

**Desenvolvimento Mecânico de uma Máquina para
Ensaios de Torção de Adesivos Estruturais**

Joel Almeida Gonçalves

Dissertação do MIEM

Orientadores:

Prof. Lucas F.M. da Silva

Inv. Carlos Moreira da Silva

Prof. António Mendes Lopes



Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho 2013

Saberás que ganhaste o mais importante na vida,

Quando te aperceberes dos amigos que tens!

Resumo

O desenvolvimento mecânico de uma máquina para ensaios de torção de adesivos estruturais, visa a necessidade de caracterizar com exatidão a resistência ao corte de adesivos estruturais, área de crescente investigação. A torção de juntas topo a topo não introduz concentrações de tensões, ao contrário de outros ensaios, promovendo resultados mais rigorosos.

O Grupo de Adesivos da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, ADFEUP, pretende um dispositivo capaz de caracterizar as propriedades ao corte dos adesivos estruturais. As máquinas presentes no mercado, destinadas a ensaios de torção, não possuem as características adequadas, sendo os provetes utilizados nestas pouco sensíveis a aparição de esforços que não de corte. Pelo contrário, nos adesivos a aparição de concentrações de tensões tem influência nos resultados obtidos.

O projeto da máquina está repartido em duas partes, uma que visa a automatização e outra o projeto mecânico, parte retratada na presente dissertação.

Todo o dispositivo foi dimensionado considerando um momento torsor máximo de 60 Nm.

Os desvios resultantes dos erros de maquinagem e das deformações que o próprio dispositivo irá sofrer aquando dos ensaios, levam ao aparecimento de tensões indesejáveis no provete, reduzindo o rigor dos testes experimentais. Foi projetada uma solução capaz de absorver tais desalinhamentos, caracterizando devidamente as propriedades ao corte de adesivos estruturais.

Mechanical development of an experimental device for testing adhesive joints in torsion

Abstract

The mechanical development of a machine for torsion tests of structural adhesives aims the need to accurately characterize the shear strength of structural adhesives. The torsion of napkin rings and solid butt joints does not introduce stress concentrations, unlike other tests, providing more accurate results.

ADFEUP - Adhesive Research Group, *Faculdade de Engenharia do Porto* - promoted the development of a device capable of characterizing the shear properties of structural adhesives. Testing machines on the market do not have the right features and the specimens used in these are not sensitive to the appearance of other than cutting efforts. On the contrary, in the case of structural adhesives test results are very sensitive to stress concentrations.

The design of the machine is divided into two parts, one aimed at automation and other at the mechanical design, part portrayed in this dissertation.

The entire device was dimensioned taking into account a maximum torque of 60 Nm.

Machining errors and deformations that the device itself will suffer during operation, introduces undetermined stresses in the specimen, reducing the accuracy of experimental results. The proposed solution is capable of absorbing such misalignments.

Agradecimentos

Começo por agradecer aos meus orientadores, Engenheiro Carlos Moreira da Silva, Professor Lucas F. M. da Silva e Professor António Mendes Lopes que contribuíram para a concretização deste trabalho, tendo tido disponibilidade total, mostrando interesse e presença assídua durante o desenvolvimento do projeto. Um especial obrigado ao Engenheiro Carlos Moreira da Silva, pessoa de grande conhecimento com quem tive oportunidade de aprender.

Um obrigado aos meus amigos, de curta e longa data, pessoas que também fazem parte de toda a minha formação. Marcaram presença nos momentos mais importantes, difíceis ou fáceis, do meu percurso até ao dia. Sem dúvida que sem eles a vida não seria a mesma coisa, nem teria a mesma piada. Um muito obrigado.

Por último dedico esta dissertação aos meus pais e irmã, pessoas responsáveis pela minha oportunidade em tirar um curso no ensino superior e por consequência da realização da presente dissertação. Agradeço-lhes todo o apoio, esforço e educação que me deram.

Joel Almeida Gonçalves

Índice de Conteúdos

1	Introdução	1
1.1	Motivação.....	1
1.2	Objetivos e especificações.....	2
1.3	Metodologia do desenvolvimento.....	4
1.4	Estrutura da dissertação	5
2	Pesquisa bibliográfica	7
2.1	Ensaios para avaliar a resistência mecânica de adesivos	7
2.1.1	Ensaios de tração de adesivos	7
2.1.2	Ensaios de tração de juntas de adesivo	9
2.1.3	Ensaios de compressão de adesivo	10
2.1.4	Ensaios de losipescu (Viga com entalhe em “V”)	10
2.1.5	Ensaios de Arcan (Placa com entalhe em “V”)	11
2.1.6	Ensaios de tração de juntas sobrepostas	12
2.1.7	Ensaios TAST (Thick Adherend Shear Test Specimens)	13
2.1.8	Ensaios de Torção de Juntas de Adesivos	14
2.1.9	Conclusão.....	15
2.2	Máquinas de torção comerciais.....	16
2.2.1	Historial na FEUP	17
2.2.2	Outros dispositivos	18
3	Princípio de funcionamento mecânico	19
3.1	Cadeia cinemática.....	20
3.1.1	Prorete	21
3.1.2	Buchas.....	22
3.1.3	Rolamentos.....	24
3.1.4	Acoplamento torcionalmente rígido	26
3.1.5	Veio de ligação bucha-acoplamento	30
3.1.6	Contrapeso	33
3.1.7	Flange de ligação transdutor de binário – acoplamento (ARPEX).....	36

3.1.8	Transdutor de binário	37
3.1.9	Servomotor + Redutor.....	38
3.2	Apoios	39
3.2.1	Apoio-Transdutor	39
3.2.2	Apoio-Bucha superior.....	42
3.2.3	Apoio-Bucha inferior.....	43
3.2.4	Apoio-Redutor.....	44
3.3	Carro móvel.....	45
3.4	Guias e mangas de rolamento	46
3.5	Base	50
3.6	Mesa de suporte.....	53
4	Projeto mecânico.....	55
4.1	Simulação.....	56
4.1.1	Veio de ligação superior.....	57
4.1.2	Veio de ligação inferior.....	62
4.1.3	Flange de ligação com veio escatelado	65
4.1.4	Base.....	69
4.1.5	Rigidez da cadeia cinemática	74
4.2	Parafusos	75
4.3	Chavetas	78
5	Conclusões e desenvolvimentos futuros.....	81
	Referências e bibliografia	85
ANEXO 0:	Conjunto.....	87
ANEXO A:	Chapa.....	91
ANEXO B:	Nervura	95
ANEXO C:	Nervura 2	99
ANEXO D:	Soldadura da base.....	103
ANEXO E:	Base	107

ANEXO F:	Tampa apoios	111
ANEXO G:	Batente.....	115
ANEXO H:	Cantoneira esquerda	119
ANEXO I:	Cantoneira direita	123
ANEXO J:	Veio de centragem.....	127
ANEXO K:	Flange com veio escatelado	131
ANEXO L:	Tampas carro.....	135
ANEXO M:	Chapa mesa	139
ANEXO N:	Apoio redutor	143
ANEXO O:	Apoio garra superior	147
ANEXO P:	Apoio transdutor	151
ANEXO Q:	Mesa	155
ANEXO R:	Contrapeso	159
ANEXO S:	Veio superior.....	163
ANEXO T:	Veio inferior.....	167
ANEXO U:	Apoio garra inferior	171
ANEXO V:	Carro	175

Lista de Símbolos

σ_c	Tensão de compressão (MPa)
τ	Tensão de corte (MPa)
T	Binário (Nm)
k	Rigidez torsional (Nm/rad)
J	Momento de inércia (kgm ²)
m	Massa (kg)
μ_e	Coefficiente de atrito estático
θ	Rotação (rad)
B	Largura (mm)
l	Comprimento (mm)
r	Raio (mm), distância (mm)
d	Diâmetro (mm), distância (mm)
X	Posição do centro de massa (mm)
S_0	Fator de segurança
C_0	Carga máxima estática admissível nas mangas (N)
P_0	Carga equivalente aplicada nas mangas (N)
f_{h0}	Fator de correção condicionado pela dureza das guias
f_{i0}	Fator de correção condicionado pela direção da carga aplicada nas mangas

f_m	Fator de correção condicionado pela flexão das guias
F	Força (N)
F_i	Pré carga nos parafusos (N)
T_a	Binário de aperto dos parafusos (Nm)
K	Coefficiente de binário
A_t	Área efetiva de tração de parafusos (mm ²)
d_n	Diâmetro nominal de parafusos (mm)
ΔK_a	Desalinhamento axial do acoplamento (mm)
ΔK_w	Desalinhamento angular do acoplamento (°)
ΔK_r	Desalinhamento radial do acoplamento (mm)

Lista de Figuras

Figura 1 - Amarração de provetes para testes de tração [1].....	8
Figura 2 - Curva típica de tensão vs. deformação de um adesivo [1].....	8
Figura 3 - Sistema para ensaio de tração de juntas de adesivos [1]	9
Figura 4 - Dispositivo de teste para materiais altamente compressíveis [1].....	10
Figura 5 - Dispositivo de teste para provetes em adesivo [1]	10
Figura 6 - Dispositivo de teste para o ensaio de losipescu [1].....	11
Figura 7 - Figura esquemática e provete de um ensaio de Arcan [1]	12
Figura 8 - Dimensões de uma junta simples [1].....	12
Figura 9 - Dimensões de uma junta dupla [1]	12
Figura 10 - Dimensões do provete para ensaio de tração de juntas sobrepostas [1]	13
Figura 11 - Teste de torção de uma junta em anel [1]	14
Figura 12 - Teste de torção de uma junta sólida [1].....	14
Figura 13 - Curvas de tensão-deformação dos vários testes para medir a resistência ao corte [1].....	15
Figura 14 - Modelo <i>MT MicroTorsion Series</i> da <i>INSTRON®</i> [3].....	16
Figura 15 - Torsiómetro FEUP	18
Figura 16 - Banca para a medição de binários da <i>Egitron®</i> [5]	18
Figura 17 - Máquina em vista isométrica (esquerda) e em corte (direita)	20
Figura 18 - Geometria e dimensões de um provete (meio substrato com dimensões em mm) [6]	22
Figura 19 - Bucha <i>Proxxon®</i> PD400 [7].....	23
Figura 20 - Esquema representativo da auto compensação do rolamento [10]	24
Figura 21 - Rolamento <i>FAG 2208</i> [11]	25
Figura 22 - Desenho de definição do rolamento [10].....	25
Figura 23 - Esquema de definição para montagem do rolamento [10].....	26
Figura 24 - Desalinhamento axial [12].....	27
Figura 25 - Desalinhamento angular [12]	27
Figura 26 - Desalinhamento radial [12]	27

Figura 27- Acoplamento <i>ARPEX RS-6 Series 78-6</i> em vista explodida [12]	27
Figura 28- Desenho de definição do acoplamento <i>ARPEX RS-6 Series 78-6</i> [12].....	29
Figura 29- Veio de ligação bucha-acoplamento superior	30
Figura 30- Veio de ligação bucha-acoplamento inferior	30
Figura 31- Vista em pormenor do veio de ligação inferior	31
Figura 32- Vista em pormenor do veio de ligação superior	31
Figura 33- Chaveta tipo A	33
Figura 34- Anel elástico DIN 471- 40x1,75 (série normal) Ck 45	33
Figura 35- Porca <i>FAG KM7</i>	33
Figura 36- Anilha <i>FAG MB7</i>	33
Figura 37- Contrapeso roscado no veio inferior	33
Figura 38- Posição do centro de massa do veio de ligação inferior e da bucha inferior.....	34
Figura 39- Posição do centro de massa veio de ligação + contrapeso.....	35
Figura 40- Flange de ligação transdutor de binário-acoplamento.....	36
Figura 41- Pormenor da ligação da flange do transdutor	37
Figura 42- Transdutor de binário	38
Figura 43- <i>Parvex NX 310EAPR7301</i> [18]	39
Figura 44- <i>Parvex GE3N216R0401</i> [19].....	39
Figura 45- Pormenor da ligação do transdutor ao apoio	40
Figura 46- Anel elástico DIN 471-16x1 (série normal)	41
Figura 47- Veio de posicionamento	41
Figura 48- Apoio-Transdutor.....	41
Figura 49- Apoio-Bucha superior	43
Figura 50- Apoio-Bucha inferior	44
Figura 51- Apoio-Redutor	45
Figura 52- Carro móvel	45
Figura 53- Pormenor rolamento + tampa	46
Figura 54- Manga <i>SKF LBCT 16 A-2LS</i> [22]	46
Figura 55- Guias de veio apoiado aberto [22]	46
Figura 56- Guia de veio não apoiado fechado [22]	46
Figura 57- Guias de perfil trapezoidal [22]	46

Figura 58- Binário máximo aplicado e distância entre guias.....	47
Figura 59 - Fator a aplicar consoante a direção da carga para mangas <i>LBCT</i> [23].....	49
Figura 60- Perfil <i>Bosch</i> 80x160 [24].....	51
Figura 61- Perfil <i>Bosch</i> 45x180 [24].....	51
Figura 62- Perfil <i>Bosch</i> 45x270 [24].....	51
Figura 63- Perfil <i>Bosch</i> 40x160 [24].....	51
Figura 64- Base	51
Figura 65- Base com vista para as nervuras.....	52
Figura 66- Mesa de suporte	53
Figura 67- Cantoneira de suporte	54
Figura 68- Condições de fronteira e carregamento no veio de ligação superior	58
Figura 69- Malha do veio de ligação superior	58
Figura 70- Distribuição de tensões de von Mises (MPa)	59
Figura 71- Deslocamento resultante segundo x, y e z (mm)	59
Figura 72- Deslocamento segundo zz.....	60
Figura 73- FOS-coeficiente de segurança	60
Figura 74 - Esquema para cálculo da rigidez.....	61
Figura 75- Malha do veio de ligação inferior	62
Figura 76- Distribuição de tensões de von Mises (MPa)	63
Figura 77- Deslocamento resultante segundo x, y e z (mm)	64
Figura 78- Deslocamento segundo zz (mm)	64
Figura 79- FOS – coeficiente de segurança.....	65
Figura 80- Malha da flange com veio escatelado juntamente com as condições de fronteira e carregamento	66
Figura 81- Distribuição de tensões de von Mises (MPa)	67
Figura 82- Deslocamento resultante segundo x, y e z (mm)	67
Figura 83- Deslocamento segundo zz (mm)	68
Figura 84- FOS – coeficiente de segurança.....	68
Figura 85- Modelo utilizado para simulação da base.....	69
Figura 86- Forças equivalentes aplicadas no apoio do redutor	70
Figura 87- Forças equivalentes aplicadas no apoio do transdutor	70

Figura 88- Ligação dos rolamentos autocentrantes	71
Figura 89- Distribuição de tensões na base e cadeia cinemática	72
Figura 90- Deformações da base segundo xx.....	72
Figura 91- Esquema da força F provocada por um binário [26].....	78
Figura 92- Esquema da chaveta [26].....	79

Lista de Tabelas

Tabela 1- Características do rolamento 2208 [10]	25
Tabela 2- Características de montagem do rolamento 2208 [10]	26
Tabela 3- Propriedades do acoplamento <i>ARPEX RS-6 Series 78-6</i> [12]	28
Tabela 4- Valores máximos de desalinhamento permitidos [12].....	28
Tabela 5- Dimensões do acoplamento <i>ARPEX RS-6 Series 78-6</i> [12].....	29
Tabela 6 - Características mecânicas do alumínio EXTREME-7XXX [21].....	42
Tabela 7- Fatores de correção, carga máxima admissível e carga equivalente [23]	49
Tabela 8 - Rigidez torsional (k) dos componentes da cadeia cinemática (Nm/rad)	74

1 Introdução

1.1 Motivação

O uso de adesivos em ligações estruturais estão em crescente utilização. As vantagens do emprego deste tipo de fixação, comparando com técnicas mais comuns, prendem-se com a melhor distribuição da carga, evitando concentração de tensões na zona de fixação. Existem outras mais-valias, tais como a diminuição do peso das estruturas e uma superfície mais limpa e suave. Sendo uma tecnologia relativamente recente, muitos estudos experimentais são levados a cabo com o objetivo de caracterizar tal tipo de ligações.

Existem três grandes grupos de ensaios: aqueles que recorrem a provetes fabricados no material a estudar e os efetuados sobre juntas de adesivos ou os “*in situ*” [1]. Dentre os ensaios de adesivos aplicados em juntas, aqueles que determinam a resistência ao corte, em junta de topo, são de mais difícil execução prática apesar de serem os mais exatos. Para a obtenção desses resultados mais precisos, são necessárias máquinas de ensaio capazes de aplicar solicitações de torção.

Apesar da existência no mercado de máquinas experimentais capazes de promoverem ensaios de torção, estas não são de fácil acesso por questões de custo. Para além disso, tais dispositivos não possuem todas as características adequadas para evitar o aparecimento de concentrações de tensões. Assim, o grupo de adesivos da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, ADFEUP, revelou a sua intenção no desenvolvimento de um dispositivo experimental de ensaios de torção.

1.2 Objetivos e especificações

Diferentes tipos de ensaios podem ser realizados para caracterizar as propriedades mecânicas dos materiais. Recorrendo a bibliografia especializada no assunto [1], constata-se que os ensaios de torção são aqueles que melhores resultados experimentais produzem. A "colagem" topo a topo de um provete de secção circular, ensaiado à torção, permite a ausência de concentrações de tensões, levando a resultados mais exatos.

O desenvolvimento de uma máquina para ensaios experimentais requer uma grande exatidão dimensional e construtiva, bem como uma capacidade para absorver desvios/erros provenientes tanto do dispositivo de medição como do próprio provete. Os resultados que se pretendem obter, esperam-se que sejam de elevada exatidão, visto que os mesmos servirão para caracterizar os adesivos testados. Assim, qualquer efeito que introduz cargas parasitas, principalmente de tração, devem ser evitadas. Desenvolvendo uma solução construtiva adequada, é possível diminuir tais efeitos indesejáveis.

A realização de tal projeto é deveras iterativo, havendo a necessidade de constante discussão com os utilizadores da máquina (ADFEUP), para se entender o que pretendem dela. Sendo que este projeto tem duas componentes, construção mecânica e automatização, foi necessária a troca de informação com o responsável encarregue da segunda [2].

Numa primeira abordagem foram considerados dois tipos de testes: ensaios estáticos e/ou de fadiga. Contudo, devido a restrições orçamentais, somente os ensaios estáticos serão considerados, uma vez que as exigências inerentes aos ensaios de fadiga obrigam à utilização de um redutor de poucas folgas, baixo "*backlash*". Por outro, lado são incompatíveis numa mesma máquina a execução de ensaios estáticos com avaliação de deslocamentos de valor muito reduzido, que impõem uma elevada rigidez na transmissão e os ensaios dinâmicos, que apontam para uma baixa inércia da cadeia cinemática por forma a evitar o aparecimento de esforços elevados. O primeiro pode ser realizado por controlo de binário, controlo de deslocamento angular, fluência e relaxação. Para cada um deles, os provetes podem variar em tamanho, comprimento e diâmetro. Segue-se uma lista de requisitos mecânicos:

- Binário Máximo: 60 N.m;
- Diâmetro do provete: 10 mm a 30 mm;
- Comprimento útil do provete: 100 mm a 150 mm;
- Juntas de diferente espessura;
- Custos de construção reduzidos;

Na ausência de resultados especificando o binário aplicado em adesivos, utilizou-se como referência os vedantes que possuem baixa resistência e elevada deformação. Consultando resultados obtidos para análise de resistência a torção de vedantes [6] e possuindo os adesivos uma resistência muito superior, elegeu-se como um binário máximo a aplicar para os adesivos cerca de 30 vezes o máximo aplicado nos vedantes, valor aconselhado pela ADEFEUP. Assim, optou-se pela escolha de 60 Nm de binário máximo como característica da máquina.

Os custos de construção terão de respeitar o orçamento disponível na ADEFEUP para a realização deste projeto, situado entre os 4000 € e os 5000 €. Todo o projeto será desenvolvido dentro dos valores monetários disponibilizados, conseguindo a construção de um dispositivo para análise a torção de adesivos por montantes consideravelmente inferiores as máquinas comerciais.

Também, e de acordo com a entidade promotora do projeto, os desvios/erros de desalinhamento que a máquina possa vir a possuir, derivados de problemas construtivos e de maquinagem, não devem introduzir esforços de tração no provete superiores a 1 MPa. Deverão ser tidos em conta os desalinhamentos introduzidos pelos erros de construção e montagem do provete.

1.3 Metodologia do desenvolvimento

Tendo em conta o objetivo da máquina a desenvolver, o ensaio de torção de adesivos estruturais para determinar as suas propriedades ao corte, começamos por apresentar um breve resumo de outros tipos de ensaios mecânicos que se aplicam normalmente a este tipo de materiais. Com um conhecimento mais aprofundado de cada ensaio, seus problemas e vantagens, podemos desenvolver uma máquina para ensaios de torção, capaz de trazer resultados de maior exatidão comparando com outros testes que podem introduzir erros.

Numa segunda etapa efetuou-se uma pesquisa de bancas para ensaios genéricos de torção existentes no mercado, pretendendo assim perceber que tipo de características se podem encontrar nas máquinas já existentes. O objetivo desta análise prendeu-se com a necessidade de verificar a existência de uniformidades, ou seja, campo de aplicações, ou existência de normalização.

Efetuada as pesquisas acima descritas, obteve-se conhecimento que permitiu entender melhor a caracterização mecânica dos adesivos estruturais e que máquinas já existem no mercado, adequadas ou não, para estudarem as propriedades mecânicas dos adesivos.

A grande preocupação é garantir a ausência de esforços na junta de adesivo do provete, aquando da sua montagem e do ensaio. Estes poderão aparecer no provete, com diferentes origens, existindo a necessidade de uma solução construtiva adequada para eliminar tais efeitos. Nunca esquecendo, aquando do desenvolvimento, os custos envolvidos.

Utilizou-se o *Solidworks 2011*®, uma aplicação de modelação 3D e de análise para auxiliar no desenvolvimento da máquina. Este permitiu trazer uma noção da aparência real do dispositivo, verificando assim a viabilidade da construção dos componentes e da própria máquina. Com ajuda da simulação disponível na aplicação, aplicando o método dos elementos finitos, foi possível analisar o tipo de deformações, tensões e modos de vibração do dispositivo e seus componentes, validando assim a solução construtiva.

1.4 Estrutura da dissertação

O conteúdo desta dissertação foi repartido em seis capítulos. O primeiro, introduz o trabalho juntamente com as suas especificações e metodologia de desenvolvimento.

No capítulo dois, pesquisa bibliográfica, faz-se uma abordagem aos ensaios de resistência mecânica realizados para caracterizar adesivos, entre eles o de torção. Apresentam-se máquinas comerciais para ensaios de torção, não tendo estas especificações adequadas para realizar testes em adesivos.

O terceiro capítulo aborda o princípio de funcionamento mecânico. Faz-se uma explicação da solução construtiva adotada e o seu funcionamento.

‘Projeto mecânico’ é o título do quarto capítulo. Começa-se por apresentar as simulações realizadas no *Solidworks 2011*®, validando componentes da máquina que foram projetados. Seguidamente indicam-se cálculos para binários de aperto de parafusos, para garantir a transmissão de esforços por atrito entre peças. Por último calcula-se o comprimento das chavetas, para garantir a resistência destas aos esforços.

No quinto capítulo retiram-se conclusões relativas ao trabalho realizado na presente dissertação e na possibilidade da realização de alguns trabalhos futuros.

Por último referem-se as referências bibliográficas consultadas, de onde foi retirada informação para a realização do trabalho. Seguem-se os anexos, onde podem ser consultados os desenhos técnicos dos componentes produzidos.

2 Pesquisa bibliográfica

Como foi referido anteriormente, existem diversos tipos de ensaios mecânicos para caracterizar as propriedades mecânicas dos adesivos estruturais. Por consequência, existe a necessidade de máquinas capazes de promover os mesmos. Tais testes são essenciais para determinar o comportamento e características do material sob determinadas condições de carga. Os ensaios efetuados podem ser subdivididos em dois tipos: de resistência mecânica e de fratura (tenacidade). Refere-se abaixo os mais utilizados, para avaliação da resistência mecânica, com o objetivo de melhor entender a necessidade no desenvolvimento da máquina de ensaios de torção, proposta neste tema de dissertação. No seguimento, referiremos os dispositivos presentes no mercado, caracterizando-os, e do que já foi feito nesta área, na FEUP.

2.1 Ensaios para avaliar a resistência mecânica de adesivos

2.1.1 *Ensaios de tração de adesivos*

Neste tipo de ensaios pretende-se medir a deformação longitudinal de um provete feito em adesivo estrutural, consoante a norma EN ISO 527-2, quando aplicada uma carga uniaxial. A velocidade do ensaio é considerada quase estática com imposição de um deslocamento de em geral 1 mm/min [1].

Este tipo de ensaios é por norma destrutivo. Utilizam-se provetes normalizados para se poderem comparar os resultados obtidos, como referido acima.

Na **Figura 1** podemos observar o aspeto geométrico dos provetes utilizados nestes ensaios, bem como o modo como são realizados.

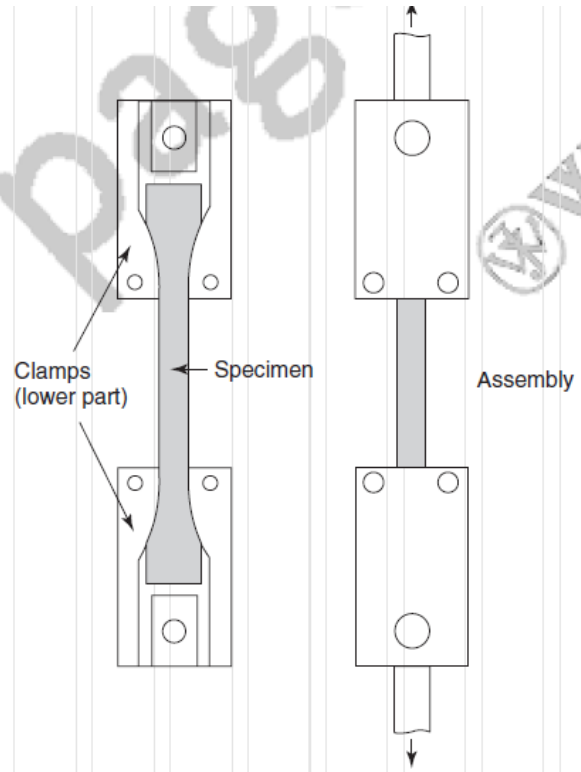


Figura 1 - Amarração de provetes para testes de tração [1]

Na **Figura 2** apresenta-se um resultado típico para este tipo de ensaios. A curva traçada mostra a relação da deformação do provete, com a tensão aplicada no mesmo.

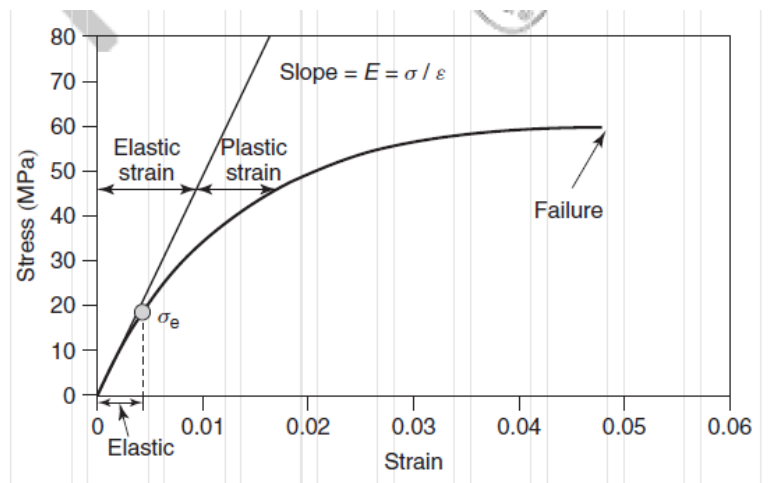


Figura 2- Curva típica de tensão vs. deformação de um adesivo [1]

2.1.2 Ensaio de tração de juntas de adesivo

O conceito deste ensaio vai ao encontro do primeiro que foi abordado neste capítulo. Neste caso, utiliza-se um provete metálico (podendo optar-se por outros materiais) colado topo a topo por uma junta adesiva, norma ASTM D 897 [1]. É interessante a análise do comportamento nestas condições, simulando a ligação promovida num sistema real. Observa-se através da **Figura 3**, o dispositivo utilizado nesta análise

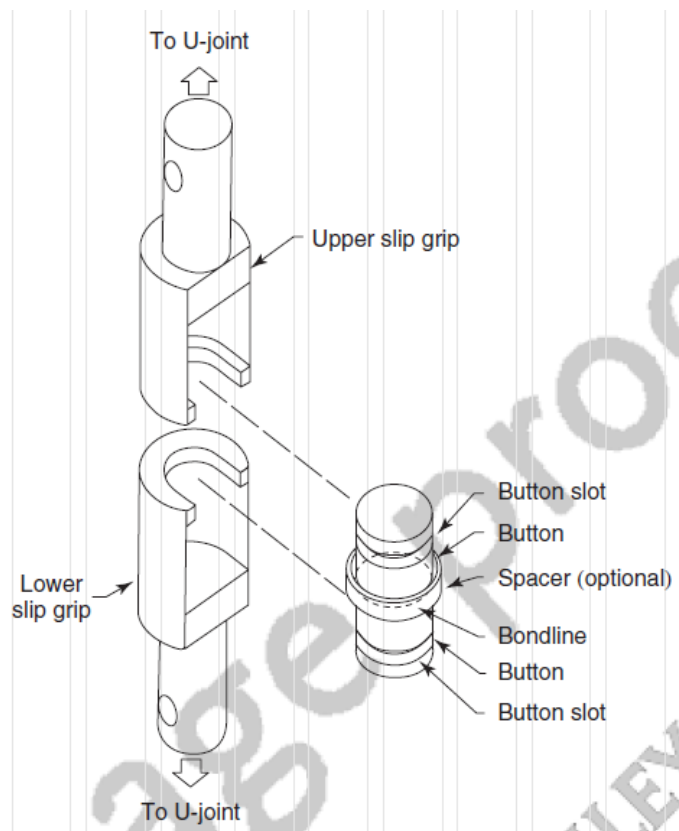


Figura 3- Sistema para ensaio de tração de juntas de adesivos [1]

A distribuição de tensão não é uniforme neste tipo de ensaios, devido ao efeito do substrato aquando da sua deformação no decorrer do ensaio, resultado da diferença entre o coeficiente de poisson do material utilizado para o adesivo e para o substrato.

2.1.3 Ensaios de compressão de adesivo

O método utilizado para os ensaios de compressão dos adesivos estruturais depende da rigidez dos mesmos, assim, são apresentados desenhos esquemáticos dos diversos testes que podem ser efetuados na **Figura 4** e **Figura 5**. O resultado experimental obtido é uma curva que relaciona a tensão com a deformação, tal como para o ensaio de tração.

A elevada dificuldade de comprimir materiais (**Figura 4**) ou as folgas existentes (**Figura 5**) entre o pistão e a câmara de compressão, trazem falta de exatidão nos resultados [1].

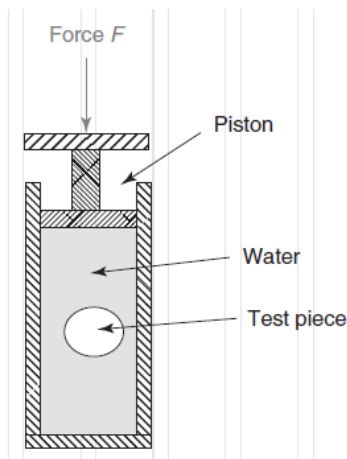


Figura 4- Dispositivo de teste para materiais altamente compressíveis [1]

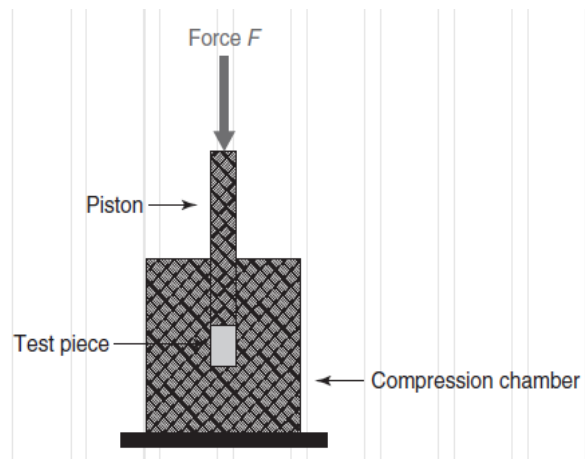


Figura 5- Dispositivo de teste para provetes em adesivo [1]

2.1.4 Ensaios de Iosipescu (Viga com entalhe em "V")

Com este tipo de ensaios experimentais pretende-se medir a resistência ao corte. Os provetes feitos em adesivos estruturais, de acordo com a norma ASTM D5379 [1], possuem um entalhe na forma de V. Este teste aplica uma carga antissimétrica de compressão para que no centro do provete o momento gerado seja igual a zero. O dispositivo utilizado apresenta-se na **Figura 6**. A vermelho assinala-se a zona do aparecimento de concentrações de tensões.

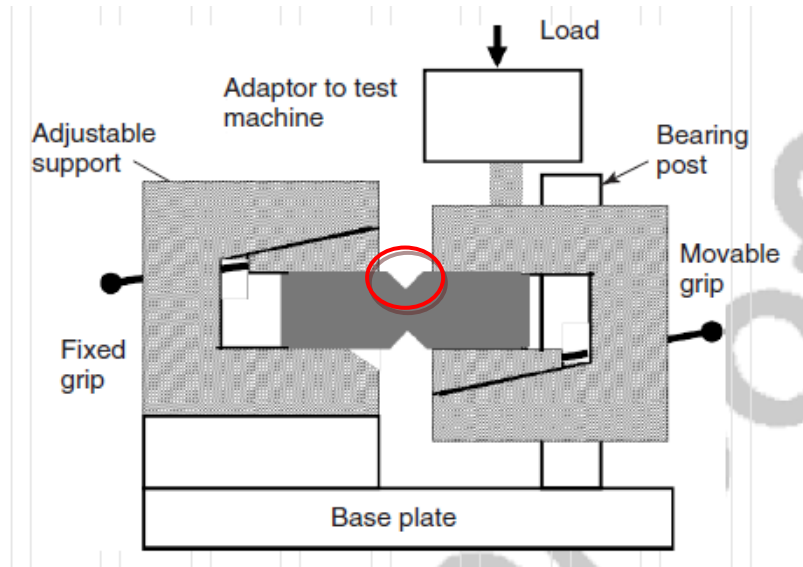


Figura 6- Dispositivo de teste para o ensaio de Iosipescu [1]

Apesar da existência de menores concentrações de tensões, quando comparado com outros ensaios (exemplificados mais a frente), estas impedem a medição rigorosa da resistência do material ao corte. Outro problema encontrado para este caso é a dificuldade em medir pequenas deformações aquando da realização da experiência em adesivos com elevada rigidez.

2.1.5 Ensaio de Arcan (Placa com entalhe em "V")

O conceito adotado aqui vai ao encontro do ensaio acima descrito, sendo que, para este caso, existe a possibilidade de variar a direção da carga aplicada (**Figura 7**) podendo ser criadas combinações de esforços de corte e tração. Torna-se assim um ensaio mais versátil que o anteriormente descrito, mas com os mesmos problemas [1].

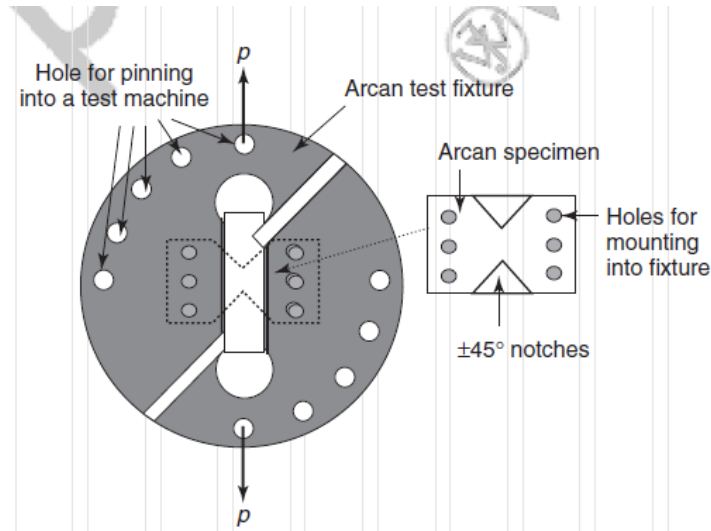


Figura 7- Figura esquemática e provete de um ensaio de Arcan [1]

2.1.6 Ensaios de tração de juntas sobrepostas

É muito comum na indústria a utilização de juntas sobrepostas (**Figura 8**). Estas estão descritas na norma ISO 4587 [1]. A vantagem da utilização destes ensaios, simples e baratos, levam à sua grande utilização em laboratórios para análise da "tensão de corte aparente", isto é, a sua configuração leva ao aparecimento de momentos fletores nos substratos, dando origem esforços de tração.

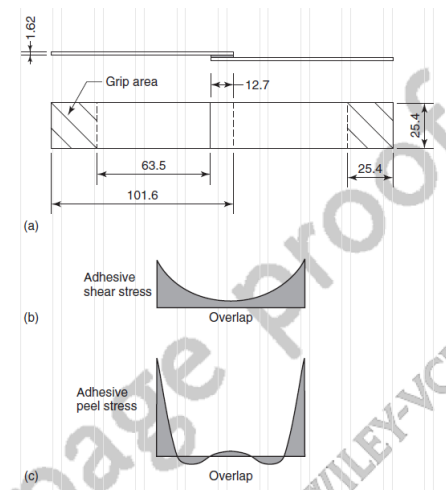


Figura 8- Dimensões de uma junta simples

[1]

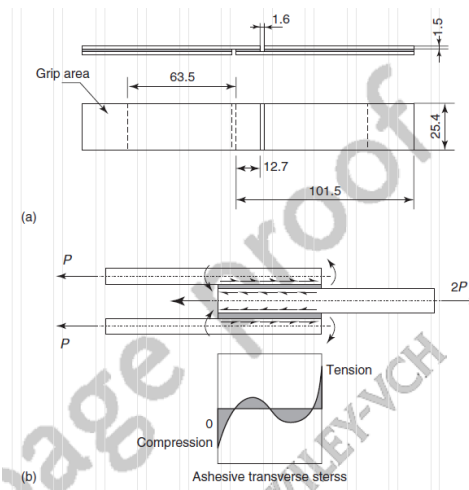


Figura 9- Dimensões de uma junta dupla

[1]

Outro teste utilizado e que permite reduzir o efeito do momento fletor consiste na utilização de uma dupla junta sobreposta (**Figura 9**). No entanto, nos extremos do adesivo aparecem também picos de esforços de tração ou compressão.

2.1.7 Ensaio TAST (*Thick Adherend Shear Test Specimens*)

Este ensaio (**Figura 10**) foi concebido para se obterem tensões de corte mais uniformes ao longo do adesivo, quando comparado com os outros métodos já descritos. No entanto, constata-se picos de tensões nos extremos. Estes ocorrem devido a deformação que o substrato sofre no decorrer do ensaio, introduzindo esforços no adesivo estrutural [1].

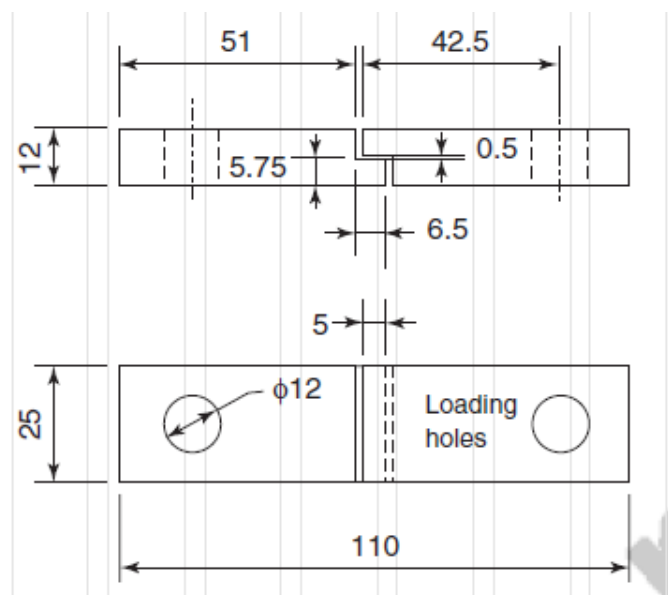


Figura 10- Dimensões do provete para ensaio de tração de juntas sobrepostas [1]

É importante garantir o alinhamento do provete para não aparecerem efeitos associados a momentos fletores, que podem levar à rotura precoce do adesivo.

2.1.8 Ensaio de Torção de Juntas de Adesivos

Para este tipo de ensaios utilizam-se provetes cilíndricos quer maciços (**Figura 12**) quer em tubo (**Figura 11**), constituídos por duas metades (substrato) com uma junta de adesivo topo a topo. Existe ainda a possibilidade de serem utilizados provetes com apenas adesivo [1].

A resistência ao corte do material é determinada através da aplicação de um momento torsor no provete, colado através de uma junta de adesivo, topo a topo. Com este ensaio experimental, teoricamente, evitam-se concentrações de tensões no provete, ao contrário do sucedido noutros testes, apurando-se melhores resultados.

A vantagem da utilização de secções tubulares em relação às secções circulares, é a pouca variação da tensão de corte no adesivo, sabendo que esta varia em função do raio. Por outro lado, existe uma grande dificuldade na produção deste tipo de provetes e o erro de desalinhamento não é insignificante.

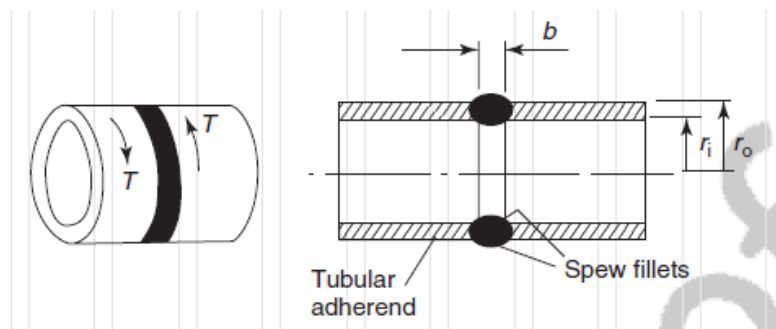


Figura 11- Teste de torção de uma junta em anel [1]

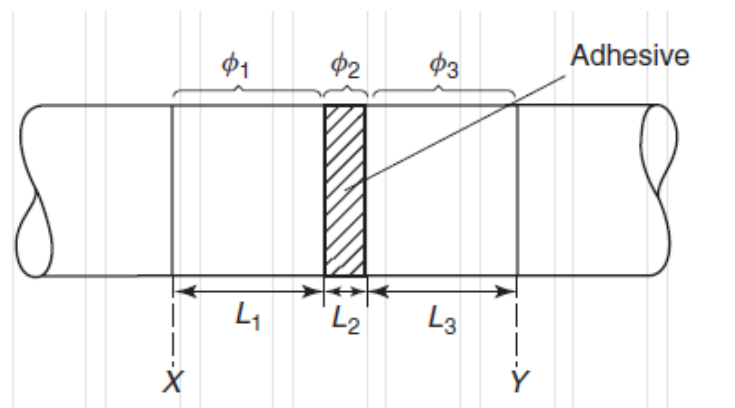


Figura 12- Teste de torção de uma junta sólida [1]

2.1.9 Conclusão

Existem diversos ensaios experimentais para determinar as propriedades mecânicas dos materiais, especialmente para medir a resistência ao corte dos adesivos estruturais. No entanto, em muito deles aparecem efeitos que influenciam os resultados experimentais, levando ao aparecimento de erros experimentais.

