

**Desenvolvimento de um dispositivo experimental para medir a  
resistência à fluência de ligações adesivas**

*Hugo Monteiro Freire*

**Relatório de Dissertação do MIEM**

Orientador:

Professor António Mendes Lopes

Coorientadores:

Investigador Carlos Moreira da Silva

Professor Lucas F. M. da Silva



**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto**  
**Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

30 de Junho de 2015



*Aos meus pais e à minha família que me acompanharam em todo o meu  
percurso e fizeram de mim quem sou hoje.*

*Aos meus amigos, os pilares da minha sanidade.*

*Aos meus orientadores com quem tive o prazer de aprender imenso nesta fase  
final do meu percurso académico.*



## Resumo

O estudo e caracterização de adesivos e juntas adesivas é impulsionado na FEUP pelo ADFEUP (Grupo de Adesivos da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto). É do interesse do ADFEUP dispor de um dispositivo capaz de realizar ensaios de fluência de adesivos e juntas adesivas por forma a colmatar as necessidades de equipamento e assim desenvolver a investigação nesta área.

Este trabalho tem como objetivo a conceção e automatização de uma máquina para ensaios de fluência de juntas adesivas. Esta máquina deverá ser capaz de medir e registar o deslocamento sofrido pelos provetes ao longo do tempo enquanto é aplicada uma força constante.

Foram estudadas várias soluções de atuação e optou-se por uma atuação pneumática. Dimensionaram-se e escolheram-se os componentes de atuação (cilindros pneumáticos, válvulas reguladoras de pressão e válvulas direcionais) e de instrumentação (*encoder* linear associado ao cilindro pneumático, transdutores de força e sistema de aquisição de dados).

Concebeu-se a estrutura mecânica da máquina, com recurso a software de modelação 3D (*Siemens SolidEdge*), e a interface gráfica, utilizando o *NI LabVIEW*. Esta interface permite a definição dos parâmetros de ensaio de modo intuitivo e comunica através do computador com o sistema físico, sendo parte integrante da lógica de comando do sistema. Permite também a visualização de resultados sendo possível exportá-los em formato conveniente.



# Abstract

The study and characterization of adhesives and adhesive bonds is studied at FEUP by ADFEUP (Adhesives Group of the Faculty of Engineering of University of Porto). It's in the interest of ADFEUP to have a device capable of performing creep tests in adhesives in order to promote investigation on this subject.

This work has the purpose of conceiving and automating a machine capable of performing creep tests. This machine should be able to measure and record the specimen's deformation while loading with constant force.

Many loading possibilities were considered and a pneumatic actuation was chosen. The pneumatic components were chosen (pneumatic cylinders, pressure regulator valves and directional valves) and also the required instrumentation (linear encoder associated with the cylinder, force transducers and data acquisition boards).

The machine's structural elements were conceived with 3D CAD software (Siemens SolidEdge) and the graphic user interface was conceived with NI LabVIEW software. This interface allows the user to input the testing parameters and communicates via computer with the machine hardware. The interface also allows the visualisation of the test results and to export them in a convenient format.



# Conteúdo

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>1</b>
1.1	Contextualização . . . . .	1
1.2	Exposição do problema . . . . .	1
1.3	Objetivos e especificações . . . . .	3
1.4	Metodologia . . . . .	4
1.5	Estrutura da dissertação . . . . .	5
<b>2</b>	<b>Máquinas de ensaio de fluência</b>	<b>7</b>
2.1	Modelos comerciais . . . . .	7
2.2	Equipamento atualmente existente na FEUP . . . . .	9
<b>3</b>	<b>Conceção das soluções de atuação</b>	<b>11</b>
3.1	Solução construtiva geral . . . . .	11
3.2	Solução eletromecânica . . . . .	12
3.2.1	Fuso . . . . .	13
3.2.2	Servomotor e redutor . . . . .	15
3.2.3	Análise de custos . . . . .	17
3.3	Alavancas . . . . .	17
3.4	Solução pneumática . . . . .	18
3.4.1	Circuito pneumático . . . . .	21
3.4.2	Análise de custos . . . . .	22
3.5	Medição do deslocamento . . . . .	22
3.6	Medição de força . . . . .	25
3.7	Discussão . . . . .	26

<b>4</b>	<b>Projeto mecânico</b>	<b>29</b>
4.1	Trave superior . . . . .	30
4.2	Mesa inferior . . . . .	33
4.3	Colunas . . . . .	36
4.3.1	Cálculo das chavetas . . . . .	40
4.4	Alojamento da rótula esférica . . . . .	42
4.5	Outros componentes . . . . .	43
4.6	Outras considerações . . . . .	45
<b>5</b>	<b>Instrumentação e comando</b>	<b>47</b>
5.1	Placas de interface computador-máquina . . . . .	48
5.2	Quadro elétrico . . . . .	49
5.3	Interface gráfica e software de comando . . . . .	52
<b>6</b>	<b>Conclusões e possíveis desenvolvimentos futuros</b>	<b>57</b>
6.1	Conclusões . . . . .	57
6.2	Desenvolvimentos futuros . . . . .	58
<b>7</b>	<b>Anexos</b>	<b>63</b>

## Lista de Figuras

1	Curva deformação-tempo típica de um ensaio de fluência [3] . . .	2
2	Curva de fluência real de um silicone para aplicações em esquentadores [4] . . . . .	2
3	Principais tipos de juntas a ser testadas (dimensões em mm). . .	3
4	Modelo <i>Kappa SS</i> da <i>Zwick</i> ® [5] . . . . .	7
5	Modelo <i>Kappa LA</i> da <i>Zwick</i> ® com carregamento por carga suspensa . . . . .	8
6	Sistema de ensaio a múltiplos provetes da marca <i>Instron</i> ®[7] . .	9
7	Equipamento de ensaio à fluência atualmente existente na FEUP	9
8	Suporte para realização de ensaios de fluência com massas calibradas . . . . .	10
9	Dispositivo para realização de ensaios com provetes colocados em série . . . . .	12
10	Mecanismo de divisão de força . . . . .	13
11	Fusos para transmissão de potência . . . . .	13
12	Estudo cinemático das alavancas. . . . .	18
13	Principais componentes de atuação pneumática . . . . .	19
14	Sistema de controlo de malha fechada da válvula reguladora de pressão . . . . .	20
15	Circuito pneumático de comando da máquina . . . . .	21
16	Alternativas para medição do deslocamento . . . . .	24
17	Modelo da máquina de ensaio de fluência . . . . .	29
18	Modelo da trave superior numa primeira abordagem . . . . .	30
19	Traves superiores com soluções construtivas diferentes (dimensões em mm). . . . .	31
20	Resultados da análise de elementos finitos na trave superior com construção em bloco de aço. . . . .	32

21	Resultados da análise de elementos finitos na trave superior com construção por perfis UPN. . . . .	32
22	Modelo da mesa inferior numa primeira abordagem . . . . .	33
23	Modelo da mesa inferior (dimensões em mm). . . . .	34
24	Resultados da análise de elementos finitos na mesa inferior. . . . .	34
25	Modelo da mesa inferior com construção a partir de bloco de aço (dimensões em mm). . . . .	35
26	Resultado da análise de elementos finitos na mesa inferior. . . . .	35
27	Diagrama para cálculo das reações nas colunas (dimensões em mm) . . . . .	36
28	Condições de fronteira para vários casos de suporte de colunas à compressão [18] . . . . .	37
29	Montagem da trave superior nas colunas . . . . .	39
30	Esquema das chavetas montadas na coluna . . . . .	40
31	Dimensões da chaveta . . . . .	42
32	Rótula esférica no alojamento (dimensões em mm). . . . .	43
33	Pormenor da ligação do transdutor de força à rótula esférica. . . . .	43
34	Elementos de ligação das amarras à haste do cilindro e ao transdutor de força respetivamente . . . . .	44
35	Modelo da extensão da haste (dimensões em mm) . . . . .	44
36	Modelo do espaçador do cilindro pneumático (dimensões em mm) . . . . .	45
37	Diagrama com o centro de massa da máquina. . . . .	46
38	Diagrama mostrando a interação entre os diversos componentes de atuação e instrumentação . . . . .	47
39	Placa de aquisição de dados PCI-DAS6013 . . . . .	48
40	Placa de saídas analógicas USB-3103 . . . . .	49
41	Representação do quadro elétrico . . . . .	50
42	Representação esquemática do painel de instrumentos . . . . .	51

43	Diagrama de contactos de funcionamento geral da máquina . . .	51
44	Diagrama de estados de cada estação . . . . .	52
45	Página inicial da interface gráfica . . . . .	54
46	Curva de geração de referência de força . . . . .	54
47	Janela de teste de fluência . . . . .	55
48	Lógica de base para a janela de testes de fluência. . . . .	55
49	Mensagem de confirmação de fim de ensaio . . . . .	56

## Lista de Tabelas

1	Características do modelo <i>Zwick® Kappa SS</i> . . . . .	7
2	Características do modelo <i>Zwick® Kappa LA</i> . . . . .	8
3	Características importantes de fusos de esferas e fusos planetários	14
4	Análise de custos da solução eletromecânica . . . . .	17
5	Análise do custo da solução pneumática. . . . .	22
6	Preço dos componentes de medição de força . . . . .	25
7	Propriedades do aço DIN CK45. . . . .	31
8	Propriedades da liga de alumínio EXTREME-7XXX . . . . .	42
9	Propriedades do aço inoxidável austenítico DIN X5 CrNi 18 10 .	44
10	Custo das placas de interface computador-máquina . . . . .	49

# 1 Introdução

O objetivo deste primeiro capítulo da dissertação é introduzir o tema em estudo, expondo a contextualização do trabalho e os objetivos pretendidos. É também feita uma abordagem ao problema, aos requisitos e aos traços gerais da solução proposta.

## 1.1 Contextualização

O estudo e caracterização de adesivos e ligações adesivas é um tema de crescente importância no panorama tecnológico global. O estudo e desenvolvimento nesta área é impulsionado na FEUP pelo ADFEUP (Grupo de Adesivos da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto). É, portanto, do interesse do ADFEUP ter acesso a uma máquina para ensaios capaz de medir a resistência à fluência de ligações adesivas. Como os modelos comerciais têm um custo elevado e não apresentam algumas características desejáveis, torna-se interessante desenvolver um sistema personalizado no âmbito de uma dissertação de mestrado.

## 1.2 Exposição do problema

Grande parte dos adesivos são poliméricos e, portanto, visco-elásticos. Quando sujeitos a cargas permanentes não basta conhecer a resistência estática da junta para caracterizar corretamente a sua capacidade de carga a longo prazo [1]. É então importante conhecer a resistência das juntas adesivas à fluência. Entende-se por fluência a parte da deformação que depende do tempo quando a junta é carregada por uma força constante a uma temperatura também constante [2].

A curva típica que se obtém num ensaio de fluência tem o aspeto mostrado na Figura 1. Pode ver-se que existem três zonas principais na curva. Na zona de fluência primária há o predomínio de fenómenos de encruamento e a resistência à fluência do material aumenta devido à sua própria deformação. Na zona de fluência secundária os fenómenos de encruamento e restauração equilibram-se. Esta é a etapa principal de um ensaio de fluência e corresponde à maior parte da vida útil do adesivo em estudo. A zona de fluência terciária

antecede a rutura do provete. Nesta zona a velocidade de deformação aumenta devido à estricção do adesivo [3].

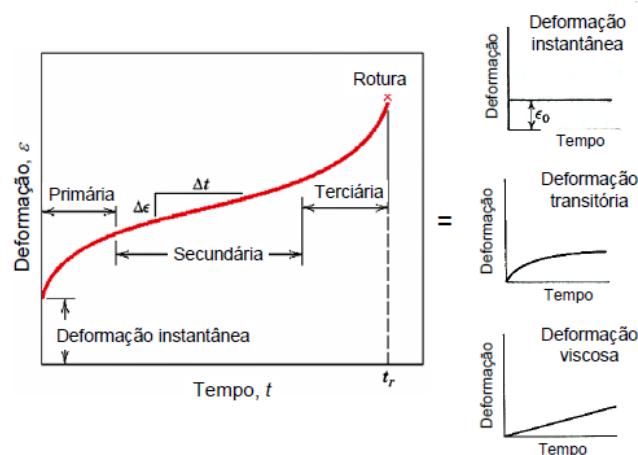


Figura 1: Curva deformação-tempo típica de um ensaio de fluência [3]

Como, geralmente, os ensaios à fluência são bastante demorados é importante que se possam ensaiar múltiplos provetes em simultâneo com carregamento independente. A Figura 2 mostra uma curva de fluência experimental. Como se pode constatar o ensaio é longo, neste caso cerca de 3500 horas (correspondente a, aproximadamente, três meses e meio).

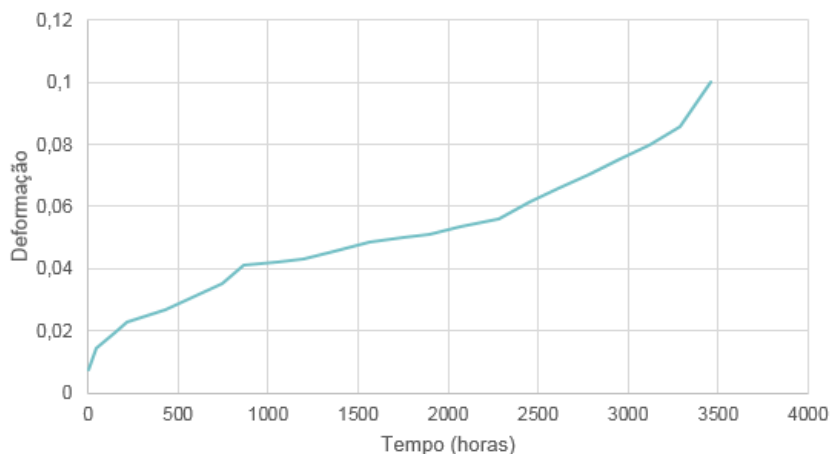


Figura 2: Curva de fluência real de um silicone para aplicações em esquentadores [4]

Os provetes a ensaiar serão principalmente juntas de sobreposição simples, constituídas por dois substratos (aço, alumínio, polímero reforçado com fibras de carbono, etc...) ligadas em sobreposição pelo adesivo, e provetes *bulk*, em forma de osso de cão, constituídos unicamente pelo adesivo a ser testado.

