



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR

Engenharia

Projeto e desenvolvimento do protótipo de uma máquina varejadora de azeitona

Carlos Daniel Pena Proença

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Eletromecânica

(2º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Doutor Paulo Manuel Oliveira Fael

Covilhã, janeiro de 2017

Dedicatória

Aos meus avós, pais e irmãos.

Não fiques à espera que algo aconteça, faz para acontecer!

imagina, cria, desenvolve e aprende.

Agradecimentos

Desde novo que tenho o contacto com os costumes e vivências da aldeia, esse conhecimento de valores transmitidos pelos meus avós é algo lhes agradeço profundamente.

Aos meus pais e irmãos pelo apoio, paciência e preocupação não lhes poderia estar mais que eternamente agradecido.

Ao meu orientador professor doutor Paulo Fael pela sabedoria partilhada, paciência, opiniões e amizade.

À empresa Selfab, mais precisamente ao Sr. Francisco Barreto por todo o apoio prestado no decorrer de todo o projecto, pois de outra forma nada disto teria sido concretizado.

Aos meus amigos e colegas de curso, Martim Aguiar, Filipe Mendes, Fábio Duarte, Pedro Monteiro, Pedro Lopes, Ricardo Dias, Marco Lopes, Sérgio Ferreira, Edgar Martins, Simão Pinto, Tatiana Nabais, Luís Soares, Rafael Gomes, Filipe Dias, Luís Ferrão, Pedro Lindeza, Ricardo Martins e Hugo Graça e pelo companheirismo, amizade, espírito de entreajuda e bons momentos partilhados ao longo deste pequeno grande percurso académico. Um especial agradecimento à Rafaela Ribeiro por me encorajar em momentos menos bons, paciência e carinho.

Aos meus tios e tias pela preocupação demonstrada e partilha de opiniões.

Professor Fernando Santos, por todos os conselhos e amizade.

A toda equipa Ubicar queria deixar aqui uma palavra de apreço pela aprendizagem durante os anos em que estive inserido e desejar um futuro risonho para as gerações que se seguem.

Ao Sr. João Correia pela ajuda do fabrico dos componentes e disponibilidade demonstrada.

Muito obrigado e um breve até já.

Resumo

A presente dissertação apresenta o desenvolvimento e conceção de um protótipo de máquina varejadora. O produto desenvolvido dirige-se essencialmente ao sector primário (agricultura) mais especificamente o varejamento de árvores como a oliveira. A emergente procura deste produto é cada vez maior por parte de agricultores, em cultivos de pequenas e médias dimensões devido tanto à simplicidade que oferece, como também à eficácia na realização do trabalho. O protótipo destaca-se pela novidade, forma, acessibilidade, utilização de materiais leves e baixo custo.

Numa fase inicial, é feita uma breve introdução à história do cultivo da oliveira na antiguidade e em Portugal, bem como às técnicas utilizadas na apanha e modernização da agricultura.

Posteriormente, apresenta-se a constituição da máquina, imposições de projecto e o desenvolvimento do conjunto de três hipóteses de mecanismo. Estas hipóteses intituladas como “hipótese 1”, “hipótese 2”, “hipótese 3”, sendo a hipótese 3 a escolhida.

Tendo em conta o conhecimento das técnicas de apanha, constituição da máquina e objetivos definidos, a fase seguinte é a criação e desenvolvimento de novos componentes, dimensionamentos e análises numéricas por elementos finitos.

Por fim, não menos importante, é construído um protótipo da máquina varejadora.

Em anexo é possível encontrar tabelas com especificações de máquinas varejadoras existentes no mercado, cálculos, lista de material, catálogo de peças e desenhos técnicos do novo protótipo.

Palavras Chave

Agricultura, máquina varejadora, cultivo da oliveira, oliveira.

Abstract

This dissertation presents the conception of a prototype of retailer machine. The product developed is mainly directed to the primary sector (agriculture), more specifically, the retailing of trees such as olive trees. The emerging demand for this product is increasing on the part of farmers, in small and medium-sized tillage, due to the simplicity it offers, as well as a higher efficiency on work performance.

The prototype stands out for its novelty and form, accessibility, use of light materials and low cost.

In an initial phase, a brief introduction of the history of olive cultivation on Portugal in ancient times is made, as well as techniques used to harvest and modernize agriculture.

Subsequently, the constitution of the machine, design constraints and the development of the set of three mechanism hypotheses are presented. These hypotheses are titled "hypothesis 1", "hypothesis 2", "hypothesis 3", hypothesis 3 being chosen. Based on the knowledge of picking techniques, machine composition and defined objectives, the next phase is the creation and development of new components, sizing and numerical analysis by finite elements.

Last but not least, Retailer machine is built.

Furthermore, it is possible to find tables with specifications of existing machines in the market, calculations, technical drawings, material list and parts catalog of the new prototype on the annex.

Keywords

Agriculture, retailing machine, cultivation of the olive tree, olive tree.

Índice

Dedicatória.....	iii
Agradecimentos	v
Resumo	vii
Abstract.....	ix
Índice	xiii
Lista de Figuras.....	xvii
Lista de Tabelas.....	xxi
Lista de Acrónimos.....	xxiii
Lista de Símbolos	xxv
1 Introdução- História e evolução da Olivicultura	1
1.1 Cultivo da oliveira na antiguidade.....	1
1.2 Cultivo da oliveira em Portugal	2
1.3 Métodos e técnicas na apanha da azeitona	3
1.3.1 Vara tradicional.....	4
1.3.2 Ripo	4
1.4 Modernização da olivicultura	5
2 Enquadramento do desenvolvimento do projecto	7
2.1 Constituição da máquina varejadora.....	8
2.2 Imposições de projecto	9
2.2.1 Oscilação do pente	9
2.2.2 Mecanismos	10
2.2.2.1 Hipótese 1	10
2.2.2.2 Hipótese 2	13
2.2.2.3 Hipótese 3	14

2.2.2.4	Tabela de decisão.....	15
3	Desenvolvimento da máquina varejadora.....	17
3.1	Pente.....	17
3.1.1	Suporte	17
3.1.2	Varetas	22
3.1.3	Modelo tridimensional do pente	22
3.1.4	Cálculo dos esforços nos apoios do pente	23
3.1.5	Simulação por elementos finitos.....	24
3.2	Mecanismo	26
3.2.1	Motor.....	27
3.2.1.1	Cálculo da Potência	28
3.2.1.2	Escolha do motor	29
3.2.1.3	Modelação do motor	31
3.2.2	Rodas cónicas	31
3.2.2.1	Dimensionamento.....	33
3.2.2.1.1	Critério de pressão.....	34
3.2.2.1.2	Resistência à flexão no pé do dente	37
3.2.2.1.3	Simulação por elementos finitos do pinhão	40
3.2.2.1.4	Simulação por elementos finitos da roda	42
3.2.3	Rolamentos	43
3.2.3.1	Rolamento 608-Z.....	44
3.2.3.2	Rolamento 61805.....	45
3.2.4	Veio	45
3.2.5	Caixa.....	47
3.2.5.1	Simulação por elementos finitos.....	49
3.2.6	Mecanismo completo.....	51
3.3	Punho	51
3.3.1	Simulação por elementos finitos.....	53
3.3.2	Punho e componentes	54
3.4	Representação do modelo final 3D da máquina varejadora	55

4	Construção protótipo	57
4.1	Processos de construção.....	57
4.1.1	Pente	58
4.1.2	Mecanismo	60
4.1.3	Punho	61
4.1.4	Montagem do conjunto	61
5	Análise de custos	65
	Conclusões	67
	Bibliografia.....	69
	Anexos	73
	Anexo A - Características gerais de máquinas varejadoras	75
	Anexo B - Deduções e respectivos cálculos da came	79
	Anexo C - Lista de material e moldes	87
	Anexo D - Catálogo de peças e desenhos técnicos	95

Lista de Figuras

Figura 1.1 - Localização geográfica da cultura da oliveira ao longo da bacia mediterrânica [1].	2
Figura 1.2 - Distribuição do cultivo da oliveira pelo território nacional [5].	3
Figura 1.3 - Prática do varejo, Esporões 2015.	3
Figura 1.4 - Vara tradicional.	4
Figura 1.5 - Representação do ripo [15].	4
Figura 2.1 - Constituição da máquina varejadora.	8
Figura 2.2 - Movimento oscilatório do pente.	9
Figura 2.3 - Movimento de oscilação do pente.	9
Figura 2.4 - Representação do mecanismo da hipótese 1.	10
Figura 2.5 - Linhas guias da came.	11
Figura 2.6 - Forma tridimensional da came.	11
Figura 2.7 - Vista de topo da trajectória do rolamento ao longo da came; a) Oscilação máxima do pente de 14° para o lado direito; b) O pente encontra-se totalmente perpendicular à came, amplitude 0° ;c) Oscilação máxima do pente de 14° para o lado esquerdo.	12
Figura 2.8 - Came e rolamento 61806.	12
Figura 2.9 - Representação do mecanismo da hipótese 2.	13
Figura 2.10 - Representação do mecanismo da hipótese 3.	14
Figura 3.1 - Esboços de pentes.	17
Figura 3.2 - Fase de criação computacional do suporte.	18
Figura 3.3 - Forma tridimensional do suporte.	19
Figura 3.4 - Came.	20

Figura 3.5 - Esquemática da variação de amplitude.	21
Figura 3.6 - Secção de corte rolamentos e roda.	21
Figura 3.7 - Vareta com comprimento de 290 mm e diâmetro 5 mm.	22
Figura 3.8 - Pente.....	22
Figura 3.9 - Vista lateral do pente.....	23
Figura 3.10 - Representação das forças atuantes no pente.	23
Figura 3.11 - Distribuição de tensões no pente.....	25
Figura 3.12 - Distribuição de tensões na vareta.	26
Figura 3.13 - Deformação do pente.....	26
Figura 3.14 - Esboço do mecanismo.	27
Figura 3.15 - Representação geométrica do diâmetro do rolamento 61805, força (F_c) e momento (M_d).	28
Figura 3.16 - Representação das curvas características de funcionamento do motor Silent 775 [38].	30
Figura 3.17 - Representação tridimensional do motor Silent 775.	31
Figura 3.18 - Esboço do mecanismo.	31
Figura 3.19 - Rodas cónicas de dentes rectos.....	32
Figura 3.20 - Detalhe construtivo da engrenagem cónica de dentes retos [44].	34
Figura 3.21 - Forças de engrenamento [45].	38
Figura 3.22 - Pinhão.	39
Figura 3.23 - Distribuição de tensões no pinhão.	40
Figura 3.24 - Deformação no pinhão.	40
Figura 3.25 - Roda.	42

Figura 3.26 - Distribuição de tensões na roda.	42
Figura 3.27 - Deformação da roda.	43
Figura 3.28 - Vista parcial do pente com localização dos rolamentos 608-Z e 61805.	43
Figura 3.29 - Dimensionamento do rolamento 608-Z. a) Tabela de valores b) Dimensões do rolamento c) Representação da forma tridimensional do rolamento 608-Z.	44
Figura 3.30 - Dimensionamento do rolamento 61805. a) Tabela de valores; b) Dimensões do rolamento; c) Representação da forma tridimensional do rolamento 61805.	45
Figura 3.31 - Distribuição de tensões no veio.	46
Figura 3.32 - Deformação do veio.	46
Figura 3.33 - Fase inicial de modelação da caixa.	47
Figura 3.34 - Vista de corte lateral da caixa.	48
Figura 3.35 - Caixa.	49
Figura 3.36 - Distribuição de tensões na caixa.	50
Figura 3.37 - Deformação da caixa.	50
Figura 3.38 - Vista lateral do mecanismo, tubo e pente.	51
Figura 3.39 - Fase inicial da modelação do punho.	52
Figura 3.40 - Representação da forma tridimensional do punho com interruptor.	52
Figura 3.41 - Vista em detalhe batentes punho.	53
Figura 3.42 - Punho.	53
Figura 3.43 - Distribuição de tensões no punho.	54
Figura 3.44 - Deformação do punho.	54
Figura 3.45 - Representação do interior do punho e componentes.	55
Figura 3.46 - Pente e caixa	55

Figura 3.47 - Punho e acoplamento do tubo.	56
Figura 3.48 - Vista explodida da máquina varejadora.	56
Figura 4.1 - Maquinação do suporte.	57
Figura 4.2 - Impressão 3D.	58
Figura 4.3 - Suporte.	58
Figura 4.4 - Visualização do conjunto vareta, apoio (impressão 3D) e porca.	59
Figura 4.5 - Varetas e suporte.	59
Figura 4.6 - Pente e varetas.	59
Figura 4.7 - Representação do motor Silent 775, pinhão e roda com rolamentos 608-Z e 61805.	60
Figura 4.8 - Representação da caixa, pinhão, roda, rolamentos 608-Z e 61805, veio, parafusos, porcas e tubo de 34mm.	60
Figura 4.9 - Representação do punho, interruptor, cabo e tubo.	61
Figura 4.10 - Montagem do pente e da caixa.	61
Figura 4.11 - Montagem do punho.	62
Figura 4.12 - Protótipo final.	62

Lista de Tabelas

Tabela 1.1 - Vantagens das máquinas varejadoras elétricas na apanha de azeitona.	5
Tabela 2.1 - Tabela de decisão.	15
Tabela 3.1 - Valores das forças atuantes no pente.	24
Tabela 3.2 - Valores de forças F_c e valores do momento (M_d), para $d=0,0075$ mm.	28
Tabela 3.3 - Valores de momento (M_d) e valores de potência, para uma velocidade de 1500 rpm.	29
Tabela 3.4 - Valores de força no pente (F_A), valores de momento (M_d) e potência (P).	29
Tabela 3.5 - Valores do fator de serviço [44].	39
Tabela 3.6 - Características geométricas do pinhão e da roda.	41
Tabela 4.1 - Especificações do protótipo.	63

Lista de Acrónimos

CAD	Computer Assisted Design
CAE	Computer Aided Engineering
CFRP	Carbon Fiber Reinforced Plastic
MEF	Método Elementos Finitos
PEAD	Polietileno de Alta Densidade
CNC	Controlo Numérico Computorizado
MDF	Medium-Density Fiberboard
ABS	Acrilonitrila Butadieno Estireno

Lista de Símbolos

α	Amplitude de oscilação
F_T	Força tangencial
M_T	Momento torsor
r	Raio circunferência
V_T	Velocidade tangencial
ω	Velocidade angular
P	Potência
n	Rotações por minuto
T	Binário
ω_1	Velocidade angular pinhão
d_1	Diâmetro primitivo pinhão
ω_2	Velocidade angular roda
d_2	Diâmetro primitivo roda
d_m	Diâmetro primitivo
m	Módulo
Z	Número de dentes
Z_1	Número de dentes do pinhão
Z_2	Número de dentes da roda
δ	Abertura angular entre eixos
δ_1	Conicidade de engrenagem relativa ao primitivo pinhão
δ_2	Conicidade de engrenagem relativa ao primitivo roda
i	Relação de transmissão
W	Fator de durabilidade
n_p	Rotação do pinhão
h	Duração do par em horas
P_{adm}	Pressão admissível
HB	Dureza Brinell
d_{m1}	Diâmetro médio primitivo
b_1	Largura do dente pinhão
f	Fator de características elásticas do par
m_m	Módulo médio
m_n	Módulo de engrenamento
σ_{max}	Tensão máxima atuante no pé do dente
q	Fator de forma
e	Fator de serviço
$\sigma_{material}$	Tensão de cedência do material

r_m	Raio primitivo
Z_e	Número de dentes equivalente
t_0	Passo
s_0	Espessura do dente no primitivo
l_0	Vão entre os dentes no primitivo
h_k	Altura na cabeça do dente
h_f	Altura do pé do dente
h_z	Altura total do dente
h	Altura comum do dente
S_k	Folga da cabeça do dente
C_0	Carga estática do rolamento
C	Carga dinâmica do rolamento

1 Introdução- História e evolução da Olivicultura

1.1 Cultivo da oliveira na antiguidade

A oliveira é uma árvore que apresenta há muitos anos por parte da cultura mediterrânica um notório valor simbólico. Conhecida como símbolo da paz, árvore de grande resistência e símbolo da imortalidade.

Não é conhecida exatamente a origem da oliveira, no entanto foram descobertos por arqueólogos e paleobotânicos traços de oliveiras selvagens ao longo da bacia mediterrânica 6000 A.C, que comprovam a sua existência [1].

A utilização na agricultura, terá o seu início na era neolítica com origem na Mesopotâmia, difundindo-se posteriormente para Egito, Ásia Menor e Grécia [2].

Por volta de 5 mil anos A.C. a oliveira já era cultivada na Síria, na Palestina e na Fenícia, atualmente conhecida como Líbano; vestígios de instalações e artefactos comprovam esse facto.

Da extração do fruto da oliveira, o azeite já era utilizado no Egito antigo e Grécia antiga como produto de uso culinário, para medicamentos e com finalidades religiosas [3].

No antigo Egito o azeite ocupava um lugar de destaque nos produtos comercializados. Já na antiga Grécia, os atletas massajavam-se com azeite nos “ginásios” e arenas para aumentar a flexibilidade muscular. Permitia ainda ser utilizado como combustível para iluminação, lubrificante de alfaias e ferramentas bem como isolante para combate ao frio. [4].

Os fenícios e gregos foram dois dos povos que maior destaque apresentaram, durante a sua época na propagação e cultivo da oliveira pela Europa. [2] [4].



Figura 1.1 - Localização geográfica da cultura da oliveira ao longo da bacia mediterrânica [1].

Como os gregos e os fenícios, também os romanos foram grandes produtores de azeite. Descobriram muitas funções e propriedades que o azeite apresenta [5].

Desde o século VII A.C. que as propriedades do azeite são estudadas por filósofos, médicos e historiadores devido às propriedades benéficas que apresenta para o ser humano. [6]

O cultivo das oliveiras teve o seu crescimento perto do final da Idade média (século XV) nas regiões de Itália, Espanha e Portugal.

Atualmente encontra-se um pouco por todo mundo, com especial destaque na zona mediterrânica [7] [8].

1.2 Cultivo da oliveira em Portugal

Em Portugal, o cultivo da oliveira já se encontra presente há largos anos. Segundo os escritos, os visigodos herdaram a cultura dos romanos. Por sua vez, os árabes mantiveram a cultura e aprimoraram-na, daí o facto de o nome português do fruto da oliveira e óleo extraído serem conhecidos como azeitona e azeite respetivamente, do vocabulário árabe “az-zait”, que significa “sumo de azeitona”. [9] [10] [11] [12]

É no século XV, graças a D. João I, que o cultivo da oliveira atinge o auge em Portugal, sobretudo nas regiões do Alentejo, Estremadura e Beira interior. [7] [11]

Por volta de 1572, aparecem os primeiros acordos para extração do azeite e licenças para exercer o ofício.

A oliveira é uma espécie que se adapta bem a diversos tipos de solos, daí estar presente em grande parte do território continental. Apresenta uma longevidade superior a 2000 anos, podendo atingir uma altura até 15 m. [5]

A produção é feita em maior escala em Trás-os-Montes, Alentejo e Beira Interior. [13]



Figura 1.2 - Distribuição do cultivo da oliveira pelo território nacional [5].

1.3 Métodos e técnicas na apanha da azeitona

Até há pouco tempo a apanha da azeitona mobilizava um grande número de pessoas (ranchos), oriundas de diversas regiões do país. Os homens, tradicionalmente, ocupavam-se do varejo da azeitona, enquanto os grupos de mulheres se encarregavam de colocar debaixo da árvore o “tolde”. A época precisa da apanha da azeitona é incerta, mas sempre no período de Inverno, porque o processo de maturação depende do tipo de terreno e clima. [14].

O método mais comum para apanha da azeitona por parte dos agricultores é o recurso ao varejo. O varejo consiste basicamente na utilização de uma vara que ao embater nos ramos da árvore promove o derrube da azeitona. Consoante a força e jeito aplicados durante o movimento, consegue-se provocar uma queda maior ou menor de azeitona, tendo sempre em atenção o menor dano possível na árvore. A figura 1.3 permite observar a prática tradicional do varejo.



Figura 1.3 - Prática do varejo, Esporões 2015.

1.3.1 Vara tradicional

A vara era e continua a ser uma das formas de varejamento mais utilizadas na agricultura de subsistência. A madeira é o material mais utilizado na sua concepção, devido à sua leveza, facilidade de manuseio e obtenção da matéria prima. Consoante a região, o tipo de madeira utilizado pode variar, no entanto as madeiras mais usadas são o castanheiro, freixo e carvalho.



Figura 1.4 - Vara tradicional.

1.3.2 Ripo

Muitas vezes o método utilizado na apanha da azeitona é condicionado pela geografia do local e a respetiva localização da árvore leva à necessidade de recorrer a outro método. Embora em menor proporção, a apanha da azeitona tradicional é feita manualmente com auxílio de um ripo - pente feito em madeira com um pequeno cabo que permite agarrar com uma só mão.



Figura 1.5 - Representação do ripo [15].

1.4 Modernização da olivicultura

Atualmente a agricultura tem vindo a ser constantemente sujeita a novas práticas. A utilização de máquinas é porventura um grande avanço que permite uma maior rapidez e eficiência, na realização de tarefas e melhoria no produto final (azeite).

Na agricultura ligada ao sector da olivicultura, é possível observar-se uma utilização mais acentuada de máquinas, sendo consideradas nos dias de hoje um elemento praticamente indispensável.

O aparecimento de diversos tipos de máquinas varejadoras elétricas e de combustão, vêm revolucionar os métodos de trabalho adotados até então. Estas máquinas, destacam-se pela particularidade de conseguirem imitar o “bater/pentear” da vara, com maior eficiência e rapidez. [16] [17] [18] [19] [20] [21] [22]

Dependendo da tipologia do olival, a utilização de um varejador, em média, permite uma colheita entre os 40 kg a 140 Kg por hora, sendo manobrado apenas por uma pessoa. Fazendo uma comparação mais realista, o trabalho mecanizado por hora equivale em média ao trabalho de três pessoas. Além da condicionante da máquina a utilizar por parte do operador, terá também de ser levada em conta a tipologia do olival.

Atendendo ao descrito anteriormente, segue-se abaixo a tabela 1.1, com as razões de preferência na utilização das máquinas varejadoras elétricas face às de combustão.

Tabela 1.1 - Vantagens das máquinas varejadoras elétricas na apanha de azeitona.

Vantagens das máquinas varejadoras elétricas na apanha de azeitona	
Para o operador	Para a árvore
Mais leve;	Colheita não é feita por vibração dos ramos da árvore;
Trabalho com maior suavidade;	Não parte ramos se for aplicado da melhor forma, só deita ao chão o fruto e folha;
A vibração é praticamente nula;	Não causa traumatismos definitivos à árvore.
Barulho do motor praticamente inaudível;	
Menor esforço.	

Apesar de tudo, embora a colheita seja industrial há sempre a necessidade de colher os restos que escapam às máquinas.

No anexo A é possível encontrar alguns dos modelos de máquinas varejadoras presentes no mercado e as suas características gerais.

2 Enquadramento do desenvolvimento do projecto

A realização da dissertação passa pela criação e desenvolvimento de um novo protótipo varejador de oliveira. Após uma minuciosa pesquisa, verifica-se a existência no mercado de inúmeras máquinas/modelos varejadores, das mais variadas e diversas formas, permitindo ao operador o acesso a um grande número de opções.

