



**Diogo de Melo Lopes Martinho Malaquias**

Licenciado em Ciências da Engenharia

## **Projeto de um Dispositivo para Ensaio de Volantes Bimassa**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em  
Engenharia Mecânica

Orientador: Professor Doutor Alberto José Antunes Marques Martinho,  
Professor Auxiliar FCT/UNL

Co-orientador: Mestre Vasco Pacheco Medeiros de Mesquita Gabriel,  
Responsável Técnico Comercial, Schaeffler Iberia S.L

Júri:

Presidente: Professor Doutor João Mário Burguete Botelho Cardoso

Arguentes: Professor Doutor António Gabriel Duarte dos Santos

Vogais: Professor Doutor Alberto José Antunes Marques Martinho



FACULDADE DE  
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

**Abril, 2014**



### **Projeto de um dispositivo para ensaio de Volantes Bimassa**

Copyright © 2014 Diogo de Melo Lopes Martinho Malaquias, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa.

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



*Para os meus pais*



## **AGRADECIMENTOS**

Ao Professor Alberto José Antunes Marques Martinho, orientador deste projeto, pela grande disponibilidade demonstrada e por todo o apoio dado, sem o qual não teria sido possível terminar este trabalho.

Ao Engenheiro Vasco Mesquita Gabriel, co-orientador deste projeto pelo apoio prestado e disponibilidade demonstrada nos vários contactos estabelecidos.

Ao Engenheiro Fernando Esteves, por ter acreditado neste trabalho e pela preciosa ajuda que deu na tomada de algumas decisões do projeto, assim como na escolha de alguns dos seus componentes.

Aos meus colegas Pedro Santos, Paulo Chambel, Hugo Almeida, Tiago Murteira, Pedro Riscado, Patrick Inácio, Miguel Sousa, Afonso Acciaioli e Ana Lacerda, pelo apoio e amizade que demonstraram, não só durante a elaboração da dissertação, mas durante todo o ciclo universitário.

A todos meus amigos que contribuíram de alguma maneira para me motivar e garantir momentos de descontração durante a realização deste trabalho. Em especial o meu irmão Tiago, Catarina, João, Luísa, André, Miguel, Dantas, Frazão, Diana, Nuno, Francisca, Gonçalo, Inês e Eduardo.

Por último, um agradecimento muito especial á minha família, e em especial aos meus pais, por sempre me terem apoiado e acreditado no meu trabalho ao longo de toda a minha formação.



## RESUMO

Neste trabalho projetou-se um mecanismo que permite fazer ensaios em volantes bimatassa de modo a poder verificar o momento de torção aplicado em função do angulo de rotação das duas massas do volante.

O volante bimatassa é um componente do motor do veículo que fica acoplado à embraia-gem e que tem como principal função a transferência do momento de força proveniente da cambota para a transmissão. Este tem a vantagem de permitir a redução das vibrações e ruídos provenientes do motor com o objetivo de aumentar o conforto de condução.

Devido às falhas que ocorrem no sistema de amortecimento destes componentes, surgiu a necessidade de desenvolver um mecanismo que as pudesse detetar de uma maneira simples e rápida.

O projeto foi um processo iterativo, que passou pela determinação das funcionalidades do mecanismo até à escolha dos componentes que permitissem não só cumprir essas funcionalidades, como também garantir a sua eficaz utilização, tendo em conta os custos.

Nesta fase procedeu-se ainda ao dimensionamento dos componentes mais críticos e que poderiam causar a cedência da estrutura, realizando uma análise estrutural do mecanismo com o auxílio de um *software* de elementos finitos.

No final efetuou-se a escolha dos elementos de ligação necessários ao funcionamento do mecanismo e estimou-se o seu custo de produção, para posterior construção por parte da *Schaeffler Group*.

**Palavras-chave:** volante bimatassa, momento de torção, amortecimento, projeto.



## **ABSTRACT**

In the present work, a mechanism was designed allowing tests with dual mass flywheels in order to verify the applied torque depending on the angle of rotation of the two masses of the flywheel.

The dual mass flywheel is a component of the vehicle that is coupled to the clutch disk and with the main function of transferring torque from the crankshaft to the transmission. This component has the advantage of reducing the vibrations and noises that came out of the engine with the purpose of increasing the driving comfort.

Due to the failures that may occur in the damping system of these components, came the need to develop a mechanism that could detect this anomalies in a simple and fast way.

The design as gone through several phases, from the determination of the mechanism features, to the choose of the components that allow not only, to meet these functions as well as guarantee their effective use, also taking into account the costs involved.

At this stage, it was also proceeded to the dimensioning of components that were more critical and could cause instability to the structure and performing a structural analysis of the mechanism with the aid of a finite element software.

At the end, the connection elements necessary for operating the mechanism were chosen and the production costs of the mechanism where estimated for subsequent construction by *Shaeffler Group*.

**Keywords:** dual mass flywheel, torque, damping, design.



## ÍNDICE DE MATÉRIAS

Agradecimentos .....	VII
Resumo .....	IX
Abstract .....	XI
Índice de Matérias .....	XIII
Índice de figuras .....	XV
Índice de tabelas .....	XVII
Simbologia.....	XIX
Latim .....	xix
Grego .....	xx
Lista de abreviaturas .....	xx
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Motivação .....	1
1.2. Objetivos.....	2
1.3. Estrutura da Dissertação.....	2
2. ENQUADRAMENTO .....	5
2.1. Funcionamento do Volante Bimassa .....	5
2.2. Constituição do volante Bimassa .....	5
2.3. Soluções Existentes .....	7
2.4. Vantagens do volante Bimassa face ao volante de Inercia convencional .....	8
2.5. Ensaio com volantes bimassa .....	10
3. PROJETO .....	13
3.1. Fases do projeto.....	13
3.2. Descrição do Mecanismo .....	14
3.3. Aspectos ergonómicos e segurança de utilização.....	15
4. COMPOSIÇÃO DO MECANISMO .....	17
4.1. Estrutura interior do mecanismo .....	19
4.1.1. Barras de suporte .....	19
4.1.2. Disco de suporte.....	21
4.1.3. Disco de fixação .....	25
4.1.4. Manga de Aperto .....	26
4.1.5. Disco de suporte do rolamento.....	29
4.1.6. Tampa do rolamento .....	29
4.1.7. Tubo Mecânico .....	30
4.1.8. Rolamento .....	30
4.1.9. Transdutor .....	33
4.1.10. Redutor Planetário.....	33
4.1.11. Redutor Sem-fim.....	35
4.1.12. Motor.....	36

4.2.	Estrutura exterior do mecanismo .....	37
4.2.1.	Análise numérica dos esforços na estrutura .....	41
4.3.	Sistema de elevação .....	45
5.	LIGAÇÕES APARAFUSADAS .....	47
6.	ORÇAMENTO .....	49
7.	CONCLUSÕES .....	51
	BIBLIOGRAFIA .....	53
	ANEXOS .....	55
	A1 – Desenhos de construção do mecanismo para ensaios em volantes bимassa ....	56

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 – Volante Bimassa [6].	6
Figura 2.2 - Ferramenta Luk DMF Special Tool [8].	8
Figura 2.3 - Comparação do isolamento de vibrações entre um volante convencional e um volante Bimassa [9].	9
Figura 2.4 - Redução das vibrações por torção e flexão na cambota [9].	9
Figura 2.5 - Gráfico experimental de um teste de momento de torção com a massa primária fixa [3].	10
Figura 2.6 - Gráfico experimental de um teste de momento de torção com ambas as massas em rotação [3].	11
Figura 3.1 – Mecanismo.	14
Figura 3.2 - Medidas antropométricas para bancadas de trabalho [11].	15
Figura 4.1 - Vista explodida dos componentes do topo do mecanismo.	17
Figura 4.2 - Vista explodida dos componentes centrais do mecanismo.	18
Figura 4.3 - Vista explodida do conjunto motor - redutores.	18
Figura 4.4 - Barra de suporte (Anexo A1 - P.1.8).	19
Figura 4.5 - Encastramento na barra [12].	20
Figura 4.6 - Dimensões do perfil da barra de suporte.	21
Figura 4.7 - Disco de suporte (Anexo A1 - P.1.3).	21
Figura 4.8 - Localização dos parafusos para fixação das barras.	22
Figura 4.9 - Tubo de ligação entre o disco de suporte e o DMF.	23
Figura 4.10 - Esforços aplicados no tubo.	24
Figura 4.11 - Força do parafuso aplicada no tubo [12].	24
Figura 4.12 - Dimensões do tubo.	25
Figura 4.13 – Disco de fixação (Anexo A1 - P.1.1).	26
Figura 4.14 - Manga de aperto (Anexo A1 - P.1.5 e P1.6).	27
Figura 4.15 - Pormenor da manga de aperto com o parafuso de aperto e respetivo tubo com extensómetro.	27
Figura 4.16 - Esquema de aplicação das forças na manga de aperto.	27
Figura 4.17 - Disco de suporte do rolamento (Anexo A1 - P.1.2).	29
Figura 4.18 - Tampa do rolamento (Anexo A1 - P.1.4).	29
Figura 4.19 - Tubo de suporte (Anexo A1 - P.1.18).	30
Figura 4.20 – Rolamento [16].	30
Figura 4.21 – Transdutor com medição de angulo e momento de torção.	33
Figura 4.22 - Redutor planetário.	34
Figura 4.23 - Componentes de um redutor planetário [21].	34
Figura 4.24 - Redutor ortogonal.	35
Figura 4.25 - Ligação dos dois redutores (Anexo A1 - P.1.17).	36
Figura 4.26 – Motor.	36
Figura 4.27 – União das pernas da estrutura.	37

Figura 4.28 – Batentes (Anexo A1 – P1.15). .....	38
Figura 4.29 - Esquema de aplicação das forças no batente.....	38
Figura 4.30 – Ligação de duas cantoneiras com veio roscado.....	39
Figura 4.31 - Carregamento da viga considerando o peso dos componentes [12]. .....	40
Figura 4.32 - Carregamento da viga considerando o momento de torção aplicado [12]......	40
Figura 4.33 - Dimensões da cantoneira. ....	41
Figura 4.34 - Esquema simplificado da estrutura exterior do mecanismo. ....	42
Figura 4.35 - Representação dos esforços e encastramentos no mecanismo.....	42
Figura 4.36 - Distribuição das deformações no mecanismo.....	43
Figura 4.37 - Distribuição de tensões segundo von Mises. ....	44
Figura 4.38 - Vista do mecanismo com sistema de elevação e mesa de apoio. ....	45
Figura 4.39 - Suporte giratório .....	46
Figura 4.40 - Vista do sistema de elevação. ....	46

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 5.1 - Características dos parafusos para o mecanismo.....	47
Tabela 6.1 - Orçamento para o mecanismo.....	50



## SIMBOLOGIA

### Latim

A	Área
a	Distância do semieixo ao centróide, constante que depende do tipo de rolamento
b	Comprimento da base da viga, braço da força, constante que depende do tipo de rolamento
C	Centróide, Capacidade de carga dinâmica
C <sub>o</sub>	Capacidade de carga estática
D	Diâmetro externo
d	Diâmetro
d <sub>m</sub>	Diâmetro médio
E	Módulo de <i>Young</i>
F	Força
F <sub>a</sub>	Força de atrito
F <sub>axial</sub>	Força axial
F <sub>c</sub>	Força centrípeta
F <sub>N</sub>	Força normal
F <sub>parafuso</sub>	Força do parafuso
F <sub>Total</sub>	Força total
F <sub>batente</sub>	Força aplicada no batente
F <sub>r</sub>	Força radial
f <sub>0</sub>	Fator que depende do tipo de rolamento e da sua lubrificação
f <sub>1</sub>	Fator que depende do tipo de rolamento e da carga atuante
FS	Fator de segurança
h	Altura
I	Momento de inércia
L	Comprimento
M	Momento de torção
m	Massa
M <sub>a</sub>	Momento de atrito total
M <sub>o</sub>	Momento de atrito independente da carga aplicada
M <sub>1</sub>	Momento de atrito dependente da carga aplicada
n	Velocidade de rotação
P	Peso
P <sub>0</sub>	Carga estática equivalente
P <sub>1</sub>	Carga do rolamento que determina o momento de atrito
r	Raio
V	Esforço transversal

## Grego

$\delta$	Deformação
$\delta_{\text{máx}}$	Flexa máxima
$\sigma_{\text{ced}}$	Tensão de cedência do material
$\sigma_{\text{comp}}$	Tensão de comparação
$\sigma_{\text{prova}}$	Tensão de prova
$\mu$	Coeficiente de atrito
$\omega$	Velocidade angular

## Lista de abreviaturas

CAD	<i>Computed Aided Design</i> (Desenho assistido por computador)
DMF	<i>Dual Mass Flywheel</i> (Volante Bimassa)
ISO	<i>International Organization for Standardization</i> (Organização Internacional de Padronização)
rpm	Rotações por minuto

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1. Motivação

Desde finais do século passado, as inovações na indústria automóvel têm contribuído para o aumento da eficiência dos motores, nomeadamente através da redução dos consumos de combustível e do aumento da potência efetiva. Esta redução resulta de melhoramentos no sistema de combustão e redução da inércia, através de uma diminuição das dimensões dos componentes do motor ou redução do seu número [1].

A combinação destas modificações veio contudo trazer efeitos indesejados, tais como o aumento das vibrações torsionais e do ruído na transmissão que são transmitidos ao veículo [1].

A grande procura de veículos de baixa e média gama levou os construtores a utilizarem motores de montagem transversal, em que o motor é montado de modo a que a cambota fique perpendicular ao eixo longitudinal do veículo. Esta mudança provocou um aumento das irregularidades do motor, sobretudo em motores a Diesel de injeção direta.

A fim de aumentar o conforto de condução dos veículos, a empresa *Luk* do grupo *Schaeffler* desenvolveu os primeiros volantes Bimassa (DMF) [2].

Os volantes são constituídos por duas massas de inércia unidas entre si por um sistema de molas que funcionam como filtros mecânicos, reduzindo as intermitências relacionadas com o funcionamento dos motores de combustão interna.

O DMF encontra-se acoplado ao disco da embraiagem, que é um componente sujeito a um elevado desgaste durante a sua vida útil. Como tal, quando o prato da embraiagem é sujeito a uma sobrecarga térmica, esta é transmitida ao DMF, podendo provocar elevados danos.

A utilização do motor em regimes elevados origina um aumento das vibrações a serem amortecidas pelo volante, fazendo com que as molas deste tenham de ser totalmente comprimidas durante curtos períodos de tempo para a normal circulação do veículo, podendo provocar danos ao nível do amortecimento, nomeadamente a fratura das molas do DMF.

Atualmente, a *Shaefller Group*, principal construtora deste tipo de componentes, não possui na península ibérica forma de analisar potenciais falhas nos DMF. Como tal, torna-se necessário uma solução para fazer face a este inconveniente.

## 1.2. Objetivos

O objetivo principal desta dissertação é o de desenvolver o projeto de um dispositivo para ensaiar volantes bimassa. Pretende-se obter a relação entre o momento transmitido entre as massas primária e secundária e o respetivo desfasamento angular em condições de funcionamento estáticas.

Para se obter essa relação, pretende-se fazer ensaios em que o disco de inércia secundário é fixo, colocando o disco de inércia primário em rotação, a muito baixa velocidade (cerca de 1 rpm). Durante a rotação é aplicado um momento de torção entre as duas massas, fazendo com que as molas sejam comprimidas.

Por observação dos resultados do ensaio pretende-se identificar falhas nas molas e nas condições de lubrificação das mesmas através de comparação entre os resultados gráficos obtidos e modelos de referência baseados em volantes bimassa testados em perfeitas condições de utilização.

## 1.3. Estrutura da Dissertação

Esta dissertação encontra-se dividida em 7 capítulos.

No primeiro capítulo faz-se uma introdução na qual são descritos os principais objetivos deste projeto, assim como as principais motivações para o seu desenvolvimento. Neste capítulo é ainda feita uma apresentação geral da dissertação.

No segundo capítulo faz-se um enquadramento ao objeto de estudo para o projeto. Neste é descrito o funcionamento do volante bimassa e dos seus componentes, apresentando as suas principais vantagens face aos volantes de inércia convencionais. Abordam-se os principais testes de torção efetuados em volantes convencionais, bem como de uma solução para verificar eventuais falhas nos DMF.

O terceiro capítulo dedica-se à apresentação do mecanismo de ensaio de volantes bimassa e neste são ainda descritas as principais fases que foram percorridas durante o desenvolvimento do projeto. Neste capítulo é ainda feita referência aos aspetos ergonómicos e de segurança que foram tidos em conta para que o mecanismo possa ser corretamente utilizado pelos operadores.

No quarto capítulo é feita uma pequena descrição e explicação do funcionamento de todos os componentes do mecanismo. Neste capítulo é ainda feito o dimensionamento de alguns componentes mais críticos e é feita uma simulação analítica e numérica dos esforços na estrutura do mecanismo. No final do capítulo é ainda feita referência ao sistema de elevação que pode ser acrescentado ao mecanismo.

No quinto capítulo é apresentada a escolha de todos os elementos necessários para a união dos componentes do mecanismo, na sua maioria baseados no dimensionamento feito no capítulo anterior.

No sexto capítulo é feita uma projeção dos custos necessários para a construção do mecanismo.

Para finalizar, é apresentado um sétimo capítulo onde são apresentadas conclusões relativamente à execução do projeto e à sua viabilidade face as opções construtivas e aos custos associados.



## **2. ENQUADRAMENTO**

### **2.1. Funcionamento do Volante Bimassa**

Em consequência do funcionamento irregular característico dos motores de combustão interna o momento transmitido à transmissão apresenta importantes variações no tempo.

Estas variações dependem principalmente da velocidade dos pistões e do número de cilindros. A velocidade de rotação do motor tem influência na frequência do ciclo de combustão pois, com o aumento da velocidade dos pistões, ocorre um aumento das oscilações do motor [3].

Estas vibrações afetam não só a durabilidade dos componentes na transmissão como também provocam um aumento considerável do ruído de funcionamento, perdendo-se bastante conforto na utilização do veículo [4].

O absorvedor dinâmico da cambota vai apenas amortecer as oscilações de altas frequências. Assim sendo, as baixas frequências que ocorrem a baixas velocidades de rotação do motor terão de ser amortecidas por elementos adicionais.

Na maioria dos automóveis, são utilizados volantes de inércia convencionais para fazer esse amortecimento. Para situações mais exigentes são utilizados os volantes bimassa (DMF) como dispositivos de amortecimento torsional [3].

Os DMF servem como isoladores de vibrações torsionais com amortecimento adicional.

O disco de inércia primário fica apenas sujeito ao momento de inércia do motor, enquanto o momento de inércia da transmissão afeta não só o disco de inércia secundário, mas também o disco e o prato de pressão da embraiagem [2].

O princípio de funcionamento do volante passa por fazer as molas compatíveis o suficiente para que as duas massas do volante estejam sincronizadas para uma velocidade que varia entre as 200 e 400 rpm, e como tal, produzam um efeito isolante a partir da velocidade de ralenti.

Os DMF têm apenas duas funções principais, a primeira é atuar como isolador, isolando a transmissão das variações de momentos de torção que ocorrem na cambota. O isolamento não é perfeito, mas as amplitudes de momentos mais elevadas, que podem ocorrer a velocidades críticas ou através de uma utilização mais abrupta da embraiagem, conseguem ser reduzidas.

O DMF tem ainda como função atuar como amortecedor torsional. Como tal, as vibrações na transmissão são reduzidas, diminuindo os ruídos que podem ocorrer nas engrenagens, aumentando o conforto de utilização do veículo [5].

### **2.2. Constituição do volante Bimassa**

O volante bimassa é constituído por uma massa primária e respetiva coroa de arranque ligada ao motor, e uma massa secundária com objetivo de aumentar o momento de inércia do volante, do lado da transmissão. As duas massas estão ligadas entre si por um sistema de molas e rodam em sentidos opostos através de um rolamento de deslizamento. Existe ainda um

órgão de bloqueio que pode ser uma chapa rígida ou incluir um amortecedor adicional. Este serve para engrenar com os ressaltos entre as molas de pressão [2].

Na Figura 2.1 representa-se o volante bimassa em corte, de modo a exemplificar todos os seus componentes.

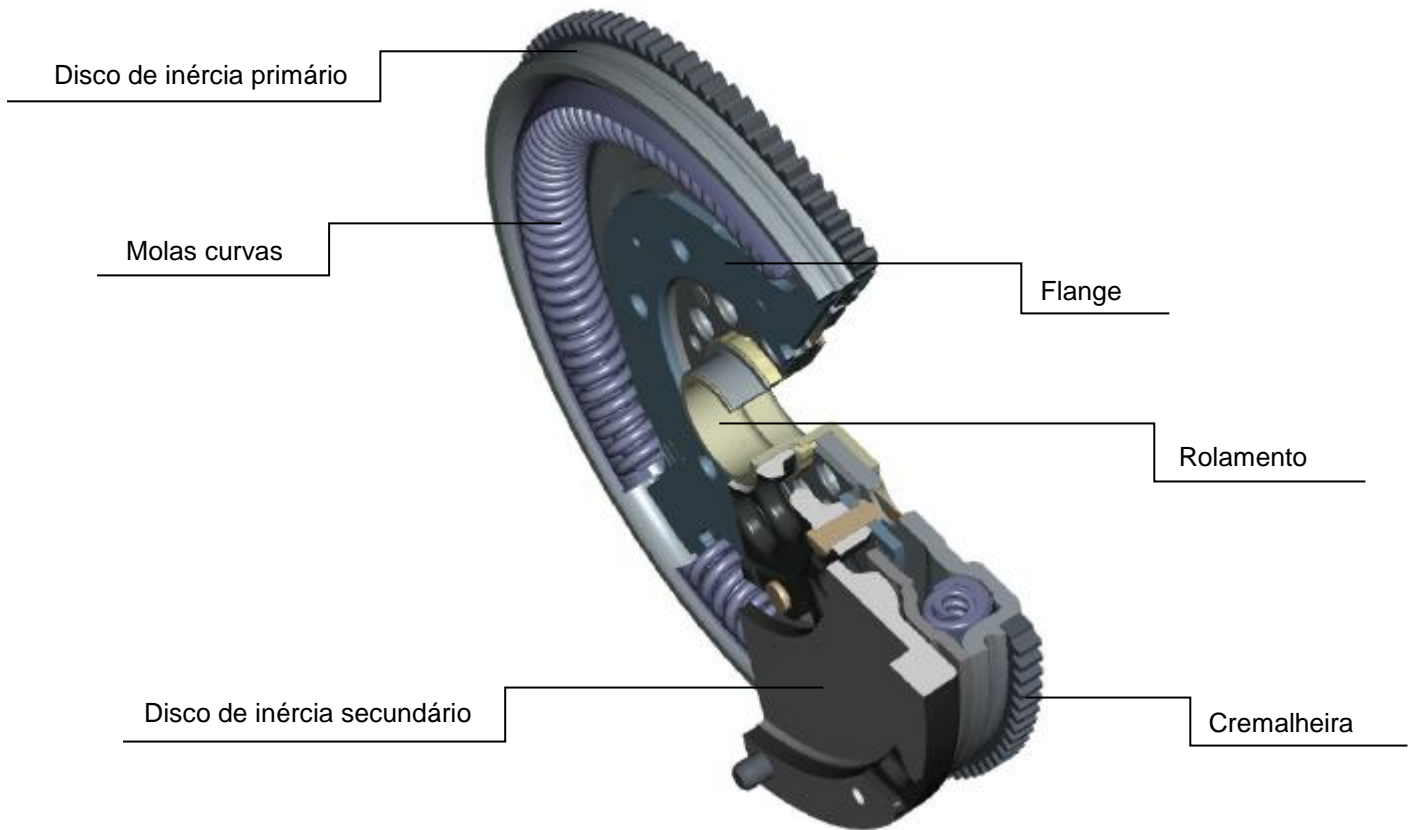


Figura 2.1 – Volante Bimassa [6].

#### **Massa de Inércia Primária**

O disco de inércia primário encontra-se acoplado ao motor através da cambota, tendo os dois componentes o mesmo momento de inércia. Este disco, juntamente com a tampa do primário formam ainda o canal onde se encontram as molas curvas. Neste componente encontra-se ainda a cremalheira do volante que serve de auxílio ao arranque do motor.

#### **Massa de Inércia Secundária**

O disco de Inércia secundário faz a ligação do DMF ao conjunto propulsor. Neste componente fica acoplada a embraiagem e juntamente com a massa secundária transmitem o momento de força proveniente do volante bimassa.

#### **Rolamento**

O rolamento do DMF é constituído pela sede e pelo próprio rolamento. A sede está localizada na massa de inércia primária. Esta peça trata-se de uma ligação entre as duas massas de inércia, e é onde se encontra apoiado o peso do rolamento e do disco da embraiagem, esta

serve também de apoio à força que a embraiagem faz sobre o volante bimassa ao desembraiar.

Nos DMF atuais são utilizados rolamentos de fricção, este rolamento permite não só a rotação das duas massas de inércia, mas também um ligeiro ressalto entre ambas.

### **Flange**

A flange é utilizada para transmitir o binário de rotação da massa de inércia primária à massa secundária através das molas curvas, ou seja, transmitir o binário de rotação desde o motor até a embraiagem. Esta peça encontra-se fixa à massa de inércia secundária e possui umas palhetas que encaixam no canal das molas curvas da inércia primária. Existem três tipos de flanges que podem ser utilizadas nos DMF.

A flange rígida, que se encontra unida ao disco de inércia secundário através de rebites.

A flange com amortecedor interior que possui no seu interior umas aberturas que servem de apoio às molas de compressão retas. Este tipo de molas, devido à sua baixa massa e à sua distribuição num círculo de raio menor, estão sujeitas a uma força centrípeta muito inferior, tendo a vantagem de estarem praticamente livres de atrito, sendo utilizadas para melhorar o isolamento das vibrações.

A flange com acoplamento de resvalamento que, ao contrário da rígida, não se encontra rebitada ao disco de inércia secundário. Esta flange inclui duas placas de retenção que se encarregam de ajustar a posição da mola de disco no bordo, fazendo um aperto em forma de forquilha.

### **Disco de controlo de fricção**

O disco de controlo de fricção apenas existe em alguns DMF e possui um ângulo livre, produzindo um efeito de fricção adicional apenas em ângulos com momento de torção elevados. Este componente serve então de amortecimento complementar em casos como o arranque do motor ou noutros que exista alguma carga adicional.

### **Molas curvas**

As molas helicoidais em forma de semicírculo são montadas no canal da mola do volante bimassa. Em funcionamento, as espiras desta mola deslizam ao longo do canal, criando assim atrito que é responsável pelo sistema de amortecimento dos DMF. Esta configuração da guia em que a mola desliza reduz de forma significativa o trabalho de fricção, contribuindo assim para um melhor isolamento das vibrações e um desgaste muito mais reduzido [7].

## **2.3. Soluções Existentes**

Uma das soluções já existentes que permite, de forma relativamente rápida e eficaz verificar falhas ao nível do amortecimento dos volantes Bimassa foi desenvolvida pela *Luk*, empresa do grupo *Schaeffler*. A *LuK DMF Special Tool 400 0080 10* é uma ferramenta portátil através da qual se consegue determinar o ângulo entre a massa secundária e a massa primária para o estado

de compressão máxima das molas, e a folga entre as duas massas que as permite serem inclinadas uma contra a outra (esta folga é também chamada de *rock*). Na Figura 2.2 está representada a ferramenta com todos os seus componentes.



**Figura 2.2 - Ferramenta Luk DMF Special Tool [8].**

A ferramenta é colocada no disco secundário do volante com o auxílio de adaptadores identificados com o número 4, enquanto volante primário é fixo na posição correcta através das peças de bloqueio número 8. A viga ranhurada número 7 é movimentada manualmente a fim de se determinar o ângulos de deslocamento entre as duas massas do DMF.

Esta ferramenta tem alguns inconvenientes, pois só pode ser aplicada em volantes bima-ssa de pequenas dimensões, ou seja, que trabalhem com baixos momentos de torção para ser possível aplicar a força necessária na barra. Por outro lado, não se consegue determinar o momento de torção que está a ser aplicado em função do ângulo que a massa de inércia pri-mária roda em oposição à secundária.

#### **2.4. Vantagens do volante Bimassa face ao volante de Inercia convencional**

Apesar dos elevados custos face a um volante convencional, o volante bimassa apresenta diversas melhorias. O DMF consegue eliminar quase por completo as vibrações torsionais transmitidas pelo motor, principalmente a baixas velocidades onde o volante convencional não faz grande efeito, como se pode verificar na Figura 2.3. As vibrações na caixa de velocidades também deixam de existir devido à operação combinada da massa secundária do volante e do veio de transmissão, originando reduções no ruído de funcionamento.