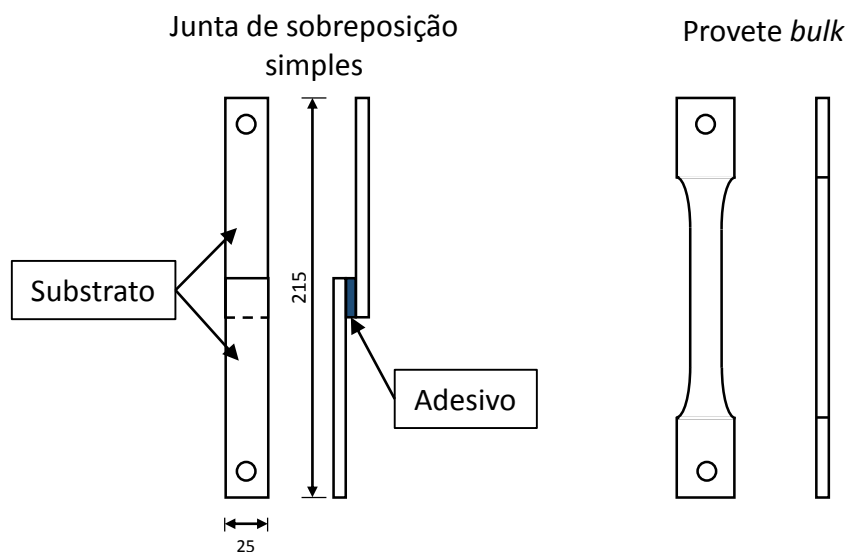


Figura 3: Principais tipos de juntas a ser testadas (dimensões em mm).

No entanto, quaisquer provetes para ensaios à tração poderão ser usados desde que tenham as mesmas dimensões gerais. A Figura 3 mostra uma representação de juntas de sobreposição simples e provetes *bulk*.

### 1.3 Objetivos e especificações

O objetivo desta dissertação é projetar e automatizar uma máquina capaz de realizar ensaios de fluência de adesivos e juntas adesivas. A máquina deverá ser capaz de carregar os provetes em tração com uma força constante. Cada provete deverá poder ser carregado de forma independente. Deverá ainda medir e representar graficamente o deslocamento sofrido pela junta ao longo do tempo de ensaio. Será desenvolvida uma interface gráfica que permita configurar os parâmetros do ensaio de modo intuitivo e que comunique com o sistema de controlo e aquisição de dados.

O processo de definição das especificações foi demorado e acompanhou a fase inicial do projeto. Começou-se com um conjunto de requisitos básicos, tendo sido feitos ajustes nas especificações à medida que o projeto foi desenvolvido. As especificações encontradas, uma vez analisados os requisitos sugeridos para a máquina são:

- Capacidade de força:
  - 2,5 kN para cinco estações
  - 30 kN para uma estação
- Deslocamento máximo: 200 mm
- Temperatura: -100 °C a 200 °C

Foi escolhida uma capacidade de força de 2,5 kN para as cinco estações por se considerar que é uma força suficiente para carregar qualquer adesivo ou junta a ser testada. Estas estações estarão a funcionar dentro de uma câmara térmica e a realizar ensaios de fluência, portanto, não é necessário ter uma capacidade de carga tão elevada como para máquinas para realizar ensaios de rutura.

Para a estação com maior capacidade de carga estabeleceu-se uma capacidade de 30 kN porque para esta estação já se pretende que sejam realizados ensaios de rutura e não só de fluência.

O deslocamento máximo foi fixado em 200 mm porque, devido à sua natureza visco-elástica, os adesivos tendem a ter grandes deformações. É portanto necessário dispor de uma máquina com um curso elevado, principalmente quando se pretendem ensaiar provetes *bulk*.

A gama de temperaturas foi estabelecida com base no conhecimento da temperatura de trabalho a que os adesivos podem ser normalmente expostos.

Estes valores de capacidade de carga, deslocamento máximo e gama de temperatura foram estabelecidos com base na vasta experiência de ensaio e caracterização de adesivos por parte do ADFEUP.

Esta especificação sofreu ainda alterações que serão abordadas na secção 3.7 em mais detalhe.

## 1.4 Metodologia

Esta dissertação teve uma abordagem própria de um trabalho de projeto de uma máquina. Começando pela análise dos requisitos elaboraram-se as especificações para a máquina. O processo de elaboração das especificações é paralelo à escolha da solução de atuação. Isto torna o processo de escolha de toda a solução construtiva um processo fortemente iterativo.

Decidiu-se analisar diversas soluções de atuação em paralelo, fazer uma análise do custo e, principalmente, uma avaliação do desempenho de cada solução. Encontrada a solução mais interessante procurou-se moldar a especificação da máquina de modo a se conseguir a solução construtiva final da máquina, obviamente sem perder de vista os objetivos pretendidos e as capacidades desejadas para a mesma.

Prosseguiu-se com a concepção dos elementos necessários à materialização da solução escolhida.

## **1.5 Estrutura da dissertação**

Esta dissertação é composta por 6 capítulos, estruturados de modo a facilitar a leitura e compreensão do trabalho desenvolvido.

O primeiro capítulo serve de introdução. Neste capítulo são expostos os traços gerais do sistema que se pretende desenvolver, tendo em conta os objetivos e especificações.

O segundo capítulo é dedicado à apresentação da pesquisa bibliográfica feita, onde se dá destaque a alguns modelos comerciais de máquinas de ensaio de fluência.

No terceiro capítulo são apresentadas as várias soluções de atuação consideradas, bem como vantagens e desvantagens de cada uma delas. São também discutidas as opções de sensorização de medição de força e de deslocamento.

No quarto capítulo é abordado o projeto mecânico da estrutura da máquina e alguns aspetos relevantes da concepção da mesma.

No quinto capítulo é discutido o projeto do quadro elétrico, a seleção de placas de aquisição de dados e a interface gráfica desenvolvida. É também abordada a lógica de funcionamento da máquina face a possíveis situações no decorrer do ensaio.



## 2 Máquinas de ensaio de fluência

Este capítulo é dedicado à apresentação da pesquisa bibliográfica efetuada onde são destacados alguns modelos comerciais de máquinas para ensaios de fluência.

### 2.1 Modelos comerciais

Existem no mercado vários fabricantes de máquinas para ensaios de fluência. Neste capítulo são postos em destaque modelos das marcas *Zwick*® (Ulm, Germany) e *Instron*® (Massachusetts, Estados Unidos da América). Nenhum destes fabricantes produz máquinas especificamente para juntas adesivas e, portanto, apresentam capacidades de força superiores às requeridas para a máquina em estudo. A Figura 4 mostra o modelo *Kappa SS* da *Zwick*® com acionamento por fuso de esferas colocado ao centro dos quatro pilares de suporte [5]. A Tabela 1 destaca algumas características importantes desta máquina.

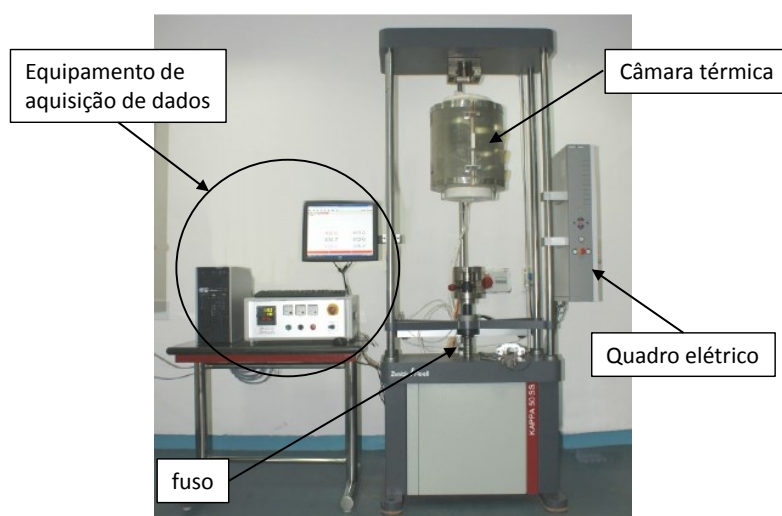


Figura 4: Modelo *Kappa SS* da *Zwick*® [5]

Tabela 1: Características do modelo *Zwick*® *Kappa SS*

Capacidade de carga	Largura útil	Altura útil	Curso	Resolução linear	Peso
50 kN	720 mm	1350 mm	250 mm	0,003 $\mu\text{m}$	700 kg

A mesma empresa fabrica também máquinas para ensaios à fluência com acionamento por alavanca, carregado por carga suspensa ou mola. A força é

mantida constante com o ajuste da posição da alavanca, de modo a que esta se mantenha na horizontal [6]. A Figura 5 mostra o modelo *Kappa LA* da *Zwick*®, carregado por carga gravítica, equipado com uma mesa móvel para posicionamento. A tabela 2 destaca algumas características importantes desta máquina.

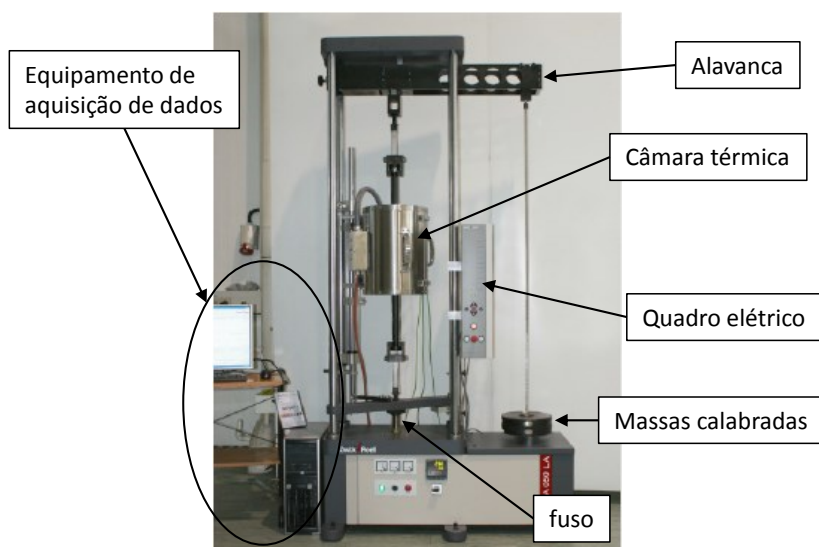


Figura 5: Modelo *Kappa LA* da *Zwick*® com carregamento por carga suspensa

Tabela 2: Características do modelo *Zwick*® *Kappa LA*

Capacidade de carga	Rácio da alavanca	Largura útil	Altura útil	Curso	Peso
50 kN	20:1	520 mm	1550 mm	150 mm	603 kg

Como se pode constatar nenhuma das máquinas apresentadas permite o ensaio em simultâneo de múltiplos provetes. A oferta de mercado neste aspeto não é vasta, tendo sido encontrado apenas um sistema, da *Instron*®, adaptado para ensaios múltiplos.

A máquina de ensaios apresentada na Figura 6 tem atuação eletromecânica e permite ensaiar até cinco provetes em simultâneo. No entanto, não é claro como é garantida a correta distribuição da carga pelos cinco provetes, nem como é garantido que o seu valor se mantém constante ao longo do ensaio, uma vez que o acionamento é conseguido por intermédio de dois fusos nas colunas e os provetes são ligados ao mesmo travessão móvel. Este sistema de ensaio não foi desenvolvido especificamente para ensaios de fluência portanto pode não representar uma solução construtiva particularmente interessante no âmbito desta dissertação.

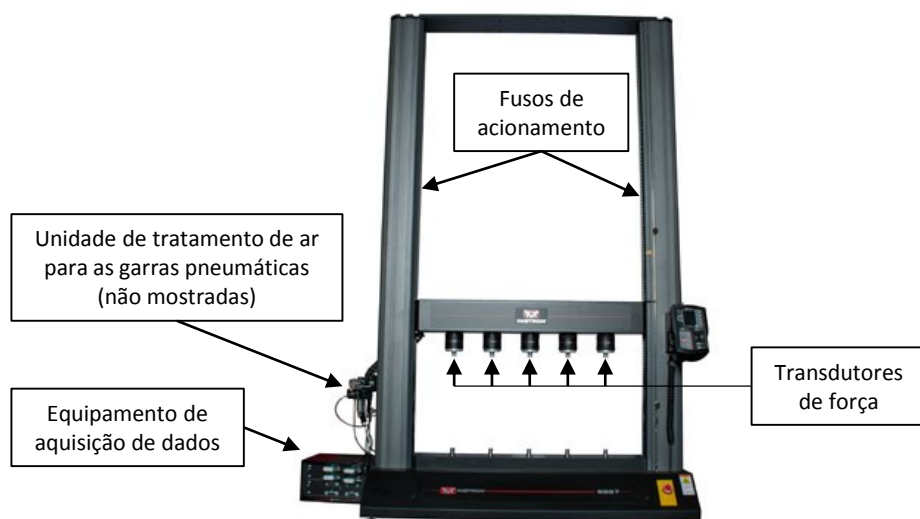


Figura 6: Sistema de ensaio a múltiplos provetes da marca *Instron*®[7]

## 2.2 Equipamento atualmente existente na FEUP

Atualmente a FEUP tem à disposição duas máquinas de ensaio de fluência com atuação por fuso, além de alguns dispositivos com carregamento por molas.