Nem sempre é possível existir uma simbiose na relação preço/rendimento; para tal, foi efectuado um estudo das máquinas existentes e conclui-se que apresentam lacunas. A simples oscilação do pente, muitas vezes não é suficiente para provocar a queda de azeitona.

Constatou-se, da observação e críticas de utilizadores, que a colocação do motor na vertical limita a máquina e os seus constituintes em determinada forma, isto é, a passagem do pente por entre os ramos torna-se mais difícil e menos prática.

Assim o presente projecto tem como objetivos:

- Novidade
- Acessibilidade (implementação do motor no plano horizontal permite o alcance a pontos mais distantes)
- Forma (criação de uma nova forma de pente e caixa)
- Rentabilidade
- Leveza (utilização de materiais leves)
- Custo reduzido.

2.1 Constituição da máquina varejadora

Para a criação da máquina varejadora é necessário compreender a sua constituição, componentes envolvidos e respetiva distribuição. A figura 2.1 permite compreender a distribuição dos componentes, que se encontram devidamente identificados.

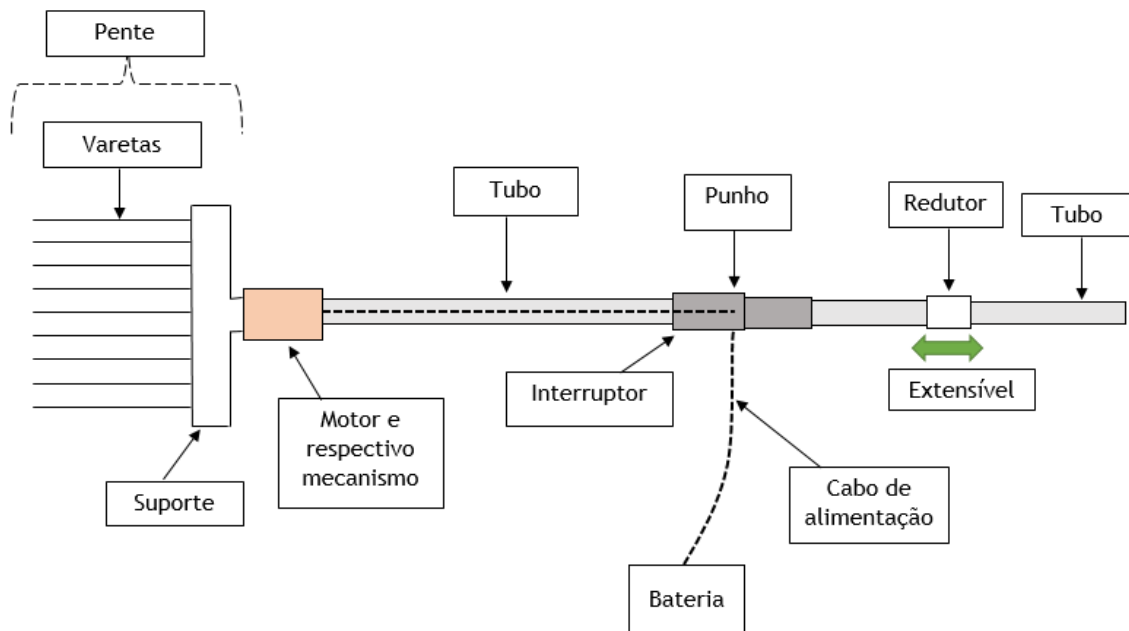


Figura 2.1 - Constituição da máquina varejadora.

Para comodidade do operador é utilizado um punho onde é colocado um interruptor que permite ligar e desligar a máquina. Um cabo de alimentação vindo de uma fonte de alimentação (bateria) será direcionado para o punho e conectado a um dos terminais do interruptor. São colocados dois tubos de alumínio em cada uma das extremidades do punho, sendo fixados pelo aperto dos parafusos e porcas. Na dianteira do tubo, vai acoplar a caixa que contém o motor e mecanismo. O pente é constituído pelo suporte e varetas.

À retaguarda do punho é colocado um redutor entre dois tubos de alumínio que permite a extensão e retração. A máquina apresentará um comprimento variável.

2.2 Imposições de projecto

2.2.1 Oscilação do pente

Uma das exigências requeridas, passa por originar um novo movimento oscilatório do pente. Para retratar o movimento pretendido, encontra-se representado na figura 2.2 a forma de um pente. Este encontra-se fixo num ponto intermédio, que permite que rode livremente para qualquer um dos lados no plano horizontal como indica a seta.

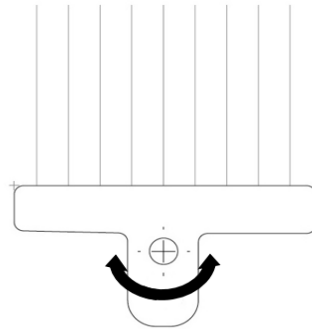


Figura 2.2 - Movimento oscilatório do pente.

Apresentará maior ou menor frequência oscilatória consoante a velocidade que lhe seja imposta, conseguindo assim o efeito pretendido (figura 2.3). Do que se observa das máquinas existentes no mercado de informações recolhidas por vendedores e utilizadores, estas apresentam valores de oscilação entre as 800 rpm e 1600 rpm.

Para este projeto decidiu-se considerar uma oscilação do pente com uma velocidade de 1500 rpm.

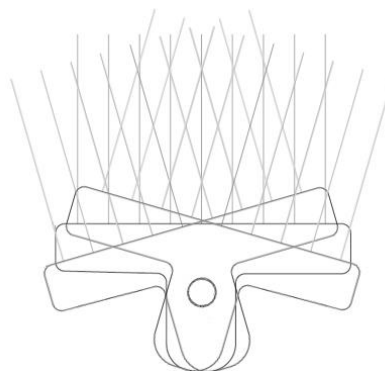


Figura 2.3 - Movimento de oscilação do pente.

2.2.2 Mecanismos

Conhecido o movimento de oscilação pretendido no pente, outra das exigências é a colocação do motor no plano horizontal e ao mesmo tempo garantir que a forma da máquina varejadora seja o mais compacta possível. Para isso, explorou-se ao máximo um conjunto de três hipóteses de possíveis mecanismos.

2.2.2.1 Hipótese 1

A hipótese 1 passa por utilizar um rolamento rígido de esferas que percorre um caminho previamente delimitado came (1).

Inicialmente é posicionado o motor no plano horizontal.

O rolamento de esferas é composto por nylon (2) na parte interior, onde é efectuado um furo com a forma do veio do motor que permite a conexão ao rolamento, este encontra-se descentrado propositalmente (excentricidade).

O rolamento vai estar em contacto com a came onde se desloca circularmente e provoca o movimento oscilatório do pente. O pente encontra-se apoiado por intermédio de rolamentos (3). No entanto, acontece que à medida que o rolamento efectua o seu movimento circular o contacto existente com a came provoca arrasto, isto deve-se ao facto de o pente se afastar para cada um dos lados, à medida que é efectuado o movimento oscilatório.

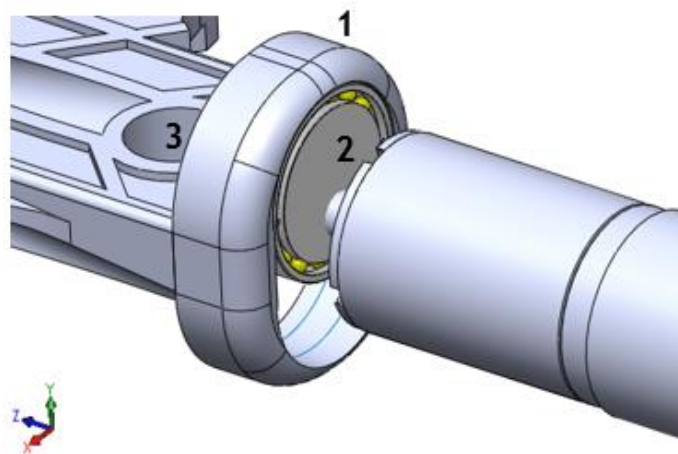


Figura 2.4 - Representação do mecanismo da hipótese 1.

Para contornar o seguinte problema, o primeiro passo é estudar analiticamente o movimento do rolamento na came. Para isso efetuaram-se deduções e respectivos cálculos com o intuito de perceber exatamente cada posição descrita. As equações têm a particularidade de serem válidas para qualquer diâmetro ou espessura do rolamento.

Foi escolhido o rolamento 61806 [23] para a hipótese em questão.

Obtidos os valores das respetivas equações presentes no anexo B, procedeu-se à sua representação geométrica no plano. Com utilização do software *MatLab* [24] e *SolidWorks* [25] conseguiu obter-se a forma tridimensional da came.

Como se observa, cada linha encontra-se devidamente identificada sendo constituída pela junção de 32 pontos.

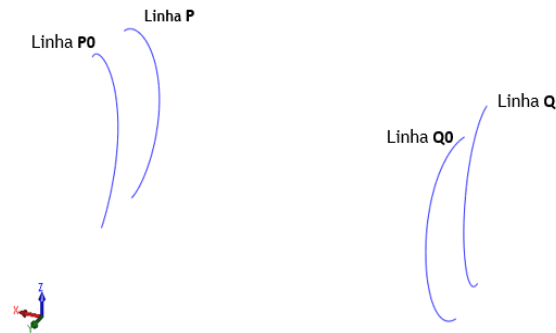


Figura 2.5 - Linhas guias da came.

Para avaliar o movimento da trajetória do rolamento ao longo das pistas da came, encontra-se representado na figura 2.6 o processo adotado. No fundo, para se atingir o valor máximo de oscilação, atende-se essencialmente à dimensão do rolamento e valor de excentricidade. A escolha do rolamento 61806 [23] deve-se ao diâmetro necessário para incorporar o veio do motor com a excentricidade pretendida.

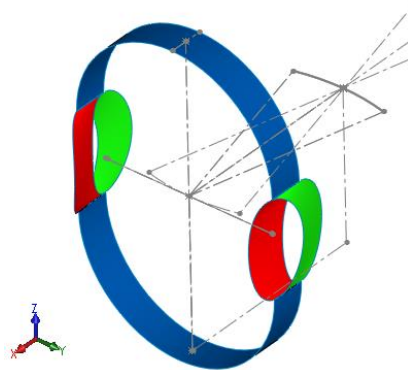


Figura 2.6 - Forma tridimensional da came.

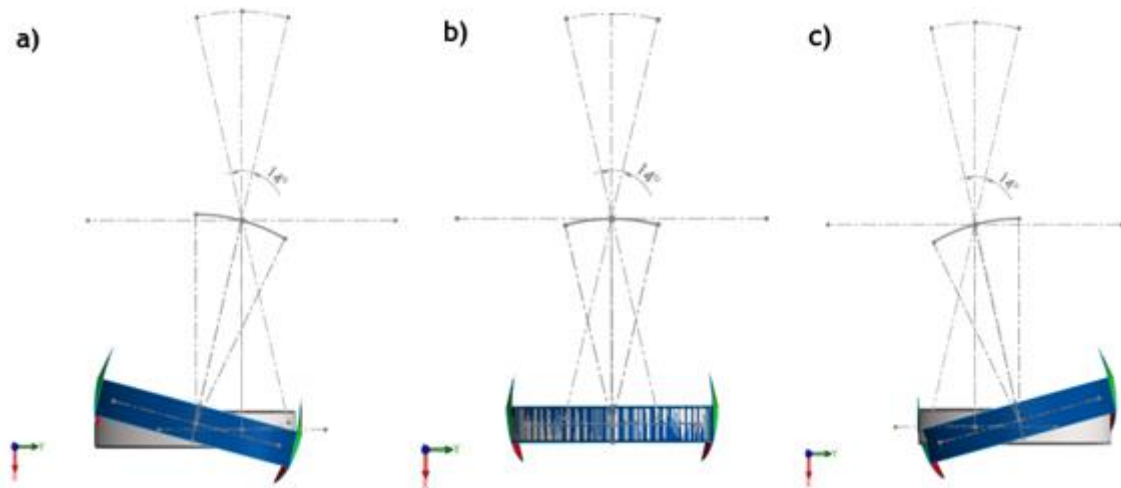


Figura 2.7 - Vista de topo da trajectória do rolamento ao longo da came; a) Oscilação máxima do pente de 14° para o lado direito; b) O pente encontra-se totalmente perpendicular à came, amplitude 0° ; c) Oscilação máxima do pente de 14° para o lado esquerdo.

Constata-se que, independentemente do tamanho de rolamento escolhido, este vai sempre interferir com as pistas da came. Este facto pode ser observado na figura 2.8, onde o rolamento interfere com duas das pistas da came inviabilizando esta solução.

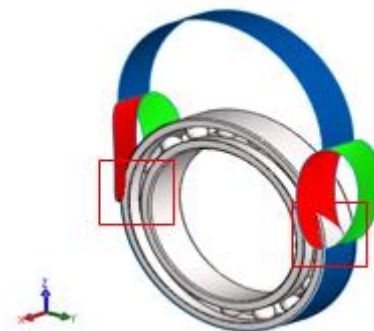


Figura 2.8 - Came e rolamento 61806.

2.2.2.2 Hipótese 2

A hipótese 2 passa pela utilização de duas rodas cónicas de dentes retos de igual dimensão.

O motor (1) é colocado no suporte na horizontal. A roda cónica (2), encontra-se acoplada ao veio do motor. A roda cónica (3) encontra-se apoiada no rolamento (4) e este por sua vez na base da caixa (5).

Na roda cónica (3) é feito um apoio descentrado que vai encaixar em uma das extremidades da biela (6). O suporte do pente é fixo por intermédio de rolamentos (7).

A distância do excêntrico ao centro da roda cónica (3) define-se consoante a amplitude de oscilação pretendida no pente. O movimento rotacional da roda cónica (2) é transferido para a roda cónica (3) e por sua vez, para a biela, o que permite o pente oscilar.

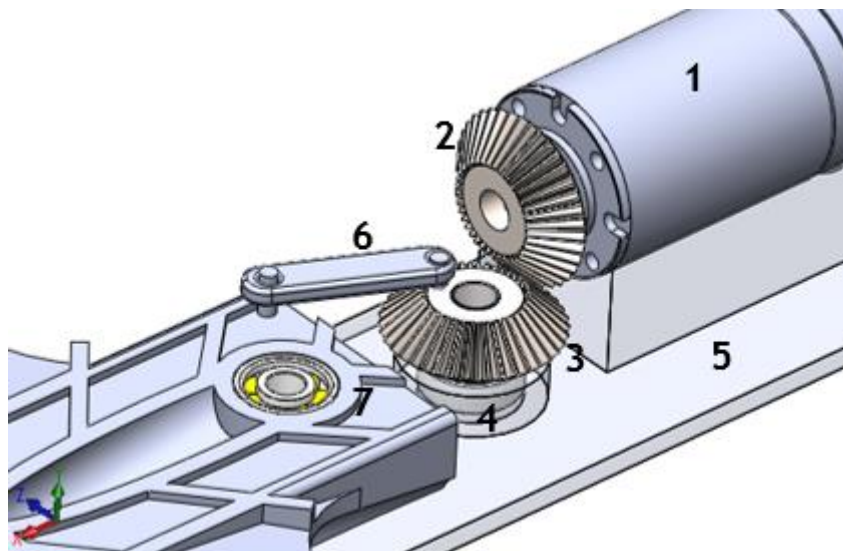


Figura 2.9 - Representação do mecanismo da hipótese 2.

2.2.2.3 Hipótese 3

A hipótese 3 apresenta semelhanças em relação à hipótese 2, sendo também constituída por duas rodas cónicas de dentes retos, no entanto de diferentes dimensões.

O motor (1) é colocado no suporte na horizontal. Na sua extremidade encontra-se o veio que vai acoplar à roda cónica menor (2).

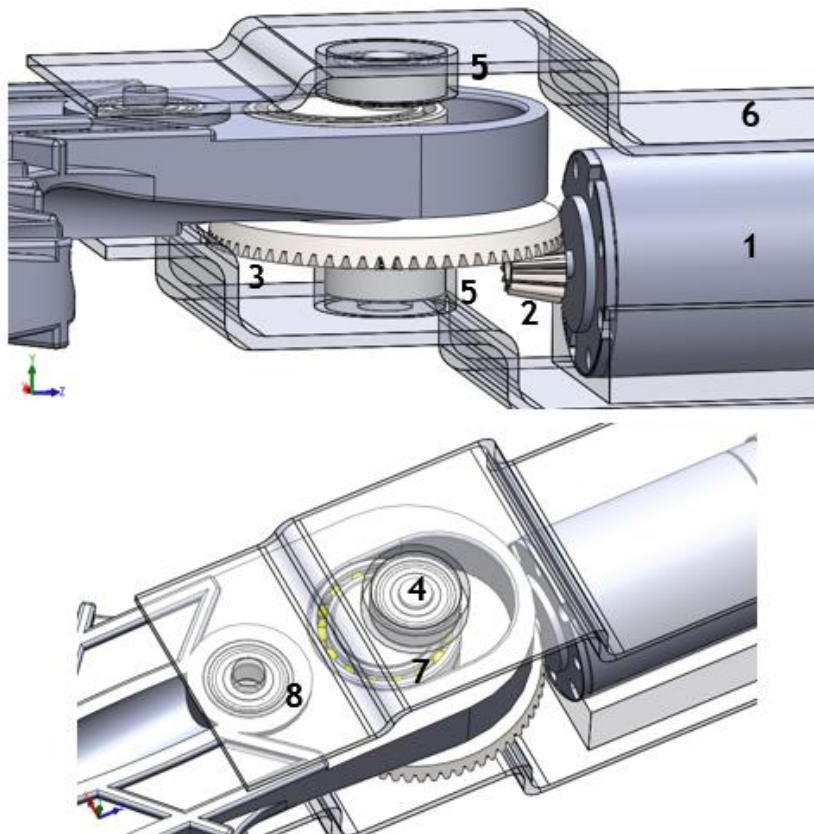


Figura 2.10 - Representação do mecanismo da hipótese 3.

A roda cónica maior (3) é atravessada por um veio (4) que permite acoplar na sua extremidade os rolamentos (5) que apoiam na caixa (6); isto permite à roda cónica maior rodar livremente. Na zona superior da roda cónica maior é feito um apoio descentrado para colocação dos rolamentos (7), que vão estar em contacto com a superfície interna da came. À medida que a roda cónica menor (2) transfere a rotação para a roda cónica maior (3) e esta para o rolamento (7), o contacto com a came obriga à oscilação do pente. Os rolamentos (8) permitem o pente oscilar livremente.

2.2.2.4 Tabela de decisão

Encontram-se na tabela 2.1 os princípios de funcionamento, movimentos descritos, geometrias, custos e problemas das hipóteses de mecanismos acima apresentados.

Tabela 2.1 - Tabela de decisão.

	Hipótese 1	Hipótese 2	Hipótese 3
Princípio de funcionamento	Utilização rolamento e sistema came	Utilização de rodas cónicas e sistema biela/manivela	Utilização de rodas cónicas, rolamentos e sistema came
Movimento	Movimento circular rolamento	Passagem do movimento vertical circular do pinhão para movimento horizontal circular da roda, movimento biela na horizontal	Passagem do movimento vertical circular do pinhão para movimento horizontal circular da roda, movimento circular horizontal do rolamento na came
Centro de massa (geometria)	Simetria entre os elementos	Assimetria geométrica entre os elementos	Simetria entre os elementos
Custos	Custo reduzido	Custo médio	Custo médio
Problemas	Aquecimento do rolamento/nylon Rolamento interfere as pistas da came Volume ocupado	Grande desgaste na transmissão Assimetria existente e consequentemente distribuição do peso não uniforme. Volume ocupado	Desgaste médio
Escolha	Descartada	Descartada	Aprovada

A hipótese 1 fica automaticamente descartada devido ao facto de o rolamento interferir com as pistas da came, concluindo-se que não é exequível.

A hipótese 2 apresenta limitações a nível de projecto. As dimensões das rodas cónicas, encontram-se condicionadas devido ao espaço de trabalho disponível. A utilização da biela tem

consigo condicionantes, o desgaste sofrido durante a transferência de potência e os choques que a máquina está sujeita. Uma assimetria existente e conseqüentemente a distribuição do peso não uniforme é um problema quando a máquina se encontra em elevadas rotações, ficando demasiado instável.

A necessidade de colocar rolamentos na biela para redução do atrito durante o movimento é também um dos problemas encontrados. A hipótese 2 fica completamente descartada.

A hipótese 3 entre as três é a mais credível, isto porque, além do material a utilizar não ser tão dispendioso, permite ajustamentos das dimensões da máquina. A simetria existente dos componentes faz com que o peso seja uniformemente distribuído.

Face ao exposto, verifica-se que a hipótese 3 é a que reúne maior número de condições favoráveis para o presente projecto levando a cabo o seu estudo e desenvolvimento.

3

Desenvolvimento da máquina varejadora

varejadora

Para garantir um bom funcionamento, durabilidade e segurança de todo o sistema da máquina varejadora durante o trabalho, é necessário efectuar (dimensionamentos, cálculo da tensão e deformação do material), análises geométricas e atender a níveis de tolerância dos componentes.

No decorrer do seguinte capítulo encontra-se implícito todas as fases de criação da máquina varejadora com recurso ao desenho assistido por computador (*“Computer Assisted Design”-CAD*) e dimensionamento de todos os seus componentes.

Por fim, recorre-se à utilização de programas de simulação de elementos finitos (*“Computer Aided Engineering” - CAE*), que permite verificar os dimensionamentos e análise estrutural dos componentes desenvolvidos.

3.1 Pente

O pente é constituído por dois conjuntos de elementos: suporte e varetas. Para melhor compreensão e organização decidiu-se dividir por subcapítulos, dando ênfase a cada um dos elementos.

3.1.1 Suporte

Conhecido o movimento oscilatório do pente e a hipótese escolhida para a transmissão de potência descritos no capítulo 2, prossegue-se para a construção do suporte. Apresenta-se na figura 3.1 os esboços de pentes desenvolvidos.

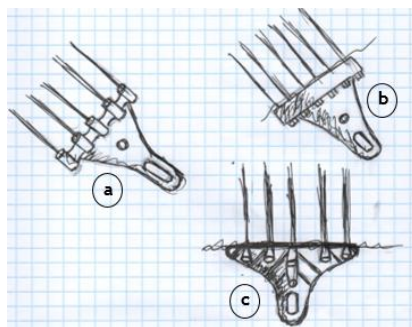


Figura 3.1 - Esboços de pentes.

Para uma seleção cuidadosa do esboço a escolher, foram tidos em conta os seguintes factores:

- Forma do suporte (o mais uniforme possível).
- Acesso rápido e fácil às varetas.
- Estrutura compacta e resistente.

Entre os três apresentados, escolheu-se o suporte C, pois é o que melhor se aproxima dos fatores acima mencionados, o que não invalida o melhorar da sua forma durante o processo de criação e desenvolvimento.

A criação e desenvolvimento do suporte, passa pela utilização da ferramenta de modelação computacional *SolidWorks* [25].

Numa fase inicial é necessário criar a forma e os planos que servirão de orientação. Posteriormente, definem-se as dimensões (comprimento, largura e espessura).