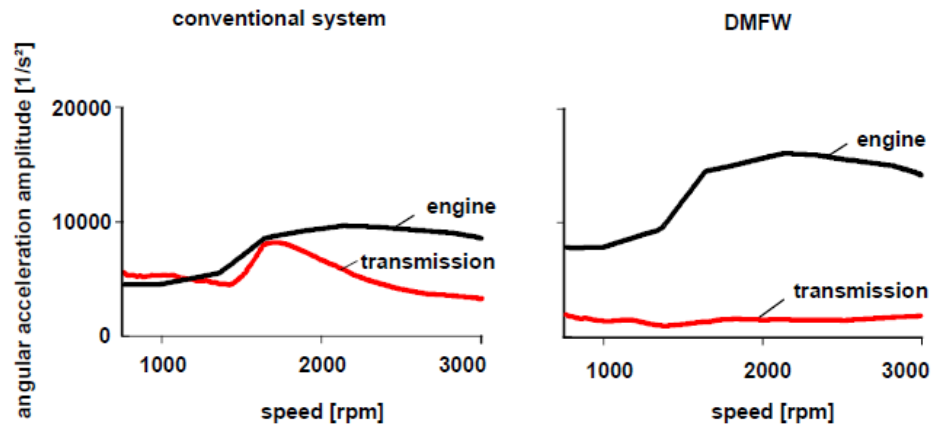


Figura 2.3 - Comparação do isolamento de vibrações entre um volante convencional e um volante Bimassa [9].

O DMF também reduz os esforços na cambota, alterando o seu modo de vibrações. Com um volante de inércia convencional, este e a embraiagem são rigidamente ligados à cambota provocando elevadas forças de reação nesta devido à inércia verificada no volante.

O volante bimassa comporta-se de uma forma mais favorável pois a massa secundária está apenas ligada através das molas de torção e de um rolamento à massa primária e, como tal, as forças de reação geradas são baixas. Para além disso, a massa primária é muito mais leve do que um volante convencional e tem um comportamento elástico. As vibrações relativas a torção e flexão na cambota são também reduzidas, como se verifica na figura 2.4 [9].

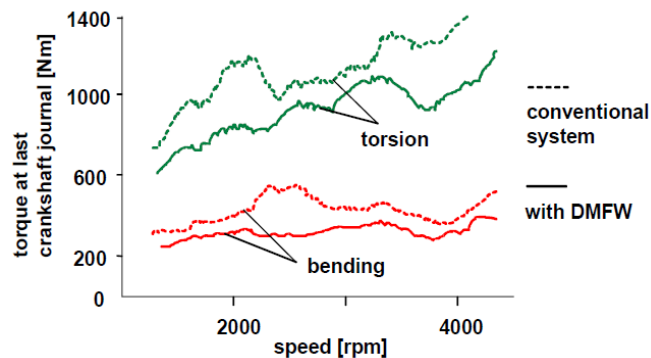


Figura 2.4 - Redução das vibrações por torção e flexão na cambota [9].

Devido à redução das irregularidades no motor, os esforços sofridos pela transmissão são praticamente eliminados [9]. A massa secundária, por estar localizada muito perto do veio de transmissão, consegue colocar os valores da vibração de ressonância, normalmente situados entre os 20 e os 400 Hz, abaixo das frequências verificadas nos valores de rotação característicos do ralenti (entre 700 e 900 rpm) [1], sendo assim possível aumentar a carga transferida à transmissão, principalmente nos motores Diesel [9].

No geral, os DMF conseguem eliminar o fenómeno de ressonância pois conseguem reduzir a primeira frequência natural para valores abaixo das velocidades de rotação normais de funcionamento dos motores.

## 2.5. Ensaaios com volantes bimassa

A fim de testar os momentos de torção dos volantes bimassa, podem ser realizados dois tipos de ensaios, ensaio estático e ensaio dinâmico. O primeiro consiste em fixar um dos dois discos de inércia, enquanto o outro é posto em rotação em relação ao primeiro, a muito baixa velocidade. Como as molas curvas são comprimidas durante este teste a uma velocidade constante, é esperada uma relação quase linear entre o ângulo de deslocamento das duas massas do volante e o momento de torção. Durante a descompressão das molas, o DMF desenvolve menos torsão que a necessária durante a compressão, originando perdas por histerese. A Figura 2.5 mostra o resultado de um ensaio de torção feito nas condições acima descritas. Na figura, a área entre os ramos da curva de histerese representa a energia perdida por atrito durante a inversão do sentido de rotação do volante bimassa, ou seja, quando este atinge a compressão máxima e começa a ser descomprimido. Verifica-se ainda que o momento de torção devido ao atrito aumenta com o ângulo de deslocamento entre as duas massas [3].

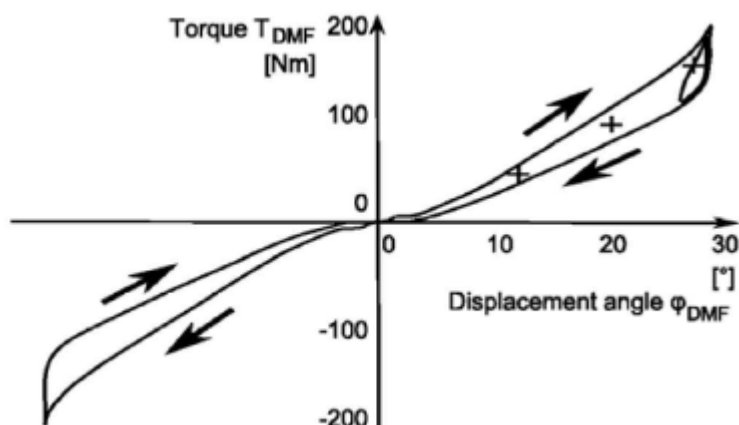
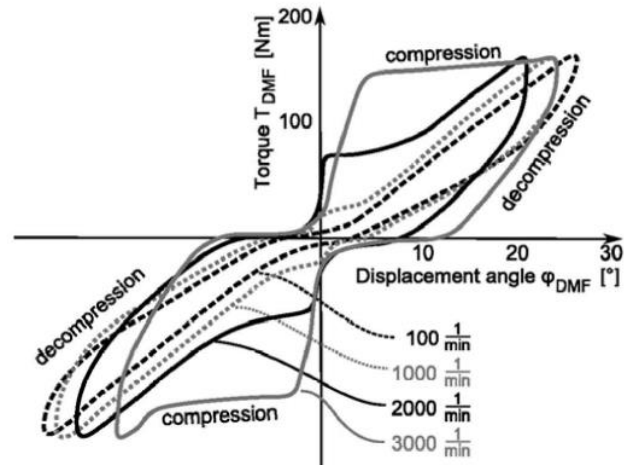


Figura 2.5 - Gráfico experimental de um teste de momento de torção com a massa primária fixa [3].

O ensaio dinâmico é semelhante ao primeiro, mas neste, nenhuma das massas é fixa. Neste teste o disco de inercia primário é colocado em rotação com velocidade constante e o segundo disco é colocado também com a mesma velocidade mas com pequenas variações, a fim de existir um ângulo de desfasamento entre as duas massas.

A Figura 2.6 demonstra o comportamento do DMF como resultado deste teste. Pode-se verificar que para velocidades de  $100 \text{ min}^{-1}$ , o comportamento é idêntico ao do primeiro teste. Ao aumentar a velocidade do motor, aumentam as forças de atrito. Isto ocorre devido às forças centrípetas que fazem pressão nas molas contra a parede do volante. As forças de atrito tangenciais estão dependentes das forças de contacto radiais [3].



**Figura 2.6 - Gráfico experimental de um teste de momento de torção com ambas as massas em rotação [3].**

Para testes a velocidades mais elevadas, na ordem dos  $2000 \text{ min}^{-1}$  e  $3000 \text{ min}^{-1}$  verifica-se que os valores de momento de torção mantêm-se constantes para vários ângulos, existindo uma redução quando se aproximam de  $0^\circ$ . Este comportamento deve-se ao efeito causado pelas forças de atrito estático. Para ângulos pequenos, as forças nas molas são bastante pequenas e, com tal, não conseguem superar o atrito resultante das forças centrípetas [3].

O ensaio dinâmico é o que mais se identifica com a situação real de funcionamento do DMF, em que as duas massas vão estar em rotação, em direções opostas, de modo a absorver as vibrações provenientes do motor para a transmissão.



### 3. PROJETO

#### 3.1. Fases do projeto

O projeto, durante o seu desenvolvimento, passou diversas fases nas quais foram impostas algumas modificações devido a constrangimentos que foram aparecendo.

Numa primeira fase, definiram-se quais os objetivos e funcionalidades que o mecanismo teria de ter e investigou-se qual a melhor forma de as executar.

Nessa fase começou-se a desenvolver um mecanismo simples em que o disco primário do volante bimassa (DMF) encontrava-se fixo por uma bucha de torno e o momento de torção era aplicado no disco através de uma aparafusadora ligada a essa mesma bucha. Esta peça era também responsável pela aquisição de dados e sua transferência para um controlador.

Esta solução tinha um grande inconveniente em termos de custos, pois só a aparafusadora e o controlador possuíam valores acima do estipulado inicialmente.

Numa segunda fase substituiu-se a aparafusadora por um transdutor de torque, pois este aparelho permite a leitura de momentos de torção e ângulo de rotação do DMF e tem um custo mais reduzido. Para acionar o mecanismo, a solução passou pela utilização de um motor e um redutor para se conseguir obter uma velocidade à saída bastante baixa (cerca de 1 rpm).

Posteriormente, chegou-se à conclusão que a bucha de torno poderia, após ser aplicado o momento de torção, danificar o volante bimassa e, como tal, pensou-se numa solução para este problema. A solução passou por projetar um disco que fixa ao volante bimassa através da sua furação central e, para auxiliar o momento de torção, uma manga de aperto que se liga a este disco e o aperta. Esta manga possui uma furação central para possibilitar a ligação de um veio até ao moto-redutor, e para permitir a sua rotação, tem o auxílio de um rolamento de esferas ligado à sua base. Procedeu-se ainda à escolha do motor e dos dois redutores de modo a reduzir a velocidade à saída para se efetuarem testes a velocidades na ordem de 1 rpm. Nesta fase adicionou-se ainda um sistema de elevação para auxiliar o operador a movimentar o sistema do DMF com o mínimo de esforço físico.

Numa última fase, procedeu-se a alterações ao nível da ligação dos redutores. Estes ligavam ao transdutor através de um veio com uma união elástica de modo a prevenir quaisquer desalinhamentos que pudessem existir. De modo a simplificar esta ligação e melhorar esteticamente o mecanismo, optou-se por substituir o veio e a união elástica por um tubo mecânico com flange nas suas extremidades. Este tubo é fixo no disco de suporte e na flange do redutor de planetários, passando o transdutor no seu interior. A transmissão de movimento vinda do redutor é feita pelo próprio veio do transdutor.

Durante estas fases do projeto foram também feitas algumas alterações à estrutura exterior, de modo a acoplar os dispositivos que se foram acrescentando.

### 3.2. Descrição do Mecanismo

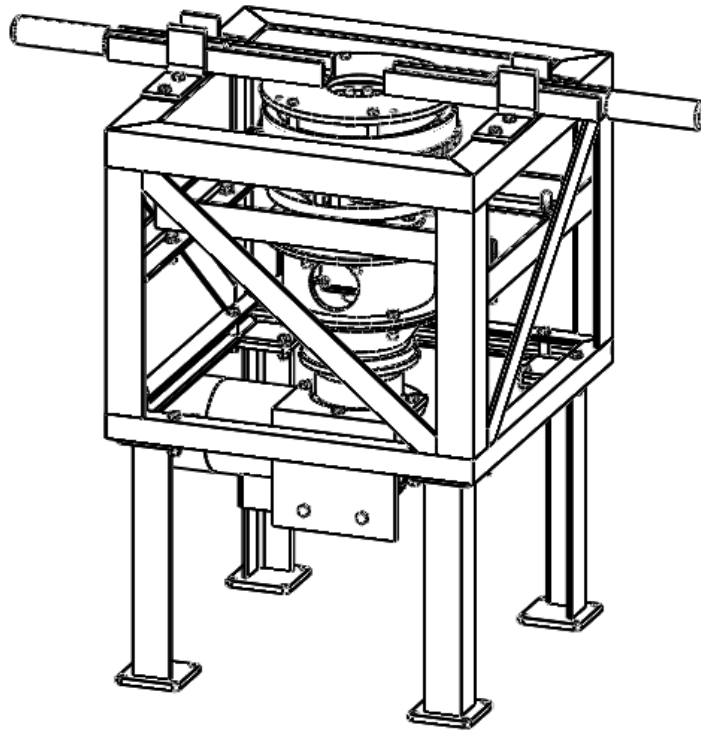


Figura 3.1 – Mecanismo.

O mecanismo, representado na figura 3.1, é constituído por uma estrutura exterior em aço estrutural fabricada, na sua maioria, através de perfis cantoneira ligados por cordões de soldadura e, ao centro, quatro perfis em U aos quais estão aparafusadas as pernas da estrutura.

No topo é colocado o volante bimatassa, com a massa secundária voltada para o topo, de modo a ser fixo ao disco de suporte. Esse disco tem umas barras aparafusadas a este que, ao encaixarem entre os batentes da estrutura, impedem o movimento da massa secundária do DMF.

O volante bimatassa fixa a um disco de furos rasgados através da sua furação central, e este fica localizado na sua base. Este disco por sua vez encaixa na manga de aperto.

Esta manga fica acoplada num disco de suporte para o rolamento, o qual está ligado ao resto da estrutura por duas vigas em cantoneira. Entre a manga e o disco existe também um rolamento que permite a rotação da manga e, conseqüentemente, a rotação do disco primário do DMF em relação ao secundário. Tanto a manga como o disco têm um furo no centro com um rasgo, por onde passa um veio enchavetado. No topo do rolamento, e fixo ao disco, existe uma tampa que impedirá qualquer movimento adicional deste.

Na base do disco encontra-se um tubo mecânico fixo a este por uma flange. O tubo faz a ligação entre o disco de suporte e o conjunto dos moto-redutores.

Este conjunto é constituído por um motor, responsável pelo movimento que provoca o momento de torção no DMF e por dois redutores, de modo a que a velocidade de rotação à saída seja muito baixa, na ordem de 1 rpm.

Para fazer a ligação deste conjunto à manga de aperto, existe um transdutor com dois veios enchavetados nas extremidades. Esta peça é também responsável por obter a informação relativa a momento de torção aplicado e ângulo de rotação, e transmiti-la para suporte informático. O transdutor encontra-se no interior do tubo mecânico.

### 3.3. Aspetos ergonómicos e segurança de utilização

Durante o projeto, teve-se em conta os aspetos ergonómicos do mecanismo, a fim de permitir a sua correta utilização.

Durante a utilização desta máquina, o operador deve-se encontrar com uma postura vertical, parado, exigindo um esforço estático maior da musculatura envolvida na manutenção da posição referida, provocando fadiga muscular. Como tal, a escolha da altura correta de trabalho é de extrema importância para o conforto do operador.

Se a área de trabalho for demasiado elevada, os ombros do operador são erguidos para compensar, provocando contrações musculares dolorosas nas costas e nuca. Se a área de trabalho for baixa, as costas são sobrecarregadas pela curvatura do tronco provocando dores ao nível das costas. A máquina deve portanto ter uma altura regulada de acordo com as medidas antropométricas, de modo a que o operador consiga efetuar todas as operações necessárias ao funcionamento do mecanismo [10].

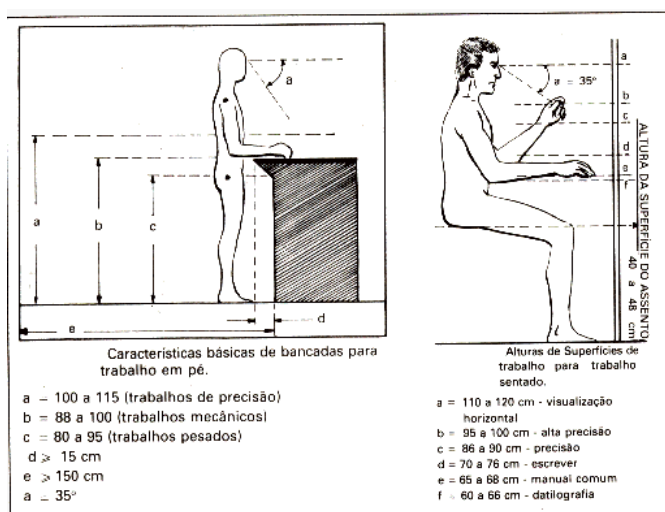


Figura 3.2 - Medidas antropométricas para bancadas de trabalho [11].

Como o operador tem a função de colocar o volante Bimassa na máquina e fazer os ajustes necessários ao seu funcionamento, considera-se que este tem de movimentar material pesado, como tal, pode-se observar na Figura 3.2 que a altura da estrutura tem de estar compreendida ente os 800 e os 950 mm.

De acordo com as normas de ergonomia e de modo a conseguir acoplar todos os componentes que constituem a máquina, optou-se por uma altura de 900 mm para a estrutura. Deste modo consegue-se garantir a integridade do operador durante o funcionamento do mecanismo.

Durante a utilização deste mecanismo podem ocorrer falhas, não previstas, em algumas peças, podendo provocar danos ao utilizador. Para evitar que isto ocorra, foram tomadas, ao longo do projeto, algumas decisões de modo a garantir a minimização desse risco.

A utilização de dois parafusos na fixação de cada um dos quatro batentes, por exemplo, é uma opção redundante, visto não ser necessário um número tão elevado de elementos de fixação, mas aumenta o nível de segurança do mecanismo durante a sua utilização, sendo por esse motivo, uma escolha vantajosa. Várias opções construtivas do mecanismo foram tomadas no mesmo sentido, podendo considerar-se redundantes, mas aumentando bastante a segurança do operador.

Outro pormenor construtivo que visa minimizar os riscos de operação do mecanismo, é a colocação de extensómetros nos tubos da manga de aperto. Estes tubos servem de espaçadores entre o parafuso e a porca, de modo a que esta não fique no interior da manga. A colocação de extensómetros tem a finalidade de fazer com que o mecanismo só entre em funcionamento se o tubo se encontrar em compressão, ou seja, os extensómetros são programados para o motor só entrar em funcionamento se o aperto da manga estiver feito corretamente, atuando como limitadores de curso.

Posteriormente, durante a execução dos primeiros testes com o mecanismo, pretende-se ainda acrescentar uma rede de proteção em volta, fixa às vigas superiores, de modo a evitar danos ao operador em caso de algum aperto mal feito ou fratura de algum componente que cause o ressalto de alguma peça.



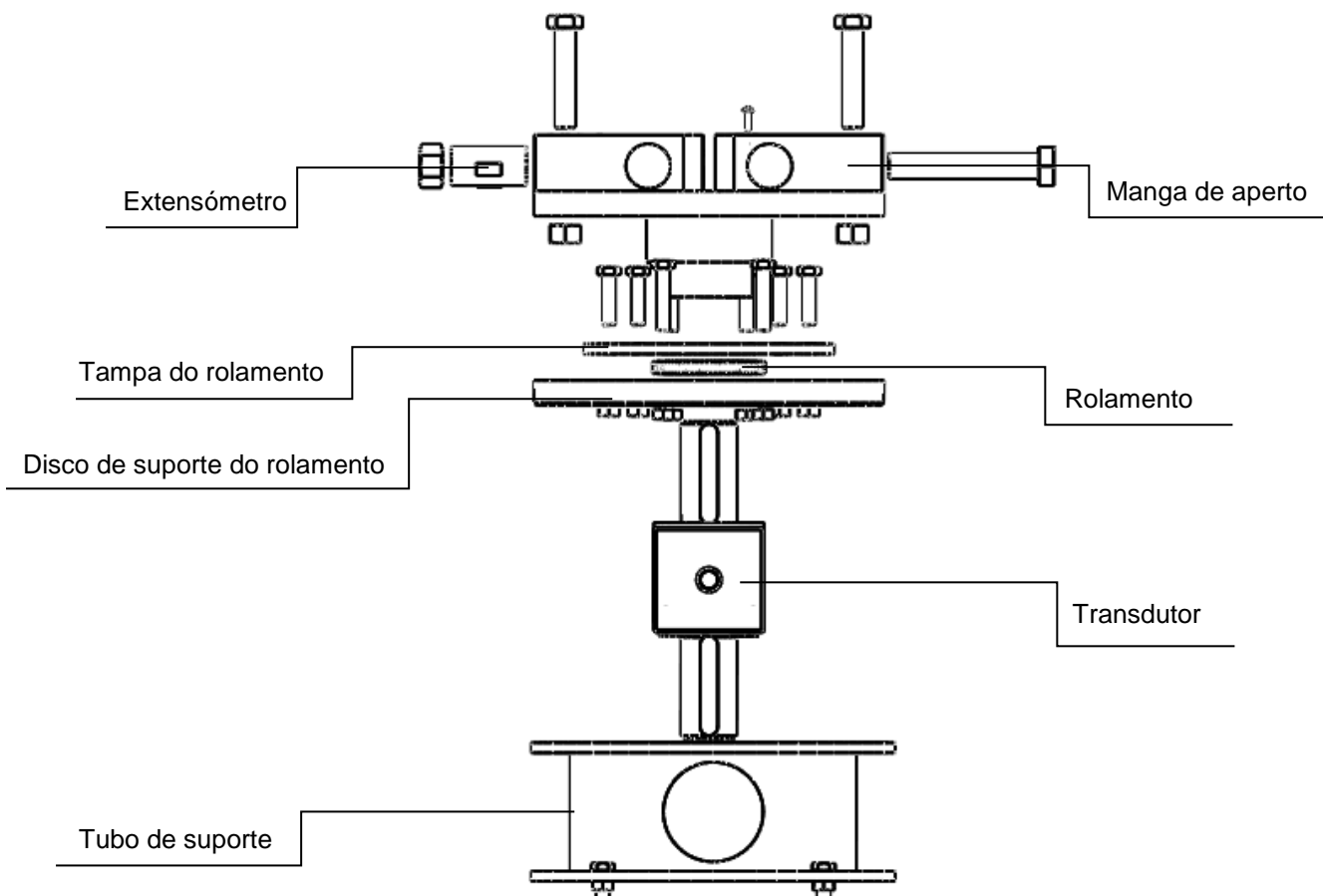


Figura 4.2 - Vista explodida dos componentes centrais do mecanismo.

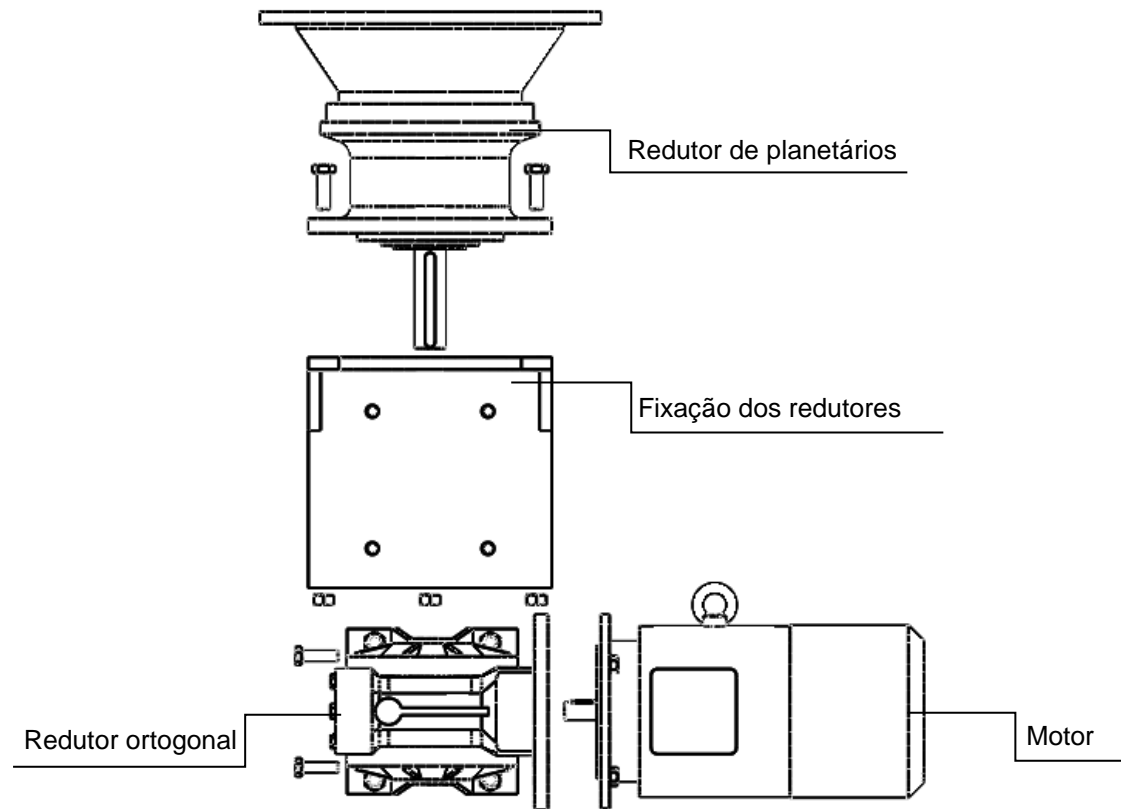


Figura 4.3 - Vista explodida do conjunto motor - redutores.

## 4.1. Estrutura interior do mecanismo

Neste subcapítulo faz-se uma apresentação dos componentes que constituem a estrutura interior do mecanismo, e procura-se fazer o dimensionamento de alguns componentes mais críticos, de acordo com os esforços que podem ser aplicados. Nos cálculos de dimensionamento são utilizados alguns valores que não variam de componente para componente.

Para o dimensionamento admite-se um momento de torção de 1500 Nm. Este valor é admitido pois não existe atualmente no mercado nenhum volante bimatassa que supere este momento de torção, como tal considera-se este como o valor máximo de momento a ser aplicado no mecanismo.

Como a maioria dos componentes terão de ser maquinados, considera-se que estes são construídos em aço CK45 com uma tensão de cedência de 405 MPa. No caso das barras de suporte, estas serão construídas em aço ST37-2, com uma tensão de cedência de 235 MPa. Para estes materiais considera-se ainda que o módulo de elasticidade toma o valor de  $E = 2,1 \times 10^5 \text{ Nmm}^{-2}$ . Nos cálculos em que é necessário entrar com o coeficiente de atrito entre superfícies em aço, este toma o valor de 0,15.

### 4.1.1. Barras de suporte

As barras de suporte têm como função fixar o disco de inércia secundário através de uns batentes que se encontram fixos na estrutura. Estas permitem ainda elevar o volante bimatassa (DMF) e proceder à sua troca quando necessário.

Estes componentes possuem um veio cilíndrico unido por soldadura, representado na figura 4.4, com a função de servir de pega de suporte quando for necessário mudar o volante bimatassa.

A fim de suportar os elevados esforços transmitidos pela rotação do volante bimatassa, estas barras têm de possuir um perfil robusto, o qual tem de ser dimensionado a fim de se determinar qual o tipo de perfil a escolher, assim como as suas dimensões.

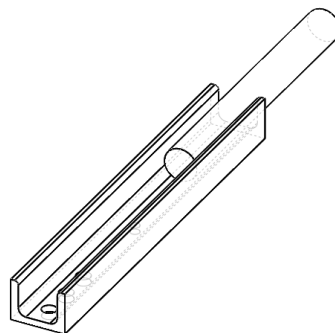


Figura 4.4 - Barra de suporte (Anexo A1 - P.1.8).

### Dimensionamento das barras

Para dimensionar estas barras, utiliza-se o método das deformações máximas, tendo em conta o momento de torção máximo que pode ser aplicado.

Sabendo que para perfis em aço, a deformação máxima que estes podem sofrer é dada pela seguinte expressão,

$$\delta_{máx} \leq \frac{1}{300} L \quad (4.1)$$

De modo a determinar a flexa máxima, admite-se que esta barra está encastrada de um dos lados e no outro é aplicado um momento de 1500 Nm, como se verifica na Figura 4.5.

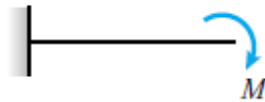


Figura 4.5 - Encastramento na barra [12].