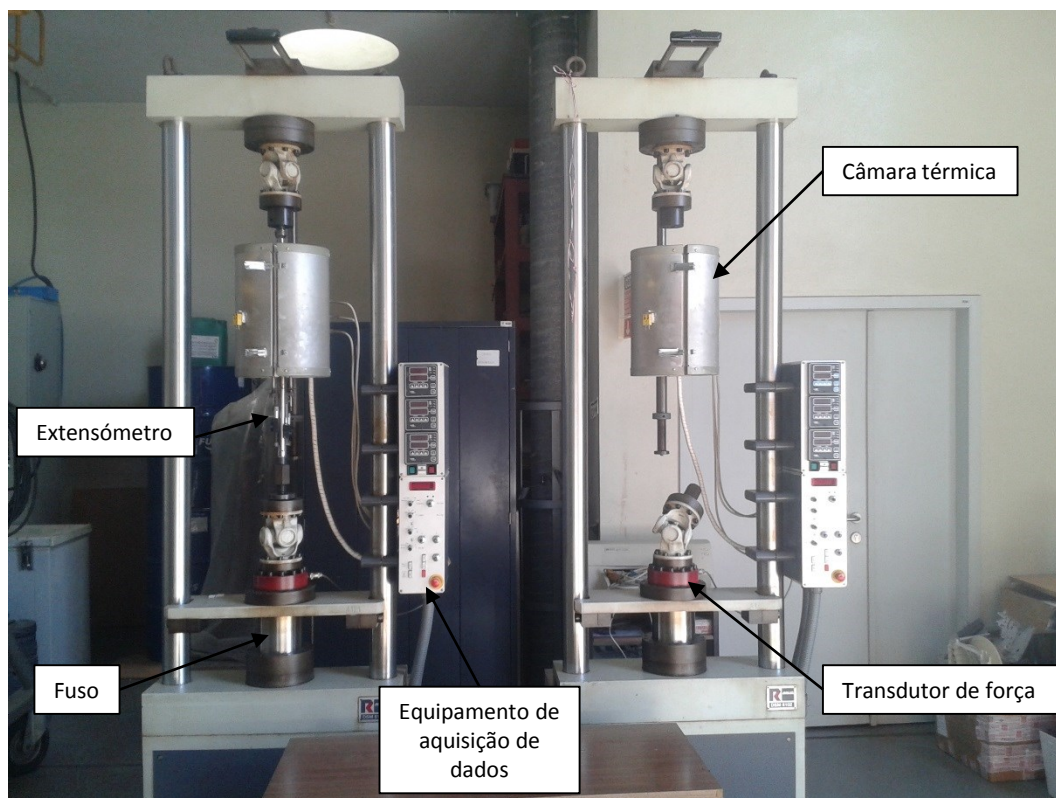


Figura 7: Equipamento de ensaio à fluência atualmente existente na FEUP

A Figura 7 mostra as duas máquinas para ensaios de fluência com atuação por fuso. Estas máquinas estão preparadas para fazer ensaios de fluência em provetes cilíndricos metálicos com saliências. Como tal o deslocamento máximo é muito inferior à especificação definida para este trabalho, sendo a capacidade de força superior. Estas máquinas estão equipadas com câmaras térmicas e extensómetros diferenciais axiais montados nas saliências dos provetes.

Os ensaios de fluência em adesivos são feitos com massas calibradas suspensas na junta a ser testada. A medição do deslocamento é feita manualmente com um paquímetro. A Figura 8 mostra o suporte usado para realizar estes ensaios.



Figura 8: Suporte para realização de ensaios de fluência com massas calibradas

### 3 Conceção das soluções de atuação

Os ensaios de fluência têm características muito próprias que devem ser tidas em conta quando se idealiza a solução construtiva da máquina para realizar esses ensaios. Um ensaio de fluência tem uma duração normalmente longa, podendo demorar dias, semanas e até meses. Durante o ensaio pretende-se que a força seja mantida constante ( $\pm 1\%$ ) [2] e pretende-se registar o deslocamento do provete relativamente ao tempo.

Numa primeira análise foram estudadas soluções do tipo eletromecânico, pneumático e hidráulico.

#### 3.1 Solução construtiva geral

O primeiro aspeto considerado quando se idealizou a solução de acionamento foi o mecanismo de transmissão de força. Seria interessante poder ter o carregamento de múltiplos provetes feito com recurso ao mínimo número de elementos de atuação possível. Deste modo conseguia-se uma máquina mais económica, com menor custo de manutenção e menor custo de funcionamento.

Uma possibilidade interessante seria a de utilizar uma linha de carregamento com os provetes em série. Com esta configuração os provetes estariam amarrados por um dispositivo do género do mostrado na figura 9 [8].

Este dispositivo é composto por duas colunas para fazer o alinhamento dos provetes, esbarros para continuar o ensaio caso haja rutura de um dos provetes, e amortecedores para reduzir o efeito do impacto quando acontece a rutura.

Com esta configuração consegue-se carregar todos os provetes com um único atuador, ainda que não seja possível carregar os provetes com forças diferentes. Esta solução introduz também um erro na medição da força uma vez que haverá atrito, principalmente no guiamento.

Apesar de se apresentar uma solução interessante, cada vez que há rutura de um provete os outros provetes deixam de ser carregados, ainda que momentaneamente. As consequentes oscilações no carregamento não são aceitáveis num ensaio de fluência em que se pretende manter a força de acionamento constante [2]. Portanto, a solução apresentada não será particularmente interessante no âmbito desta dissertação.

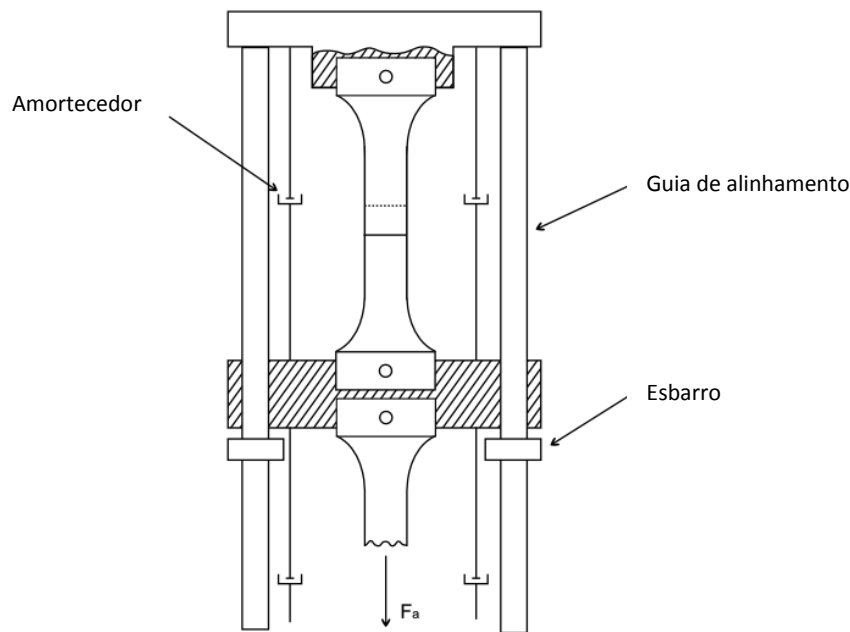


Figura 9: Dispositivo para realização de ensaios com provetes colocados em série

Em alternativa ao carregamento em série, pode considerar-se um mecanismo similar ao existente numa balança comum de casa de banho [9]. Este sistema (Figura 10) permite fazer a divisão da força aplicada por um único atuador em múltiplos pontos de atuação com a vantagem de existir algum ganho cinemático por intermédio da alavanca.

Neste caso, a força aplicada pelo atuador seria distribuída pelas linhas de carregamento. Não há no entanto maneira de solucionar o problema que também existia com o carregamento em série. Se um dos provetes entrar em rutura, os outros irão sofrer um pico de força que, certamente, os levará à ruína ou pelo menos invalidará os resultados obtidos no teste.

Percebe-se portanto que a melhor solução consiste em ter um atuador por estação de teste pois, de modo a garantir que os provetes são carregados com uma força constante, não é possível ter uma configuração de teste que permita carregar múltiplos provetes com um único atuador.

### 3.2 Solução eletromecânica

Na solução eletromecânica estudada, a atuação da estação de 30 kN seria feita por intermédio de um fuso. Esta solução seria complementada com um

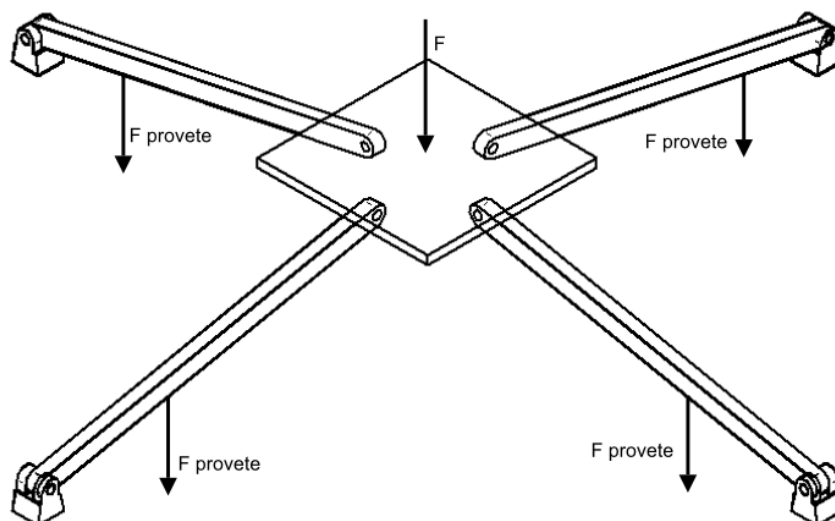
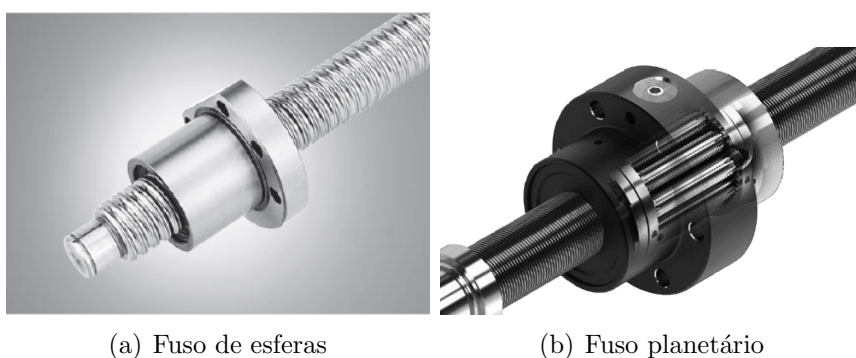


Figura 10: Mecanismo de divisão de força

sistema de alavancas e cargas suspensas para as estações de 2,5 kN.

### 3.2.1 Fuso

Um fuso é um elemento de transmissão mecânica que transforma um movimento de rotação num movimento de translação. A escolha do fuso foi feita a partir dos catálogos do fabricante Bosch Rexroth, de modo a cumprir os requisitos de projeto mas com atenção à viabilidade económica da solução. Os tipos de fuso considerados são os mostrados na Figura 11.



(a) Fuso de esferas

(b) Fuso planetário

Figura 11: Fusos para transmissão de potência

O fuso planetário é à partida mais caro que o fuso de esferas mas, como tem capacidade de carga maior, pode ser utilizado um tamanho de fuso menor, o que pode trazer vantagens na parte da atuação elétrica. Na Tabela 3 mostram-se algumas características importantes dos fusos.

Tabela 3: Características importantes de fusos de esferas e fusos planetários

	Tamanho	Capacidade de carga	
	$d_0 \times P$	Carga dinâmica (kN)	Carga estática (kN)
Fuso de esferas	$40 \times 10R$	50,0	86,4
Fuso planetário	$20 \times 5R$	55,0	80,0

$d_0$ : diâmetro nominal

As características apresentadas na Tabela 3 são um excerto do catálogo do fabricante para os fusos com capacidade de força compatível com a aplicação.

A carga dinâmica é indicada pelo fornecedor como a carga à qual o fuso realiza mais de um milhão de ciclos, portanto o fuso foi selecionado de acordo com este parâmetro.

O momento que é necessário aplicar aos fusos para produzir a força pretendida foi calculado a partir da Equação 1 fornecida pelo fabricante.

$$M = \frac{F_l \cdot P}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} \quad (1)$$

Onde,

$F_l$  - força desenvolvida pelo fuso

$P$  - passo

$\eta$  - rendimento

No caso do fuso de esferas  $\eta = 0.9$  e  $P = 10$  então,

$$M = \frac{30000 \cdot 10}{2000 \cdot \pi \cdot 0,9} = 53 \text{ Nm}$$

No caso do fuso planetário  $\eta = 0.8$  e  $P = 5$  então,

$$M = \frac{30000 \cdot 5}{2000 \cdot \pi \cdot 0,8} = 30 \text{ Nm}$$

A principal vantagem de se utilizar um fuso planetário em vez de um fuso de esferas é o facto de ser necessário um binário bastante menor para fazer o seu acionamento. Os valores de binário calculados são bastante altos. Porém, como é necessária a utilização de um redutor com uma elevada redução, como será explicado na secção 3.2.2, o motor necessário, quer se use o fuso planetário, ou o fuso de esferas será o mesmo. Como o fuso planetário é mais caro do que

o fuso de esferas foi selecionado o fuso de esferas para esta solução de atuação.

### 3.2.2 Servomotor e redutor

Como referido no início deste capítulo pretende-se que a força de atuação seja mantida constante ao longo de um período de tempo elevado. Como tal o curso de 200 mm será realizado a baixa velocidade. Para evitar que o servomotor seja solicitado a muito baixas velocidades escolheu-se um redutor com elevada redução.

O servomotor escolhido foi um servomotor *low cogging*, para reduzir o *ripple* de binário a baixa velocidade, de modo a transmitir binário o mais constante possível.