O método que permite obter informações mais fidedignas da realidade, respeitando a resistência ao corte, são os ensaios de torção de juntas de adesivos. Sendo por isso, importante o acesso a uma máquina capaz de promover tais ensaios.

Pode observar-se na **Figura 13**, os diferentes resultados que se podem obter com cada método na análise da resistência ao corte dos adesivos. Apresentam-se curvas de tensão-deformação para tal. Observa-se que apesar do material testado ser o mesmo, utilizando diferentes métodos de análise obtêm-se curvas diferentes, resultado das concentrações de tensões que aparecem. O ensaio que apresenta os melhores resultados (aquele que permite medir a verdadeira ductilidade do adesivo) é o de torção, tendo em conta o referido acima, com um dispositivo adequado consegue-se evitar concentrações de tensões, logo, resultados mais exatos.

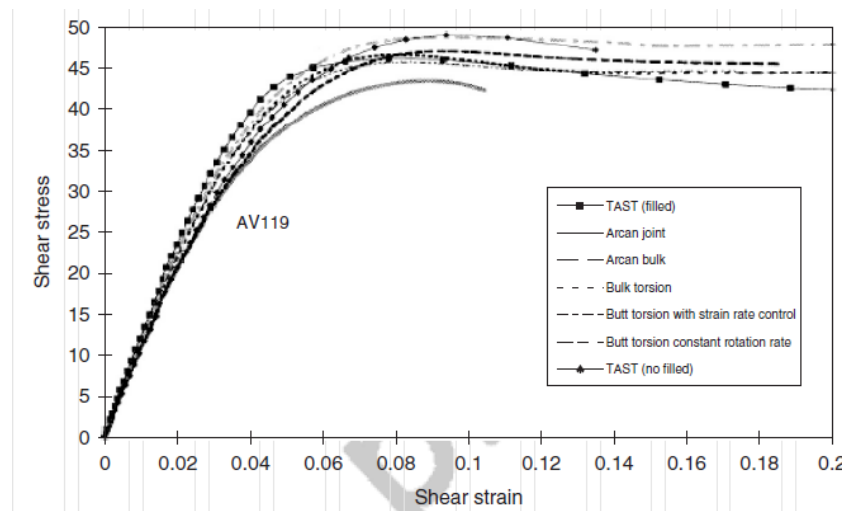


Figura 13- Curvas de tensão-deformação dos vários testes para medir a resistência ao corte [1]

2.2 Máquinas de torção comerciais

Existem no mercado vários fabricantes de máquinas para ensaios de torção, distinguindo-se entre eles a *Instron*®, *Zwick*® e a *MTS*®. Sabe-se que por norma, o valor comercial de uma máquina para ensaios de tração, não fica abaixo dos 35000 euros. Não tendo acesso aos preços das máquinas para ensaios de torção, espera-se que as mesmas se situem na mesma gama de preços, ou até mesmo de preço superior, sendo estas menos comuns de se utilizarem.

Os dispositivos desenvolvidos pelos fabricantes acima referidos têm na sua generalidade como objetivo as seguintes áreas de aplicação [3]:

- Teste de plásticos;
- Teste de fios de aço;
- Teste de material biomédico;
- Parafusos;
- Molas;

Uma das bancas comerciais, *INSTRON*®, para análise da resistência ao corte de materiais, é apresentada na **Figura 14**.

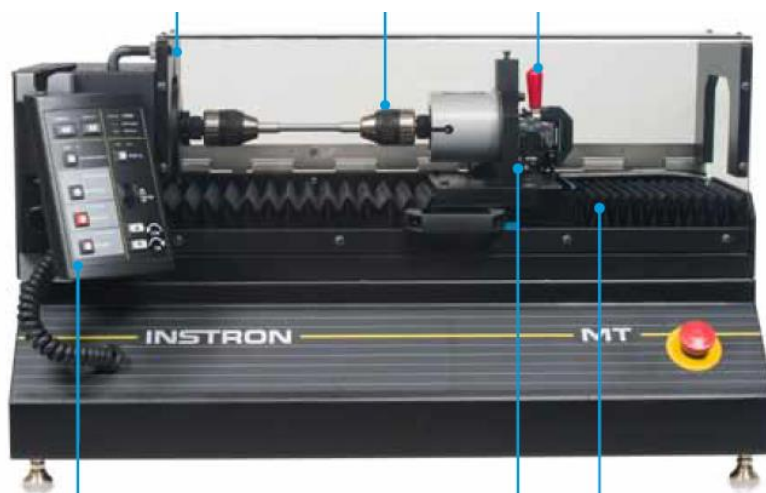


Figura 14- Modelo *MT MicroTorsion Series* da *INSTRON*® [3]

Sendo máquinas disponíveis no mercado, estas são construídas tendo em conta uma vasta gama de consumidores. Não se trata de máquinas específicas, mas sim abrangentes, para aumentar os proveitos comerciais das mesmas, havendo mesmo necessidade de se alterar a célula de carga consoante o binário que se pretende aplicar.

Algumas das características que se podem encontrar neste tipo de máquinas são: a utilização de duas guias lineares, promovendo alta rigidez torsional e baixo atrito na unidade móvel e a opção de aplicar carga axial nos provetes. No entanto, existe a necessidade de criação de uma máquina para ensaios de torção específica para a análise de adesivos estruturais. Os resultados obtidos na análise da resistência ao corte de adesivos são sensíveis a cargas axiais, necessitando-se de uma solução construtiva torcionalmente rígida com capacidade de “aliviar” o provete de cargas indesejáveis. Tendo em conta o preço no mercado de tais dispositivos, não deixa de ser menos importante a poupança executada com a construção/desenvolvimento de um novo dispositivo.

2.2.1 Historial na FEUP

No princípio da década de 90 foi desenvolvido o chamado torsiómetro na FEUP, com o objetivo de medir a resistência de rolhas de cortiça à torção. Em meados da década, esse dispositivo foi considerado como uma referência para a norma ISO que estava a ser elaborada, tendo feito parte da comissão o investigador principal, Fernando Oliveira, pessoa responsável pelo projeto do torsiómetro [4].

O projeto inicial, totalmente mecânico, foi sofrendo alterações ao longo do tempo para permitir instalar vários sensores de binário. Na época o equipamento (**Figura 15**) foi um grande êxito, sendo que, para o propósito que se pretende nesta tese, a máquina não tem as características necessárias, não deixando esta de ser uma referência no desenvolvimento de máquinas para ensaios de torção.



Figura 15- Torsiómetro FEUP

A adaptação deste dispositivo para o ensaio de adesivos, a nível mecânico, não é viável tendo em conta a construção que este apresenta, possuindo uma rigidez axial da cadeia cinemática muito elevada não havendo possibilidade de aproveitar a estrutura.

2.2.2 Outros dispositivos

No website www.egitron.pt pode ser consultada algumas bancas de ensaios de torção, utilizadas para diferentes finalidades. A **Figura 16** apresenta um dos dispositivos, que tem como objetivo medir o binário no desenvolvimento e fabricação de componentes rotativos [5].



Figura 16- Banca para a medição de binários da *Egitron®* [5]

3 Princípio de funcionamento mecânico

Tendo em conta a finalidade da máquina de ensaios de torção desenvolvida, apresenta-se neste capítulo a solução final alcançada. Apresentam-se as condicionantes que conduziram à solução encontrada, referindo o objetivo da cadeia cinemática adotada e a vantagem na sua utilização para a medição experimental da resistência ao corte de adesivos estruturais.

Os problemas encontrados no decorrer do projeto levaram a constantes alterações para preservar os objetivos pretendidos da máquina, essenciais para o seu correto funcionamento. Alguns problemas, de maior importância, são referidos neste ponto do trabalho, e a respetiva solução encontrada para contornar os mesmos é justificada.

O provete é um componente da cadeia cinemática e as suas características têm influência na tomada de decisões aquando do projeto da máquina. A primeira abordagem feita é sobre o provete, responsável pelas primeiras deliberações, continuando com uma explicação da restante solução de forma lógica.

Do ponto de vista do controlo, é importante que a cadeia cinemática seja o mais rígida possível (ou torcionalmente rígida), para que os diferentes modos de vibração não influenciam o controlo do sistema. Pretende-se, portanto, que a rigidez mínima seja a do elemento a ser testado, de forma a ser possível seleccionar e ajustar um controlador apropriado. Este estudo torna-se mais complicado quando são consideradas diferentes dinâmicas [2].

3.1 Cadeia cinemática

A **Figura 17** apresenta do lado esquerdo a máquina numa vista tridimensional e do lado direito uma vista de corte, 2D, para mostrar componentes que não são perceptíveis na primeira. Coloriram-se as peças principais, com o intuito de as destacar, sendo que, naturalmente, este não será o aspeto da construção executada.

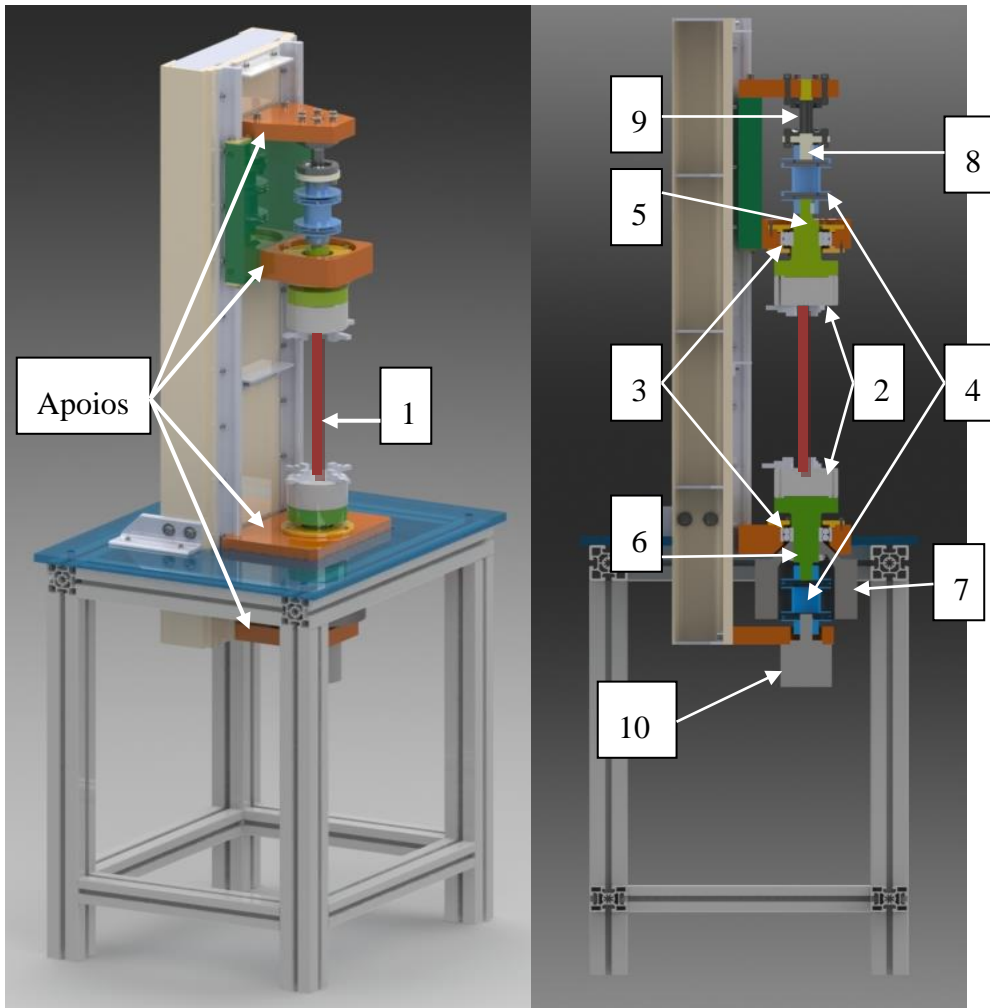


Figura 17- Máquina em vista isométrica (esquerda) e em corte (direita)

A cadeia cinemática é constituída pelas seguintes peças:

- 1-Provete
- 2-Buchas
- 3-Rolamentos
- 4-Acoplamento torcionalmente rígido

- 5-Veio de ligação bucha-acoplamento superior
- 6-Veio de ligação bucha-acoplamento inferior
- 7-Contrapeso
- 8-Flange de ligação transdutor de binário-acoplamento
- 9-Transdutor de binário
- 10-Servomotor+reductor

Existem semelhanças entre a cadeia cinemática situada na parte superior da máquina (zona móvel) e a parte inferior, onde se situa o motor e reductor. As diferenças existentes são justificadas posteriormente.

Os construtores de máquinas para ensaios de torção apresentam, normalmente, bancas de eixo horizontal. No entanto, a escolha efetuada de determinados componentes (rolamentos e acoplamentos torcionalmente rígido), realizada com vista a compensar desalinhamentos da cadeia cinemática que levam ao aparecimento de tensões no adesivo, promovia, se situados na horizontal, a flexão do provete originada pelo peso próprio dos componentes. Para resolver esse problema, decidiu-se alinhar a solução construtiva na vertical, solucionando-se esta dificuldade.

Algumas das peças adquiridas em fornecedores não possuem modelos tridimensionais exatos, tendo-se modelado uma representação puramente esquemática dos mesmos, preservando as dimensões presentes nos catálogos. Pretende-se com estas modelações obter uma noção espacial desses componentes no seio dos restantes que foram projetados. São estes: os acoplamentos torcionalmente rígidos, as buchas, o reductor e o motor.

3.1.1 Provetes

Como já referido, os ensaios de torção são realizados em dois tipos de provetes (secção 2.1.8). A geometria dos provetes e suas dimensões são normalizadas para este tipo de ensaios, existindo a possibilidade destas variarem. Aquando do desenvolvimento do projeto, foi necessário entrar em linha de conta com esta especificação, tornando então a máquina mais versátil. Para tal utilizou-se um carro móvel do lado superior, que permite ajustar o afastamento entre buchas, adaptando a

máquina a diferentes comprimentos de provete. A gama de provetes que é possível testar tem comprimentos uteis variando entre 100 mm e 150 mm, e diâmetros entre 10 mm e 30 mm. Estes valores já foram referidos na secção 1.3.

A **Figura 18** apresenta a geometria do provete e suas dimensões. O substrato é por norma produzido em aço ou alumínio. De ter em atenção que a estas dimensões dizem apenas respeito a metade do substrato, não se considerando nesta figura a espessura do adesivo, que pode variar entre 0,2 e 2 mm.

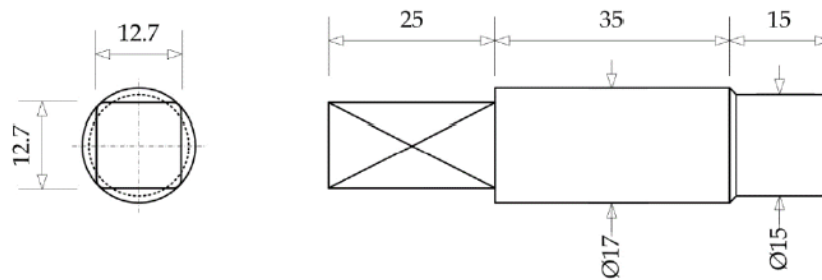


Figura 18- Geometria e dimensões de um provete (meio substrato com dimensões em mm) [6]

Existe a possibilidade de aparecerem desvios geométricos e dimensionais no provete, tanto resultantes do processo de fabrico do mesmo, já que não estão definidos toleranciamentos, bem como por erros induzidos aquando da colagem do substrato topo a topo. É importante encontrar uma solução que permita absorver tais defeitos, impedindo o aparecimento de tensões normais superiores a 1 MPa.

3.1.2 Buchas

Feita a análise da geometria e dimensões do provete, foi possível encontrar uma solução para a amarração do mesmo. Teve-se em consideração para a escolha das buchas determinadas condições, entre elas, o preço, o afastamento máximo e mínimo dos grampos, e a capacidade das mesmas impedirem deslizamento do provete transmitindo eficazmente o binário de ensaio. As buchas de grampos são particularmente adequadas à função pretendida por possuírem elevada rigidez estrutural.

Na **Figura 18**, onde se apresenta as dimensões e a geometria do provete, constata-se que a zona de amarração tem secção quadrada, sendo assim necessário recorrer a uma bucha com quatro grampos de aperto. Nestas condições, garante-se a não ocorrência de deslizamento relativo entre grampos e provete aquando da aplicação de um binário, impedindo assim erros de leitura da deformação angular do adesivo.

Pesquisou-se no mercado, empresas capazes de fornecer tal solução, resultando nas duas seguintes: *Rohm*® e *Proxxon*®. As duas apresentam soluções muito similares recaindo a escolha sobre esta última, apresentando preços muito mais competitivos. O preço da aquisição de duas unidades fixou-se nos 680 € [7], valor consideravelmente inferior à da sua concorrente, 1000 € por cada unidade (valor arredondado).

Na **Figura 19** apresenta-se a bucha escolhida, existindo pouca informação disponível sobre a mesma, tendo em conta que a sua principal função é a sua aplicação num torno construído pela *Proxxon*®, PD400.



Figura 19- Bucha *Proxxon*® PD400 [7]

A bucha possui as seguintes dimensões e características: Peso (3,1 kg), diâmetro exterior (100 mm), largura (50 mm), número de dentes (4), abertura dos dentes, diâmetro (70 mm) e profundidade (3 mm) da flange de centragem. Esta bucha possui a característica de ser autocentrante, garantindo assim a centragem do provete na mesma [8].

3.1.3 Rolamentos

Os dois apoios situados no centro da cadeia cinemática resultam da necessidade de apoiar as buchas. No entanto, estes têm de permitir mais do que um grau de liberdade do veio de ligação das buchas ao acoplamento torcionalmente rígido. Deseja-se que o veio possa corrigir a sua posição, tendo em conta o possível desalinhamento entre os extremos do provete. Com esta solução cumpre-se o objetivo de impedir o aparecimento de outros esforços no adesivo, que não de torção (**Figura 20**).



Figura 20- Esquema representativo da auto compensação do rolamento [10]

A utilização de rolamentos autocentrantes de esferas, com atrito inferior aos de rolo, permite a compensação desejada. Este tipo de rolamentos permite a oscilação de aproximadamente 4° em relação à posição central [9].

Estando a máquina posicionada na vertical, é obrigatório que o centro de massa da garra juntamente com o veio de ligação esteja situado abaixo dos rolamentos, daí a utilização de um contra peso na parte inferior da cadeia cinemática. Assim, evita-se que a bucha inferior constitua um pêndulo invertido com comportamento instável.

Os esforços que aparecem nos rolamentos são exclusivamente axiais, originados pelo peso dos componentes. Tendo em conta o valor das cargas que irão aparecer, o dimensionamento dos rolamentos foi apenas condicionado pela geometria do veio de ligação bucha-acoplamento torcionalmente rígido, que possui um diâmetro de 40 mm onde o rolamento é acondicionado.

Consultando o catálogo de rolamentos *FAG* [9], apresenta-se para o diâmetro interior de 40 mm, dois diâmetros exteriores, d_e , (80 mm e 90 mm) e três larguras, B , (18 mm, 23 mm e 33 mm) esta ultima, 33 mm, apenas disponível para o diâmetro exterior maior. Optou-se pelo d_e mais compacto, 80 mm, e pelo maior B para esse caso, 23 mm, pois é recomendado a utilização da maior largura sempre que possível.



Figura 21- Rolamento *FAG* 2208 [11]

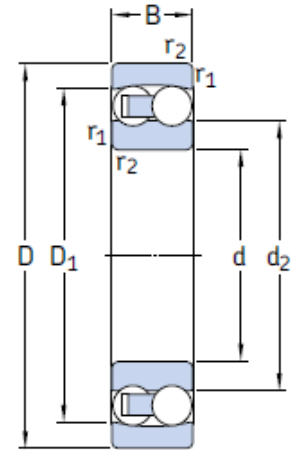


Figura 22- Desenho de definição do rolamento [10]

A referência *FAG* da escolha é 2208 (**Figura 21**). Na **Tabela 1** e **Tabela 2** apresentam-se as características do rolamento com ajuda esquemática das **Figura 22** e **Figura 23**.

Tabela 1- Características do rolamento 2208 [10]

d	D	B	m
mm	mm	mm	kg
40	80	23	0,51

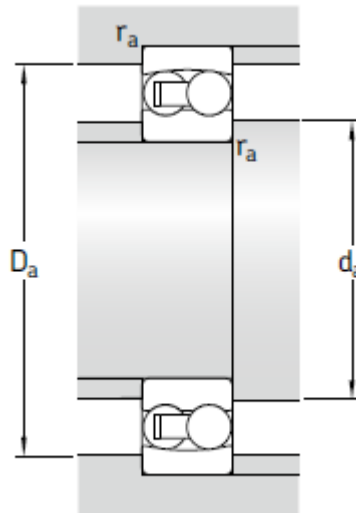


Figura 23- Esquema de definição para montagem do rolamento [10]

Tabela 2- Características de montagem do rolamento 2208 [10]

d_2	D_1	$r_{1,2}$	$d_a \text{ min}$	$D_a \text{ máx}$	$r_a \text{ máx}$
mm	mm	mm	mm	mm	mm
52,4	71,6	1,1	47	73	1,1

3.1.4 Acoplamento torcionalmente rígido

Os acoplamentos presentes na máquina permitem acomodar desalinhamentos, resultantes de erros de centragem na montagem/construção da banca, bem como permitir a acomodação das buchas numa nova posição aquando do decorrer do ensaio. Sem estes acoplamentos, os rolamentos autocentrantes não teriam qualquer efeito. A ligação direta do veio de ligação ao transdutor ou ao redutor seria rígida, impedindo o efeito desejado. Esta constatação também é válida se não existisse capacidade por parte dos rolamentos em ajustarem-se. Assim, estes dois componentes apenas produzem os efeitos desejados se forem utilizados em simultâneo para esta solução construtiva.

Efetou-se uma pesquisa para encontrar um acoplamento que permitisse a compensação de eventuais desalinhamentos, permanecendo rígido à torção. Uma solução encontrada foi a gama *ARPEX* da *Siemens® FLENDER Couplings* [12]. Este tipo de acoplamento vai de encontro ao descrito acima, assim, nas **Figura 24**, **Figura 25** e **Figura 26** observam-se as três categorias de desalinhamento absorvido por esta gama.

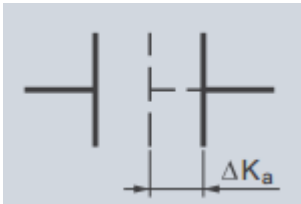


Figura 24-
Desalinhamento axial
[12]



Figura 25- Desalinhamento
angular [12]

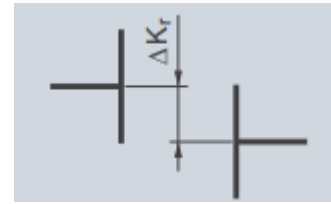


Figura 26-
Desalinhamento
radial [12]

A fixação axial do acoplamento ao veio é conseguida por um parafuso sem cabeça, cuja extremidade atua sobre a face superior da chave de ligação. Este acoplamento é construído em aço de alta qualidade sendo os diafragmas em aço duro inoxidável, CrNi [12]. Na **Figura 27**, pode ver-se o componente em questão e os diferentes elementos que o constituem.

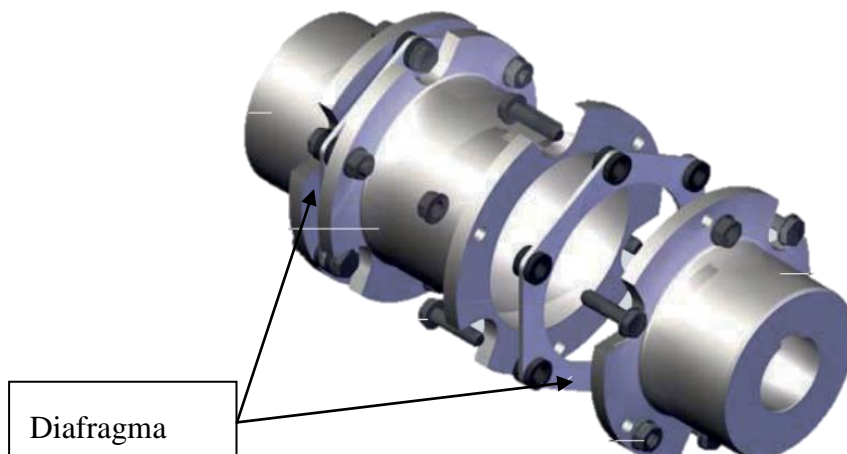


Figura 27- Acoplamento *ARPEX RS-6 Series 78-6* em vista explodida [12]

A utilização dos diafragmas, como representado na **Figura 27**, permite que estes possam fletir na direção perpendicular ao plano dos mesmos, sendo que permanecem torcionalmente rígidos, sofrendo poucas deformações aquando da aplicação de um momento torsor.

Considerando o binário máximo (60 Nm) a que estará submetido este componente para ensaios estáticos, optou-se após consulta do catálogo [12], pelo *ARPEX ARS-6 Series 78-6* do tipo *NEN*. Esta configuração permite ainda a montagem e desmontagem sem haver a necessidade de se mover as unidades que se situam atrás e a frente, por remoção do troço central do acoplamento. Na **Tabela 3**, apresenta-se essa mesma informação.

Tabela 3- Propriedades do acoplamento *ARPEX RS-6 Series 78-6* [12]

<i>DA</i>	$T_{máx}$ Nm	$T_{máx}$ <i>Fadiga</i> Nm	$^{\pm}\Delta K_a$ mm	$^{\pm}\Delta K_w$	$^{\pm}\Delta K_r$ mm	k MNm/rad
76-6	320	85	1,1	0,7°	12,1	0,05

Os valores ΔK_a , ΔK_w e ΔK_r são máximos e não devem ocorrer ao mesmo tempo, (ver **Tabela 4**).

Tabela 4- Valores máximos de desalinhamento permitidos [12]

Angulo de desalinhamento permitido $^{\pm}\Delta K_w$							
0,0°	0,1°	0,2°	0,3°	0,4°	0,5°	0,6°	0,7°
Desalinhamento axial permitido $^{\pm}\Delta K_a$ em mm							
1,10	0,94	0,79	0,63	0,47	0,31	0,16	0,00

Apresentam-se as dimensões do *ARPEX* na **Tabela 5**, correspondentes às indicadas na **Figura 28**. Utilizaram-se se esses valores para modelar através do *software Solidworks 2013*®, um elemento representativo do acoplamento.

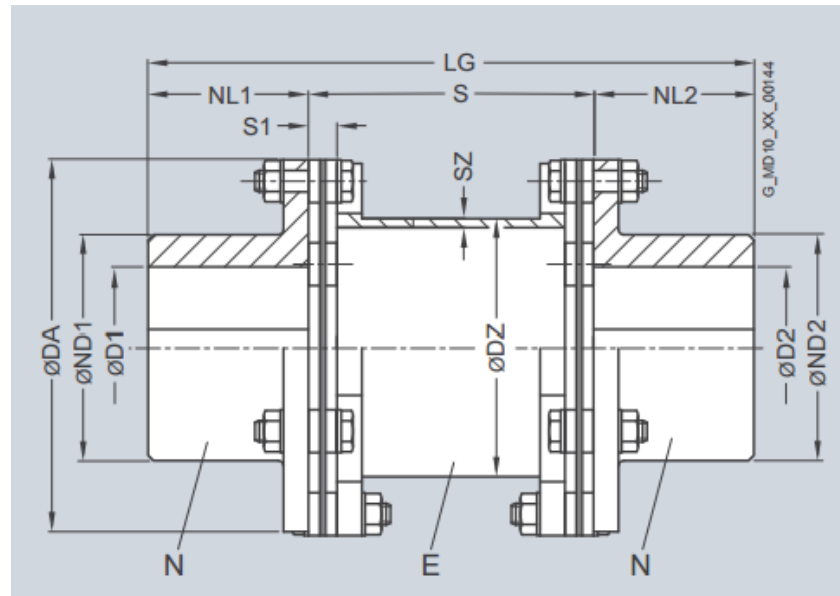


Figura 28- Desenho de definição do acoplamento *ARPEX RS-6 Series 78-6* [12]

Tabela 5- Dimensões do acoplamento *ARPEX RS-6 Series 78-6* [12]

$D1_{máx}$	$D2_{máx}$	$ND1$	$ND2$	DZ	SZ	$NL1/NL2$	$S1$	S	J	m
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kgm ²	kg
28	28	39	39	45	2.5	30	8	55	0,001	1,2

O acoplamento *ARPEX* utilizado na parte superior da cadeia cinemática tem nos seus dois extremos um diâmetro $D1$ e $D2$ de 20 mm; o utilizado na parte inferior tem como $D1$ 28 mm e $D2$ igual a 19 mm.

Apesar dos rolamentos permitirem rotações até 4°, esta será limitada pela adaptação angular, inferior, do acoplamento.

3.1.5 Veio de ligação bucha-acoplamento

A ligação entre a bucha e o acoplamento é promovida por um veio. Apesar de tanto o veio situado no carro móvel como o utilizado do lado do motor + reduto, servirem o mesmo propósito, as suas geometrias divergem como se pode verificar na **Figura 29** e **Figura 30**.



Figura 29- Veio de ligação bucha-acoplamento superior

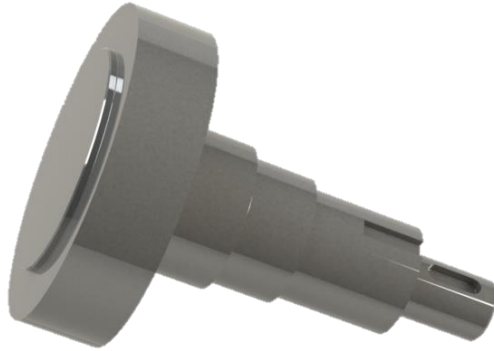


Figura 30- Veio de ligação bucha-acoplamento inferior

Esta divergência deve-se à necessidade de acoplar um contrapeso no veio que liga a bucha inferior, isto porque, o centro de massa do conjunto veio-bucha situa-se acima do rolamento, tornando-se um pêndulo instável.

Para melhor perceber o funcionamento e justificar a geometria empregue para cada veio, exibem-se as **Figura 31** e **Figura 32**. Para mais uma vez distinguir os componentes presentes, utilizaram-se cores para um melhor contraste.

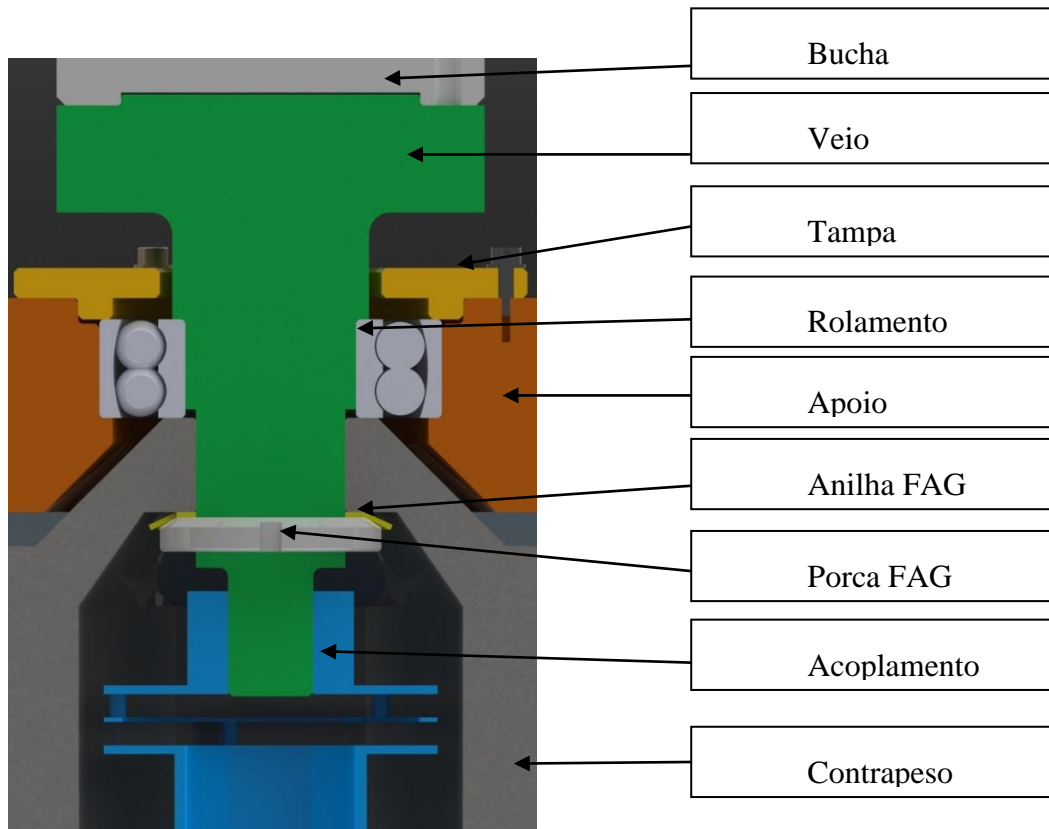


Figura 31- Vista em pormenor do veio de ligação inferior

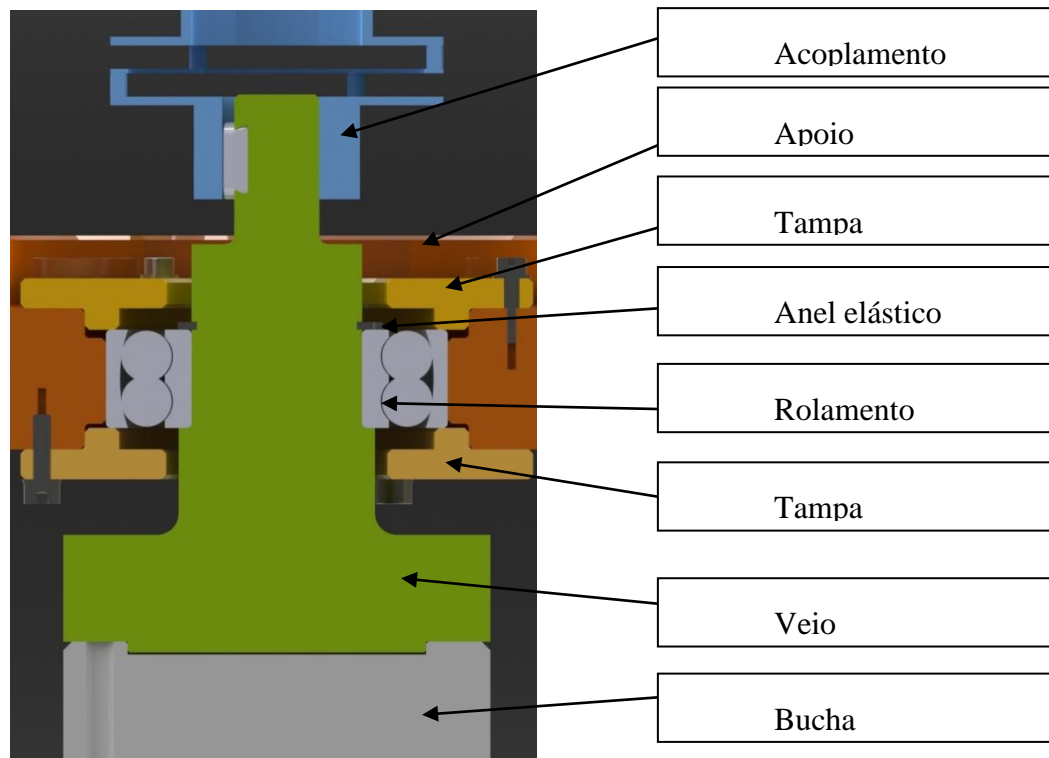


Figura 32- Vista em pormenor do veio de ligação superior

Nos dois veios a zona de ligação à bucha é a mesma, com um diâmetro exterior igual ao da bucha, existindo um ressalto de centragem na mesma, seguindo-se uma diminuição de secção, não demasiada pronunciada para evitar concentrações de tensões. A principal preocupação foi criar um veio torcionalmente rígido, diminuído assim, as deformações do mesmo quando sujeito a cargas torsionais. Sendo o intuito da máquina a medição experimental, convém que assim se verifique.

Uma segunda diminuição de secção nos dois veios promove um batente para os rolamentos, este tem as dimensões de acordo com os valores apresentados na **Tabela 2**. O diâmetro dos veios onde se alojam os rolamentos, com esta configuração, é de 40 mm.

No caso do veio superior (**Figura 29**), decidiu-se utilizar um anel elástico (**Figura 34**) para que o rolamento ficasse devidamente posicionado, criando um rasgo no veio. Por último, existe uma ponta de veio com diâmetro de 20 mm, que permite efetuar a ligação ao acoplamento torcionalmente rígido, estando essa mesma ponta escatelada para alojar uma chaveta para transmitir o binário. A chaveta (**Figura 33**) utilizada nas duas situações é diferente, resultante da diferença do diâmetro de veio que aloja a mesma. No caso do veio superior a chaveta utilizada tem como designação: Chaveta paralela A 6h9 x 6 x 18 ISSO/R 773 [14], tipo A, largura de 6 mm, altura de 6 mm e comprimento de 18 mm. A chaveta utilizada no veio inferior: Chaveta paralela A 8h9 x 7h11 x 18 ISSO/R 773 [14]. As chavetas são ambas produzidas em aço DIN Ck 45 [14].

O veio de ligação utilizado para ligar a bucha inferior da máquina é mais complexo, devendo-se a necessidade de acoplar um contrapeso como já referido mais acima e como se pode observar na **Figura 31**. O contrapeso rosca no veio, ficando preso em posição com ajuda de uma anilha dentada [9] (**Figura 36**) e uma porca FAG [9] (**Figura 35**) com diâmetro interior de 35 mm, aproveitando o mesmo para prender o rolamento. Nessa zona, o veio é escatelado para alojar a anilha FAG. A ponta de veio que serve de ligação ao acoplamento é idêntica ao já descrito para o outro veio de ligação.

O material escolhido para a produção dos veios foi, após consulta do catálogo da *F.RAMADA* [15], um aço de construção com norma DIN Ck 45 que possui uma tensão limite de elasticidade de valor igual ou superior a 320 MPa. É referido no

catálogo que este material tem como uma das suas principais aplicações veios sujeitos à torção. Os desenhos de definição das duas peças podem ser consultados nos anexos *S* e *T*.

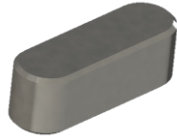


Figura 33- Chaveta tipo A



Figura 34- Anel elástico DIN 471-40x1,75 (série normal) Ck 45



Figura 35- Porca *FAG* KM7



Figura 36- Anilha *FAG* MB7

3.1.6 *Contrapeso*

A elaboração do contrapeso (**Figura 37**) revelou-se a solução mais simples e eficaz para suprimir a instabilidade presente na parte inferior da cadeia cinemática, originada pelo peso da bucha e do veio de ligação, estando o centro de massa desse conjunto acima do rolamento autocentrante.

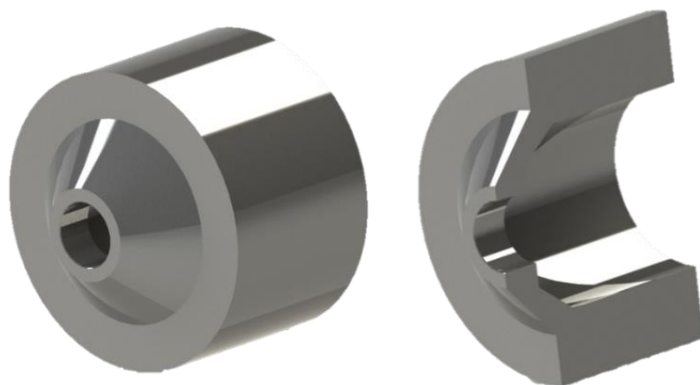


Figura 37- Contrapeso roscado no veio inferior

A falta de espaço presente entre o apoio do redutor e o apoio do rolamento para inserir o contrapeso levou à configuração que se apresenta nesta secção. Criou-se uma cavidade para poder alojar o acoplamento no seu interior, com um afastamento da parede adequado para evitar contacto com o *ARPEX* aquando das deformações do mesmo para compensar os desalinhamentos.

O contrapeso possui um rasgo para aceder ao parafuso sem cabeça, que atua sobre a face superior da chaveta do veio de ligação, mantendo em posição o acoplamento. Para garantir que o furo esteja alinhado com a chaveta aquando da montagem, será necessário colocar uma anilha de espaçamento na face de aperto do contrapeso.

Determinado o centro de massa do veio através do *Solidworks*®, situado a 31 mm da face de maior diâmetro, e assumindo que na garra o centro de massa se situa ao centro, procedeu-se ao cálculo do centro de massa do conjunto composto pelos dois elementos. Na **Figura 38** apresenta-se o centro de massa do veio de ligação inferior e da respetiva bucha, tendo-se considerado como ponto de origem a face da bucha. O ponto a preto indica a distância a que se situa o centro do rolamento, eixo de rotação, pretende-se que o centro de massa de todo o conjunto fique para além do ponto assinalado a vermelho para garantir a estabilidade do conjunto.

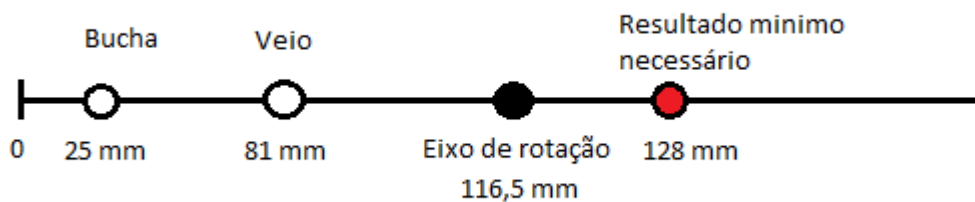


Figura 38- Posição do centro de massa do veio de ligação inferior e da bucha inferior

Feitas as considerações acima e posicionando o sistema de eixos no início da bucha obtemos, tomando x_i como o centro de massa de cada elemento e X o do conjunto:

$$X \times M = \sum x_i m_i \quad [16] \quad (1)$$

A largura da garra é igual a 50 mm

$$x_{veio} = 31 + 50 = 81 \text{ mm}$$

$$m_{veio} = 2,5 \text{ kg}$$

$$x_{bucha} = \frac{50}{2} = 25 \text{ mm}$$

$$m_{bucha} = 3,1 \text{ kg}$$

Obtém-se:

$$X = 50 \text{ mm}$$

Verifica-se que X é inferior aos 128 mm. Acrescentado o contrapeso, o centro de massa do conjunto veio + contrapeso situa-se conforme apresentando na **Figura 39**.