Para este tipo de carregamento a flexa máxima é dada por,

$$\delta = -\frac{ML^2}{2EI} \quad [12] \quad (4.2)$$

Utilizando as equações 4.1 e 4.2 e igualando-as, chega-se à seguinte expressão,

$$\left| -\frac{ML^2}{2EI} \right| \leq \frac{1}{300} L \quad (4.3)$$

Sabendo que o comprimento, desde o encastramento até ao local onde é aplicado o momento é de  $L = 190 \text{ mm}$  e que o módulo de elasticidade para o aço é  $E = 2,1 \times 10^5 \text{ Nmm}^{-2}$ , resolve-se a equação 4.3 com os valores já conhecidos, obtendo o momento de inércia mínimo para a barra,

$$I \geq 2,03 \times 10^5 \text{ mm}^4$$

Para o resultado obtido, optou-se por um perfil em U com 50 mm de largura e 38 mm de altura [13]. Para verificar se o perfil com estas dimensões pode ser utilizado no mecanismo, é necessário saber o seu momento de inércia. Por consulta da tabela de Perfil normal de ferros UPN [14] verifica-se que o perfil com as dimensões demonstradas na Figura 4.6 tem um momento de inércia,

$$I_x = 26,2 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

Com este resultado é superior ao valor de momento de inércia mínimo obtido para a barra,  $2,03 \times 10^5 \text{ mm}^4$ , o perfil com estas dimensões pode ser utilizado para as barras de suporte.

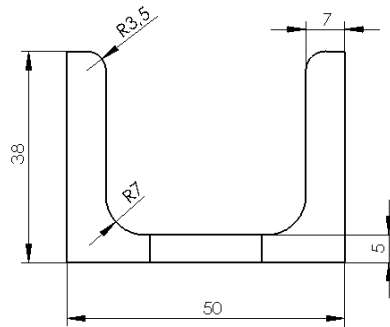


Figura 4.6 - Dimensões do perfil da barra de suporte.

#### 4.1.2. Disco de suporte

No topo do volante bимassa coloca-se um disco, fixo à massa secundária através de parafusos M8, correspondentes às furações existentes no volante. Visto que existem vários modelos de DMF's, este disco tem diversas furações para contemplar o maior número possível de volantes Bimassa. Neste disco, representado na Figura 4.7, é feita também a ligação às barras de suporte.

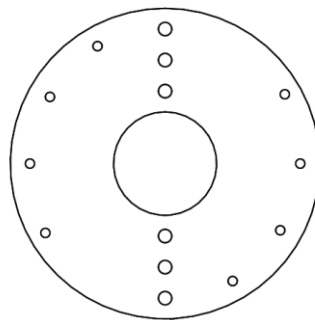


Figura 4.7 - Disco de suporte (Anexo A1 - P.1.3).

O disco é fixo a cada uma das barras de suporte por três parafusos, sendo necessário proceder ao seu dimensionamento.

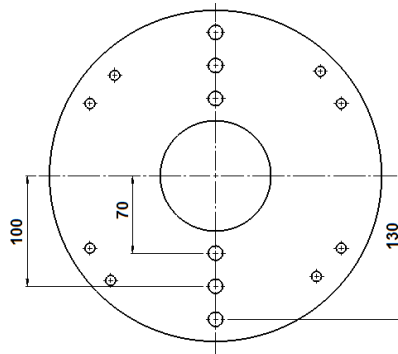
#### Dimensionamento dos parafusos da ligação das barras ao disco de suporte

Para efetuar o dimensionamento dos parafusos é necessário saber a força que cada um deles exerce no disco.

Admitindo um coeficiente de atrito  $\mu = 0,15$ , um fator de segurança de 2 e sabendo que o momento de torção máximo que pode ser aplicado pelo volante é de 1500 Nm, calcula-se a força total nos parafusos,

$$M = F \times b \quad (4.4)$$

$$M = \frac{F_{Total}}{6} \times b_1 + \frac{F_{Total}}{6} \times b_2 + \frac{F_{Total}}{6} \times b_3 + \frac{F_{Total}}{6} \times b_4 + \frac{F_{Total}}{6} \times b_5 + \frac{F_{Total}}{6} \times b_6 \quad (4.5)$$



**Figura 4.8 - Localização dos parafusos para fixação das barras.**

Substituindo na expressão 4.5 as distâncias  $b_1$  e  $b_2$  por 70 mm,  $b_3$  e  $b_4$  por 100 mm e  $b_5$  e  $b_6$  por 130 mm, como se pode verificar na Figura 4.8, e resolvendo em ordem à força total, obtém-se como resultado,

$$F_{Total} = 7500 \text{ N}$$

A força de cada parafuso é dada então por,

$$F_{parafuso} = \frac{F_{Total}}{N^{\circ} \text{ parafusos}} \quad (4.6)$$

$$F_{parafuso} = 1250 \text{ N}$$

Para que a ligação aparafusada resulte por atrito tem de se verificar a relação,

$$F \leq \mu \cdot F_N \quad (4.7)$$

Em que  $\mu$  corresponde ao coeficiente de atrito e  $F_N$  a força normal de cada parafuso.

Resolvendo a equação em ordem a  $F_N$ ,

$$F_N = 8,3 \times 10^3 \text{ N}$$

Admitindo uma classe de resistência de 4.6 e sabendo que  $\sigma_{ced} = 240 \text{ MPa}$  [15], consegue-se saber o diâmetro mínimo de cada parafuso através da seguinte relação,

$$\sigma_{comp} \leq \frac{\sigma_{ced}}{FS} \quad (4.8)$$

Sabendo ainda que a tensão de comparação é dada pela força a dividir pela área,

$$\sigma_{comp} = \frac{F}{A} \quad (4.9)$$

E que a área da base de cada parafuso é dada por,

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (4.10)$$

Substituindo as expressões 4.9 e 4.10 na equação 4.8, obtém-se então o diâmetro mínimo que o parafuso tem de ter,

$$d \geq 9,403 \text{ mm}$$

Recorrendo à tabela 15.14 [13] optou-se por um parafuso M10.

### Dimensionamento dos parafusos que fazem a ligação entre o disco e o DMF

A ligação deste disco ao volante bimassa (DMF) tem de ser feita através de quatro parafusos M8 devido à própria geometria do volante. Como tal, é necessário verificar se estes suportam os esforços a que vão estar sujeitos.

Sabendo que estes têm de aguentar um momento máximo de 1500 Nm e que as distâncias  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $b_3$  e  $b_4$  são idênticas e correspondem a 130,54 mm, aplicando a expressão 4.4 obtém-se a força total nos parafusos,

$$M = \frac{F_{Total}}{4} \times b_1 + \frac{F_{Total}}{4} \times b_2 + \frac{F_{Total}}{4} \times b_3 + \frac{F_{Total}}{4} \times b_4 \quad (4.11)$$

$$F_{Total} = 11490,7 \text{ N}$$

Utilizando a expressão 4.6, obtém-se a força total por parafuso,

$$F_{parafuso} = 2872,7 \text{ N}$$

Fazendo a relação com o coeficiente de atrito 4.7,

$$F_N = 19151,2 \text{ N}$$

Admitindo uma classe de resistência de 10.9 e sabendo que para esta classe  $\sigma_{ced} = 1100$  MPa [15], aplica-se a expressão 4.8 para determinar o diâmetro mínimo,

$$d \geq 6,7 \text{ mm}$$

Os parafusos M8 com classe 10.9 conseguem suportar momentos de torção iguais ou superiores a 1500 Nm.

Entre o DMF e o disco de suporte são colocados tubos metálicos, por onde passam os parafusos. Estes tubos têm como principal função permitir a ligação do disco de suporte ao maior número de modelos de volantes bimassa. A utilização destas peças permite criar uma altura de modo a que o disco de suporte fique nivelado com o topo do mecanismo e, na base do DMF, o disco de fixação consiga ligar à manga de aperto. O comprimento destes tubos depende, portanto, da espessura do volante bimassa. Como existe uma ligeira diferença de altura nos bordos da massa secundária, não é possível ao disco de suporte encaixar diretamente no volante, como tal, estes tubos vão também ajudar a fazer o aperto correto dos parafusos sem danificar nenhum dos componentes, como se verifica na figura 4.9.

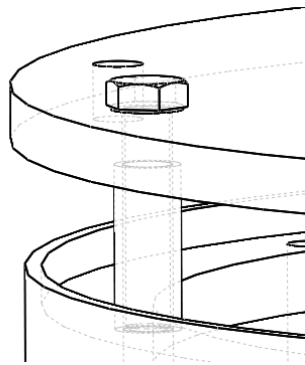


Figura 4.9 - Tubo de ligação entre o disco de suporte e o DMF.

### Dimensionamento dos tubos que se localizam entre o disco e o DMF

Devido aos esforços a que estes tubos podem estar sujeitos, é necessário proceder ao seu dimensionamento. Para dimensionar estes tubos, utiliza-se o método das deformações máximas, dado pela expressão 4.1.

Sabendo que este tubo está sujeito a um momento de 1500 Nm e às forças do parafuso, como se verifica na figura 4.10, utiliza-se o princípio da sobreposição para determinar a flexa máxima no tubo.

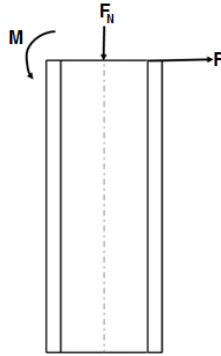


Figura 4.10 - Esforços aplicados no tubo.

A flexa resulta da sobreposição de dois carregamentos, o primeiro que corresponde a um momento aplicado numa das extremidades do tubo, ilustrado pela figura 4.5, e o segundo carregamento corresponde à força do parafuso aplicada numa das extremidade dos tubo, ilustrado na Figura 4.11.

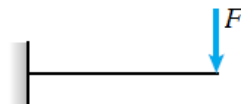


Figura 4.11 - Força do parafuso aplicada no tubo [12].

As expressões das flexas máximas para os dois tipos de carregamentos são dadas pela equação 4.2 e por,

$$\delta_2 = -\frac{FL^3}{3EI} \quad [12] \quad (4.12)$$

Somando as equações 4.2 e 4.12 e relacionando-as com a equação 4.1, chega-se à seguinte expressão,

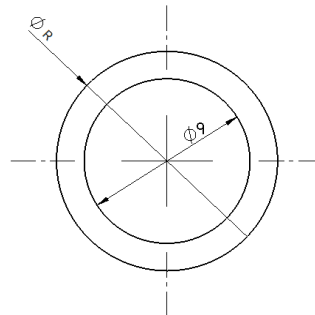
$$\left| -\frac{ML^2}{2EI} \right| + \left| -\frac{FL^3}{3EI} \right| \leq \frac{1}{300} L \quad (4.13)$$

Sabendo que o momento aplicado tem um valor de 1500 Nm, a força de cada parafuso é de 2872,7 N e utilizando o módulo de elasticidade para o aço  $E = 2,1 \times 10^5 \text{ Nmm}^{-2}$ , resolve-se a equação 4.13 para um comprimento de tubo  $L = 60 \text{ mm}$ , de modo a que as barras de suporte se encontrem sempre fixas pelos batentes. O valor de momento de inércia obtido é então,

$$I \geq 6,9 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

A expressão para o cálculo do momento de inércia de um tubo, ilustrado na Figura 4.12, é dada por,

$$I = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot (R^4 - r^4) \quad (4.14)$$



**Figura 4.12 - Dimensões do tubo.**

Como a ligação do disco de suporte ao DMF é feita por parafusos M8, o diâmetro interno do tubo é de 9 mm. Utilizando a expressão 4.14 e o valor de momento de inércia calculado, obtém-se assim o raio externo de 17,2 mm. Subtraindo o diâmetro externo ao diâmetro interno do tubo, obtém-se uma espessura mínima de 12,7 mm.

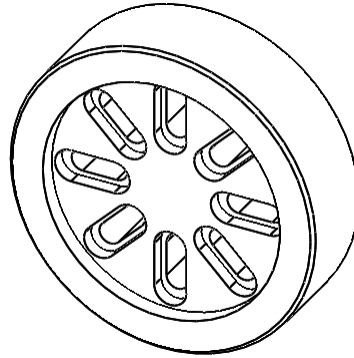
### **4.1.3. Disco de fixação**

O disco de fixação é um componente fulcral no mecanismo, pois é através dele que o motor consegue transmitir movimento ao disco primário do volante bimatassa.

Esta peça é fixa ao disco de inércia primário do DMF através da sua furação central. Este tem na sua base uns furos rasgados de modo a poder ser aparafusado em volantes com diferentes dimensões, como se pode verificar na Figura 4.9. Cada um destes furos rasgados possui ainda uma caixa de modo a poder acoplar a cabeça dos parafusos. Já no DMF, cada um dos parafusos que fixa ao disco tem no seu exterior um tubo, de modo a fazer com que o aperto efetuado pela porca não entre em contacto diretamente com o volante, evitando assim danificá-lo.

Estes tubos têm um comprimento de 60 mm e um diâmetro exterior de 16,5 mm, de modo a serem acoplados nas furações do volante.

Este disco fica ligado à manga de aperto e é o responsável por receber o momento de torção transmitido pelo motor. De modo a auxiliar o acoplamento deste disco à manga de aperto, cada uma destas duas peças inclui um chanfro de 2 mm.



**Figura 4.13 – Disco de fixação (Anexo A1 - P.1.1).**

Para fazer a ligação entre este disco e o volante bimassa, são utilizados parafusos M12, como tal é necessário verificar se estes suportam os momentos de torção aplicados.

#### **Dimensionamento dos parafusos que fazem a ligação entre o DMF e o disco**

Sabendo que os parafusos vão estar sujeitos a um momento máximo de 1500 Nm e que a distância entre estes e o ponto de aplicação do momento é de 36,35 mm, utiliza-se a equação 4.4 para chegar à expressão através da qual se obtém a força total dos parafusos,

$$M = 8 \cdot \left( \frac{F_{Total}}{8} \times b \right) \quad (4.15)$$

Substituindo a expressão 4.15 pelos valores respetivos, a força total que os parafusos aplicam no disco é então,

$$F_{Total} = 41379,25 \text{ N}$$

Utilizando a expressão 4.6, obtém-se a força total por parafuso,

$$F_{parafuso} = 5172,4 \text{ N}$$

A força normal obtém-se através da relação com o coeficiente de atrito 4.7,

$$F_N = 34482,7 \text{ N}$$

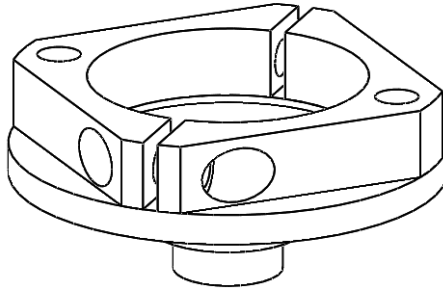
Admitindo uma classe de resistência de 10.9 e sabendo que para esta  $\sigma_{ced} = 1100 \text{ MPa}$  [15], aplica-se 4.8, para determinar o diâmetro mínimo,

$$d \geq 8,94 \text{ mm}$$

Como tal verifica-se que podem ser utilizados parafusos M12 com classe de resistência 10.9.

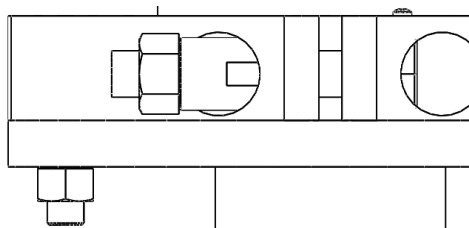
#### **4.1.4. Manga de Aperto**

A manga de aperto, representada na Figura 4.14, é um componente utilizado para fazer a ligação entre o disco de fixação e o transdutor e é constituído por duas peças. A base, que tem uma forma circular e tem a particularidade de fazer de sede a um rolamento de esferas, responsável pela rotação da manga. Esta tem ainda um furo central com um rasgo para chaveta, a fim de acoplar o veio do transdutor.



**Figura 4.14 - Manga de aperto (Anexo A1 - P.1.5 e P1.6).**

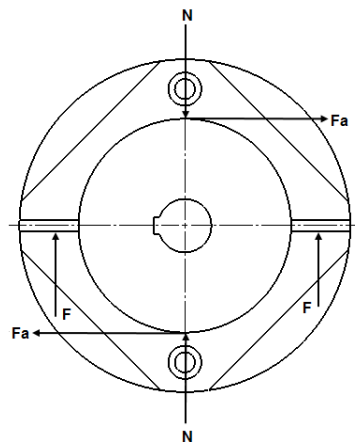
O topo da manga serve de encaixe ao disco de fixação, e o aperto deste é feito por dois parafusos em lados opostos. Estes dois parafusos encontram-se no interior de um tubo em aço que tem como objetivo dar algum espaço para o aperto da porca, de modo a que esta não fique no interior da peça, como se pode observar na Figura 4.15. Estes tubos incluem ainda um extensómetro com a finalidade de medir o aperto e consequentemente fazer com que o motor só entre em funcionamento se o tubo se encontrar em compressão, ou seja, se o parafuso tiver convenientemente apertado.



**Figura 4.15 - Pormenor da manga de aperto com o parafuso de aperto e respetivo tubo com extensómetro.**

#### **Dimensionamento dos parafusos para a manga de aperto**

Na Figura 4.16 pode-se observar diagrama de forças que são aplicadas na manga pelos parafusos, sabendo que estes irão trabalhar devido ao atrito.



**Figura 4.16 - Esquema de aplicação das forças na manga de aperto.**

Pela Figura 4.16 observa-se que a força normal  $F_N$  é igual ao dobro da força dos parafusos, ou seja,

$$F_N = 2F \quad (4.16)$$

Aplicando a equação 4.16 e a expressão para a força de atrito 4.7 obtém-se a força de atrito na manga de aperto,

$$F_a = \mu \cdot 2F \quad (4.17)$$

A equação seguinte traduz o momento aplicado em função da força de atrito,

$$F_a \cdot \frac{d}{2} \geq M \quad (4.18)$$

Utilizando as expressões 4.17 e 4.18,

$$2 \cdot \mu \cdot F \cdot \frac{d}{2} \geq M \quad (4.19)$$

Admitindo um coeficiente de atrito  $\mu = 0,15$ , e sabendo que a distância entre o parafuso e o centro da manga é de 0,18 m, substituem-se os valores na equação 4.19 e obtém-se então a força que cada parafuso tem de suportar,

$$F \geq 8,33 \times 10^4 N$$

Escolhendo parafusos com uma classe 8.8 com  $\sigma_{ced} = 660$  MPa [15] e admitindo para estes um fator de segurança de 2, aplica-se a expressão 4.8, para determinar o diâmetro mínimo do parafuso,

$$d \geq 17,93 \text{ mm}$$

Como tal, para a manga de aperto, optou-se por parafusos M20 de classe 8.8.

### Dimensionamento dos tubos

Tendo conhecimento que os tubos estão sujeitos à força de aperto dos parafusos, a expressão 4.8 pode ser utilizada para saber o diâmetro externo. Os parafusos que se encontram no seu interior têm dimensão M20, pode portanto considerar-se um diâmetro interior de 20 mm para o interior dos tubos.

Sendo a área do tubo dada por,

$$A_{tubo} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad (4.20)$$

Chega-se então à seguinte expressão que permite saber qual o diâmetro externo do tubo,

$$\frac{F}{\frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}} \leq \frac{\sigma_{ced}}{FS} \quad (4.21)$$

Nesta expressão, F corresponde à força de cada parafuso, D ao diâmetro exterior do tubo e d ao diâmetro interior. Substituindo na expressão os valores da força e do diâmetro já conhecidos, admitindo ainda uma tensão de cedência para o aço de 405 N/mm<sup>2</sup> correspondente a um aço CK 45 [16] e um fator de segurança unitário, obtém-se um o diâmetro exterior mínimo,

$$D \geq 31,1 \text{ mm}$$

Como resultado da subtração do diâmetro interior ao valor obtido para o diâmetro exterior, tem-se para a espessura mínima do tubo um valor de 10,1 mm, como tal, optou-se por uma espessura de 10,5 mm.

#### 4.1.5. Disco de suporte do rolamento

O disco de suporte do rolamento, ilustrado na Figura 4.17, possui um diâmetro externo de 410 mm e uma espessura de 20 mm e encontra-se fixo à estrutura por duas cantoneiras com dois parafusos M10. Este disco é responsável pelo suporte de grande parte dos componentes do mecanismo.

Este componente serve de apoio à base da manga de aperto e o seu centro possui um encaixe de modo a fixar o rolamento. No topo deste disco existem oito furos para acoplar parafusos M10, seis com a finalidade de fixar a tampa do rolamento e dois para fixar a cantoneira que está acoplada ao transdutor e impede o seu movimento. O seu centro é furado de modo a poder fazer a ligação da manga de aperto com o transdutor.

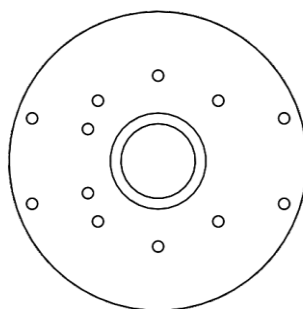


Figura 4.17 - Disco de suporte do rolamento (Anexo A1 - P.1.2).

#### 4.1.6. Tampa do rolamento

A tampa do rolamento, ilustrada na figura 4.18, fica acoplada ao topo do disco de suporte e é fixo ao mesmo por seis parafusos M10. Este componente tem como funcionalidade não permitir que exista ressalto do rolamento, evitando qualquer tipo de deslocamento do mesmo. O disco tem um diâmetro externo de 200 mm, um diâmetro interno de 75 mm e uma espessura de 8 mm.

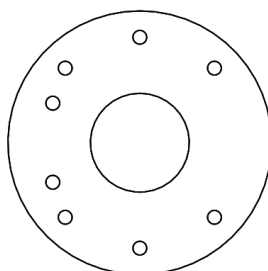


Figura 4.18 - Tampa do rolamento (Anexo A1 - P.1.4).

#### 4.1.7. Tubo de suporte

Para fazer a ligação do conjunto motor – redutores ao resto da estrutura, existe um tubo com duas flanges nas suas extremidades. Este tubo, exemplificado na Figura 4.19, faz a ligação entre o disco de suporte do rolamento e o redutor planetário e encontra-se fixo por quatro parafusos M10 ao disco, e de igual forma à flange do redutor. No interior do tubo passa o transdutor que faz também ligação da manga de aperto ao redutor planetário. Por esta razão o tubo possui duas aberturas circulares na sua lateral de modo a ser possível fazer a ligação do transdutor a um cabo a fim de transferir a informação para suporte informático.

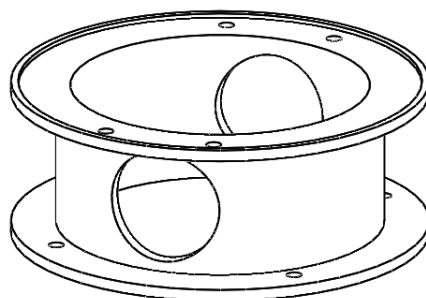


Figura 4.19 - Tubo de suporte (Anexo A1 - P.1.18).

#### 4.1.8. Rolamento

Para fazer a rotação da manga de aperto e, conseqüentemente da massa de inércia primária do DMF escolheu-se um rolamento rígido de esferas, semelhante ao que é possível observar na Figura 4.20, pois possui uma construção simples e requer pouca manutenção e atenção durante a sua via útil [17].

Este rolamento realiza o seu movimento sempre sob carga e a muito baixas rotações (1 a 2 rpm), como tal, a sua escolha e a verificação é feita em relação à sua capacidade de carga estática.

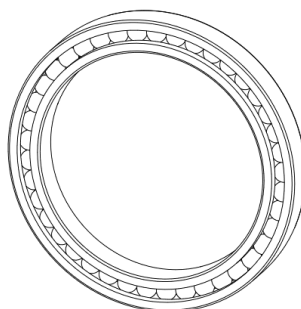


Figura 4.20 – Rolamento [16].

### Escolha do Rolamento

Com se trata de um rolamento individual, a carga estática equivalente é dada por,

$$P_0 = 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a \quad (4.22)$$

Como as forças radiais são praticamente nulas, estas são desprezadas, ficando então,

$$P_0 = 0,5 \cdot F_a \quad (4.23)$$

As forças axiais no rolamento vão existir apenas devido ao peso de parte da estrutura.

$$P_{componentes} = 63,4 \cdot 9,8 = 621,26 \text{ N}$$

A força axial é então,

$$F_a = P = 621,26 \text{ N}$$

Como resultado, a carga estática equivalente corresponde a,

$$P_0 = 0,5 \cdot 621,26 = 310,63 \text{ N}$$

Como o rolamento está sujeito a uma carga puramente axial, esta não deverá exceder o valor  $0,5 \cdot C_0$  para evitar uma redução da vida útil do rolamento [17].

$$P_0 \leq 0,5 \cdot C_0 \quad (4.24)$$

Assim sendo,

$$C_0 \geq 621,26 \text{ N}$$

Devido à capacidade de carga estática e à geometria dos componentes da máquina, nomeadamente da manga de aperto, optou-se por escolher um rolamento 61814 da SKF.

Este rolamento tem como características principais, um diâmetro externo,  $D = 90 \text{ mm}$ , um diâmetro interno,  $d = 70 \text{ mm}$ , uma capacidade de carga estática,  $C_0 = 10000 \text{ N}$ , uma capacidade de carga dinâmica,  $C = 12100 \text{ N}$ , uma velocidade de referência para uma lubrificação com óleo,  $n = 6700 \text{ rpm}$ , e uma massa,  $m = 0,13 \text{ Kg}$ .

Este tipo de rolamento tem apenas uma carreira e construção básica, ou seja, é aberto em ambos os lados. Este ainda possui pistas profundas e um elevado contacto entre as esferas e pistas, possibilitando o suporte de cargas axiais em ambos os sentidos [17].

### Atrito no Rolamento

Devido à carga a que o rolamento está sujeito, o atrito é um fator muito importante a ser considerado, tendo em conta a quantidade de calor gerada.

A resistência total ao movimento de rolamento é constituída pelo atrito de rolamento e de deslizamento das áreas de contacto entre corpos rolantes e pistas, da área de contacto entre corpos rolantes e gaiola, assim como nas superfícies de guia dos corpos rolantes ou da gaiola e do atrito gerado pelo lubrificante.

Como as superfícies de contacto no rolamento estão separadas por uma película de lubrificante, as equações seguintes são válidas para o cálculo do seu momento de atrito.

O momento de atrito total obtém-se através da soma do momento  $M_0$ , que é independente da carga aplicada sobre o rolamento e do momento  $M_1$  que depende dessa carga.

$$M_a = M_0 + M_1 \quad (4.25)$$

O momento  $M_0$  é apenas influenciado pelas perdas hidrodinâmicas do lubrificante dependendo apenas da sua viscosidade e quantidade e também da velocidade de rotação do rolamento. Como este vai ter uma velocidade de funcionamento muito baixa, a expressão para o cálculo de  $M_0$  é dada por,

$$M_0 = 160 \times 10^{-7} \cdot f_0 \cdot d_m^3 \quad (4.26)$$

Onde  $d_m$  é o diâmetro médio do rolamento e é dado por,

$$d_m = 0,5 \cdot (d + D) \quad (4.27)$$

$F_0$  é um fator que depende do tipo de rolamento e de sua lubrificação e  $n$  é a velocidade de rotação.

O momento  $M_1$  aparece devido às deformações elásticas e deslizamento parcial nas regiões de contacto e é mais frequente em situações de baixa velocidade dos rolamentos e quando estes estão sujeitos a uma carga elevada. A expressão para o cálculo de  $M_1$  é dada por,

$$M_1 = f_1 \cdot P_1^a \cdot d_m^b \quad (4.28)$$

Onde  $f_1$  é um fator que depende do tipo de rolamento e da carga atuante,  $P_1$  refere-se à carga no rolamento que determina o momento de atrito e  $a$  e  $b$  são expoentes que dependem do tipo de rolamento [17].

Por consulta das tabelas correspondentes em [17],

$$f_1 = 0,0006 \cdot \left( \frac{P_0}{C_0} \right)^{0,55} \quad (4.29)$$

$$P_1 = 3 \cdot F_a - 0,1 \cdot F_r \quad (4.30)$$

O diâmetro médio tem o valor de 80 mm, e as constantes  $f_0$ ,  $a$  e  $b$  tomam os valores de 2, 1 e 1, respetivamente.

Por substituição das constantes e somando as equações 4.26 e 4.28 sabe-se então momento total de atrito,

$$M_a = 0,0194 N \cdot m$$

### Vida útil do rolamento

A vida útil do rolamento pode ser calculada utilizando a fórmula ISO para vida nominal, sendo esta,

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (4.31)$$

Onde  $L_{10}$  corresponde à vida nominal em milhões de revoluções,  $C$  é a capacidade de carga dinâmica,  $P$  é a carga dinâmica equivalente e  $p$  o expoente da fórmula de vida, sendo igual a 3 para rolamentos de esferas [17].

Resolvendo a equação 4.31,

$$L_{10} = \left( \frac{12100}{1025,06} \right)^3 = 1644,7$$

Nas condições normais de funcionamento, este rolamento está apto para durar 1644,7 milhões de revoluções.