Como ilustra a figura 3.2 à esquerda a azul, encontram-se alguns dos planos a utilizar na fase inicial, a cinzento a forma definida com base no esboço escolhido. À direita encontra-se o suporte com as dimensões definidas, condições geométricas (simetrias, tangências, coincidências) representadas pelos pontos verdes e a cor amarela a espessura do suporte.

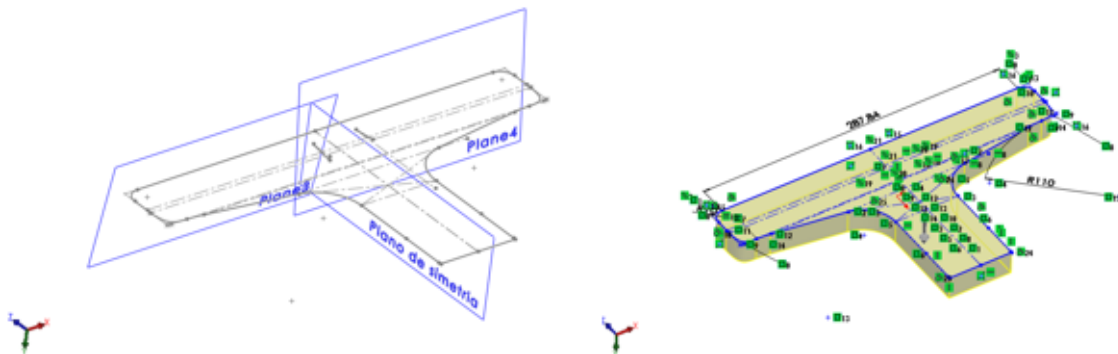


Figura 3.2 - Fase de criação computacional do suporte.

A fase seguinte é o tratamento da peça, a definição da forma que lhe vai conferir resistência e ao mesmo tempo leveza (figura 3.3).

A azul encontra-se o furo feito no suporte, onde são inseridos os rolamentos, um na base superior e inferior. A utilização dos rolamentos vai permitir uma total liberdade para o suporte oscilar com o menor atrito possível. O tipo de rolamento escolhido foi o rolamento rígido de esfera de uma carreira 608-Z [23], devido ao seu custo e dimensões. A verde encontram-se as bases para os apoios das varetas.

Como é possível observar, encontram-se diversas ranhuras colocadas estrategicamente em ambos os lados do suporte. O seu verdadeiro propósito é assegurar a resistência necessária ao suporte devido aos choques.

Finalmente, a castanho, encontra-se a forma da came.

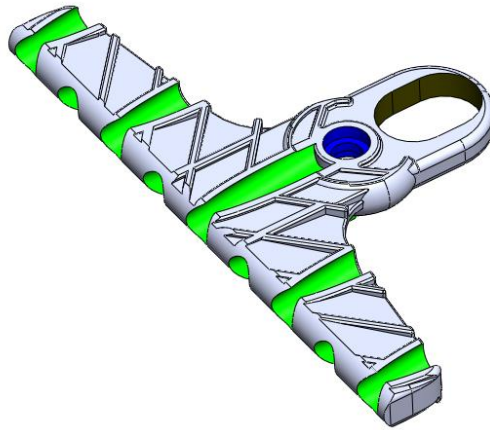


Figura 3.3 - Forma tridimensional do suporte.

Para definir as dimensões (largura e comprimento) da came é necessário escolher o rolamento.

Foi necessário ter em atenção:

- Amplitude de oscilação (α).
- O diâmetro máximo do rolamento (para a área do suporte disponível).
- Distância entre o ponto central da came e a fixação do suporte.

Apresenta-se a figura 3.4 do suporte devidamente identificada, onde é possível visualizar a came e a zona de fixação (a).

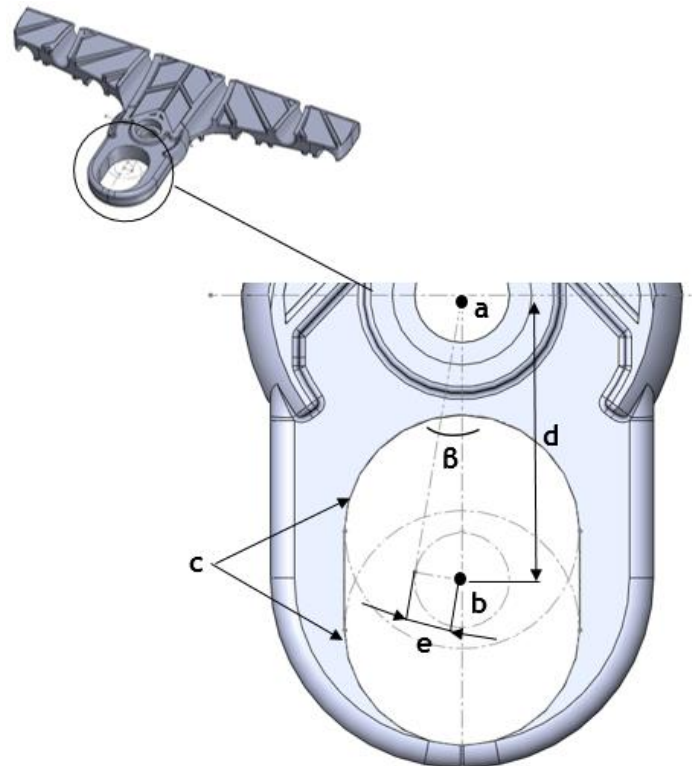


Figura 3.4 - Came.

- a- Ponto de fixação do suporte
- b- Centro da came
- c- Superfície externa do rolamento
- d- Distância entre o ponto central do suporte e centro da came
- e- Excentricidade

Para uma decisão da amplitude de oscilação do suporte, foi feito um estudo de máquinas presentes no mercado e constatou-se que apresentam valores entre $8,5^\circ$ e 14° .

Decidiu-se optar por tentar o máximo valor de amplitude (14°), com o sistema escolhido.

Existem duas possibilidades de variar a amplitude do ângulo β : reduzir a excentricidade (e) ou a distância entre o ponto central do suporte e o centro da came (d), (figura 3.5).

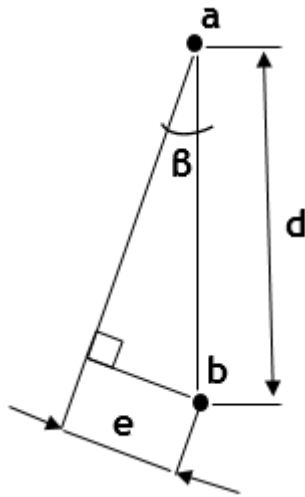


Figura 3.5 - Esquematização da variação de amplitude.

$$\beta = \sin^{-1}\left(\frac{e}{d}\right)$$

Efectuada a pesquisa do rolamento a utilizar, conclui-se que o rolamento 61805 [23] é o que melhor se adequa para ao pretendido.

O rolamento 61805 é atravessado por um veio que em cada extremidade é apoiado por meio de dois rolamentos. Por uma questão de custos e utilização na zona frontal do suporte escolheu-se novamente o rolamento 608-Z [23]. Sabendo que o seu diâmetro interior é de 8 mm, o diâmetro do veio apresentará valores com a mesma ordem de grandeza, portanto, o diâmetro interno do rolamento 61805 terá de ser obrigatoriamente superior e conseguir assegurar a máxima excentricidade possível.

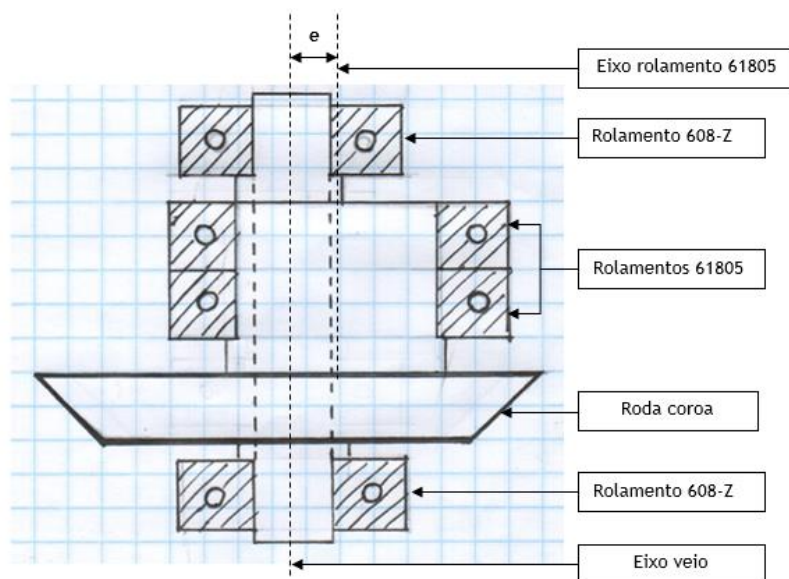


Figura 3.6 - Secção de corte rolamentos e roda.

3.1.2 Varetas

As varetas são os elementos mais propícios ao desgaste sofrido durante a utilização da máquina, podendo partir com alguma facilidade.

A escolha de um modelo de vareta no mercado [26] foi a opção. A justificação deve-se essencialmente à existência de um grande número de modelos com dimensões e formatos bastante semelhantes para o pretendido. O material constituinte da vareta (figura 3.7) é o CFRP (*Carbon Fiber Reinforced Plastic*). [27] [28] [29]



Figura 3.7 - Vareta com comprimento de 290 mm e diâmetro 5 mm.

3.1.3 Modelo tridimensional do pente

Apresenta-se o pente na sua fase final. O elemento em destaque é o apoio que permite o encaixe das varetas. Este foi criado com base no modelo de vareta escolhido, existindo uma união perfeita entre o apoio e vareta.

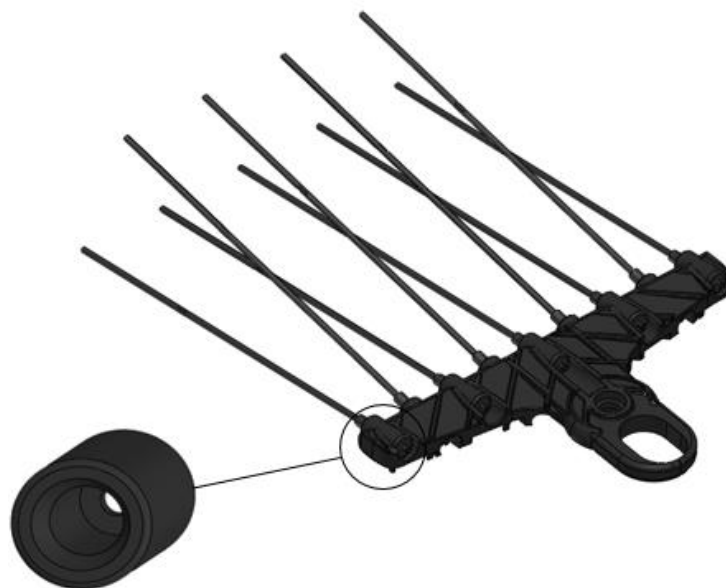


Figura 3.8 - Pente.

As extremidades das varetas encontram-se distanciadas entre si cerca de 77 mm, o suficiente para conseguir penetrar por entre os ramos da árvore.



Figura 3.9 - Vista lateral do pente.

3.1.4 Cálculo dos esforços nos apoios do pente

Para conhecimento do valor das forças atuantes no pente, considerou-se que seria exercida uma força horizontal F_A a 2/3 do comprimento da vareta, efeito semelhante provocado pelo embate do ramo da oliveira com a vareta.

Segue-se a figura 3.10, onde se encontra assinalada a localização das forças F_A , força F_B (zona de fixação do pente), força F_C (zona de fixação roda) e respectivas distâncias entre estas.

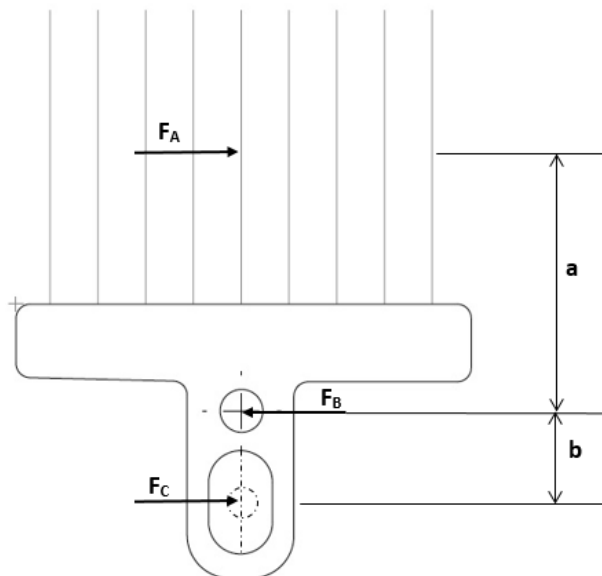


Figura 3.10 - Representação das forças atuantes no pente.

Obtenção das equações que permitem o cálculo das forças nos apoios

$$\sum M_C = 0$$

$$F_B \cdot b - F_A \cdot (a + b) = 0$$

$$F_B = \frac{F_A \cdot (a + b)}{b} \quad (3.1)$$

$$\sum F_C = 0$$

$$F_A - F_B + F_C = 0$$

$$F_C = F_B - F_A \quad (3.2)$$

Substituindo nas equações 3.1 e 3.2, encontra-se na tabela 3.1 os valores das forças atuantes no pente.

Tabela 3.1 - Valores das forças atuantes no pente.

	F _A (N)	F _B (N)	F _C (N)
Para valores	1	7,6	6,6
a= 0,3 (m)	2,5	19,1	16,6
	5	38,3	33,3
b =0,045 (m)	7,5	57,5	50
	10	76,6	66,6

Dos valores obtidos da tabela 3.1, retira-se que para um valor de força 10 N na vareta resulta uma força de 76,6 N (F_B) e 66,6 N (F_C).

3.1.5 Simulação por elementos finitos

Tendo a constituição do pente totalmente definida o passo seguinte é a escolha do material para o suporte. Como referido numa fase inicial, um dos objetivos do projecto é apresentar o menor peso possível.

Com isto, dada a constituição das máquinas existentes e pesquisas efetuadas aos materiais mais acessíveis no mercado, rapidamente se chegou à conclusão que o material mais adequado seria o PEAD (polietileno de alta densidade) [29].

O polietileno é utilizado em diferentes segmentos da indústria de transformação de plásticos, abrangendo processos de moldagem por sopro, extrusão e moldagem por injeção [30].

Escolhido o material (PEAD), prossegue-se para o CAE [31]. A ferramenta utilizada para avaliar o comportamento da peça sujeita aos esforços e deformações foi o *SolidWorks Simulation* [25].

Como referido no ponto 3.1, o suporte e varetas são elementos constituintes do pente, sendo que cada um destes apresenta um material diferente.

Na figura 3.11, encontram-se representadas a magenta as força exercidas no pente. Considerou-se que seria exercida uma força máxima na vareta (F_A) de 10 N e dos valores obtidos na tabela 3.1 fez-se o preenchimento na ferramenta *SolidWorks Simulation* as restantes forças F_B e F_C .

Para o suporte, os valores de tensão envolvidos são de 2,5 MPa, sendo que o valor da tensão de cedência do material está compreendido entre os 21 MPa a 42 MPa [29]. Conclui-se que a estrutura adoptada é perfeitamente habilitada para o solicitado.

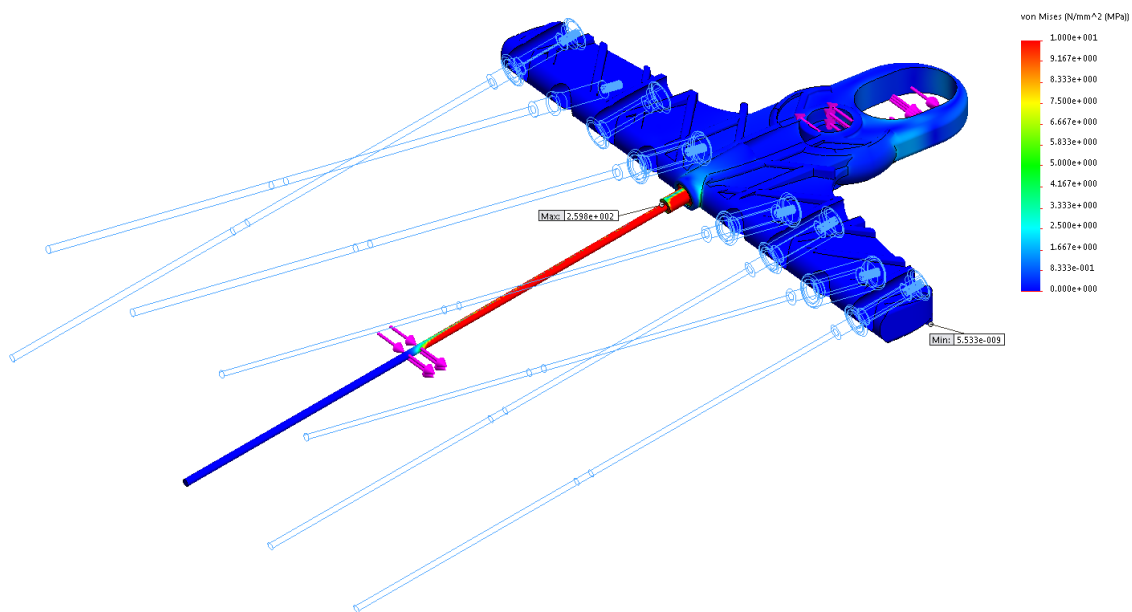


Figura 3.11 - Distribuição de tensões no pente.

Observa-se na figura 3.12, que os maiores valores de tensão (244 MPa) ocorrem, como esperado na vareta, isto porque a força F_A encontra-se ligeiramente distânciada em relação ao ponto de fixação do apoio. No entanto o valor obtido encontra-se abaixo do valor da tensão de cedência do material (500 MPa).

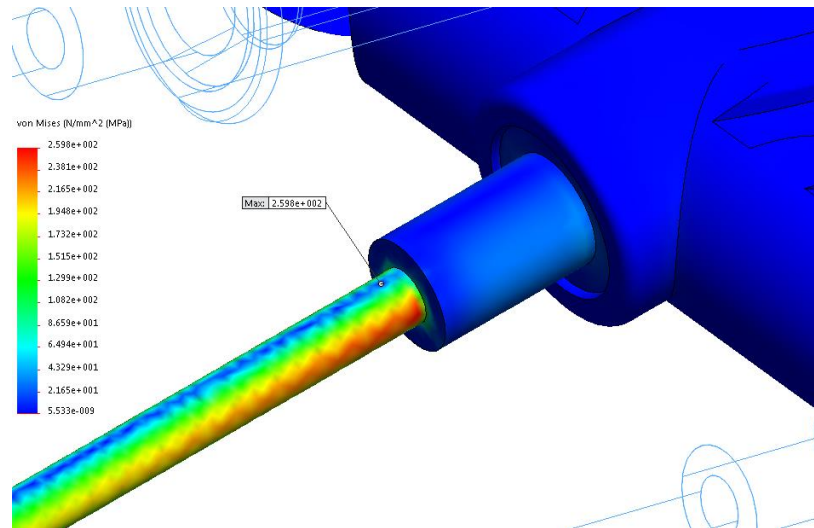


Figura 3.12 - Distribuição de tensões na vareta.

Do quadro de valores da figura 3.13, o valor máximo de deformação obtido foi de 33 mm na extremidade da vareta. No entanto, devido às propriedades mecânicas do material, os valores são aceitáveis. O valor da deformação para o suporte é praticamente nulo.

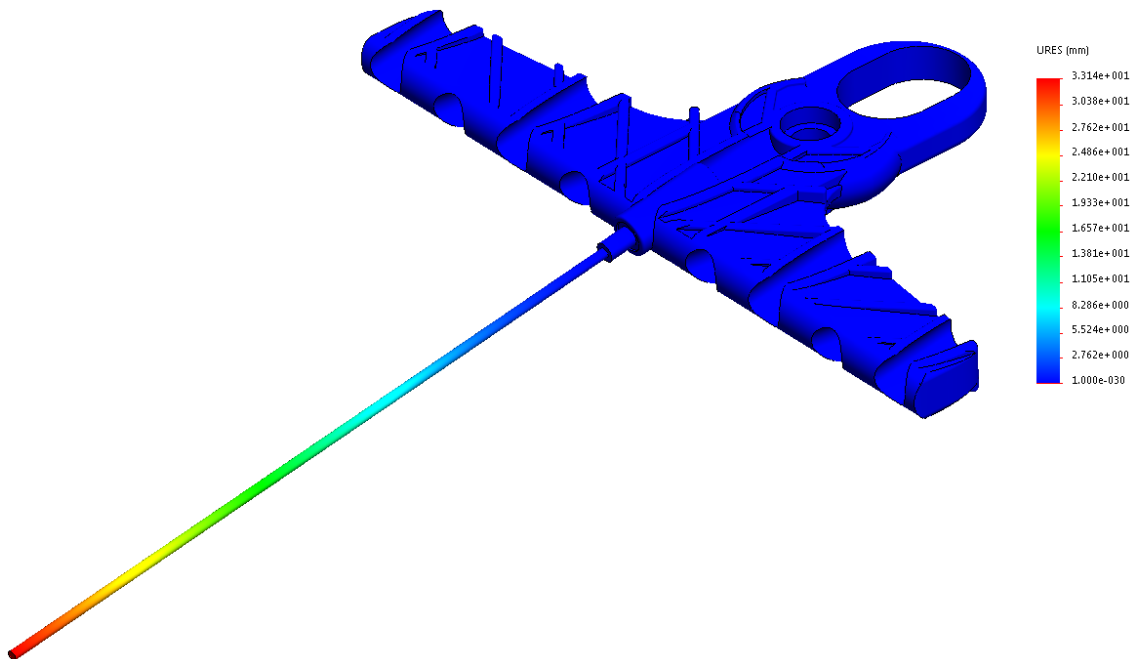


Figura 3.13 - Deformação do pente.

3.2 Mecanismo

O mecanismo incorpora os rolamentos, engrenagens, veios, caixa e motor.

Devido à presente complexidade do mecanismo, optou-se por criar um esboço com o intuito de explorar a melhor para disposição dos componentes. O seguinte facto não só permite uma

melhor organização de todo o conjunto, como uma maior sensibilidade aos pormenores que de outro modo não seria fácil detectar.

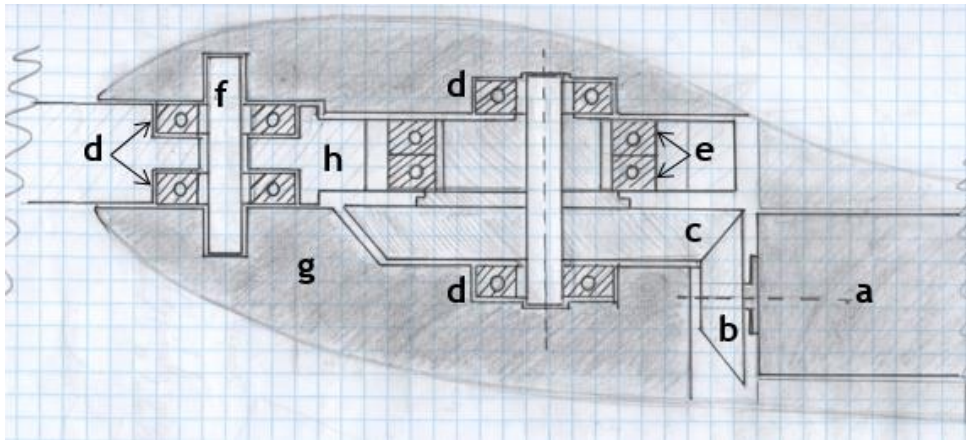


Figura 3.14 - Esboço do mecanismo.