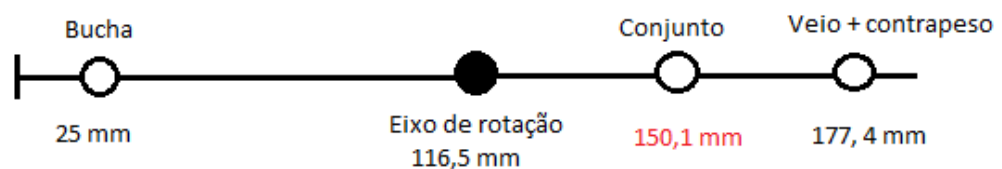


Figura 39- Posição do centro de massa veio de ligação + contrapeso

X passa a tomar como novo valor:

$$x_{veio+contrapeso} = 127,4 + 50 = 177,4 \text{ mm}$$

$$m_{veio+contrapeso} = 14,2 \text{ kg}$$

$$x_{bucha} = \frac{50}{2} = 25 \text{ mm}$$

$$m_{bucha} = 3,1 \text{ kg}$$

$$X = 150,1 \text{ mm}$$

Com o acrescentar deste componente consegue-se com esta solução desviar a posição do centro de massa para além dos 128 mm, garantindo o alinhamento na vertical da bucha inferior. Os desenhos de definição encontram-se no anexo R. O material adotado para a construção deste componente foi o aço DIN Ck 45. Este é um material que irá ser utilizado em algumas peças da máquina e sendo que o contrapeso não estará sujeito a qualquer tipo de esforços, a sua escolha foi puramente económica.

3.1.7 Flange de ligação transdutor de binário – acoplamento (ARPEX)

A ligação do transdutor de binário ao resto da cadeia cinemática é proporcionado por um veio escatelado, onde é inserida uma chaveta (**Figura 33**) que permite transmitir o binário do acoplamento torcionalmente rígido e uma flange, aparafusada ao transdutor, **Figura 40**. O material utilizado é igual ao apresentado para os veios de ligação com uma tensão de cedência igual ou superior a 320 MPa.

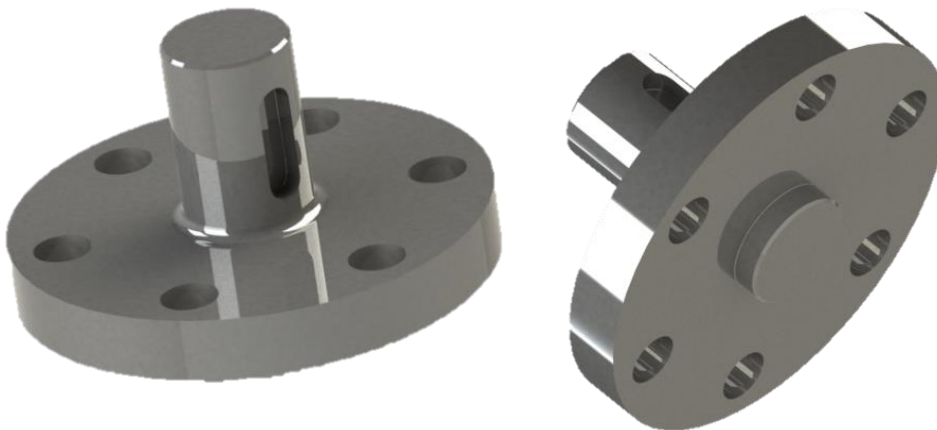


Figura 40- Flange de ligação transdutor de binário-acoplamento

A ligação da flange ao transdutor de binário é proporcionada por seis parafusos CHC ISO 4762-M8x35-8.8 [17] e anilhas ISO 7089-M8-A140 [17] (**Figura 41**). O comprimento escolhido para o parafuso é normalizado, tendo este sido escolhido observando as dimensões das flanges e espessura da anilha por forma a roscar na totalidade da rosca presente no transdutor de binário. No anexo *K* apresentam-se os desenhos de definição.

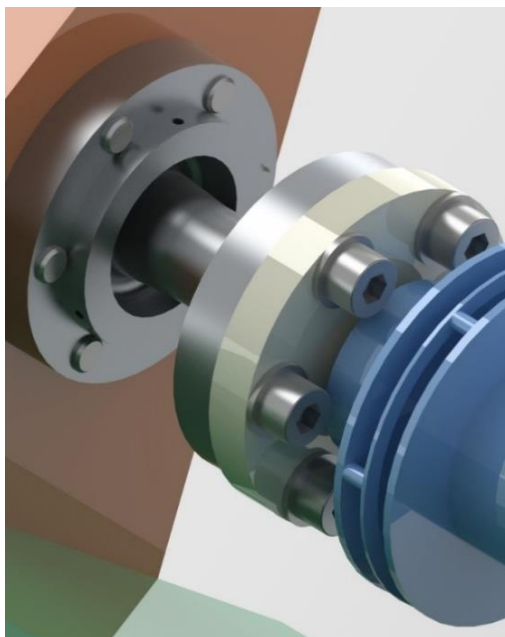


Figura 41- Pormenor da ligação da flange do transdutor

3.1.8 Transdutor de binário

O estudo da geometria e do comportamento mecânico do transdutor de binário foi realizado na outra parte do desenvolvimento da máquina “*Conceção e automatização de um sistema para ensaios de resistência a torção de juntas adesivas*” [2].

O binário mantém-se teoricamente constante ao longo da cadeia de transmissão, existindo na realidade reduzidas perdas por atrito nos rolamentos ($\mu_c=0,0008$). O transdutor estaria então sujeito às mesmas deformações relativas se colocado em qualquer posição no sistema. No entanto, devido aos cabos de ligação elétrica do transdutor de binário para transmitir as deformações lidas nos extensómetros posicionados no transdutor de binário, é conveniente que este não esteja sujeito a

grandes rotações. O encastramento de uma das flanges, através de parafusos, permite que seja lido o binário a que está sujeito o sistema sem que o corpo do transdutor “rode”, tornando-se a posição mais conveniente para este.

Na **Figura 42**, apresenta-se o aspeto final do componente, tendo já sido produzido, possuindo uma rigidez torsional de 10000 Nm/rad.

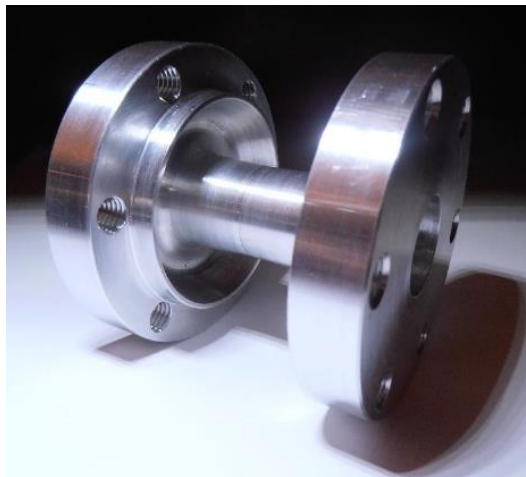


Figura 42- Transdutor de binário

3.1.9 Servomotor + Redutor

A atuação mecânica é realizada por um servomotor, *Parvex NX 310EAPR7301* [18], e por um redutor planetário, *Parvex GE3N216R0401* [19]. Tal como para o caso do transdutor estes equipamentos foram escolhidos na outra parte da conceção deste projeto, apresentando-se alguma das suas características.

- Servomotor *Parvex NX 310EAPR7301*
 - Veio cilíndrico com chaveta paralela;
 - Binário em contínuo a baixa velocidade - 2 Nm;
 - Binário máximo (pico) - 6,6 Nm;
 - Velocidade de rotação quando alimentado a 230 V – 2300 rpm.
- Redutor *Parvex GE3N216R0401*
 - Redução 216:1 – três andares;
 - Binário máximo – 80 Nm;
 - Veio de saída com chaveta paralela A ISO/R 773 6 x 6 x 25-St.

A ligação do motor ao redutor é proporcionada por intermédio de uma luneta e acoplamento rígido Huco [20]. O redutor está fixo a um apoio situado no fundo da base. O redutor é posicionado através de uma flange e preso pelo intermédio de parafusos no apoio. Estando os dois elementos de atuação posicionados no interior da mesa, evita-se que estes estejam exposto, diminuindo o risco de se danificarem.

Nas **Figura 43** e **Figura 44** visualizam-se, respetivamente o servomotor e o redutor planetário.



Figura 43- *Parvex NX 310EAPR7301* [18]



Figura 44- *Parvex GE3N216R0401* [19]

3.2 Apoios

Existe um total de quatro apoios no sistema desenvolvido, dois deles onde se inserem os rolamentos que dão apoio às buchas e outros dois que servem de encastramento, situados nos extremos, tanto para o redutor como para o transdutor de binário.

3.2.1 Apoio-Transdutor

O apoio utilizado para encastrar o transdutor é posicionado através de dois pinos cilíndricos ISO 2338-6m6 x 30 – A1 [14] no carro móvel, ajustando-se no apoio com aperto (P6/m6) e com guiamento no carro (G6/m6). Estando o pino preso por aperto no apoio, é possível a sua desmontagem tendo em conta que o furo é passante no apoio e por consequência existe fácil acesso ao pino para retirá-lo. Posteriormente, com

ajuda de dois parafusos CHC ISO 4762-M8x45-8.8 [17] e duas anilhas ISO 7089-M8-A140 [17] é mantido o apoio em posição, como se ilustra na **Figura 48**. O comprimento do parafuso foi escolhido por forma a roscar pelo menos vez e meia o seu diâmetro no carro móvel.

A flange utilizada para posicionar o transdutor de binário para de seguida ser fixado através de seis parafusos CHC 4762-M8x45-8.8 [17] e seis anilhas ISO 7089-M8-A140 [17], é proporcionada através de um veio (**Figura 47**) mantido em posição com um anel elástico [17] (**Figura 46**). Com o método adotado, é possível poupar material e permitir uma maquinagem mais simples, bem como garantir um melhor posicionamento da flange. As **Figura 45** e **Figura 48** ilustram o referido acima.

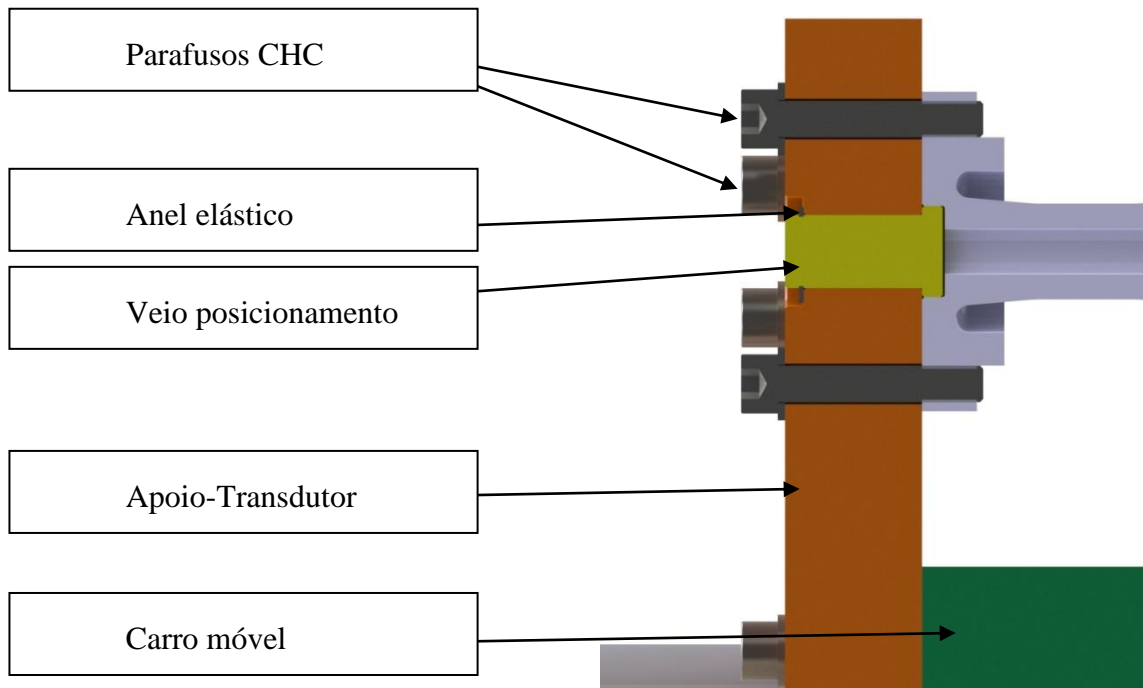


Figura 45- Pormenor da ligação do transdutor ao apoio



Figura 46- Anel elástico DIN 471-16x1
(série normal)



Figura 47- Veio de posicionamento

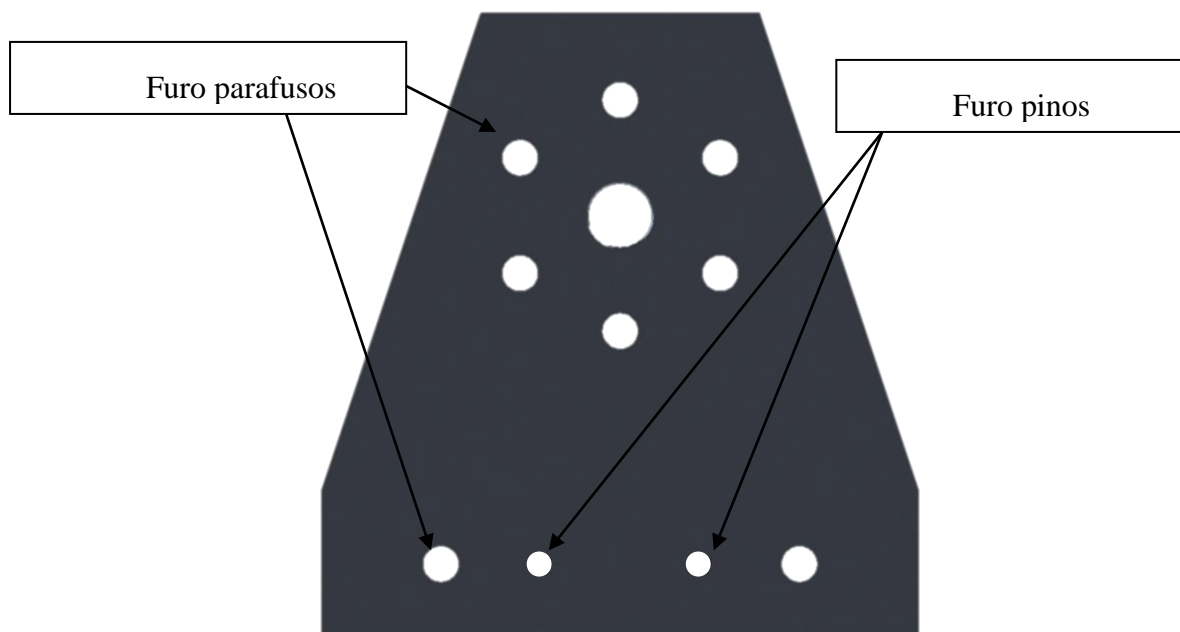


Figura 48- Apoio-Transdutor

Pretende-se diminuir dentro dos possíveis o peso total do carro móvel, diminuindo assim a sua inércia permitindo uma melhor resposta do mesmo durante o ensaio, reduzindo o efeito de tração no adesivo devido a compressão do provete. Assim, o material adotado para a construção deste apoio foi a liga de alumínio EXTREME-7XXX, designação dada pelo fornecedor [21], comparável a um alumínio com norma EN AW-2017 T4. O EXTREME-7XXX possui uma densidade inferior a do aço bem como uma boa maquinabilidade e uma resistência média à corrosão. Pode consultar-se as características mecânicas na **Tabela 6**. Os anexos *P* e *J* apresentam os desenhos técnicos do apoio e veio de posicionamento, respetivamente.

Tabela 6 - Características mecânicas do alumínio EXTREME-7XXX [21]

CARACTERISTICAS	VALOR	UNIDADES
PESO ESPECIFICO	2,77	g/cm ³
MÓDULO DE ELASTICIDADE	72000	MPa
MÓDULO DE RIGIDEZ	26900	MPa
TENSÃO DE RUTURA	340	MPa
TENSÃO LIMITE ELASTICO	300	MPa
DUREZA BRINELL	115	HB

3.2.2 Apoio-Bucha superior

Tal como para o caso anterior, este apoio é posicionado através de dois pinos cilíndricos ISO 2338-6m6 x 30 – A1, ajustando-se no apoio com guiamento (G6/m6) e com aperto no carro (P6/m6) [14]. Este é fixado ao carro móvel por intermédio de dois parafusos CHC ISO 4762-M8x50-8.8 [17] e duas anilhas ISO 7089-M8-A140 [17], tendo o comprimento do parafuso sido escolhido para roscar pelo menos vez e meia o seu diâmetro no apoio. A **Figura 49** identifica os furos realizados, tanto para os pinos como para os elementos de fixação.

O posicionamento da pista exterior do rolamento no apoio é assegurado pelas tampas como se pode ver na **Figura 32**. Estas são presas com ajuda de três parafusos CHC ISO 4762-M4x16-8.8 [17] e três anilhas ISO 7089-M4-A140 [17], roscando pelo menos vez e meia o seu diâmetro no apoio.

Aqui também, e pelos motivos referidos acima, o apoio é construído em alumínio EXTREME-7XXX e os respetivos desenhos podem ser consultados no anexo *O*.

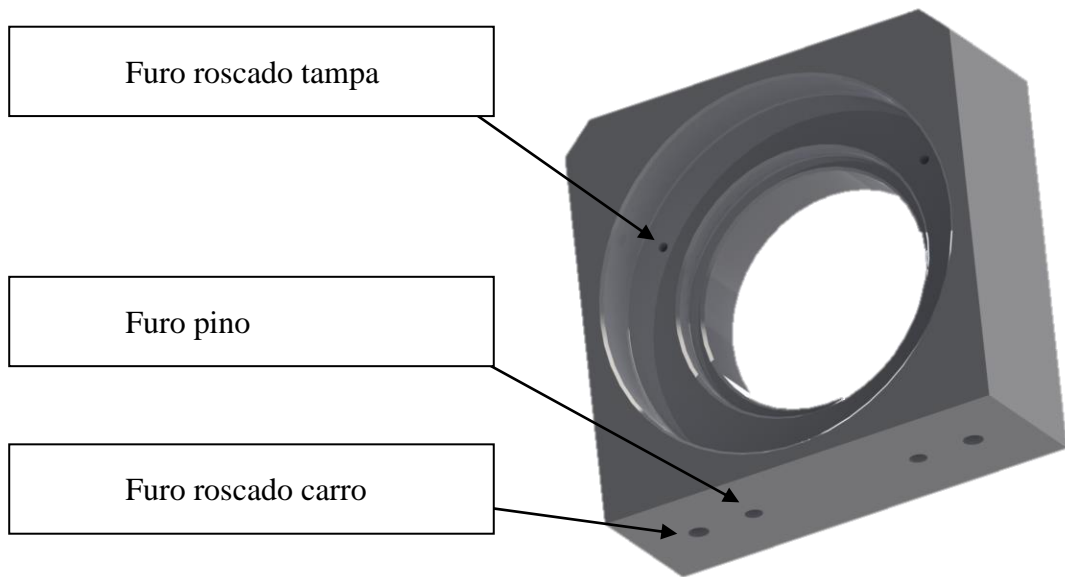


Figura 49- Apoio-Bucha superior

3.2.3 Apoio-Bucha inferior

Nesta situação, o apoio (**Figura 50**) é posicionado diretamente em cima das guias, picadas por um parafuso HC ISO 4029-M6x20-A1 [17] para fixar o apoio. Esta solução permite garantir uma maior coaxialidade entre os apoios que suportam as buchas, que por consequência leva a garantia de um melhor alinhamento do provete.

Para este apoio, o material utilizado será um aço de construção ao carbono com a norma DIN Ck 45, isto porque, o seu preço é mais acessível de que no caso do alumínio, não havendo preocupação com o peso visto ser uma peça fixa da máquina.

Consultando mais acima a **Figura 31**, pode ver-se que o próprio apoio serve de batente para uma das faces da pista exterior do rolamento. Com ajuda de uma tampa, garante-se o posicionamento da pista exterior do rolamento. A tampa é aparafusada, como para o caso acima descrito, com ajuda de três parafusos CHC ISO 4762-M4x12-8.8 [17] e três anilhas ISO 7089-M4-A140 [17]. Sendo o apoio construído em aço, o comprimento do parafuso foi escolhido para roscar pelo menos uma vez o seu diâmetro no apoio. Consultar o anexo *U* onde se apresenta o desenho técnico.

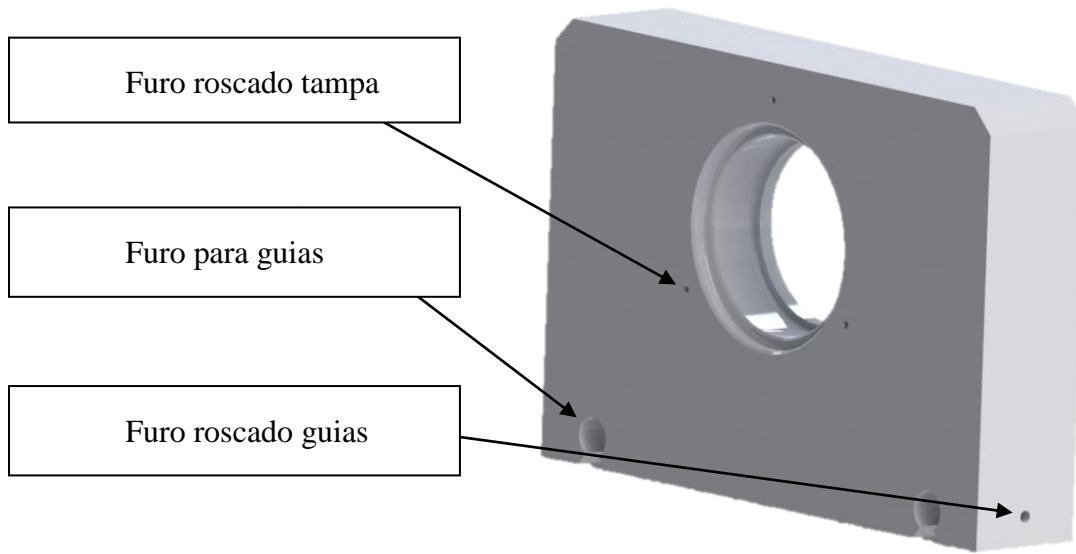


Figura 50- Apoio-Bucha inferior

3.2.4 Apoio-Redutor

O apoio que serve de sustentação para o redutor é ligado diretamente à base. Mais uma vez são utilizados dois pinos cilíndricos, ISO 2338-6m6 x 20 – A1, ajustando-se no apoio com guiamento (G6/m6) e com aperto na base (P6/m6) [14], para posicionar o mesmo e dois parafusos CHC ISO 4762-M8x25-8.8 [17] e duas anilhas ISO 7089-M8-A140 [17] para a sua fixação (**Figura 51**). O parafuso possui um comprimento que lhe permite roscar pelo menos uma vez o seu diâmetro no apoio.

Rasgaram-se furos para que a cabeça do parafuso CHC fosse acomodada, diminuindo o comprimento dos mesmos. Pelo motivo citado para o apoio-bucha inferior, o material utilizado será o aço com norma DIN Ck 45.

O diâmetro do furo principal do apoio é de igual valor ao da flange do transdutor, 100 mm. No anexo *N* pode ser consultado o desenho técnico.

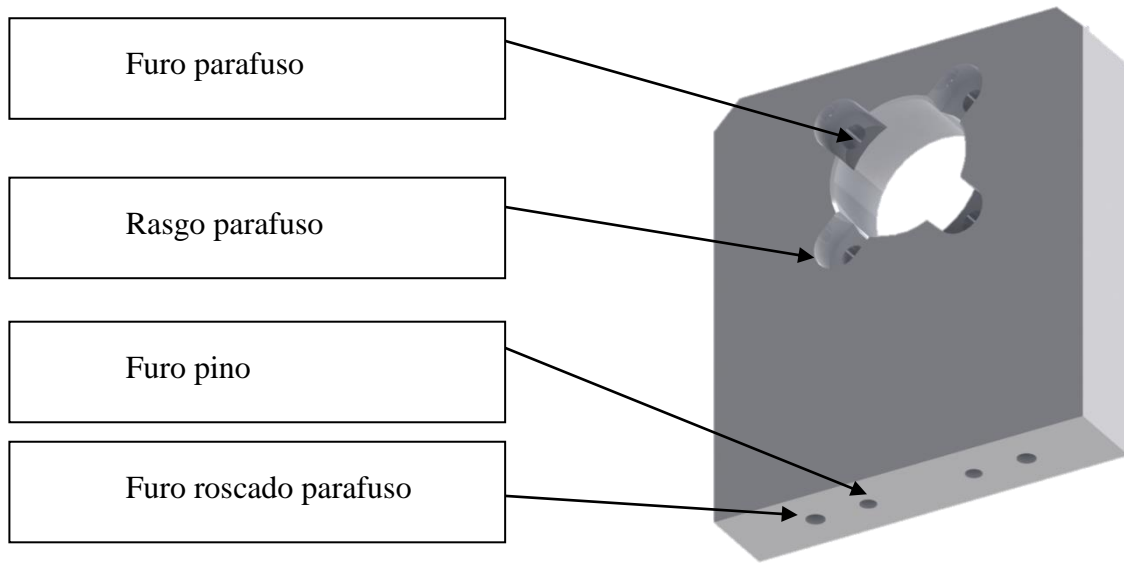


Figura 51- Apoio-Redutor

3.3 Carro móvel

O carro móvel (**Figura 52**) permite a aproximação e afastamento das buchas, podendo inserir na máquina provetes de diferentes comprimentos. A sua utilização é por outro lado de grande utilidade, tendo em conta a necessidade de evitar forças de tração no adesivo, isto é, quando este estará submetido a torção irá comprimir, sendo então importante permitir a aproximação das garras para aliviar as tensões normais que irão aparecer. O material escolhido, por motivos já citados, é o alumínio EXTREME-7XXX.



Figura 52- Carro móvel

A plataforma está equipada de quatro mangas de deslizamento, *SKF LBCT 16 A-2LS* [22] (**Figura 54**) para permitir o efeito desejado, presas com intermedio de tampas aparafusadas, como se ilustra no pormenor da **Figura 53**.

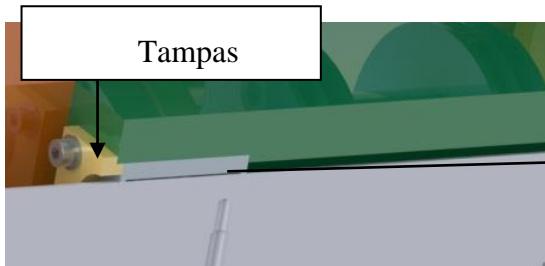


Figura 53- Pormenor rolamento + tampa



Figura 54- Manga *SKF LBCT 16 A-2LS* [22]

Criou-se no carro, onde está localizada para cada manga, um ponto de acesso para a lubrificação das mesmas se necessário. Tal como para os restantes componentes dimensionados, os anexos *V* e *L* apresentam os desenhos técnicos do carro e das tampas, respetivamente.

3.4 Guias e mangas de rolamento

Existem no mercado algumas soluções para permitir movimentos lineares, entre elas a utilização de guias de veio aberto ou fechado e guias de perfil trapezoidais. Nas **Figura 55**, **Figura 56** e **Figura 57** apresentam-se respetivamente as hipóteses referidas acima.



Figura 55- Guias de veio apoiado aberto [22]



Figura 56- Guia de veio não apoiado fechado [22]



Figura 57- Guias de perfil trapezoidal [22]

Pretende-se da máquina uma rigidez considerável para evitar erros de leitura com deformações indesejadas do dispositivo. Tendo em conta este ponto, será aconselhável a utilização de guias apoiadas em todo o seu comprimento, evitando flexão das mesmas quando sujeitas a cargas perpendiculares ao seu eixo. Assim, as soluções recomendadas são as apresentadas na **Figura 55** e **Figura 57**, optando-se pela primeira, que após consulta dos respetivos preços se verificou como solução economicamente mais viável.

Utilizaram-se duas guias, uma em cada extremo do carro móvel, a igual distância do seu centro. Decidiu-se afastar, dentro dos possíveis, sem aumentar o tamanho da máquina de forma exagerada para reduzir as forças de tração ou compressão a que as mesmas estariam sujeitas derivadas do binário aplicado. Nas equações que se seguem, juntamente com um esquema exemplificativo (**Figura 58**), apresentam-se as contas realizadas:

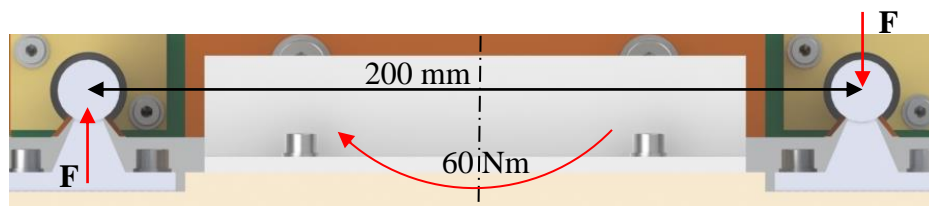


Figura 58- Binário máximo aplicado e distância entre guias

F, representado na **Figura 58**, indica as forças equivalentes na direção perpendicular às guias para produzir um momento de 60 Nm.

$$T_{m\acute{a}x} = 60 \text{ Nm}$$

$$d = 200 \text{ mm}$$

$$T_{m\acute{a}x} = F \times \frac{d}{2} + F \times \frac{d}{2} \quad (2)$$

$$F = 300 \text{ N}$$

Sendo que existem quatro mangas no carro, duas por cada guia, a força a que cada uma fica sujeita, tração ou compressão é de 150 N.

O diâmetro de veio escolhido foi de 16 mm, de acordo com as mangas utilizadas, com um comprimento total de 900 mm, tendo a seguinte designação: *SKF LJM16X900ESSC6* [22]. A opção por esse diâmetro recaiu, após consulta do catálogo da *SKF*®, onde se procedeu ao cálculo do fator de segurança, S_0 , considerando a força equivalente, 150 N, calculada acima. Apesar de existir a possibilidade de se procederem a ensaios de fadiga, os deslocamentos das mangas é praticamente nulo nas guias, tanto nos ensaios estáticos como nos dinâmicos, havendo apenas a necessidade de verificar as seguintes condições [23]:

$$S_0 \geq 2 \text{ (operações sem cargas alternadas)} \quad (3)$$

$$S_0 \geq 4 \text{ (operações com cargas alternadas)} \quad (4)$$

A fórmula para se proceder a verificação do diâmetro das mangas escolhidas apresenta-se a seguir [23]:

$$S_0 = \frac{f_{l0} \times f_m \times f_{h0} \times C_0}{P_0} \quad (5)$$

Em que:

C_0 – Carga máxima estática admissível nas mangas;

P_0 – Carga equivalente aplicada nas mangas;

f_{h0} – Fator de correção condicionado pela dureza das guias;

f_{l0} – Fator de correção condicionado pela direção da carga aplicada nas mangas;

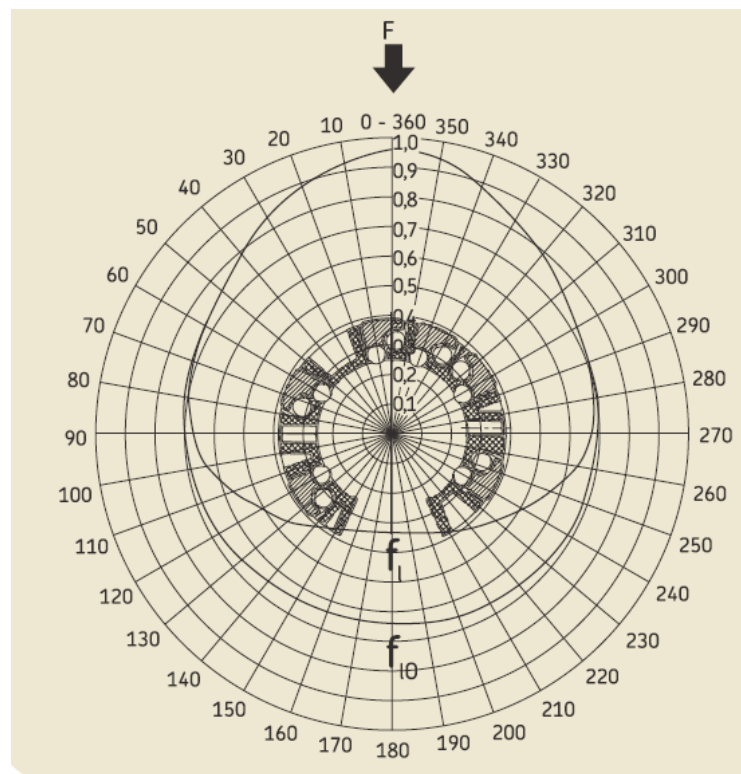
f_m – Fator de correção condicionado pela flexão das guias;

Na **Tabela 7** apresentam-se os fatores de correção, a carga máxima admissível e a carga equivalente aplicada.

Tabela 7- Fatores de correção, carga máxima admissível e carga equivalente [23]

$C_0 (N)$	$P_0 (N)$	f_{h0}	f_{f0}	f_m
1290	150	1	0,6	1

Os valores que se apresentam foram retirados do catálogo da *SKF*® [23]. O fator de correção condicionado pela flexão da guia é para esta situação igual a 1, estando as guias apoiadas em todo o seu comprimento evitando assim a flexão. Para o caso do fator de correção condicionado pela dureza da guia, apresenta um valor igual a 1, indicado no catálogo como o fator a aplicar para guias com dureza superior a 60 HRC, caso das guias *LJM* [23]. O fator f_{f0} foi retirado da **Figura 59**, onde a ocorrência do pior caso verifica-se para uma direção de carga onde ocorre tração na manga.

**Figura 59** - Fator a aplicar consoante a direção da carga para mangas *LBCT* [23]

Determinados todos os valores, o valor do coeficiente S_0 obtido é:

$$S_0 = 5,2$$

Verifica-se assim as condições impostas nas equações 3 e 4, com o diâmetro escolhido.

Para limitar o curso do carro móvel nas guias, fez-se uso de dois batentes, um para evitar a desmontagem, por falha do operador na manipulação do sistema, outro para impedir o embate entre as buchas.

3.5 Base

A base é o corpo da máquina que sustenta toda a cadeia cinemática. Para o dimensionamento da mesma, foram consideradas diversas construções, sendo estas, a utilização de perfis de alumínio *Bosch* [24] ou a construção de uma base através de chapas e perfis metálicos de aço EN Fe360.

É importante que a base tenha uma construção suficientemente rígida para que aquando do ensaio de torção esta não se deforme em demasia, torcendo e por consequência desalinhando a cadeia cinemática acrescentando cargas no provete que, como já citado acima, são desfavoráveis. Os perfis *Bosch* seriam uma solução viável para o efeito e de baixo custo. Apresentam-se na **Figura 60**, **Figura 61**, **Figura 62** e **Figura 63** os perfis que seriam passíveis de serem utilizados.

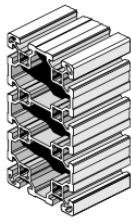


Figura 60-
Perfil *Bosch*
80x160 [24]

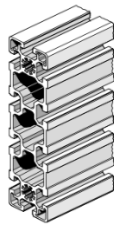


Figura 61-
Perfil *Bosch*
45x180 [24]

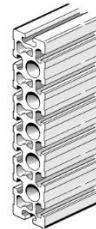


Figura 62-
Perfil *Bosch*
45x270 [24]

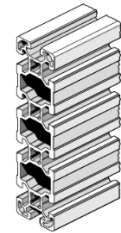


Figura 63-
Perfil *Bosch*
40x160 [24]

Seria interessante aproveitar tais perfis para aparafusar ou fixar componentes, pois as suas geometrias permitem fazê-lo com facilidade. No entanto, um dos problemas que inviabiliza a utilização destes é o facto de se necessitar de uma elevada precisão na planeza da base, isto porque, temos de garantir que as guias, aparafusadas à mesma, estejam planas. Se tal não se verificar, o atrito entre os rolamentos lineares e as guias lineares aumenta, afetando um dos seus principais objetivos, evitar esforços de tração no adesivo.

Como tal, procedeu-se ao desenvolvimento de uma solução que fosse de encontro às nossas necessidades, como se verifica na **Figura 64** e **Figura 65**.

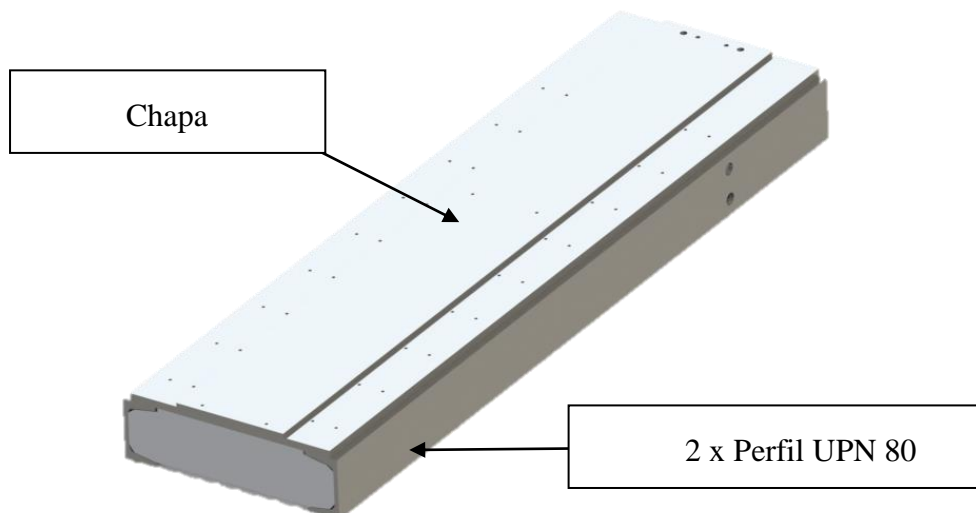


Figura 64- Base

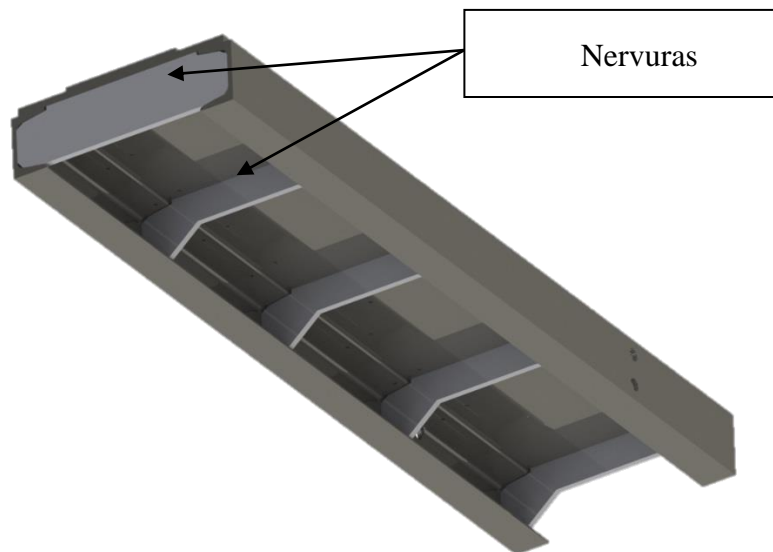


Figura 65- Base com vista para as nervuras

A primeira nervura, situada no topo da máquina, tem uma geometria diferente das restantes. Permite-se com isto que possa ser colocada uma polia com intuito de ligar o carro móvel a contra pesos, através de um cabo, situados no lado oposto de igual massa. Assim, evita-se que o peso próprio do carro e respetivos componentes nele situado solicitem o provete à compressão. A espessura do cabo terá de ser a mais reduzida possível, para que o peso deste não tenha influência no contra balanceamento.

Nos anexos *A*, *B*, *C*, *D* e *E* podem encontrar-se os desenhos técnicos de definição e construção da base, onde se indica as soldaduras para união das costelas, perfis de construção UPN e da chapa para assim se obter a base, em bruto, para posteriormente ser maquinada de acordo com as tolerâncias e dimensões indicadas no respetivo desenho técnico. Indicou-se a necessidade de existir planeza na zona de assentamento das guias lineares, entre outros toleranciamentos geométricos e dimensionais. A precisão da maquinagem da base irá ter influência no correto comportamento da cadeia cinemática.

3.6 Mesa de suporte

Passando o eixo principal da máquina a ocupar uma posição vertical, foi necessário criar uma mesa de suporte. A opção adotada pode ser vista na **Figura 66** que irá suportar todo o conjunto. Utilizaram-se perfis *Bosch* [24], anexo *Q*, com um tampo em aço EN Fe360 recortado no seu interior para alojar a parte inferior da máquina.

É possível alocar todos os componentes eletrônicos no seu interior, entre outros, o quadro elétrico, existindo a possibilidade de criar um painel de controlo da banca na própria mesa. Na **Figura 66** não estão colocados os painéis de fecho.

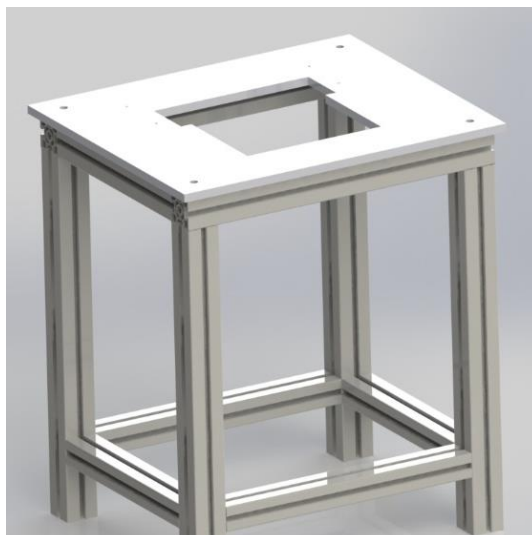


Figura 66- Mesa de suporte

Fez-se uso de cantoneiras aparafusadas à base e à chapa para permitir o apoio e estabilidade da máquina. Os parafusos CHC ISO 4762-M8x25-8.8 [17] utilizados na ligação da cantoneira a base estão sujeitos ao corte, assim, utilizaram-se pinos elásticos, EN ISO 8752-16x12-St [14], para absorverem esses esforços e garantir a perpendicularidade da máquina ao tampo. Juntamente com os parafusos utilizados para ligar a cantoneira a base, utilizou-se para cada um, duas anilhas ISO 7093-M8-A140 [17] e uma porca hexagonal ISSO 4032-M8-8 [17] para prender o parafuso, visto que este não rosca na base. Na **Figura 67**, pode ver-se a solução utilizada para uma das duas cantoneiras de suporte, anexo *H* e *I*.

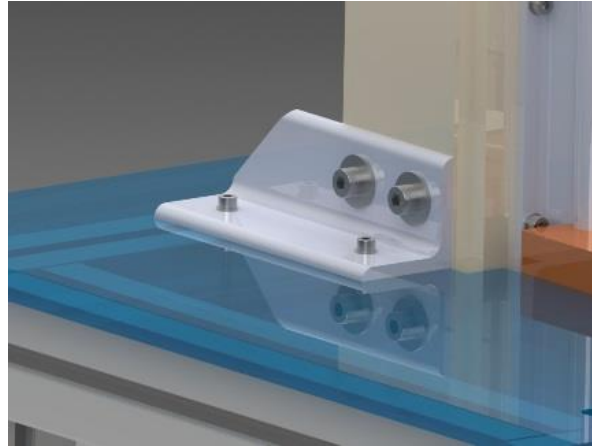


Figura 67- Cantoneira de suporte

4 Projeto mecânico

Encontrada uma solução construtiva adequada para o dispositivo que irá realizar os ensaios de torção em juntas de adesivas, é necessário validar a mesma tendo em conta as solicitações a que estará sujeita. Pretende-se verificar as tensões que ocorrem em componentes da máquina bem como as suas respetivas deformações, de maior importância para esta situação. Para ajudar no cálculo utilizou-se o *Solidworks 2011*® [13], programa que permite modelar tridimensionalmente peças bem como aplicar o método dos elementos finitos para o estudo do seu comportamento aquando de carregamentos.