#### 4.1.9. Transdutor

O conjunto motor-redutores, ao entrar em funcionamento, faz com que a massa de inércia primária entre em rotação em relação à massa secundária, provocando um momento de torção entre as duas massas do DMF. Como já foi referido, um dos objetivos principais da elaboração deste projeto passa por se conseguir obter uma representação gráfica da relação entre o momento de torsão aplicado no DMF em função do ângulo que as massas fazem em relação uma à outra em rotação. Para tal é necessário um dispositivo que recolha essa informação e a transfira para suporte informático.

O dispositivo escolhido para tal é um transdutor de torque com deteção de ângulo e velocidade, semelhante ao que é possível observar na Figura 4.21. Este trata-se de um modelo da série DRFL da empresa *ETH messtechnik*.

Este tipo de transdutor é muito utilizado para aplicações, tanto em laboratório como na indústria pois possui um perfil compacto e diversas opções de montagem. O amplificador de medição integrado possui um sinal de entrada de 12V e um sinal de saída analógico que varia entre os 0 e os 10V [18].

Este transdutor tem ainda chavetas com dimensões 4 x A14 x 9 x 80 para permitir o acoplamento deste aparelho, de um lado à manga e aperto, e do outro a um redutor.

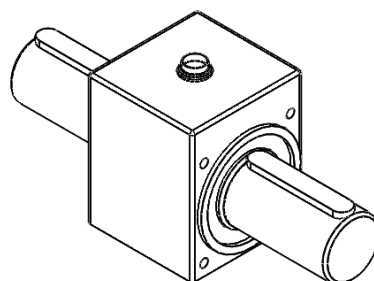
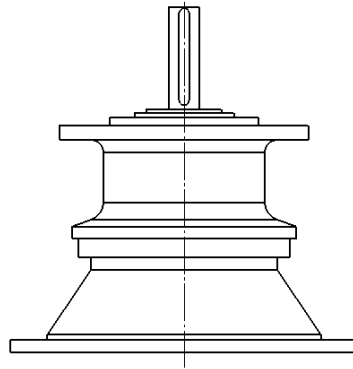


Figura 4.21 – Transdutor com medição de ângulo e momento de torção.

#### 4.1.10. Redutor Planetário

Para fazer a redução da velocidade à saída do motor, é utilizado um redutor planetário com índice de redução 1/200, modelo EX 20 do fabricante STM, semelhante ao que se observa na Figura 4.22 [19]. A escolha por este tipo de redutor deve-se a este permitir elevados índices de rotação e ter uma elevada rigidez torsional.

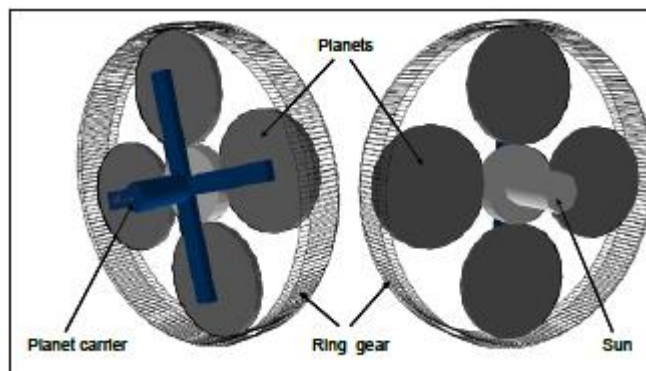


**Figura 4.22 - Redutor planetário.**

Este tipo de redutor tem como componentes principais uma engrenagem solar, engrenagem de anel e engrenagens planetárias. A engrenagem solar, é a principal e está fixa no centro, a engrenagem de anel circunda as outras engrenagens e possui os dentes virados para dentro, e as engrenagens planetárias possuem um movimento de rotação em torno da engrenagem solar e fazem a ligação com os outros dois tipos de engrenagem [20].

A engrenagem em anel é uma engrenagem interna, os dentes encontram-se no seu interior e engrenam com os dentes dos planetas. O suporte planetário assegura que as distâncias entre os centros das engrenagens anel – planetas e planetas- sol são mantidas sempre constantes. Os planetas, por sua vez, são fixos ao suporte planetário através de veios com rolamentos, garantindo assim rotação livre em relação ao suporte. A entrada é providenciada pelo suporte planetário que distribui a carga torsional pelos planetas para que haja interação entre as engrenagens anel – sol. A carga das engrenagens é posteriormente transferida para a solar em quatro pontos para esta se tornar a saída do estágio [21]. A Figura 4.23 mostra um estágio do redutor de planetários com os seus componentes.

Este tipo de redutor tem a vantagem de aguentar grandes cargas torsionais pois o carregamento é distribuído pelas engrenagens planetárias, como tal existem sempre mais dentes em contacto. Outra grande vantagem refere-se à própria geometria do redutor, o veio de entrada e de saída tem um eixo concêntrico e a mesma direção de rotação, como tal, torna-se mais simples de contruir caixas redutoras com vários estágios, mantendo o seu design compacto.



**Figura 4.23 - Componentes de um redutor planetário [21].**

Devido à precisão dos testes que se irá realizar com os volantes bimassa, é necessário uma velocidade de rotação muito baixa, como tal, sabendo que à saída do motor a velocidade de rotação é de 1400 rpm, verifica-se que com este redutor, a velocidade à saída é então,

$$\omega = 1400rpm \times \frac{1}{200} = 7 \text{ rpm}$$

#### 4.1.11. Redutor Sem-fim

Acoplado ao redutor planetário, existe ainda um redutor de coroa sem-fim com veio de entrada e saída ortogonal com um índice de redução de 1/7, modelo RMI 63 da empresa STM, ilustrado na Figura 4.24 [22].

Este tipo de redutor é capaz de suportar elevadas cargas, possui um baixo ruído de funcionamento e não necessita de manutenção. Este tipo de configuração de caixa redutora é normalmente irreversível, podendo esta característica ser utilizada como sistema de travagem. Quando a caixa redutora não está em funcionamento, é mantida numa posição de bloqueio [20].

Este redutor, para além da alta precisão e da sua configuração ortogonal que permite acoplar o motor na horizontal, tem a vantagem de possuir um sistema de travão que permite evitar qualquer dano no resto dos componentes caso haja, por algum motivo, corte de energia.

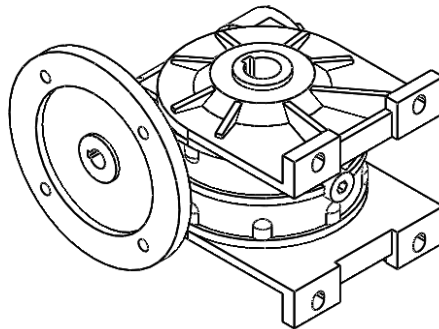


Figura 4.24 - Redutor ortogonal.

Com este redutor acoplado ao redutor planetário, existe uma redução da velocidade, conforme esperado. A velocidade de rotação transmitida ao resto dos componentes, é então,

$$\omega = 1400rpm \times \frac{1}{200} \times \frac{1}{7} = 1 \text{ rpm}$$

Este redutor fica ligado ao redutor planetário por uma chapa de aço em L, aparafusada à sua flange e aos pés do redutor ortogonal por quatro parafusos M10, como se pode verificar na Figura 4.25. Esta placa possui abas laterais para evitar a deformação a que pode estar sujeito devido ao peso transmitido pelo redutor.

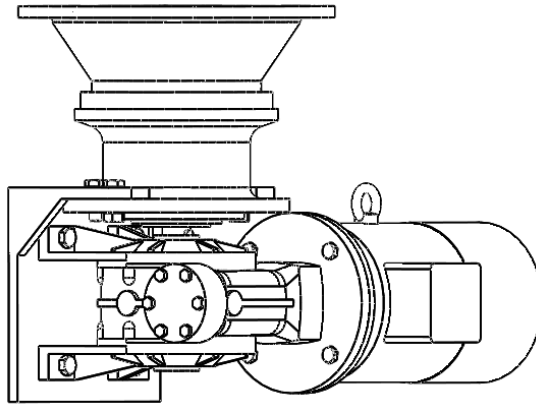


Figura 4.25 - Ligação dos dois redutores (Anexo A1 - P.1.17).

#### 4.1.12. Motor

Para acionar o mecanismo é utilizado o modelo F71A4 da *Coel*, um motor trifásico de quatro polos com freio, potência de 0,25 kW e uma velocidade à saída de 1400 rpm, semelhante ao que é possível observar na Figura 4.26 [23].

Importa verificar para este motor, o momento de torção à saída para as condições de funcionamento descritas.

Sabendo que a potência efetiva pode ser descrita pela expressão 4.32,

$$\dot{W}_e = M \cdot \Omega \quad (4.32)$$

Resolve-se a equação de modo a obter o momento, sabendo que a potência efetiva é de 250 J/s e que a velocidade angular é de 1400 rpm, ou seja, 146,6 rad/s. O momento de torção à saída do motor é então 1,71 Nm.

Após passar pelos dois redutores, o momento transmitido ao volante bimatassa é então,

$$M = 1,71 \times 200 \times 7 = 2394 \text{ Nm}$$

Na realidade, o valor do momento de torção que é aplicado no DMF é bastante inferior. Visto que o rendimento de um redutor sem-fim toma valores entre os 50 os 80%, aproximadamente, e para um redutor de planetários chega aos 98%, o valor real do momento de torção transmitido encontra-se bastante próximo de 1500 Nm, o que permite efetuar testes em todos os modelos de DMF's atualmente existentes, sem risco de os danificar.

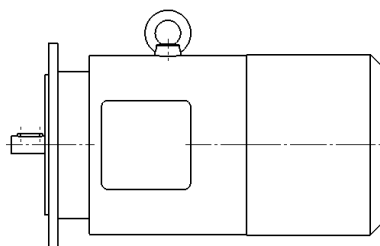


Figura 4.26 – Motor.

## 4.2. Estrutura exterior do mecanismo

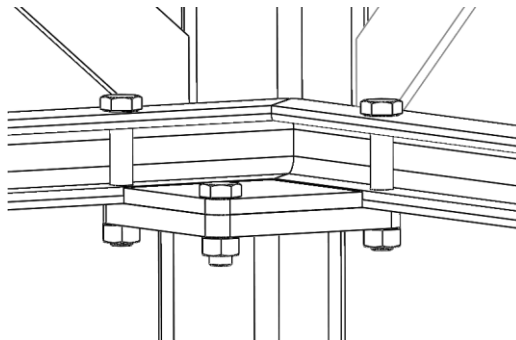
A sustentar os componentes interiores do mecanismo, existe uma estrutura construída em aço estrutural ST37-2, de modo a suportar os momentos de torção provocados pelo DMF.

O topo da estrutura é constituída por quatro cantoneiras com dimensões 60x60x6 mm e comprimento de 300 mm, unidas entre si por soldaduras de canto.

A suportar o topo, nos quatro cantos existem cantoneiras de dimensões 60x60x6 mm com um comprimento de 430 mm fixas através de cordões de soldadura. Para efetuar o suporte lateral estão colocadas vigas dispostas na diagonal.

A meio, separando os pés do resto da estrutura estão colocadas quatro vigas de perfil U de dimensões 40x35x7 mm com 300 mm de comprimento dispostas em quadrado, fixas entre si e ao resto da estrutura por cordões de soldadura.

As pernas da estrutura são constituídas por quatro cantoneiras de dimensões 60x60x6 com 350 mm de comprimento dispostas na vertical em cada um dos cantos. Estas estão soldadas a chapas quadradas com 10 mm de espessura nos topos. As chapas são fixas através das vigas de perfil U ao resto da estrutura por três parafusos M10. Nestas vigas estão ainda soldadas chapas de perfil quadrado nos quatro cantos de modo a colocar os parafusos que fazem a união às pernas, como é possível observar na Figura 4.27.



**Figura 4.27 – União das pernas da estrutura.**

No topo da estrutura existem ainda quatro cantoneiras, ilustradas na Figura 4.28, com dimensões 120x80x8 mm e 60 mm de comprimento, dispostas duas a duas em lados opostos, a fim de servirem de batentes às vigas que suportam o volante bimatassa. Estas cantoneiras encontram-se fixas à estrutura através de parafusos M10. Torna-se importante verificar se estes parafusos aguentam os esforços transmitidos pelo DMF.

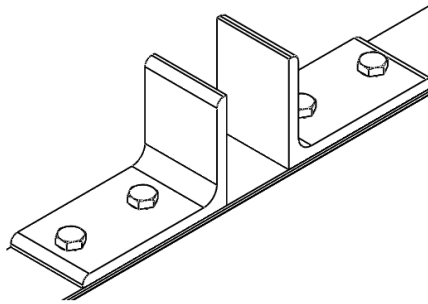


Figura 4.28 – Batentes (Anexo A1 – P1.15).

### Dimensionamento dos parafusos nos batentes

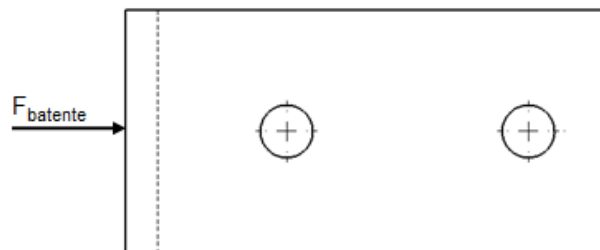


Figura 4.29 - Esquema de aplicação das forças no batente.

O momento transmitido pelo DMF vai provocar uma força  $F$  no batente, como aparece esquematizada na Figura 4.29. Esta força pode ser obtida através da expressão 4.33,

$$M = \frac{F_{batente}}{d} \quad (4.33)$$

O momento transmitido pelo DMF tem o valor de 1500 Nm e a distância ente o centro do DMF e o ponto de aplicação do esforço no batente corresponde a 270 mm. Com este dados, obtém-se a força transmitida ao batente,

$$F_{batente} = 5,55 \times 10^3 \text{ N}$$

A força total que cada um dos parafusos tem de exercer é então,

$$F_{parafuso} = \frac{F_{batente}}{2} = 2,78 \times 10^3 \text{ N}$$

Sabendo que os parafusos irão funcionar devido às forças de atrito, e admitindo um coeficiente de atrito  $\mu$  de 0,15, aplica-se a equação 4.7 para obter a força normal em cada parafuso,

$$F \geq 18,5 \times 10^3 \text{ N}$$

Admitindo uma classe de resistência de 8.8 e sabendo que para esta, a tensão de cedência é de 660 MPa, aplica-se a equação 4.8 para determinar o diâmetro mínimo,

$$d \geq 8,45 \text{ mm}$$

Como o diâmetro mínimo é inferior a 10 mm, verifica-se que podem ser utilizados parafusos M10 com classe de resistência 8.8.

Para fixar o disco de suporte do rolamento ao resto da estrutura utilizam-se duas vigas em cantoneira aparafusadas em duas extremidades deste. Estas vigas encontram-se fixas ao resto da estrutura através de um veio roscado, ilustrando na Figura 4.26. Este veio faz a união destas a outras duas cantoneiras perpendiculares e ligadas por cordões de soldadura ao resto da estrutura. O veio roscado serve para facilitar a regulação da altura do disco, e dos componentes a ele ligados, caso necessário.

### Dimensionamento do varão roscado

A viga onde se encontram os varões está fixa por quatro apoios, os dois varões e dois parafusos que ligam ao disco de suporte. Estes quatro apoios têm de aguentar momentos de torção que podem chegar aos 1500 Nm, como foi dito anteriormente. Sabendo que a distância entre os varões roscados e o ponto de aplicação do momento é de 320 mm, aproximadamente, e a distância dos dois parafusos ao ponto de aplicação é de 120 mm, a força total dos quatro elementos de ligação é dada pela expressão 4.11. Substituindo na expressão os valores já conhecidos, a força total destes quatro elementos é então,

$$F_{Total} = 1704,6N$$

Utilizando a expressão 4.6, obtém-se a força total por elemento,

$$F_{parafuso} = 426,1N$$

Como estes irão trabalhar por atrito, utiliza-se a relação 4.7 a fim de determinar a força normal,

$$F_N = 2840,9N$$

Admitindo uma classe de resistência de 4.8 e sabendo que para esta classe  $\sigma_{ced} = 240$  MPa [15], aplica-se 4.11 para determinar o diâmetro mínimo de cada elemento,

$$d \geq 5,5mm$$

Para esta ligação utiliza-se então dois varões roscados M10, assim como dois parafusos com a mesma dimensão.

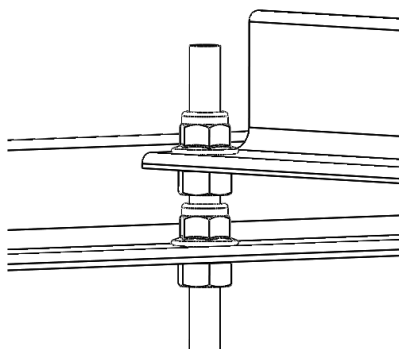


Figura 4.30 – Ligação de duas cantoneiras com veio roscado.

## Dimensionamento das vigas

De forma a verificar a resistência das vigas, o seu dimensionamento será feito através do método das deformações máximas, com base na equação 4.1.

Para determinar a flexa máxima, admite-se que a viga está sujeita a dois carregamentos e, como tal, utiliza-se o método da sobreposição para combinar as deformações provocadas por cada carregamento atuando separadamente. Para o primeiro carregamento, representado na Figura 4.31, considera-se que está encastrada em ambos os lados e no centro é aplicado o peso dos componentes. Para o segundo, ilustrado na Figura 4.32, considera-se o encastramento da viga nas extremidades também, e nela é aplicado um momento de torção resultante da rotação do motor.

. Para os carregamentos considerados, os momentos de inércia obtidos são superiores aqueles que ocorrem na realidade, dando assim uma segurança acrescida nos resultados obtidos.

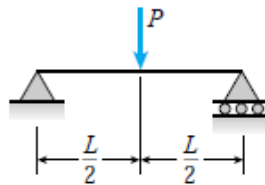


Figura 4.31 - Carregamento da viga considerando o peso dos componentes [12].



Figura 4.32 - Carregamento da viga considerando o momento de torção aplicado [12].

Para o primeiro e segundo carregamentos as flexas máximas são dadas, respetivamente, por,

$$\delta_{máx1} = \frac{PL^3}{48EI} \quad [12] \quad (4.34)$$

$$\delta_{máx2} = \frac{ML^2}{9\sqrt{3}EI} \quad [12] \quad (4.35)$$

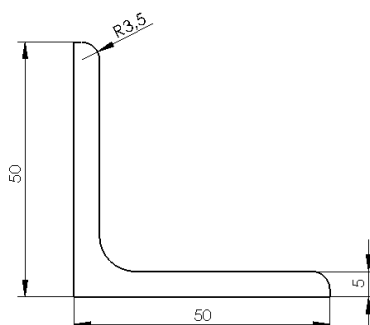
Aplicando a expressão 4.1 e somando 4.34 e 4.35,

$$\frac{PL^3}{48EI} + \frac{ML^2}{9\sqrt{3}EI} \leq \frac{1}{300} L \quad (4.36)$$

Sabendo que o comprimento da viga é de 550 mm, que a massa do conjunto dos componentes é, aproximadamente, 120 Kg, correspondente a um peso de 1172 N e que cada viga tem de suportar metade deste peso. Considerando ainda um momento de torção máximo aplicado na viga com o valor de 1500 Nm e que o módulo de elasticidade para o aço é  $E = 2,1 \times 10^5 \text{ Nmm}^{-2}$ , obtém-se assim o momento de inércia mínimo da viga,

$$I \geq 8,6 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

Para o resultado obtido, optou-se por um perfil em cantoneira com secção de dimensões mostradas na Figura 4.33.



**Figura 4.33 - Dimensões da cantoneira.**

De modo a verificar se o perfil com estas dimensões pode ser utilizado na estrutura, é necessário saber o seu momento de inércia. Por consulta da tabela de cantoneiras de ferro de abas iguais [14], o momento de inércia para este perfil é então,

$$I_x = 11,0 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

Como este valor é superior ao obtido para o momento de inércia mínimo da viga, o perfil com estas dimensões pode ser utilizado na estrutura.

As uniões da estrutura exterior do mecanismo que utilizam soldadura são feitas por soldadura de canto. Estas soldaduras têm dimensão igual à espessura das vigas e a soldadura é feita ao longo de toda a união entre os componentes. O dimensionamento destas soldaduras não é crítico, pois as vigas já se encontram dimensionadas para resistir a esforços elevados a que podem estar sujeitas, logo é apenas necessário garantir a ligação dos elementos, tendo em atenção a parte estética do mecanismo.

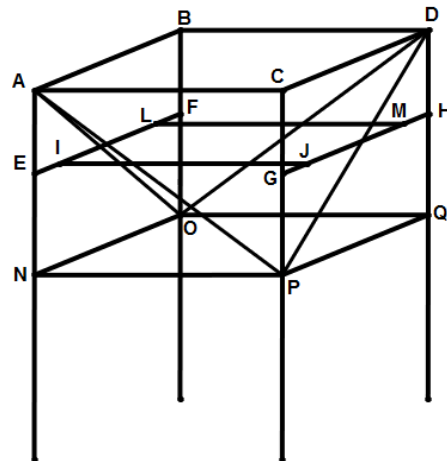
#### **4.2.1. Análise numérica dos esforços na estrutura**

De modo a verificar o efeito dos esforços na estrutura foi utilizado o módulo de elementos finitos, *Simulation*, do software de CAD *Solidworks 2013*.

O método de elementos finitos permite dividir a estrutura em pequenas, mas finitas, subestruturas elásticas e, através do uso de funções polinomiais combinadas com operações com matrizes, desenvolver o comportamento elástico de cada elemento em termos de material e propriedades geométricas. Assim que cada elemento é definido localmente na forma matricial, estes são ligados aos seus nós comuns, numa matriz do sistema. Seguidamente especificam-se os carregamentos e condições de fronteira e através de operações matriciais, os valores de todos os graus de liberdade dos deslocamentos são determinados. Feito isso, utilizam-se estes valores para determinar as tensões e extensões através das equações de elasticidade [15].

Este *software*, *Simulation*, permite obter o intervalo de tensões ao longo da estrutura segundo o critério de von Mises, assim como obter o deslocamento da mesma quando sujeita as solicitações impostas.

A fim de se identificar facilmente todos elementos da estrutura exterior, de modo a se perceber o estudo dos deslocamentos e tensões feito através do *software* de elementos finitos, é ilustrada na Figura 4.34 uma representação simplificada da estrutura exterior do mecanismo e de todos os elementos que a constituem.

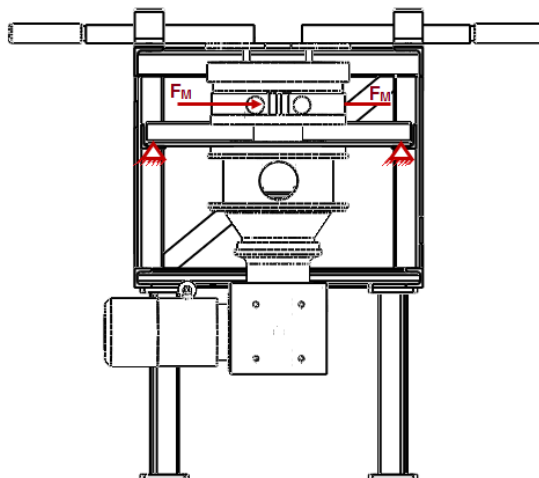


**Figura 4.34 - Esquema simplificado da estrutura exterior do mecanismo.**

Para fazer a simulação considerou-se a estrutura fixa nas uniões I, J, L e M, e duas forças opostas, resultantes do momento de torção, aplicadas na manga de aperto. Para calcular estas forças é utilizado o momento de torção máximo de 1500 Nm e, sabendo que a distância do ponto de aplicação das forças ao eixo central é de 140 mm, consegue-se determinar a intensidade das forças através da equação 4.4,

$$F_M = 1,07 \times 10^4 \text{ N}$$

Na Figura 4.35 são apresentados os esforços aplicados no mecanismo de modo a se proceder à sua simulação numérica.



**Figura 4.35 - Representação dos esforços e encastramentos no mecanismo.**

## Deslocamentos

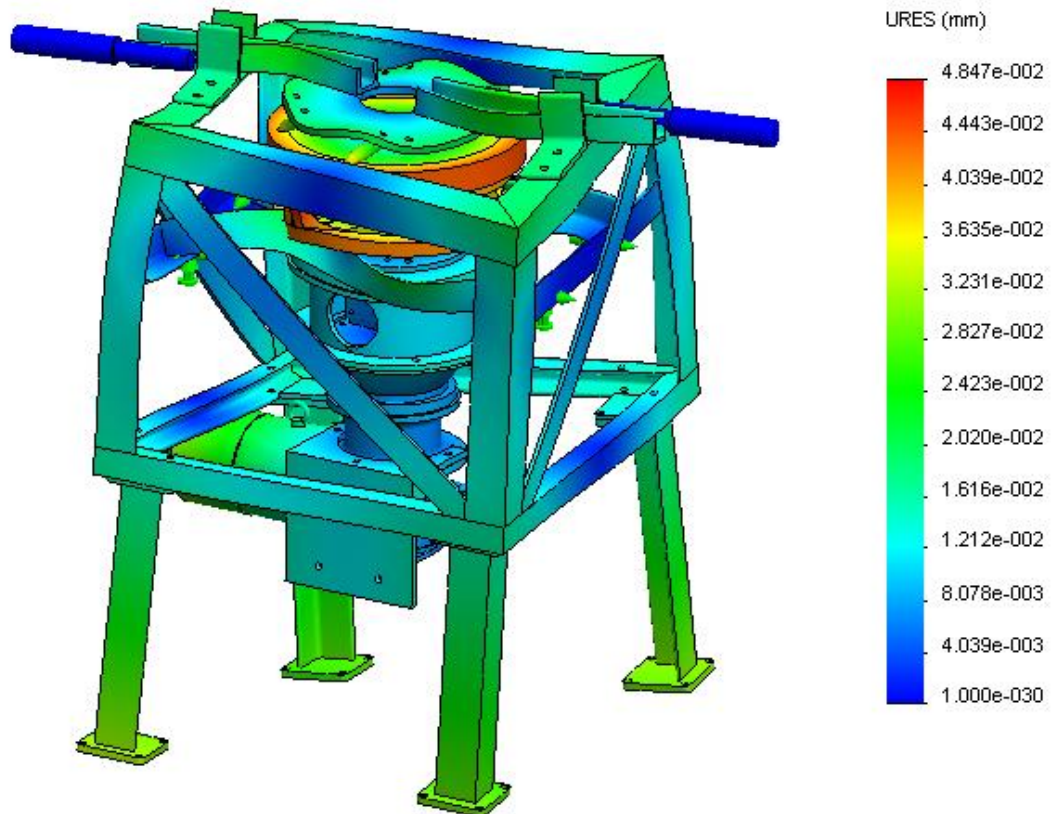


Figura 4.36 - Distribuição das deformações no mecanismo.

Na Figura 4.36 verifica-se que as deformações sofridas pelo mecanismo são muito baixas. Os maiores valores de deformação encontram-se na zona do volante bimassa e manga de aperto, como seria de esperar, e não superam  $4,85 \times 10^{-2} \text{ mm}$ . Na estrutura exterior verifica-se que os maiores valores de deformação ocorrem nos elementos IJ e LM e na base das pernas da estrutura, não indo além dos  $3 \times 10^{-2} \text{ mm}$ , ou seja valores muito pouco significativos e que não influenciam em nada a estabilidade da estrutura.

Devido à ordem de valores para a distribuição de deformações, consegue-se verificar que estes não apresentam qualquer perigo de cedência da estrutura.