- a- Motor
- b- Pinhão
- c- Roda
- d- Rolamentos 608-Z
- e- Rolamentos 61805
- f- Veio
- g- Caixa
- h- Pente

3.2.1 Motor

O motor é um dos principais elementos de toda a máquina, responsável por transmitir a velocidade e binário necessários ao pente. Para a escolha do motor foi necessário conhecer os valores das forças envolvidas em todo o processo de transmissão de potência. Assim sendo, na figura 3.15 encontra-se referenciado o local onde é o maior momento (M_d) de todo o sistema.

O cálculo do momento M_d vem,

$$M_d = F_c \cdot d \quad (3.3)$$

Em que d representa o valor da distância entre eixos da roda e do excêntrico.

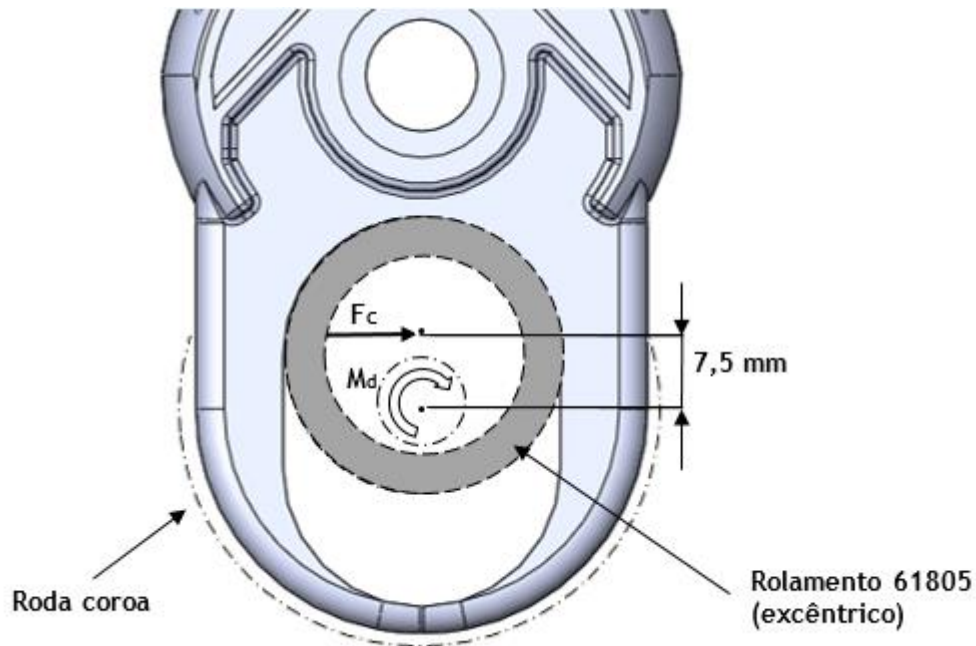


Figura 3.15 - Representação geométrica do diâmetro do rolamento 61805, força (F_c) e momento (M_d).

Os valores para o cálculo do momento são obtidos a partir dos diferentes valores de força calculados anteriormente na tabela 3.1. O valor de d é um valor fixo, que representa o valor de excentricidade entre o veio da roda e o centro do rolamento 61805 (excêntrico).

Tabela 3.2 - Valores de forças F_c e valores do momento (M_d), para $d=0,0075$ mm.

	F_c (N)	M_d (N.m)
$d=0,0075$ (m)	6,66	0,05
	16,6	0,12
	33,3	0,24
	50	0,37
	66,6	0,50

Conclui-se que para um valor de força F_c de 66,6 N e distância entre eixos de 0,0075 m, é necessário um momento de 0,50 N.m.

3.2.1.1 Cálculo da Potência

Com a equação anteriormente descrita ($M_d = F_c \cdot d$), é possível a obtenção da equação que transmite o valor da potência necessária ao motor.

Como

$$P = M_d \cdot \omega \quad (3.4)$$

ω - Velocidade angular (rad/s)

O cálculo da potência é dado pela seguinte equação:

$$P = M_d \cdot \frac{2\pi \cdot n}{60} [W] \quad (3.5)$$

n-rotação (rpm)

Pretende-se que a roda cónica tenha uma velocidade aproximada de 1500 rpm.

A tabela 3.3 relaciona o valor de potência (P) com o momento (M_d) para uma velocidade de 1500 rpm.

Tabela 3.3 - Valores de momento (M_d) e valores de potência, para uma velocidade de 1500 rpm.

n (rpm)	M_d (N.m)	P (W)
1500	0,05	7
	0,12	19
	0,25	39
	0,37	58
	0,50	78

Como se observa na tabela 3.3, para um momento máximo de 0,50 N.m a potência necessária do motor é de cerca de 78 W.

3.2.1.2 Escolha do motor

Neste momento, tendo por base os valores obtidos, é possível compreender o tipo de motor a procurar. Por uma questão de organização e facilidade durante a sua procura, encontra-se discriminado na tabela seguinte o valor do torque (M_d) e potência (P) para cada valor de força (F_A) exercida na vareta.

Tabela 3.4 - Valores de força no pente (F_A), valores de momento (M_d) e potência (P).

F_A (N)	M_d (N.m)	M_d (g.cm)	P (W)
1	0,05	500	7
2,5	0,12	1250	19
5	0,25	2500	39
7,5	0,37	3700	58
10	0,50	5000	78

Após um grande número de pesquisas e contactos com fornecedores, foi possível seleccionar o motor que melhor reúne as condições de trabalho pretendidas [32] [33] [34] [35] [36] [37] [38]. O motor seleccionado é o Silent 775 [38].

O motor tem uma alimentação de 12V DC, com uma velocidade nominal na ordem das 8550 rpm para um valor de corrente cerca de 7A. A sua fonte de alimentação será uma bateria de 12V. Embora a velocidade seja bastante elevada, a utilização do sistema de engrenagem em estudo vai permitir reduzir significativamente o seu valor para aproximadamente 1500 rpm no pente.

Na figura seguinte, encontra-se representado o gráfico com as respetivas curvas características de funcionamento do motor Silent 775 cedidas pelo fabricante [38], onde relaciona o torque com a potência (W), rendimento (η), corrente (mA) e velocidade (rpm).

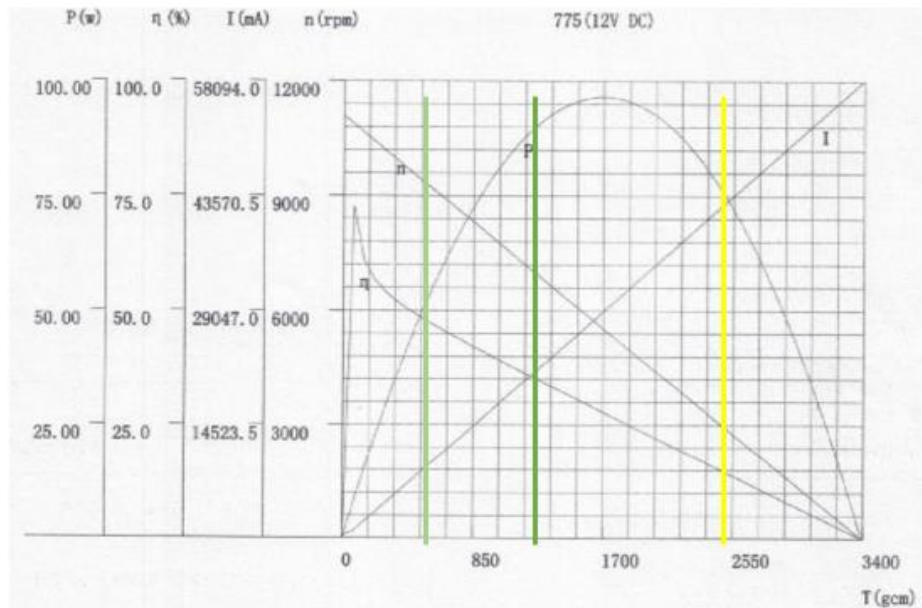


Figura 3.16 - Representação das curvas características de funcionamento do motor Silent 775 [38].

Os diferentes valores de torque presentes na tabela 3.4, encontram-se traçados no gráfico por uma linha vertical. Como se pode observar o valor máximo (bloqueio) do motor é de 3400 g.cm atingindo um valor de corrente de 58094 mA. Isto deduz o facto de o motor em questão ter capacidade para funcionar no pior dos casos para valores de binário (T) inferiores a 2500 g.cm sem bloquear, contudo, os seus valores de corrente encontram-se bastante elevados. Tendo em conta que o motor não tem capacidade para valores de força (F_A) superiores a aproximadamente 6 N na vareta, tal facto não impediu a sua escolha. O pente está em constante movimento oscilatório a ao atingir o ramo pode assumir valores elevados de força na vareta em casos pontuais. No entanto, na maioria dos casos, durante o trabalho, o seu esforço estima-se que seja bem abaixo de 7,5 N de força na vareta do pente.

3.2.1.3 Modelação do motor

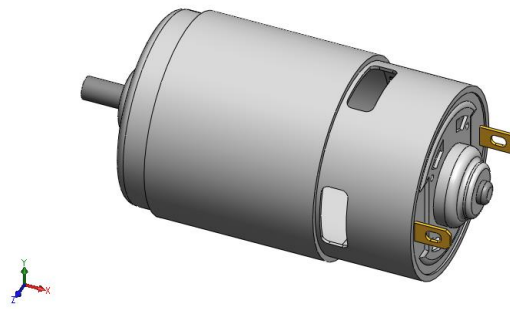


Figura 3.17 - Representação tridimensional do motor Silent 775.

A figura 3.17 representa a forma 3D do motor Silent. O principal objetivo da modelação do motor é meramente para efeitos de posicionamento durante a montagem de todos os componentes com recurso à modelação computacional.

3.2.2 Rodas cónicas

As dimensões das rodas cónicas a utilizar no projecto ficam de certa forma limitadas ao espaço disponível e ao método adotado de oscilação do pente. Como se observa na figura 3.18, D_{max} representa o valor máximo de diâmetro que a roda pode apresentar e d_{min} a distância de segurança para fixação do veio.

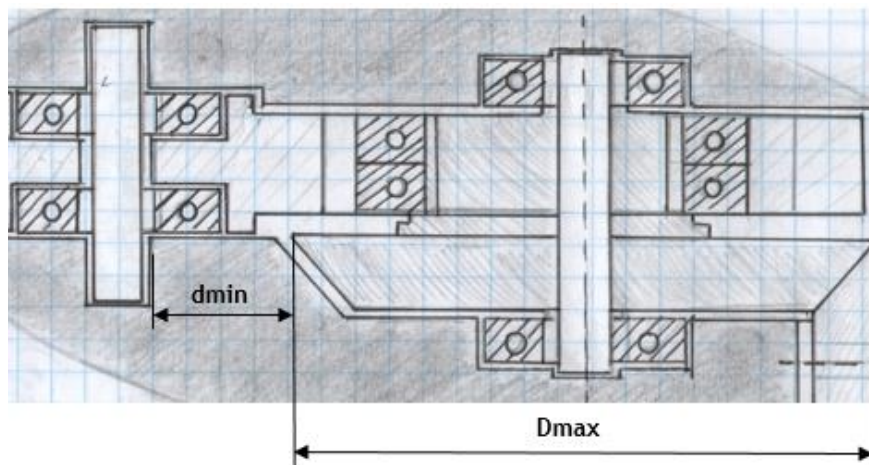


Figura 3.18 - Esboço do mecanismo.

Escolhido o motor com uma velocidade na ordem das 8550 rpm pretende-se que a roda apresente uma velocidade de aproximadamente 1500 rpm. Para o conseguir é necessário relacionar o diâmetro do pinhão com o diâmetro da roda.

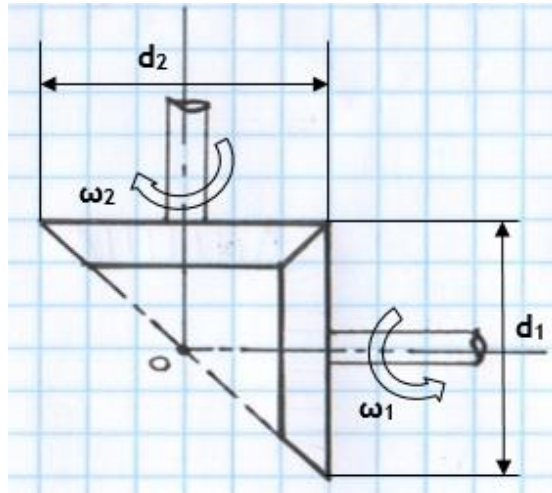


Figura 3.19 - Rodas cónicas de dentes rectos.

Com isto, da relação de transmissão [39], resulta:

$$\omega_1 \cdot d_1 = \omega_2 \cdot d_2 \quad (3.6)$$

ω_1 - Velocidade angular do pinhão (rad/s)

d_1 - Diâmetro primitivo do pinhão (mm)

ω_2 - Velocidade angular da roda (rad/s)

d_2 - Diâmetro primitivo da roda (mm)

O valor máximo do diâmetro da roda é 65 mm ($D_{\text{máx}} = 65 \text{ mm}$), tem-se

$$d_2 = 65 \text{ mm}$$

$$\omega_1 = 895 \text{ rad/s (8550 rpm)}$$

$$\omega_2 = 157 \text{ rad/s (1500 rpm)}$$

vem,

$$895 \cdot d_1 = 157 \cdot 65$$

$$d_1 = 11,4 \text{ mm}$$

Do valor obtido, conclui-se que é necessário um diâmetro para o pinhão de aproximadamente 11,4 mm para garantir que a roda rode a uma velocidade de 1500 rpm.

Atribui-se o valor de 12 mm ao diâmetro do pinhão devido às medidas standard existentes.

Para obtenção do número de dentes das rodas cónicas basta aplicar a seguinte equação,

$$d_m = m \cdot Z \quad (3.7)$$

d_m - Diâmetro primitivo

m- Módulo

Z- Número de dentes

O módulo escolhido apresenta o valor de 1 mm, pois sabe-se que o máximo diâmetro possível que a roda pode assumir é de 65 mm.

Resolvendo em ordem a Z vem,

$$Z_2 = \frac{65}{1} = 65 \text{ dentes}$$

O número de dentes da roda é de 65 dentes.

O diâmetro primitivo do pinhão é de 12 mm, portanto o número de dentes vem,

$$Z_1 = \frac{12}{1} = 12 \text{ dentes}$$

O número de dentes do pinhão é de 12 dentes.

3.2.2.1 Dimensionamento

As engrenagens podem falhar geralmente devido a dois tipos de solicitação: a que ocorre no momento de contacto, devido à pressão; e a que ocorre no pé do dente, devido à flexão causada pela carga transmitida. [40] [41] [42] [43] [44]

Conhecidas as causas de falha acima descritas, o passo seguinte passa por comprovar que as rodas cónicas com valor de módulo, diâmetro e número de dentes escolhidos anteriormente são viáveis para utilização.

3.2.2.1.1 Critério de pressão

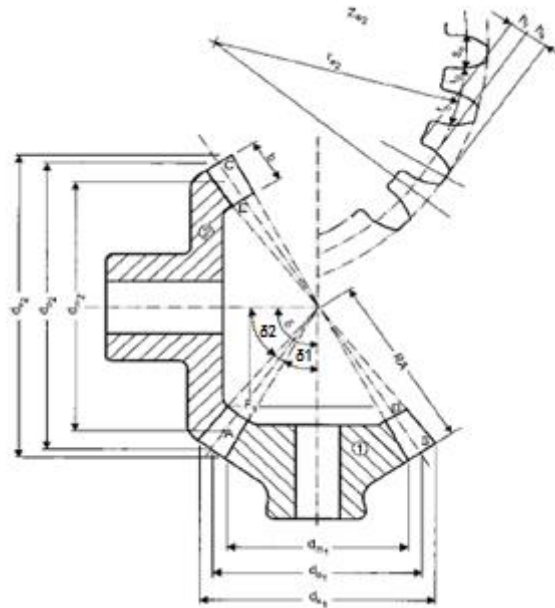


Figura 3.20 - Detalhe construtivo da engrenagem cônica de dentes retos [44].

a) Conicidade da engrenagem relativa ao primitivo

Permite obter o valor de ângulo dos dentes do pinhão como da roda, de forma a engrenarem correctamente.

Angulo de pressão considerado: $\alpha=20^\circ$

$$\tan \delta_2 = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{65}{12} = 5,4 \quad \delta_2 = 79,5^\circ$$

$$\delta_1 = 90 - \delta_2 = 90^\circ - 79,5^\circ \quad \delta_1 = 10,5^\circ$$

b) Torque no pinhão

Como a árvore de entrada está acoplada ao pinhão do eixo do motor, roda a uma velocidade de 8550 rpm, tem-se,

$$M_T = \frac{30000 \cdot 40}{\pi \cdot 8550} \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_T = 44,7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

O valor do momento do pinhão é de 44,7 N.mm para uma velocidade aproximada de 8550 rpm.

c) Relação de transmissão

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{65}{12} = 5,4$$

A relação de transmissão entre o número de dentes da roda e pinhão é de 5,4.

d) Cálculo da pressão admissível é dada por,

- Fator de durabilidade (W)

O fator de durabilidade é dado pela seguinte expressão,

$$W = \frac{60 \cdot n_p \cdot h}{10^6} \quad (3.8)$$

Em que:

n_p - Rotação do pinhão (rpm)

h - Duração do par em horas (duração prevista de 960 h)

A máquina trabalha cerca de 8 h por dia contínuas sendo utilizada durante o ano apenas em época de azeitona, portanto assume-se 2 meses que equivale a 60 dias e uma duração de 2 anos de vida.

$$8 \cdot 60 \cdot 2 = 960 \text{ h}$$

Então, $h = 960$ horas de trabalho

$$W = \frac{60 \cdot 8550 \cdot 960}{10^6} = 492,5 \text{ milhões de rotações}$$

e) Intensidade da pressão admissível

O cálculo da pressão admissível

$$P_{adm} = \frac{0,487 \cdot HB}{W^{\frac{1}{6}}} \quad (3.9)$$

HB - Dureza Brinell

O material constituinte das rodas cónicas escolhido é o aço SAE 1020 [44] de dureza 1750 N/mm².

$$P_{adm} = \frac{0,487 \cdot 1750}{492,5^{\frac{1}{6}}} = 303,3 \text{ N/mm}^2$$

O valor de pressão admissível é de 303,3 N/mm².

f) Volume mínimo do pinhão

Valor mínimo do pinhão é dado pela seguinte equação,

$$b_1 \cdot d_{m1}^2 = 0.2 \cdot f^2 \cdot \frac{M_T \cdot \cos(\delta_1)}{P_{adm}^2} \cdot \frac{i^2 + 1}{i^2} \quad (3.10)$$

b_1 - Largura do pinhão

d_{m1} - Diâmetro médio primitivo

f - Fator das características elásticas do par [44]

M_T - Momento torsor (N.mm)

Substituindo na equação 3.10 pelos valores obtidos nas alíneas (a), (b), (c), e (e) vem,

$$b_1 \cdot d_{m1}^2 = 0,2 \cdot 1512^2 \cdot \frac{44,7 \cdot \cos(10,5^\circ)}{303,27^2} \cdot \frac{5,4^2 + 1}{5,4^2}$$

$$b_1 \cdot d_{m1}^2 = 226 \text{ mm}^3$$

g) Módulo do engrenamento

$$b_1 \cdot d_{m1}^2 = 226 \text{ mm}^3 \text{ (volume mínimo) (I)}$$

$$b_1 \cdot 0.83d_{m1} = 226 \text{ mm}^3 \text{ (imposição do projecto)(II)}$$

Segundo Henriot [45], a relação largura/diâmetro primitivo do pinhão, b_1/d_1 , não deve exceder 2, sendo recomendável que $b_1/d_1 \leq 1$. Assume-se para a seguinte situação que $b_1 = 10$ mm.

$$\frac{b_1}{d_1} = \frac{10}{12} = 0,83$$

O valor obtido da relação b_1/d_1 é de 0,83 logo está dentro dos limites recomendáveis.

Substituindo II em I, tem-se

$$b_1 \cdot d_{m1}^2 = 0,83 \cdot d_{m1}^3 = 226$$

$$d_{m1} = \sqrt[3]{\frac{226}{0,83}} = 6,5 \text{ mm}$$

É necessário um diâmetro médio do pinhão de 6,5 mm para um volume mínimo de 226 mm³.

h) Módulo médio

$$m_m = \frac{d_{m1}}{Z_1} = \frac{6,5}{12} = 0,5 \text{ mm}$$

i) Módulo do engrenamento (ferramenta)

$$m_n = \frac{m_m}{0,8} = \frac{0,5}{0,8} = 0,62 \text{ mm}$$

Para efeito de engrenamento escolhe-se o módulo acima então, $m_n = 1 \text{ mm}$.

j) Recálculo do módulo médio

$$m_m = 0,8 \cdot m_n = 0,8 \cdot 1 = 0,8 \text{ mm}$$

k) Diâmetro médio

$$d_m = m_n \cdot Z_1 = 0,8 \cdot 12$$

$$d_m = 9,6 \text{ mm}$$

l) Largura do pinhão

$$b_1 \cdot d_m^2 = 226$$

$$b_1 = \frac{226}{9,6^2} = 2,5 \text{ mm}$$

Com base nos valores obtidos, conclui-se que o pinhão com o diâmetro 12 mm, número de dentes igual a 12 e largura do dente igual a 10 mm é suficiente para subsistir ao desgaste provocado durante o trabalho.

Assim sendo, para o cálculo da resistência à flexão no pé do dente, assumem-se os valores de módulo ($m=1$), número de dentes ($Z_1=12$), diâmetro primitivo ($d_1=12 \text{ mm}$) e largura do dente ($b_1=10 \text{ mm}$).

3.2.2.1.2 Resistência à flexão no pé do dente

O dimensionamento ao critério de pressão de desgaste por si só não é suficiente para projetar a engrenagem. É necessário verificar a resistência à flexão no pé do dente. A engrenagem apresenta aptidão para suportar os esforços na transmissão, se a tensão presente no dente for menor ou igual ao valor de cedência do material.

O cálculo da tensão atuante no pé do dente é dado pela seguinte equação [44]:

$$\sigma_{max} = \frac{F_T \cdot q}{b_1 \cdot m \cdot e} \leq \sigma_{material} \quad (3.11)$$

σ_{max} - Tensão máxima actuante (N/mm²)

F_T - Força tangencial (N)

q - Fator de forma

e - Fator de serviço

m) Cálculo da força tangencial (F_T)

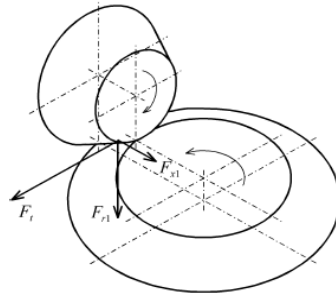


Figura 3.21 - Forças de engrenamento [45].