Servomotor:

- Parvex NX 210EATR7001 [10]:
  - Servomotor AC sem escovas com 10 pólos
  - Resolver com dois polos
  - Veio cilíndrico com chaveta paralela
  - Binário parado - 1 Nm
  - Binário máximo (pico) - 3,4 Nm
  - Constante de Binário - 0,72 Nm/A
  - Velocidade (alimentado a 230 V) - 4000 rpm

Redutor planetário:

- Parvex GE2N216R0401 [11]:
  - Redução 216:1 (três andares)
  - Binário máximo: 80 Nm
  - Veio de saída com chaveta
  - Rendimento global: 78%

O motor e redutor foram escolhidos em conjunto. Esta combinação é o conjunto servomotor-redutor, com redução de 216:1, de tamanho nominal mais

pequeno, capaz de produzir um binário à saída do redutor compatível com o necessário, calculado na secção 3.2.1.

Com esta combinação de motor e redutor consegue-se o seguinte desempenho mecânico:

$$\text{Velocidade máxima: } \frac{4000}{216} = 18,51 \text{ rpm}$$

$$\text{Binário máximo: } 1 \times 216 \times 0,78 = 168,48 \text{ Nm}$$

Este binário terá de ser limitado de modo a não ultrapassar o binário máximo de 80 Nm admitido pelo redutor.

O *drive* escolhido para alimentar o servomotor foi:

- Parvex Digivex D $\mu$ D13M02R [10]:
  - 2 entradas analógicas (14 bits e 10 bits;  $\pm 10$  V diferencial)
  - 1 saída analógica ( $\pm 5$  V), disposição livre;
  - 3 entradas digitais
  - 2 saídas digitais
  - entrada de *resolver*
  - saída com emulação de *encoder* incremental

Com este *drive* é possível emular um sinal de *encoder* com 16384 ppr, a partir do sinal de *resolver* integrado no servomotor. Lendo os sinais do *encoder* em quadratura consegue-se a seguinte resolução de posição linear:

Para o fuso de esferas:

$$R_l = \frac{10}{16384 \times 4 \times 216} = 0,000000706 \text{ mm} \quad (2)$$

Para o fuso planetário:

$$R_l = \frac{5}{16384 \times 4 \times 216} = 0,000000353 \text{ mm} \quad (3)$$

Após analisadas as vantagens e desvantagens da utilização de um fuso de esferas ou planetário, conclui-se que não é interessante optar por um fuso planetário, uma vez que não oferece nenhuma vantagem em relação ao fuso

de esferas e é mais caro. Selecionou-se portanto o fuso de esferas para esta solução.

### 3.2.3 Análise de custos

Uma das questões importantes neste projeto é, como seria de esperar, o custo. Não descurando a performance pretendida do equipamento a ser desenvolvido nesta dissertação, é importante ter em conta a viabilidade económica de cada solução proposta. Esta questão foi tida em conta no momento da escolha dos componentes e do tipo de atuação que se pretendia. Na Tabela 4 está resumida a informação de custos para a solução eletromecânica.

Tabela 4: Análise de custos da solução eletromecânica

Fuso	Preço (€)	
	Esferas (500 mm)	Planetário (500 mm)
	987,57	2020,74
Servomotor	790,95	
Redutor	529,95	
Drive	649,11	
Total	2957,58	3990,75

## 3.3 Alavancas

Para a atuação das estações de 2,5 kN de capacidade de força considerou-se um sistema de peso e alavanca, de modo a conseguir uma solução económica capaz de produzir uma força constante. A alavanca deve ser dimensionada de modo a ter uma redução suficientemente grande, para não ser necessário grandes massas suspensas, mas ser pequena o suficiente para cumprir os 200 mm de curso, mantendo um atravancamento aceitável.

Na Figura 12 mostram-se duas possíveis configurações cinemáticas, ambas com rácio 5:1. As alavancas são em forma de sector circular para garantir que a distância ao fulcro se mantém constante. Com esta configuração, a massa suspensa deverá ter 51 kg e ser colocada a 1000 mm da base.

A medição de deslocamento neste caso poderia ser feita em qualquer ponto intermédio da alavanca. Isto significa que poderia ser usado um trans-

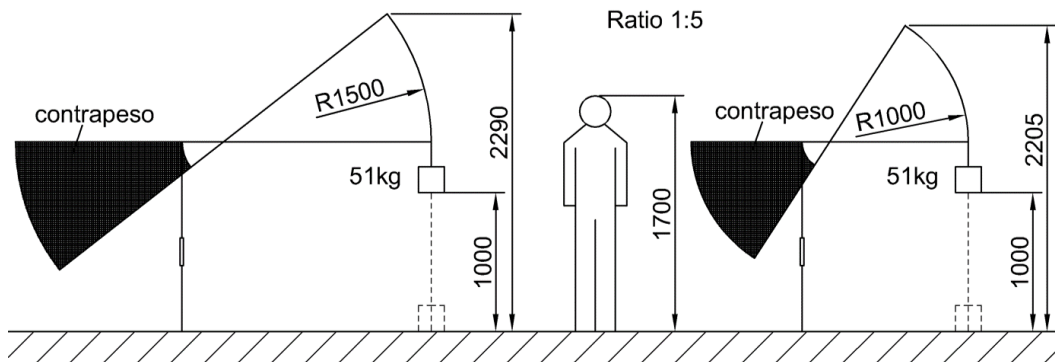


Figura 12: Estudo cinemático das alavancas.

ductor linear com um curso inferior a 200 mm e com condições de montagem muito flexíveis.

Esta solução também não é uma solução particularmente interessante porque levará a uma construção grande e pesada, com maior complexidade estrutural. Esta solução é também pouco flexível no que toca à seleção da força de ensaio, uma vez que seria apenas possível fazer o carregamento dos provetes com valores discretos correspondentes às massas calibradas existentes.

### 3.4 Solução pneumática

Em termos conceptuais a solução pneumática é mais simples do que a solução eletromecânica para o tipo de atuação que se pretende. Para garantir uma força constante ao longo do ensaio basta garantir que a pressão na câmara secundária do cilindro (considerando o movimento de recuo) se mantém constante, o que se consegue recorrendo a uma válvula reguladora de pressão.

Para as estações de 2,5 kN será utilizado um cilindro pneumático com *encoder* de posição integrado e uma válvula reguladora de pressão proporcional.

- Cilindro pneumático DDPC-Q-80-300-PA [12]:
  - Diâmetro do êmbolo: 80 mm
  - Curso: 300 mm
  - Força no recuo: 2721 N a 6 bar
  - Duplo efeito
  - Pistão quadrado (bloqueio de rotação)

- Amortecimento elástico nos fins de curso
- *encoder* de posição sem contacto
- Pressão de funcionamento: 4 - 12 bar
- Transdutor de valor medido DADE-MVC-010 [13]:
  - Sinal de saída: 0-10 V
  - Tensão de alimentação: 24 V

O transdutor de valor medido é um elemento de interface e condicionamento de sinal que permite transformar o sinal de *encoder* num sinal analógico entre 0 e 10 V.

Os componentes foram escolhidos com o auxílio dos engenheiros da Festo. Trata-se da solução com menor custo capaz de cumprir os requisitos e metodologia de teste necessária para a realização de ensaios de fluência. Há a possibilidade de se escolher um cilindro sem *encoder* de posição caso se pretenda fazer a medição utilizando um extensómetro, o que reduziria o custo dos componentes pneumáticos.

Com o conjunto cilindro com *encoder* e transdutor de valor medido conseguem-se as seguintes características na medição [12]:

- Erro de linearidade:  $\leq \pm 0,08$  mm
- Resolução:  $\leq 0,025\%$  do curso máximo – 0,075 mm
- Repetibilidade:  $\pm 0,1$  mm



(a) Cilindro pneumático com *encoder* integrado

(b) Válvula reguladora de pressão

Figura 13: Principais componentes de atuação pneumática

A Figura 13 mostra o cilindro pneumático com *encoder* e a válvula reguladora de pressão selecionados para esta aplicação.

A válvula reguladora de pressão proporcional permite que o controlo de malha fechada seja feito internamente como se mostra na Figura 14. Esta válvula tem parâmetros de controlo ajustáveis pelo utilizador. O sistema funciona de modo a eliminar o erro entre a referência ( $w$ ) e a variável realimentada ( $r$ ) e a impor a pressão a jusante ( $x$ ) correspondente ao valor de tensão dado pela referência ( $w$ ).

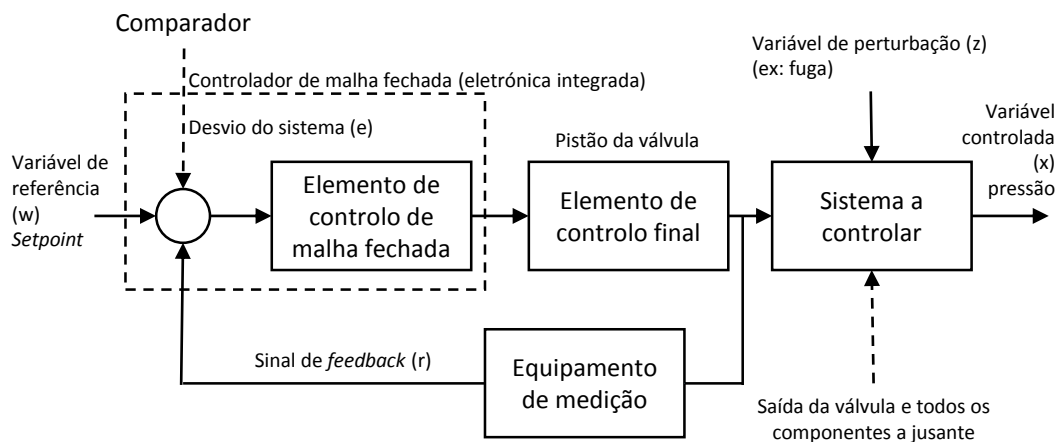


Figura 14: Sistema de controlo de malha fechada da válvula reguladora de pressão

Neste caso, como se pretende controlar o sistema em força, a referência ( $w$ ) será a força de ensaio, a realimentação ( $r$ ) será o sinal da célula de carga e o sistema irá evoluir no sentido de anular o erro ( $e$ ). O processo corre continuamente, portanto variações do valor de referência serão acompanhadas pelo sistema [14].

- Válvula reguladora de pressão VPPX-8L-L-1-G14-0L10H-S1:
  - Princípio construtivo: válvula reguladora de membrana servo-pilotada
  - Faixa de regulação de pressão: 0,1 a 10 bar
  - Tensão de alimentação: 24 V
  - Erro de linearidade: 2%
  - Entrada analógica: 4-20 mA, 0-20 mA, 0-10 V
  - Saída analógica: 4-20 mA, 0-20 mA, 0-10 V

Como a velocidade de ensaio é muito baixa o caudal necessário é mínimo. Por isso não foi necessária nenhuma consideração na escolha dos componentes relativamente a este aspeto.

### 3.4.1 Circuito pneumático

Além do cilindro pneumático e da válvula reguladora de pressão já referidos, foi projetado um circuito pneumático que garantisse o desempenho da máquina, bem como uma condição inerente de segurança. Para tal foi introduzida no circuito pneumático uma válvula direcional com centro para o escape. Esta válvula garante que, caso o cilindro não esteja a ser utilizado ou caso haja uma falha de energia, este irá transitar para uma condição segura. A utilização desta válvula permite ainda que o posicionamento e acoplamento das amarras possa ser feito manualmente uma vez que, até o começar o ensaio, as câmaras do cilindro estão ligadas ao escape.

Foi também introduzido no circuito um estrangulador à saída da câmara principal para que em caso de rutura do provete o cilindro não recue descontroladamente. O circuito pneumático está representado na Figura 15.

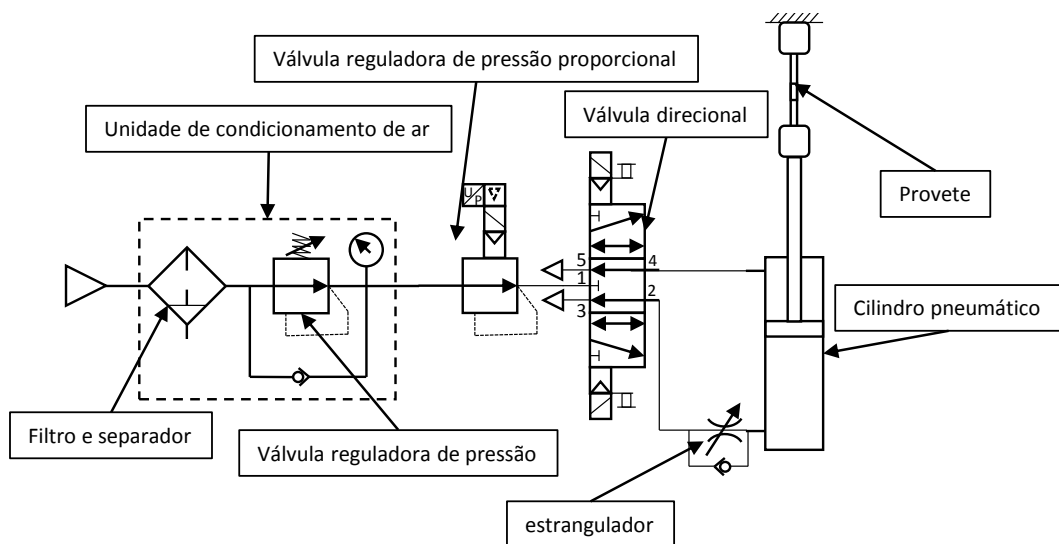


Figura 15: Circuito pneumático de comando da máquina

Como se pode ver na Figura 15 foi incluído no circuito pneumático uma unidade de tratamento de ar. A unidade selecionada foi a MSB4-1/4:C4:J3-WP da marca *FESTO*. Esta unidade modular tem encapsulamento em plástico e vem equipada com um regulador de pressão ajustável manualmente entre 0,5

e 12 bar, um filtro de partículas até 5  $\mu\text{m}$  e dreno de purga manual. Este componente foi escolhido com o auxílio da ferramenta de seleção disponibilizado pela FESTO. O componente de regulação da pressão e o dreno são elementos *standard*. O filtro de partículas até 5  $\mu\text{m}$  é indicado para garantir o correto funcionamento dos cilindros pneumáticos. Todos os componentes selecionados devem funcionar sem lubrificação, portanto, não foi selecionada uma unidade de lubrificação.