## Tensões segundo Von Mises

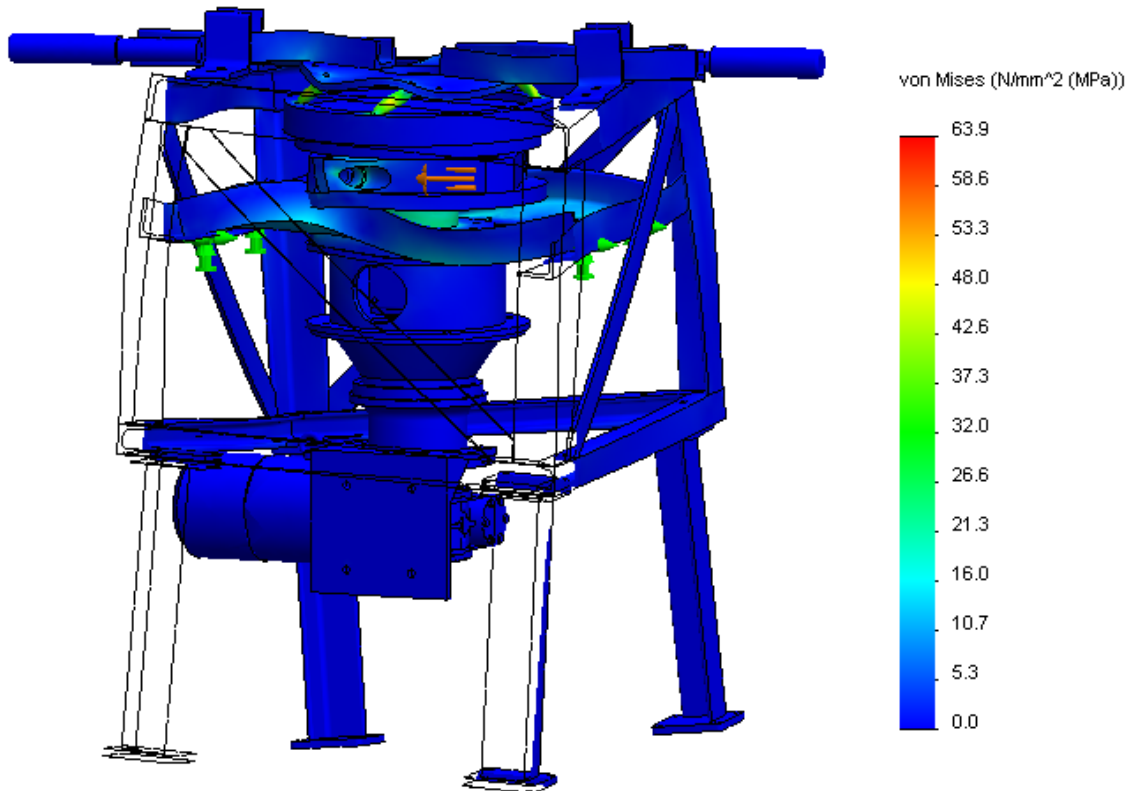


Figura 4.37 - Distribuição de tensões segundo von Mises.

A fim de verificar se a estrutura cede devido aos esforços a que está sujeita, utilizou-se as tensões de equivalência de von Mises através do qual o material começa a ceder se estas tensões superarem a tensão de cedência do material.

De acordo com a Figura 4.37 verifica-se a existência de tensões pouco significativas por toda a estrutura, a variarem entre os 0 e os 6 MPa, aproximadamente. Apenas em algumas zonas, de união entre vigas e em alguns componentes, se verificam concentrações de tensões mais elevadas, podendo estas chegar aos 63,4 MPa em certos pontos. As zonas onde se verificam estas maiores concentrações são na manga de aperto, onde são aplicadas as forças, e nos tubos que servem de espaçadores entre o DMF e o disco de suporte. Existem também tensões algo elevadas nas barras IJ e LM, tendo, em algumas zonas valores que atingem os 40 MPa. Estes valores devem-se ao facto de ser através destas barras que os esforços são transmitidos à estrutura exterior. Com a estrutura interior do mecanismo é constituída por aço CK45 com uma tensão de cedência de 405 MPa e a estrutura exterior é constituída em aço ST37-2 com uma tensão de cedência de 235 MPa, e considerando um fator de segurança de 3, verifica-se, utilizando a equação 4.8, que em nenhum dos casos os esforços comprometem o mecanismo, não se verificando possibilidade de cedência.

Para a estrutura interior constituída por aço CK45,

$$\sigma_{adm} = \frac{405}{3} = 135 \text{ MPa}$$

Segundo a simulação feita, a tensão máxima sofrida pela estrutura interior ronda os 64 MPa, muito abaixo da tensão admissível do material.

Para a estrutura exterior constituída por aço ST37-2,

$$\sigma_{adm} = \frac{235}{3} = 78,3 \text{ MPa}$$

Nesta estrutura, verifica-se pela simulação feita que os valores máximos rondam os 45 MPa, estando também abaixo da tensão admissível para este tipo de aço, não havendo qualquer perigo de cedência dos materiais que constituem o mecanismo.

### 4.3. Sistema de elevação

Para auxiliar a movimentação do volante bimassa para dentro e fora do mecanismo devido ao elevado peso que esse componente pode tomar, desenvolveu-se um sistema de elevação complementar ao projeto inicial.

Este sistema que permite elevar o DMF, sem ser necessário esforço físico por parte do operador é constituído por um guincho motorizado e uma estrutura em aço de modo a elevar o DMF e coloca-lo na mesa de apoio.

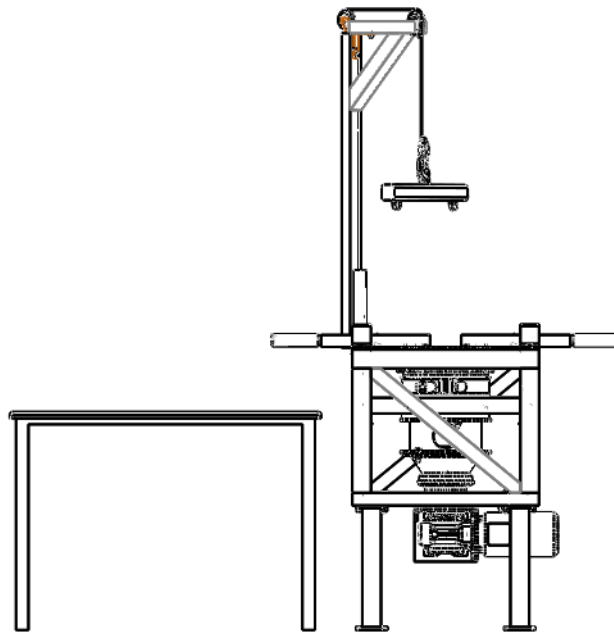
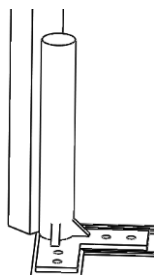


Figura 4.38 - Vista do mecanismo com sistema de elevação e mesa de apoio.

O sistema de elevação, ilustrado na Figura 4.38, encontra-se fixo ao resto da estrutura por quatro parafusos M8 e possui um suporte giratório, como o da Figura 4.39, de modo a conseguir transportar o bimassa entre a máquina e a mesa de apoio.

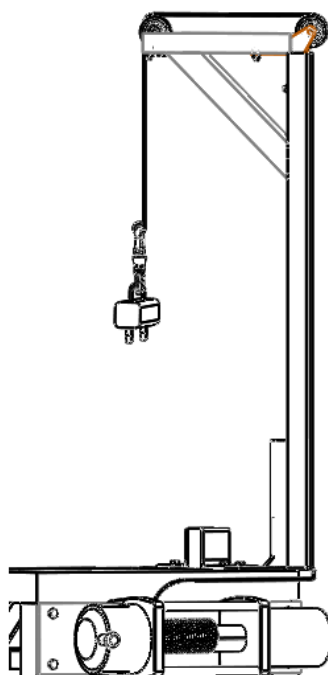


**Figura 4.39 - Suporte giratório**

A estrutura é construída com duas vigas de perfil U dispostas uma na horizontal e outra na vertical. Entre elas existe um veio oco soldado a cada uma das vigas na diagonal. Na viga de topo existem ainda duas roldanas de modo a fazer de guia ao guincho.

Este sistema inclui ainda um gancho com um suporte de duas entradas fixo a este para que as vigas de suporte do bimatassa consigam ser ligadas ao sistema de elevação.

Na Figura 4.40 é mostrado o sistema de elevação em pormenor, com a estrutura do guincho e o motor elétrico que auxilia o sistema.



**Figura 4.40 - Vista do sistema de elevação.**

Este sistema de elevação é apenas um esboço de um mecanismo para auxiliar à elevação e troca dos volantes bimatassa, e como tal não está completo. A fim de se projetar um sistema de elevação 100% funcional, teria de se aprofundar alguns pormenores construtivos e proceder ao seu dimensionamento.

Nesta dissertação não se aprofundou muito a construção deste sistema, pois não é necessário para o bom funcionamento do mecanismo. Este é apenas um complemento a ser considerado posteriormente caso se avance para a fase de construção, daí não ter sido considerado no subcapítulo 4.2.2 para fazer a simulação numérica dos esforços.

## 5. LIGAÇÕES APARAFUSADAS

A ligação dos componentes do mecanismo é feita com o auxílio de parafusos da marca *vi-tiFabory* [24]. Este foram dimensionados e escolhidos de modo a garantirem a integridade estrutural do mecanismo e a não interferirem com a geometria do mesmo.

Tabela 5.1 - Características dos parafusos para o mecanismo

Ligação	Código do parafuso	Dimensões	Classe	Material	Número de parafusos
Barras – Disco de suporte	08000	M10x35	4.6	Steel	6
DMF – Disco de suporte	04103	M8x40	10.9	Steel Dacromet 500LC	4
Disco de fixação - DMF	04100	M12x120	10.9	Steel	8
Manga de aperto	08440	M16x80	4.6	Steel Hot Dip Galvanized	2
Manga de aperto – disco de fixação	01040	M20x120	8.8	Steel	2
Disco de suporte rolamento – tampa do rolamento	08000	M10x45	4.6	Steel	6
Cantoneira – Disco de suporte rolamento	08000	M10x50	4.6	Steel	4
Transdutor – Cantoneira de aperto	24665	M6x10	4.8	Steel Zinc Plated	4
Cantoneira de aperto – Disco de suporte rolamento	08000	M10x20	4.6	Steel	2
Tubo com flange – Redutor planetário	08000	M10x35	4.6	Steel	4
Redutor planetário – Redutor sem-fim	08000	M10x35	4.6	Steel	7
Motor – Redutor sem-fim	08000	M8x30	4.6	Steel	4
Batentes – Topo da estrutura	01040	M10x30	8.8	Steel	4
Viga perfil U – Pernas da estrutura	08000	M10x65	4.6	Steel Zinc Plated	8
	08000	M10x30	4.6	Steel	4

Motor do guincho - estrutura	08000	M10x35	4.6	Steel	8
Roldana - estrutura	24665	M6x20	4.8	Steel Zinc Plated	4
Suporte elevatório - estrutura	08000	M10x30	4.8	Steel	4

## 6. ORÇAMENTO

Neste capítulo é feita uma previsão aproximada dos custos necessários à construção e instrumentação do mecanismo.

Para o orçamento é tido em conta o custo necessário à construção dos componentes que constituem a estrutura exterior do mecanismo, a estrutura interior, o redutor planetário e redutor sem fim contruídos pela *STM*, o motor trifásico construído pela *Coel*, o transdutor de torque e respetivo cabo de dados, os elementos de ligação entre componentes e o custo necessário para instrumentação do dispositivo.

A estrutura exterior inclui vigas em perfil de cantoneira, e perfil em U, e chapas de aço ligadas a estas. A sua construção inclui um acabamento metalizado e pintura.

A estrutura interior é constituída por peças que na sua maioria necessitam de ser torneadas, e como tal, apresentam um valor mais elevado no orçamento. Estes componentes são ainda sujeitos a um tratamento e pintura. Os valores apresentados para a construção da estrutura, são valores aproximados.

Para o acionamento do mecanismo, o preço fornecido inclui já o conjunto dos dois redutores, do motor e de um variador de velocidade. Para o transdutor de torque funcionar, é necessário também um cabo para transferência de dados, como tal, estes dois elementos encontram-se já com o valor exato fornecido pelo fabricante.

Os elementos de ligação incluem todos os parafusos necessários para a estrutura, assim como os veios roscados. O valor dado na tabela é um valor aproximado.

No orçamento é necessário contemplar também a instrumentação do dispositivo, que passa por programar um controlador e respetivo *software* para poderem trabalhar com os parâmetros necessários. O valor apresentado inclui já um custo aproximado necessário para o trabalho do programador. Esta parte não é descrita na dissertação, mas como são conhecidos os valores aproximados para esse trabalho, foi decidido acrescentá-los nos valores de orçamento.

Na Tabela 6.1 são apresentados todos os valores necessários à construção e instrumentação do dispositivo.

**Tabela 6.1 - Orçamento para o mecanismo.**

<b>Componentes</b>	<b>Preço (€)</b>
Estrutura exterior	700,00 €
Estrutura interior	3 000,00 €
Motor + Redutor planetário + Redutor ortogonal + variador de velocidade	2 460,00 €
Transdutor de Torque DRFL VI 1500 W	3 081,00 €
Cabo de dados 12 pins 2.5m	62,00 €
Elementos de ligação	100,00 €
Instrumentação do dispositivo (controlador + software + programação do controlador)	5 000,00 €
<b>Total</b>	<b>14 403,00 €</b>

## 7. CONCLUSÕES

Com o projeto já finalizado, verifica-se que este consegue responder às necessidades que nos foram referidas pela *Schaeffler Iberia*.

Após algumas dificuldades iniciais na execução do projeto, nomeadamente na forma como iria ser feita a fixação do disco de inércia primária do DMF e a rotação do disco de inércia secundário, conseguiu-se por fim chegar a uma solução que não só garante a integridade estrutural do volante Bimassa, como também permite cumprir os objetivos propostos para o projeto.

Na primeira versão do projeto, a rotação do disco de inercia secundário do bimassa seria feita com o auxílio de uma bucha de torno que iria fixar na cremalheira do volante. Ao analisar esta solução, chegou-se à conclusão que os elevados momentos de torção que seriam aplicados no DMF iriam provocar um desgaste bastante acentuado nos dentes da cremalheira, danificando assim o volante.

Na solução adotada, a bucha é substituída por dois componentes, um disco que fica acoplado à massa secundária do DMF e uma manga de aperto, que com o auxílio de dois parafusos é fixa a esse disco. Esta solução para além de não danificar o DMF tem ainda a vantagem de não comprometer o resto da estrutura no caso de um aperto mal feito, visto que, devido à existência de extensómetros nos tubos dos parafusos, o motor só entrará em funcionamento se estes tubos tiverem em compressão, ou seja, se os parafusos se encontrarem com o aperto adequado.

Outra alteração feita ao longo do projeto foi a ligação entre o conjunto moto-redutores ao transdutor e, simultaneamente ao resto da estrutura interior. A solução pensada consistia num veio enchavetado unido à saída do redutor de planetários que iria ligar ao veio do transdutor a uma união elástica, garantido assim a eliminação de quaisquer vibrações e pequenos desalinhamentos axiais e angulares que pudessem existir entre os componentes. Para fixar o conjunto motor – redutores à estrutura exterior, eram utilizadas duas vigas em perfil cantoneira.

De modo a simplificar o mecanismo, optou-se por retirar a união elástica e unir o veio do transdutor diretamente ao redutor. Para fixar, utilizou-se um tubo com duas flanges nos topos, de modo a ligar, a parte superior ao disco de suporte do rolamento, e a parte inferior ao redutor. Deste modo deixou de ser necessário as duas vigas para fazer a ligação à estrutura exterior e evitou-se possíveis desalinhamentos axiais entre o redutor e o resto dos componentes.

No final, elaborou-se um orçamento com todos os custos relativos à construção deste mecanismo. Neste orçamento incluiu-se para além dos componentes, o custo necessário para a programação e *software* de aquisição de dados. Esta ultima parte não pertencendo ao âmbito da dissertação, terá de ser feita posteriormente para o funcionamento do mecanismo. Importa ainda referir que devido à simplicidade do mecanismo, considera-se que este possui um custo relativamente baixo, sendo uma mais-valia a sua aplicação de modo a conseguir-se determinar de uma maneira rápida e eficaz, problemas que possam haver no sistema de amortecimento do volante bimassa.



## BIBLIOGRAFIA

- [1] S. Theodossiades, M. Gnanakumarr, H. Rahnejat, and P. Kelly, "Effect of a Dual-Mass Flywheel on the Impact-Induced Noise in Vehicular Powertrain Systems," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 220, no. 6, pp. 747–761, Jun. 2006.
- [2] S. Group, *Manual de Formação*. Madrid: Schaeffler Iberia.
- [3] U. Schaper, O. Sawodny, T. Mahl, and U. Blessing, "Modeling and torque estimation of an automotive Dual Mass Flywheel," *2009 Am. Control Conf.*, pp. 1207–1212, 2009.
- [4] A. Albers, "Advanced Development of Dual Mass Flywheel ( DMFW ) Design - Noise Control for Today ' s Automobiles."
- [5] M. Harrison, *Vehicle Refinement: Controlling Noise and Vibration in Road Vehicles*. Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004.
- [6] R. Stopp and C. Siefert, Eds., "7th Luk Symposium," 2002.
- [7] "Volante Bimassa Manual de avarias e diagnóstico." Schaeffler Iberia, S.L., Madrid.
- [8] "Dual Mass Flywheel - Technology / Failure Diagnosis Special Tool / User Instructions." Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. KG, 2013.
- [9] W. Reik, "Dual Mass Flywheel," pp. 69–94, 1995.
- [10] P. H. Peres, R. M. Schwertner, and F. A. Kipper, "Análise Macroergonómica do Posto de Trabalho," in *XXXI Encontro Nacional de Engenharia de Produção*, 2011.
- [11] "Ergonomia." [Online]. Available: [http://www.geocities.ws/Athens/Troy/8084/erg\\_im14.gif](http://www.geocities.ws/Athens/Troy/8084/erg_im14.gif). [Accessed: 15-Nov-2013].
- [12] F. P. Beer, E. R. J. Jr., J. T. Dewolf, and D. Mazurek, *Mechanics of Materials*, 7th Editio. McGraw-Hill.
- [13] L. V. da Cunha, *Desenho Técnico*, 15ª Edição. Fundação Calouste Gulbenkian, 2010.
- [14] Estabelecimentos J.B Fernandes, *Apontamentos Técnicos e Práticos*. Lisboa.
- [15] R. G. Budynas and K. J. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, Eighth Edi. McGraw–Hill Primis, 2006.
- [16] "Solidworks." Dassault Systèmes.

- [17] *SKF Catálogo Geral*. SKF Group, 1989.
- [18] G. Tel, "Torque Transducer Type DRFL-I to DRFL-VIII," Gschwend.
- [19] "High Tech line HeavyDuty Catalog." STM team.
- [20] "Anaheim Automation - Gerabox Guide." [Online]. Available: <http://www.anaheimautomation.com/manuals/forms/gearbox-guide.php#sthash.3l257aQR.nwYUfsi9.dpbs>. [Accessed: 22-Jan-2014].
- [21] F. Oyague, "Gearbox Modeling and Load Simulation of a Baseline 750-kW Wind Turbine Using State-of-the- Art Simulation Codes Gearbox Modeling and Load Simulation of a Baseline 750-kW Wind Turbine Using State-of-the- Art Simulation Codes," no. February, 2009.
- [22] "STM Reducers." [Online]. Available: <http://www.stmspa.com/>. [Accessed: 15-Jan-2014].
- [23] "F- Series brake motors Catalogue." Coel Motori.
- [24] "VitiFabory Masters in Fasteners Catalogo nº2." VitiFabory.

## **ANEXOS**

## **A1 – Desenhos de construção do mecanismo para ensaios em volantes bi-massa**

P1.0 – Mecanismo

P1.0.1 – Estrutura exterior do mecanismo

P1.0.2 – Estrutura interior do mecanismo

P1.1 – Disco de fixação

P1.2 – Disco de suporte do rolamento

P1.3 – Disco de suporte do DMF

P1.4 – Tampa do rolamento

P1.5 – Manga de aperto topo

P1.6 – Manga de aperto base

P1.7 – Cantoneira de aperto do transdutor

P1.8 – Viga de suporte do DMF

P1.9 – Perna

P1.10 – Viga de topo

P1.11 – Viga central

P1.12 – Pés da estrutura

P1.13 – Viga lateral

P1.14 – Viga superior

P1.15 – Batente

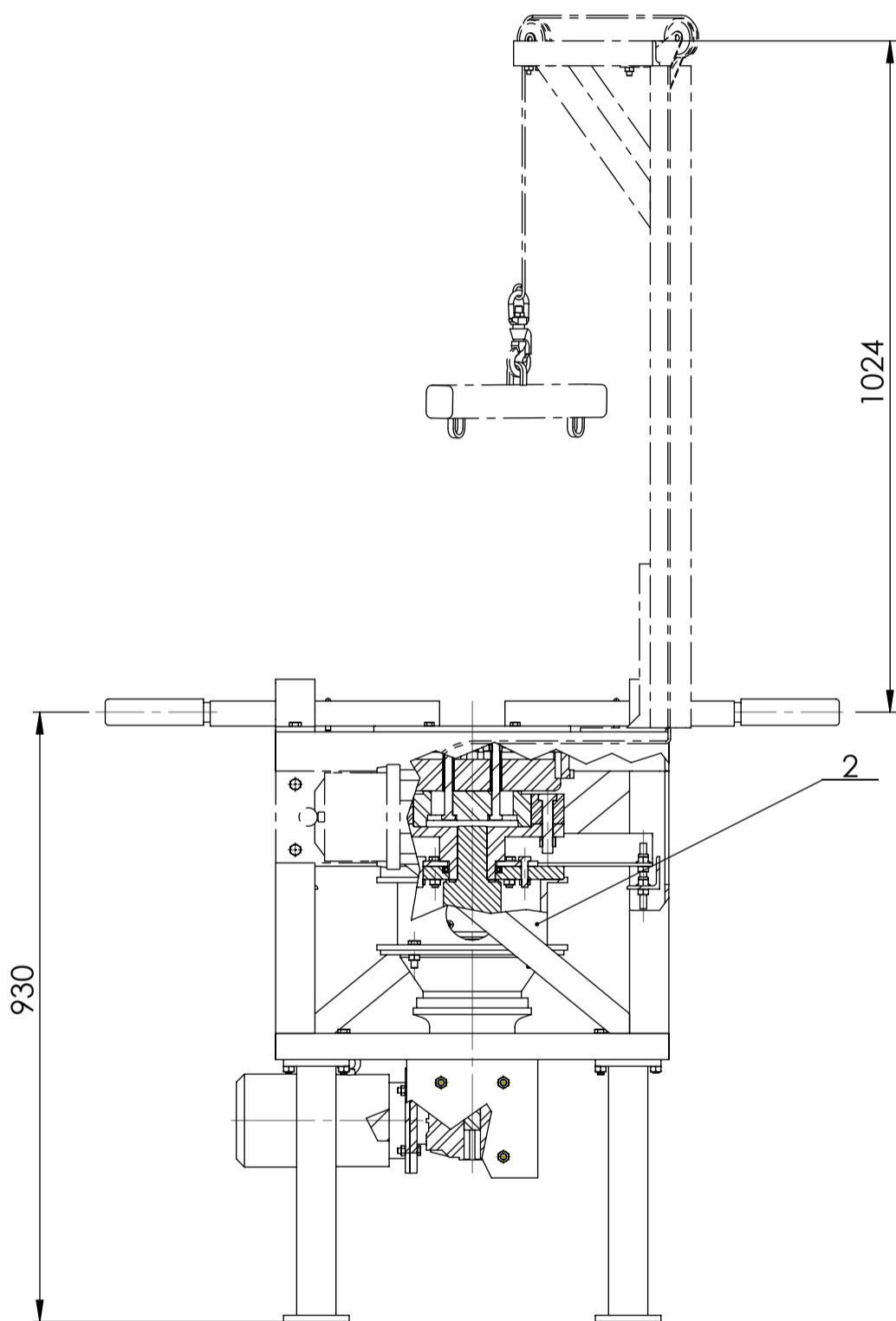
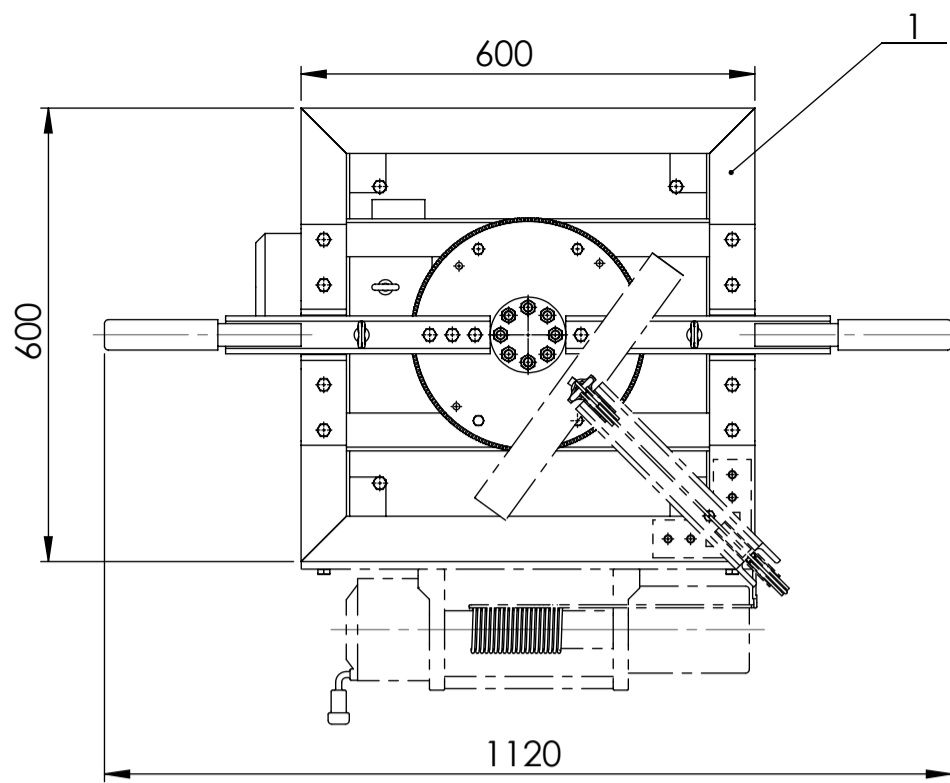
P1.16 – Chapa soldada às pernas da estrutura

P1.17 – Fixação do redutor

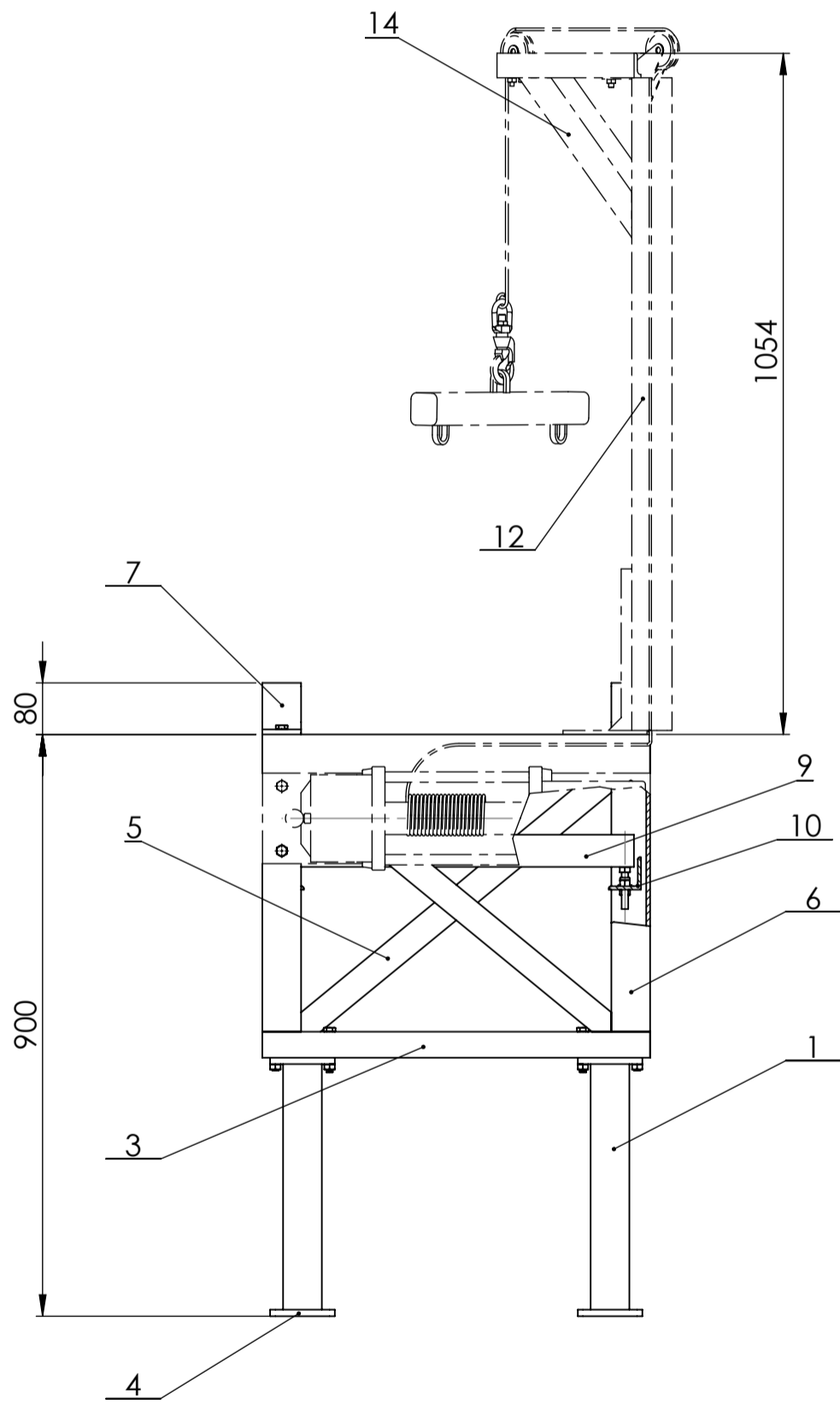
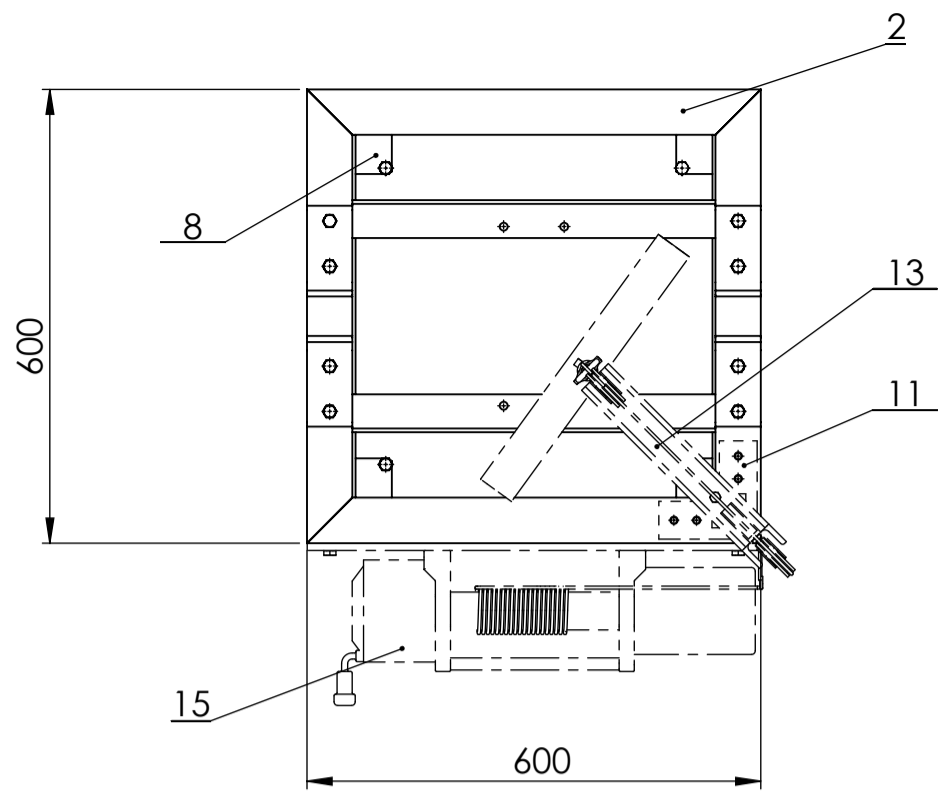
P1.18 – Tubo de suporte