A força tangencial (F_T) é a força tangencial que o dente do pinhão exerce sobre o dente da roda ou vice-versa.

$$F_T = \frac{M_T}{r_m} = \frac{2M_T}{d_m}$$

r_m - Raio primitivo (mm)

d_m - Diâmetro primitivo (mm)

O cálculo da força tangencial no pinhão vem,

$$F_T = \frac{2 \cdot 44,7}{12} = 7,45 \text{ N}$$

Obtido o valor da força tangencial no pinhão, calcula-se o fator de forma e fator de serviço.

n) Fator de forma (q)

O fator de forma para a engrenagem é obtido em função do número de dentes.

Para obter o valor de q, é necessário calcular o número de dentes equivalente dado por,

$$Z_e = \frac{Z_1}{\cos(\delta_1)} = \frac{12}{\cos(10,5^\circ)} = 12,2$$

Do número de dentes obtidos q assume o valor de 4,5 [44].

o) Fator de serviço (e)

Tabela 3.5 - Valores do fator de serviço [44].

Fator de serviço (e)		
(serviços leves, e=1,75)	(serviços normais, e=1,5)	(serviços pesados, e=1,25)

Para 8 h/dia de funcionamento o trabalho é considerado normal, portanto e=1,5.

Substituindo na equação 3.11 pelos valores obtidos nas alíneas (m), (n) e (o) vem,

$$\sigma_{max} = \frac{7,45 \cdot 4,5}{10 \cdot 1 \cdot 1,5} \leq \sigma_{material}$$

$$\sigma_{max} = 2,235 \text{ N/mm}^2$$

Valor de tensão máxima atuante no dente é de 2,235 N/mm², claramente abaixo da tensão de cedência do material 351 N/mm². Isto significa que o pinhão tem aptidão para suportar os esforços no dente durante a transmissão de potência.

Representação do pinhão (figura 3.22).

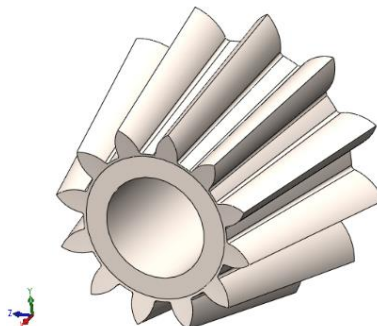


Figura 3.22 - Pinhão.

3.2.2.1.3 Simulação por elementos finitos do pinhão

Usando o MEF do *SolidWorks Simulation* [25] foram calculados as tensões e os deslocamentos do pinhão.

Os valores introduzidos foram módulo ($m=1$), número de dentes ($Z_1=12$) e largura do dente ($b=10\text{mm}$). O aço utilizado é o SAE 1020 [44].

A vermelho encontra-se representadas as tensões de maior valor e a azul as menores. Considerou-se a colocação da força na extremidade da aresta do dente do pinhão com o valor de força obtido na alínea (m).

O valor máximo de tensão no pinhão é de 10 MPa, bastante abaixo do valor de cedência do material 351 MPa.

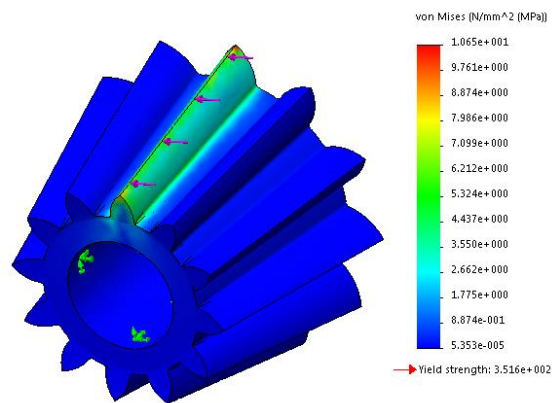


Figura 3.23 - Distribuição de tensões no pinhão.

Do quadro de valores da figura 3.24, o valor máximo de deformação é de aproximadamente 0,00011 mm, sendo insignificante.

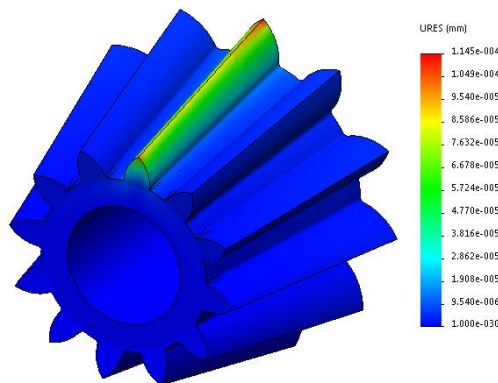


Figura 3.24 - Deformação no pinhão.

Características geométricas do par, em mm:

Tabela 3.6 - Características geométricas do pinhão e da roda.

Formulário	Pinhão (mm)	Roda (mm)
Número de dentes	12	65
Módulo	m=1	m=1
Passo $t_0 = \pi$	$t_0 = 3,14$	$t_0 = 3,14$
Espessura do dente no primitivo $s_0 = \frac{t_0}{2}$	$S_0 = 1,57$	$S_0 = 1,57$
Vão entre os dentes no primitivo $l_0 = \frac{t_0}{2}$	$l_0 = 1,57$	$l_0 = 1,57$
Altura na cabeça do dente hk=m	hk= 1	hk =1
Altura do pé do dente hf=1,2·m	hf = 1,2	hf = 1,2
Altura total do dente hZ=2,2·m	hZ = 2,2	hZ = 2,2
Altura comum do dente h=2·m	h = 2	h = 2
Folga da cabeça do dente Sk=0,2·m	Sk = 0,2	Sk = 0,2
Ângulo de pressão	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 20^\circ$
Angulo angular entre eixos $\delta = \delta_1 + \delta_2$	$\delta = 90^\circ$	$\delta = 90^\circ$
Largura do dente	$b_1 = 10$	$b_2 = 10$
Diametro primitivo $d_m = m \cdot Z$	$d = 12$	$d = 65$

Com base nos dados da tabela 3.6, procedeu-se à criação da roda. Esta é constituída pelo mesmo material utilizado no dimensionamento do pinhão, aço SAE 1020 [44].

Recorrendo novamente à ferramenta de engrenagens presentes no programa *SolidWorks* [25], fez-se o respectivo preenchimento de dados de módulo ($m=1$), número de dentes ($Z_2=65$) e largura do dente ($b=10\text{mm}$).

Obtida a roda criou-se o excêntrico para acoplar os rolamentos 61805 e 608-Z como se pode observar na figura 3.25.

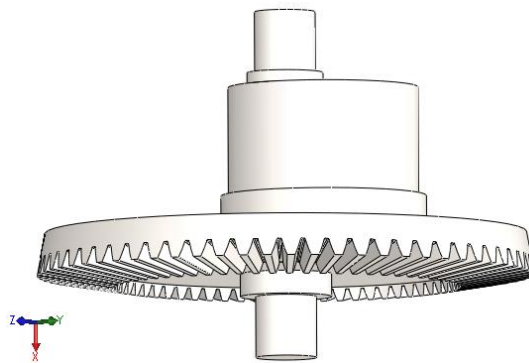


Figura 3.25 - Roda.

3.2.2.1.4 Simulação por elementos finitos da roda

O processo de simulação da roda é idêntico ao anteriormente feito no pinhão. Foi colocada uma força de igual valor (7,45 N) na aresta do dente e os apoios dos rolamentos, representados pelas setas a verde, foram colocados em cada extremidade do veio pertencente à roda.

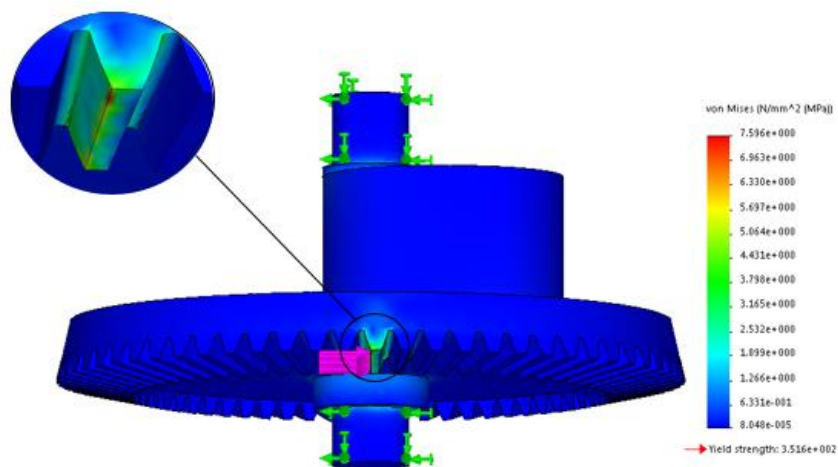


Figura 3.26 - Distribuição de tensões na roda.

Dos valores de tensão obtidos, a roda tem o valor máximo de tensão de aproximadamente 7 MPa. Encontra-se dentro dos limites de tensão de cedência do material de 351 MPa.

Da tabela da figura 3.27, verifica-se que os valores de deformação representados são reduzidos, o que faz com que o material escolhido para a roda seja bastante satisfatório. O valor da deformação da roda é de 0,0003 mm.

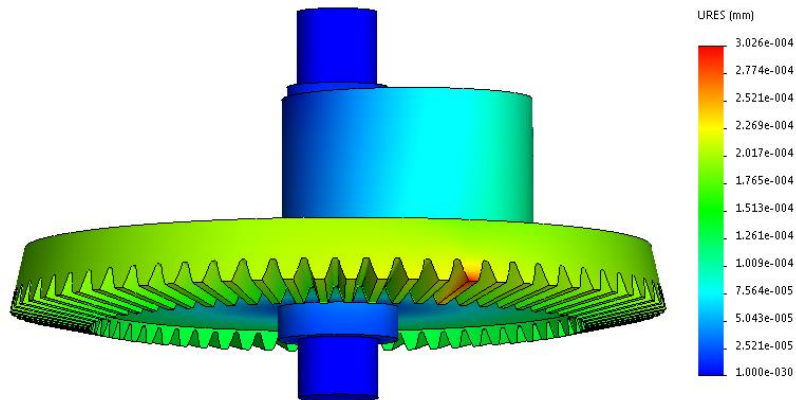


Figura 3.27 - Deformação da roda.

3.2.3 Rolamentos

Os rolamentos têm como função minimizar a fricção entre as peças móveis do sistema. Para além da carga radial permitem um apoio de carga axial em ambos os sentidos. Por conseguinte, são especialmente adequados para aplicações onde é necessário elevada rotação, com menor ruído e vibração possível. [46]

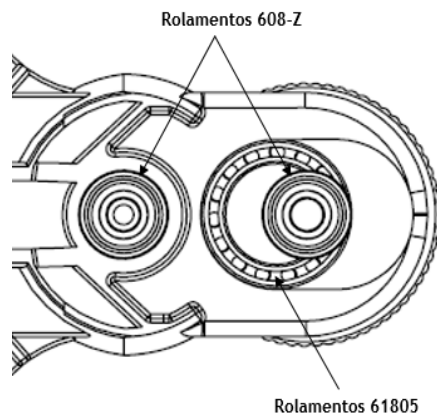


Figura 3.28 - Vista parcial do pente com localização dos rolamentos 608-Z e 61805.

A vida do rolamento de esferas de uma carreira é dada pelo número de revoluções ou número de horas operacionais a uma determinada velocidade que o rolamento pode suportar, antes que o primeiro sinal de fadiga de metal ocorra numa pista do anel interno, externo ou de um corpo rolante.

3.2.3.1 Rolamento 608-Z

Face ao acima descrito, com ajuda da ferramenta de dimensionamento de rolamentos presente no site SKF [23] foi possível verificar se os rolamentos reuniam todas as condições de trabalho. Na figura 3.29 encontram-se os parâmetros de entrada e os resultados obtidos, as dimensões do rolamento e a representação da forma tridimensional do rolamento 608-Z.

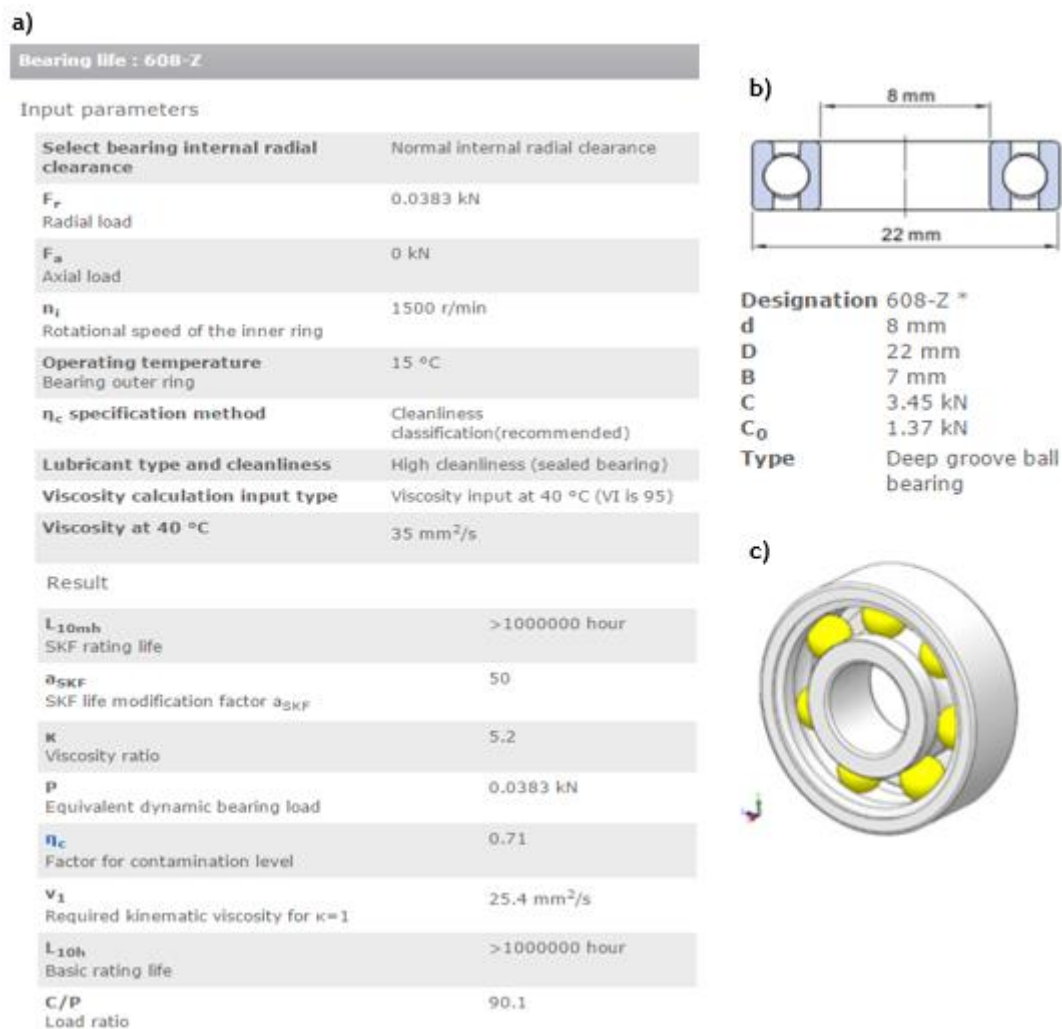


Figura 3.29 - Dimensionamento do rolamento 608-Z. a) Tabela de valores b) Dimensões do rolamento c) Representação da forma tridimensional do rolamento 608-Z.

Completou-se a tabela com o valor de carga radial com base nos valores calculados na tabela 3.1, uma rotação de 1500 rpm e temperatura estimada de trabalho de 15 °C.

Dos resultados obtidos rapidamente se chega à conclusão que os rolamentos escolhidos são mais que suficientes para desempenhar as funções a que se destinam. O seu tempo de vida estimado é superior a 1×10^6 horas de vida útil e o valor da carga equivalente é de 38,3N, bastante abaixo do valor máximo admissível de carga dinâmica do rolamento de 3,45kN.

3.2.3.2 Rolamento 61805

De igual modo se procedeu para o rolamento 61805. O valor de carga radial é de 33N, (tabela 3.1), a rotação e temperatura de trabalho são iguais às do rolamento 608-Z.

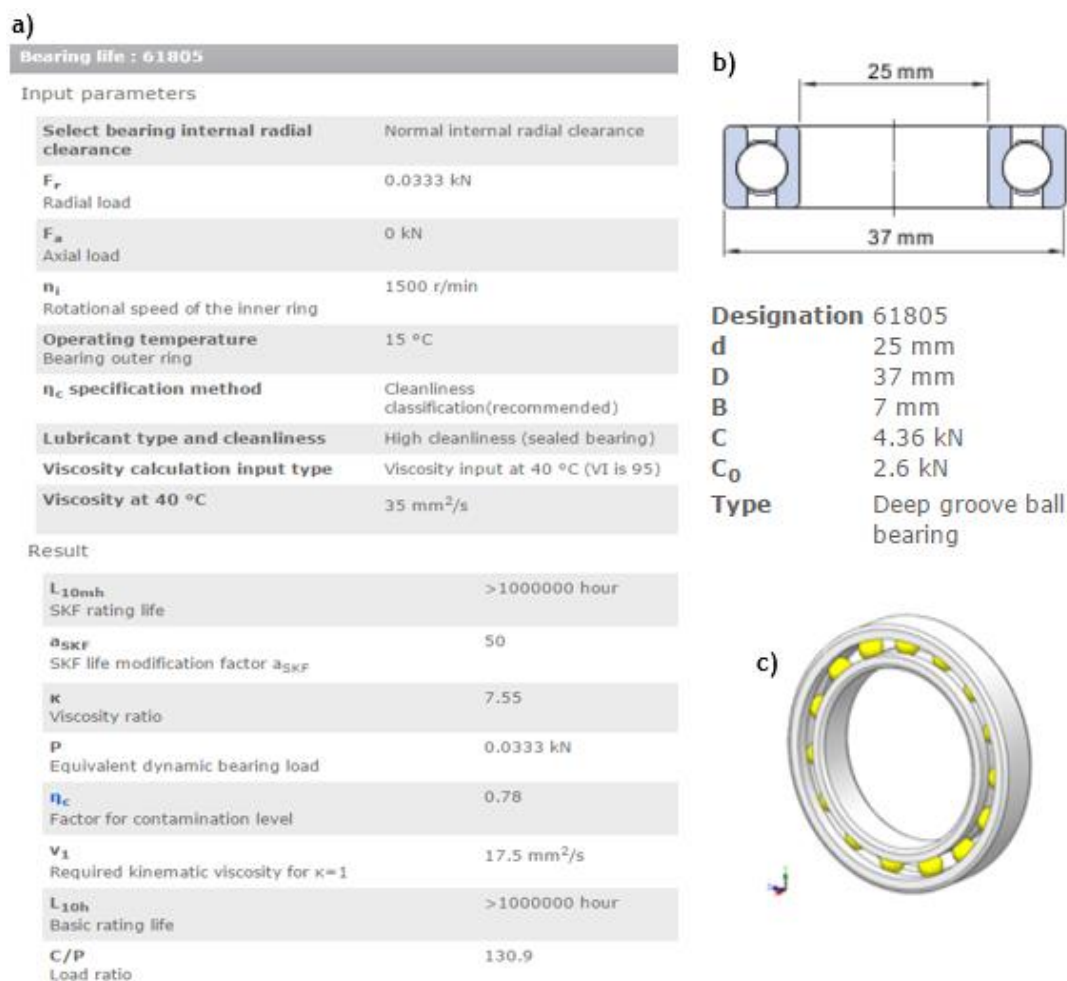


Figura 3.30 - Dimensionamento do rolamento 61805. a) Tabela de valores; b) Dimensões do rolamento; c) Representação da forma tridimensional do rolamento 61805.

Dos resultados obtidos, conclui-se que os rolamentos 61805 escolhidos são capazes de desempenhar as funções a que se destinam, o seu tempo de vida estimado é superior a cerca de 1×10^6 horas de vida útil. O valor de carga equivalente é de 33,3N, bastante reduzido em relação ao valor máximo admissível de carga dinâmica do rolamento que é de 4,36kN.

3.2.4 Veio

O veio é o elemento responsável por garantir a ligação do pente à caixa. Este está apoiado os rolamentos inseridos no suporte e as suas extremidades encontram-se apoiadas na caixa.

O material escolhido é o aço AISI 1020 [44], com resistência necessária para resistir ao desgaste sofrido durante a oscilação do pente.

Para a realização da simulação efetuou-se o cálculo das tensões e deslocamentos pelo MEF com recurso ao *SolidWorks Simulation* [25] tendo em conta todos os factores reais de funcionamento. Os valores de força considerados encontram-se na tabela 3.1, assumindo um valor de 10 N de força exercida na vareta.

Da figura 3.31, rapidamente se conclui que os valores de tensão são muito reduzidos comparativamente à tensão de cedência do material 351 MPa. O valor máximo da tensão obtido é 4.56 MPa (vermelho).

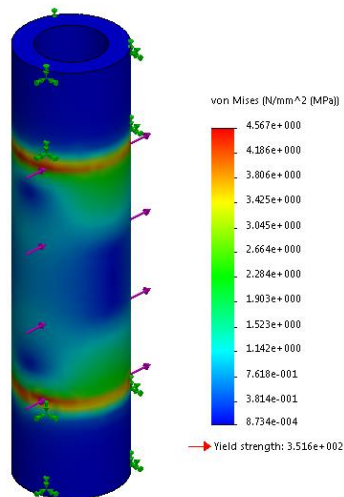


Figura 3.31 - Distribuição de tensões no veio.

Os valores da deformação da figura 3.32 são praticamente inexistentes. Conclui-se que o material escolhido para o veio é suficiente.

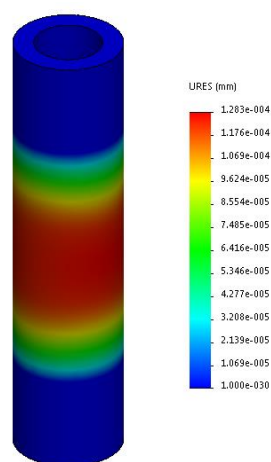


Figura 3.32 - Deformação do veio.

3.2.5 Caixa

A caixa é um elemento que para além de incorporar o mecanismo (engrenagens, rolamentos, veios e motor), tem um papel fundamental na proteção de todos os componentes face às condições ambientais (poeiras, humidade) e providencia uma maior segurança ao operador.

Para escolher a forma de caixa mais adequada, foi necessário ter em conta os seguintes aspetos:

- O motor, pente, rolamentos e sistema de engrenagem (rodas dentadas cónicas) encontram-se a uma distância predefinida, implicando a não mudança de posição de qualquer componente.
- Criação de uma forma suave, sem qualquer tipo de ressalto, que proporcione uma passagem mais fácil por entre os ramos.

Com base nos aspetos acima descritos decidi proceder-se à modelação computacional, já que, com a inserção de todos os componentes na posição correcta, torna-se possível avaliar as interferências que ocorram durante o movimento de alguns elementos enquanto é definida a forma.

A figura 3.33 ilustra o método adotado para conceber a forma da caixa.