### 3.4.2 Análise de custos

Tal como para a solução eletromecânica, também foi feita uma análise do custo da solução. A Tabela 5 mostra o preço dos componentes pneumáticos selecionados para esta solução.

Tabela 5: Análise do custo da solução pneumática.

Atuador	Preço (€)	
	com <i>encoder</i>	sem <i>encoder</i>
	731,55	193,71
Válvula reguladora de pressão	483,14	
Total (sem acessórios)	1214,69	676,85
Total (com acessórios)	1258,95	697,79

O valor do preço total com acessórios corresponde ao preço dos componentes principais (atuador e válvula reguladora de pressão proporcional) e dos acessórios necessários para a sua instalação e ligação como, por exemplo, conexões rápidas, tubo pneumático e cabos de ligação para o *encoder*.

## 3.5 Medição do deslocamento

Idealmente a medida do deslocamento seria adquirida o mais perto possível da zona a estudar, seja ela a parte de sobreposição numa junta de sobreposição simples ou a parte a ser testada num provete *bulk*.

A medição do deslocamento dos provetes poderá ser efetuada recorrendo à medida da posição do êmbolo. Isto faz com que a medição seja afetada pela elasticidade e folgas de toda a cadeia de transmissão. No entanto, uma vez que a força de ensaio é relativamente baixa a influência da elasticidade

será pequena. Recorrendo à lei de Hook, aplicada a um elemento material em regime elástico e isotrópico (Equação 4), pode calcular-se essa influência.

$$\sigma = E\varepsilon \Leftrightarrow \frac{F}{A} = E \frac{\Delta l}{l} \quad (4)$$

$\sigma$  -tensão aplicada ao elemento

$E$  -módulo de Young

$\varepsilon$  -deformação

$F$  -força aplicada ao elemento

$A$  -área da secção do elemento

$\Delta l$  -deslocamento sofrido pelo elemento

$l$  -comprimento inicial do elemento

A Equação 4 não pode ser aplicada aos substratos à base de fibras de carbono, por não serem isotrópicos. Tendo isso em mente e considerando, por ser o cenário mais desvantajoso, os provetes constituídos por duas chapas de alumínio ( $E=70$  GPa) com dimensões  $25 \text{ mm} \times 120 \text{ mm}$  e  $2 \text{ mm}$  de espessura, o erro introduzido na medição é calculado na Equação 5.

$$\Delta l = \frac{2500 \cdot 0,120 \cdot 2}{0,025 \cdot 0,002 \cdot 70 \cdot 10^9} = 171,42 \mu\text{m} \quad (5)$$

Desprezando a influência das amarras e considerando a influência da haste de aço ( $E=210$  GPa)  $\phi 20 \times 300 \text{ mm}$ , o erro na medição será:

$$\Delta l = \frac{2500 \cdot 0,300}{\frac{0,020^2 \cdot \pi}{4} \cdot 210 \cdot 10^9} = 11,37 \mu\text{m} \quad (6)$$

No total, o erro na medição por influência da elongação dos elementos de transmissão principais está abaixo dos  $0,2 \text{ mm}$ , correspondente à soma da influência da haste e dos substratos.. Um fator importante e que não foi calculado é a existência de folgas, o que torna difícil calcular a influência total de se fazer a medição do deslocamento no êmbolo do cilindro. No entanto, a medição afetada será apenas o deslocamento inicial pois os efeitos da fluência no alumínio e no aço são desprezáveis para a força e temperatura em questão [15].

Se for importante caracterizar corretamente o deslocamento inicial, uma das estações de teste pode ser utilizada apenas com uma tira do mesmo material

usado para substrato dos provetes a testar, de tamanho equivalente ao dos provetes. Deste modo o deslocamento inicial da cadeia de transmissão pode ser medido e compensado.

Em alternativa à utilização do cilindro pneumático como elemento de medida, foi considerada a utilização de sensores laser, para medição sem contacto, ou a utilização de um sistema mecânico, amarrado ao provete por atrito, por exemplo, equipado com um LVDT ou transdutor linear potenciométrico, para medir o deslocamento relativo. Com um sistema deste género é possível utilizar um cilindro pneumático sem medição da posição do êmbolo.

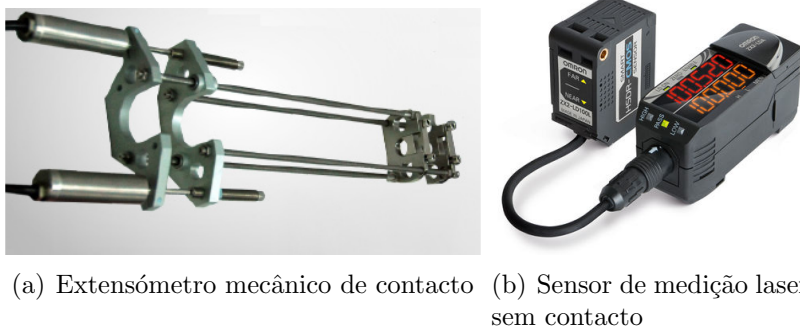


Figura 16: Alternativas para medição do deslocamento

A utilização de sensores laser foi descartada pois para o valor de deslocamento em questão uma solução de medição por laser seria extremamente dispendiosa (o preço por cada estação de teste seria aproximadamente 2000 €). Além disso, fazer a medição através de um vidro na câmara térmica levanta problemas, pois não é fácil instalar e alinhar os sensores com os provetes. A medição poderia ser afetada, principalmente devido ao gelo que se forma se a câmara estiver a ser usada a temperaturas negativas.

A medição do deslocamento pelo êmbolo do cilindro ou através de um dispositivo amarrado ao provete, terá sensivelmente o mesmo custo, o que torna esta uma alternativa atrativa. No entanto, será necessário a conceção de um extensómetro capaz de operar dentro da câmara térmica e fazer essa medição. A solução adotada neste projeto foi a medição através do cilindro pneumático devido à sua simplicidade.

### 3.6 Medição de força

Para realizar a medição de força foi selecionado um transdutor de força de corpo em S da marca *Tedea Huntleigh*. Foi escolhido este tipo de construção de transdutor de força por ser o mais económico, cumprindo os requisitos necessários. Os transdutores de força de corpo em S necessitam de cuidados especiais na instalação pois são suscetíveis a de erros se o carregamento introduzir esforços transversos. Esta questão foi tida em conta no projeto mecânico da máquina, com a introdução de uma rótula esférica para garantir que o transdutor de força é sempre solicitado segundo a sua linha de ação.

- Transdutor de força *Tedea Huntleigh* 0615-0300-G000-RS [16]:
  - Capacidade de carga nominal: 300 kgf
  - Saída:  $2,0 \pm 0,1\%$  mV/V
  - Erro de medição:  $\pm 0,02\%$  do valor da saída
  - Intervalo de temperatura compensada: -10 a +45 °C

O módulo de condicionamento de sinal será um amplificador do fabricante *Honeywell* para transdutores de montagem em ponte de extensómetros.

- Amplificador *Honeywell* DV-10 DIN [17]:
  - Montagem em calha DIN
  - Tensão de excitação: 5,4 VDC ou 9 VDC
  - Tensão de alimentação 15 a 28 VDC
  - Linearidade:  $\pm 0,01\%$
  - Saída: 0 - 10 VDC (três fios)

Estes componentes foram escolhidos por apresentarem uma solução económica capaz de cumprir os requisitos de medição de força. A Tabela 6 mostra o preço dos componentes selecionados.

Tabela 6: Preço dos componentes de medição de força

	Preço (€)
<b>Transdutor de força</b>	240,09
<b>Módulo de condicionamento de sinal</b>	343,67
<b>Total</b>	583,76

### 3.7 Discussão

Nesta fase do projeto percebeu-se que as especificações de força de 30 kN e 2,5 kN eram incompatíveis numa máquina adotando uma única solução de atuação. A tentativa de incorporação das duas soluções levaria à criação de duas máquinas de ensaio distintas. Foi portanto necessário redefinir a especificação definida inicialmente, pondo de parte a estação de 30 kN. A máquina a desenvolver irá então incorporar seis estações de 2,5 kN.

A solução eletromecânica não é a ideal pois requer que se controle o motor elétrico a velocidade muito reduzida. Mesmo introduzindo um redutor com uma grande redução este problema subsiste. Isto levaria a uma máquina com consumos energéticos inoportáveis e também conduziria a um desgaste prematuro dos componentes elétricos. Há, no entanto, maneiras de circunventar estes problemas. Poder-se-ia considerar uma solução que em vez de utilizar um redutor reversível, como é o caso do redutor planetário, utilizasse um redutor irreversível, por exemplo um redutor de parafuso sem fim e roda coroa. Com esta configuração consegue-se que o motor esteja desligado grande parte do tempo de ensaio e que a carga seja suportada pelo redutor. Esta solução seria, no entanto, mais desafiante a nível de controlo do motor.

A solução à base de alavancas é uma solução simples mas que leva a de uma máquina de grandes dimensões, com uma estrutura complexa e com capacidades de teste limitadas.

A solução pneumática é a solução conceptualmente mais adequada a este tipo de máquina. Utilizando uma solução pneumática é possível manter a força de ensaio constante durante longos períodos de tempo. Durante o funcionamento, o principal consumo de ar será nas fugas, o que permite que a máquina execute os ensaios de forma económica. A solução pneumática é a que apresenta menor custo comparativamente à solução eletromecânica. Além de permitir a construção de uma máquina mais flexível e sofisticada consegue-se também reduzir o atravancamento, comparativamente à adoção de uma solução à base de alavancas.

Analisando as diversas soluções apresentadas nesta secção, torna-se evidente a vantagem em utilizar uma solução pneumática para o acionamento da máquina de ensaios.

A atuação escolhida para este projeto foi por intermédio de cilindros

pneumáticos, comandados por válvulas reguladoras de pressão proporcionais, com medição do deslocamento conseguida pela medição da posição do êmbolo.

Foi referido da secção 1.3, quando se indicou as especificações da máquina que esta deveria ser capaz de realizar ensaios a temperaturas entre  $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Para tal seria necessário o projeto de uma câmara térmica capaz de manter os provetes à temperatura desejada. Seria necessário a escolha dos componentes estruturais da câmara incluindo o isolamento térmico. Seria necessário também projetar um controlador para controlar a temperatura na câmara. Como esta seria uma tarefa demorada decidiu-se não abordar esta questão na dissertação, no entanto foi tido em conta que a máquina deverá incorporar uma câmara de elementos e portanto foi deixado espaço dentro da estrutura projetada para a acomodar.



## 4 Projeto mecânico

A estrutura da máquina em estudo nesta dissertação é modular, ou seja, é constituída por duas metades que suportam três provetes cada. Esta abordagem permite, por um lado, uma construção mais simples, e por outro lado, reduzir a influência que a rutura de um provete tem nos restantes provetes.

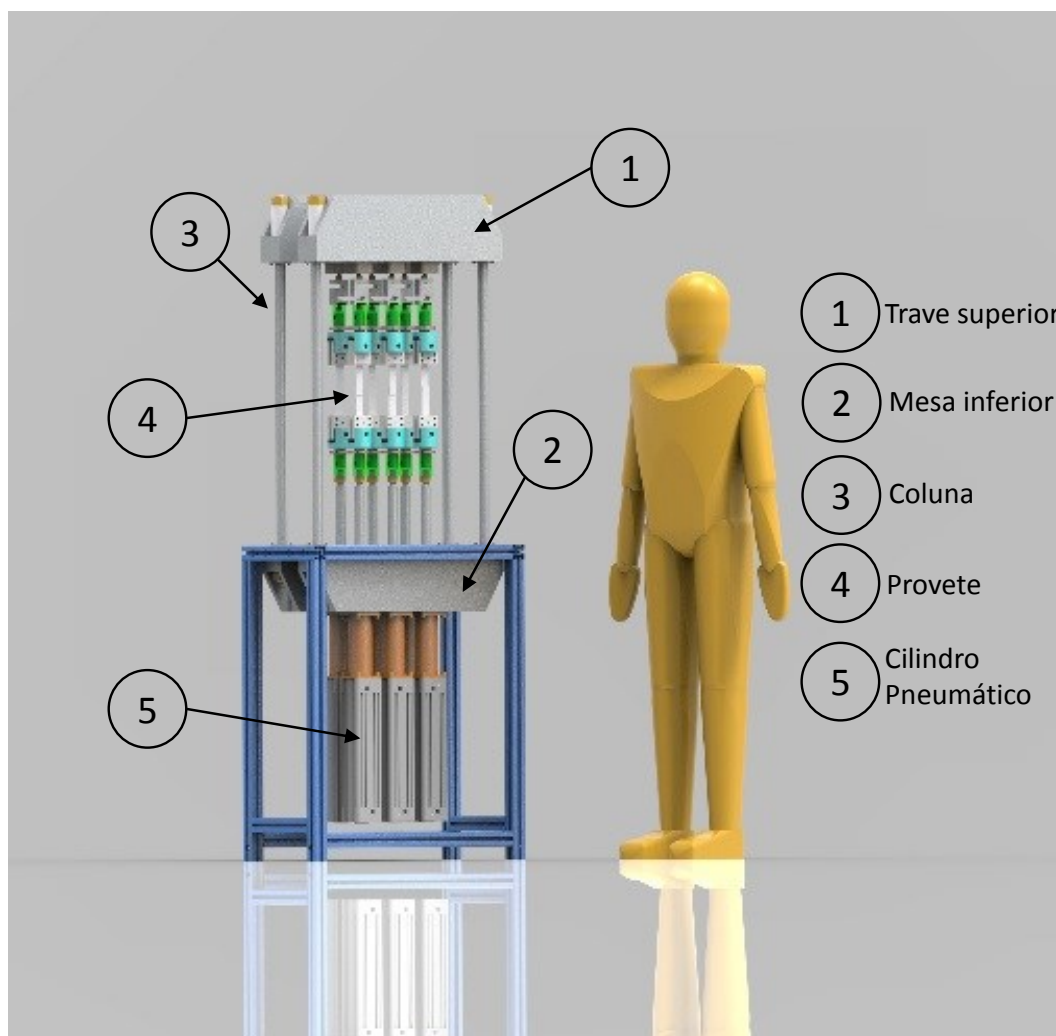


Figura 17: Modelo da máquina de ensaio de fluência

A Figura 17 mostra a máquina de ensaios proposta. A máquina deverá ser revestida com chapa em aço inox, por exemplo, de modo a tapar e proteger os seu componentes e permitir ter uma mesa de trabalho mais regular.