P1.19 – Cantoneira para suporte do conjunto motor - redutores

P1.20 – Cantoneira para fixação à estrutura

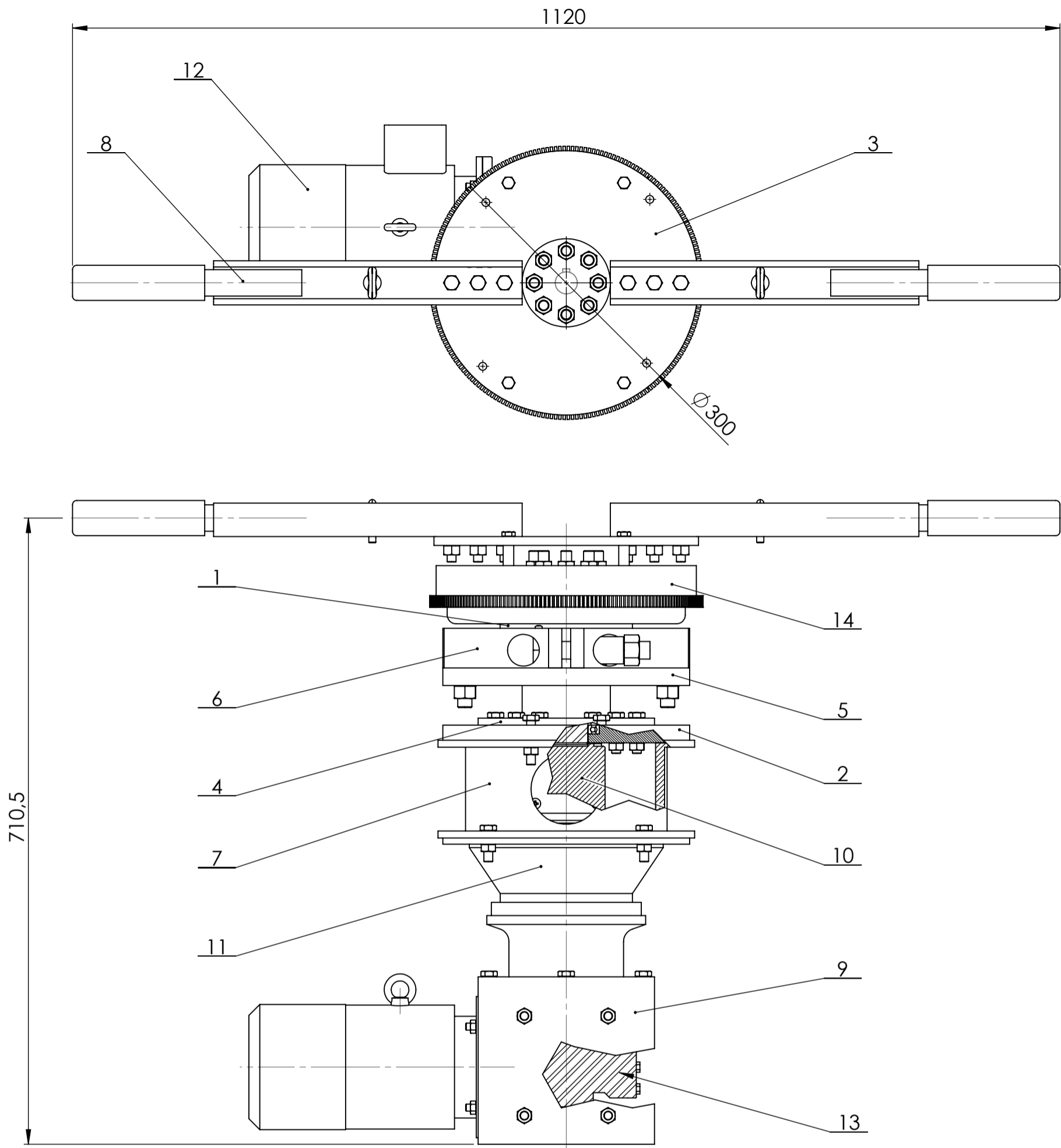


1	Estrutura interior	P 1.0.2		2			
1	Estrutura exterior	P 1.0.1		1			
Nº	DESIGNAÇÃO	Nº DA NORMA Nº DO DESENHO	MATERIAL	Nº REF	PRODUTO SEMI ACABADO Nº DO MOLDE Nº DA MATRIZ	PESO	OBSERVAÇÕES
		Project. 02/14	FCT /UNL		Diogo de Melo		
		Des. 04/14	Dissertação em Engenharia		Malaquias nº30554		
		Ver.	Mecânica 2014		MIEMc		
Mecanismo					P1.0		



<table border="1"> <tr> <td>Project.</td> <td>02/14</td> <td rowspan="3">FCT /UNL Dissertação em Engenharia Mecânica 2014</td> <td rowspan="3">Diogo de Melo Malaquias N°30554 MIEMc</td> </tr> <tr> <td>Des.</td> <td>06/14</td> </tr> <tr> <td>Ver.</td> <td></td> </tr> </table>		Project.	02/14	FCT /UNL Dissertação em Engenharia Mecânica 2014	Diogo de Melo Malaquias N°30554 MIEMc	Des.	06/14	Ver.			
Project.	02/14	FCT /UNL Dissertação em Engenharia Mecânica 2014	Diogo de Melo Malaquias N°30554 MIEMc								
Des.	06/14										
Ver.											
<p>Estrutura exterior do mecanismo</p>			P1.0.1								

Nº	DESIGNAÇÃO	Nº DA NORMA Nº DO DESENHO	MATERIAL	Nº REF	PRODUTO SEMI ACABADO Nº DO MOLDE Nº DA MATRIZ	PESO	OBSERVAÇÕES
4	Perna	P 1.9	ST 37-2	1			
4	Viga de topo	P 1.10	ST 37-2	2			
4	Viga central	P 1.11	ST 37-2	3			
4	Pé	P 1.12	ST 37-2	4			
4	Viga lateral	P 1.13	ST 37-2	5			
4	Viga superior	P 1.14	ST 37-2	6			
2	Batente	P 1.15	ST 37-2	7			
4	Chapa de apoio das pernas	P 1.16	ST 37-2	8			
2	Viga de suporte dos redutores	P 1.19	ST 37-2	9			
2	Viga de apoio	P 1.20	ST 37-2	10			
1	Apoio do sistema de elevação		ST 37-2	11			
1	Viga vertical - sist. de elevação		ST 37-2	12			
1	Viga horizontal - sist. de elevação		ST 37-2	13			
1	Viga diagonal - sist. de elevação		ST 37-2	14			
1	Guincho elétrico			15			



1	Volante bimassa			14			
1	Redutor sem-fim ortogonal			13			
1	Motor			12			
1	Redutor planetário			11			
1	Transdutor			10			
1	Fixação do redutor	P 1.17	Ck 45	9			
2	Barra de suporte do DMF	P 1.8	St37-2	8			
1	Tubo de suporte	P 1.18	Ck 45	7			
1	Manga de aperto topo	P 1.6	Ck 45	6			
1	Manga de aperto base	P 1.5	Ck 45	5			
1	Tampa do rolamento	P 1.4	Ck 45	4			
1	Disco de suporte do DMF	P 1.3	Ck 45	3			
1	Disco de suporte do rolamento	P 1.2	Ck 45	2			
1	Disco de fixação	P 1.1	Ck 45	1			
Nº	DESIGNAÇÃO	Nº DA NORMA Nº DO DESENHO	MATERIAL	Nº REF	PRODUTO SEMI ACABADO Nº DO MOLDE Nº DA MATRIZ	PESO	OBSERVAÇÕES

Project. 02/14  
Des. 05/14  
Ver.

FCT /UNL  
Dissertação em Engenharia  
Mecânica 2014

Diogo de Melo  
Malaquias  
Nº 30554 MIEMc

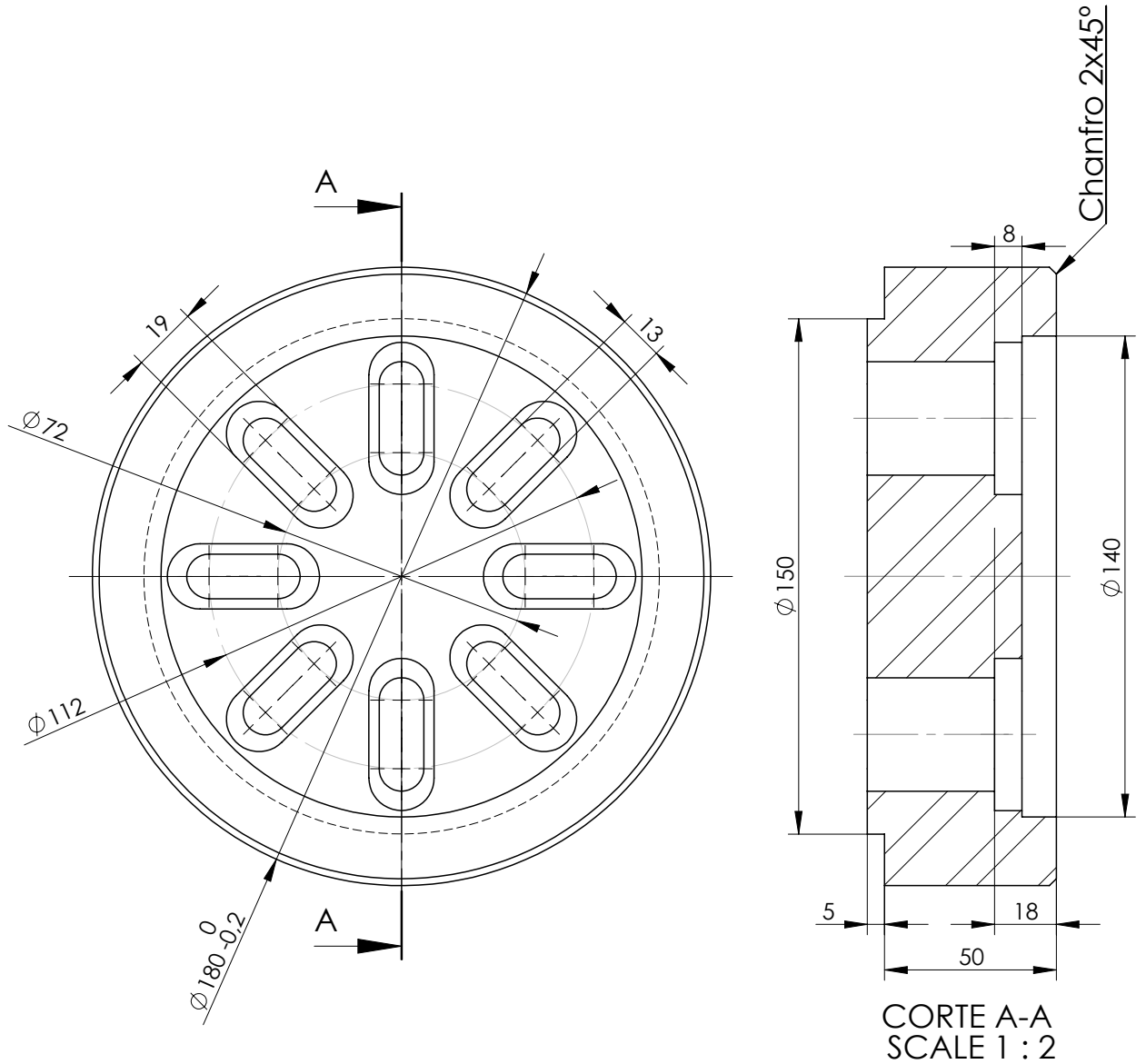
Estrutura interior  
do mecanismo

P1.0.2

Project. 11/13  
Des. 03/14  
Ver.

FCT/UNL  
Dissertação em Engenharia Mecânica  
2014

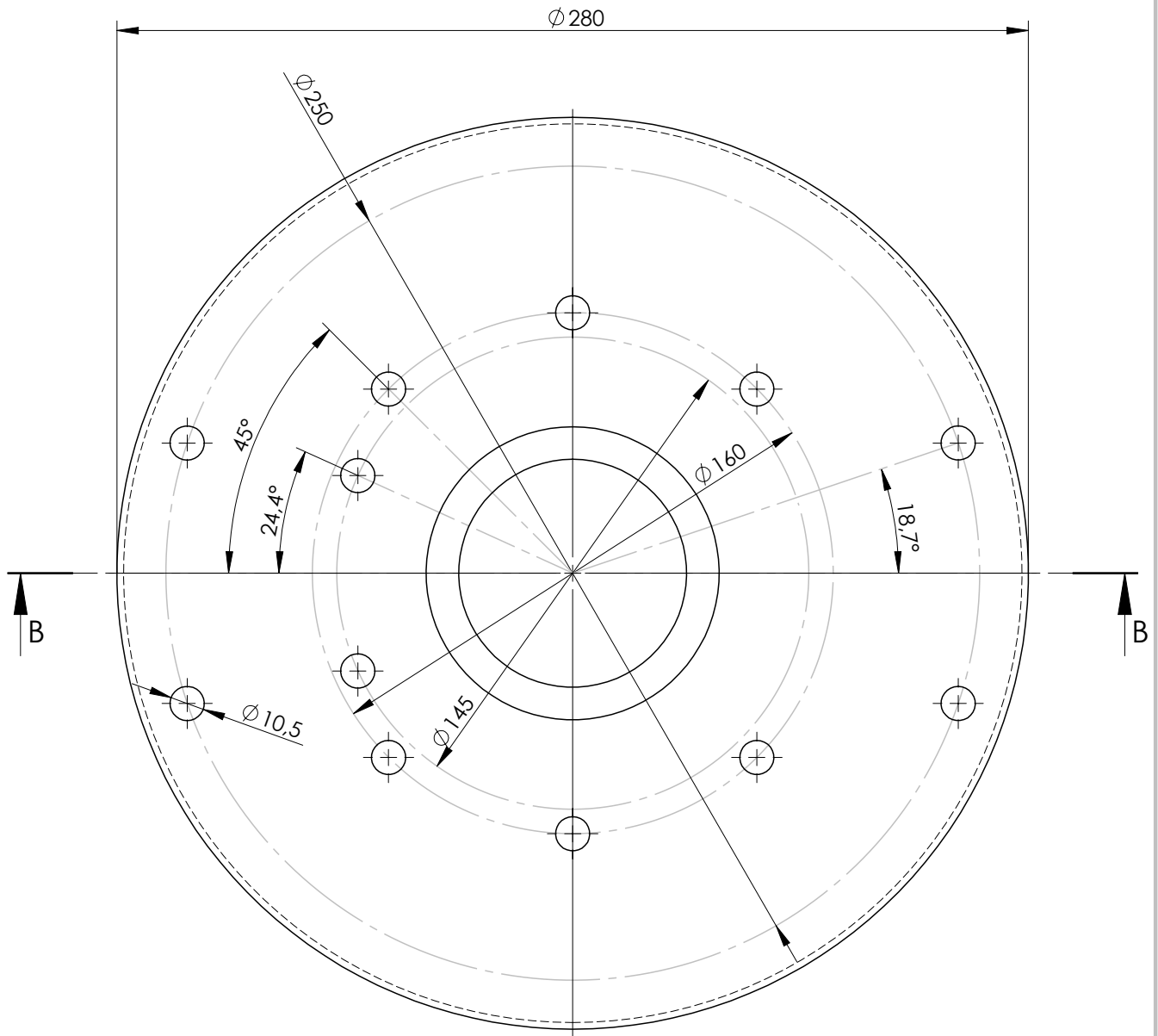
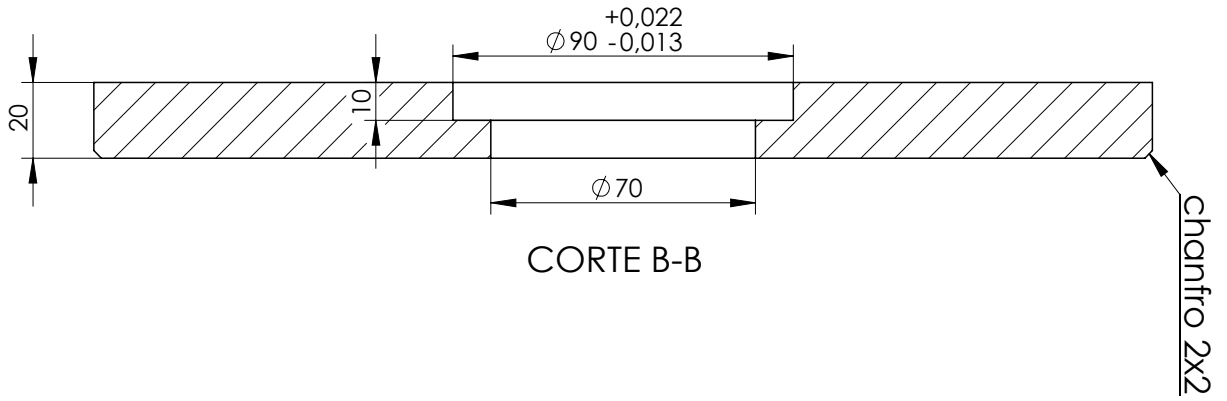
Diogo de Melo Malaquias  
Nº30554 MIEMc

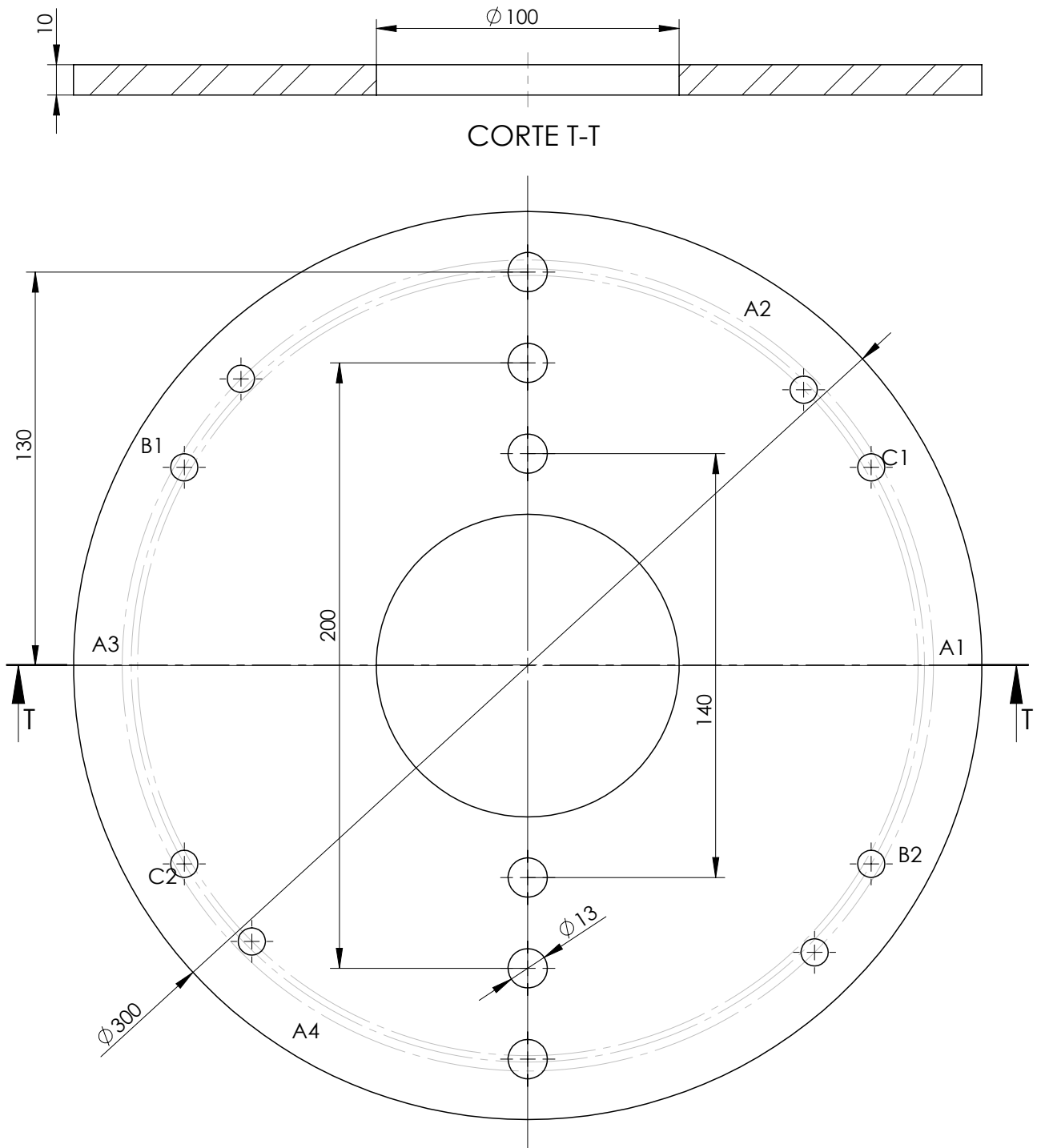


Escala  
1:2

Disco de Fixação

P1.1



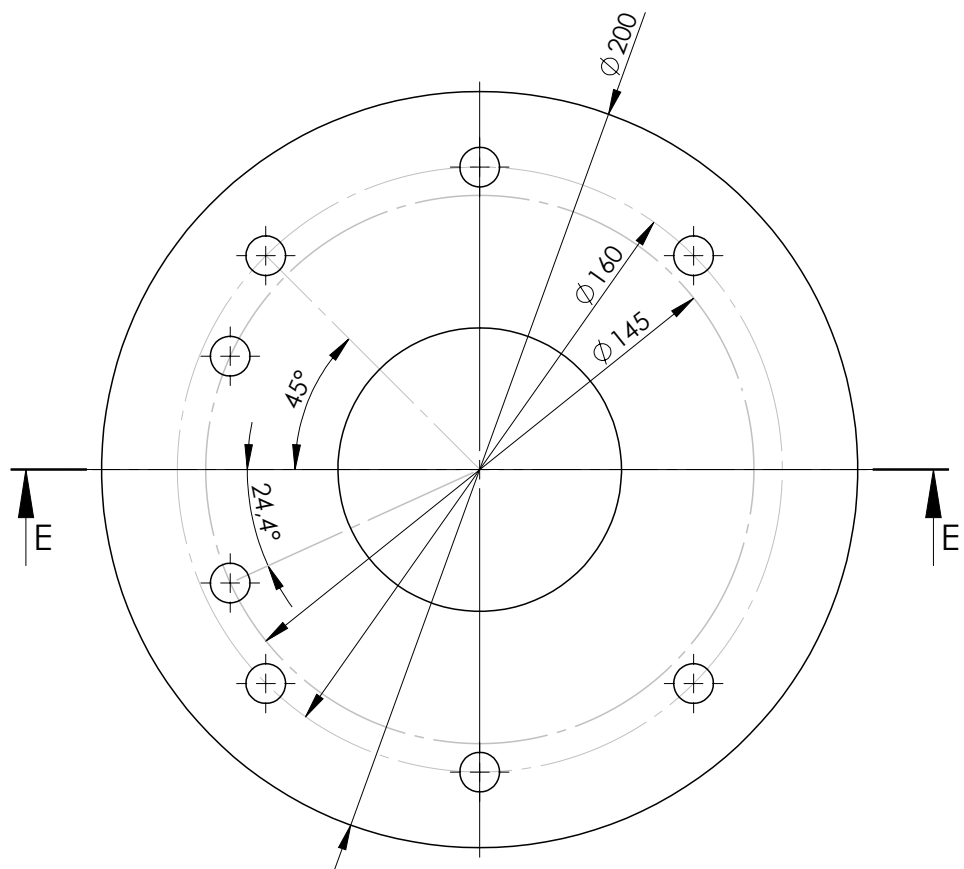


Furo	A1	A2	A3	A4	B1	B2	C1	C2
<b>Diâmetro do furo (mm)</b>	9	9	9	9	9	9	9	9
<b>Angulo com a origem (°)</b>	0	60	180	240	150	330	30	210
<b>Diâmetro da circunferencia (mm)</b>	262	262	262	262	267,9	267,9	257,8	257,8

Project.	11/13	
Des.	03/14	
Ver.		