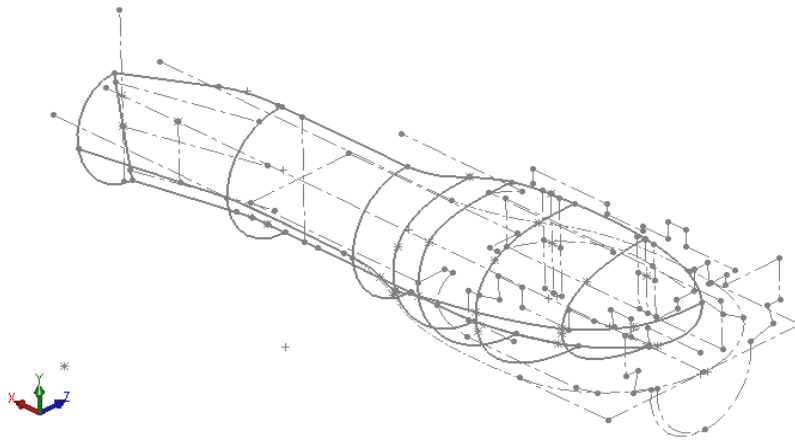


Figura 3.33 - Fase inicial de modelação da caixa.

Existem dois tipos de linhas presentes na figura 3.33. As linhas descontínuas indicam os espaços já ocupados pelos elementos (rodas dentadas, veios, rolamentos e pente), permitindo uma orientação no espaço durante a construção da forma. Por outro lado, as linhas contínuas representam as partes limítrofes da caixa. Ao unir cada uma dessas linhas, define-se uma das faces da caixa e conseqüentemente a sua forma.

A figura 3.34 representa o interior do lado esquerdo da caixa numa fase mais avançada. Para uma identificação de cada elemento contido no interior, decidi atribuir-se uma cor diferente.

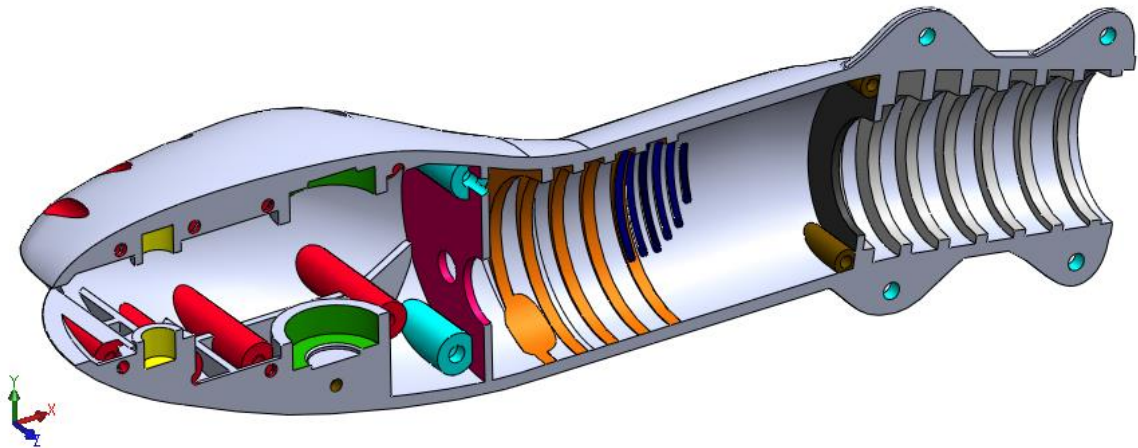


Figura 3.34 - Vista de corte lateral da caixa.

Tendo por início a parte frontal da caixa, representada pela cor amarela encontra-se o orifício onde será apoiado o veio dos dois rolamentos do pente.

A verde encontram-se representados os dois furos que permitem a inserção dos rolamentos 608-Z; estes são os apoios da roda. A presença de um furo concêntrico de menor diâmetro no seu interior tem por objectivo permitir que o veio rode livremente sem qualquer interferência.

Existindo a necessidade de o furo que sustem o veio e rolamento estar sob o máximo aperto possível, foram criados apoios para instalação dos parafusos que permitem a união das duas partes/divisórias da caixa, encontram-se representados pela cor vermelha.

Um dos principais problemas encontrados foi o facto de existir falta de espaço disponível na zona interior da caixa para colocação dos apoios dos parafusos. Para contornar a situação, encontram-se distanciados o máximo possível entre si, para que não haja interferência com nenhum elemento. Os parafusos a usar são tamanho M3, a sua escolha deve-se ao compromisso entre diâmetro e resistência.

Do mesmo modo, encontram-se representados os apoios a azul com um diâmetro ligeiramente superior, devido à utilização de parafusos tamanho M4. Têm o propósito de permitir um melhor aperto junto ao motor e ao tubo. O motivo da escolha de um diâmetro superior do parafuso deve-se às vibrações, volume de espaço disponível e esforços provocados quando o motor se encontra em funcionamento.

Na parte central da caixa encontra-se representada, a magenta, a face em que o motor vai encostar. Esta face encontra-se estrategicamente colocada, permitindo que o motor fique na posição correcta e assim permitir que o pinhão engrene perfeitamente na roda.

De um modo geral, os motores, durante o seu funcionamento, tendem a aquecer. As ranhuras em azul escuro permitem a circulação de ar para arrefecimento do motor.

As nervuras a laranja e cinzento permitem o posicionamento correto do motor e do tubo.

Foi criado um batente, que impede a passagem do tubo para a restante parte da caixa (preto).

Relativamente às restantes nervuras, o seu propósito é conferir uma maior resistência e robustez à caixa.

Por último, a castanho, foram feitos três furos para posicionar correctamente as duas partes da caixa antes de efetuar o aperto dos parafusos.

Representação do modelo final da caixa, (figura 3.35).



Figura 3.35 - Caixa.

3.2.5.1 Simulação por elementos finitos

Usando o MEF *SolidWorks Simulation* [25] foram calculadas as tensões e os deslocamentos em cada ponto da caixa.

Na figura 3.36 encontra-se a verde a zona onde está inserido o tubo que simula o efeito de encastramento e a magenta encontram-se as forças existentes nas zonas de apoios do veio e dos rolamentos. De notar que as forças consideradas até então já se encontram calculadas anteriormente (tabela 3.1), onde se assumiu um valor de força de 5 N na vareta do pente. Foi considerada a colocação dos parafusos com as forças de aperto necessárias, permitindo que as duas partes da caixa se encontrem acopladas uma à outra.

Observa-se na figura 3.36, que as zonas que apresentam um maior valor de tensões, estão localizadas nas zonas dos apoios dos rolamentos e na zona de aperto do veio. O valor máximo da tensão é aproximadamente 30 MPa, contudo os valor de tensão de cedência do material compreende-se entre 20,7 MPa a 41,4 MPa.

O seguinte facto comprova a capacidade de resistência, contudo a criação de reforços estrategicamente colocados na caixa pode conferir-lhe uma maior capacidade de resistência e consequentemente os valores de tensão reduzem.

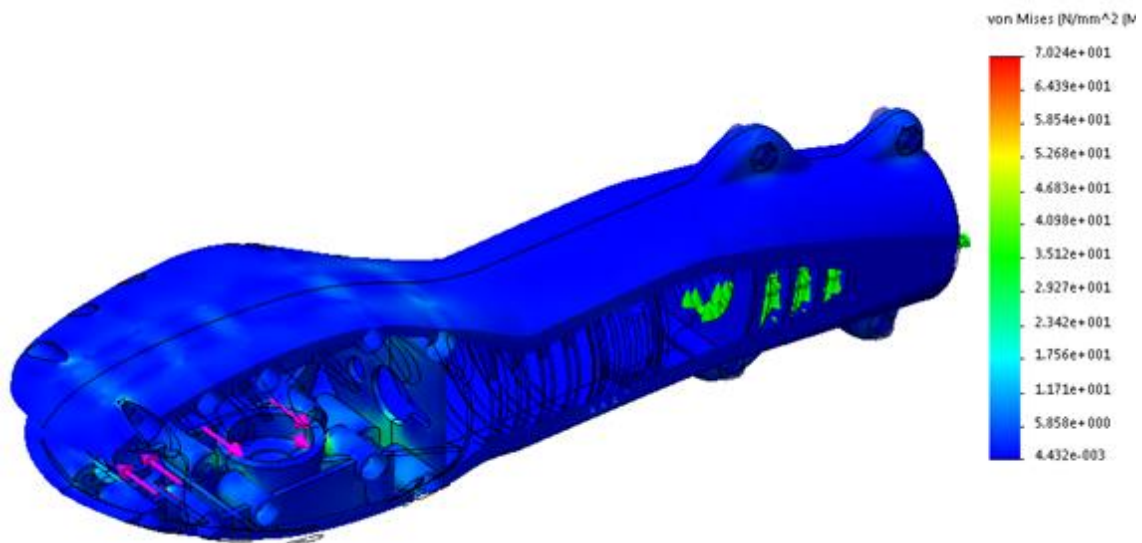


Figura 3.36 - Distribuição de tensões na caixa.

A figura 3.37, diz respeito à deformação ocorrida na caixa; apresenta um valor máximo de 0,91 mm de deformação.

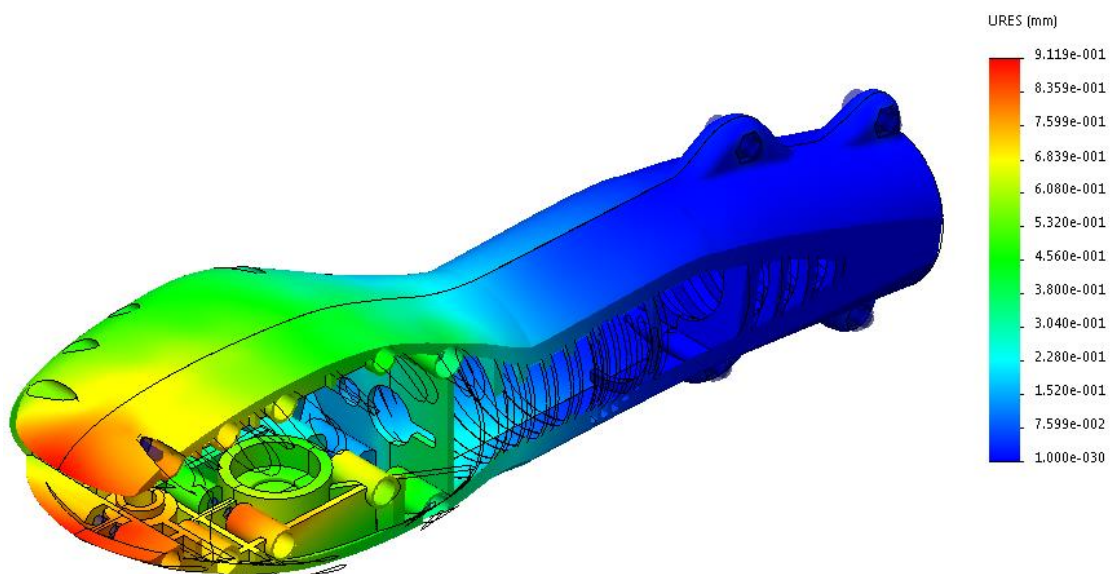


Figura 3.37 - Deformação da caixa.

Tendo em consideração os resultados de tensão e deformação obtidos a partir das simulações efetuadas conclui-se que se deve evitar ao máximo valores de força superiores 5 N na vareta.

3.2.6 Mecanismo completo

Apresentação do mecanismo na sua fase final. Inclui motor, pinhão, roda, rolamentos 61805, rolamentos 608-Z, veio, parafusos, pente e tubo de diâmetro 34 mm.



Figura 3.38 - Vista lateral do mecanismo, tubo e pente.

3.3 Punho

O punho permite ao utilizador um melhor ponto de apoio e conforto durante a execução do trabalho. Como ponto de partida, escolheu-se um modelo existente no mercado e a partir daí procedeu-se a alterações que melhor se ajustam ao pretendido.

Duas das alterações necessárias são:

- Implementação de uma entrada na retaguarda do punho, que permite colocar um outro tubo com dimensões semelhantes ao que se encontra na dianteira. Permite ao utilizador um maior alcance caso seja necessário.
- Alteração do sistema de aperto do punho, pretende-se que seja o mais simples possível, para que eventualmente a troca de algum componente seja facilitada.

Tendo em consideração as duas alterações necessárias, procedeu-se à modelação do punho. Segue a figura 3.39 do punho em fase inicial de construção. Foram tidas em conta algumas das dimensões provenientes do modelo existente no mercado, nomeadamente comprimento, largura e espessura.

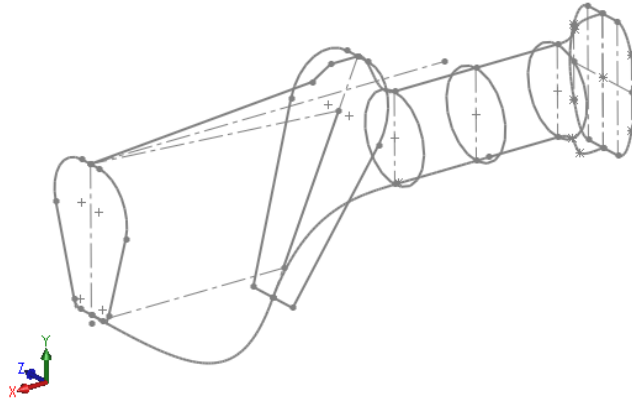


Figura 3.39 - Fase inicial da modelação do punho.

Nesta etapa é possível observar numa fase avançada (figura 3.40), a forma tridimensional de um dos lados do interior do punho.

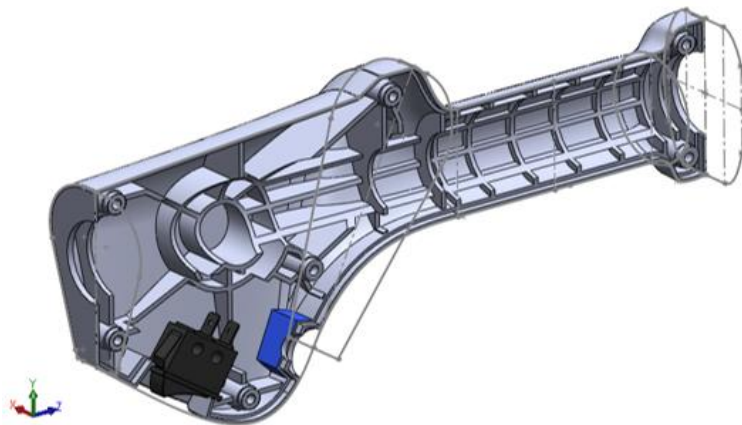


Figura 3.40 - Representação da forma tridimensional do punho com interruptor.

Para um acesso rápido e necessidade de substituição de algum elemento, decidiu-se dividir o punho em duas partes semelhantes. A solução escolhida para união das duas partes foi dispor ao longo do punho sete parafusos M4 passantes com aperto de porca.

As nervuras existentes ao longo do punho conferem uma maior resistência aos esforços. Na figura 3.40 encontra-se representado pela cor azul a zona de entrada do cabo de alimentação e a preto o interruptor.

No centro do punho encontram-se duas semicircunferências de menor diâmetro que limitam a passagem do tubo em cada um dos lados, servindo de batente.

É perceptível na figura 3.41 a zona em destaque onde cada um dos tubos encosta.

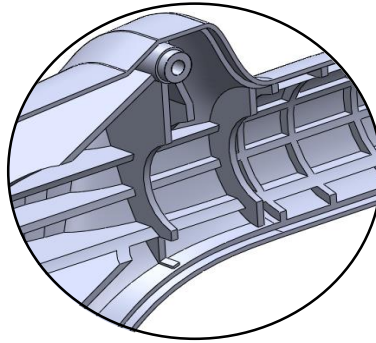


Figura 3.41 - Vista em detalhe batentes punho.

Apresenta-se por fim a representação final da forma tridimensional do punho.



Figura 3.42 - Punho.

3.3.1 Simulação por elementos finitos

Para a realização da simulação efetuou-se o cálculo das tensões e deslocamentos pelo MEF do punho, foi necessário a colocação dos parafusos tendo em conta as forças de aperto e a colocação do tubo que faz a ligação do punho à caixa.

Para simular a ação do tubo é colocada uma força de valor semelhante ao ter acoplado na sua extremidade o peso do pente e mecanismo. Dos valores de tensão obtidos é notório uma elevada concentração de tensões de 90 MPa nas zonas de apoios dos parafusos, o suficiente para provocar a rutura do material. No entanto há que referir que o operador coloca sempre uma das mãos à frente do punho, logo grande parte do peso é distribuído por essa mão. Uma das soluções para possível redução do valor de tensões passa por aumentar a espessura nas zonas críticas.

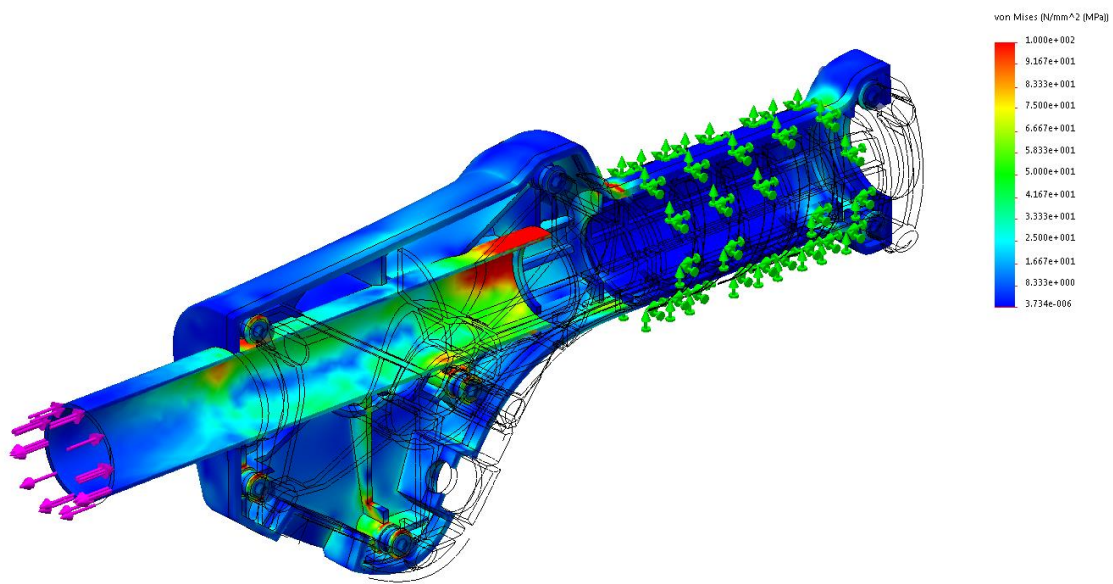


Figura 3.43 - Distribuição de tensões no punho.

O valor de deformação é cerca de 20 mm na zona frontal do punho. A azul observa-se mínimo valor de deformação obtido, o que seria de esperar pois é onde operador agarra o punho.

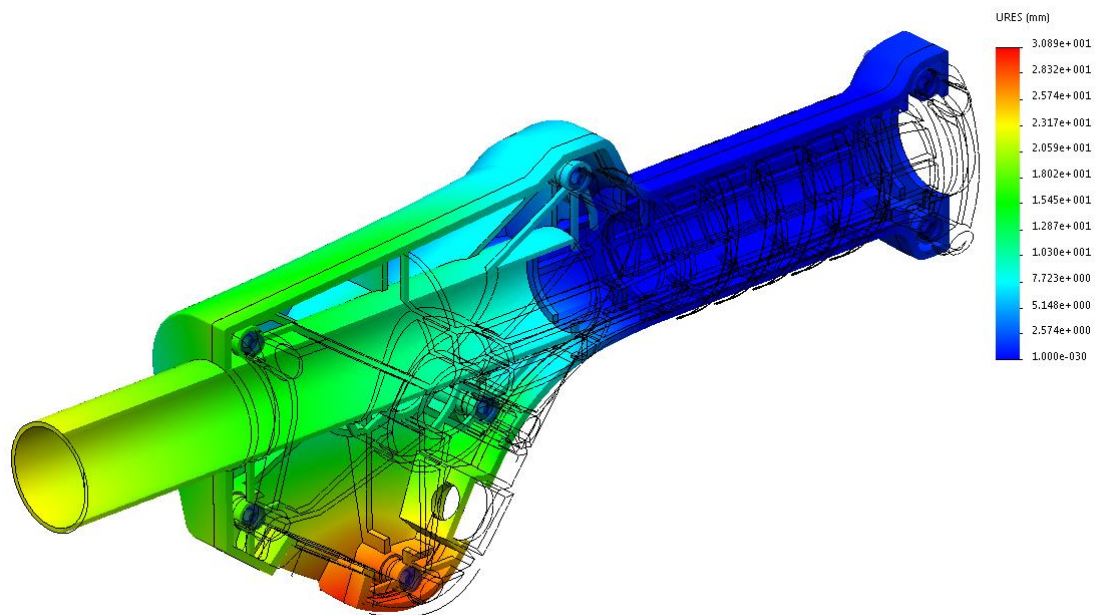


Figura 3.44 - Deformação do punho.

3.3.2 Punho e componentes

Apresentação do interior do punho e componentes. O punho encontra-se constituído por interruptor e cabos de alimentação que prosseguem pelo interior do tubo. É possível visualizar os parafusos tamanho M4 utilizados.

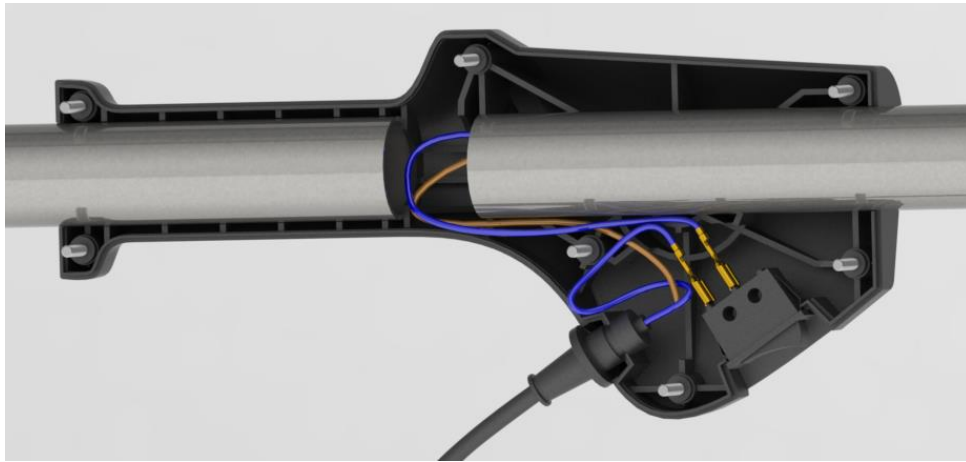


Figura 3.45 - Representação do interior do punho e componentes.

3.4 Representação do modelo final 3D da máquina varejadora

Nas figuras seguintes faz-se a representação do modelo final 3D da máquina varejadora e respectivos componentes.