A utilização do método dos elementos finitos através do *Solidworks 2011*®, tendo em conta a simplicidade das cargas aplicadas e dos resultados que se pretendem analisar, cálculo no domínio elástico, é suficiente para o efeito. O processo de desenvolvimento fica assim facilitado, podendo modelar em 3D componentes e analisar a resistência mecânica com a utilização da mesma aplicação informática.

Tendo em consideração o tipo de ensaios e esforços a que estará sujeita toda a estrutura, serão efetuados dois tipos de estudos distintos: um estudo de carácter estático e outro dinâmico, sendo responsável por este último os ensaios de fadiga que eventualmente serão realizados no caso de se adaptar uma cadeia cinemática adequada.

A elevada rigidez que se pretende da cadeia cinemática para se realizarem ensaios estáticos nos adesivos, promovem inércias muito elevadas por consequência do aumento de massa dos componentes. Assim, esta cadeia cinemática não será adequada para ensaios de fadiga, no entanto, o restante conjunto da máquina, barramento, será verificado a nível dinâmico para nele se poder, de futuro, adaptar uma cadeia cinemática adequada para estes ensaios.

Neste capítulo também se apresentam os cálculos efetuados para o dimensionamento da força de aperto dos parafusos, elemento de fixação utilizado entre os componentes, sendo esta, diferente consoante os esforços a que estarão sujeitos e diâmetro dos mesmos.

4.1 Simulação

Foram realizados estudos de análise estática para os componentes projetados para a máquina de ensaios de torção. Já com a máquina completamente modelada irá proceder-se a uma análise das frequências e modos naturais de vibração do barramento, para garantir que as mesmas se situam fora das frequências de funcionamento do dispositivo, caso contrário, ocorre o risco de estrutura ceder e entrar em ressonância introduzindo níveis de vibração incontroláveis com o processo de medição mesmo quando solicitada por cargas estáticas que dão origem a tensões que ficam abaixo da tensão de cedência do material.

Para conduzir estes estudos aplicou-se o método dos elementos finitos, capaz de resolver problemas de engenharia complexos, diminuindo o tempo e logística necessários para a resolução dos mesmos se efetuado por métodos convencionais. Esta técnica numérica divide o modelo que se pretende estudar em pequenas partes de geometrias simples, elementos, resolvendo o problema. O processo que cria essa divisão é apelado de malha, possuindo esta diversos parâmetros, permitindo gerar malhas com características diferentes e por consequência resultados diferentes. A escolha adequada dos elementos e suas propriedades é importante para obterem-se resultados precisos. Em geral, quanto maior o número de elementos utilizados mais refinados serão os resultados. [13]

Outra propriedade importante, que tem influência nos resultados obtidos, é a definição das condições de fronteira, sendo por vezes complicado encontrar as condições mais adequadas para simularem as que se apresentam na realidade. Uma escolha adequada das mesmas produz resultados mais próximos da realidade.

As propriedades da malha escolhidas para efetuar os diversos estudos necessários para a validação da solução construtiva foram: [13]

- Malha sólida: tipo de malha normalmente utilizada em objetos de grandes dimensões, criando elementos 3D (tetraédricos).
- Malha de alta qualidade: O gerador automático de malhas gera elementos tetraédricos sólidos parabólicos (elementos de segunda ordem ou ordem superior). Apesar destes elementos necessitarem de mais processamento computacional, estes apresentam melhores resultados, representando melhor superfícies curvas e arestas aumentando automaticamente o número de elementos nas mesmas.
- Tamanho dos elementos: Para cada peça analisada o número de elementos varia, consoante a complexidade da peça e o volume da mesma. Para cada caso será indicado o número de elementos utilizados, sendo que por norma, quanto maior a densidade da malha, melhor os resultados, no entanto, maior processamento informático. O tamanho dos elementos foi escolhido automaticamente pelo programa, tendo em conta as forças aplicadas e os baixos resultados obtidos, não se verificou necessária uma análise de convergência.
- Pontos Jacobianos: Define o número de pontos de integração que devem ser usados para cada elemento. Aumentar este valor aumenta consequentemente a qualidade dos resultados, tornando por outro lado o processamento mais moroso. Por esse motivo, foram utilizados quatro pontos de integração, tornando o cálculo computacional menos pesado.
- Material: Para cada componente em específico, foi definido o material escolhido para a produção do mesmo.

4.1.1 Veio de ligação superior

O estudo do veio de ligação superior foi efetuado com a ajuda do acoplamento torcionalmente rígido modelado (**Figura 17**). O intuito da utilização do mesmo é simular as condições de fronteira na ponta do veio com chaveta, tornando na simulação o acoplamento indeformável e encastrado, a verde na **Figura 68**. Com este método, podemos simular as condições de fronteira do veio, por forma, a aproximarmo-nos mais do que se sucede na realidade.

A carga aplicada foi um binário de 60 Nm, a vermelho na **Figura 68**, utilizando-se assim o binário máximo desenvolvido pelo motor-reductor.

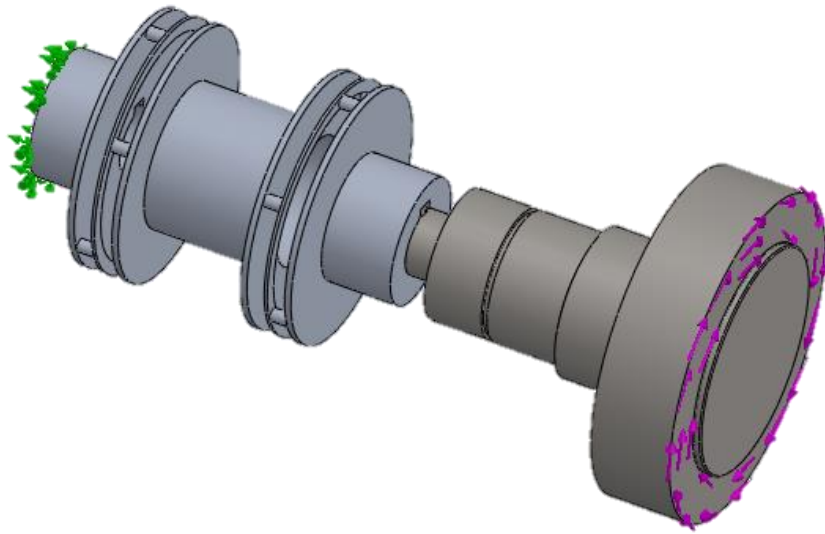


Figura 68- Condições de fronteira e carregamento no veio de ligação superior

Apresenta-se a malha escolhida na **Figura 69** possuindo 31095 elementos. A que foi produzida no acoplamento não tem qualquer relevância para o problema, tendo-se definido o mesmo como indeformável.

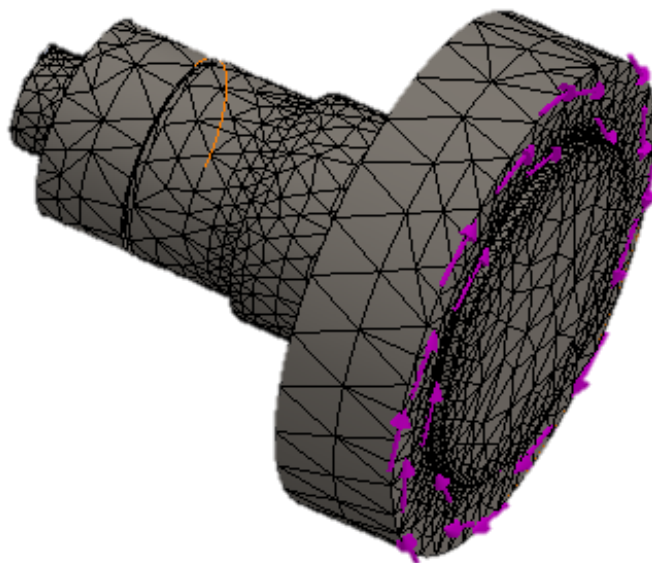


Figura 69- Malha do veio de ligação superior

Apresenta-se de seguida os resultados obtidos nas **Figura 70**, **Figura 71**, **Figura 72** e **Figura 73**.

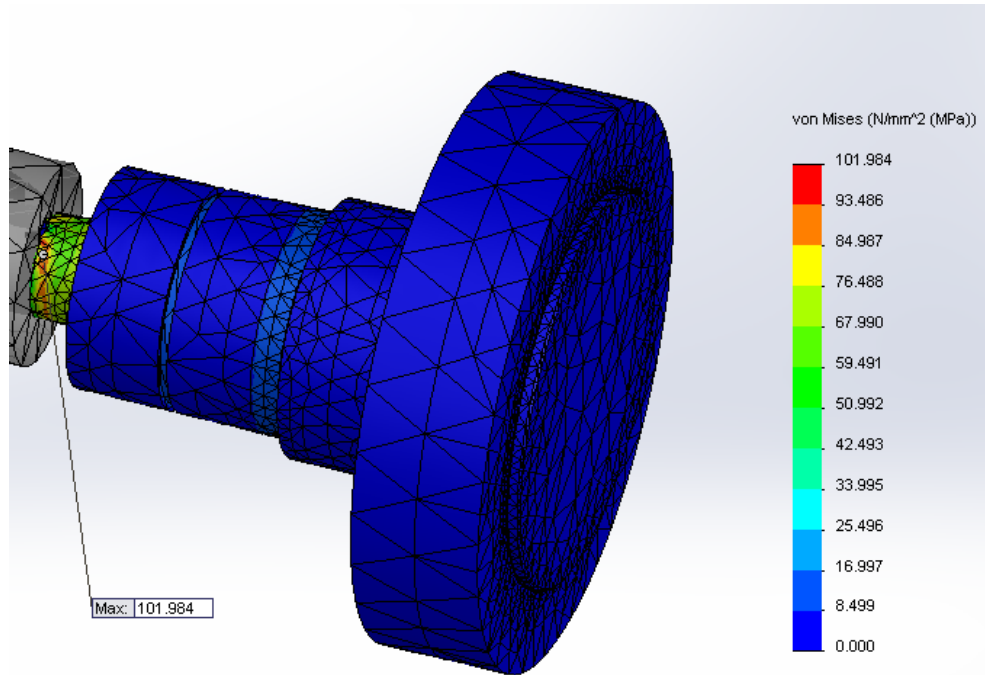


Figura 70- Distribuição de tensões de von Mises (MPa)

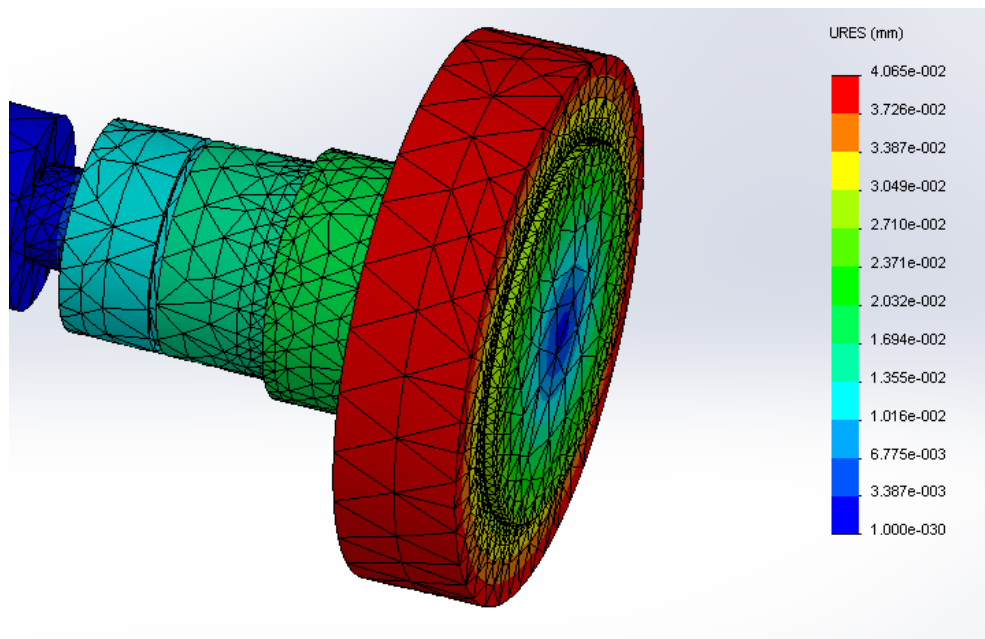


Figura 71- Deslocamento resultante segundo x, y e z (mm)

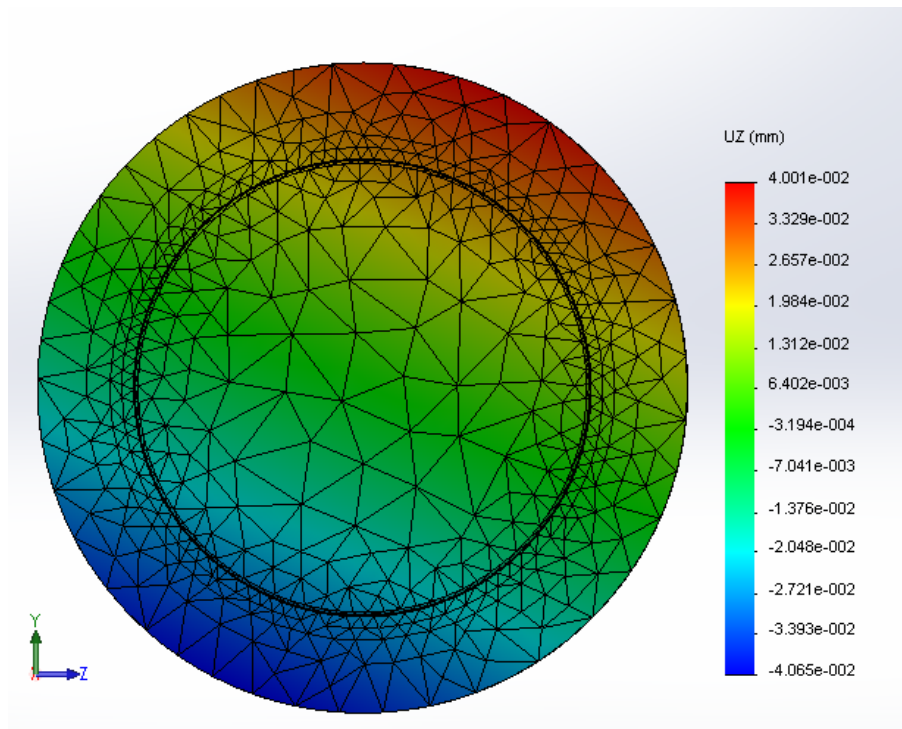


Figura 72- Deslocamento segundo zz

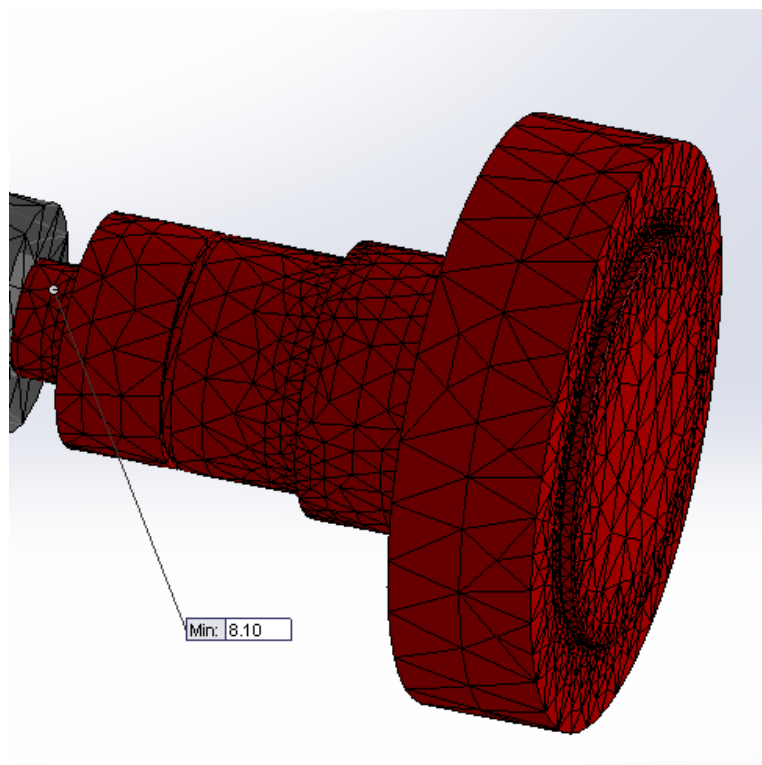


Figura 73- FOS-coeficiente de segurança

Consultando os resultados que se obtiveram, verifica-se que com o binário aplicado, as tensões máximas que ocorrem no veio são inferiores à tensão de cedência do material utilizado (Ck 45) que é superior a 320 MPa. Analisando a **Figura 70**, é possível constatar que as tensões de von Mises que ocorrem no veio de ligação superior possuem um valor baixo, a azul, a exceção da zona de ligação ao acoplamento torcionalmente rígido que possui a chaveta. Essa ponta de veio, devido a sua menor secção que o restante conjunto e as concentrações de tensões provocadas tanto por contacto com o acoplamento como pela própria chaveta, leva a que ocorra uma tensão máxima de von Mises na ordem dos 100 MPa, como já referido inferior a tensão de cedência do Ck 45.

Na **Figura 73** consta o fator de segurança, FOS, que indica a razão entre a tensão de cedência do material e a tensão que se verifica nos nós da malha aplicada. Por norma desejam-se valores superiores a 1,5. Para esta situação obtém-se um valor de fator de segurança mínimo igual a 8,10. [13]

A partir dos deslocamentos que ocorrem segundo o eixo zz , podemos calcular o ângulo de rotação máximo que ocorre na peça. É possível assim determinar a rigidez da mesma apresentando-se as equações para determinar o seu valor, com um esquema exemplificativo abaixo.

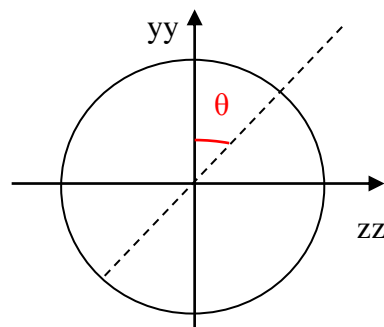


Figura 74 - Esquema para cálculo da rigidez

Através do esquema na **Figura 74**, procedeu-se ao cálculo da deformação angular sofrida pelo veio através de razões trigonométricas. Conhecido o deslocamento máximo sofrido na direção do eixo zz (**Figura 72**) e o respetivo raio determina-se o ângulo de deformação através das equações a seguir.

Deslocamento maximo segundo $zz = 4,065 \times 10^{-2}$ mm

$r = 50$ mm

$$\text{sen}(\theta) = \frac{zz}{r}$$

$\theta = 8 \times 10^{-4}$ rad

$$k = \frac{T}{\theta} = 74000 \text{ Nm/rad} \quad (6)$$

A rigidez torsional do veio é a razão entre o momento aplicado e a deformação angular que este sofre, sendo para esta situação igual a 74000 Nm/rad. Comparando este valor com o a rigidez torsional do acoplamento escolhido, referenciado mais acima, verifica-se que este veio possui uma rigidez superior. Conclui-se que este veio é torcionalmente rígido, sofrendo deformações inferiores a do acoplamento *ARPEX* da *Siemens® FLENDER Couplings*.

4.1.2 Veio de ligação inferior

O princípio utilizado para simular o veio de ligação inferior, foi o mesmo que o enunciado para o componente anterior. Assim, procedeu-se a uma análise estática tendo em conta as condições já descritas. A malha está representada na **Figura 75**, tendo 29507 elementos.

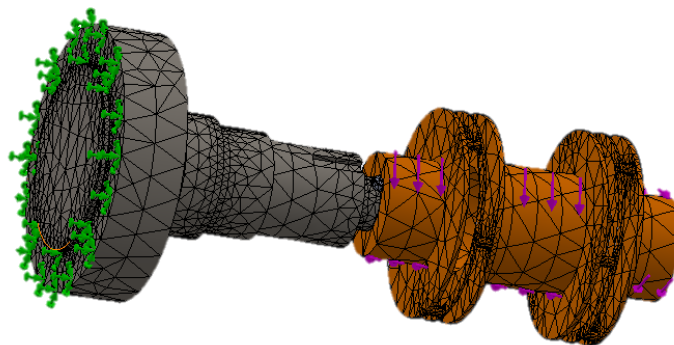


Figura 75- Malha do veio de ligação inferior

As tensões e deformações que aparecem neste veio, considerando os mesmos carregamentos e condições de fronteira, deve apresentar resultados semelhantes, não iguais devidas as diferenças geométricas, com o veio analisado acima. Consultando as **Figura 76, Figura 77, Figura 78 e Figura 79**, constata-se uma tensão na ordem de 134 MPa, um valor relativamente superior ao que se apresenta na restante peça, sendo uma tensão localizada promovida pelo contacto dos dois componentes e pela presença de concentrações de tensões promovidas pela chaveta. O *FOS* indica um valor de segurança mínimo de 6,34, valor muito aceitável, garantindo a não cedência da peça aquando de um carregamento.

Para calcular o valor de rigidez k utilizou-se a metodologia aplicada para o veio de ligação superior, apresentando a mesma um $k = 74000$ Nm/rad, sofrendo deformações muito semelhantes que no caso anterior, justificando assim a mesma rigidez torsional entre as duas peças.

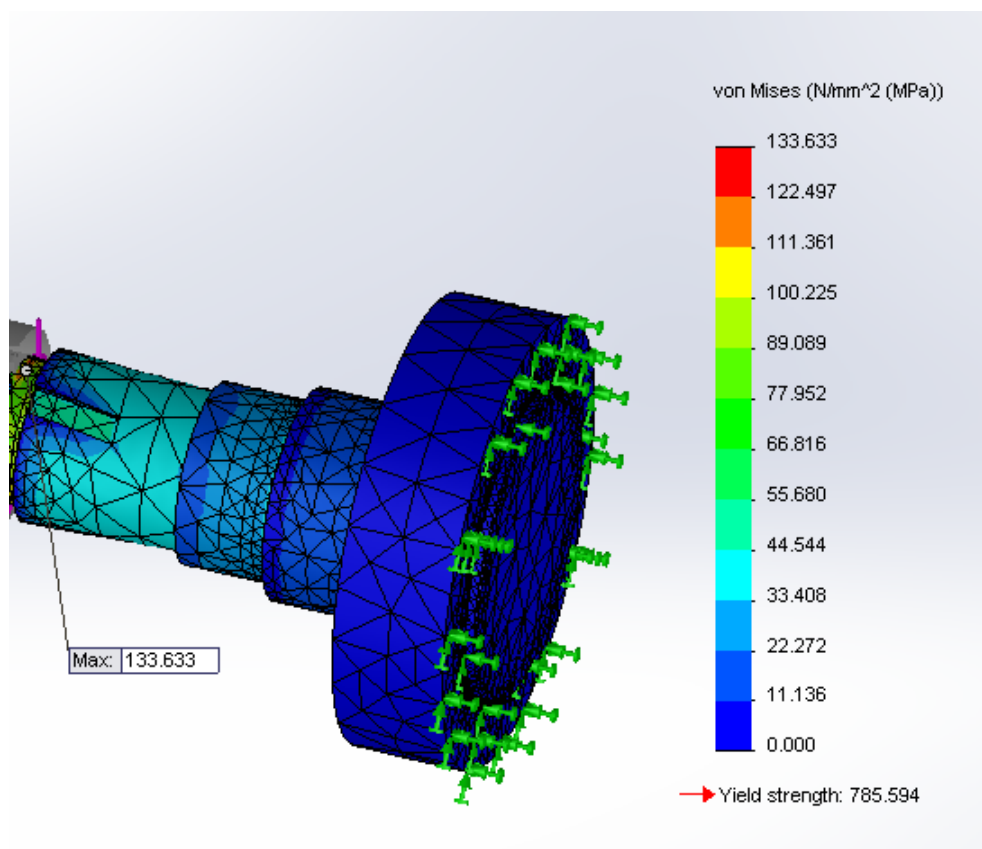


Figura 76- Distribuição de tensões de von Mises (MPa)

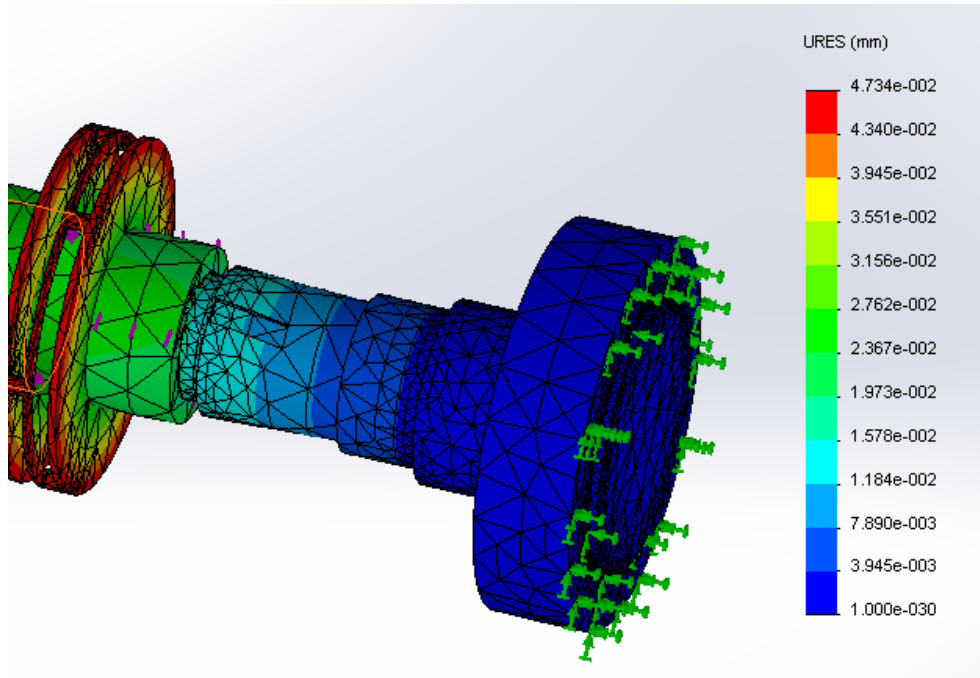


Figura 77- Deslocamento resultante segundo x, y e z (mm)

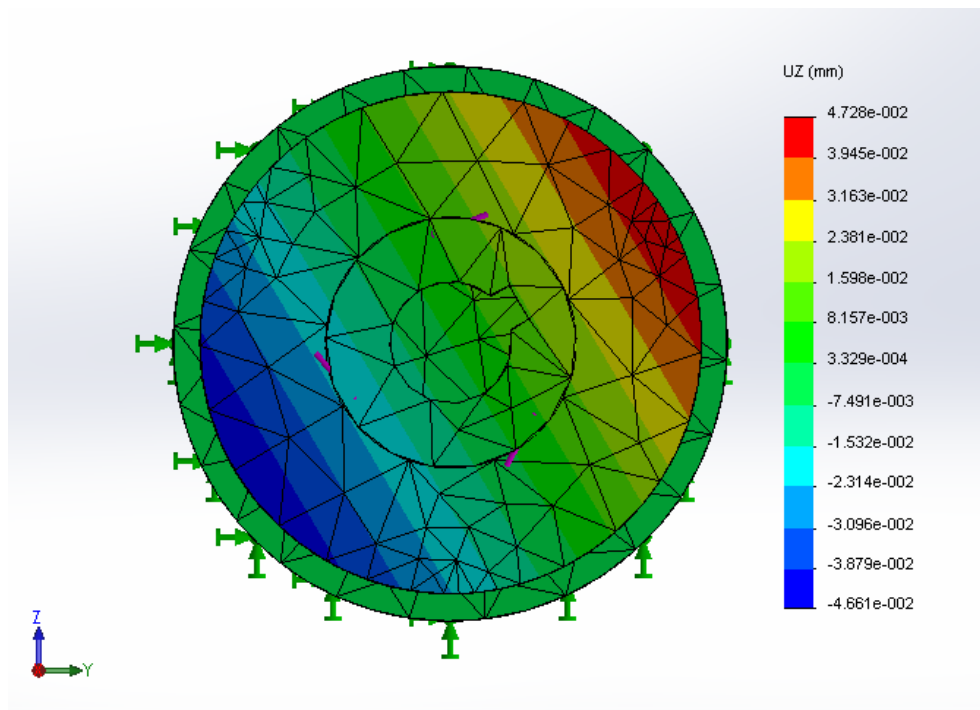


Figura 78- Deslocamento segundo zz (mm)

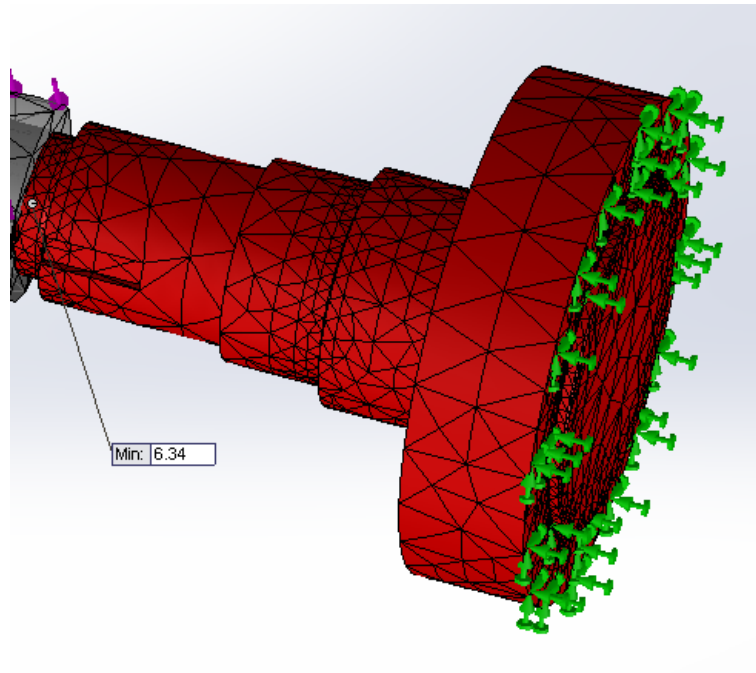


Figura 79- FOS – coeficiente de segurança

4.1.3 Flange de ligação com veio escatelado

Para simular as condições de fronteira deste componente (**Figura 17**), mais uma vez, recorreu-se ao acoplamento torcionalmente rígido para ajudar nas condições de carregamento. Pretende-se, tornando o acoplamento indeformável, simular a transmissão do binário pelo veio escatelado como ocorreria na realidade.

O carregamento é aplicado no acoplamento modelado, 60 Nm, considerando-se a face da flange em contacto com o transdutor de binário como encastrado, simulando desta maneira as condições de fronteira. Na **Figura 80** apresenta-se a malha, 17722 elementos, juntamente com as condições de fronteira utilizadas, a verde, e o carregamento aplicado, a vermelho.

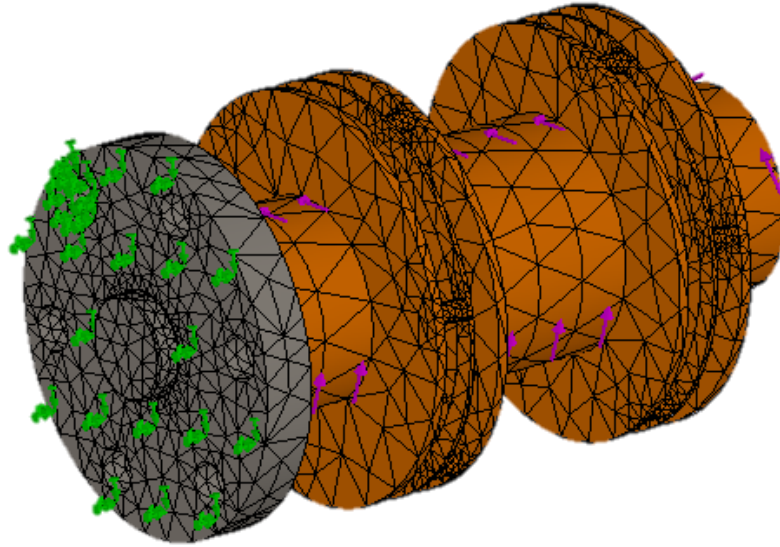


Figura 80- Malha da flange com veio escatelado juntamente com as condições de fronteira e carregamento

Consultando os resultados que se apresentam na **Figura 81**, **Figura 82**, **Figura 83** e **Figura 84**, verifica-se que as tensões ficam abaixo da tensão de cedência do material, $C_k 45$ com um valor superior a 320 MPa, e um FOS igual a 6,48, muito superior a 1,5. A tensão máxima é muito superior ao que se apresenta na restante peça. Mais uma vez responsável por este valor são as tensões de contacto e as concentrações de tensões que aparecem por culpa da presença de um escatel para alojar a chaveta.

Para o cálculo da rigidez da peça, k , aplicou-se o método já descrito anteriormente, sendo esta igual a 153000 Nm/rad. Esta rigidez é bastante superior às calculadas nos restantes componentes, sendo normal essa ocorrência devido à geometria muito mais compacta comparada com os veios de ligação, tanto superior como inferior.

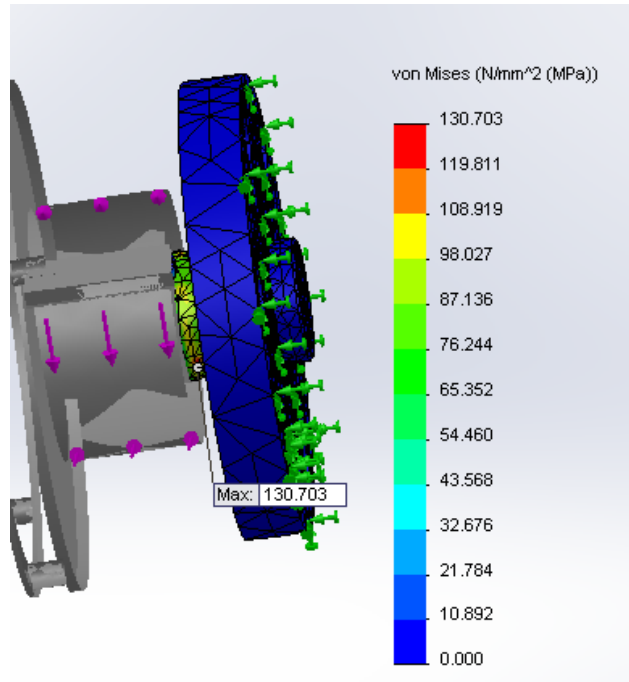


Figura 81- Distribuição de tensões de von Mises (MPa)

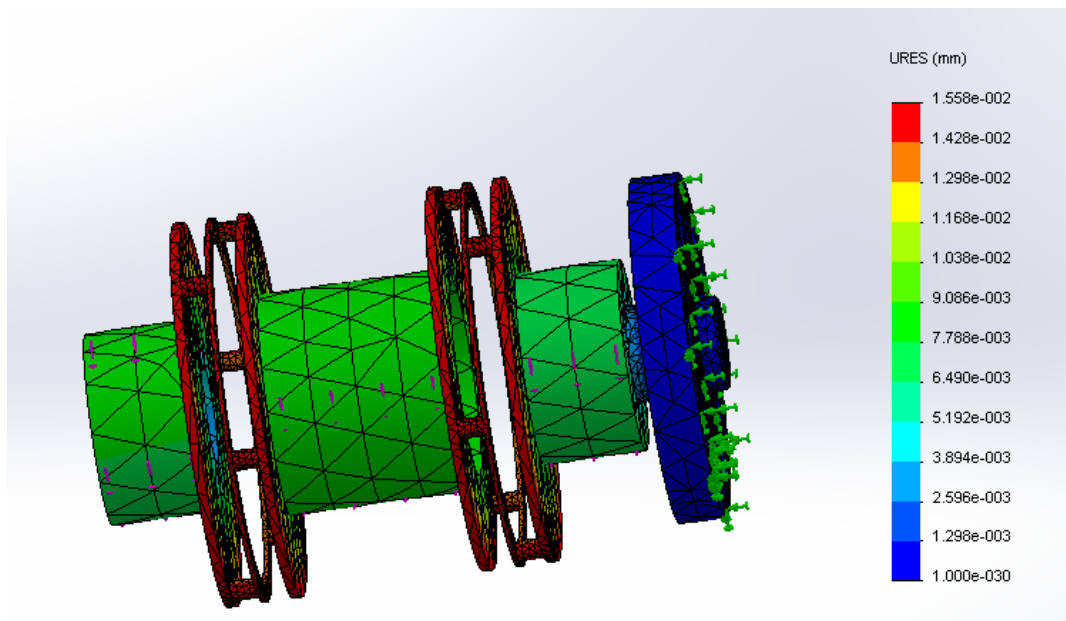


Figura 82- Deslocamento resultante segundo x, y e z (mm)

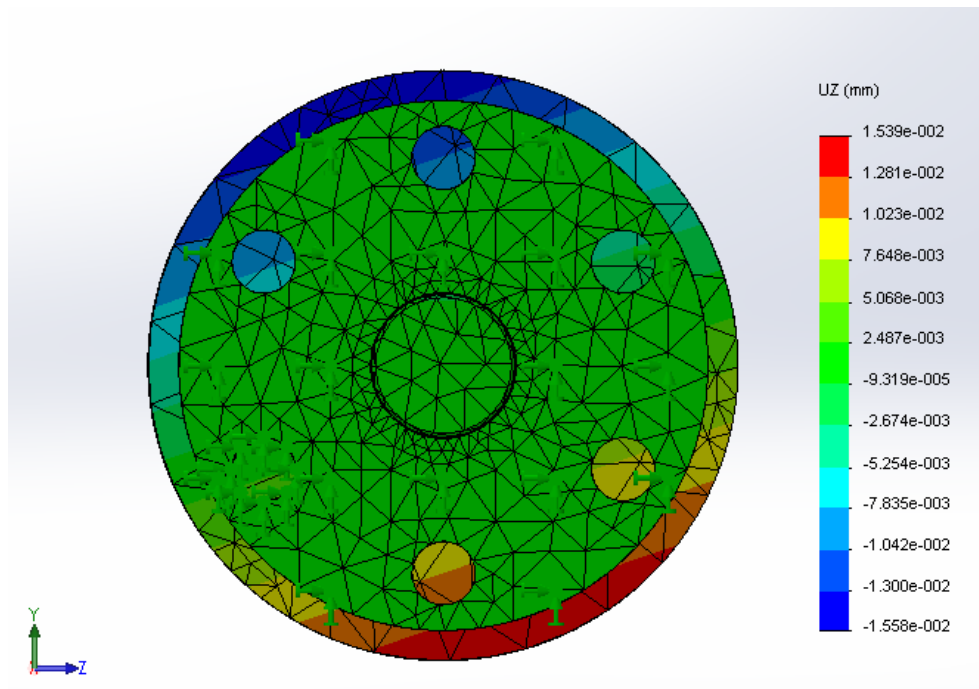


Figura 83- Deslocamento segundo zz (mm)

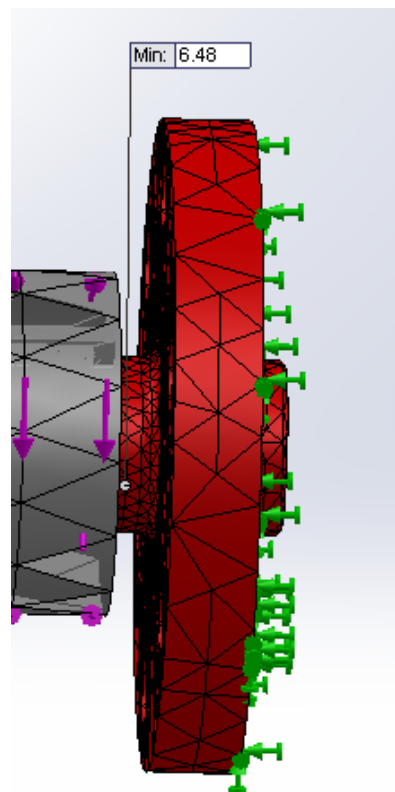


Figura 84- FOS – coeficiente de segurança

4.1.4 Base

Existe um efeito de torção da base, provocada pelo binário aplicado pelo motor na cadeia cinemática transmitido a base pelo apoio do transdutor de binário e outro de sentido oposto aplicado pelo redutor ao respectivo apoio. Este efeito provoca um desalinhamento entre os componentes da cadeia, introduzindo tensões que não de corte no adesivo. Analisando as deformações que ocorrem, consegue perceber-se o efeito da solução construtiva adotada, na diminuição dessas tensões. Na **Figura 85** apresenta-se o modelo utilizado para este estudo.

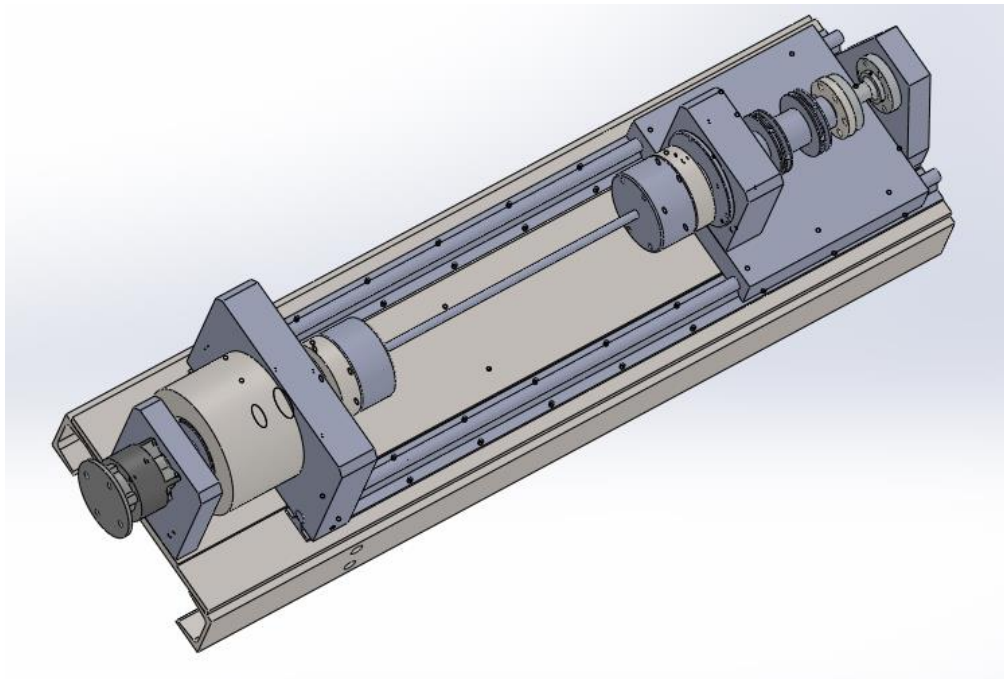


Figura 85- Modelo utilizado para simulação da base

Não foram utilizados qualquer tipo de condições de fronteira, pois, os esforços a que estará sujeita a base são exclusivamente internos. Para simular o carregamento, calcularam-se as forças equivalentes aplicadas nos apoios para um momento torsor máximo de 60 Nm (**Figura 86** e **Figura 87**).