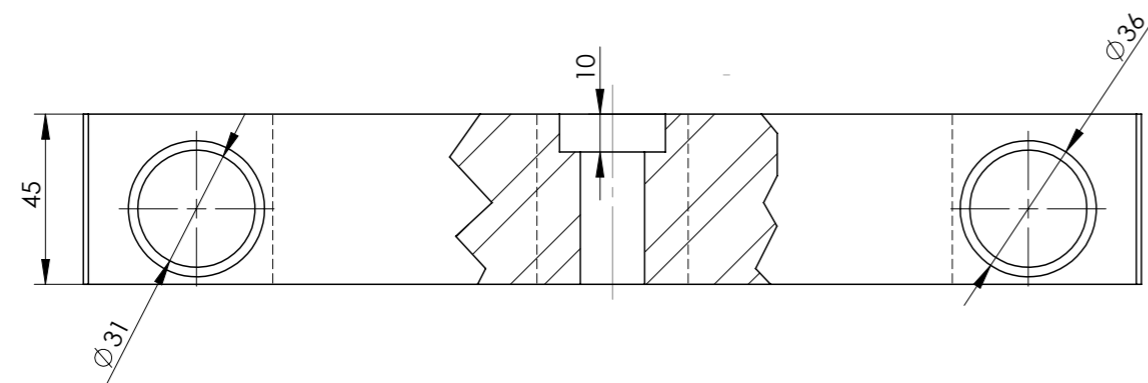
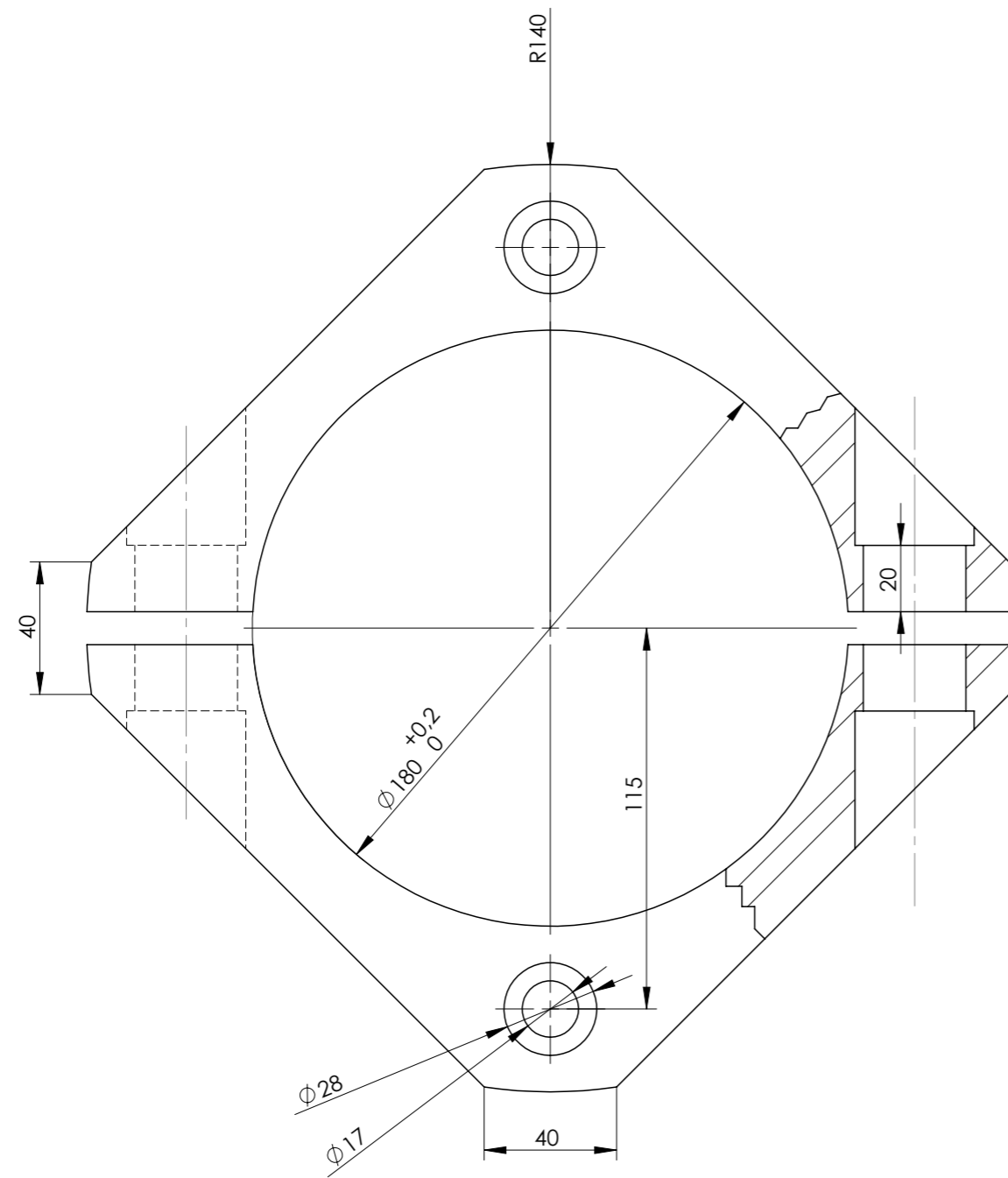
CORTE E-E



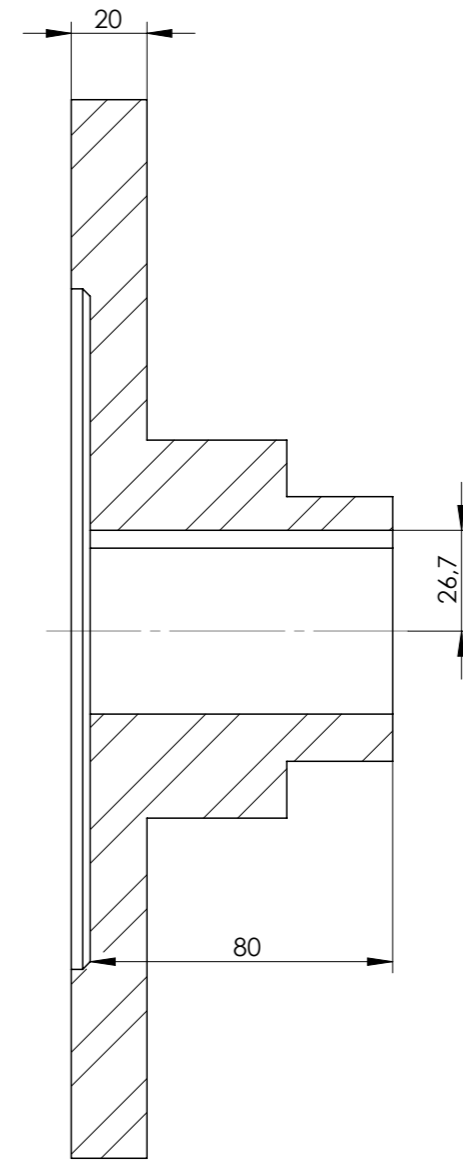
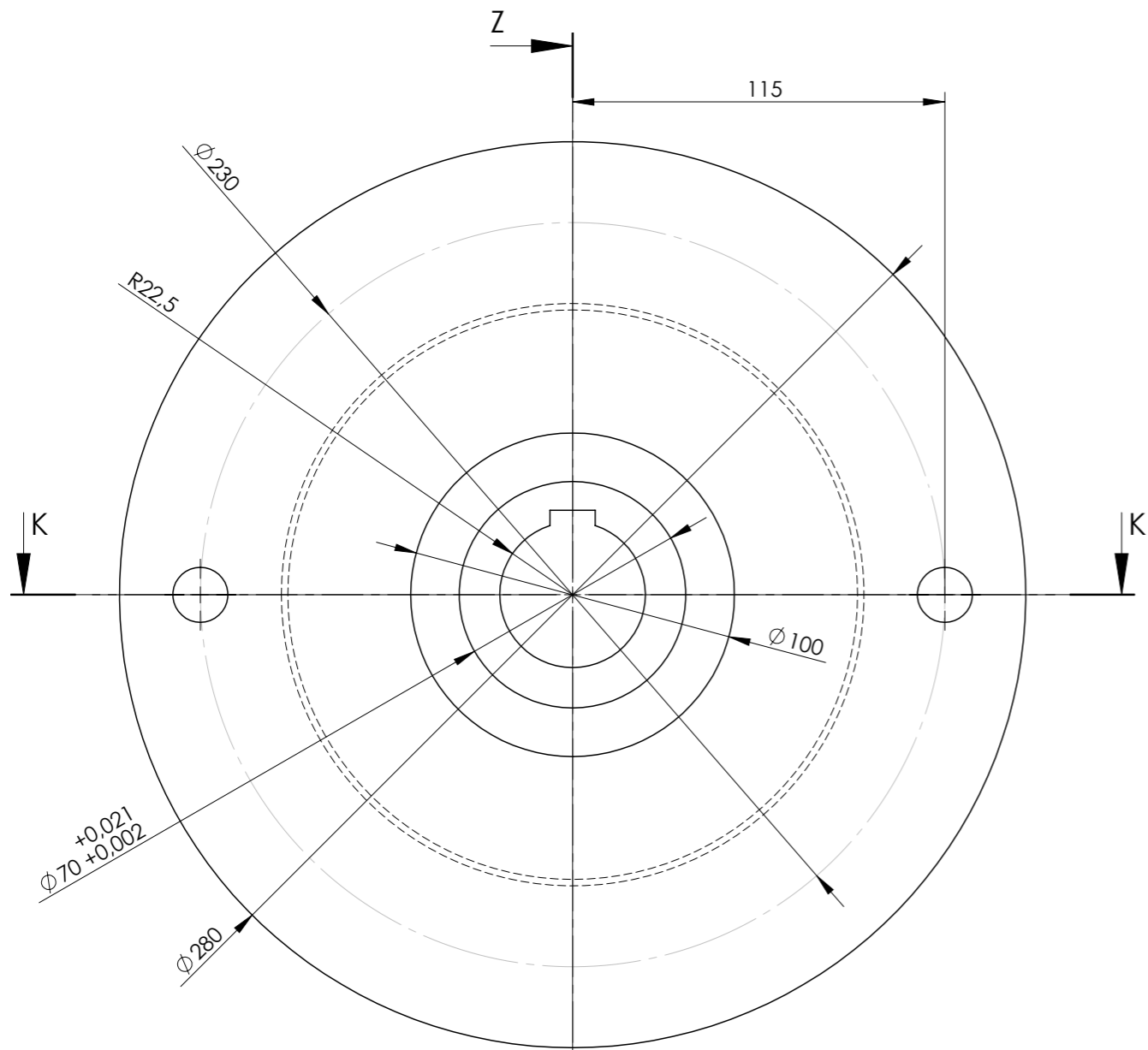
Escala  
1:2

Tampa do rolamento

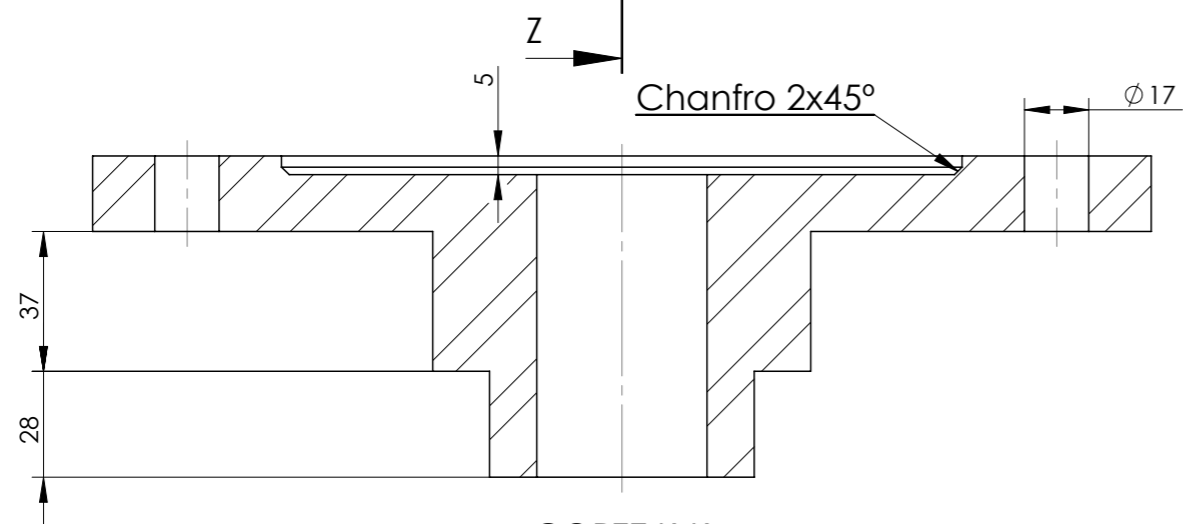
P1.4



Project.	12/13	FCT/UNL Dissertação em Engenharia Mecânica	Diogo de Melo Malaquias Nº30554 MIEMc
Des.	03/14		
Ver.			
Escala	1:2	Manga de aperto topo	P1.5

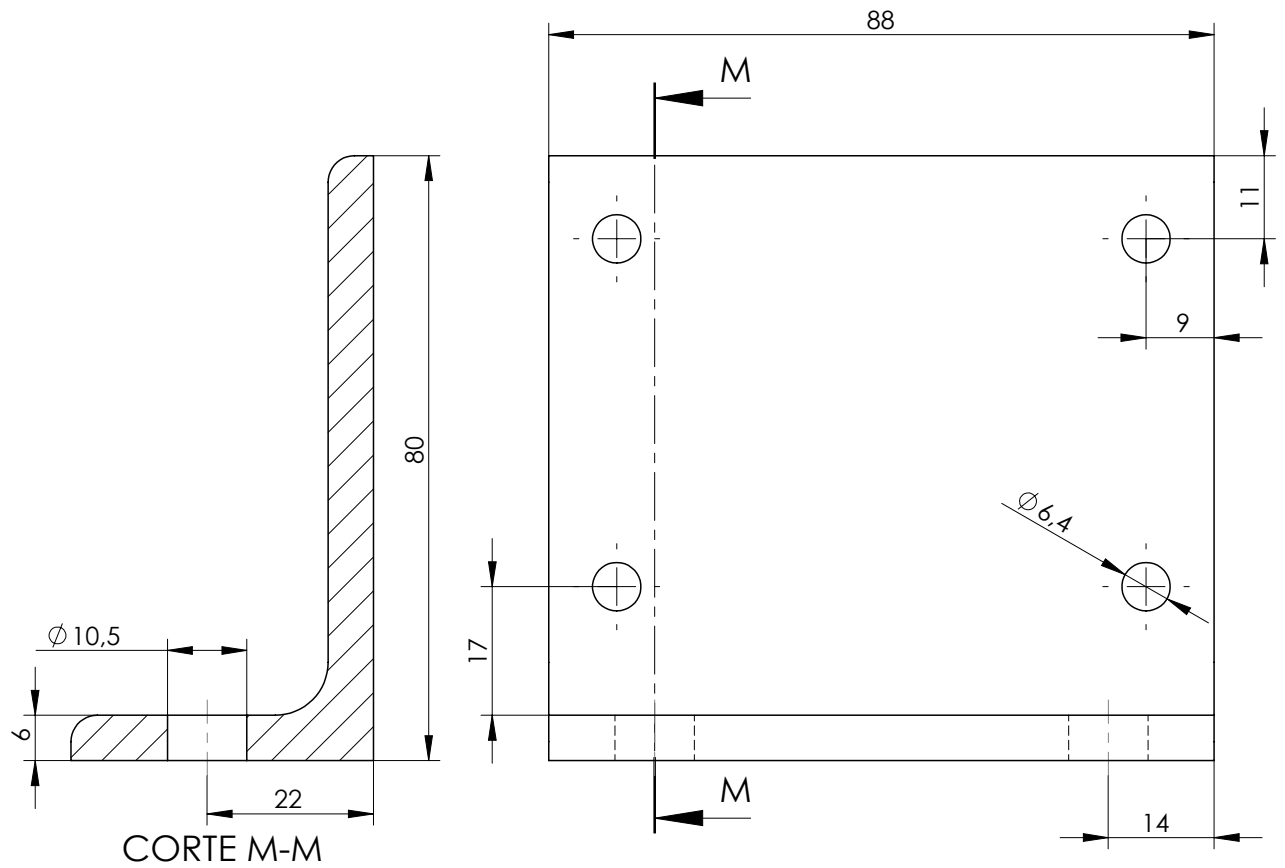


CORTE Z-Z



CORTE K-K

O furo interior possui um rasgo para uma chave com dimensões 4x14x9x80	Project.	12/13	FCT/UNL Dissertação em Engenharia Mecânica	Diogo de Melo Malaquias Nº30554 MIEMc
	Des.	03/14		
	Ver.			
	Escala	1:2	Manga de aperto base	P1.6



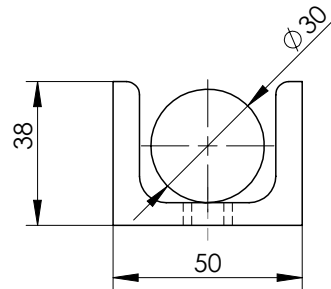
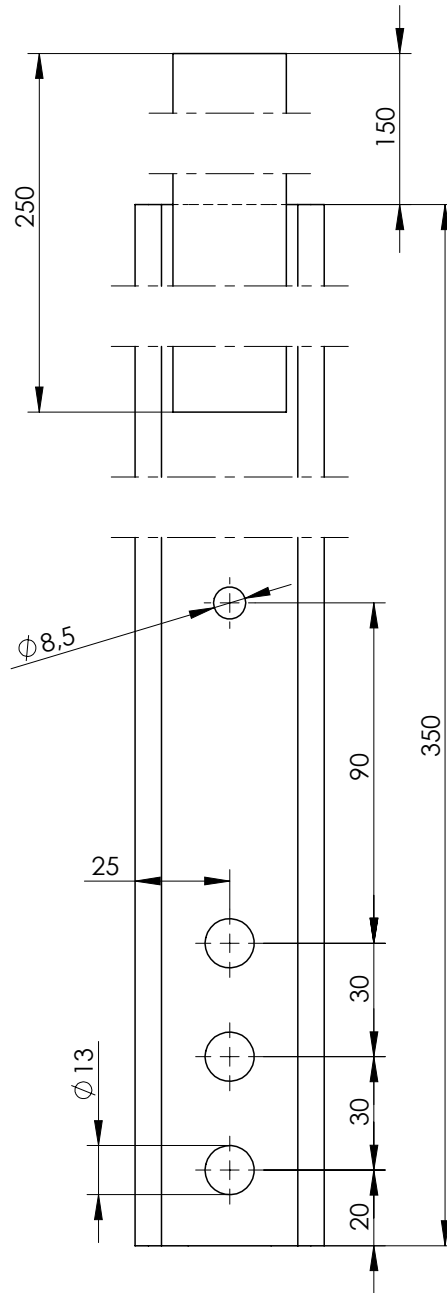
Peça obtida pelo  
corte de um perfil  
de cantoneira em  
aço com  
dimensões 80x40x6

Escala  
1:1

Cantoneira de aperto do  
transdutor

P1.7

Project. 01/14  
Des. 03/14  
Ver.



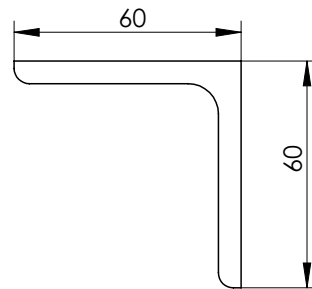
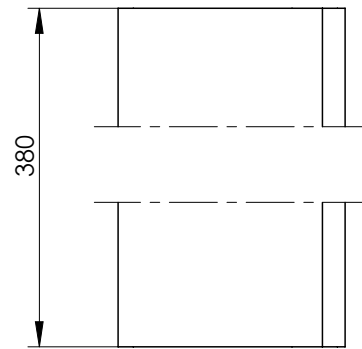
Para esta peça é utilizado um perfil U com dimensões 50x38x5x7

Escala 1:2

Viga de suporte do DMF

P1.8

Project.	10/13	
Des.	03/14	
Ver.		

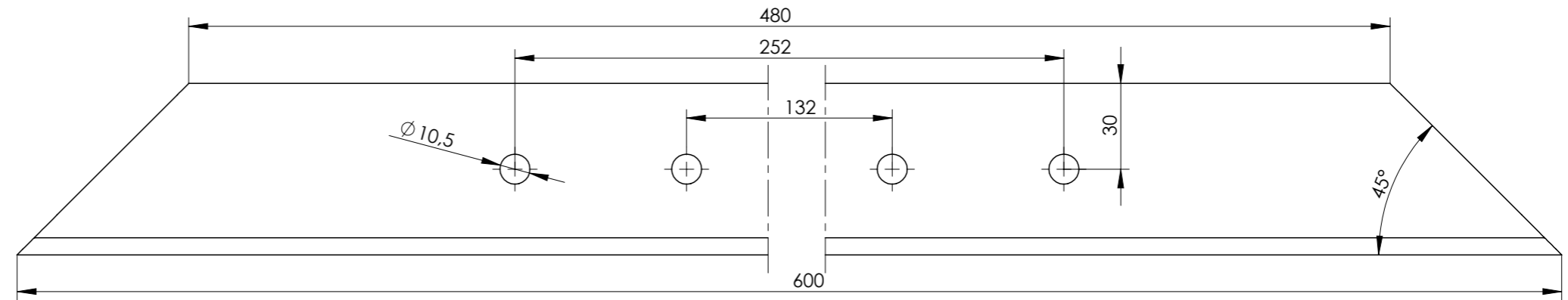
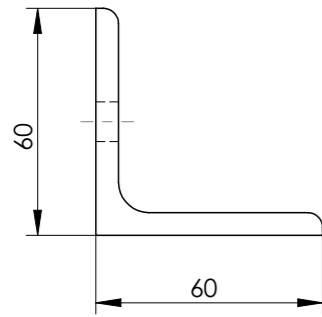


Peça obtida por  
corte de  
cantoneira de aço  
com dimensões  
50x50x5

Escala  
1:2

Perna

P1.9

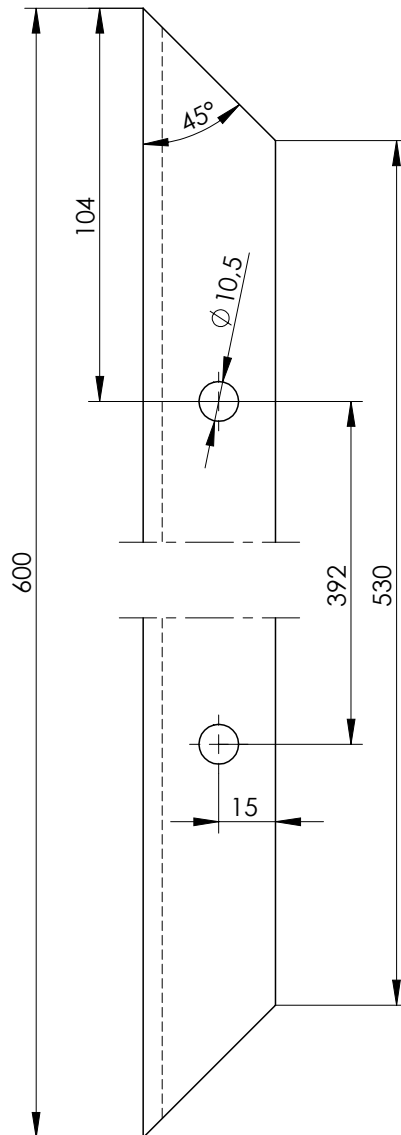
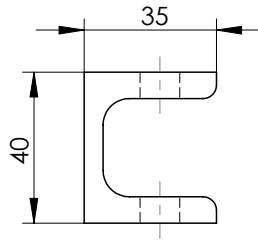



Peça obtida por corte de uma cantoneira de aço com dimensões 60x60x6	Project.	10/13	FCT/UNL Dissertação em Engenharia Mecânica 2014	Diogo de Melo Malaquias Nº30554 MIEMc
	Des.	03/14		
	Ver.			
	Escala	1:2	Viga de topo	P1.10

Project. 10/13  
Des. 03/14  
Ver.

FCT/UNL  
Dissertação em Engenharia Mecânica

Diogo de Melo Malaquias  
Nº30554 MIEMc

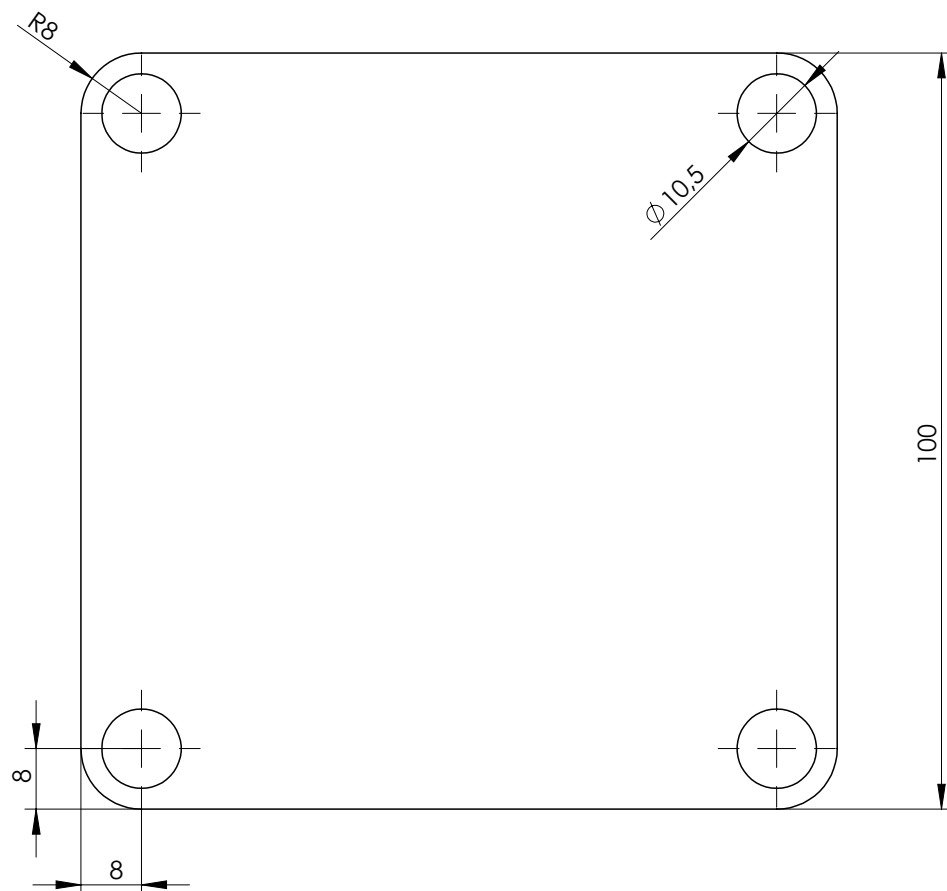
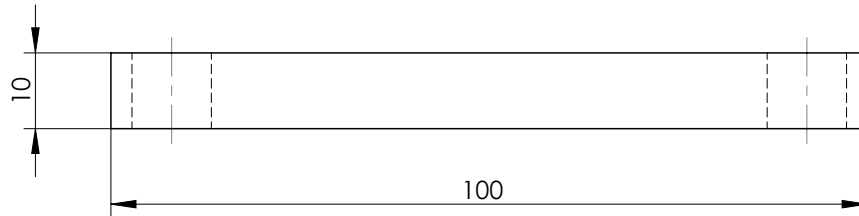


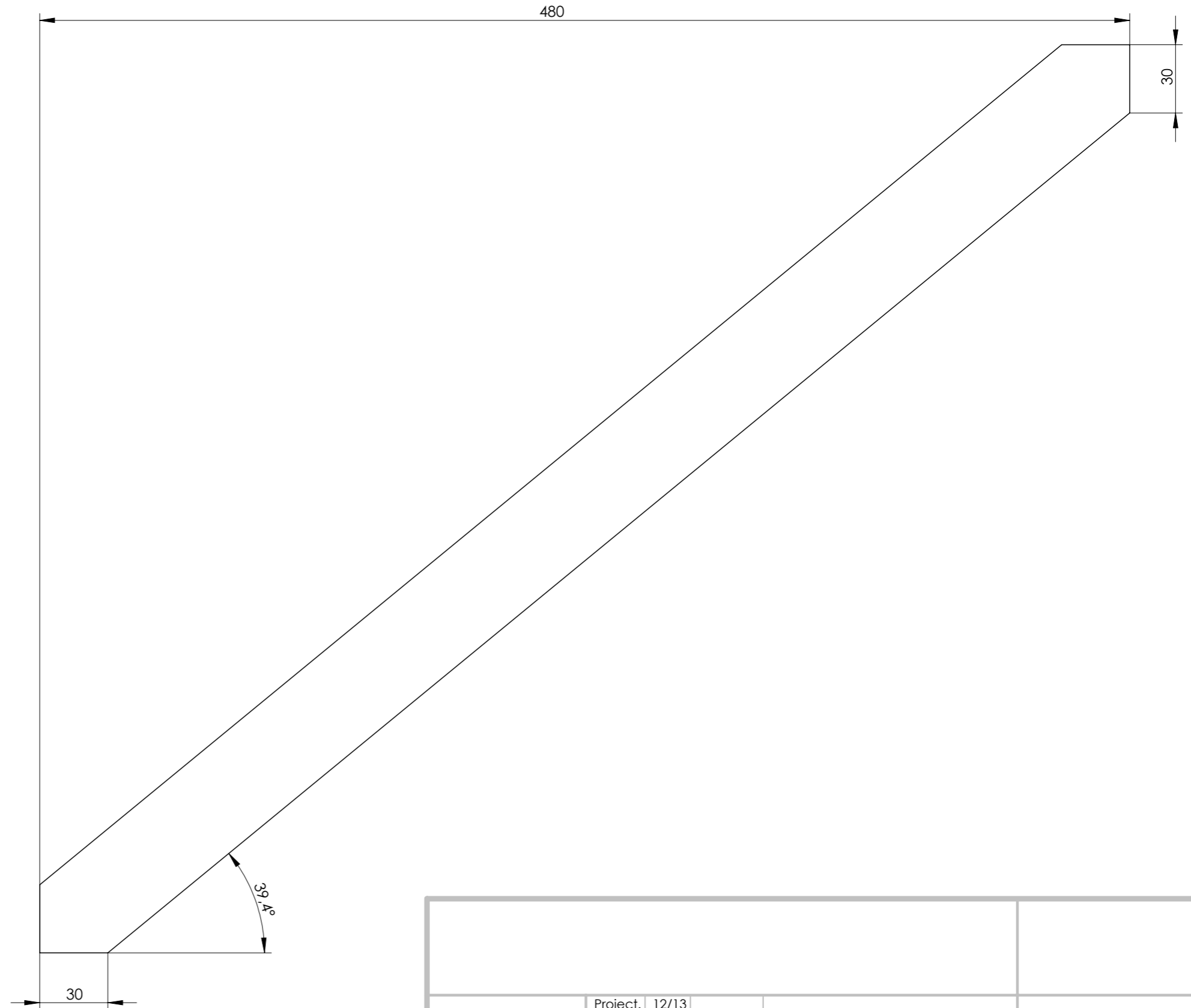
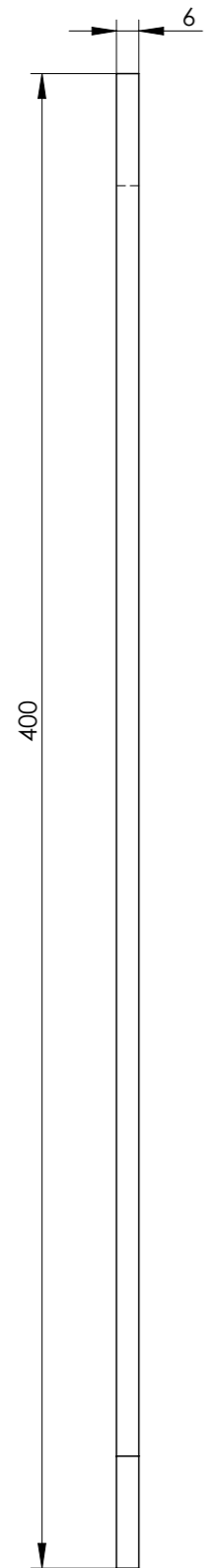
Peça obtida  
por corte de um  
perfil U com  
dimensões  
40x35x5x7

Escala  
1:2

Viga central

P1.11





Project.	12/13	FCT/UNL Dissertação em Engenharia Mecânica 2014	Diogo de Melo Malaquias Nº30554 MIEMc
Des.	03/14		
Ver.			
Escala 1:2	Viga lateral		P1.13

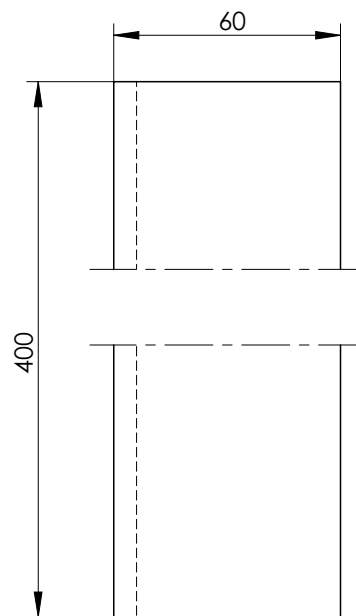
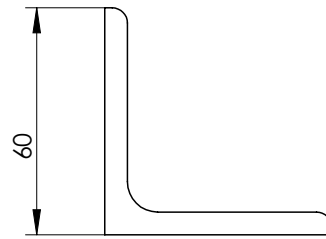
Project. 10/13

Des. 03/14

Ver.