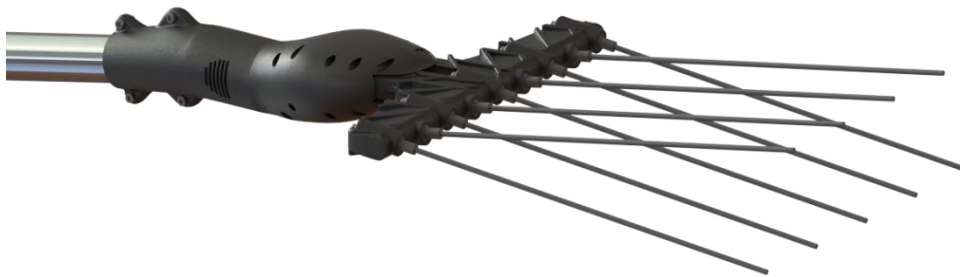


Figura 3.46 - Pente e caixa



Figura 3.47 - Punho e acoplamento do tubo.

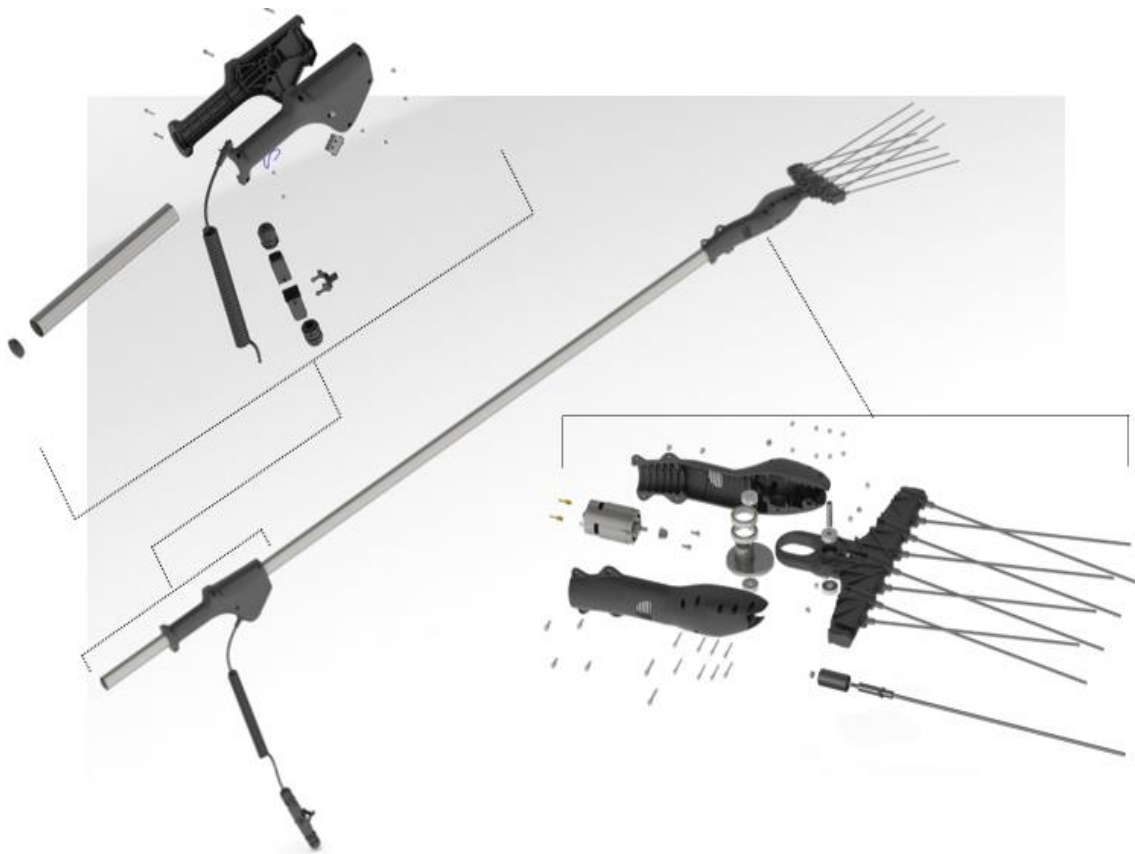


Figura 3.48 - Vista explodida da máquina varejadora.

4 Construção protótipo

Terminada a fase de estudo, modelação, dimensionamento e análise dos componentes, inicia-se a fase de construção e montagem do protótipo.

4.1 Processos de construção

Com base nas peças desenvolvidas computacionalmente, o processo escolhido para fabrico encontra-se dividido em dois; processo de maquinação e o recurso à impressão 3D.

Por uma questão de custos e dimensões, optou-se a construção do suporte pelo processo de maquinação; para os restantes componentes, caixa, punho, rodas cónicas e veio optou-se pela impressão 3D devido à sua complexidade.

A figura 4.1 representa uma das fases de maquinação do suporte com recurso à máquina CNC (controlo numérico computadorizado) de três eixos pertencente à fabricante Pronun [47].

O material utilizado no suporte é o MDF (Medium Density Fiberboard).

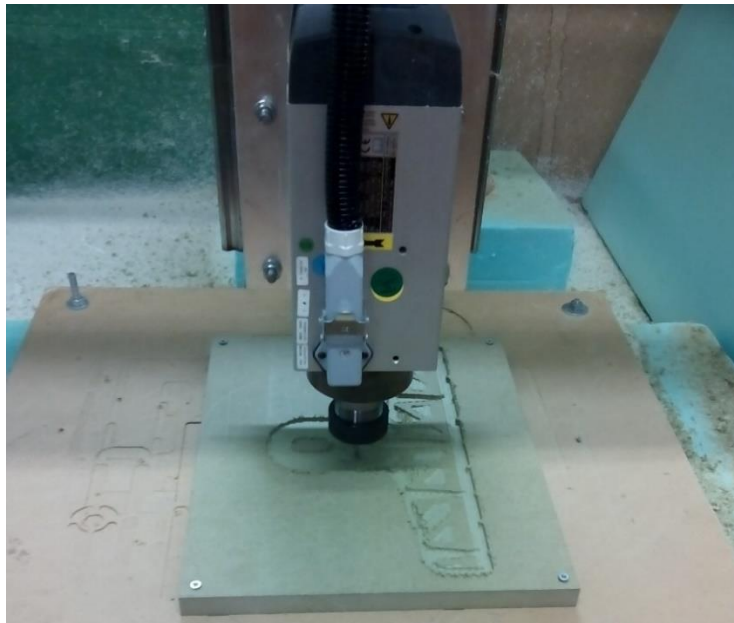


Figura 4.1 - Maquinação do suporte.

Na figura 4.2 observa-se a fase de impressão 3D de um dos componentes do protótipo. A impressora utilizada é o modelo 3D uPrint SE da marca Stratasys [48], em que o material constituinte é o ABS (Acrilonitrila butadieno estireno).



Figura 4.2 - Impressão 3D.

4.1.1 Pente

A figura 4.3 representa o suporte após concluído o processo de maquinação. De referir que a máquina CNC só trabalha em três eixos, portanto, só é possível a maquinação em um dos lados da peça. O restante tratamento é necessário fazer manualmente.

Como se observa, os apoios para as varetas encontram-se presentes. Inicialmente era pretendido fazer separadamente o suporte e apoios das varetas o que na realidade acabou por não se concretizar.



Figura 4.3 - Suporte.

Para confirmar a possibilidade de construção dos apoios e encaixe das varetas apresenta-se à parte o conjunto vareta e apoio (figura 4.4).



Figura 4.4 - Visualização do conjunto vareta, apoio (impressão 3D) e porca.

Um dos obstáculos foi sem dúvida conseguir a introdução dos apoios das varetas no suporte. Como o suporte não oferecia resistência suficiente, acabava sempre por partir. A solução encontrada, foi realizar os nove furos diretamente no suporte recorrendo a um berbequim. Introduziram-se nos furos os tubos em fibra de vidro com revestimento de plástico de comprimento e diâmetro semelhante às varetas inicialmente pretendidas (figura 4.5). Para fixação utilizou-se cola termofusível.



Figura 4.5 - Varetas e suporte.

Observa-se o pente terminado que contém as nove varetas. Cada vareta tem um comprimento total de 300 mm e diâmetro 7 mm (figura 4.6).

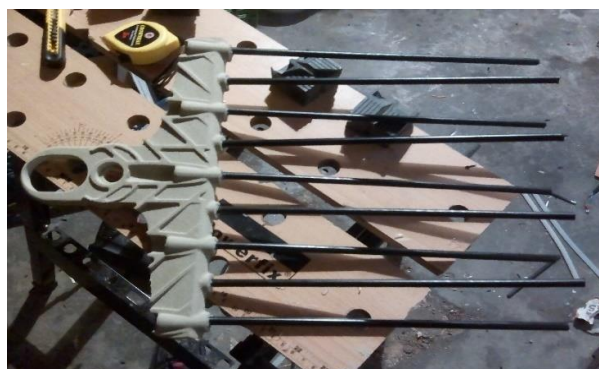


Figura 4.6 - Pente e varetas.

4.1.2 Mecanismo

São representados os componentes que dizem respeito ao mecanismo. Inclui motor, roda, pinhão, veio, rolamentos 608-Z e 61805.

Roda e pinhão obtidos por impressão 3D, com rolamentos e motor Silent 775 (figura 4.7).



Figura 4.7 - Representação do motor Silent 775, pinhão e roda com rolamentos 608-Z e 61805.

Na figura 4.8 encontram-se todos os componentes pertencentes ao mecanismo. No interior da caixa está o motor, pinhão, roda, rolamentos e veio. Na vertical encontra-se parte do tubo a utilizar.



Figura 4.8 - Representação da caixa, pinhão, roda, rolamentos 608-Z e 61805, veio, parafusos, porcas e tubo de 34mm.

4.1.3 Punho

Apresentação do punho e de todos os seus constituintes. O punho tem um comprimento de 282 mm uma largura de 66 mm e uma altura de 127 mm.



Figura 4.9 - Representação do punho, interruptor, cabo e tubo.

4.1.4 Montagem do conjunto

Representa-se o processo de montagem do protótipo. O pente encontra-se colocado na posição final bem como as rodas cónicas e motor. Os cabos de ligação provenientes do punho já se encontram conectados aos terminais do motor (figura 4.10).



Figura 4.10 - Montagem do pente e da caixa.

Nesta fase os tubos que encaixam no punho encontram-se na sua posição e os terminais dos cabos de alimentação ligados ao interruptor (figura 4.11).



Figura 4.11 - Montagem do punho.

Todo o conjunto foi montado por segmentos e só quando totalmente terminada a montagem, foram acoplados em cada extremidade do tubo. O protótipo representado na figura 4.12 apresenta um comprimento de 2,20 m com a particularidade de variar o comprimento se o necessário. O peso total é de 2,1 Kg mesmo com a utilização de materiais mais pesados na construção. Acredita-se que o peso da máquina final será melhor devido aos materiais definidos no decorrer do projecto apresentarem menor peso face aos usados no protótipo. O peso rondará 1,5 kg a 2 Kg.



Figura 4.12 - Protótipo final.

Na tabela 4.1 apresenta-se o conjunto de especificações do protótipo desenvolvido.

Tabela 4.1 - Especificações do protótipo.

Características gerais	
Velocidade	1500 rpm
Numero de velocidades	1
Características elétricas	
Alimentação	12 v
Potência do motor	50,7 w
Dimensões e peso	
Peso total	2,1 Kg
Haste	Fixa
Comprimento	2200 mm
Largura do pente	304 mm
Amplitude de oscilação	20°

5

Análise de custos

Para uma possibilidade de produção e venda do produto há que investigar aprofundadamente o seu enquadramento no mercado e o público em geral (quem compra, porque compra e onde compra).

O produto dirige-se essencialmente ao sector primário (agricultura), mais especificamente ao varejamento de árvores como a oliveira, visando a possibilidade de uso em amendoeiras, carvalhos, entre outras.

A presença de um grande número de máquinas varejadoras elétricas no mercado, com as mais variadas formas, peso, potências, materiais e utilidade tornam o sector a explorar mais competitivo e difícil. A emergente procura deste produto é cada vez maior por parte dos agricultores com zonas de cultivo de oliveira de pequenas e médias dimensões, não só pela simplicidade que oferece, como também pela eficácia na realização do trabalho.

Pretendendo-se que o produto fosse o mais acessível, escolheram-se materiais mais leves com propriedades mecânicas desejáveis. Segue no anexo C os componentes adquiridos no mercado para o presente protótipo. Todos os componentes adquiridos se encontram normalizados, pois não só garante que o produto se torne mais seguro como apresenta maior qualidade. A sua facilidade de aquisição no mercado é um dos factores preponderantes na sua escolha. É de referir que os preços obtidos para cada componente podem variar consoante o local em que for adquirido.

Além disto, os componentes apresentados são apenas uma referência, sendo que não impede a utilização de qualquer outro componente de características semelhantes.

A máquina apresentará um custo final de produção 129 €.

Conclusões

A agricultura depende cada vez mais de processos mecanizados, sobretudo no sector da olivicultura. O desenvolvimento de um novo tipo de máquina varejadora, veio permitir abrir um maior leque de opções comparativamente às já existentes no mercado.

Todos os objetivos foram cumpridos tendo em conta as imposições referidas. O pente apresenta um novo movimento oscilatório e o motor encontra-se colocado no plano horizontal. Para satisfazer as condições anteriormente referidas, reuniu-se um conjunto de hipóteses. Elaborando uma tabela de decisão escolheu-se a que melhor se ajustava. A hipótese 3 foi a eleita, constituída por uma came, rolamentos e sistema de transmissão efectuada por engrenagem de rodas cónicas. Um dos desafios foi aliar a amplitude de oscilação requerida com o espaço disponível no suporte.

Para escolha do motor, atribuiu-se uma força semelhante ao provocado pelo ramo numa das varetas, conseguindo-se obter o valor de binário necessário. Efetuaram-se pesquisas, contactos com fabricantes e fornecedores para encontrar um que reunisse as condições. O motor escolhido foi o Silent 775.

A etapa seguinte passou por definir as dimensões das rodas cónicas tendo em conta o espaço de trabalho disponível. Efetuaram-se os dimensionamentos necessários para assegurar a viabilidade das rodas cónicas, concluindo-se que o aço 1020 era o ideal.

Para os rolamentos utilizou-se a ferramenta presente no site SKF, que em certa medida facilitou os processos de cálculo no seu dimensionamento.

A realização da caixa, só por si, foi um desafio. A necessidade de incorporar todos os componentes, garantir a sua capacidade para embates, ficar o mais compacta possível e garantir a segurança do operador envolveu a necessidade de um bom sentido crítico e dinâmico face às dificuldades.

A criação do punho, foi baseado num modelo de máquina varejadora presente no mercado, o que facilitou o processo criativo. Criou-se um novo sistema de inserção dos tubos, criação dos batentes e melhorou-se o sistema de aperto.

Na presente dissertação, efetuaram-se análises por elementos finitos com recurso à ferramenta *SolidWorks Simulation*. A utilização da ferramenta foi fulcral para garantir que todas as peças desenvolvidas, se encontram suficientemente resistentes para a carga de trabalho com o material escolhido.

No processo de construção do protótipo a utilização da máquina CNC e impressão 3D foi um novo desafio, pois envolveu um conhecimento de novos materiais, técnicas e métodos de trabalho, uma vez que foi necessário atender a níveis de tolerância de cada uma das máquinas para desenvolver as peças pretendidas.

Um problema no decorrer da construção, foram as tentativas realizadas para criação do suporte. Isso aconteceu porque não foi possível fazê-lo a partir da impressão 3D devido à falta de espaço de trabalho da impressora. Foram necessários ajustes manuais nos apoios para as varetas e respectivos encaixes.

A presente dissertação permitiu incorporar grande parte de toda a aprendizagem até hoje: mecânica, análise estrutural, ciência dos materiais, acionamentos elétricos e gestão.

Concluindo conseguiu-se, uma nova abordagem a um novo modelo de máquina varejadora: nova forma, utilização de material leve e um custo inferior ao valor das máquinas varejadoras existentes no mercado.

Bibliografia

- [1] C. Souza, “Carlos Al Gusto Gastronomia,” 1 Junho 2016. [Online]. Available: <http://gutogastronomia.com/historia-das-oliveiras-e-do-azeite/>. [Acedido em 21 Outubro 2016].
- [2] A. tradição, “Tradição,” [Online]. Available: <http://www.azeitestradiacao.com.br/historia-do-azeite>. [Acedido em 22 Outubro 2016].
- [3] “Sabor artesano,” [Online]. Available: <http://www.sabor-artesano.com/gb/olive-tree-mythology.htm>. [Acedido em 22 Outubro 2016].
- [4] “Esec ponte sor drealentejo,” [Online]. Available: <http://esec-pontesor.drealentejo.pt/azeite/aplica.HTM>. [Acedido em 22 Outubro 2016].
- [5] R. V. Boas, “florestar,” [Online]. Available: <http://www.florestar.net/oliveira/oliveira.html>. [Acedido em 21 Outubro 2016].
- [6] “Tree of life,” [Online]. Available: <https://www.bethlehemolivewood.net/.2catalog/the-olive-tree>. [Acedido em 25 Outubro 2016].
- [7] S. d. Monte, “A Senhora do Monte,” 13 Janeiro 2013. [Online]. Available: <http://asenhoramonte.com/2013/01/13/historias-e-lendas-sobre-o-azeite/>. [Acedido em 26 Outubro 2016].
- [8] P. Reis, “O olival em Portugal Dinâmicas, tecnologias e relação com o desenvolvimento rural,” *Dezembro*, pp. 1-40, 2016.
- [9] S. Magalhães, “A Penetração da cultura da Oliveira no Entre Douro e Minho,” pp. 321-328, Janeiro 2006.
- [10] E. Gourmet, “Estilo Gourmet,” 23 Novembro 2011. [Online]. Available: http://estilogourmetazeite.blogspot.pt/2011_11_01_archive.html. [Acedido em 25 Outubro 2016].
- [11] D. Rodrigues, “Dulce Rodrigues,” 2000-2016. [Online]. Available: http://www.dulcerodrigues.info/plantas/pt/oliveira_pt.html.
- [12] M. Raposo, “Teatro do azeite ou temperando a cultura,” 14 Janeiro 2009. [Online]. Available: <http://teatrodoazeite.blogspot.pt/2009/01/o-incioazeite.html>. [Acedido em 15 Outubro 2016].
- [13] E. Cabral, “Produções agrícolas em Portugal,” 13 Agosto 2008. [Online]. Available: <http://pt.slideshare.net/emilia.prof/produes-agrcolas-em-portugal>. [Acedido em 18 Outubro 2016].
- [14] C. M. d. Guarda, *Ouro líquido*, Guarda: Marques & Pereira, lda, 2013.

- [15] “feira de Barcelos,” [Online]. Available: <http://www.feiradebarcelos.com/catalogo/artesanato-de-madeira/ripo-para-apanhar-azeitonas.html>. [Acedido em 14 Outubro 2016].
- [16] Zanon Group, “Karbonium Evo,” [Online]. Available: <http://www.zanon.it/en/products/sistema-elettronico/abbacchiatori-elettrici/>. [Acedido em 10 Junho 2016].
- [17] Campagnola, “Campagnola,” [Online]. Available: <http://www.campagnola.it>. [Acedido em 10 Junho 2016].
- [18] Pellenc, “Pellenc,” [Online]. Available: <http://www.pellenc.com>. [Acedido em 10 Junho 2016].
- [19] Eurolena, “Eurolena,” [Online]. Available: <http://www.eurolena.pt/pt/VAREJADOR-GIULIVO-PLUS-P274>. [Acedido em 12 Junho 2016].
- [20] Agritek, “Agritek,” [Online]. Available: <http://www.agritek.passweb.it/negozioprodotto/agricoltura/raccolta-frutta-olive/sistemi-elettrom-raccolta/raccogl-brumi-olispeed-super-750w-2-velocita-telescopico>. [Acedido em 14 Junho 2016].
- [21] Benza, “Benza,” [Online]. Available: <https://benza.es/pt-pt/>. [Acedido em 14 Junho 2016].
- [22] Castellari, “Castellari,” [Online]. Available: [http://www.castellarisrl.com/upld/catalogo/big/Tornado-Carbon-V3.jpg%20\[27\]](http://www.castellarisrl.com/upld/catalogo/big/Tornado-Carbon-V3.jpg%20[27]). [Acedido em 15 Junho 2016].
- [23] SKF, “SKF,” [Online]. Available: <http://www.skf.com/pt/index.html?tabId=3>. [Acedido em 1 Junho 2016].
- [24] MatLab, “MatLab,” [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/products/matlab/?requestedDomain=www.mathworks.com>.
- [25] D. Systemes, “SolidWorks,” [Online]. Available: <http://www.solidworks.com>.
- [26] Sergauto, “Sergauto,” [Online]. Available: <http://www.sergauto.pt/produto.php?id=2157>. [Acedido em 16 Junho 2016].
- [27] C. Demerchant’s, “Carbon Fiber Characteristics,” [Online]. Available: <http://www.christinedemerchant.com/carboncharacteristics.html>. [Acedido em 1 Novembro 2016].
- [28] “Performance Composites,” Julho 2009. [Online]. Available: http://www.performance-composites.com/carbonfibre/mechanicalproperties_2.asp. [Acedido em 1 Novembro 2016].
- [29] MatWeb, “MatWeb,” [Online]. Available: <http://www.matweb.com>. [Acedido em 15 Novembro 2016].
- [30] I. L. M. L. C. d. S. M. Fernanda M. B. Coutinho, “Polietileno: Principais Tipos, Propriedade e Aplicações,” pp. vol. 13, nº 1, 1-13, 2003.



- [31] Siemens, “CAE / Computer-Aided Engineering,” [Online]. Available: https://www.plm.automation.siemens.com/en_us/plm/cae.shtml. [Acedido em 16 Outubro 2016].
- [32] “Made-in-China,” [Online]. Available: <http://sgmadamotor.en.made-in-china.com/product-group/GbjnruLYmQcE/DC-Motor-catalog-1.html>.
- [33] Motors-biz, “motors-biz,” [Online]. Available: <http://www.motors-biz.com/attr/237/296698-3845/100w-Small-DC-Motor-Mini-Micro-.html>. [Acedido em 25 Julho 2016].
- [34] j. electric, “johnson electric,” [Online]. Available: <http://www.johnsonelectric.com/en/product-technology/motion/dc-motors>. [Acedido em 20 Julho 2016].
- [35] “Alibaba,” [Online]. Available: https://www.alibaba.com/product-detail/high-torque-12v-24v-36v-48v_60527208480.html. [Acedido em 25 Julho 2016].
- [36] “Aliexpress,” [Online]. Available: <https://pt.aliexpress.com/item/CW-CCW-Permanent-Magnet-dc-12v-High-Torque-Low-Speed-5500-rpm-brushed-Mini-dc-motor/2023986775.html?spm=2114.10010308.1000022.1.wVGIE7&isOrig=true#extend>. [Acedido em 26 Julho 2016].
- [37] “Sdp,” [Online]. Available: <http://www.sdp-si.com/products/Motors/index.php>. [Acedido em 26 Julho 2016].
- [38] “Silent,” [Online]. Available: <http://www.directindustry.com/prod/dongguan-silent-industry-co-ltd-132670.html>. [Acedido em 26 Julho 2016].
- [39] A. G. Rodrigues e J. L. Tavares da Silva, *Compêndio de mecânica geral*, Porto: Porto Editora, Lda.
- [40] *Mechanical Engineering Design*, New York: McGraw-Hill companies, Inc., 2011.
- [41]AGMA, “AGMA,” [Online]. Available: <https://www.agma.org>. [Acedido em 6 Agosto 2016].
- [42] KHK, “KHK Stock gears,” [Online]. Available: <http://khkgears.net/product-category/spur-gears/>. [Acedido em 10 Agosto 2016].
- [43] A. Prof.Dr.Junior, “Apostila engrenagens 4,” Março 2002. [Online]. Available: <http://www.fem.unicamp.br/~lafer/em618/pdf/Apostila%20Engrenagens%204.pdf>. [Acedido em 10 Agosto 2016].
- [44] S. Melconian, *Elementos de máquinas*, Sao Paulo: Érica, 1999.
- [45] A. Balacó de Morais, “Sistemas Mecânicos,” *Textos de apoio*, pp. 39-45.
- [46] NSK, “Rolamentos,” NSK Brasil LTda., pp. 7-13.
- [47] Pronum, “Pronum,” [Online]. Available: <http://www.pronum.pt/index.php?lang=pt&service=undefined#home>. [Acedido em 10 Novembro 2016].