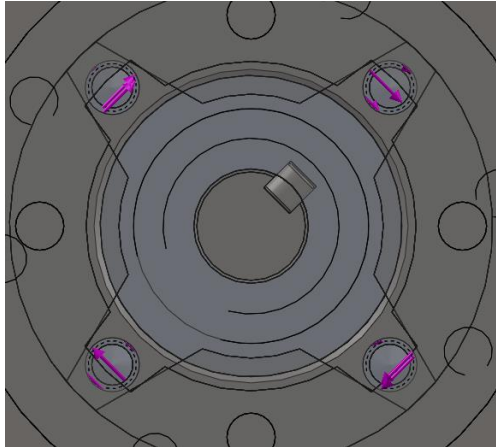


Figura 86- Forças equivalentes aplicadas no apoio do redutor

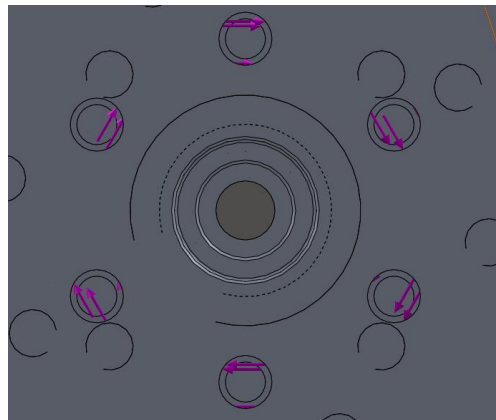


Figura 87- Forças equivalentes aplicadas no apoio do transdutor

Existem quatro e seis furos presentes no apoio do redutor e no apoio do transdutor, respectivamente, onde será aplicada em cada, uma força equivalente para produzir o binário de 60 Nm. As forças terão direção tangencial à circunferência que delimita a posição dos furos. Assim:

Força equivalente em cada furo do apoio do redutor:

$$4F = \frac{T}{r} = \frac{60}{4 * 0.035} = 461,5 N \quad (7)$$

Força equivalente em cada furo do apoio do transdutor:

$$6F = \frac{T}{r} = \frac{60}{6 * 0.035} = 344,8 \text{ N} \quad (8)$$

Aplicaram-se ligações de rolamento autocentrantes, setas a azul na **Figura 88**, uma opção presente no programa utilizado. Esta substitui os modelos dos rolamentos, incapazes de serem utilizados na simulação, simulando o efeito dos mesmos.

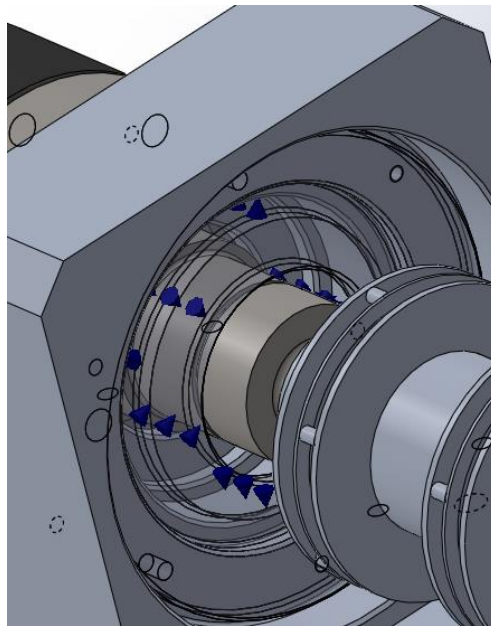


Figura 88- Ligação dos rolamentos autocentrantes

Para que o provete instalado tivesse a menor influência possível nos resultados da base, utilizou-se um modelo com 10 mm de diâmetro (menor diâmetro possível) e um comprimento de 300 mm, afastando assim as buchas ao extremo. Com esta aplicação utiliza-se um provete pouco rígido, permitindo as máximas deformações da base, e perceber os esforços que introduz no provete.

Os resultados que se seguem foram obtidos aplicando as condições acima descritas, tendo-se gerado uma malha com 303857 elementos. Na **Figura 89** verifica-se que com a solução construtiva adotada, as deformações da base (**Figura 90**) não conduzem ao aparecimento de tensões no provete. O carro móvel na simulação não está passível de se mover, sendo que, na realidade este poderá aproximar as buchas ou afasta-las, reduzindo ainda mais as tensões, se existentes. Pode concluir-se que a

estrutura adotada para a base, barramento de toda a cadeia cinemática, é suficientemente rígida para permitir as compensações por parte dos acoplamentos e dos rolamentos. As deformações (**Figura 90**) estão à escala de um para dois mil, para visualizar o efeito do acoplamento.

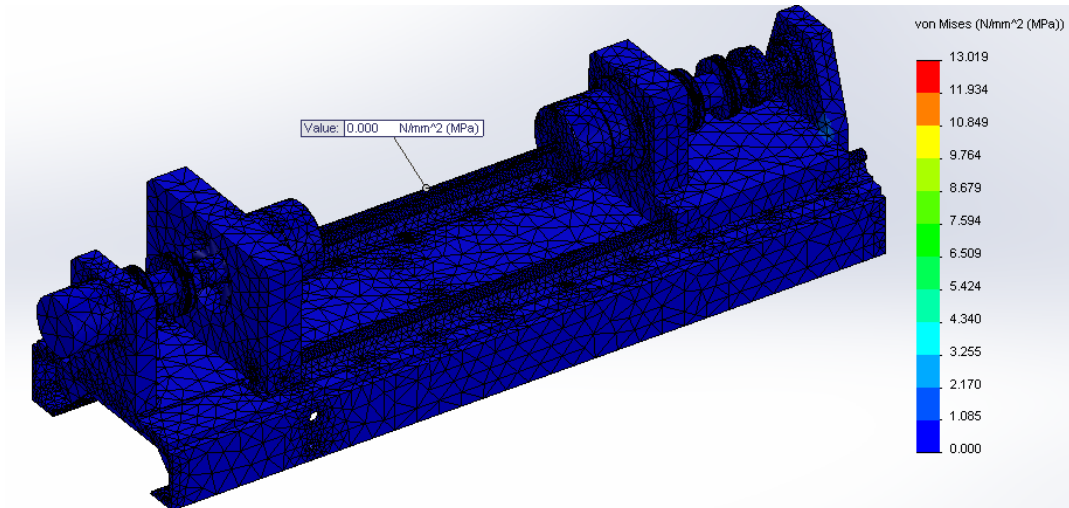


Figura 89- Distribuição de tensões na base e cadeia cinemática

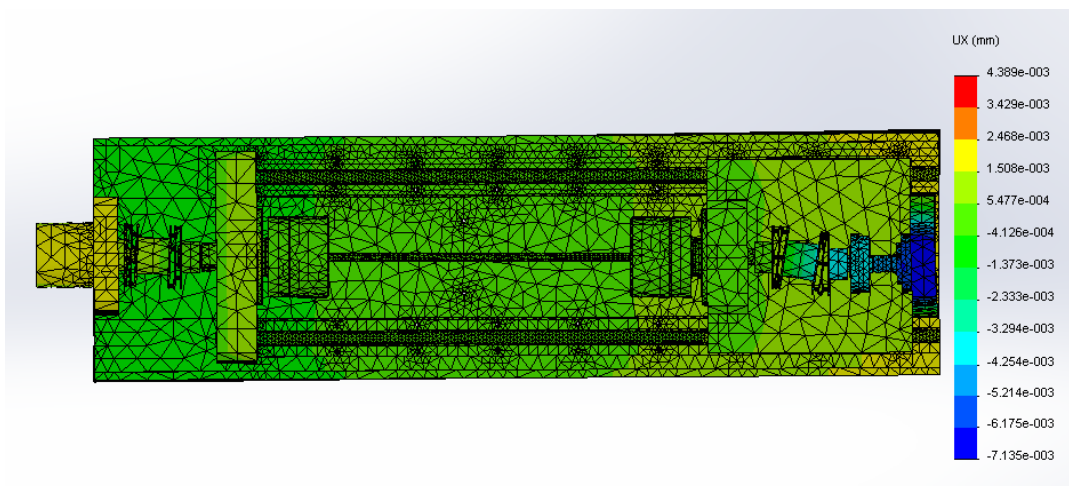


Figura 90- Deformações da base segundo xx

As tensões máximas que aparecem no conjunto situam-se abaixo de 14 MPa, percebendo-se que o barramento está em muito sobredimensionado, sendo este o objetivo, por forma a reduzir as deformações da base e as tensões que estas poderiam introduzir no adesivo.

Conhecidas as deslocções sofridas em cada extremo do barramento, é possível calcular a rigidez torsional do mesmo. Mais uma vez, aplica-se o método já utilizado nas situações anteriores, calculando a rotação sofrida por cada extremo, determinando assim o ângulo de deformação relativo entre eles e a respectiva rigidez total da base. O raio considerado para cada extremo, é a distância entre o topo de cada apoio situado no extremo à base. Os resultados apresentam-se a seguir:

Rotação apoio do transdutor:

Deformação em $xx = 1,926 \times 10^{-3}$ mm

Distância “r” = 115 mm

$\theta = 1,7 \times 10^{-5}$ rad

Rotação apoio do redutor:

Deformação em $xx = 6,643 \times 10^{-3}$ mm

Distância “r” = 253 mm

$\theta = 2,6 \times 10^{-5}$ rad

Rotação total da base/barramento:

$\theta_{total} = 2,6 \times 10^{-5} + 1,7 \times 10^{-5} = 4,3 \times 10^{-5}$ rad

Conclui-se que a deformação total do barramento é muito baixa. A sua elevada rigidez permite a compensação por parte da cadeia cinemática das poucas deformações que sofre, não introduzindo cargas no provete.

Os ensaios de fadiga, realizados entre 10 e 20 Hz, caso se decida implementar uma cadeia cinemática para se realizarem ensaios de fadiga, irão aumentar as deformações e esforços da base. No caso das frequências de ressonância do conjunto se situarem dentro dos valores acima referidos a integridade da máquina é posta em causa, sendo importante evitar tal situação.

Após análise dos resultados obtidos no *Solidworks 2011*®, onde se efetuou um estudo na gama do 0 aos 50 Hz, verificou-se a inexistência de modos de vibração respetivos a torção. Assim, aquando da excitação da base nas frequências esperadas, as amplitudes de vibração não põem em causa a integridade da máquina.

4.1.5 Rigidez da cadeia cinemática

Tendo em conta os resultados obtidos nesta secção (4.1), pode-se concluir que o barramento graças à sua rigidez e a capacidade da cadeia cinemática em absorver as deformações que a base apresenta, não contribui para o aparecimento de tensões residuais no provete e por consequência no adesivo.

No entanto, a cadeia cinemática, quando submetida a um binário para o ensaio dos adesivos, irá sofrer deformações angulares que podem influenciar a medição do ângulo de rotação sofrido no adesivo, tendo em conta que este é medido pelas rotações do redutor. Assim, é importante o conhecimento da rigidez torsional total da cadeia para compensar nos resultados obtidos a rotação angular que não pertence ao adesivo.

Na **Tabela 8** apresentam-se os diferentes valores de rigidez torsional dos componentes presentes na cadeia cinemática e que influenciam os resultados.

Tabela 8 - Rigidez torsional (k) dos componentes da cadeia cinemática (Nm/rad)

Transdutor	Acoplamento	Garras	Veio	Veio	Flange
	(2x)	(2x)	Lig.sup.	Lig. inf	
10000	50000	∞	740000	740000	1530000
Nm/rad	Nm/rad		Nm/rad	Nm/rad	Nm/rad

O valor considerado para a garra é de infinito, não existindo informação quanto a este valor e considerando a sua estrutura, optou-se por esse valor.

Numa montagem em série, cada componente é submetido ao mesmo binário, sofrendo deformações angulares diferentes dependentes da rigidez de cada um. Da condição de equilíbrio estático, a constante de rigidez equivalente de uma série de n elementos elásticos vale: [25]

$$\frac{1}{k_{eq}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_i} + \dots + \frac{1}{k_n} \quad (9)$$

Tendo em conta a equação 9 e os valores apresentados na **Tabela 8**, o resultado obtido é de:

$$k_{eq} = 6000 \text{ Nm/rad}$$

Conclui-se que a deformação máxima que poderá ocorrer na cadeia, não considerando a sofrida pelo substrato do provete, é de 0,01 rad para 60 Nm que é aproximadamente igual a 0,6°, valor ainda considerável que poderá ter grande influência nos resultados. Conhecida a rigidez equivalente e tendo conhecimento que a medição do ângulo de rotação no adesivo, por enquanto, será medido pelo próprio motor, é importante entrar com o conhecimento da rigidez total nos resultados, para se corrigir os valores para resultados mais exatos.

4.2 Parafusos

Para garantirmos uma boa ligação aparafusada entre componentes, não aparecimento de folgas entre as peças, que pode levar a falha da ligação, é necessário calcular a pré-tensão necessária e o respetivo binário de aperto. Quanto maior a pré-tensão, maior a segurança da ligação aparafusada. Consultando bibliografia sobre o assunto, é comum aplicar-se uma pré-tensão (F_i) que equivale a 64% da tensão de cedência do parafuso [27].

Calculadas as pré-tensões e respectivos binários de aperto, é necessário verificar a resistência dos parafusos utilizados, considerando as cargas a que iram estar sujeitos para o caso do apoio da garra superior e o apoio do redutor. Os parafusos utilizados nas seguintes ligações não estão sujeitos a cargas para além da aplicada com o aperto do parafuso, sendo estes:

- Ligação do apoio do transdutor ao carro móvel;
- Ligação da flange do transdutor ao seu respetivo apoio;
- Ligação da flange do transdutor a flange com veio escatelado;

Seria de supor que estas ligações estariam sujeitas a esforços de corte provocadas pelo binário aplicado pelo motor durante os ensaios, no entanto, com aplicação de uma pré carga mínima no parafuso consegue-se que o atrito entre os dois componentes absorva esse esforço não sendo transmitido aos parafusos.

É sabido que a força mínima a aplicar (F_i), perpendicular ao plano das superfícies em contacto, para impedir deslizamento é igual a carga que provoca movimento (F) dividida por um coeficiente de atrito estático (μ_e):

$$F_{i \min} = \frac{F}{\mu_e} \quad (10)$$

O binário necessário para provocar uma determinada pré carga (F_i) é igual [27]:

$$T_a = F_i \times K \times d_n \quad (11)$$

Onde o K é o coeficiente de binário, sendo geralmente utilizado como valor 0,20 [27]. O d_n , é o diâmetro nominal do parafuso, sendo para todas as situações referidas nesta secção utilizados parafusos M8 com uma área de tração, A_t , igual a 36,6 mm². A classe de material utilizado nos parafusos é 8.8, assim, o valor da tensão de cedência é de 640 MPa. A força F_i a aplicar e respetivo binário de aperto T_a são:

$$F_i = 640 \times 0,64 \times 36,6 = 14991,36 \text{ N} \quad T_a = 14991,36 \times 0,20 \times 0,008 = 24 \text{ Nm}$$

Procede-se a verificação do valor de pré carga calculado para as três ligações citadas acima, onde é necessária uma carga mínima para não haver deslizamento entre componentes e por consequência evitar o aparecimento de esforços de corte no parafuso.

Ligação apoio transdutor ao carro móvel:

Aplicando o mesmo conceito referido na **Figura 58**, estando os parafusos a distância de 90 mm, obtemos uma força F igual a 667 N.

O coeficiente de atrito estático entre alumínio é de cerca 1,35 [28].

Considerando a equação 10 apresentada anteriormente, obtemos uma força (F_i) mínima a aplicar para não ocorrer deslizamento de 494 N.

Aplicando o binário de aperto calculado, obtém-se uma força de pré carga cerca de 30 vezes superior ao necessário para não haver escorregamento entre superfícies, assim, está verificada o bom funcionamento desta ligação.

Ligação da flange do transdutor ao seu respetivo apoio:

A força equivalente para esta situação já foi calculada na secção 4.1.4, equação 8. O coeficiente de atrito estático é de 1,35, sendo as duas faces em contacto em alumínio. Procedendo ao cálculo conforme a equação 10, a força (F_i) mínima que se obtém é de 255 N.

Para este caso temos um coeficiente de segurança de 58 x, garantindo que não ocorra deslizamento.

Ligação da flange do transdutor a flange com veio escatelado:

Esta ligação é em tudo igual a anterior, alterando-se apenas o coeficiente de atrito, estando agora em contacto uma superfície em alumínio e outro em aço. O coeficiente considerado para esta situação é de 0,61 [28], alcançando uma força (F_i) mínima de 565 N, mais uma vez muito inferior a pré carga aplicada com um binário de 24 Nm.

As duas ligações que faltam verificar, apoio da garra superior ao carro móvel e apoio do redutor a base, ao contrário das já verificadas, vão estar sujeitas a cargas para além da pré tensão induzida por aperto no parafuso. A importância de um bom aperto nestas duas situações é o não “descolamento” das superfícies em contacto.

As forças que iram aparecer nos parafusos serão por consequência do peso dos componentes, sendo que para as duas situações este ronda os 7 kg o que corresponde a cerca de 69 N. O esforço de corte provocada por essa força será absorvido pelo atrito entre as peças ligadas sobrando apenas o efeito do momento fletor que irá aparecer em cada parafuso, sendo este de 4 Nm para o caso do apoio do redutor e de 2,4 Nm para o apoio da garra superior. Estes valores são residuais não pondo em causa a resistência do parafuso, estes estão sujeitos a uma força provocada pelo binário de aperto que introduz uma tensão de 64% da sua tensão de cedência.

4.3 Chavetas

Os veios de ligação da bucha ao acoplamento transmitem o binário para este último através de uma chaveta (**Figura 17**). Para garantir a resistência da chaveta, quando aplicado o binário máximo, procedeu-se ao cálculo do comprimento útil da chaveta.

Calcula-se a força que atua na chaveta a partir do binário máximo aplicado de 60 Nm (**Figura 91**).

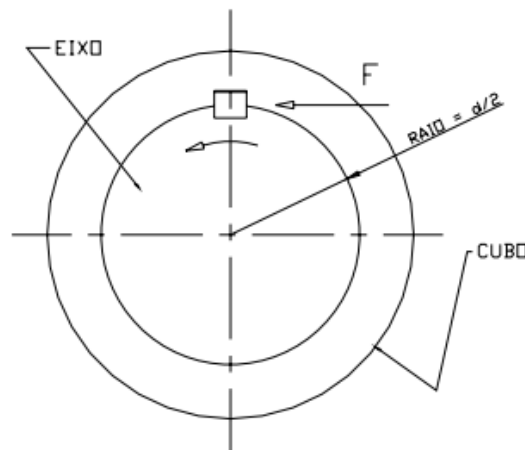


Figura 91- Esquema da força F provocada por um binário [26]

O diâmetro do veio de ligação superior é igual a 20 mm e para o veio de ligação inferior 28 mm, obtendo-se as respectivas forças equivalentes aplicadas nas chavetas:

$$F \times \frac{d}{2} = T \quad (10)$$

$$F = \frac{2T}{d} = 6000 \text{ N (força equivalente veio superior)}$$

$$F = \frac{2T}{d} = 4286 \text{ N (força equivalente veio inferior)}$$

Deve-se ter em conta, aquando do dimensionamento, a tensão de compressão e a tensão de corte que atua na chaveta. Assim (**Figura 92**) [26]:

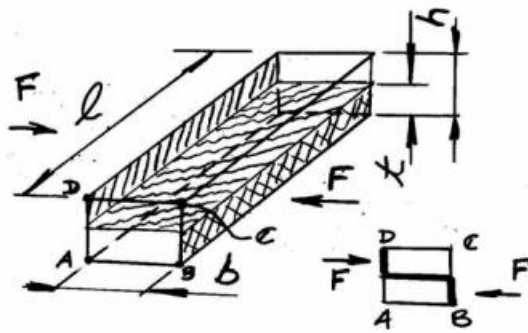


Figura 92- Esquema da chaveta [26]

$$\sigma_c = \frac{F}{l(h-t)} \quad (11)$$

$$\tau = \frac{F}{b.l} \quad (12)$$

Foram dimensionadas duas chavetas, uma possuindo uma largura e altura de 6 mm (veio superior), outra com 8 mm e 7 mm respetivamente (veio inferior). Estas dimensões são as recomendadas para os diâmetros de veio em questão. O material utilizado é o aço DIN Ck 45, como já referido anteriormente, utilizado na produção de chavetas, com uma tensão máxima admissível de compressão e corte, respetivamente, igual a 295 MPa e 170 MPa.

Obtemos então os seguintes comprimentos mínimos para os dois casos, analisando tanto a resistência ao corte como a compressão:

Chaveta 6x6:

$$l(\text{compressão}) = 8,1 \text{ mm}$$

$$l(\text{corte}) = 5,9 \text{ mm}$$

Chaveta 8x7:

$$l(\text{compressão}) = 4,8 \text{ mm}$$

$$l(\text{corte}) = 3,2 \text{ mm}$$

Tendo em conta os resultados, optou-se por um comprimento normal de chaveta igual a 18 mm de tipo A [14], sendo o comprimento mínimo para o caso da chaveta 8x7 e aplicado um coeficiente de segurança de 1,5 para a chaveta 6x6 será necessário um comprimento útil de 12 mm, optando-se aqui também por um comprimento de 18 mm de tipo A [14]. Estas chavetas já foram devidamente referenciadas na secção 3.1.5.

5 Conclusões e desenvolvimentos futuros

O presente trabalho teve como objetivo o desenvolvimento mecânico de uma máquina para ensaios de torção de juntas topo a topo de adesivos estruturais, tendo esta de ser capaz de impedir tensões que não de corte no provete, para resultados de maior exatidão.

Após pesquisa dos ensaios realizados para caracterizar a resistência mecânica de adesivos, os de juntas topo a topo quer em substratos cilíndricos tubulares ou maciços, são os que permitem obter melhores resultados experimentais. Através de este tipo de testes consegue-se obter corte puro, ao contrário de outros, sendo então de grande utilidade possuir um dispositivo capaz de ensaiar juntas topo a topo.

As máquinas disponíveis para ensaios de torção no mercado e a projetada na FEUP para medir a resistência ao corte de rolhas de cortiça, verificaram-se como não sendo adequadas a sua utilização para promoverem-se ensaios em adesivos.

A solução encontrada para a cadeia cinemática permite realizar ensaios solicitando o adesivo exclusivamente a tensões de corte. A utilização de acoplamentos torcionalmente rígido, rolamentos autocentrantes e de um carro móvel ajustam a máquina aquando dos ensaios, compensando as deformações que ocorrem aliviando o provete de cargas consequentes destas. Os dois primeiros componentes referidos, acoplamentos e rolamentos, ainda compensam erros de montagem e maquinagem do dispositivo, bem como os erros do próprio provete. Erros estes que poderiam introduzir cargas iniciais no adesivo. O carro móvel e as buchas trazem capacidade para a máquina realizar testes experimentais em provetes de variadas dimensões, tornando a mesma mais versátil.

A posição na vertical do eixo da cadeia cinemática introduziu a necessidade de acrescentar dois contrapesos, um deles no veio de ligação inferior outro, com ajuda de uma polia, nas “costas” da base. Os objetivos destes são diferentes, o primeiro consiste em tornar a bucha inferior num pendulo estável, fazendo baixar o centro de massa para uma posição abaixo do centro de rotação do rolamento. O segundo permite, evitar movimento do carro móvel e equilibrar o peso deste impedindo a compressão/tração do provete. É ainda possível com o contrapeso ligado ao carro móvel introduzir carga axial, se desejado, para avaliar a influência da mesma na resistência ao corte dos adesivos.

Os componentes projetados foram desenvolvidos e simulados através do programa de modelação tridimensional *Solidworks 2011*®. A principal preocupação virou-se para a rigidez torsional, tentando garantir poucas deformações no conjunto para que as rotações lidas diretamente pela posição do veio do redutor sejam na sua maioria responsável pela deformação do adesivo. Por outro lado, para um bom controlo da máquina também é necessária uma rigidez torsional das peças superiores à do transdutor de binário.

Para se realizarem ensaios de fadiga, as especificações da cadeia cinemática são contraditórias com as existentes para a realização de ensaios estáticos. Para se conseguir elevada rigidez e versatilidade por parte do dispositivo, os componentes acabam por ter uma inércia demasiada elevada para ensaios de fadiga. Por outro lado o elevado *backlash* do redutor planetário utilizado traria grandes dificuldades no controlo do sistema, principalmente na inversão do movimento. Assim, na eventualidade de se querer realizar ensaios de fadiga, a cadeia cinemática teria de ser substituída aproveitando o barramento da máquina que é capaz de resistir aos ensaios dinâmicos.

Este projeto demonstra grande potencial para futuras melhorias, entre elas:

- Efetuar a medição da deformação do provete diretamente nas extremidades do substrato próximo da junta, medindo a deformação relativa e por consequência a deformação real do mesmo.
- Estudo de uma nova cadeia cinemática, capaz de se adaptar ao restante conjunto, para a realização de ensaios de fadiga

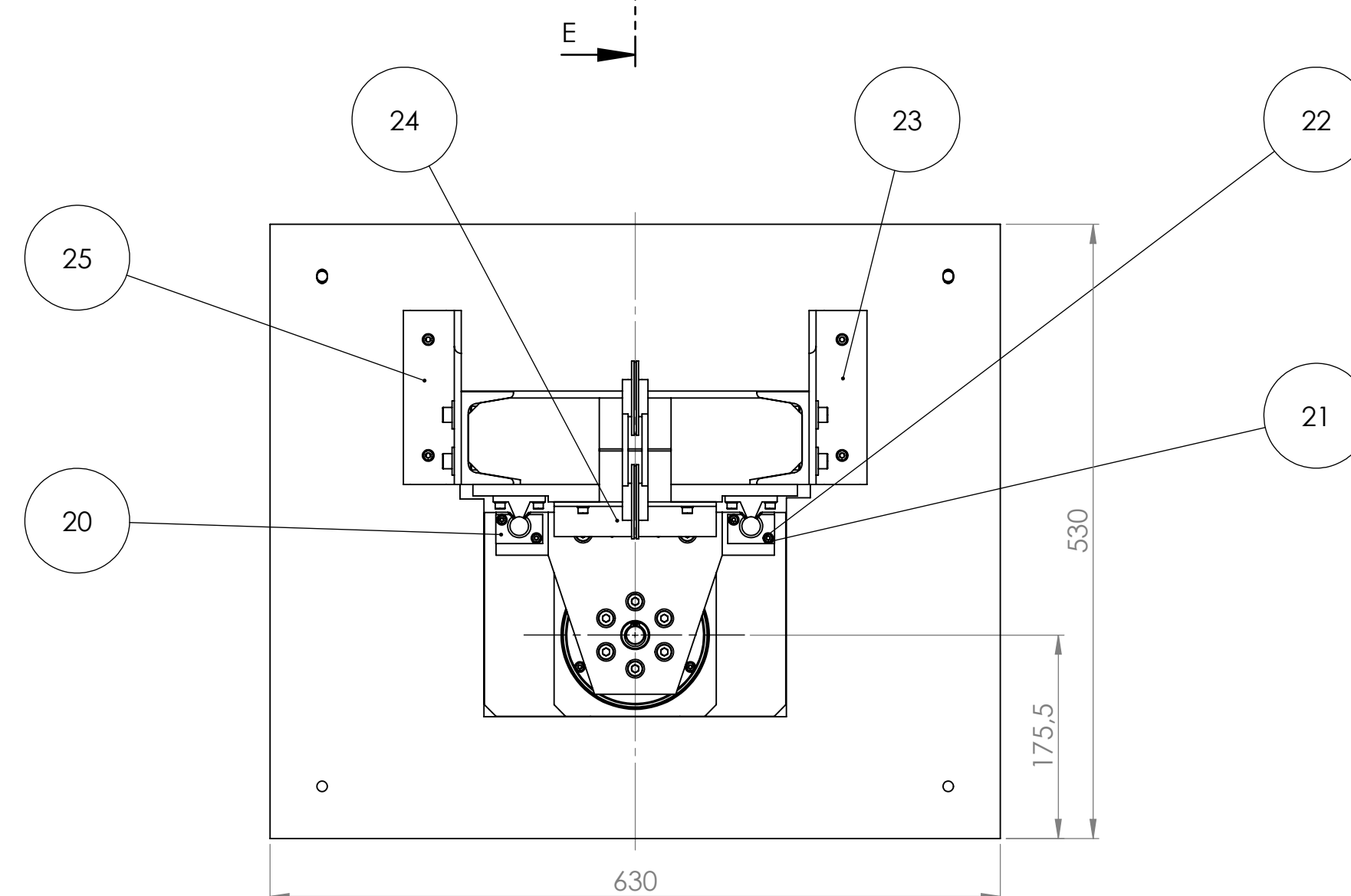
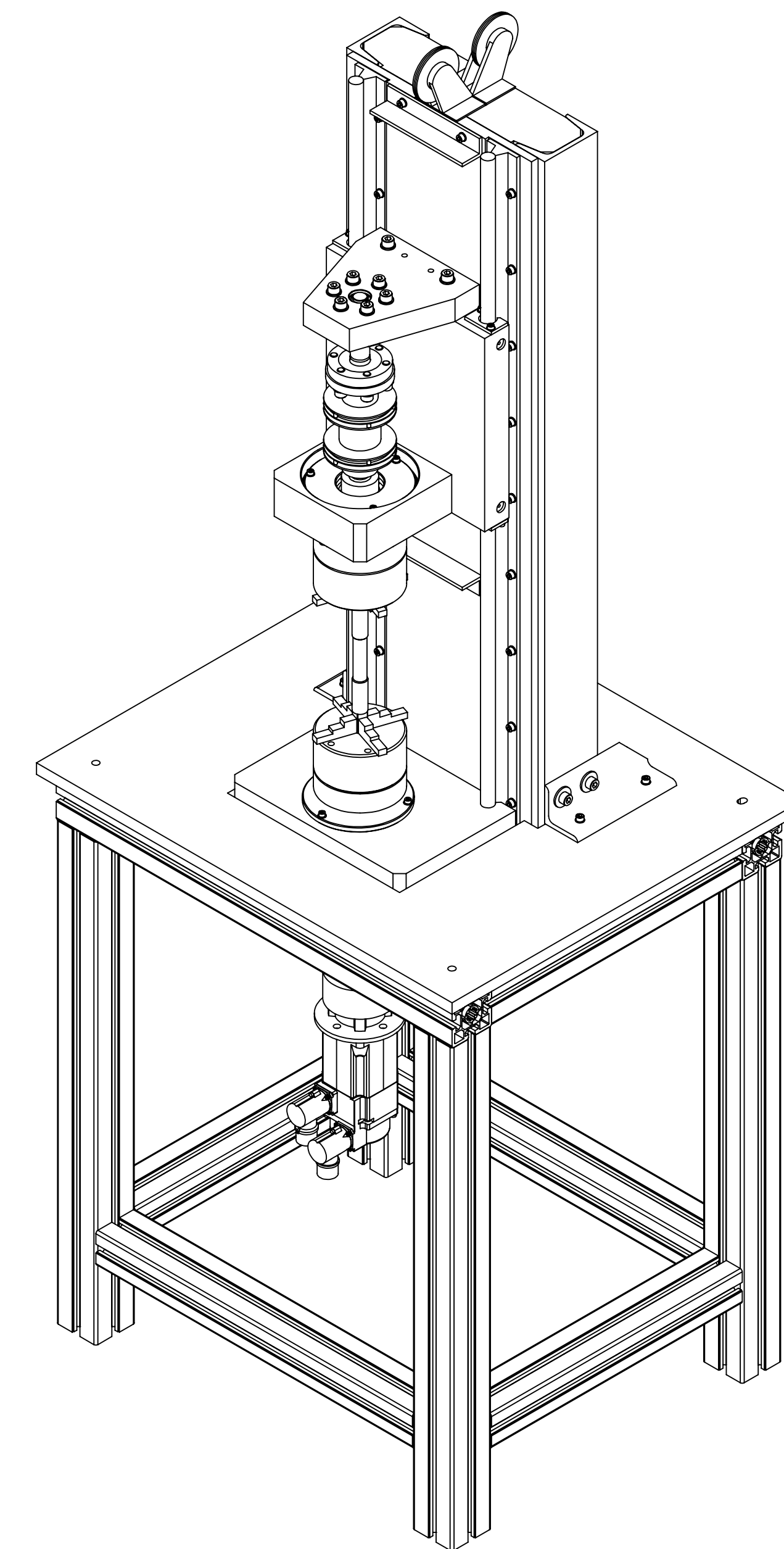
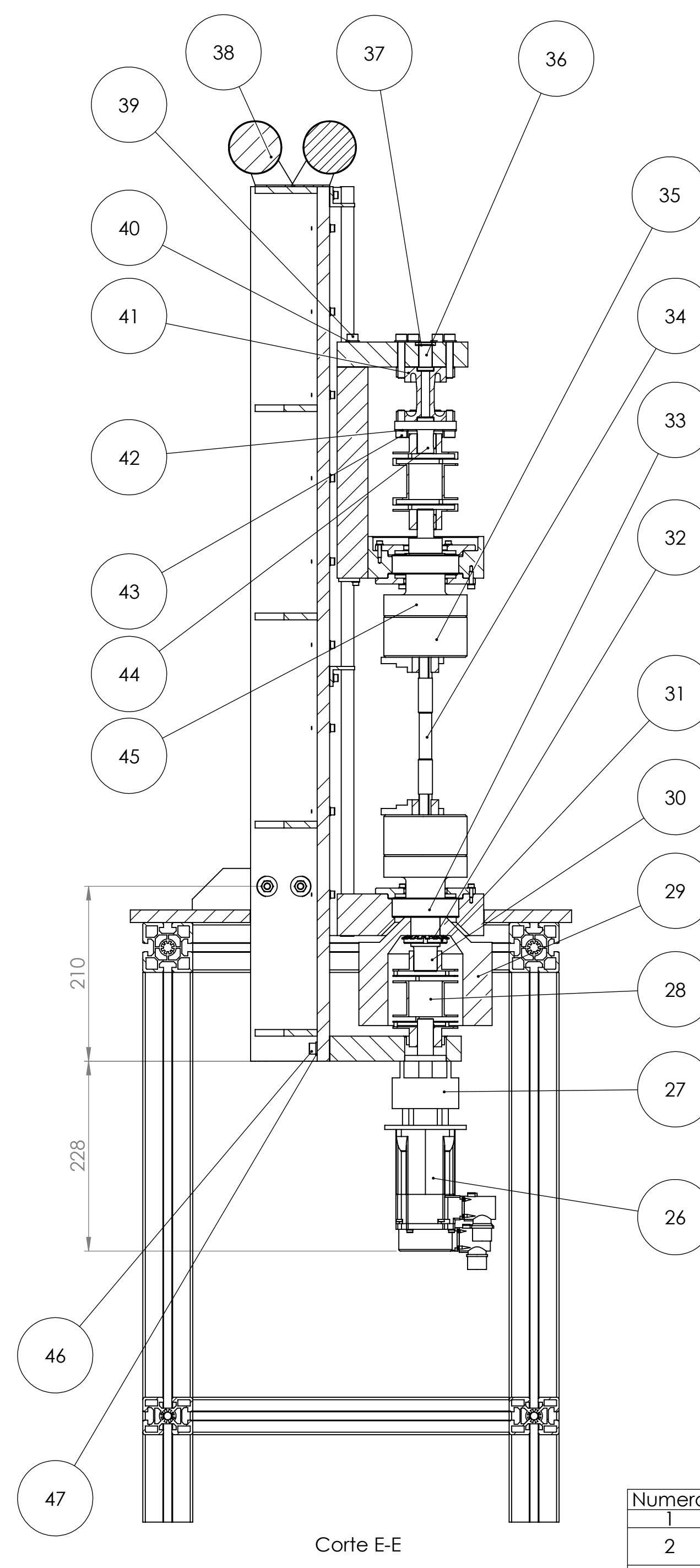
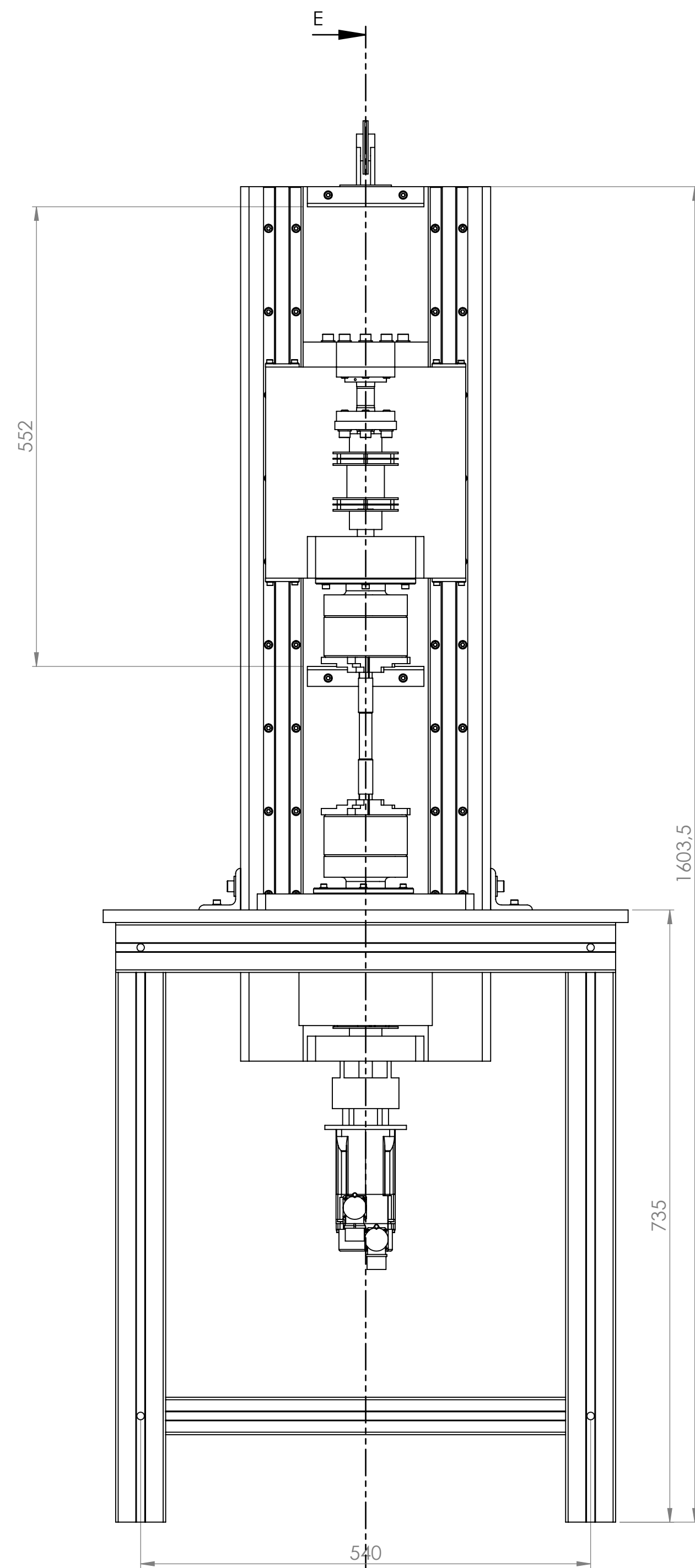
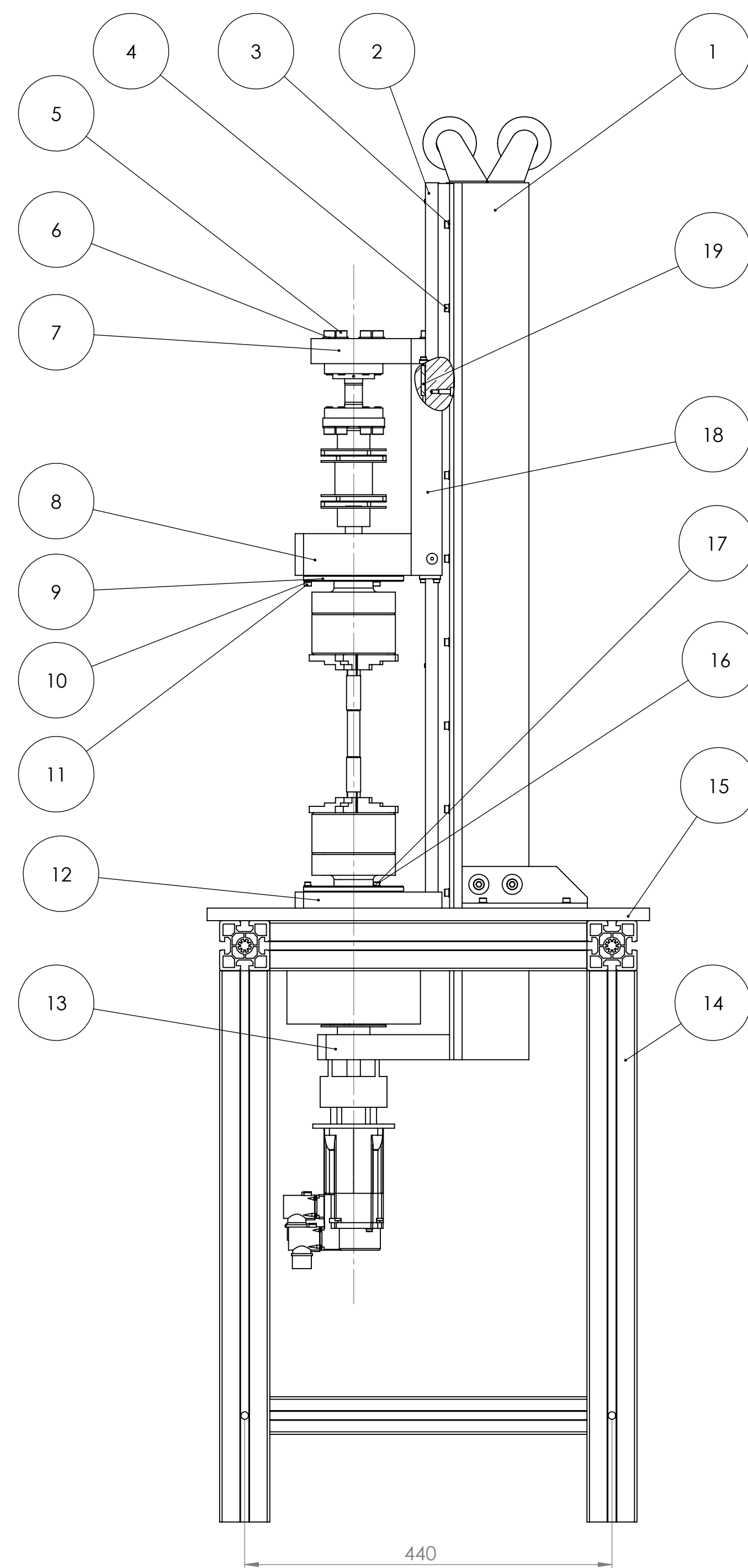
- Implementação de uma câmara térmica para ensaios numa variada gama de temperaturas do adesivo (-80°C a 200°C), sendo preciso garantir que as variações de temperatura ocorram exclusivamente no provete.