No projeto desta máquina foi tido especial cuidado no dimensionamento da trave superior e da mesa inferior. Estes são os principais componentes estruturais, em conjunto com as colunas, e têm como função suportar a carga

que lhes é aplicada com uma flecha mínima. Isto é importante porque o alinhamento entre a trave e a mesa é garantido pelas colunas. Uma flecha grande a meio vão iria induzir rotação nos apoios das colunas e anular o efeito desse alinhamento. Além disso, é importante ter uma estrutura rígida de modo a reduzir a influência da rutura de um provete nos restantes provetes.

#### 4.1 Trave superior

Numa primeira abordagem considerou-se conceber a trave superior a partir de perfis extrudidos Bosch Rexroth, aparafusados a uma placa de aço que serviria de suporte à cadeia de transmissão de força. A Figura 18 representa o modelo da trave superior considerada numa primeira fase.

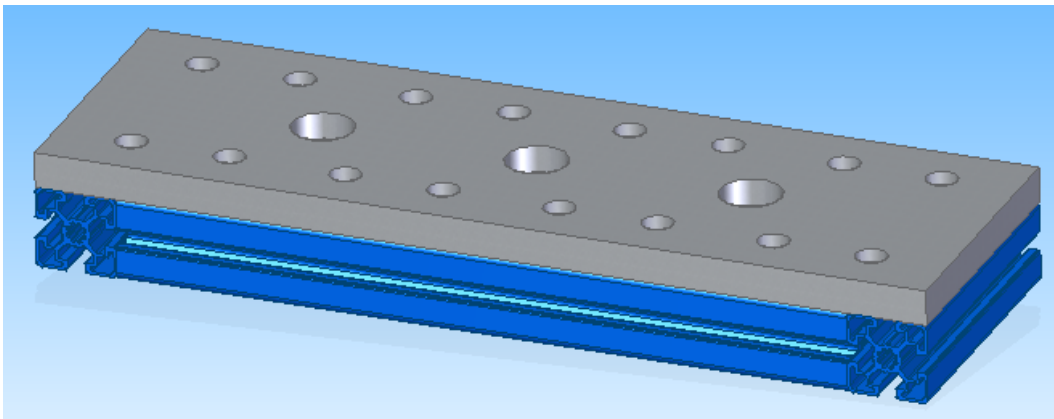


Figura 18: Modelo da trave superior numa primeira abordagem

Esta abordagem foi descartada porque não garantia a rigidez que se pretendia para este elemento. Além disso, iria ter vários elementos estruturais em interação o que faria com que fosse mais difícil prever o seu comportamento e aumentaria o esforço de simulação necessário.

Além da construção com perfis extrudidos foram considerados dois tipos de construção. Um que consiste na maquinagem de um bloco de aço. Outra construída a partir de dois perfis UPN aparafusados a dois blocos também de aço (Figura 19).

O material escolhido para estes componentes foi o aço de construção DIN CK45. A Tabela 7 mostra algumas propriedades deste aço.

Foram feitas simulações de elementos finitos com as duas versões recorrendo ao *NX Nastran Solver* incluído no programa *SolidEdge* usado para a

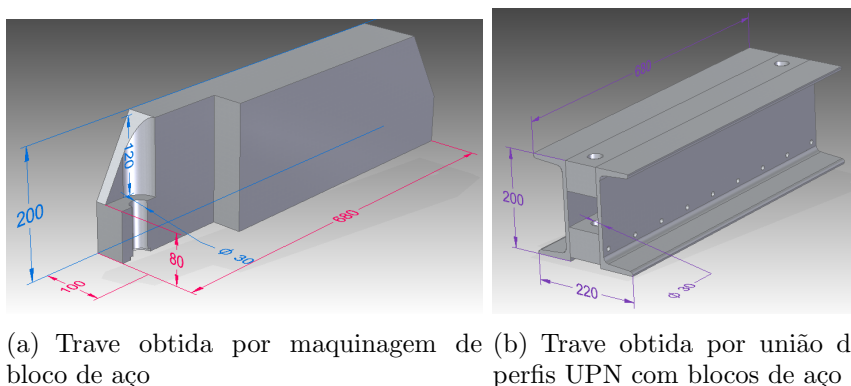


Figura 19: Traves superiores com soluções construtivas diferentes (dimensões em mm).

Tabela 7: Propriedades do aço DIN CK45.

Módulo de Young	190 - 210 GPa
Densidade	7,84 g/cm <sup>3</sup>
Dureza	167-220 HB
Tensão de cedência	≥343 MPa
Tensão de rutura	≥569 MPa
Elongação	20 %

modelação em 3D. Na simulação foram incluídas as duas secções superiores das colunas de modo a melhor representar as condições de suporte da viga. As condições de fronteira foram aplicadas aos topos das colunas introduzidos. Uma das colunas foi encastrada e à outra foi permitido transladar em todas as direções, exceto na direção axial. Estas condições de fronteira procuram traduzir a situação realista mais desfavorável de suporte da trave. O carregamento é feito nos furos onde roscam os parafusos que suportam os componentes da cadeia de transmissão. A simulação foi feita com todas as estações a funcionar à carga máxima.

Para a simulação da trave construída a partir de bloco de aço foi gerada uma malha de elementos tetraédricos com um tamanho médio de malha de 7,89 mm. O tamanho da malha gerada adapta-se automaticamente, ficando mais densa em zonas onde é necessário e menos densa em zonas menos solicitadas, de modo a reduzir o esforço computacional necessário. A Figura 20 mostra o resultado da análise de elementos finitos feita à trave superior com construção em bloco de aço.

Para a simulação da trave construída a partir de bloco de aço e perfis UPN

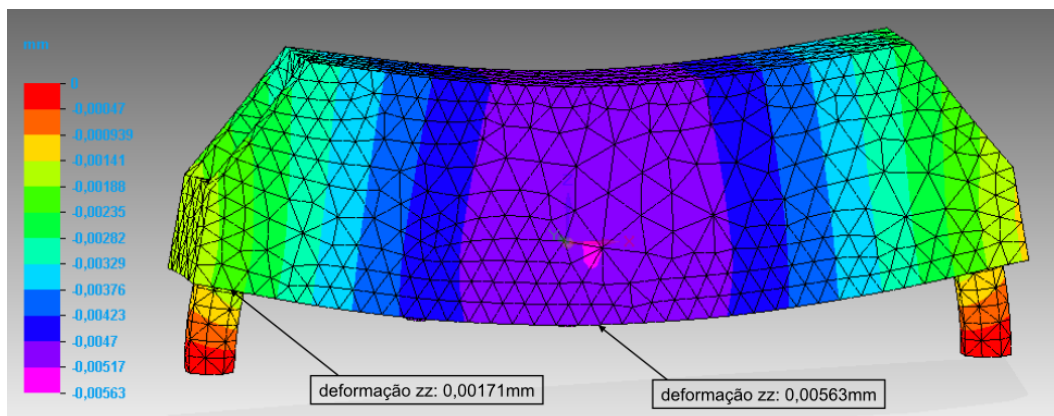


Figura 20: Resultados da análise de elementos finitos na trave superior com construção em bloco de aço.

foi gerada uma malha, também de elementos tetraédricos, com um tamanho médio de malha de 7,85 mm. A Figura 21 mostra o resultado da análise de elementos finitos feita à trave superior com construção por perfis UPN.

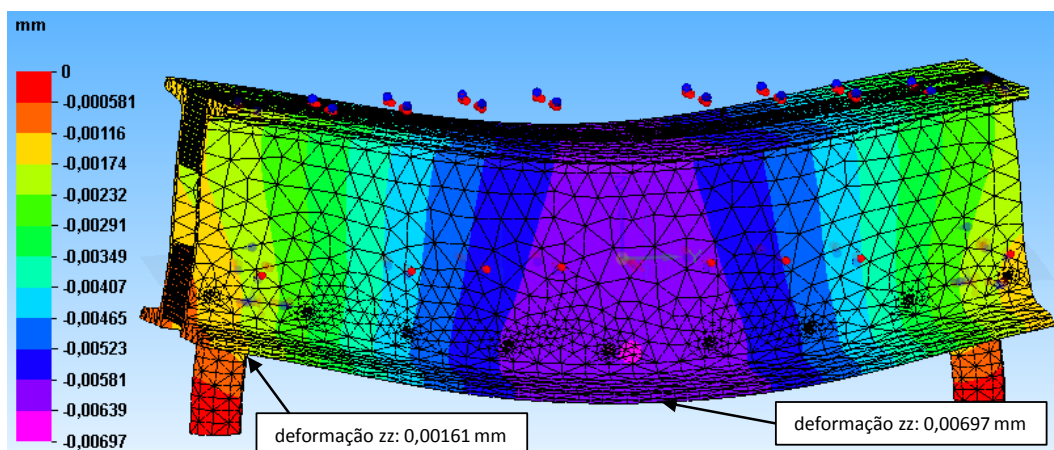


Figura 21: Resultados da análise de elementos finitos na trave superior com construção por perfis UPN.

Da Figura 20 pode ver-se que a flecha a meio vão para a construção em bloco de aço é  $0,00563 - 0,00171 = 0,00392$  mm. Da Figura 21 pode-se ver que a flecha a meio vão para a construção com perfis UPN é  $0,00697 - 0,00161 = 0,00536$  mm. Em ambos os casos a tensão máxima ocorre nos pontos de carregamento e tem valores muito abaixo dos limites de cedência do material (cerca de 10 MPa).

Com base nos resultados das simulações concluiu-se que não há vantagem na utilização da solução à base de perfis UPN. Optou-se portanto por utilizar uma trave superior maquinada a partir de bloco de aço.

## 4.2 Mesa inferior

A mesa inferior é a parte estrutural que suporta os cilindros pneumáticos. Também neste componente foi tida especial atenção para garantir uma elevada rigidez. Numa primeira abordagem considerou-se, à semelhança do que já foi descrito para a trave superior, uma construção baseada em perfis extrudidos da Bosch Rexroth. Com esta configuração a mesa seria feita a partir de uma mesa de aço, para alojar os cilindros pneumáticos, reforçada com perfis extrudidos. A Figura 22 mostra o modelo da mesa inferior construída com perfis extrudidos.

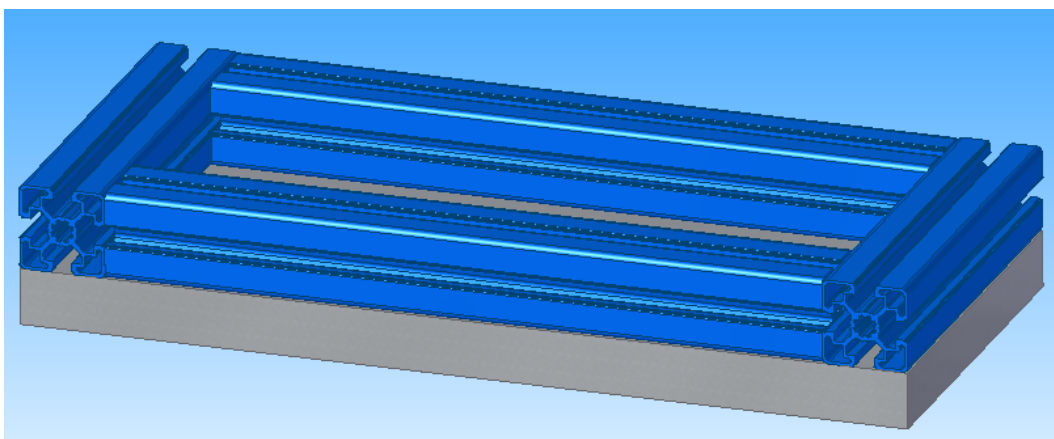


Figura 22: Modelo da mesa inferior numa primeira abordagem

Esta ideia foi descartada, à semelhança do que aconteceu para o caso da trave superior, por não apresentar a rigidez necessária. A utilização de componentes prefabricados (perfis extrudidos) também levantava algumas limitações pois o projeto estava limitado pela oferta do fabricante.

Outro tipo de construção estudado foi a utilização de um bloco de aço, para alojamento dos cilindros e colunas de suporte, reforçado com duas chapas com ressaltos, encavilhadas e aparafusadas ao bloco de aço (Figura 23). Os blocos de aço têm também furos que servirão para ligar às pernas da mesa. O aço escolhido para este componente é o mesmo utilizado para a trave superior, o DIN CK45.

