPa
Tensile Strength, Yield	330 MPa
Elongation at Break	36 %
Reduction of Area	59 %
Modulus of Elasticity	186 GPa
Bulk Modulus	148 GPa
Poissons Ratio	0.29
Shear Modulus	72.0 GPa