Referências e bibliografia

1. Lucas F.M. da Silva, David A. Dillard, Bamber R.K. Blackman, Robert D. Adams. Testing Adhesive Joints. s.l. : WILEY-VCH, 2012.
2. Guimarães, André Filipe da Costa. Conceção e automatização de um sistema para ensaios de resistência à torção de juntas adesivas. Porto : FEUP, 2013. Tese de Mestrado.
3. INSTRON. MT MicroTorsion Series - Low Capacity Torsion Testing Systems. 2010.
4. Oliveira, Fernando, máquina torsiómetro existente no LET da FEUP, projeto LET 83/14B N°21.
5. Egitron. [Online] www.egitron.pt, Junho 2013.
6. Citrinus. [Online] www.citrinus.com, Junho 2013.
7. PROXXON. Anleitung für Drehfutter für PD 400 Durchmesser 100 mm.
8. FAG. Programa standard FAG. Catálogo 41 500/2 SA.
9. SKF. Rolling bearing.
10. RS. [Online] <http://pt.rs-online.com/web/>, Junho 2013.
11. Siemens. FLENDER Standard Couplings Catalog MD 10.1. 2011.
12. SYSTEMES, DASSAULT. Solidworks Simulation Help . [Online] http://help.solidworks.com/2012/English/SolidWorks/cworks/IDC_HELP_HELP_TOPICS.htm.

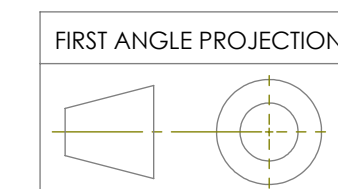
13. José António Almacinha, José Simões Morais. Desenho de construção mecânica. Porto : Editorial AEFEP, 2008.
14. F.RAMADA. Aços especiais.
15. Gomes, J.F. Silva. Mecânica dos sólidos e resistência dos materiais. Porto : INEGI. ISBN: 972-8826-06-0.
16. Morais, José Manuel de Simões. Desenho técnico básico Volume 3 23ª Edição. Porto : Gráficos Reunidos, LDA. ISBN 972-96525-2-x.
17. PARVEX. Brushless NX.
18. PARVEX. Réducteurs GE.
19. HUCO. [Online] <http://www.huco.com/>.
20. KMS. Catálogo Alumínios. 2010.
21. SKF. Linear bearings and units.
22. SKF. Linear bearings and units. Technical handbook.
23. Group, Rexroth Bosch. [Online] <http://www.boschrexroth-us.com/>, Junho 2013.
24. Rodrigues, J.D. Apontamentos de vibrações de sistemas mecânicos. Porto : Universidade do Porto, 2013.
25. [Online] <http://www.perdiamateria.eng.br/ElemacI/APOSTILA%205%20-%20CHAVETAS%20E%20ESTRIAS.pdf>, Junho 2013.
26. Shigley, Joseph Edward. Mechanical Engineering Design. s.l. : McGraw-Hill Book Company, 1986. ISBN 0-07-100292-8.
27. Technologies, APPLIED Industrial. [Online] <http://web.applied.com/assets/attachments/492ACC9E-E5C2-2D43-0B8CCDA72ACE3361.pdf>, Junho 2013.
28. Autor não identificado. Mechanical Characterization of Sealants.

ANEXO 0: Conjunto



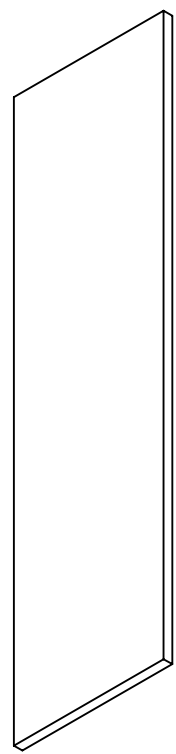
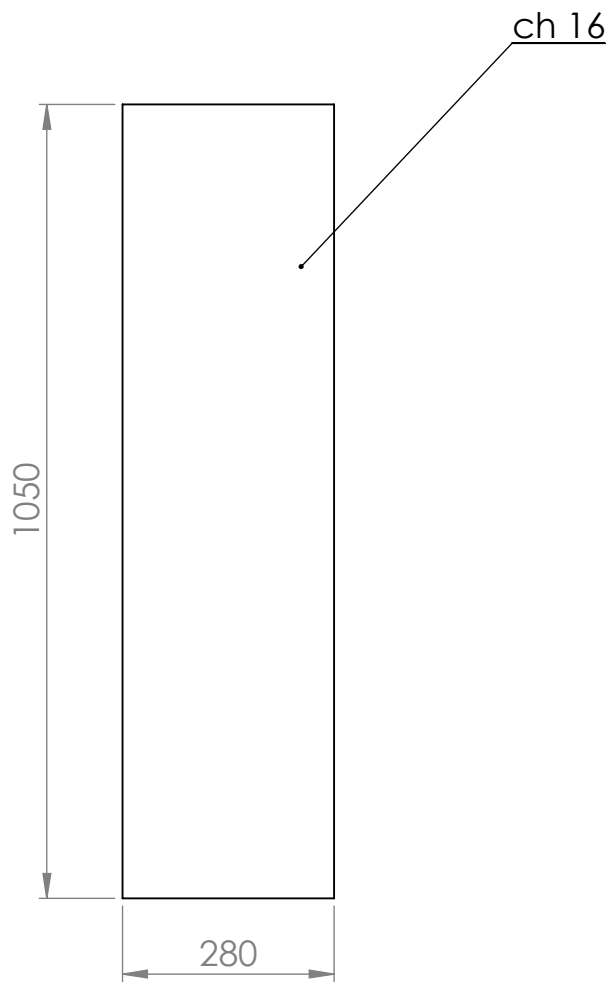
Numero	Descrição	Quantidade	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47
1	Base	1	Cantoneira esquerda	Motro Parvex NX 310EAPR301	Redutor Parvex GE3N216R0401	Acoplamento ARPEX RS-6 series 78-6	Contrapeso	Veio de ligação inferior	Porca FAG KM7	Anilha FAG MB7	Rolamento FAG 2208	Provete	Buchas Proxxon PD400	Veio centragem	Anel elástico DIN 471 16x1 (s.normal)	Roldana	CHC ISO 4762-M8x45-8.8	Anilha ISO 7089-8-A140	Transdutor	Anilha ISO 7089-8-A140	CHC ISO 4762-M8x35-8.8	Flange com veio escatelado	Veio ligação superior	CHC ISO 4762-M8x25-8.8	Anilha ISO 7089-8-A140
2	Guia SKF LJM16x900ESSC6	2																							
3	CHC ISO 4762-M5x12-8.8	36																							
4	Anilha ISO 7089-5-A140	36																							
5	CHC ISO 4762-M8x45-8.8	6																							
6	Anilha ISO 7089-8-A140	6																							
7	Apoio Transdutor	1																							
8	Apoio Garra superior	1																							
9	Tampa dos Apoios	3																							
10	CHC ISO 4762-M4x16-8.8	6																							
11	Anilha ISO 7089-4-A140	6																							
12	Apoio Garra inferior	1																							
13	Apoio Redutor	1																							
14	Mesa	1																							
15	Chapa da mesa	1																							
16	CHC ISO 4762-M4x12-8.8	3																							
17	Anilha ISO 7089-4-A140	3																							
18	Carro móvel	1																							
19	Manga SKF LBCT 16 A-2LS	4																							
20	Tampas carro	4																							
21	CHC ISO 4762-M4x12-8.8	8																							
22	Anilha ISO 7089-4-A140	8																							
23	Cantoneira direita	1																							
24	Batente	2																							

Maquina para ensaios de torção de adesivos

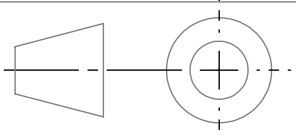


NAME	SIGNATURE	DATE	DWG NO.	A1
Joel Almeida Gonçalves		2013/07	Des 20130723	
Inv. Carlos Moreira da Silva			SCALE:1:5	SHEET 1 OF 1

ANEXO A: Chapa

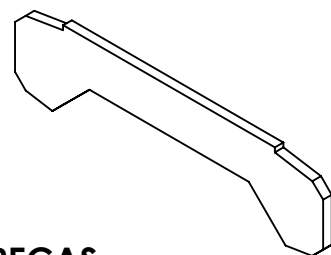
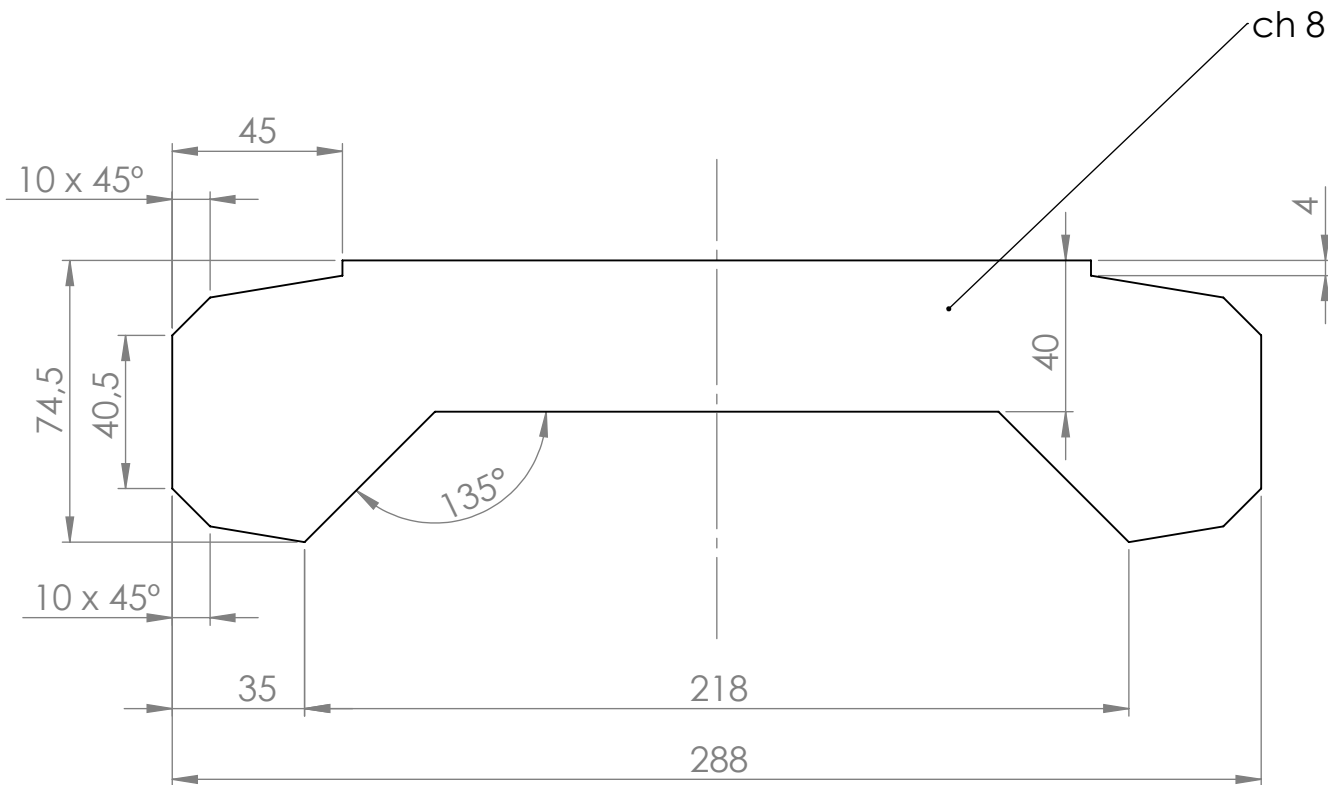


FIRST ANGLE PROJECTION



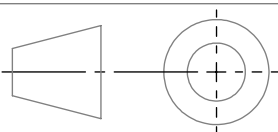
	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:	
DRAW	Joel Almeida Gonçalves		2013/07	Chapa	
VERIF.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-fH		MATERIAL: Aço Fe 360		Des 20130701	A4
SCALE:1:20				SHEET 1 OF 4	

ANEXO B: Nervura



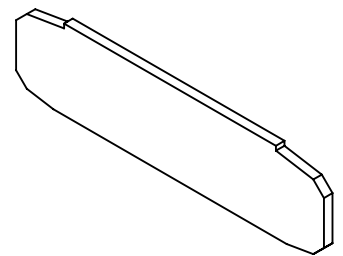
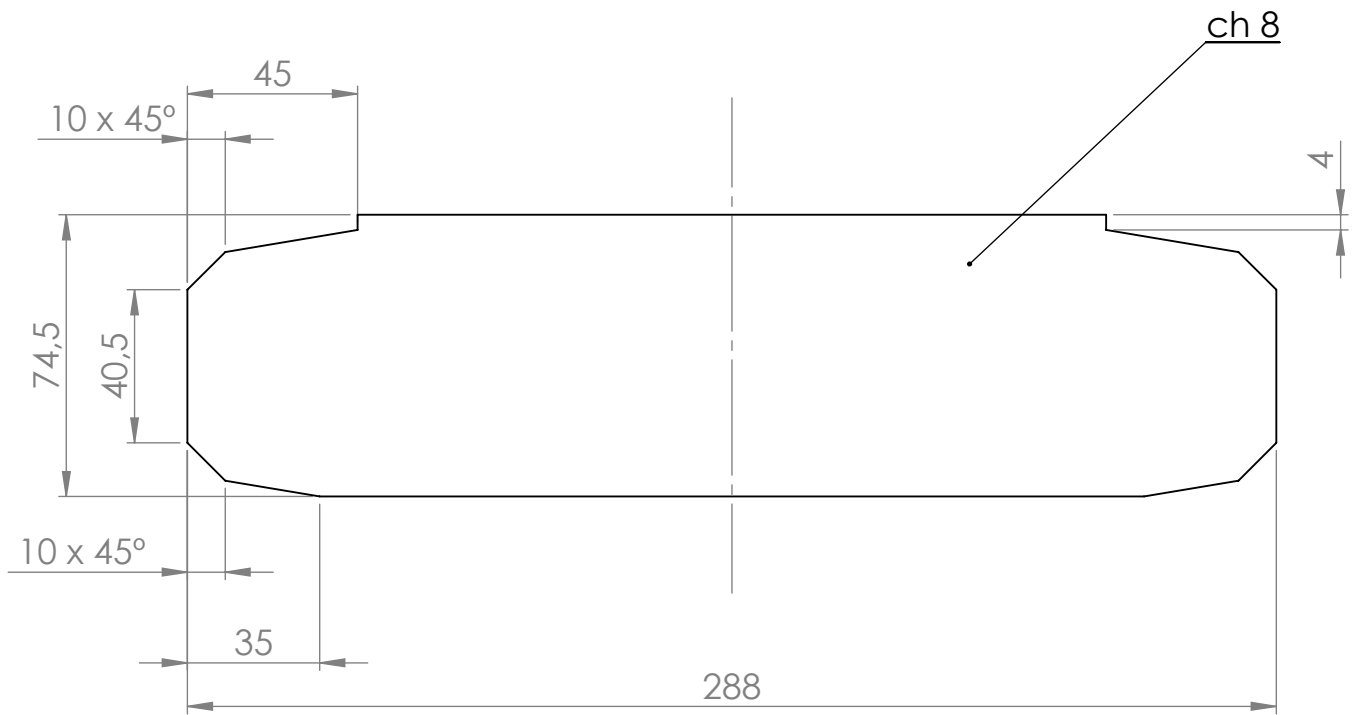
4 PEÇAS

FIRST ANGLE PROJECTION

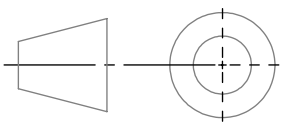


	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:	
DRAW	Joel Almeida Gonçalves		2013/07	Costela	
VERIF.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-fH		MATERIAL: Aço Fe360		Des 20130702	A4
SCALE:1:2				SHEET 2 OF 4	

ANEXO C: Nervura 2

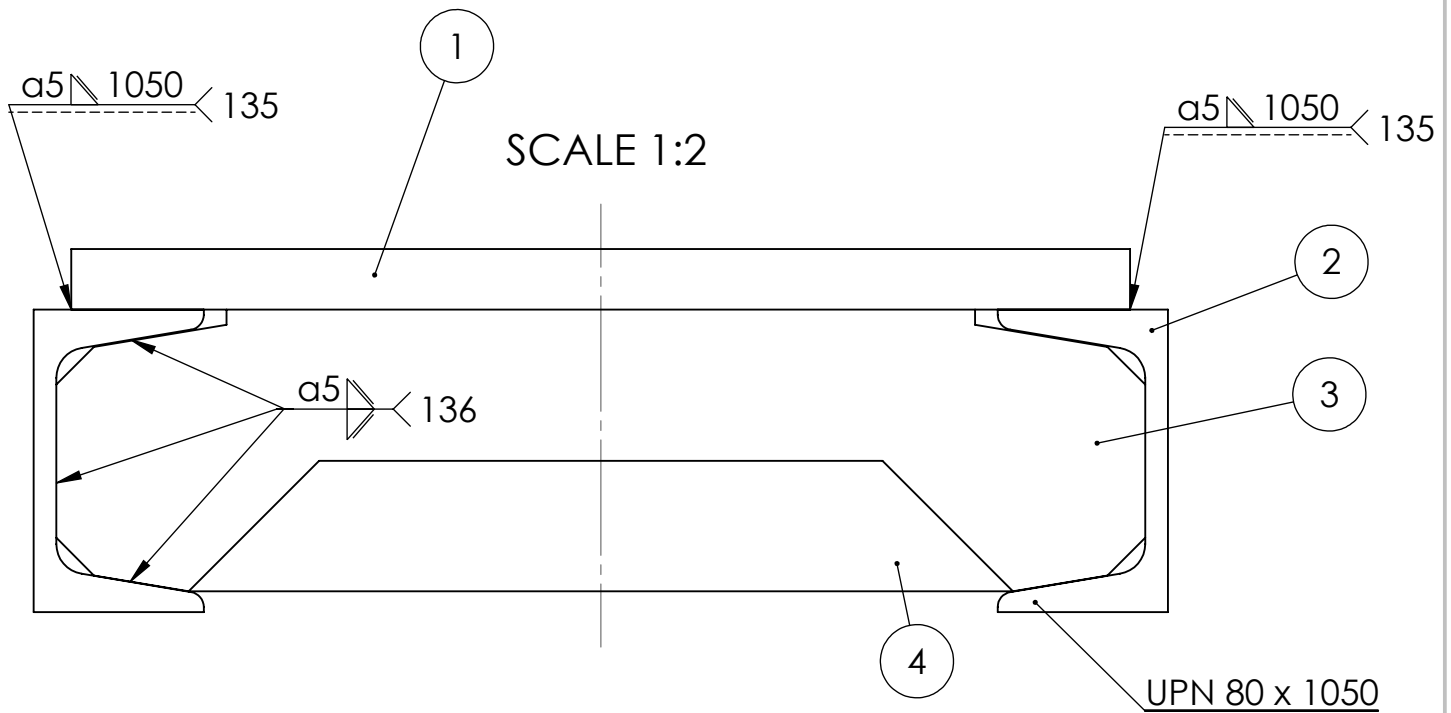
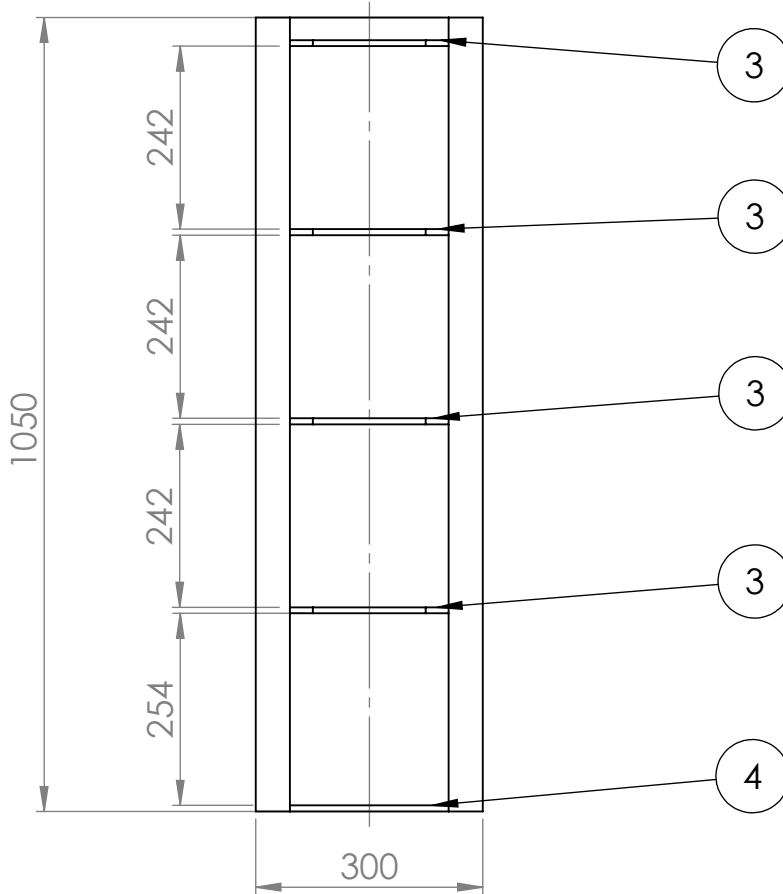


FIRST ANGLE PROJECTION

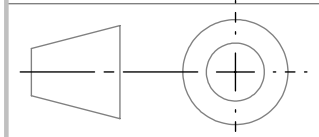


	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:	
DRAW	Joel Almeida Gonçalves		2013/07	Costela 2	
VERIF.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-fH		MATERIAL: Aço Fe360		Des 20130703	A4
				SCALE:1:2	SHEET 3 OF 4

ANEXO D: Soldadura da base



FIRST ANGLE PROJECTION

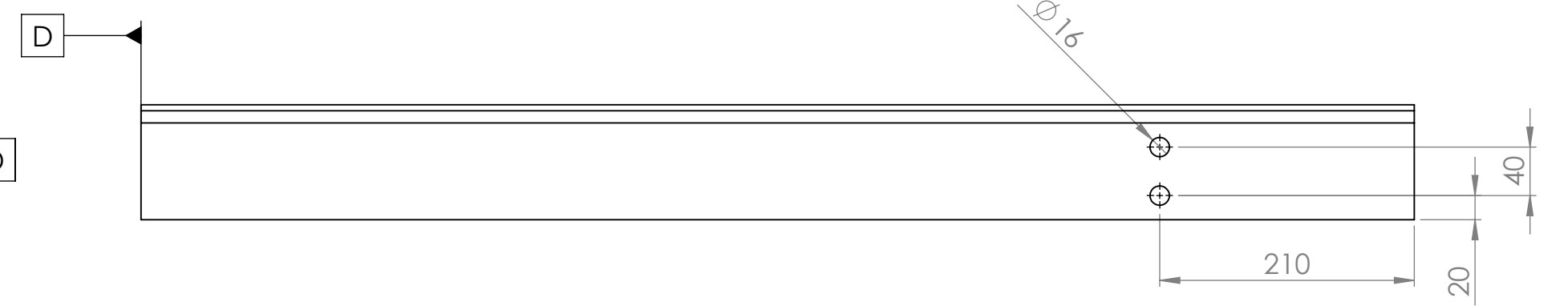
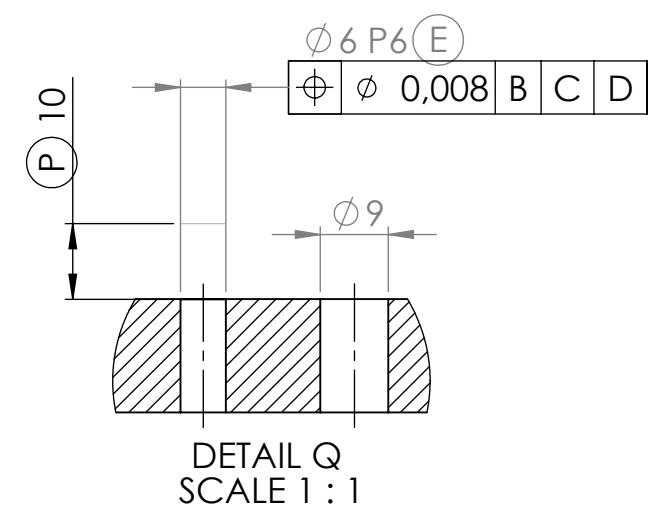
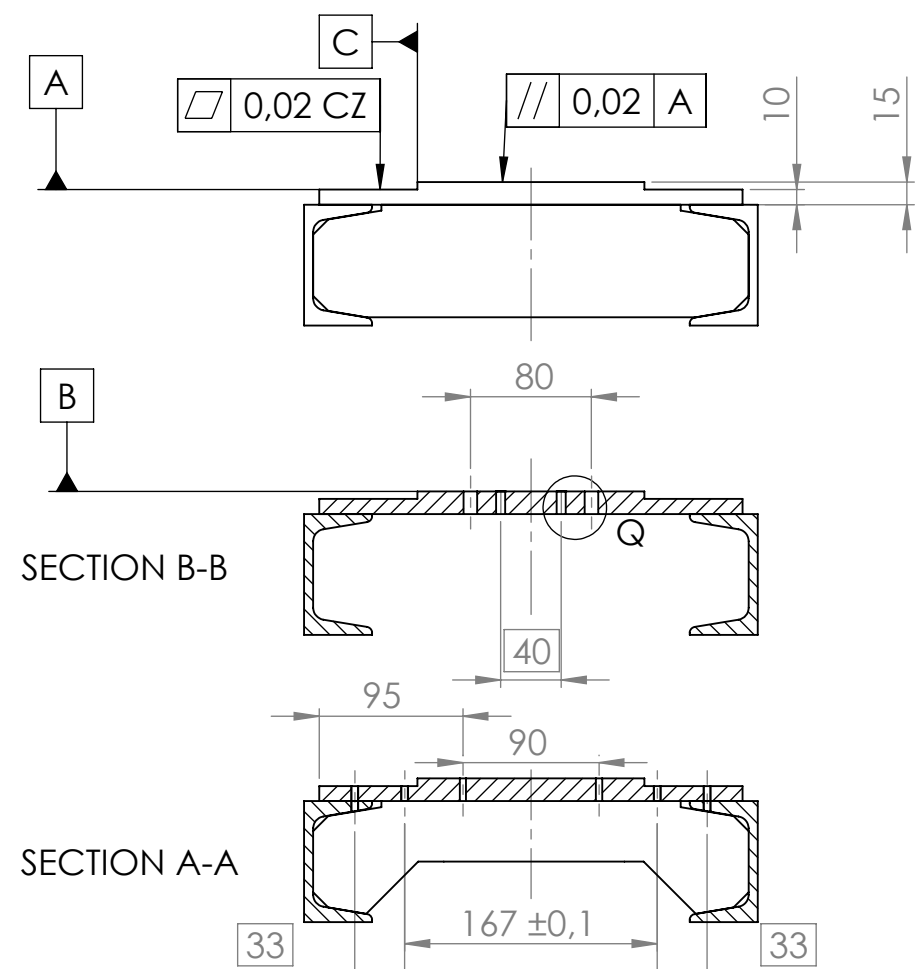
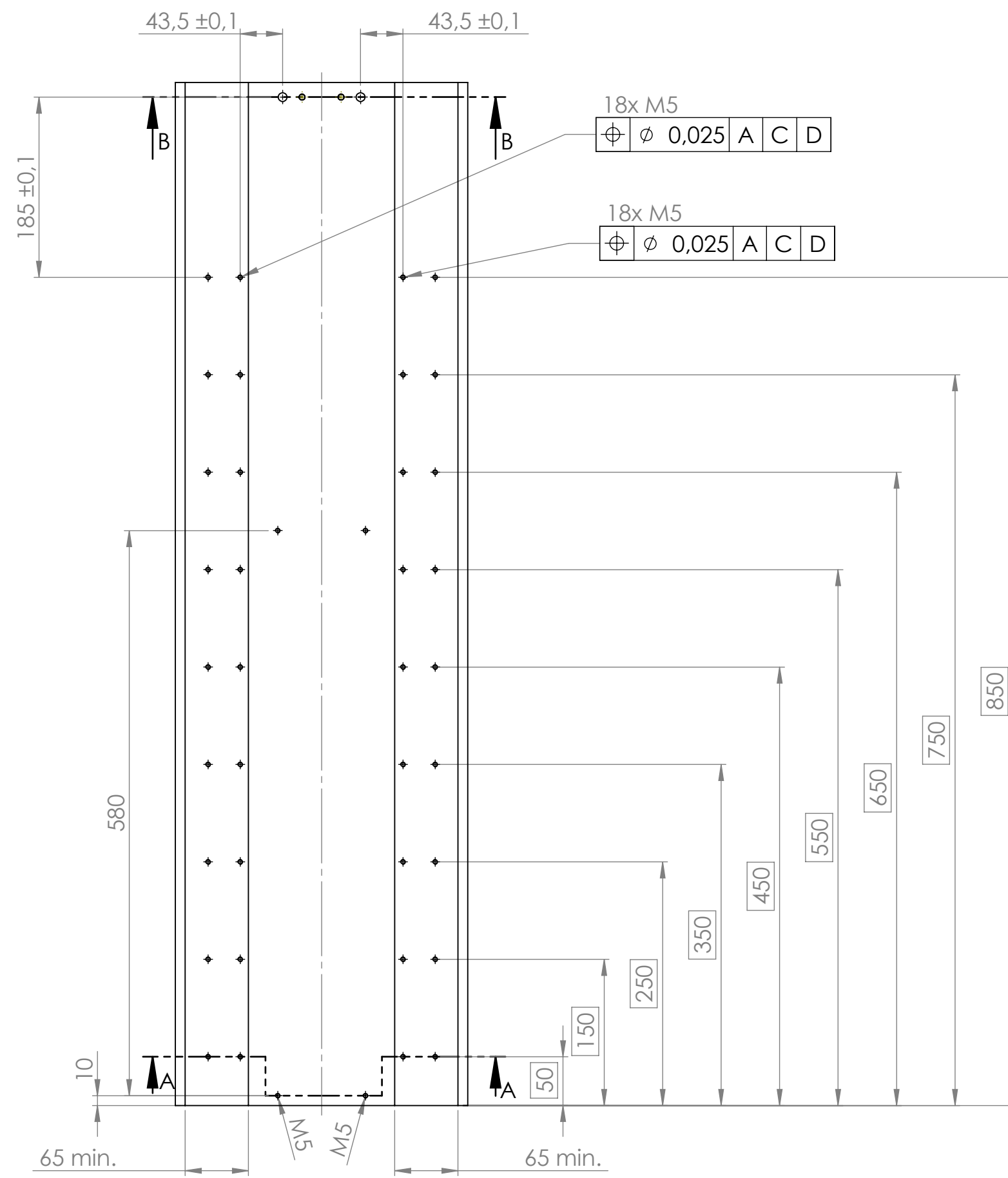


ITEM NO.	PART NUMBER	COMPONENT REFERENCE	QTY.
1	Chapa	Des 20130701	1
2	UPN		2
3	costela	Des 20130702	4
4	costela 2	Des 20130703	1

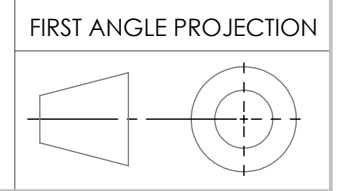
NAME		SIGNATURE		DATE	TITLE:	
DRAW	Joel Almeida Gonçalves			2013/07	Base soldadura	
VERIF.	Inv. Carlos Moreira da Silva					
ISO 2768-fH		MATERIAL:			Des 20130704	
					SCALE:1:10	SHEET 4 OF 4

A4

ANEXO E: Base

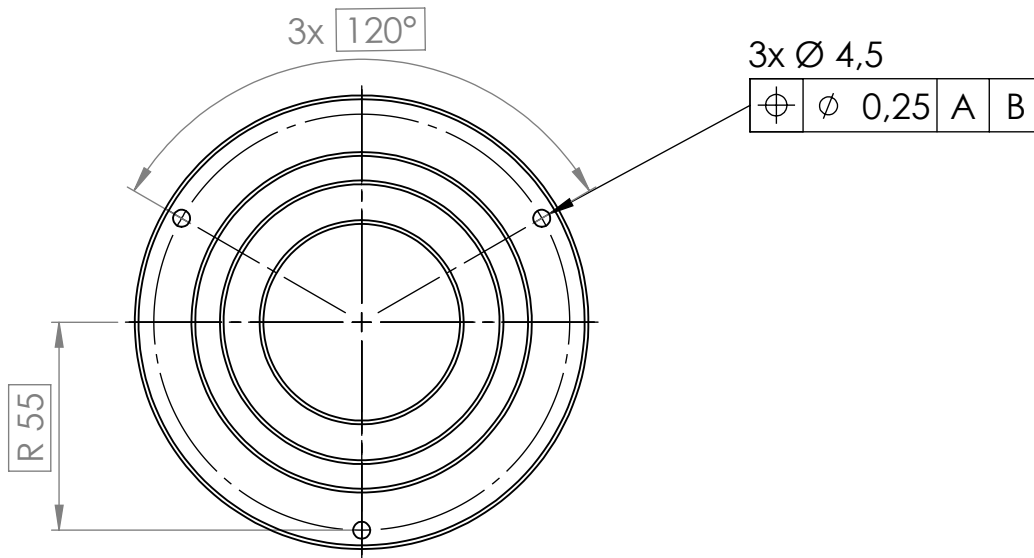
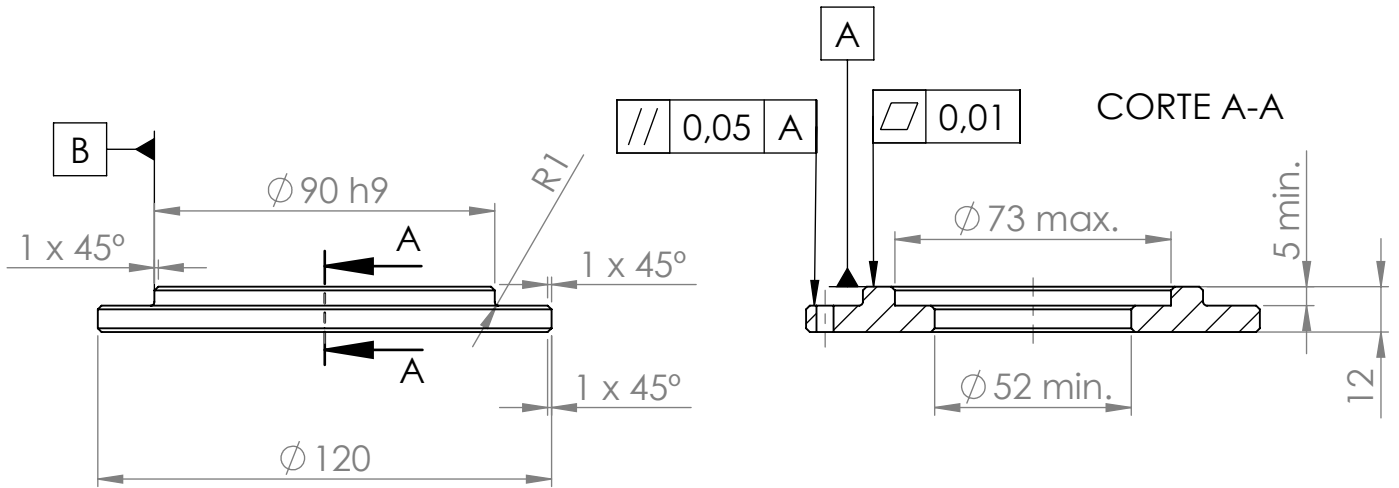
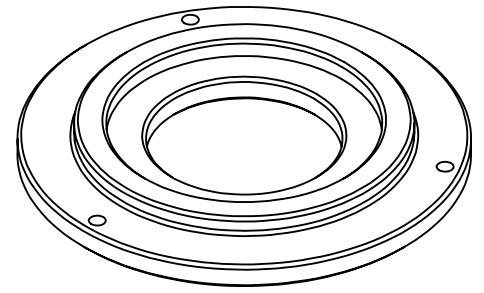


$\sqrt{\text{Ra } 1.6}$

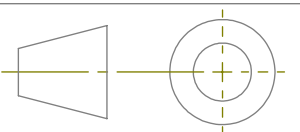


NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:
DRAWN: Joel Almeida Gonçalves		2013/07	Base
CHKD: Inv. Carlos Moreira da Silva			
ISO 2768-FH	MATERIAL: Fe360	Des 20130705 A2	
SCALE:1:5		SHEET 1 OF 1	

ANEXO F: Tampa apoios



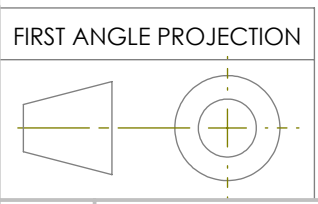
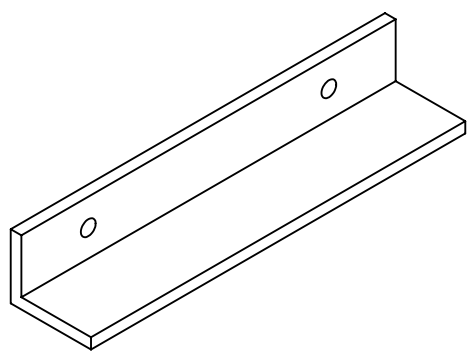
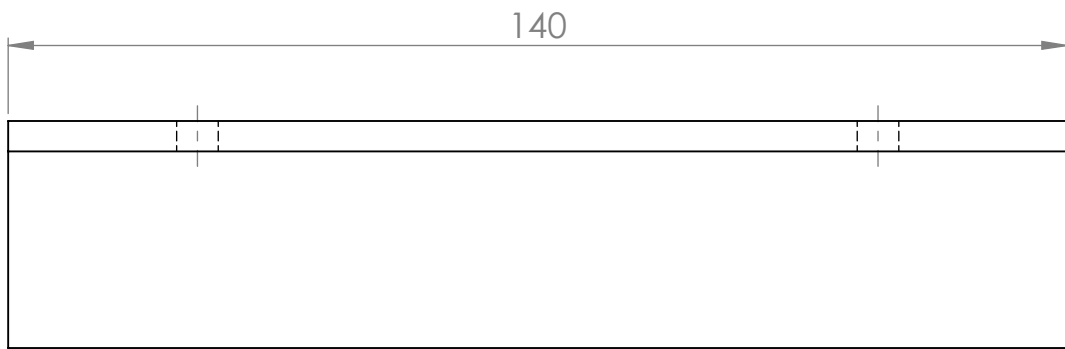
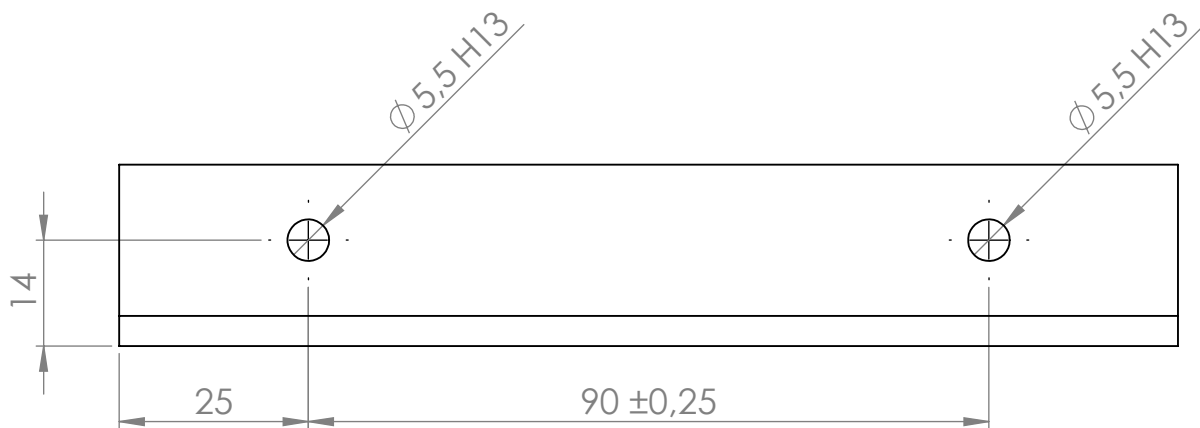
FIRST ANGLE PROJECTION



Ra 1.6

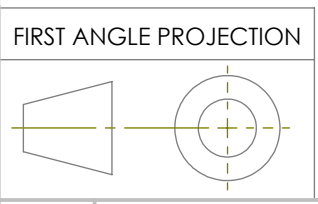
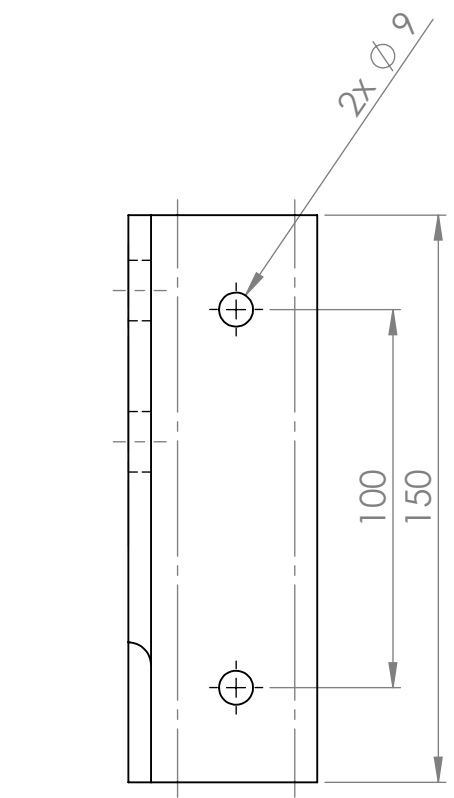
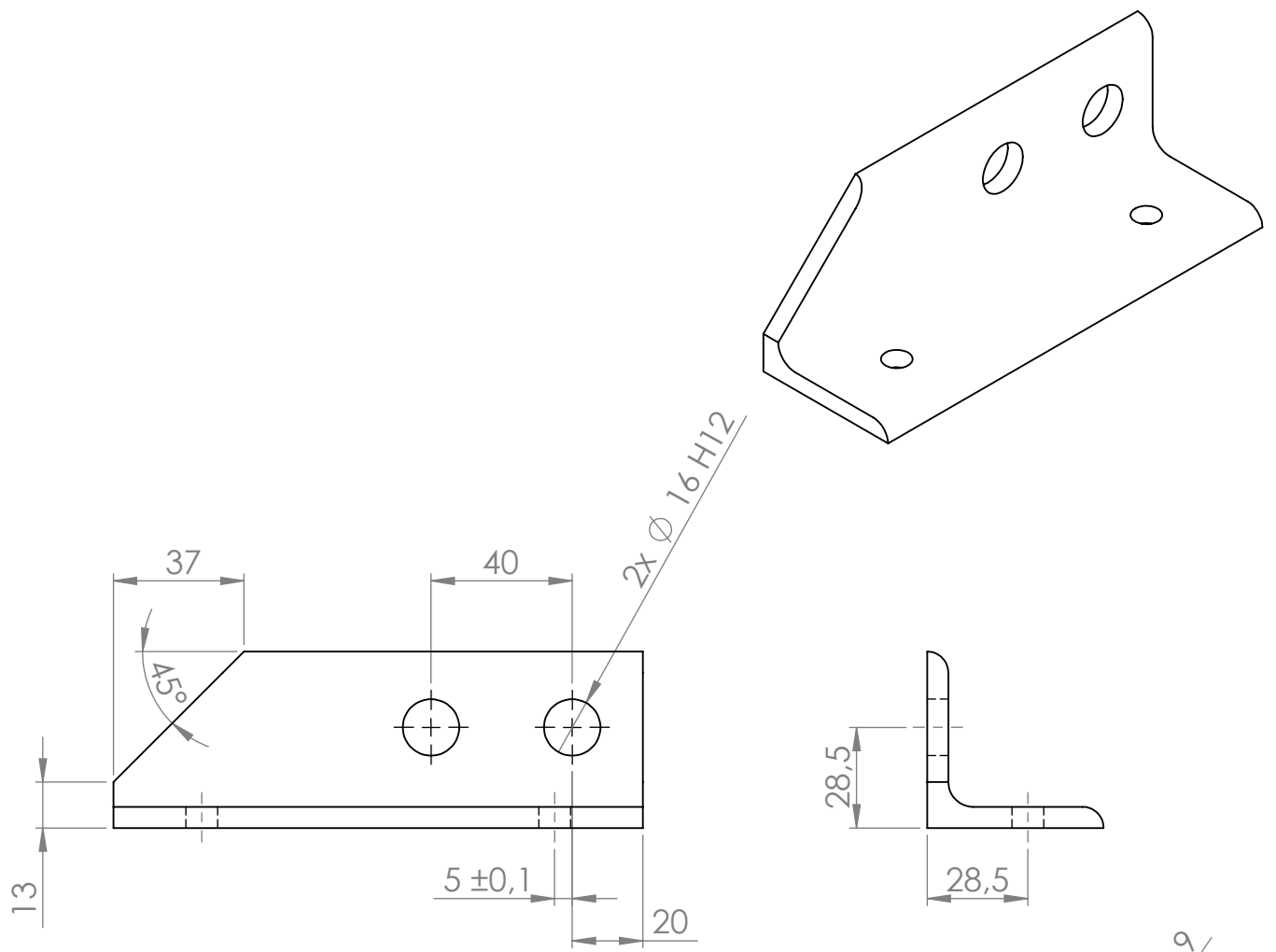
	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:
DRAW	Joel Almeida Gonçalves		2013/07	Tampa apoios
VERIF.	Inv. Carlos Moreira da Silva			
ISO 2768-fH	MATERIAL: ALUMÍNIO XTREME 7XXX		Des 20130706	
			SCALE:1:2	A4
			SHEET 1 OF 1	