Para a simulação deste componente foram incluídas as duas secções inferiores das colunas tal como para a simulação da trave superior, e foram aplicadas as mesmas condições de fronteira. O carregamento foi feito em dois ressaltos criados na placa de aço para simular o contacto dos cilindros com a mesa inferior. A simulação foi feita com todas as estações a funcionar à carga máxima. A malha utilizada para a simulação foi uma malha de elementos

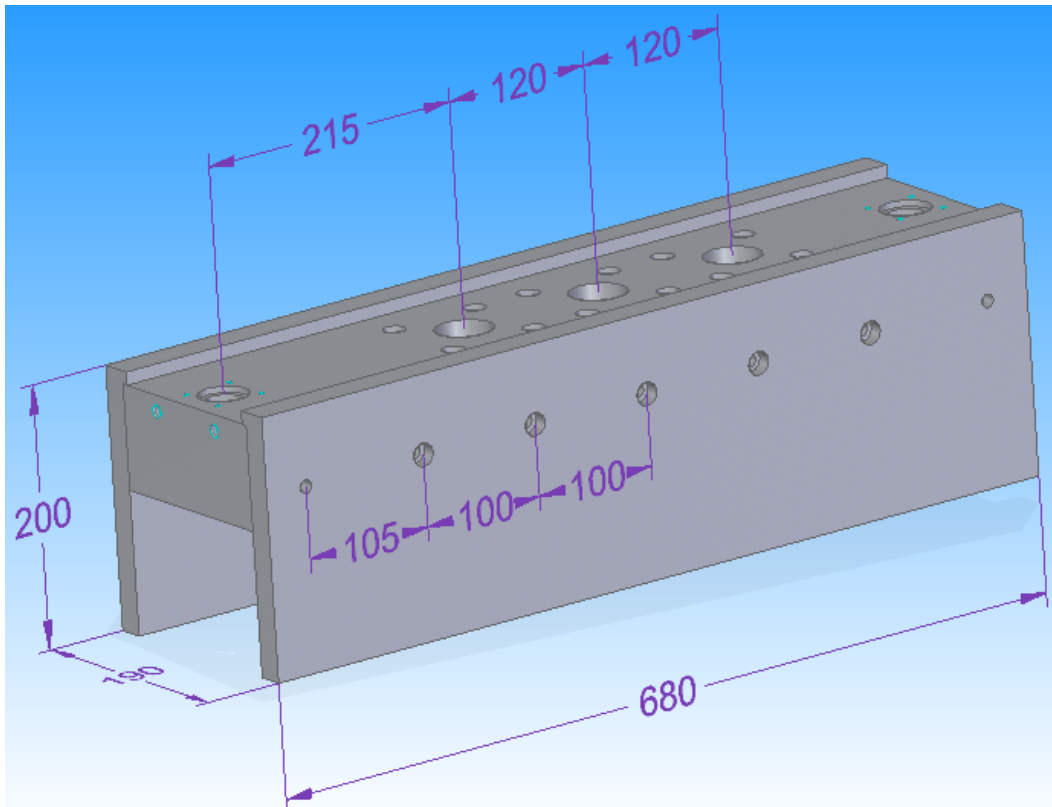


Figura 23: Modelo da mesa inferior (dimensões em mm).

tetraédricos com um tamanho médio de malha de 6,52 mm. A Figura 24 mostra o resultado da análise de elementos finitos feita à mesa inferior com esta construção.

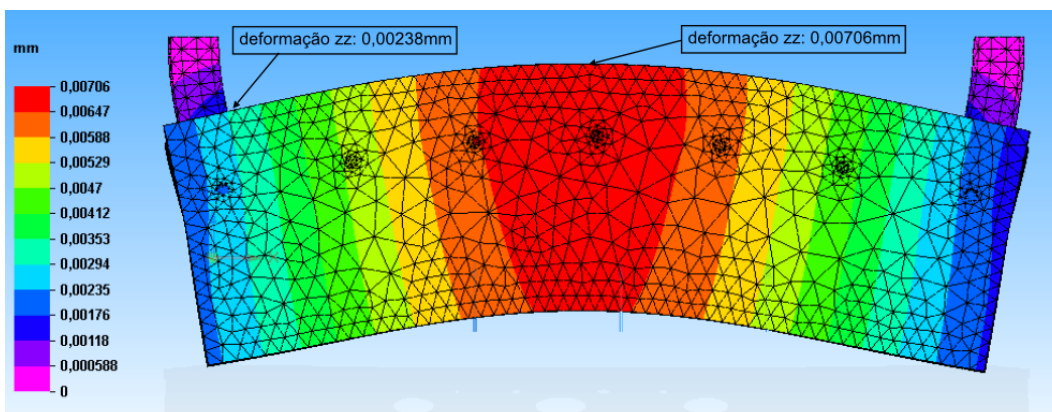


Figura 24: Resultados da análise de elementos finitos na mesa inferior.

Como se pode constatar, a flecha a meio vão é  $0,00706 - 0,00238 = 0,00468$  mm.

Foi ainda considerado outro tipo de construção, com base no tipo de

construção utilizado para a trave superior, que consiste na utilização de um bloco de aço maquinado de modo semelhante à trave superior, mas com furos passantes para permitir a passagem das hastes dos cilindros. A Figura 25 mostra o modelo da mesa inferior com esta construção.

Para a simulação deste componente foram incluídas as duas secções inferiores das colunas e foram aplicadas as condições fronteira descritas para o caso da trave superior. A malha utilizada foi uma malha de elementos tetraédricos com um tamanho médio de malha de 11,3 mm. A Figura 26 mostra os resultados da análise de elementos finitos feita à mesa inferior com a construção em bloco de aço.

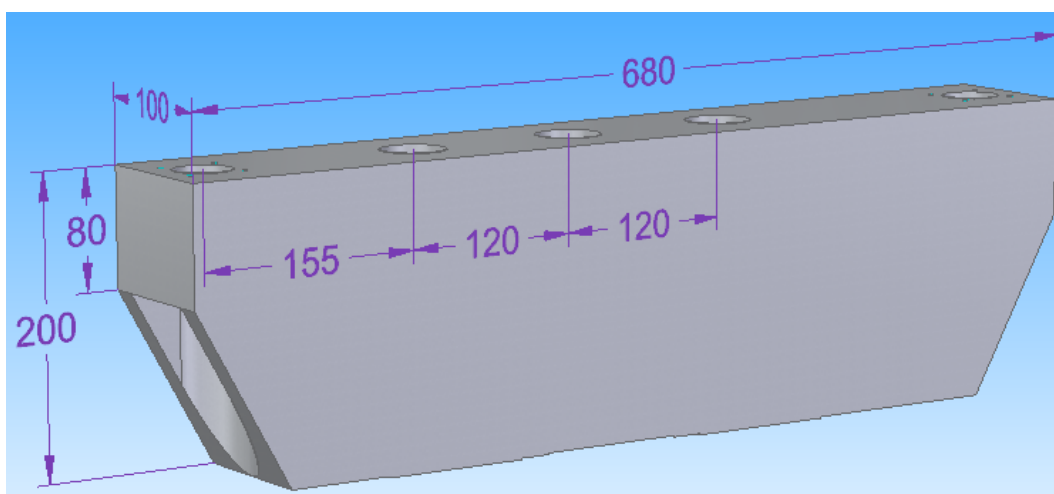


Figura 25: Modelo da mesa inferior com construção a partir de bloco de aço (dimensões em mm).

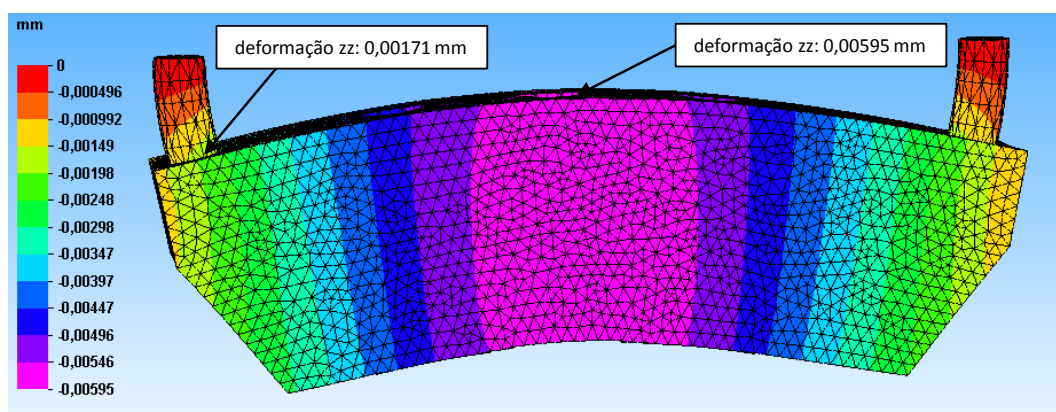


Figura 26: Resultado da análise de elementos finitos na mesa inferior.

Analisando a Figura 26 podemos ver que a flecha a meio vão é  $0,00595 - 0,00171 = 0,00424$  mm.

Para nenhum dos casos foi incluída a análise de tensões pois, tal como para o caso da trave superior, as tensões resultantes são desprezáveis.

As duas soluções descritas acima apresentam sensivelmente os mesmos resultados em termos de deformação. No entanto, utilizando um bloco de aço maquinado, a construção torna-se mais simples, mesmo em termos de fabrico, uma vez que a mesa inferior será semelhante à trave superior. Optou-se portanto por utilizar a mesa inferior com construção a partir de bloco de aço.

### 4.3 Colunas

As colunas fazem a ligação da trave superior e da mesa inferior e estão solicitadas à compressão. Como tal o seu dimensionamento deve ter em conta a influência da encurvadura.

Recorrendo ao diagrama da Figura 27 podemos calcular as forças que atuam sobre as colunas.

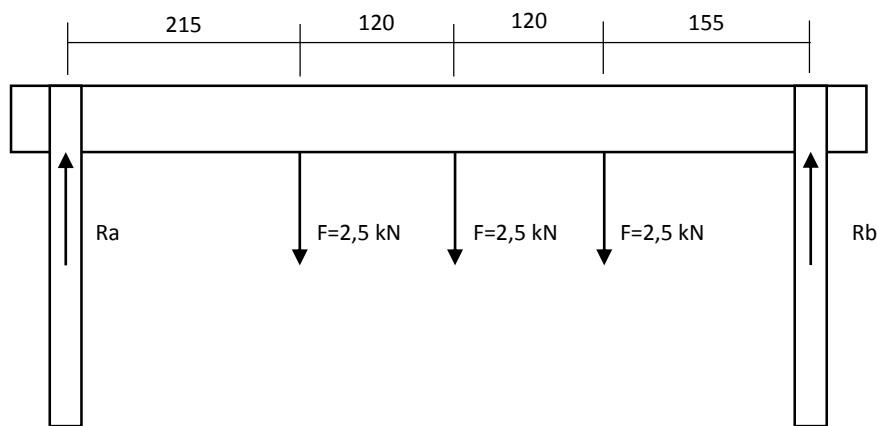


Figura 27: Diagrama para cálculo das reações nas colunas (dimensões em mm)

$$\sum F = 0 \Leftrightarrow R_b = 7,5 - R_a \quad (7)$$

$$\sum M_b = 0 \quad (8)$$

$$R_a \times 610 = 2,5 \times 155 + 2,5 \times 275 + 2,5 \times 395 \quad (9)$$

$$R_a = \frac{2,5 \times 155 + 2,5 \times 275 + 2,5 \times 395}{610} \Leftrightarrow R_a = 3,38 \text{ kN} \quad (10)$$

$$R_b = 7,5 - R_a \Leftrightarrow R_b = 4,11 \text{ kN} \quad (11)$$

O diâmetro escolhido para as colunas foi  $\phi 30$  e comprimento necessário  $l = 840$  mm. O diâmetro foi arbitrado de modo a ser bem acomodado pela estrutura já desenhada e carece de confirmação com este cálculo. O comprimento foi determinado de modo a haver espaço suficiente no interior da estrutura para acomodar os transdutores de força, as amarras e os provetes, bem como 200 mm extra correspondentes ao deslocamento máximo desejado para a máquina. As colunas foram dimensionadas à encurvadura supondo que estão encastradas numa extremidade e livres na outra (situação mais desfavorável) e que a carga é aplicada no seu eixo [18].

A Figura 28 mostra algumas condições de fronteira aplicáveis a casos de encurvadura. Considerou-se para o caso em estudo a condição (c) com  $C = 1/4$ .

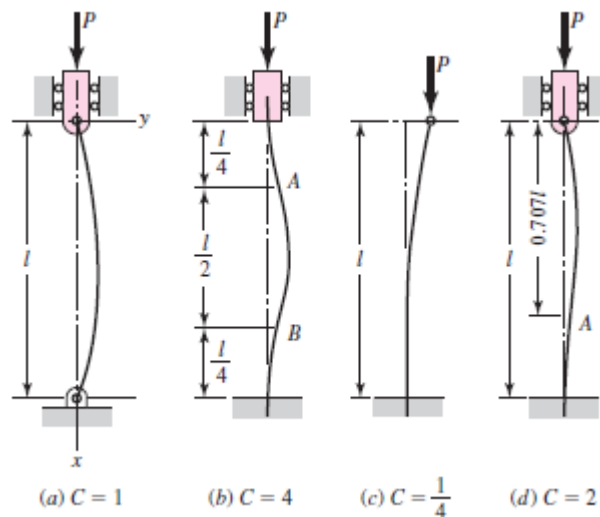


Figura 28: Condições de fronteira para vários casos de suporte de colunas à compressão [18]

A carga crítica é a carga a partir da qual se verificam fenómenos de instabilidade e, conseqüentemente, a ruína da estrutura. A carga crítica pode ser calculada recorrendo à Equação 12.

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{C\pi^2 E}{\lambda^2} \quad (12)$$

- $P_{cr}$  - carga crítica
- $A$  - área da secção transversal da coluna
- $C$  - coeficiente devido às condições de fronteira
- $E$  - módulo de Young
- $\lambda$  - coeficiente de esbelteza

O coeficiente de esbelteza ( $\lambda$ ) pode ser calculado com recurso à Equação 13.

$$\lambda = \frac{l}{i} \quad (13)$$

onde  $l$  é o comprimento da coluna e  $i$  é o raio de giração.

O raio de giração( $i$ ) pode ser calculado a partir do momento de inércia da coluna ( $I$ ) e da área de secção transversal. O momento de inércia da coluna é dado pela Equação 14.

$$I = \frac{\pi \cdot r^4}{4} = 397,6 \text{ cm}^4 \quad (14)$$

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = 7,5 \text{ mm} \quad (15)$$

$$\lambda = \frac{840}{7,5} = 112 \quad (16)$$

Retomando a Equação 12 podemos calcular a carga crítica para a coluna.