[48] Stratasys, "Stratasys," [Online]. Available: <http://www.stratasys.com/3d-printers/idea-series/uprint-se>. [Acedido em 10 Novembro 2016].

Anexos

Anexo A - Características gerais de máquinas varejadoras

				
Características gerais varejador				
Fabricante	Zanon	Campagnola	Pellenc	Mader
Modelo	Mambo Karbonium AL300	Alice	Olivium T190/260	ZLOME08
Capacidade de recolção	60 Kg/h
Velocidade	1080-1150 rpm	800 rpm	1300 rpm
Número de velocidades	2
Nível sonoro
Características eléctricas				
Alimentação	12 V	12 V	...	12 V
Potência do motor	500 W	550 W	350 W	300 W
Bateria	60 Ah
Dimensões e peso				
Peso	2,4Kg	3,2 kg	5 Kg
Haste	Telescópica	Fixa/Telescópica	Telescópica	Telescópica
Comprimento	2,10 a 3,40 m	1,85 a 2,70 m	1,9 a 2,5 m	2,25 a 3 m
Largura pente
Acessórios				
Cabo alimentação	15 m	8 m
Preço	850 €	950 €	1050 €	379,00 €

				
Características gerais varejador				
Fabricante	Volpi Spa	BRUMI	Benza	Castellari
Modelo	GIULIVO Plus	Super	B012L	Tornado carbon V2
Capacidade de recoleção	80 a 100 Kg/h	...	80 a 120Kg/h	...
Velocidade	1400 rpm		8.99 m/s ²	1150 rpm
Número de velocidades	2	1	1
Nível sonoro	74 dBA	...
Características eléctricas				
Alimentação	32 V	12 V	12 V	12 V
Potência do motor	...	900W	648W	80W
Bateria	Li10 Ah	70 Ah (recomendada)	60 Ah
Dimensões e peso				
Peso	2,2 kg	2,7 Kg	2,4 Kg	3 Kg
Haste	...	Telescópica	Telescópica	Telescópica
Comprimento	...	2,45 a 3,25 m	2,1 a 3,2 m	2,30 a 3,30 m
Largura pente	...	370mm
Acessórios				
Cabo alimentação	20 m	15 m	15 m	15 m
Preço	531,10 €	590 €	999 €	650 €

Anexo B - Deduções e respectivos cálculos da carne

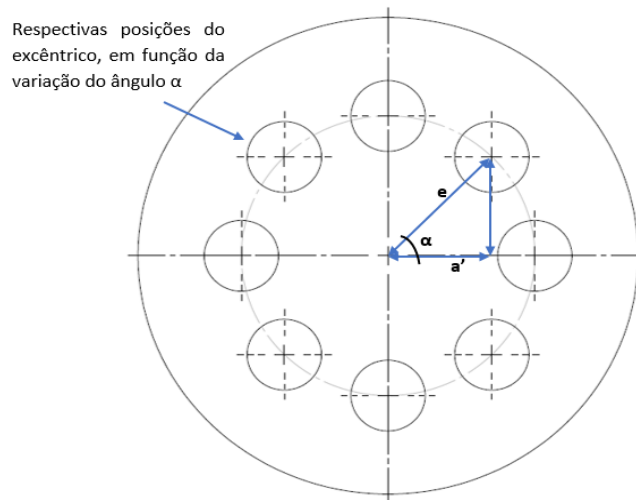


Figura 1 - Variação ângulo α .

Na figura 1 acima representada, encontra-se no interior da circunferência o seguinte triângulo retângulo, (e) representa a excentricidade, (α) o ângulo variável e o cateto adjacente por a' . Aplicando a seguinte equação trigonométrica é possível obter a variação da posição do excêntrico em torno do ângulo α .

Com isto resulta,

$$\cos(\alpha) = \frac{a'}{e}$$

Onde,

$$a' = e \cdot \cos(\alpha) \tag{2.1}$$

Com obtenção da eq 2.1, torna-se possível obter a variação do ângulo β .

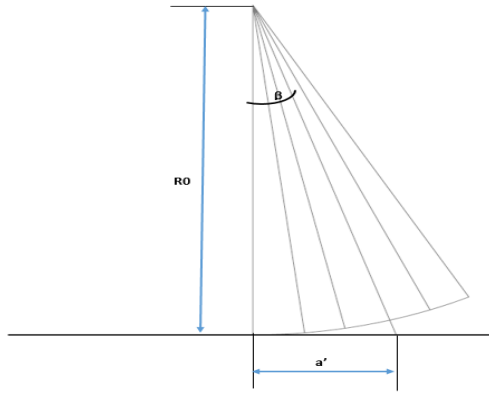


Figura 2 - Variação ângulo β .

Da equação (2.1)

$$\tan(\beta) = \frac{a'}{R0} \quad (2.2)$$

Substituindo a' , por $e \cdot \cos(\alpha)$, vem

$$\tan(\beta) = \frac{e \cdot \cos(\alpha)}{R0} \quad (2.3)$$

Onde

$$\beta = \arctg \frac{e \cdot \cos(\alpha)}{R0} \quad (2.4)$$

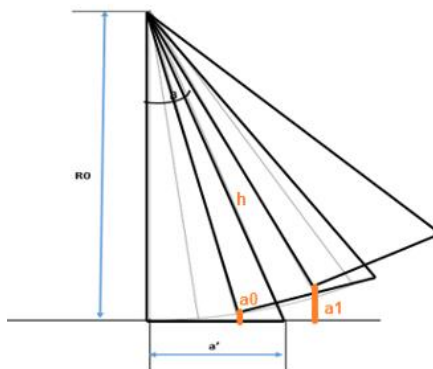


Figura 3 - Variações de distância a em função de β .

$$\text{sen}(\beta) = \frac{a'}{h} \quad (2.5)$$

Substituindo novamente a' , por $e \cdot \cos(\alpha)$, vem

$$h = \frac{e \cdot \cos(\alpha)}{\sin(\beta)}$$

$$a = \frac{e \cdot \cos(\alpha)}{\sin(\beta)} - R0$$

R0- distância do centro de oscilação até à face do rolamento do lado do motor

t- Espessura

r-raio do rolamento externo

e- Excentricidade

β -Oscilação

Equações:

$$xP = r \cdot \cos(\beta)$$

$$yP = -(R0 + a) - r \cdot \sin(\beta)$$

$$zP = e \cdot \sin(\alpha)$$

$$xP0 = xP + t \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)$$

$$yP0 = yP + t \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)$$

$$zP0 = e \cdot \sin(\alpha)$$

$$xQ = r \cdot \cos(\beta)$$

$$yQ = R0 + a + r \cdot \sin(\beta)$$

$$zQ = e \cdot \sin(\alpha)$$

$$xQ0 = xQ + t \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)$$

$$yQ0 = yQ + t \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)$$

$$zQ0 = e \cdot \sin(\alpha)$$

Tabela de variáveis:

R0	40	Distância do centro de oscilação até à face do rolamento do lado do motor
e	10	Excentricidade
r	21	raio do rolamento
Dα	0,10472	30
t	7	Espessura do rolamento
α	Variável	

Gráfico bidimensional, XY:

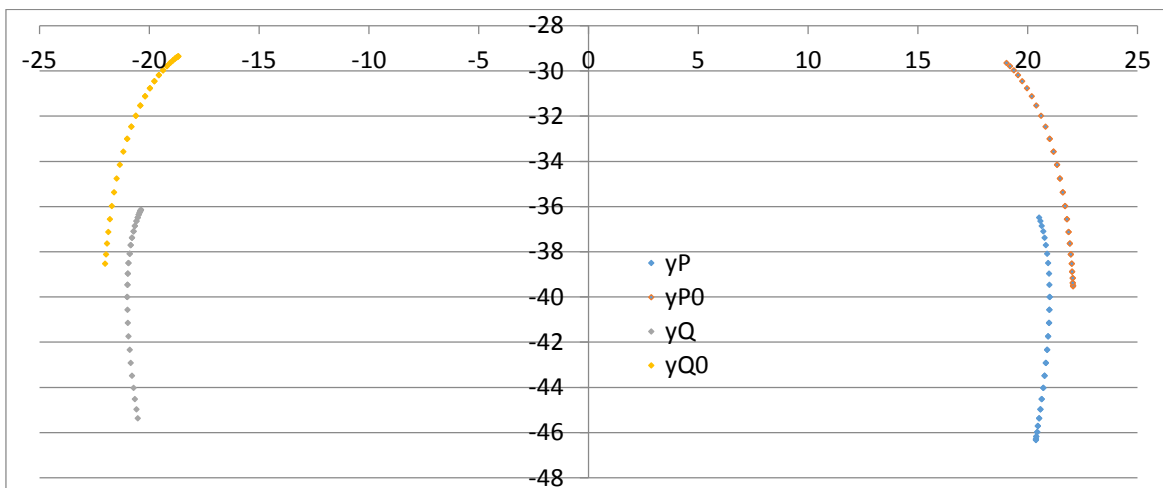


Gráfico tridimensional, XYZ:

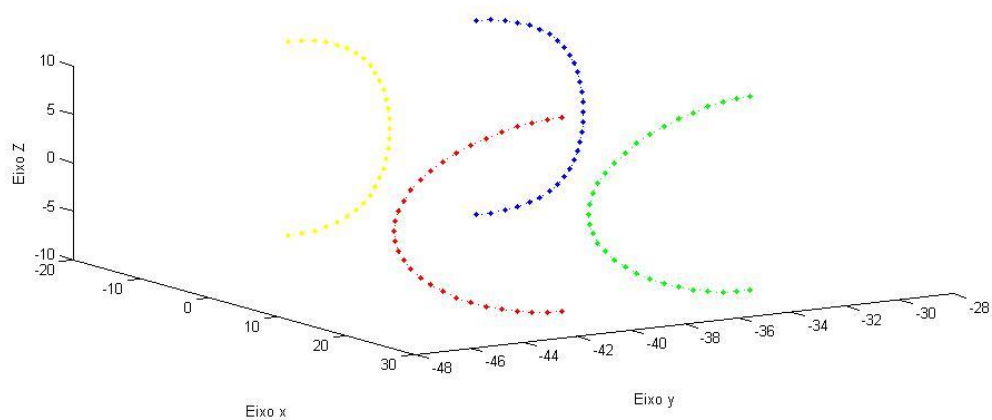


Tabela de valores

	alfa	beta	beta graus	a	xP	yP	zP	xP0	yP0	zP0	xQ	yQ	zQ	xQ0	yQ0	zQ0
-90	-1.5708	1.53E-17	8.77448E-16	0	21	-40	-10	21	-33	-10	-21	-40	-10	-21	-33	-10
-84	-1.46608	0.026126	1.496919266	0.013655	20.99283	-40.5622	-9.94522	21.1757	-33.5646	-9.94522	-20.9928	-39.4651	-9.94522	-20.81	-32.4675	-9.94522
-78	-1.36136	0.051931	2.975437942	0.053998	20.97169	-41.1441	-9.78148	21.33504	-34.1535	-9.78148	-20.9717	-38.9639	-9.78148	-20.6083	-31.9734	-9.78148
-72	-1.25664	0.077101	4.417568	0.119187	20.93761	-41.7367	-9.51057	21.47679	-34.7575	-9.51057	-20.9376	-38.5017	-9.51057	-20.3984	-31.5225	-9.51057
-66	-1.15192	0.101336	5.806117026	0.206262	20.89227	-42.3307	-9.13545	21.60041	-35.3666	-9.13545	-20.8923	-38.0818	-9.13545	-20.1841	-31.1178	-9.13545
-60	-1.0472	0.124355	7.125016349	0.311289	20.83784	-42.916	-8.66025	21.70608	-35.9701	-8.66025	-20.8378	-37.7066	-8.66025	-19.9696	-30.7606	-8.66025
-54	-0.94248	0.145902	8.359576108	0.429558	20.77688	-43.4826	-8.09017	21.79457	-36.557	-8.09017	-20.7769	-37.3765	-8.09017	-19.7592	-30.4508	-8.09017
-48	-0.83776	0.165748	9.496658236	0.555808	20.7122	-44.0206	-7.43145	21.86713	-37.1165	-7.43145	-20.7122	-37.091	-7.43145	-19.5573	-30.1869	-7.43145
-42	-0.73304	0.183692	10.52476763	0.684474	20.6467	-44.5203	-6.69131	21.92532	-37.6381	-6.69131	-20.6467	-36.8486	-6.69131	-19.3681	-29.9664	-6.69131
-36	-0.62832	0.199562	11.43406974	0.809936	20.58322	-44.973	-5.87785	21.9709	-38.1119	-5.87785	-20.5832	-36.6469	-5.87785	-19.1955	-29.7858	-5.87785
-30	-0.5236	0.213216	12.21634884	0.926764	20.52447	-45.3704	-5	22.00569	-38.529	-5	-20.5245	-36.4831	-5	-19.0432	-29.6416	-5
-24	-0.41888	0.224535	12.86492423	1.029947	20.47285	-45.7057	-4.06737	22.03142	-38.8814	-4.06737	-20.4729	-36.3542	-4.06737	-18.9143	-29.5299	-4.06737
-18	-0.31416	0.23343	13.37454303	1.115093	20.43045	-45.9727	-3.09017	22.04966	-39.1626	-3.09017	-20.4305	-36.2575	-3.09017	-18.8112	-29.4473	-3.09017
-12	-0.20944	0.23983	13.74126684	1.178602	20.39894	-46.1669	-2.07912	22.06171	-39.3672	-2.07912	-20.3989	-36.1903	-2.07912	-18.7362	-29.3907	-2.07912
-6	-0.10472	0.243689	13.9623674	1.217804	20.37954	-46.2848	-1.04528	22.06853	-39.4916	-1.04528	-20.3795	-36.1508	-1.04528	-18.6906	-29.3576	-1.04528
-1.4E-14	-2.5E-16	0.244979	14.03624347	1.231056	20.37299	-46.3243	-2.5E-15	22.07074	-39.5333	-2.5E-15	-20.373	-36.1378	-2.5E-15	-18.6752	-29.3468	-2.5E-15
6	0.10472	0.243689	13.9623674	1.217804	20.37954	-46.2848	1.045285	22.06853	-39.4916	1.045285	-20.3795	-36.1508	1.045285	-18.6906	-29.3576	1.045285
12	0.20944	0.23983	13.74126684	1.178602	20.39894	-46.1669	2.079117	22.06171	-39.3672	2.079117	-20.3989	-36.1903	2.079117	-18.7362	-29.3907	2.079117
18	0.314159	0.23343	13.37454303	1.115093	20.43045	-45.9727	3.09017	22.04966	-39.1626	3.09017	-20.4305	-36.2575	3.09017	-18.8112	-29.4473	3.09017
24	0.418879	0.224535	12.86492423	1.029947	20.47285	-45.7057	4.067366	22.03142	-38.8814	4.067366	-20.4729	-36.3542	4.067366	-18.9143	-29.5299	4.067366
30	0.523599	0.213216	12.21634884	0.926764	20.52447	-45.3704	5	22.00569	-38.529	5	-20.5245	-36.4831	5	-19.0432	-29.6416	5
36	0.628319	0.199562	11.43406974	0.809936	20.58322	-44.973	5.877853	21.9709	-38.1119	5.877853	-20.5832	-36.6469	5.877853	-19.1955	-29.7858	5.877853
42	0.733038	0.183692	10.52476763	0.684474	20.6467	-44.5203	6.691306	21.92532	-37.6381	6.691306	-20.6467	-36.8486	6.691306	-19.3681	-29.9664	6.691306
48	0.837758	0.165748	9.496658236	0.555808	20.7122	-44.0206	7.431448	21.86713	-37.1165	7.431448	-20.7122	-37.091	7.431448	-19.5573	-30.1869	7.431448
54	0.942478	0.145902	8.359576108	0.429558	20.77688	-43.4826	8.09017	21.79457	-36.557	8.09017	-20.7769	-37.3765	8.09017	-19.7592	-30.4508	8.09017

60	1.047198	0.124355	7.125016349	0.311289	20.83784	-42.916	8.660254	21.70608	-35.9701	8.660254	-20.8378	-37.7066	8.660254	-19.9696	-30.7606	8.660254
66	1.151917	0.101336	5.806117026	0.206262	20.89227	-42.3307	9.135455	21.60041	-35.3666	9.135455	-20.8923	-38.0818	9.135455	-20.1841	-31.1178	9.135455
72	1.256637	0.077101	4.417568	0.119187	20.93761	-41.7367	9.510565	21.47679	-34.7575	9.510565	-20.9376	-38.5017	9.510565	-20.3984	-31.5225	9.510565
78	1.361357	0.051931	2.975437942	0.053998	20.97169	-41.1441	9.781476	21.33504	-34.1535	9.781476	-20.9717	-38.9639	9.781476	-20.6083	-31.9734	9.781476
84	1.466077	0.026126	1.496919266	0.013655	20.99283	-40.5622	9.945219	21.1757	-33.5646	9.945219	-20.9928	-39.4651	9.945219	-20.81	-32.4675	9.945219
90	1.570796	1.26E-16	7.23856E-15	0	21	-40	10	21	-33	10	-21	-40	10	-21	-33	10




Anexo C - Lista de material e moldes

A seguinte tabela diz respeito a todo o material utilizado na conceção do protótipo varejador.

Figura	Produto	Nº artigo	Fabricante	Quantidade	Preço	Total
Parafusos						
	Parafuso cabeça cilíndrica hexalobular ISO 14579 aço inoxidável A2 50 M3X25	51052030025	Fabory	8x	7,04 € (por 100)	0,57€
	Parafuso cabeça cilíndrica hexalobular ISO 14579 aço inoxidável A2 50 M4X10	51052040010	Fabory	2x	5,88 € (por 100)	0,12€
	Parafuso cabeça cilíndrica hexalobular ISO 14579 aço inoxidável A2 50 M4X12	51052040012	Fabory	4x	6,15€ (por 100)	0,25€
	Parafuso cabeça cilíndrica hexalobular ISO 14579 aço inoxidável A2 50 M4X20	51052040020	Fabory	7x	6,90€ (por 100)	0,49€
	Parafuso cabeça cilíndrica hexalobular ISO 14579	51052040025	Fabory	2x	7,24 € (por 100)	0,15€

	aço inoxidável A2 50 M4X25					
Porcas						
	Porca auto bloqueante sextavada aço inoxidável A2 70 M3	51720030001	Fabory	8x	7,76 € (por 100)	0,62€
	Porca auto bloqueante sextavada aço inoxidável A2 70 M4	51720040001	Fabory	15x	5,57 € (por 100)	0,84€
Rolamentos						
	Rolamento 608-Z	---	SKF	4x	3€	12€
	Rolamento 61805	---	SKF	2x	12€	24€
Motor						
	Motor 775 (12V DC)	775	Silent	1x	25€	25€
Interruptor						

	<p>Interruptor de balancín, C1300ALAAA, Contacto SPST, On-Off, 16 A a 250 V ac</p>	278-9733	RS	1x	1,24€	1,24€
Conectores						
	<p>Connector: rectangular; male + female; PIN:5; 4+PE; size 3A; M20</p>	936080393 WHDC0437	MOLEX	1x	10,80€	10,80€
Cabos						
	<p>Cabo de alimentação RS Pro, 2 núcleos, PVC, Negro, 300 V, H03VVH2-F, 2192Y</p>	491-829	RS Pro	1x	0,403 € (por metro)	1,72€
	<p>Cabo de alimentação RS Pro, 3 núcleos, PVC, Negro, 24mm DE, H05VVH8-F</p>	744-0988	RS Pro	1x	6,40 €	6,40€
Terminais						
	<p>Conectores hembra FASTIN-FASTON 250</p>	42281-1	TE Connectivity	4x	13,80€ (por 100-400)	0,56€

Tubo alumínio						
	Tubo de alumínio circular 34mm	1x	4€	4€
Vareta						
	Vareta haste grafite 5x290mm	900/8	Giulivo	9x	1,8€	16,2€
Total:	104.96€					
+ Acessórios varejador						
	Bateria 12V +mochila	505753	Giulivo	1x	85€	85€
Total	189.96€					



Referências:

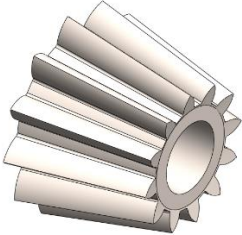
- Stratasys, “Stratasys,” [Online]. Available: <http://www.stratasys.com/3d-printers/idea-series/uprint-se>. [Acedido em 10 Novembro 2016].
- Fabory, “Fabory,” [Online]. Available: <https://www.fabory.com/pt/>. [Acedido em 10 Outubro 2016].
- RS, “RS,” [Online]. Available: <http://pt.rs-online.com/web/>. [Acedido em 10 Outubro 2016].
- molax, “molax,” [Online]. Available: <http://www.molax.com/molax/home>. [Acedido em 10 Outubro 2016].
- T. connectivity, “TE connectivity,” [Online]. Available: <http://www.te.com/global-en/home.html>. [Acedido em 10 Outubro 2016].

Moldes

O custo de cada peça é obtido a partir do orçamento efectuado por empresas do sector. O seu valor trata-se apenas de uma estimativa, pois segue como referência as dimensões e não a complexidade que apresenta, encontrando-se sujeita a um preço final variável.

De notar que para construção das peças foram tidas em conta as dimensões apresentadas pelos produtos normalizados acima apresentados.

Figura	Componente	Material	Dimensões (aprox)	Valor molde	Preço Unitário
	Punho	PE (Polietileno)	283x67x128mm	12500€	3€
	Caixa	PE (Polietileno)	279x83x89mm	15000€	5€
	Suporte	PE (Polietileno)	305x163x15mm	20000€	7€
	Roda	ASTM 1020	Módulo 1 65 dentes Largura dente: 10mm Diámetro:	7000€	7€

			65mm		
			Altura:		
			50mm		
	Pinhão	ASTM 1020	Standard Módulo 1 12 dentes Largura dente: 10mm Diâmetro: 12mm	4000€	1,5€
Total		23.5€			

Preço final: 128,46 €

Preço final c/ acessórios (bateria e mochila): 213,46€

Anexo D - Catálogo de peças e desenhos técnicos