ANEXO G: Patente



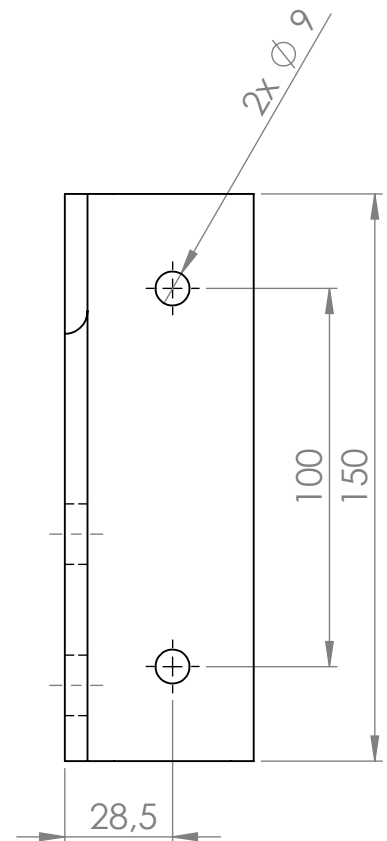
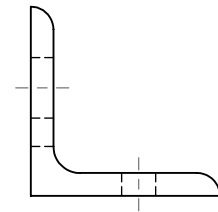
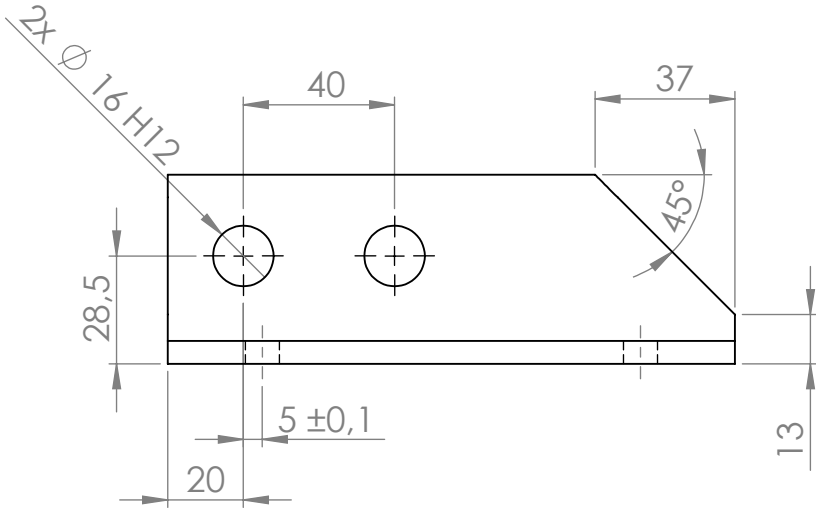
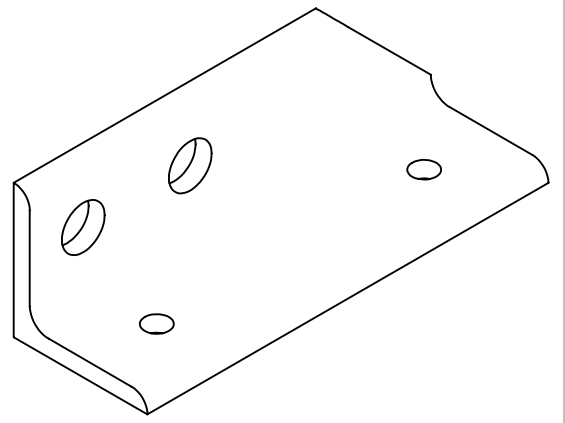
	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:	
DRAW	Joel Almeida Gonçalves		2013/07	Batente	
VERIF.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-fH		MATERIAL: Fe 360 Cantoneira de 30x1,5 mm		Des 20130707	A4
				SCALE:1:1	SHEET 1 OF 1

ANEXO H: Cantoneira esquerda

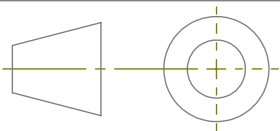


	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:	
DRAW	Joel Almeida Gonçalves		2013/07	Cantoneira esq.	
VERIF.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-fH		MATERIAL:		Des 20130708	A4
		Fe360 Cantoneira 50x6 mm			
SCALE:1:2				SHEET 1 OF 1	

ANEXO I: Cantoneira direita



FIRST ANGLE PROJECTION



	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:	
DRAW	Joel Almeida Gonçalves		2013/07	Cantoneira dir.	
VERIF.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-fH		MATERIAL: Fe360 Cantoneira 50x6 mm		Des 20130709	A4
SCALE:1:2				SHEET 1 OF 1	

ANEXO J: Veio de centragem

◎ 0,01 A

↗ 0,06 A

0,5 x 45°

34,5

0,5 x 45°

0,5 x 45°

(0,40)

Ø 15,20 h11

Ø 16 g6(E)

Ø 20 h6(E)

⊥ 0,008 A
↗ 0,04 A

0
26 -0,1

4,5 max.

1,1 H13

FIRST ANGLE PROJECTION



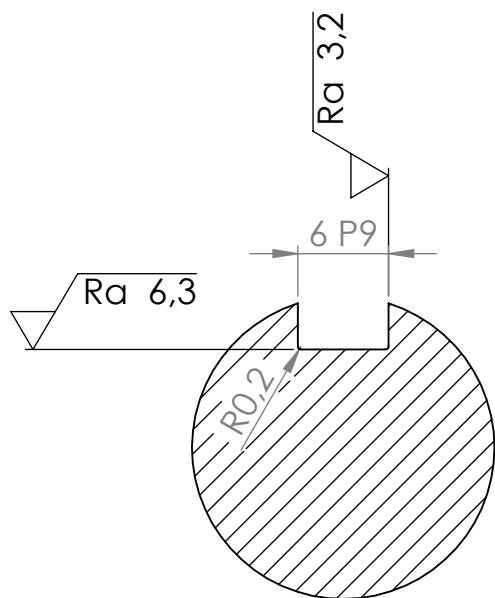
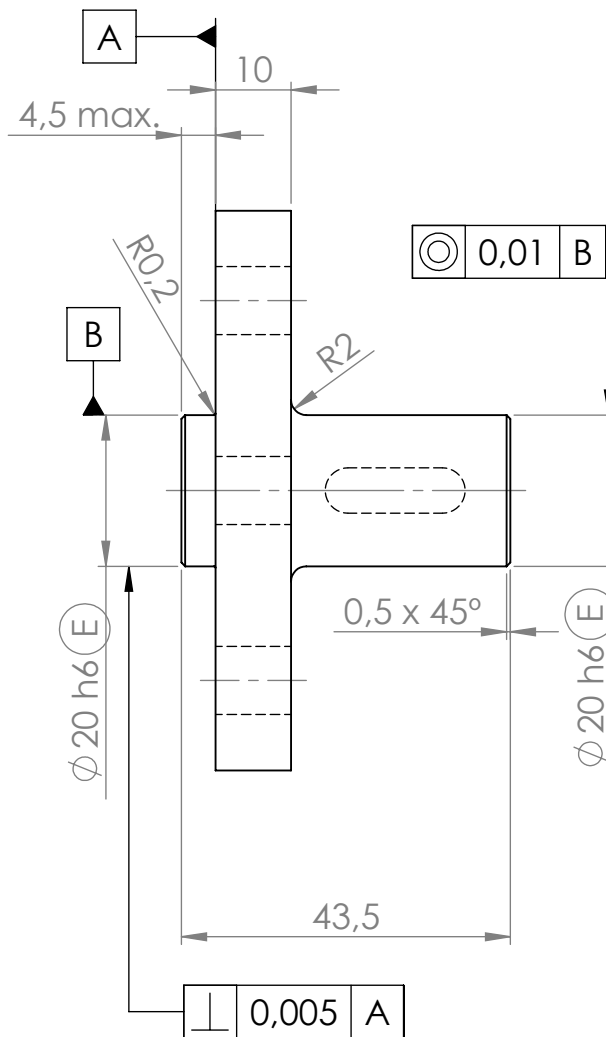
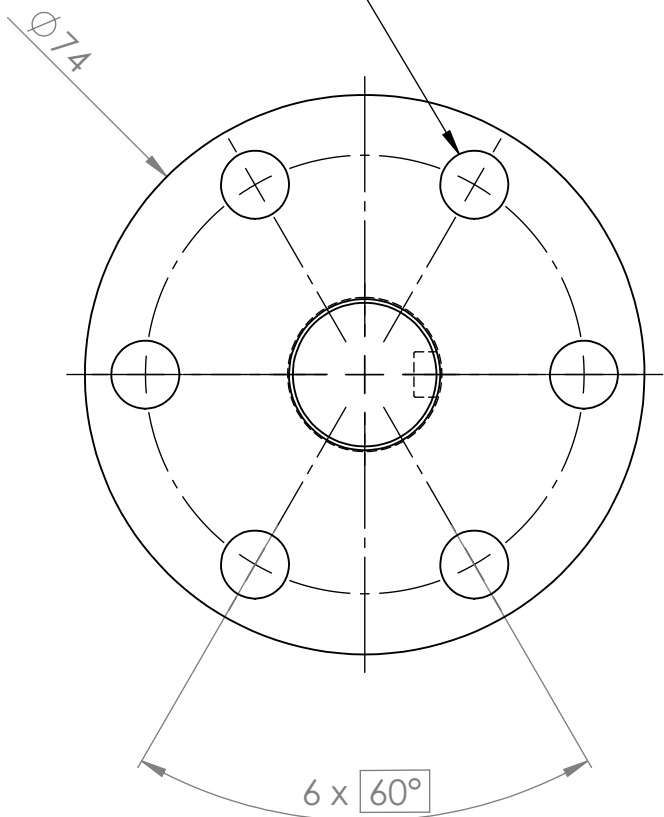
Ra 1.6

NAME		SIGNATURE		DATE		TITLE:	
DRAW	Joel Almeida Gonçalves			2013/07	Veio centragem		
VERIF.	Inv. Carlos Moreira da Silva						
ISO 2768-FH		MATERIAL: ALUMÍNIO XTREME 7XXX		Des 20130710		A4	
				SCALE:3:1		SHEET 1 OF 1	

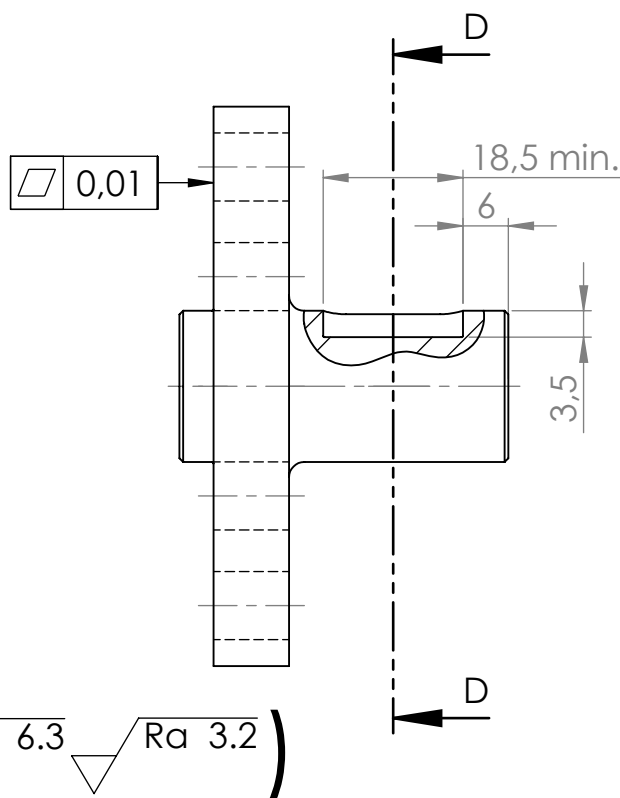
ANEXO K: Flange com veio escatelado

6 x Ø 9 H13

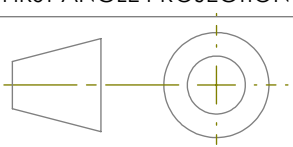
⊕ ⊖ 0,2 A B



Secção D-D
SCALE 2 : 1



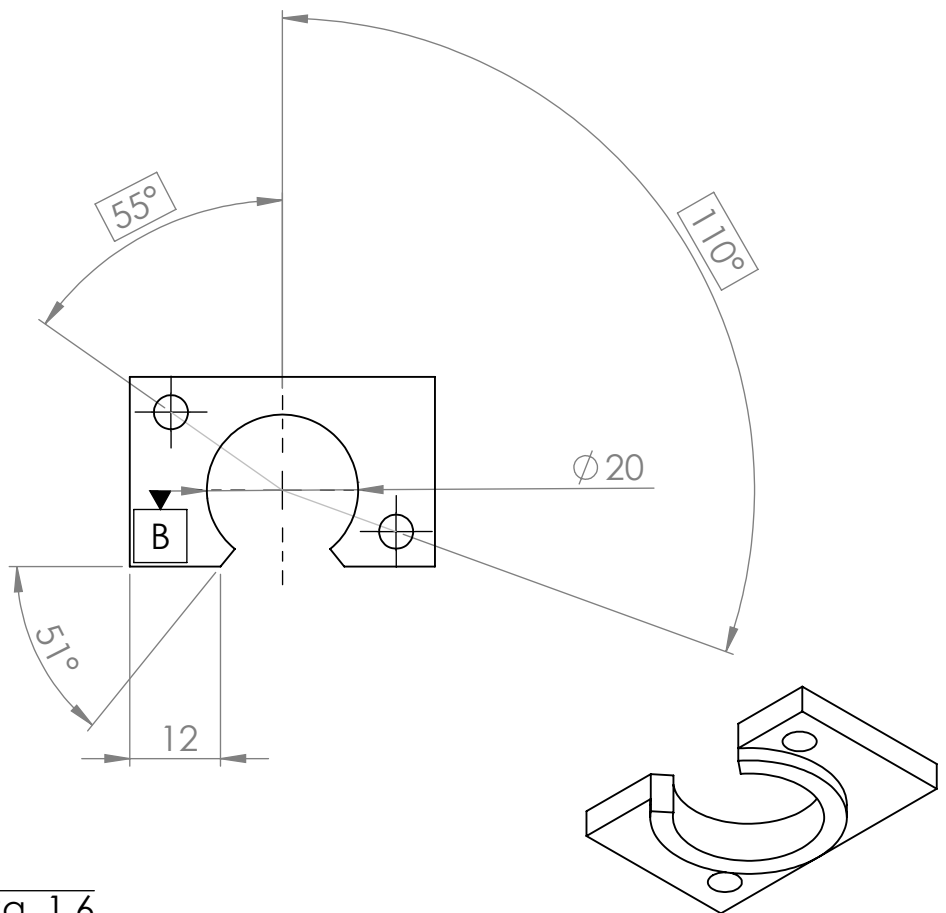
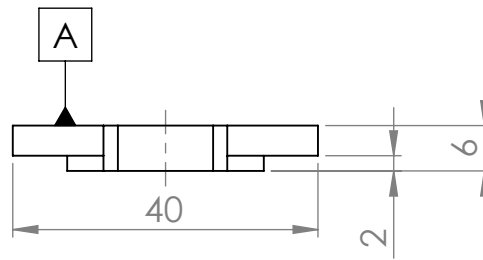
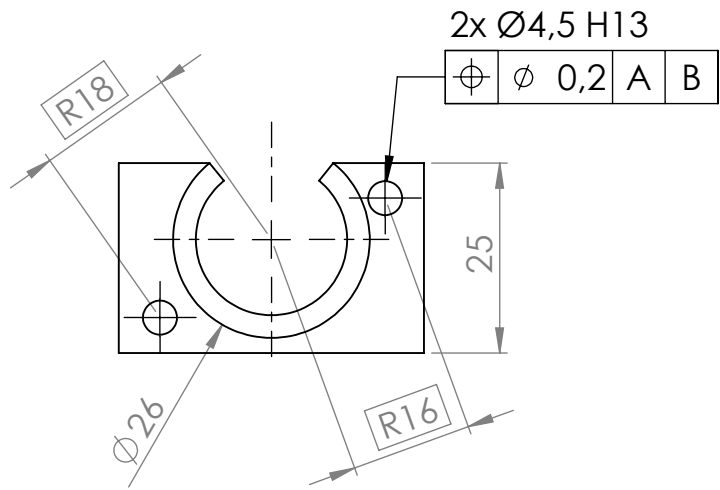
FIRST ANGLE PROJECTION



Ra 1.6 (Ra 6.3 Ra 3.2)

	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:
DRAW	Joel Almeida Gonçalves		2013/07	Flange com veio escatelado
VERIF.	Inv. Carlos Moreira da Silva			
ISO 2768-fH		MATERIAL:	Des 20130711	
		CK45	A4	
SCALE:1:1			SHEET 4 OF 4	

ANEXO L: Tampas carro



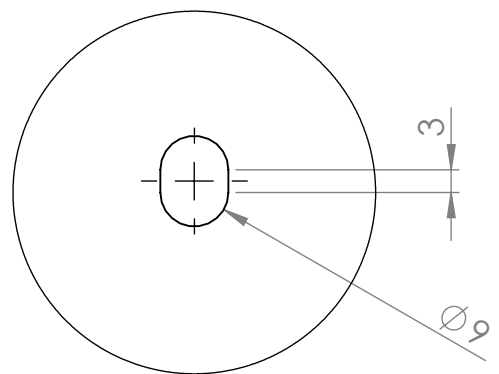
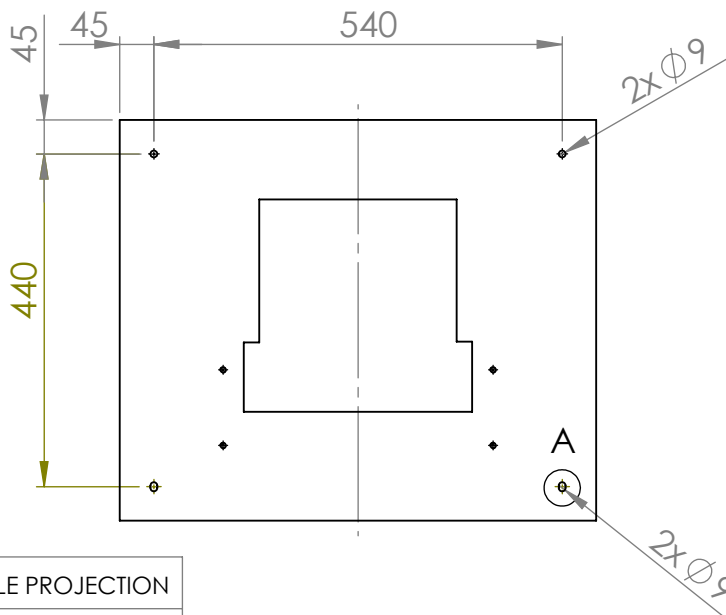
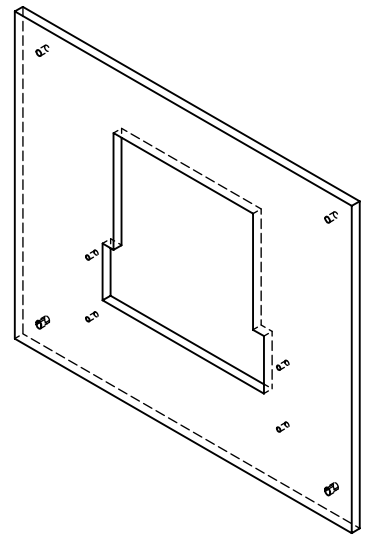
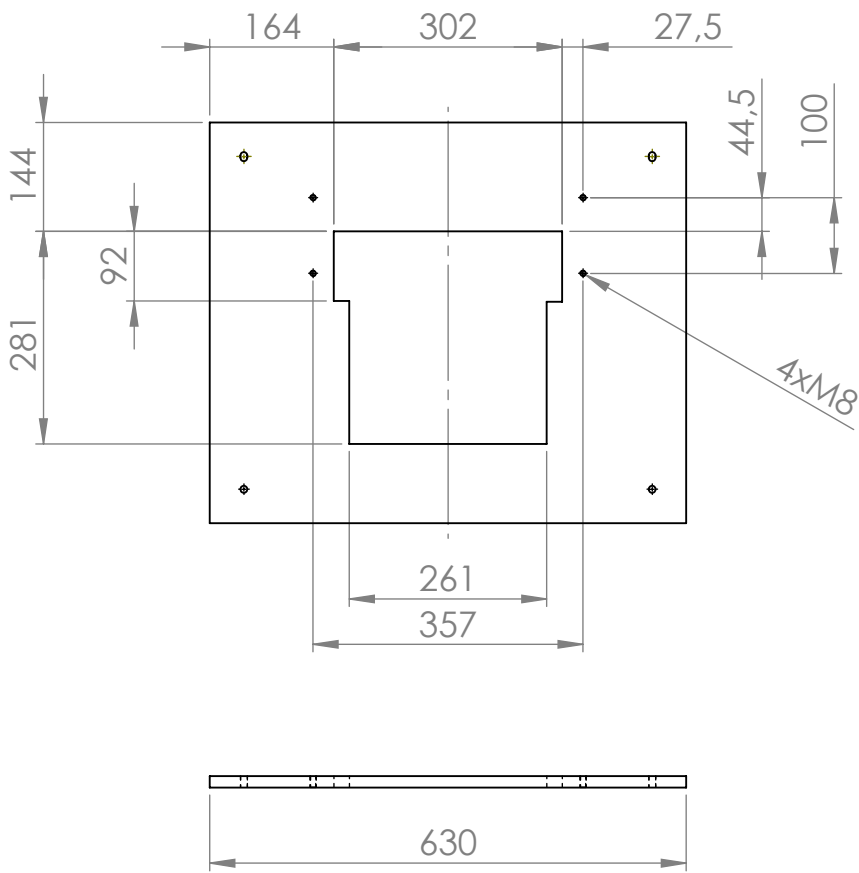
FIRST ANGLE PROJECTION



$\sqrt{\text{Ra 1.6}}$

	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:
DRAW	Joel Almeida Gonçalves		2013/07	Tampas carro
VERIF.	Inv. Carlos Moreira da Silva			
ISO 2768-fH	MATERIAL:			Des 20130712
	ALUMÍNIO XTREME 7XXX			A4
SCALE:1:1			SHEET 1 OF 1	

ANEXO M: Chapa mesa



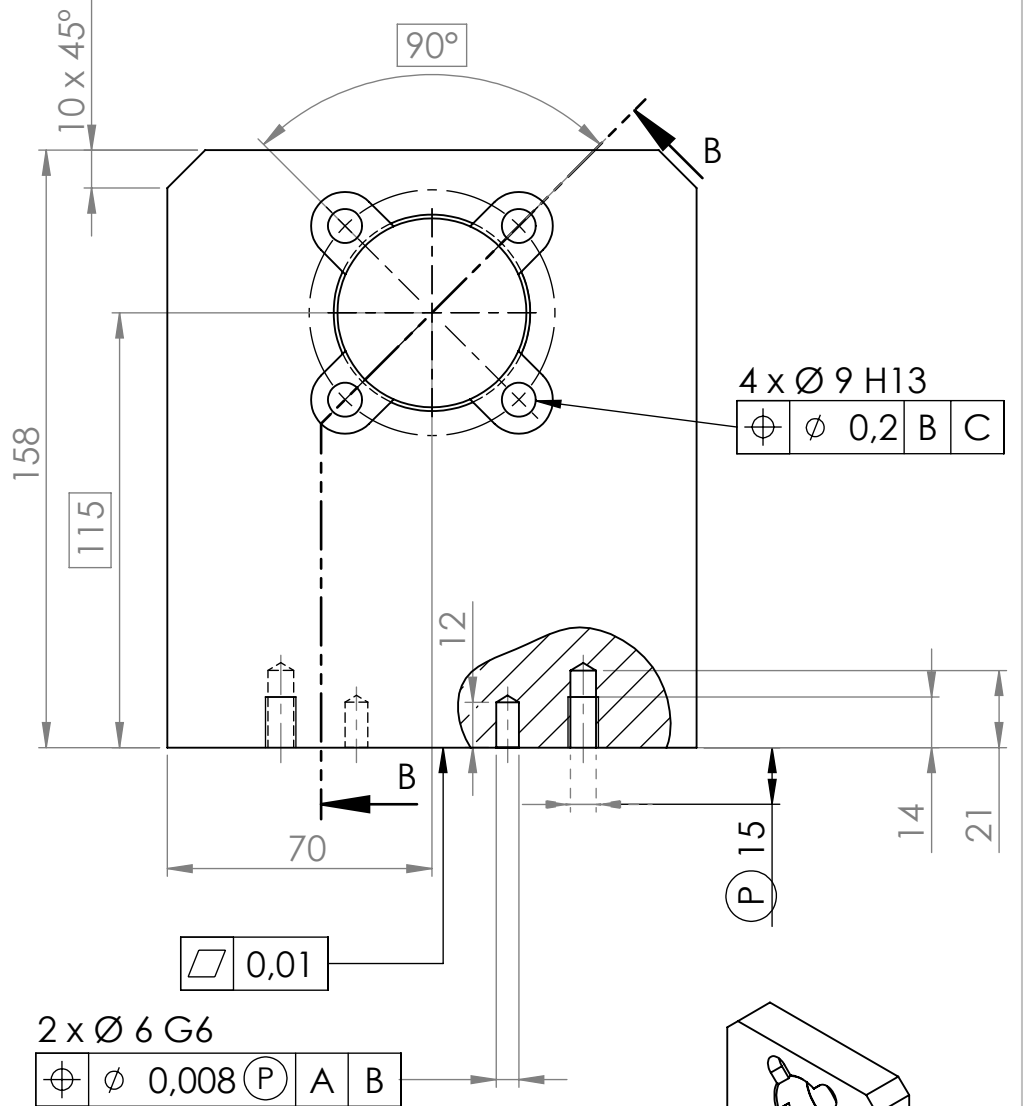
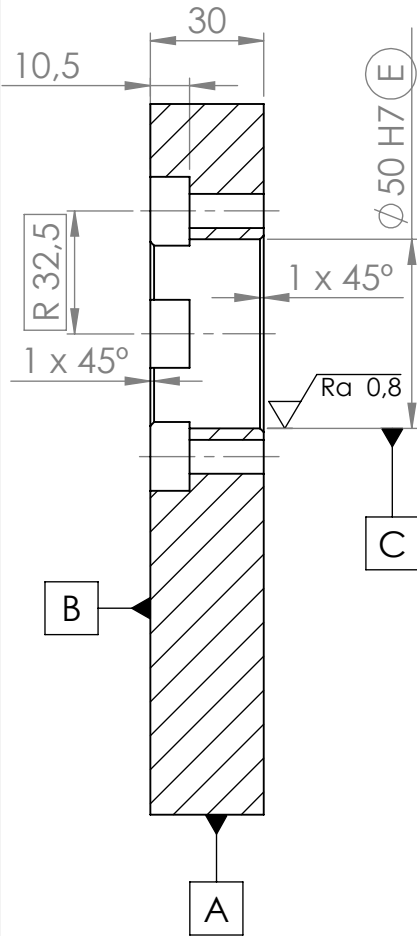
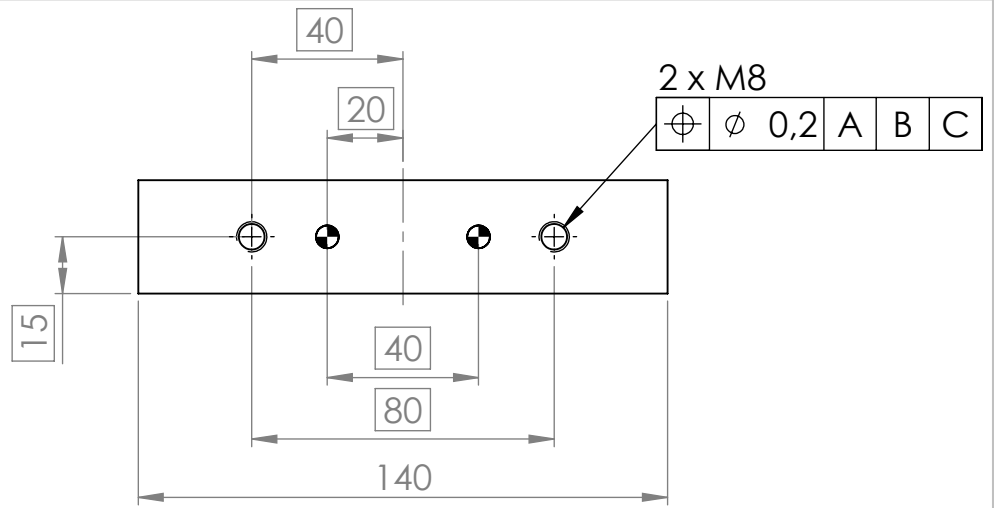
FIRST ANGLE PROJECTION



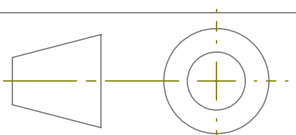
	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:
DRAW	Joel Almeida Gonçalves		2013/07	Chapa Mesa
VERIF.	Inv. Carlos Moreira da Silva			
ISO 2768-fH	MATERIAL:		Ck 45	Des 20130713
			SCALE:1:10	A4
			SHEET 1 OF 1	

ANEXO N: Apoio redutor

Corte B-B
SCALE 1 : 2



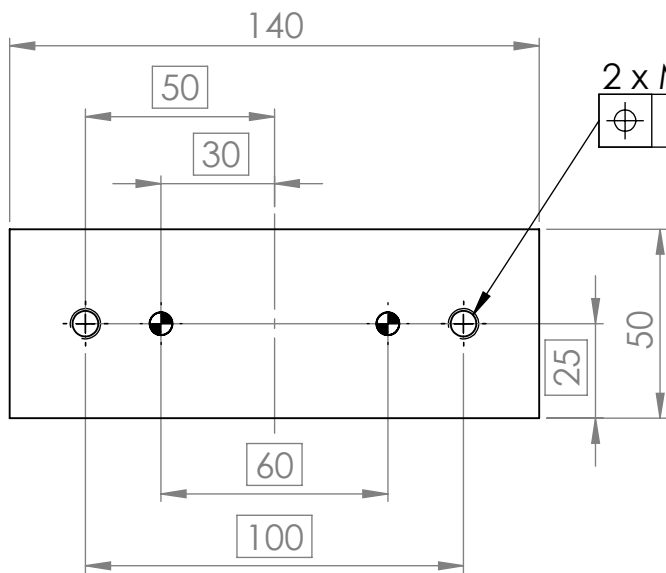
FIRST ANGLE PROJECTION



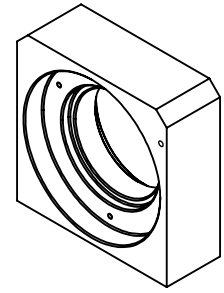
$\sqrt{Ra 1.6}$ ($\sqrt{Ra 0,8}$)

NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:
Joel Almeida Gonçalves		2013/07	Apoyo Redutor
Inv. Carlos Moreira da Silva			
ISO 2768-fH	MATERIAL: Ck 45	Des 20130714	A4
SCALE:1:2		SHEET 1 OF 1	

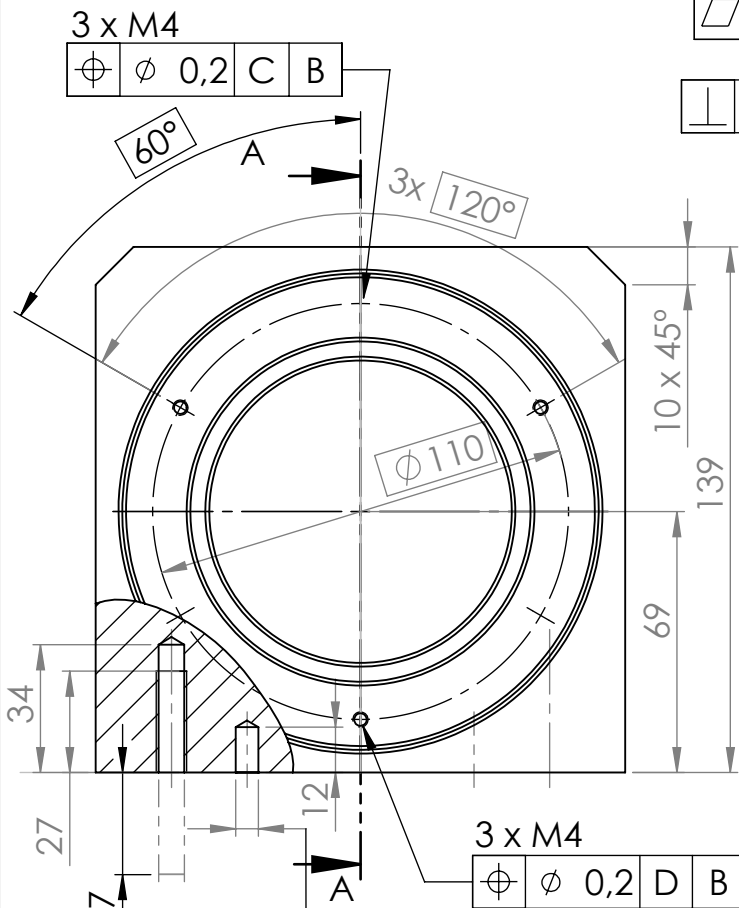
ANEXO O: Apoio garra superior



2 x M8
 $\oplus \phi 0,2 \text{ P A C B}$



CORTE A-A
 SCALE 1:1



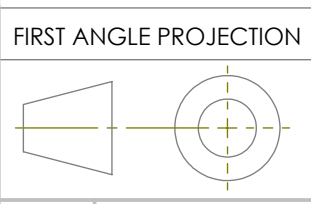
3 x M4
 $\oplus \phi 0,2 \text{ C B}$

60°

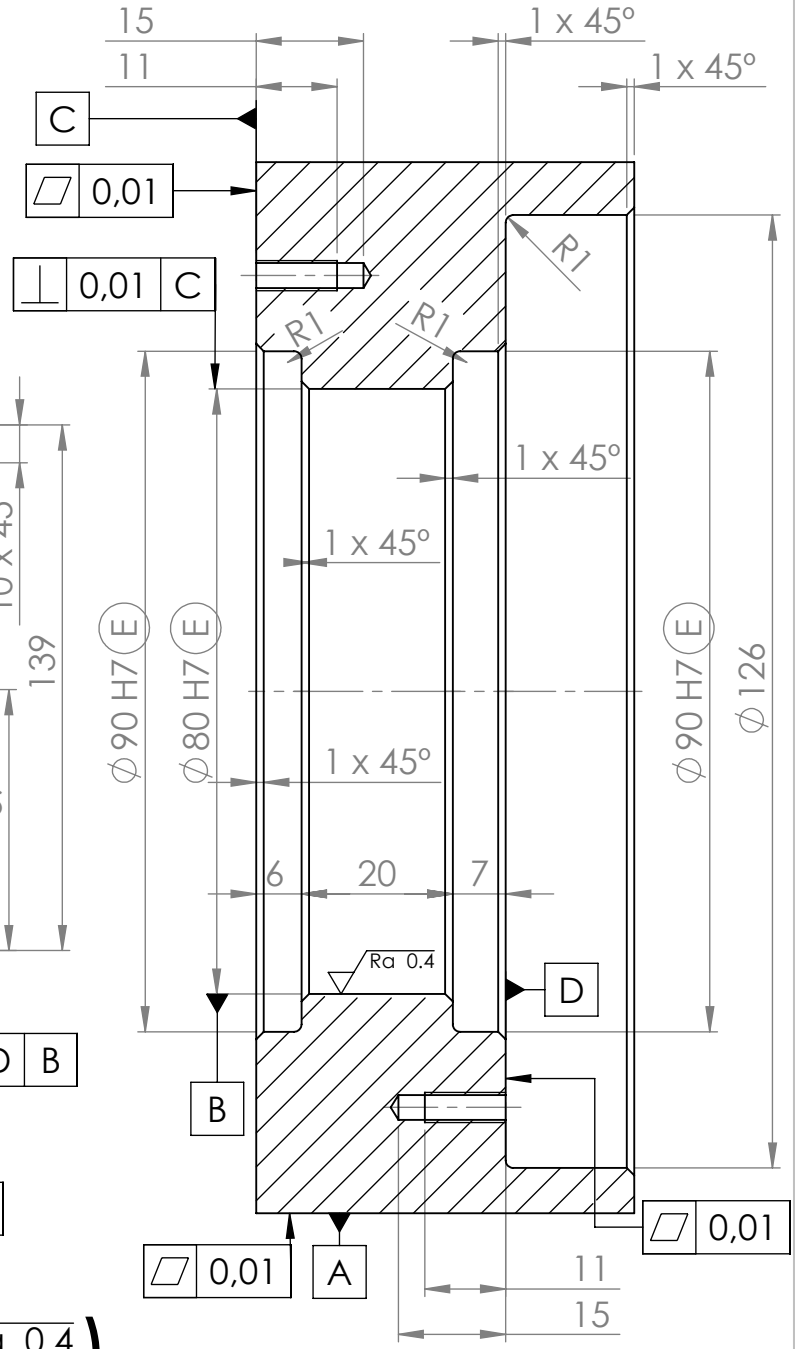
3 x 120°

3 x M4
 $\oplus \phi 0,2 \text{ D B}$

34
 27
 $\text{P } 27$



$\sqrt{\text{Ra } 1.6}$ ($\sqrt{\text{Ra } 0.4}$)



C

$\square 0,01$

$\perp 0,01 \text{ C}$

$\phi 90 \text{ H7 (E)}$
 $\phi 80 \text{ H7 (E)}$

$\phi 90 \text{ H7 (E)}$
 $\phi 126$

B

$\square 0,01$

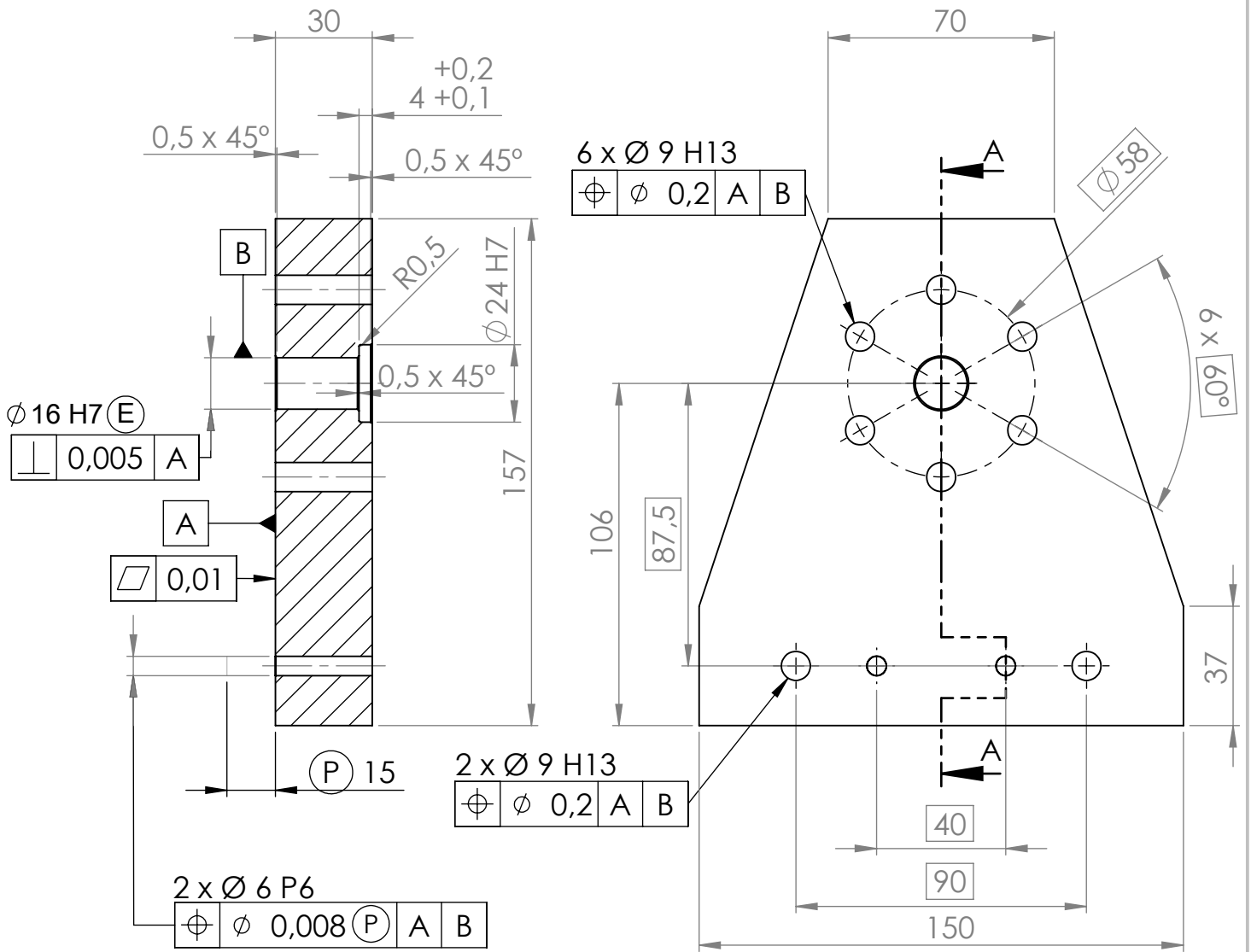
A

$\square 0,01$

NAME	Joel Almeida Gonçalves	SIGNATURE	DATE	2013/07	TITLE:	Apoio Garra superior	
DRAW	Inv. Carlos Moreira da Silva						
VERIF.							
ISO 2768-fH	MATERIAL:	ALUMÍNIO XTREME 7XXX		Des 20130715	A4		
				SCALE:1:2	SHEET 1 OF 1		