FCT/UNL  
Dissertação em Engenharia Mecânica

Diogo de Melo Malaquias  
Nº30554 MIEMc



Peça obtida por corte de uma cantoneira em aço com dimensões 60x60x6

Escala  
1:2

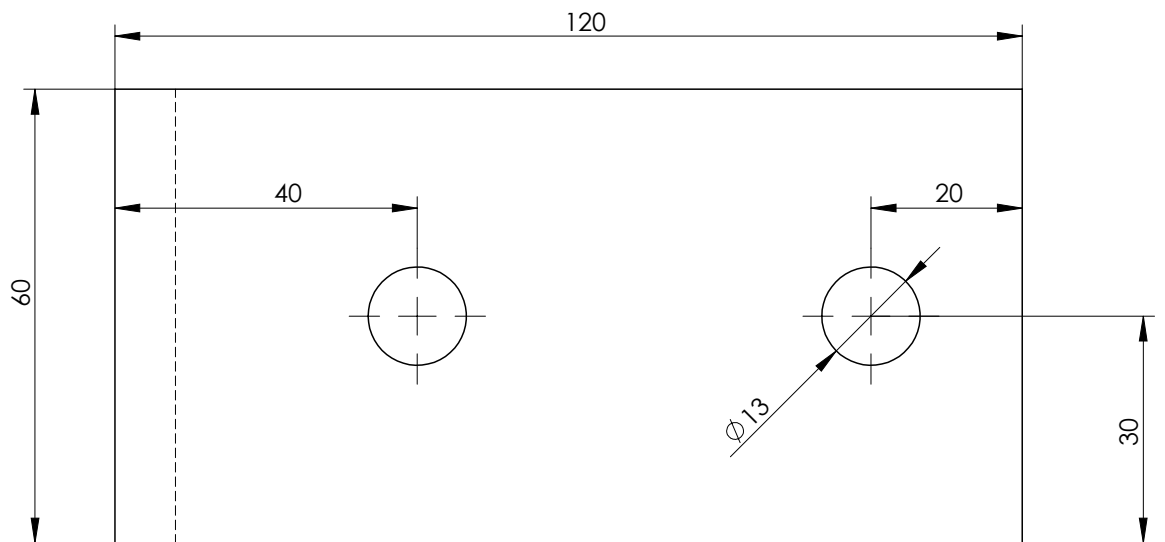
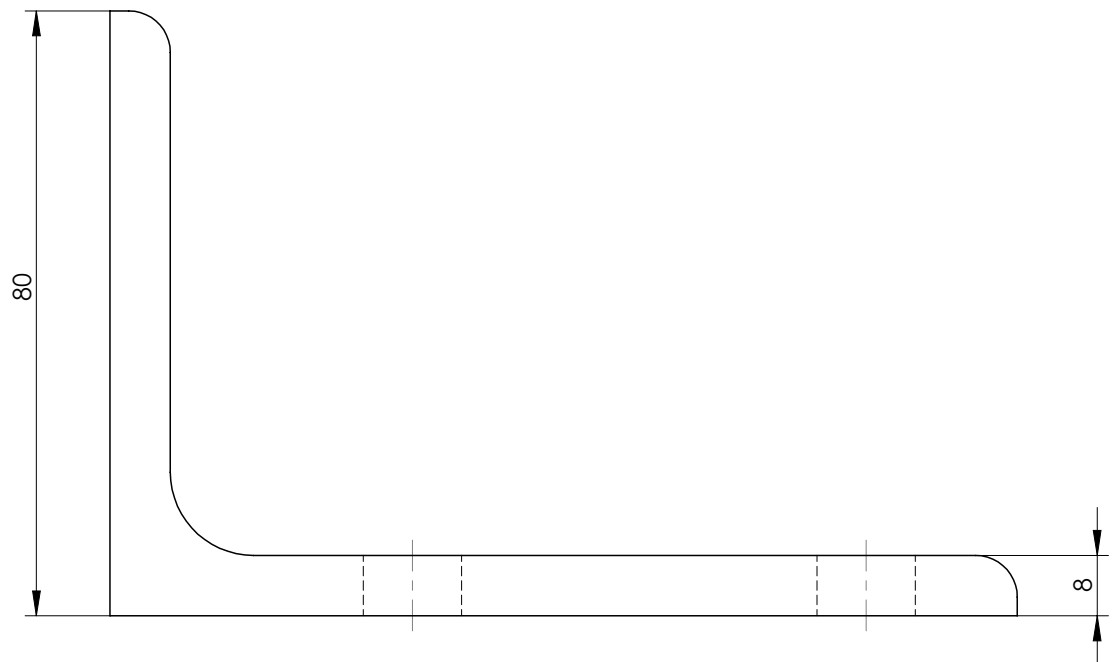
Viga superior

P1.14

Project. 11/13  
Des. 03/14  
Ver.

FCT/UNL  
Dissertação em Engenharia Mecânica

Diogo de Melo Malaquias  
Nº30554 MIEMc



Peça obtida por  
corte de uma  
cantoneira em aço  
com dimensões  
120x80x8

Escala  
1:1

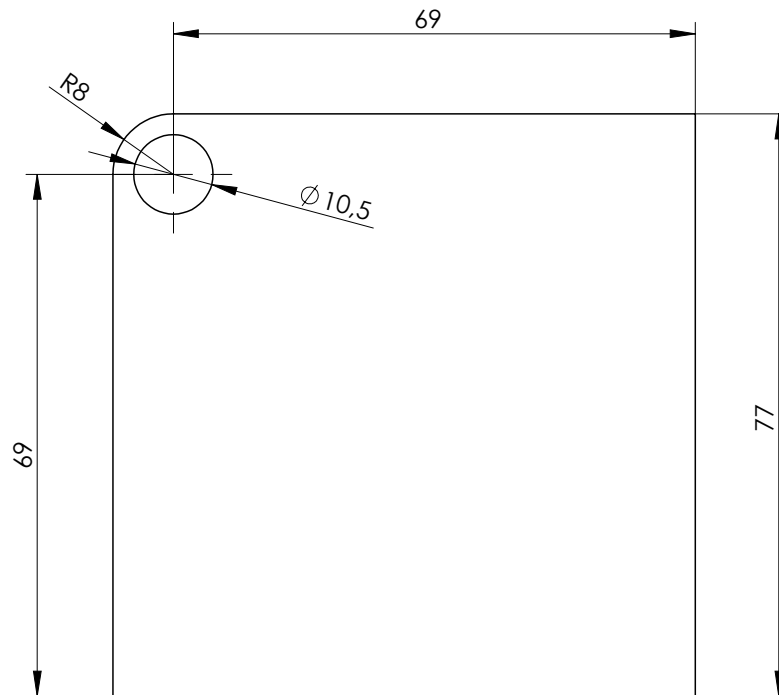
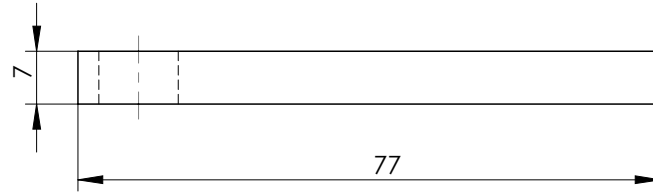
Batente

P1.15

Project. 10/13  
Des. 03/14  
Ver.

FCT/UNL  
Dissertação em Engenharia Mecânica

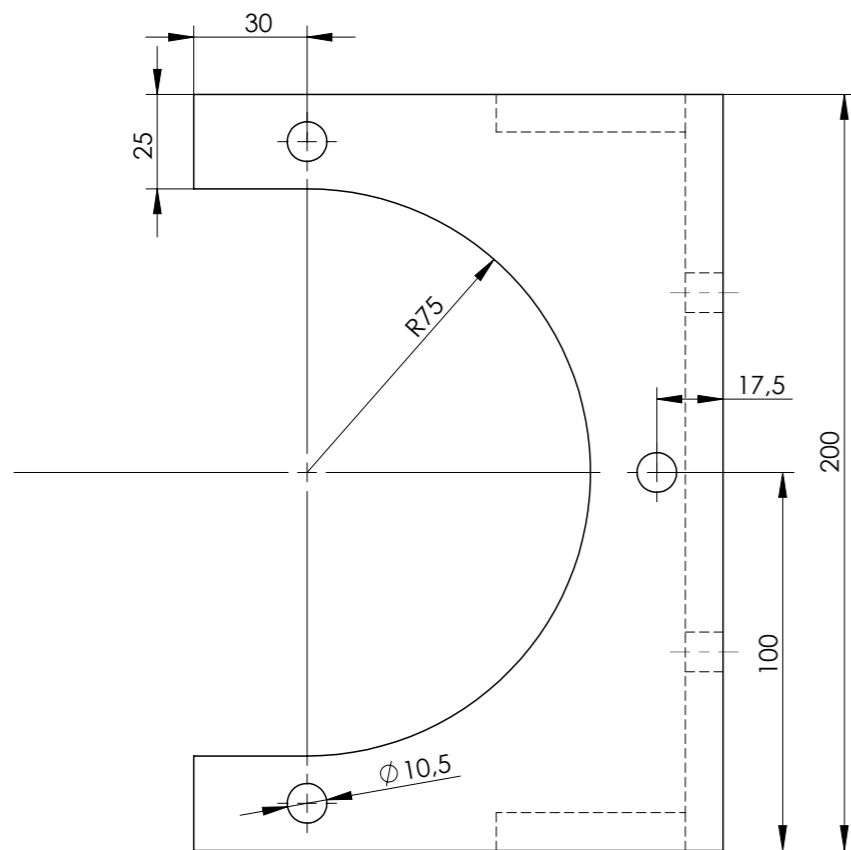
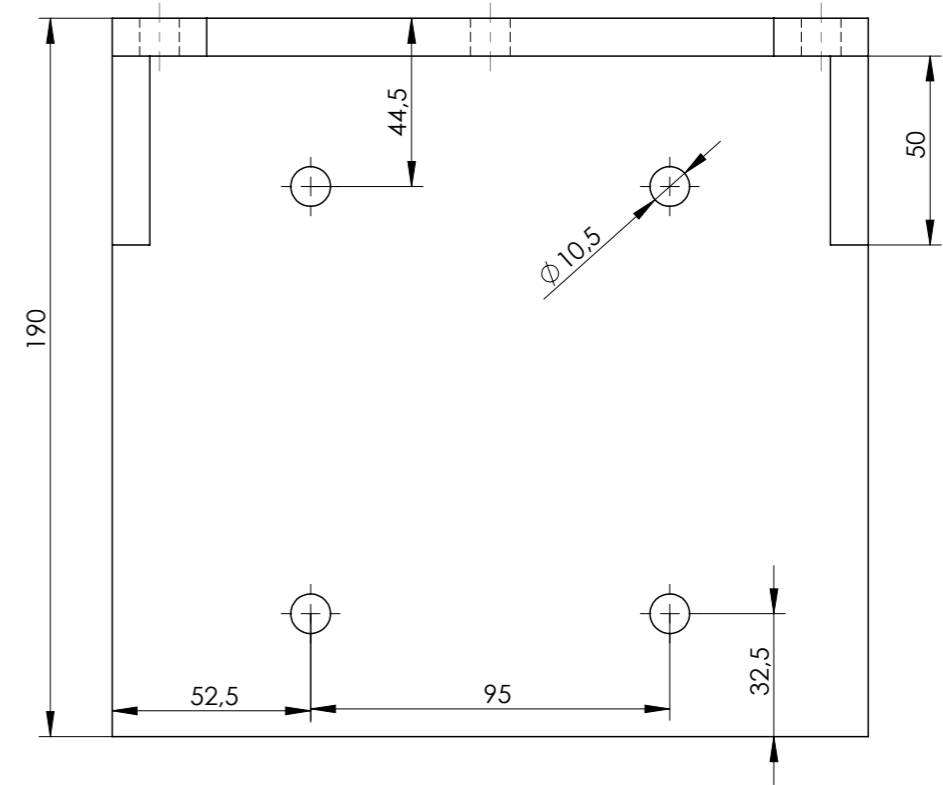
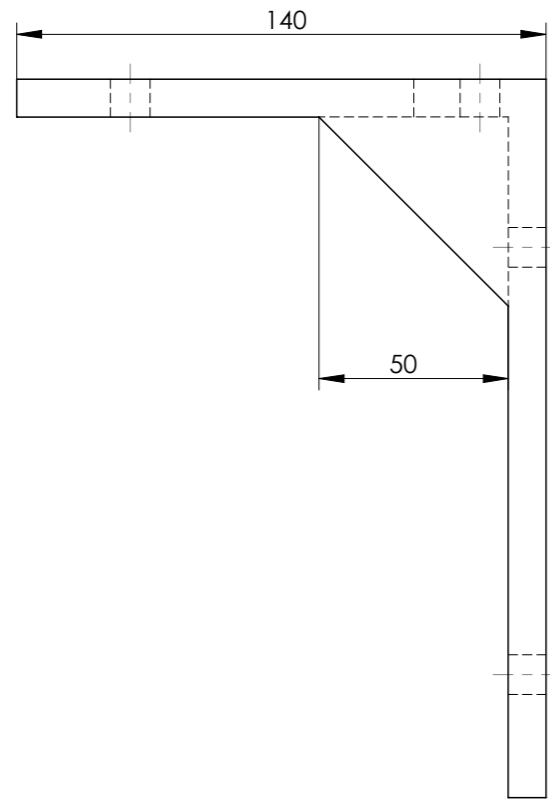
Diogo de Melo Malaquias  
Nº30554 MIEMc



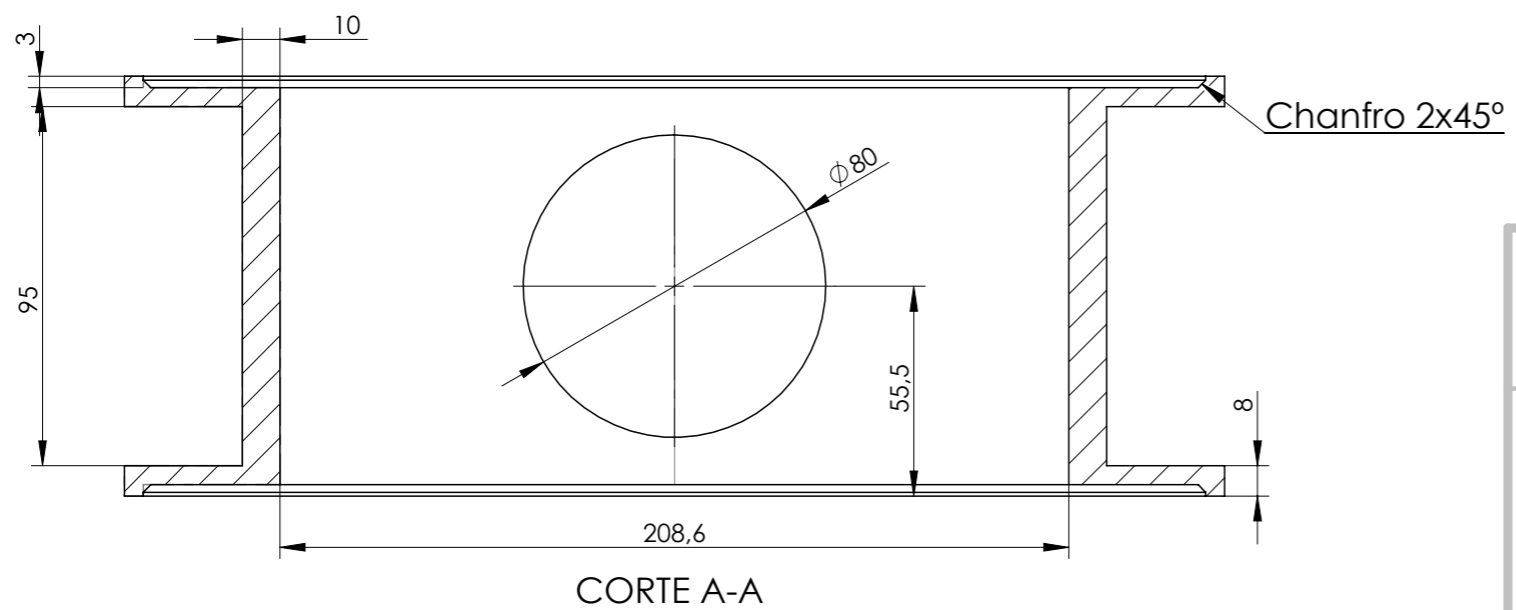
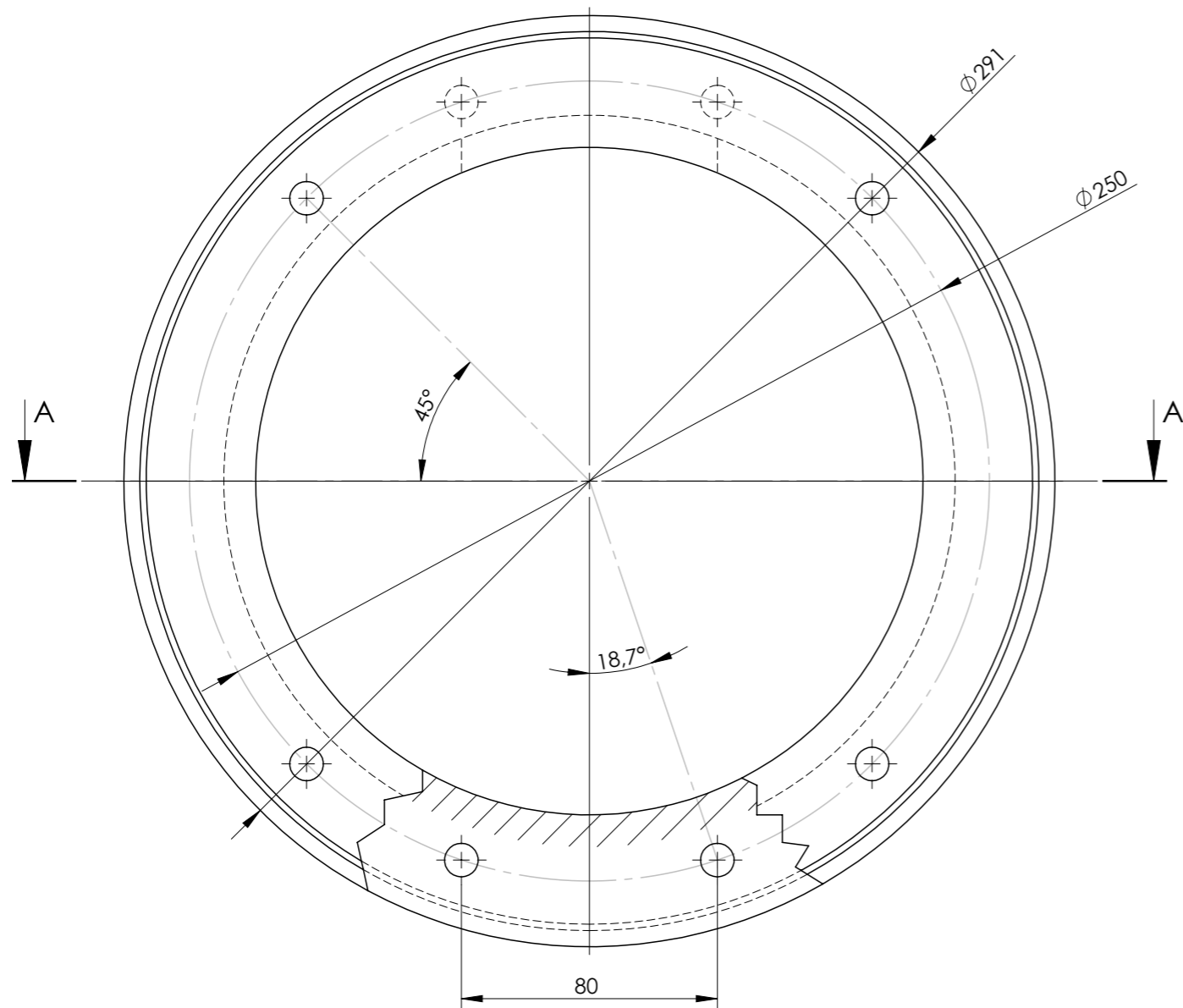
Escala  
1:1

Chapa soldada às pernas da  
estrutura

P1.16

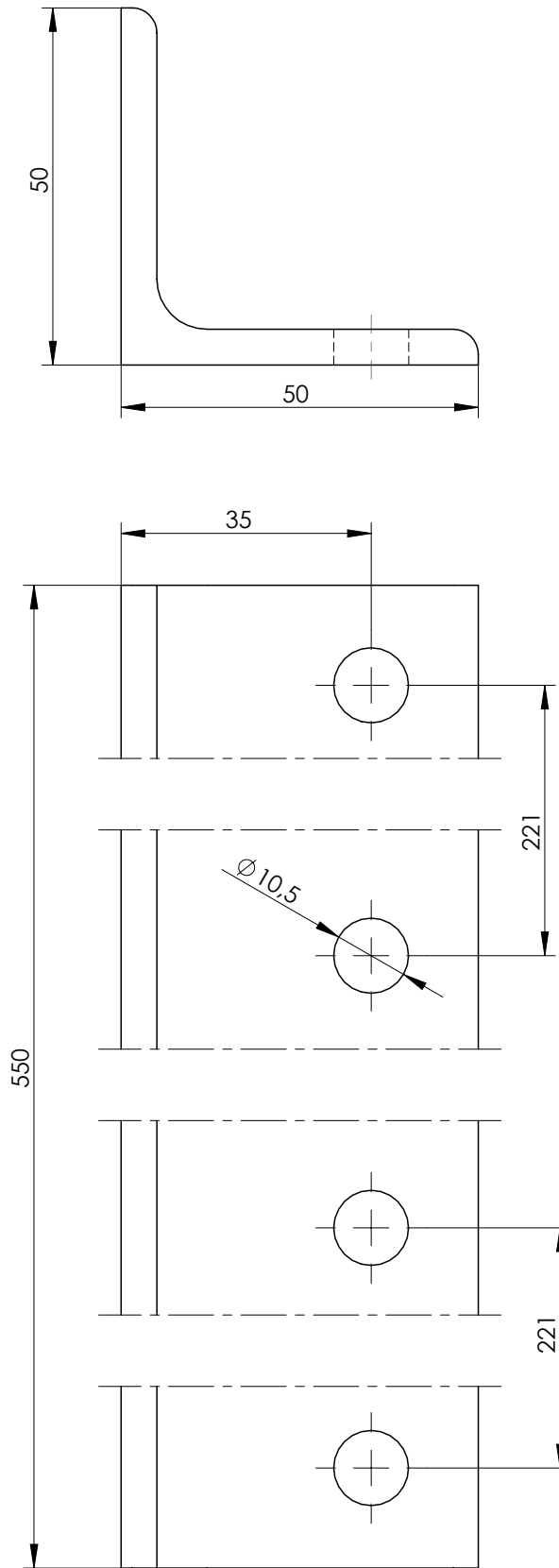


Project.	02/14	FCT/UNL Dissertação em Engenharia Mecânica 2014	Diogo de Melo Malaquias Nº30554 MIEMC
Des.	03/14		
Ver.			
Escala	1:2	Fixação do redutor	P1.17



Project.		03/14	FCT /UNL		Diogo de Melo Malaquias
Des.		03/14	Dissertação em Engenharia Mecânica 2014		
Ver.					
		Tubo mecânico			P1.18

Project. 12/13  
Des. 05/14  
Ver.



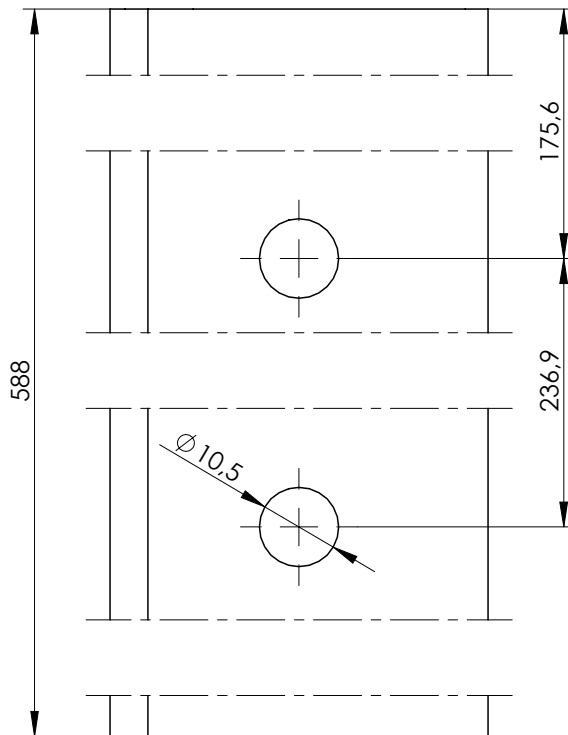
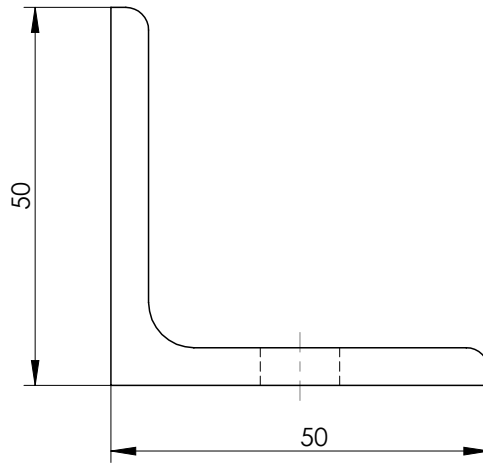
Peça obtida por  
corte de uma  
cantoneira em aço  
com dimensões  
50x50x5

Escala  
1:1

Cantoneira para suporte do  
conjunto motor - redutores

P1.19

Project.	12/13	
Des.	05/14	
Ver.		



Peça obtida por corte de uma cantoneira em aço com dimensões 50x50x5

Escala 1:1

Cantoneira para fixação á estrutura

P1.20