ANEXO P: Apoio transdutor

CORTE A-A
Escala 1 : 2



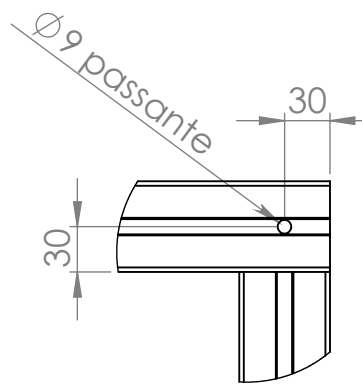
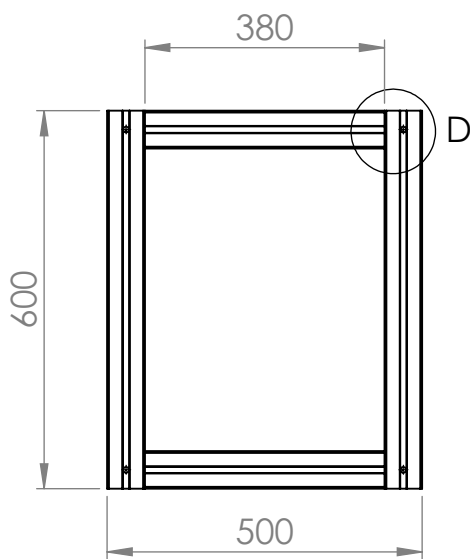
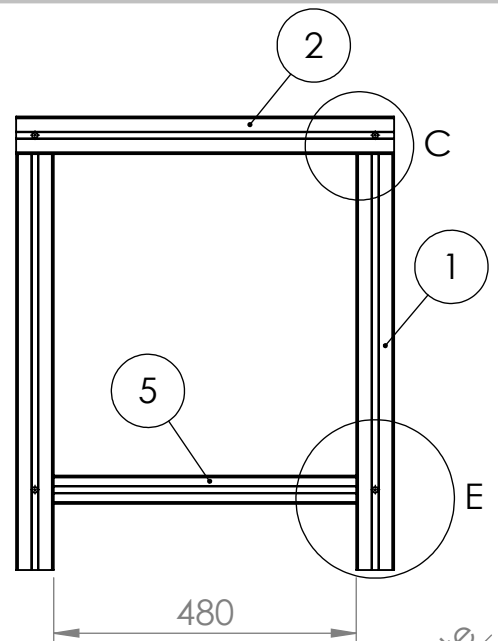
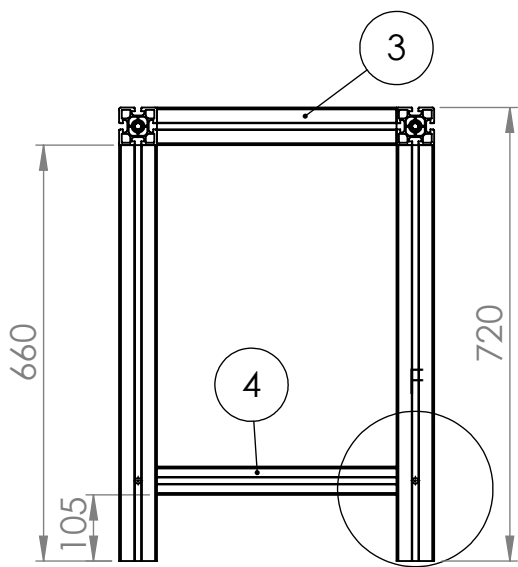
FIRST ANGLE PROJECTION



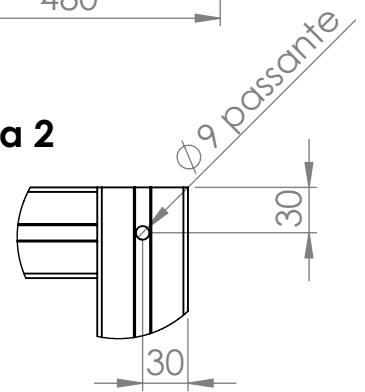
Ra 1.6

NAME		SIGNATURE		DATE	TITLE:
DRAW	Joel Almeida Gonçalves			2013/07	Apoio Transdutor
VERIF.	Inv. Carlos Moreira da Silva				
ISO 2768-FH		MATERIAL:		Des 20130716	
		ALUMÍNIO XTREME 7XXX		A4	
SCALE:1:2			SHEET 1 OF 1		

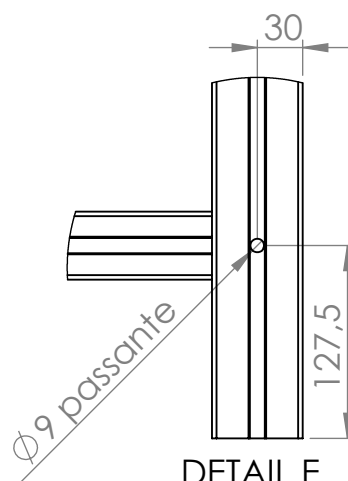
ANEXO Q: Mesa



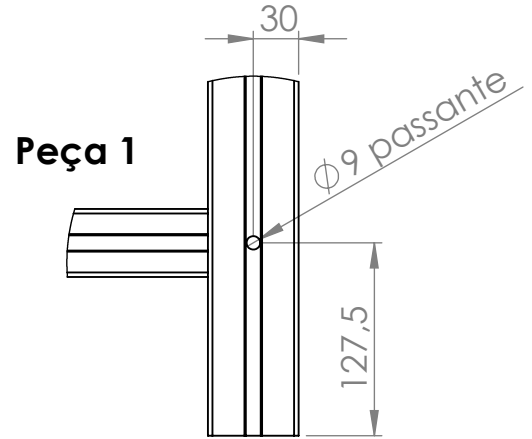
DETAIL C
SCALE 1 : 5



DETAIL D
SCALE 1 : 5

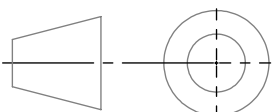


DETAIL E
SCALE 1 : 5



DETAIL F
SCALE 1 : 5

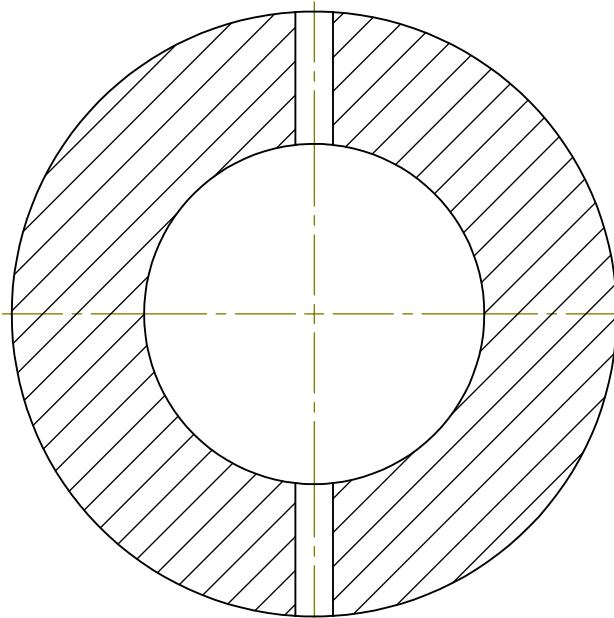
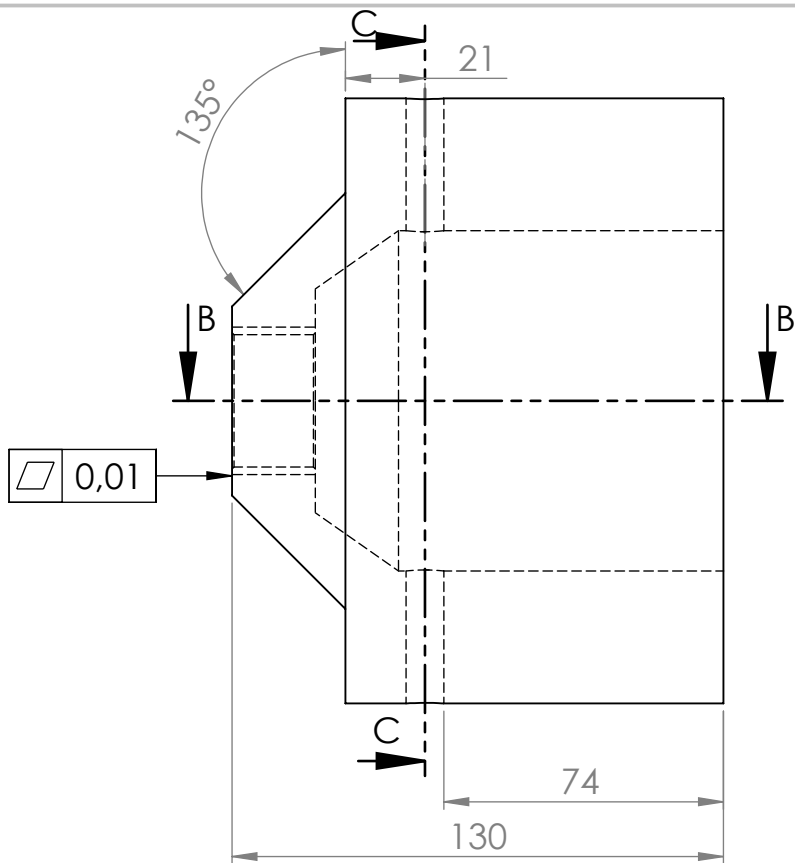
FIRST ANGLE PROJECTION



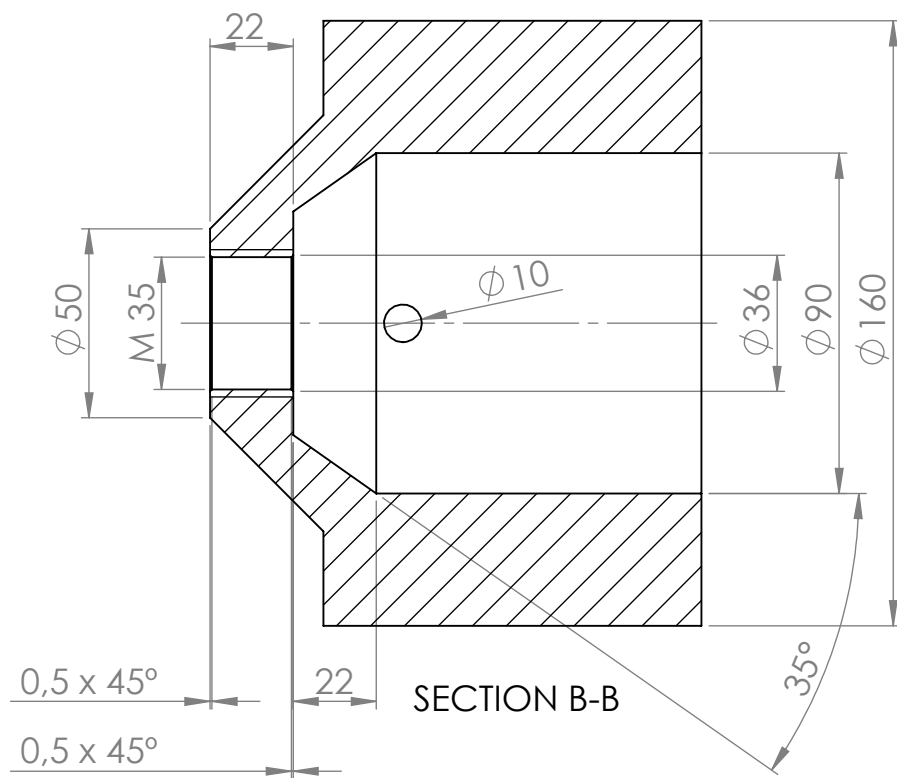
ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	3_842_990_353_660-Bosch	60x60	4
2	3_842_990_353_600-Bosch	60x60	2
3	3_842_990_353_380-Bosch	60x60	2
4	3_842_990_572_380-Bosch	60x45	2
5	3_842_990_572_480-Bosch	60x45	2

NAME	Joel Almeida Gonçalves	SIGNATURE	DATE	2013/07	TITLE:	Mesa	
DRAW	Inv. Carlos Moreira da Silva	MATERIAL:		Des 20130717		A4	
VERIF.	ISO 2768-FH	ALUMINIO Perfis Bosch		SCALE:1:12	SHEET 1 OF 1		

ANEXO R: Contrapeso

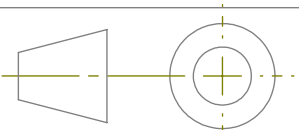


SECTION C-C



SECTION B-B

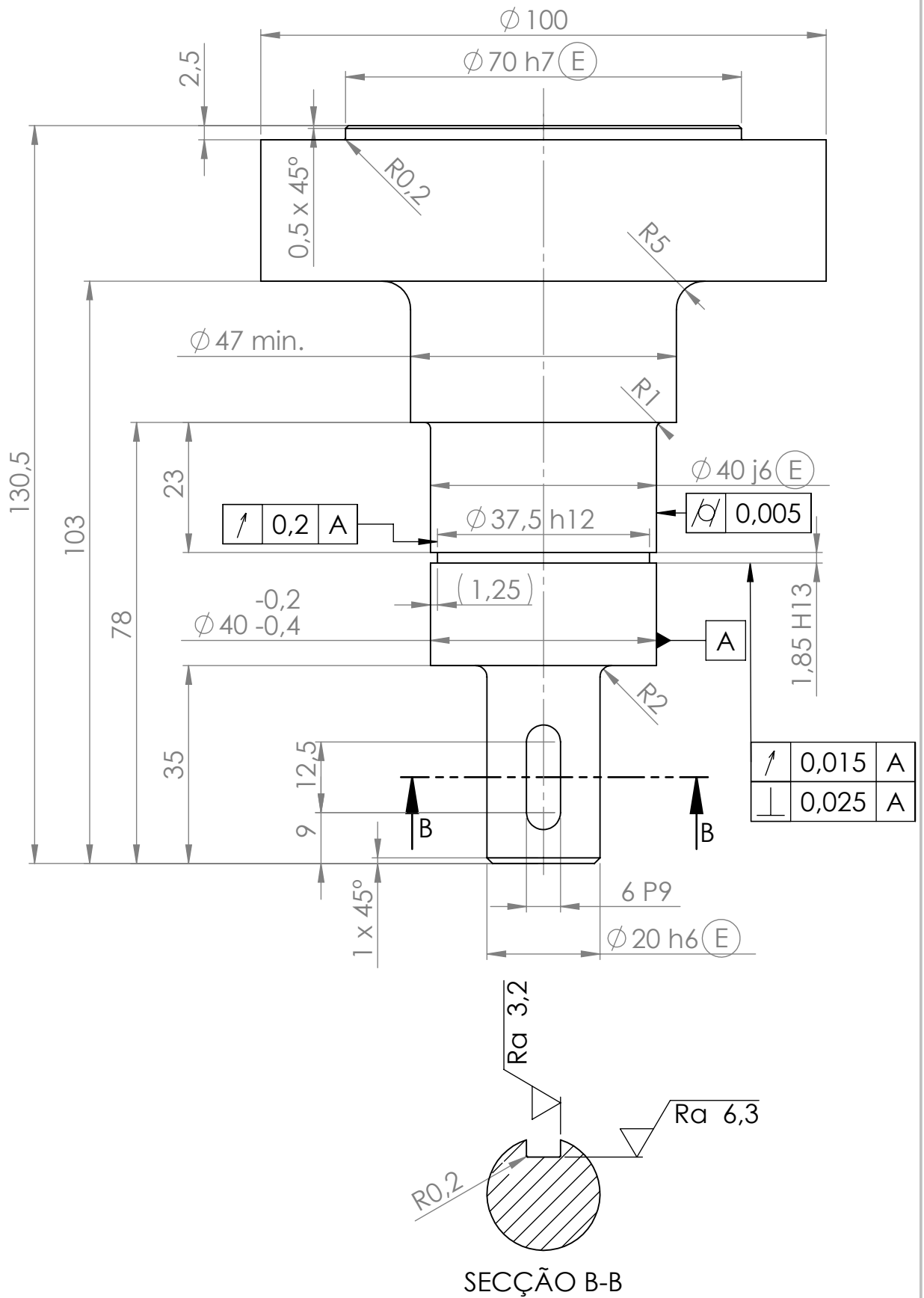
FIRST ANGLE PROJECTION



$\sqrt{Ra\ 1.6}$

	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:
DRAW	Joel Almeida Gonçalves		2013/07	Contrapeso
VERIF.	Inv. Carlos Moreira da Silva			
ISO 2768-FH	MATERIAL:			Des 20130718
	Ck 45			
SCALE:1:2			SHEET 1 OF 1	
			A4	

ANEXO S: Veio superior



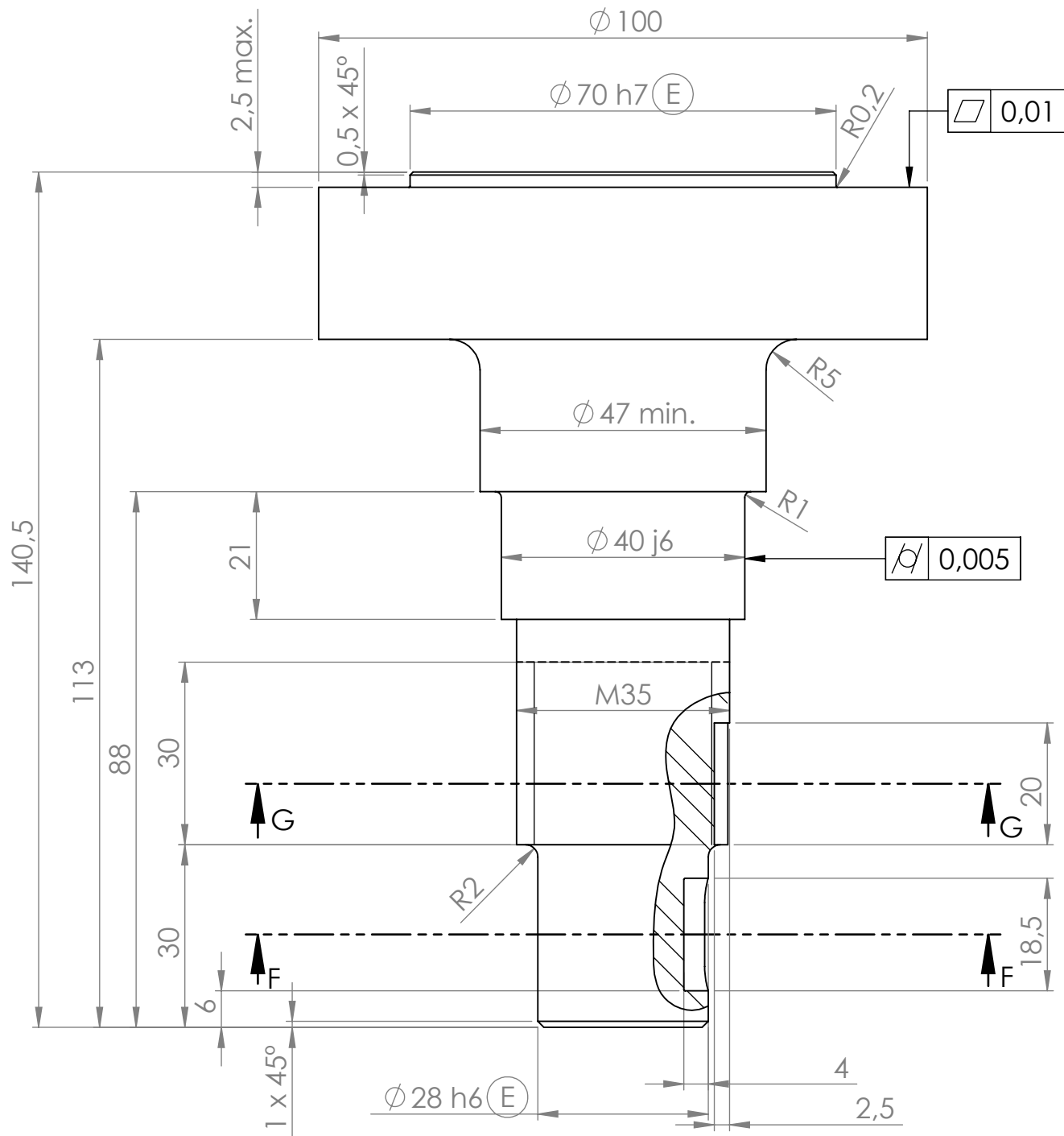
FIRST ANGLE PROJECTION



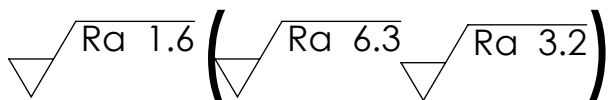
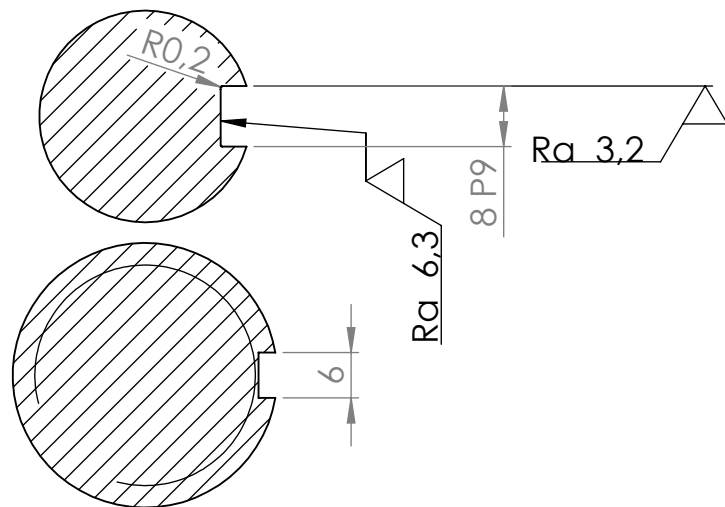
$\sqrt{Ra 1,6}$ ($\sqrt{Ra 6,3}$ $\sqrt{Ra 3,2}$)

NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:
DRAW Joel Almeida Gonçalves		2013/07	Veio superior
VERIF. Inv. Carlos Moreira da Silva			
ISO 2768-fH	MATERIAL: CK45	Des 20130719	A4
SCALE:1:1		SHEET 1 OF 1	

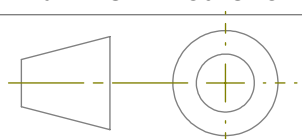
ANEXO T: Veio inferior



SECÇÃO F-F



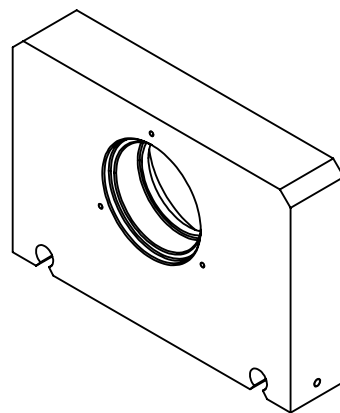
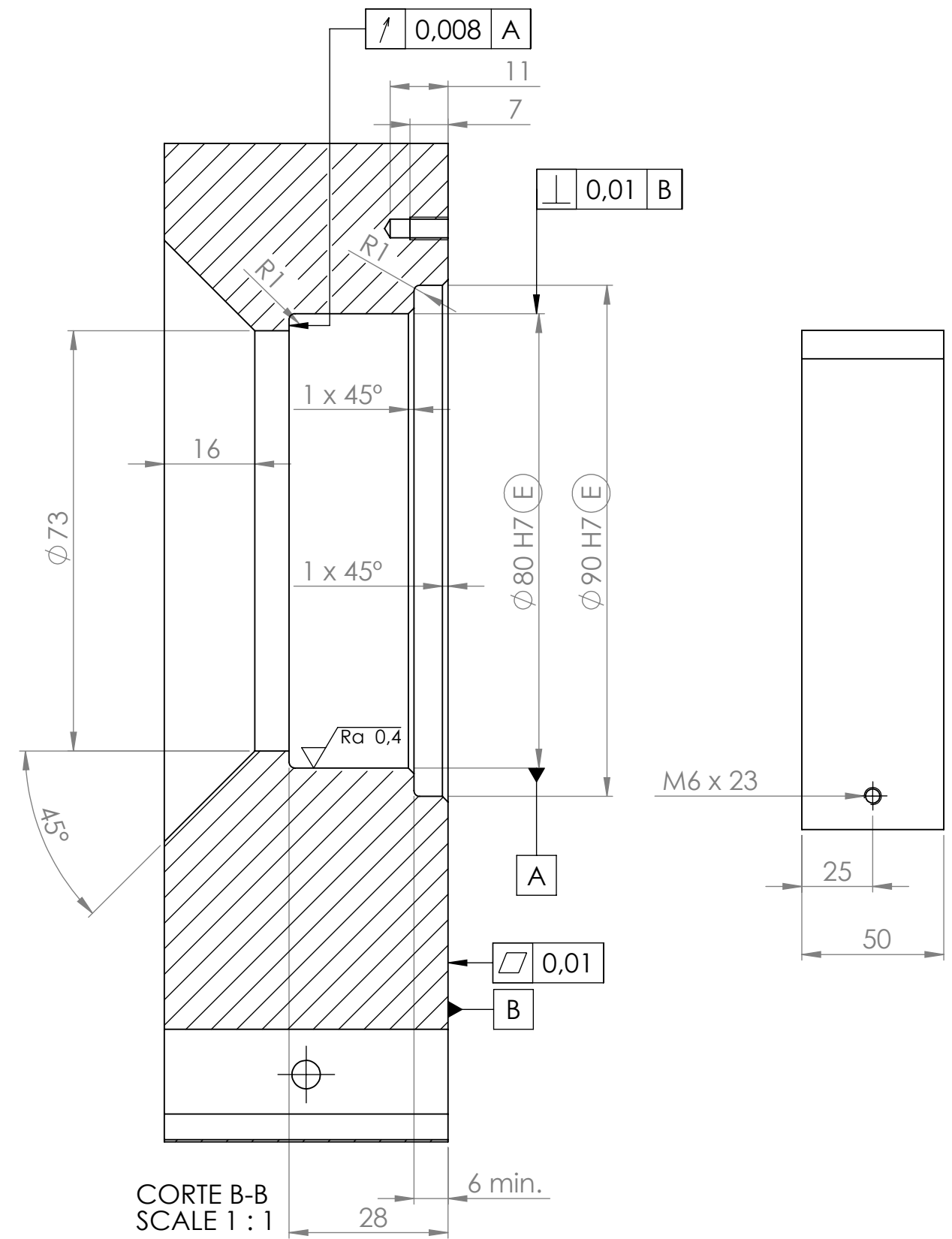
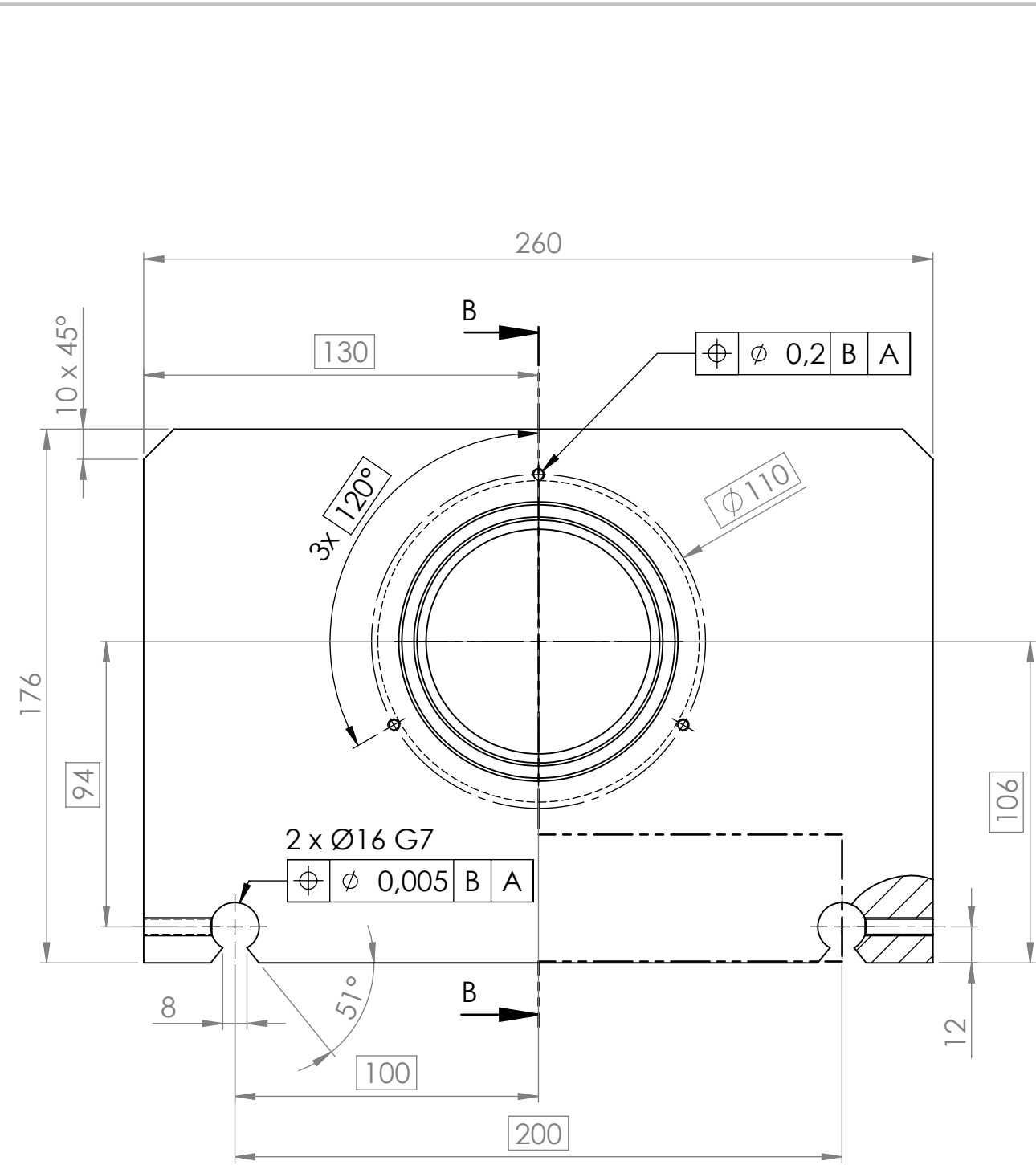
FIRST ANGLE PROJECTION



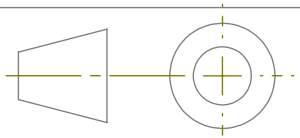
SECÇÃO G-G

	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:
DRAW	Joel Almeida Gonçalves		2013/07	Veio Inferior
VERIF.	Inv. Carlos Moreira da Silva			
ISO 2768-fH	MATERIAL:			Des 20130720
	CK45			A4
SCALE:1:1			SHEET 1 OF 1	

ANEXO U: Apoio garra inferior



FIRST ANGLE PROJECTION



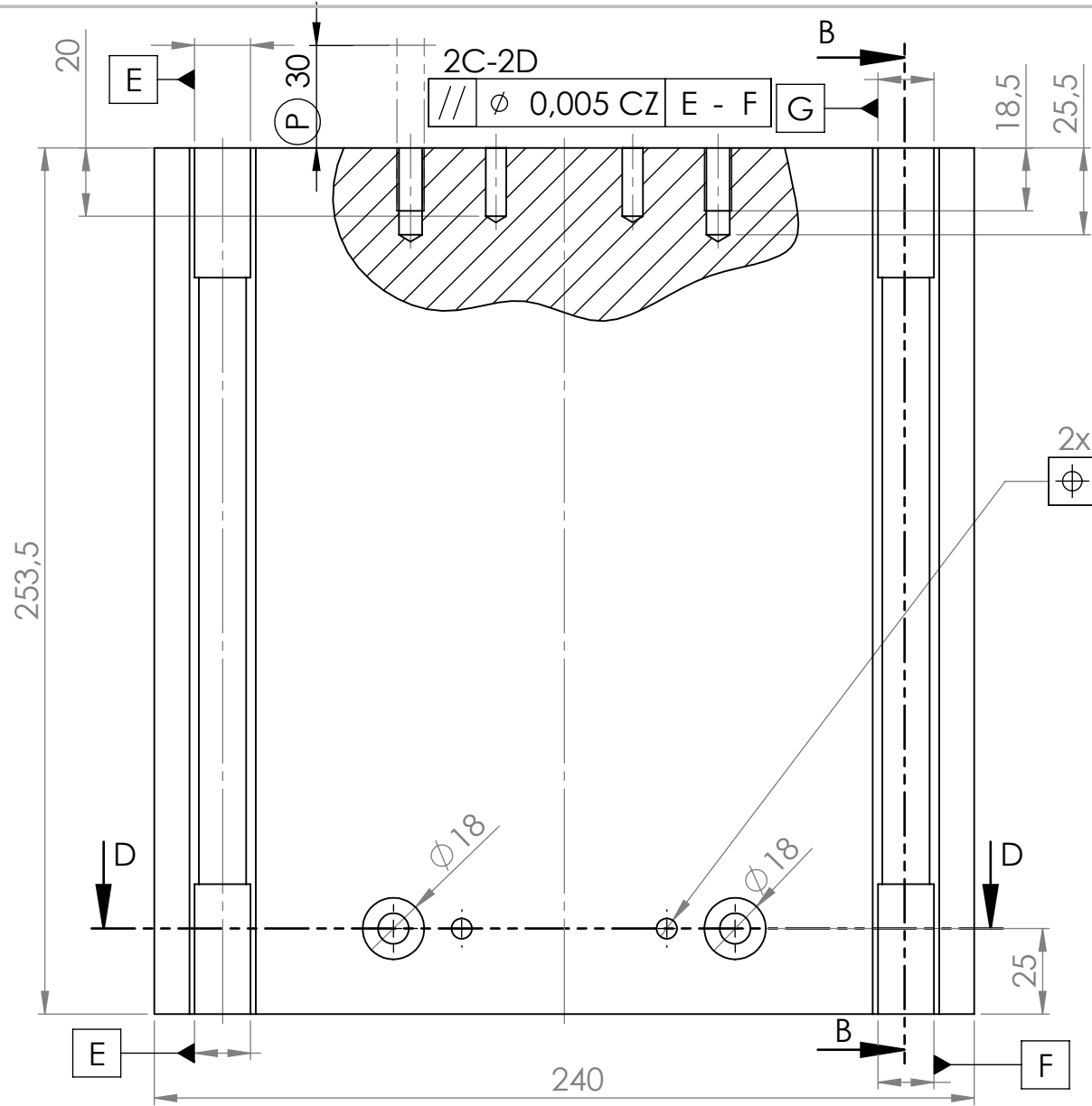
	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:
DRAW	Joel Almeida Gonçalves		2013/07	Apoio Garra Inferior
VERIF.	Inv. Carlos Moreira da Silva			

ISO 2768-fH	MATERIAL:	SCALE:1:2	SHEET 1 OF 1
	Ck45		

Des 20130721

A3

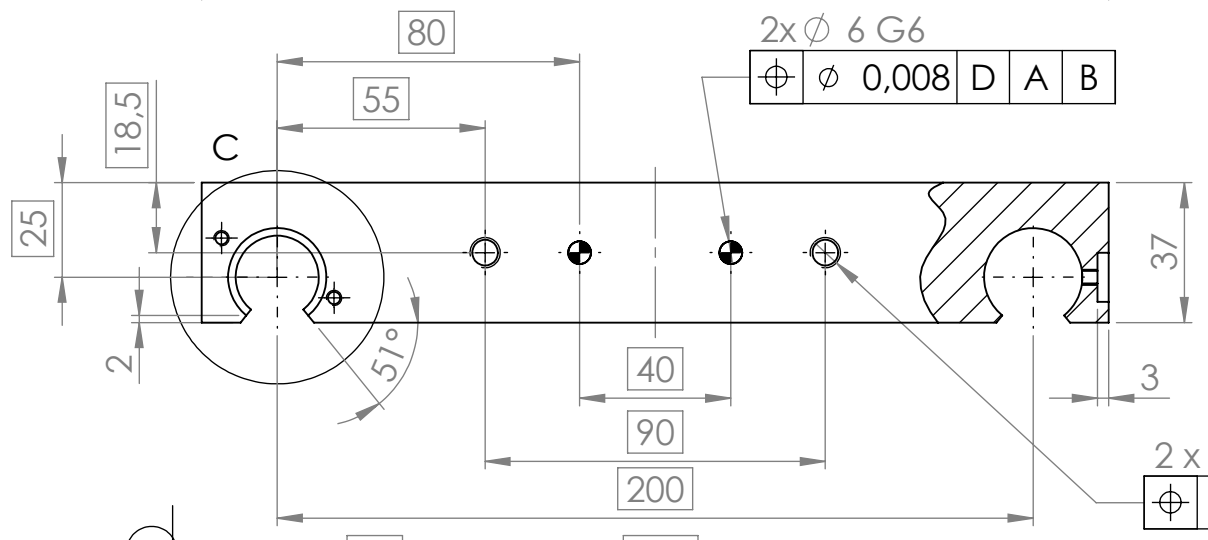
ANEXO V: Carro



2x ϕ 6 P6
 ϕ 0,008 A C B

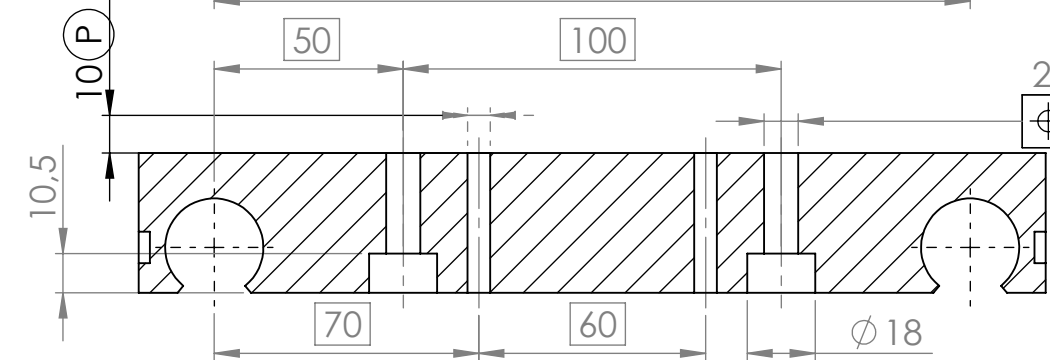
SECCÃO B-B
 SCALE 1:2

\square 0,01
 \perp 0,02 A



2x ϕ 6 G6
 ϕ 0,008 D A B

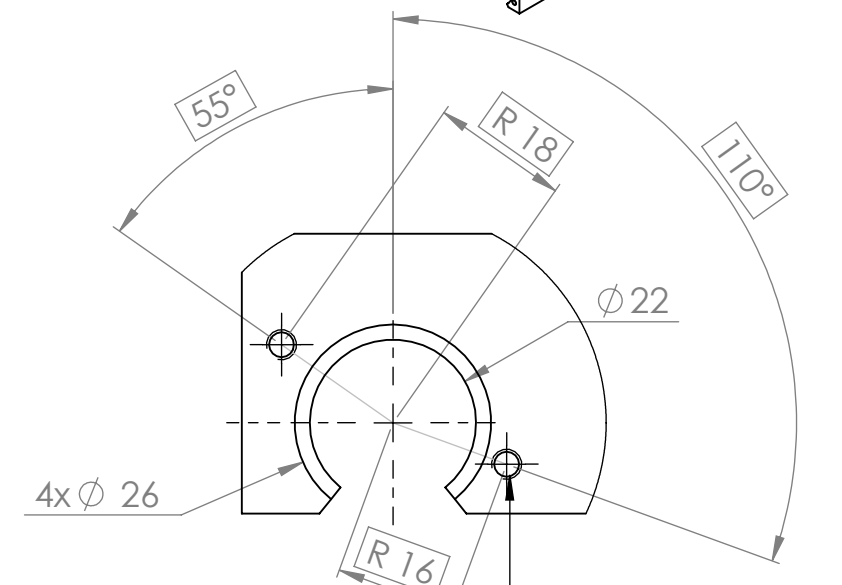
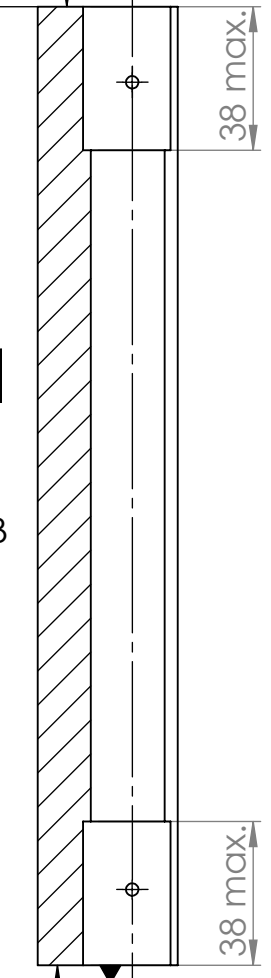
2x M8
 ϕ 0,2 (P) D A B



2x ϕ 9 H13
 ϕ 0,2 A C B

SECCÃO D-D
 SCALE 1:2

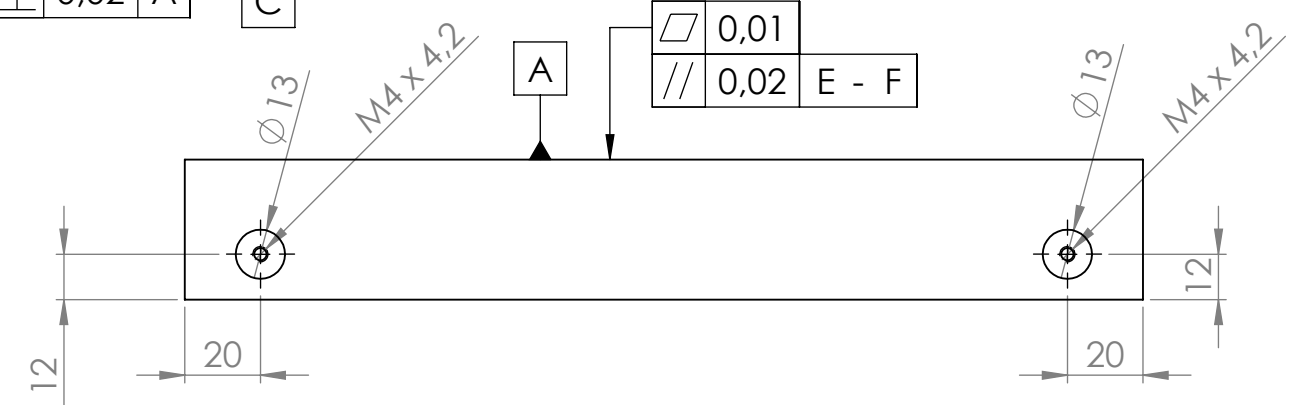
\square 0,01
 \perp 0,02 A



2x M4
 ϕ 0,2 C B

DETAIL C
 SCALE 1:1

\square 0,01
 \parallel 0,02 E - F



FIRST ANGLE PROJECTION

\sqrt{Ra} 1.6

NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:
DRAW Joel Almeida Gonçalves		2013/07	Carro movel
VERIF. Inv. Carlos Moreira da Silva			
ISO 2768-FH	MATERIAL: ALUMÍNIO XTREME 7XXX		Des 20130722
		SCALE:1:2	A3
			SHEET 1 OF 1