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{0,25 \cdot \pi^2 \cdot 210 \times 10^9}{112^2} \quad (17)$$

$$\frac{P_{cr}}{A} = 13,1 \text{ MPa} \quad (18)$$

A carga aplicada deverá ser sempre inferior à carga crítica.

$$\frac{P}{A} \leq \frac{P_{cr}}{A} \quad (19)$$

A tensão aplicada com a carga calculada na Equação 11 é

$$\frac{P}{A} = \frac{4 \cdot 4,11 \times 10^3}{\pi \cdot 0,03^2} = 5,81 \text{ MPa} \quad (20)$$

O coeficiente de segurança( $c_s$ ) pode ser calculado com a Equação 21

$$c_s = \frac{P_{cr}}{P} = 2,26 \quad (21)$$

Tendo em conta as considerações tidas no cálculo, a coluna está dimensionada com um fator de segurança de 2,26 para a pior situação possível. Pode, portanto, concluir-se que o diâmetro escolhido ( $\phi 30$ ) é aceitável.

As colunas são montadas com a trave superior e com a mesa inferior com duas chavetas de meio disco. A Figura 29 mostra o esquema de montagem da trave superior nas colunas.

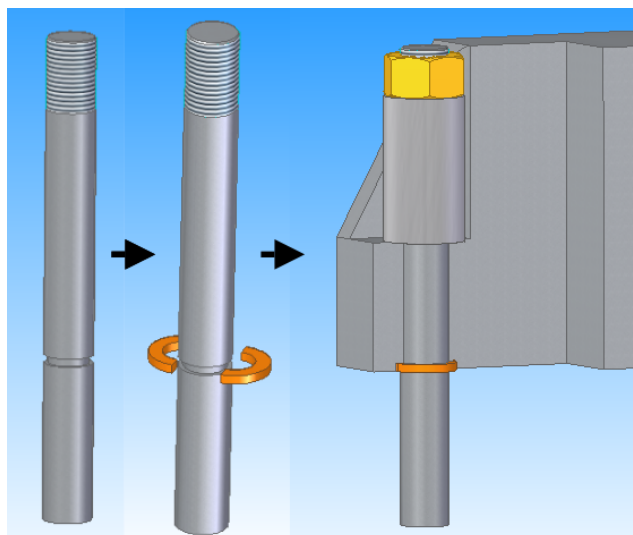


Figura 29: Montagem da trave superior nas colunas

As colunas têm também função de alinhamento, portanto os furos para as colunas da trave superior e do bloco de aço da mesa inferior deverão ser maquinados em conjunto para garantir esse alinhamento.

### 4.3.1 Cálculo das chavetas

As chavetas em meio disco foram dimensionadas tendo em consideração a tensão de corte e o esforço de compressão nos topos da chaveta. A Figura 30 mostra as chavetas montadas na coluna explicitando as dimensões utilizadas no dimensionamento.

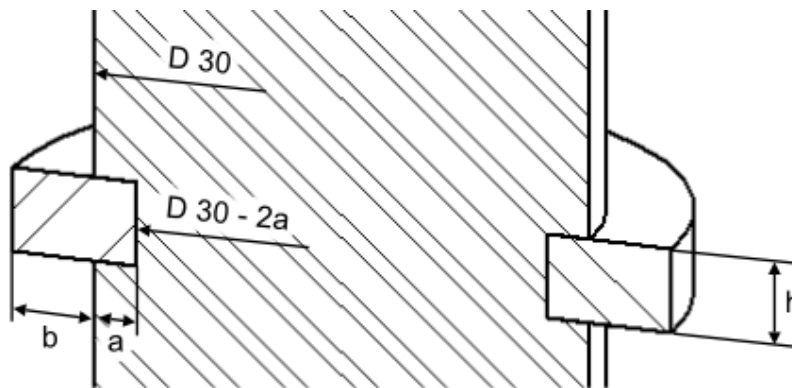


Figura 30: Esquema das chavetas montadas na coluna

A secção resistente ao corte é a secção de chaveta correspondente à face cilíndrica com o mesmo diâmetro que a coluna. A área resistente ao corte será dada pela Equação 22.

$$A_{\tau} = \pi Dh \quad (22)$$

- $A_{\tau}$  - área da secção resistente ao corte
- $D$  - diâmetro da coluna
- $h$  - espessura da chaveta

$$A_{\tau} = \pi h 0,030 \quad (23)$$

A tensão de corte admissível pode ser calculada com a equação 24.

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} \quad (24)$$

- $\tau_{adm}$  - tensão de corte admissível
- $\sigma_{adm}$  - tensão admissível

Considerando, por exagero, que toda a carga assenta sobre uma única coluna a tensão de corte atuante deverá ser menor que a tensão de corte ad-

missível. Considerou-se a tensão admissível  $\sigma_{adm} = 200 \text{ MPa}$ .

$$\tau < \tau_{adm} \quad (25)$$

$$\frac{7500}{\pi h 0,030} < \frac{200 \times 10^6}{\sqrt{3}} \quad (26)$$

$$h \geq \frac{\sqrt{3} \cdot 7,5}{200 \times \pi \cdot 0,03} \quad (27)$$

$$h \geq 0,689 \text{ mm} \quad (28)$$

A área resistente à compressão será a área correspondente ao disco circular onde a chaveta assenta na coluna. A área resistente à compressão pode ser calculada com a equação 29.

$$A_{comp} = \frac{\pi}{4} \cdot (0,030^2 - (0,030 - 2a)^2) \quad (29)$$

$A_{comp}$  - área resistente à compressão  
 $a$  - penetração da chaveta na coluna

A tensão aplicada deverá ser menor que a tensão admissível  $\sigma < \sigma_{adm}$ .

$$\frac{7500}{\frac{\pi}{4}[0,030^2 - (0,030 - 2a)^2]} < 200 \times 10^6 \quad (30)$$

$$a \geq 0,403 \text{ mm} \quad (31)$$

Como as dimensões mínimas admissíveis calculadas apontam para valores muito baixos foram consideradas dimensões mais correntes com a garantia de ter um elevado fator de segurança. As dimensões escolhidas para as chavetas pode ser vistas no diagrama da Figura 31.

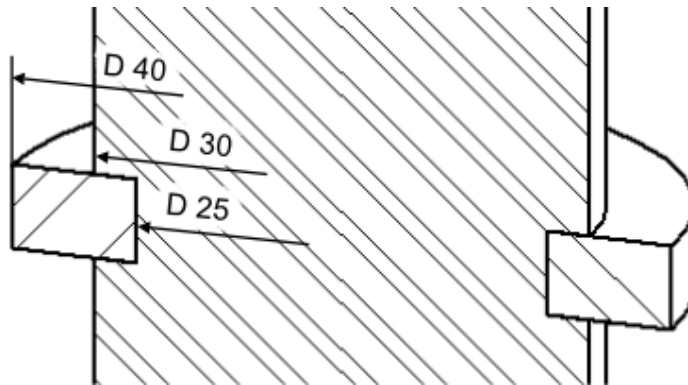


Figura 31: Dimensões da chaveta

#### 4.4 Alojamento da rótula esférica

Para garantir o alinhamento dos provetes e para não introduzir esforços transversos à linha de ação da célula de carga, foi necessário introduzir uma rótula esférica aparafusada à trave superior através de um alojamento como se pode ver na Figura 32.

O material escolhido para o alojamento da rótula foi a liga de alumínio EXTREME-7XXX [19]. Este material foi escolhido por ser resistente, fácil de maquinar e resistente à corrosão. A Tabela 8 mostra algumas propriedades desta liga.

Tabela 8: Propriedades da liga de alumínio EXTREME-7XXX

Densidade	2,77 g/cm <sup>3</sup>
Módulo de young	72 GPa
Tensão de rutura	340 MPa
Tensão de cedência	300 MPa
Elongação	5 %
Dureza	115 HB

A rótula esférica foi selecionada do catálogo do fabricante *Schaeffler* por ter um furo interno  $\phi 12$  compatível com a rosca do transdutor de força (M12). Esta rótula tem uma capacidade de carga dinâmica de 97,3 kN, bem acima do necessário.

O transdutor de força deverá ser ligado à rótula esférica com um parafuso de cabeça hexagonal, assente numa anilha, e uma contra porca para impedir a desmontagem não intencional. Na figura 33 pode ver-se um modelo da ligação.

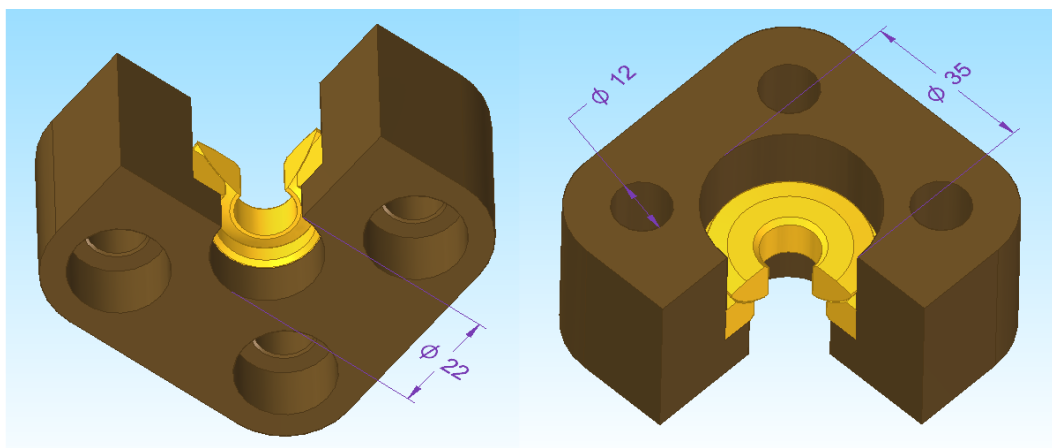


Figura 32: Rótula esférica no alojamento (dimensões em mm).

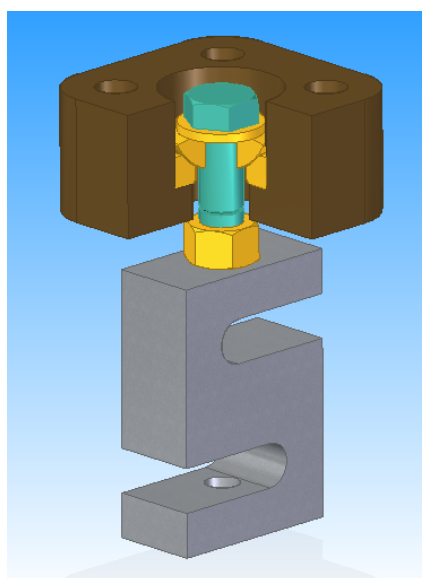


Figura 33: Pormenor da ligação do transdutor de força à rótula esférica.

## 4.5 Outros componentes

De modo a utilizar as amarras para provetes já existentes no laboratório de adesivos foram concebidos dois elementos de ligação, um para ligar as amarras ao transdutor de força e outro para as ligar ao cilindro pneumático. O material escolhido para estes componentes foi também a liga de alumínio EXTREME-7XXX. A Figura 34 mostra o modelo dos elementos de ligação.

Para proteger a haste e vedantes do cilindro foram concebidas extensões de haste. Deste modo a parte da haste que passa nos vedantes não estará sujeita às condições adversas que se verificam na câmara térmica. O material escolhido para as extensões de haste foi o aço inoxidável austenínico DIN X5

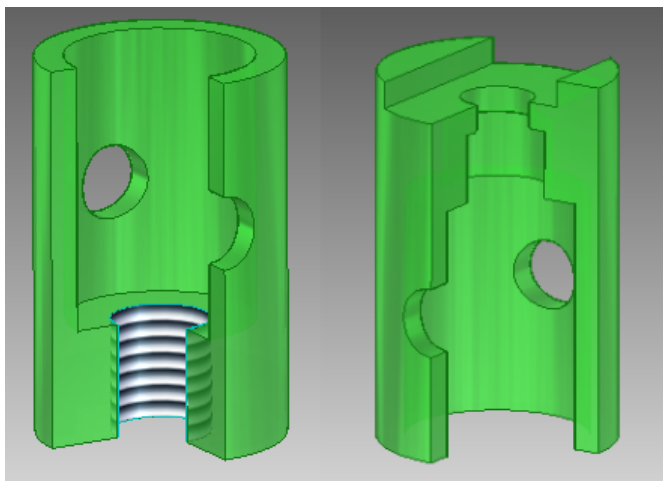


Figura 34: Elementos de ligação das amarras à haste do cilindro e ao transdutor de força respetivamente

CrNi 18 10 (propriedades na Tabela 9). Foi escolhido este material para as extensões por ser um aço com uma baixa condutividade térmica. A Figura 35 mostra o modelo da extensão de haste.

Tabela 9: Propriedades do aço inoxidável austenítico DIN X5 CrNi 18 10

Tensão de cedência	196 MPa
Tensão de rutura	560 MPa
Condutividade Térmica	16 W/m K
Densidade	8 g/cm <sup>3</sup>
Elongação	12 %

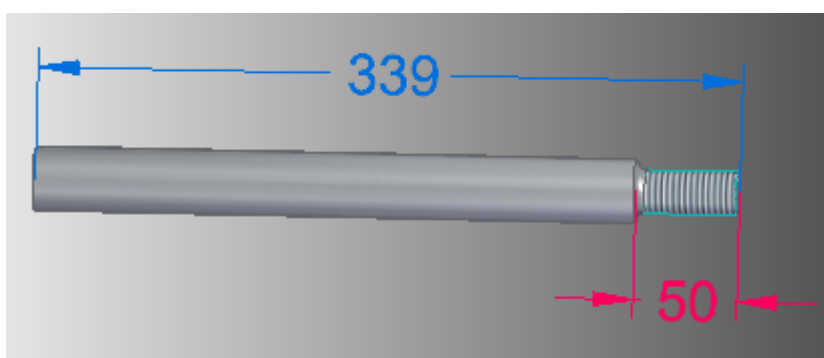


Figura 35: Modelo da extensão da haste (dimensões em mm)

Foi também concebido um espaçador para colocar entre os cilindros pneumáticos e a mesa inferior para acomodar as extensões de haste. O material escolhido para o espaçador foi a liga de alumínio EXTREME-7XXX. A Figura 36 mostra o modelo do espaçador do cilindro pneumático.

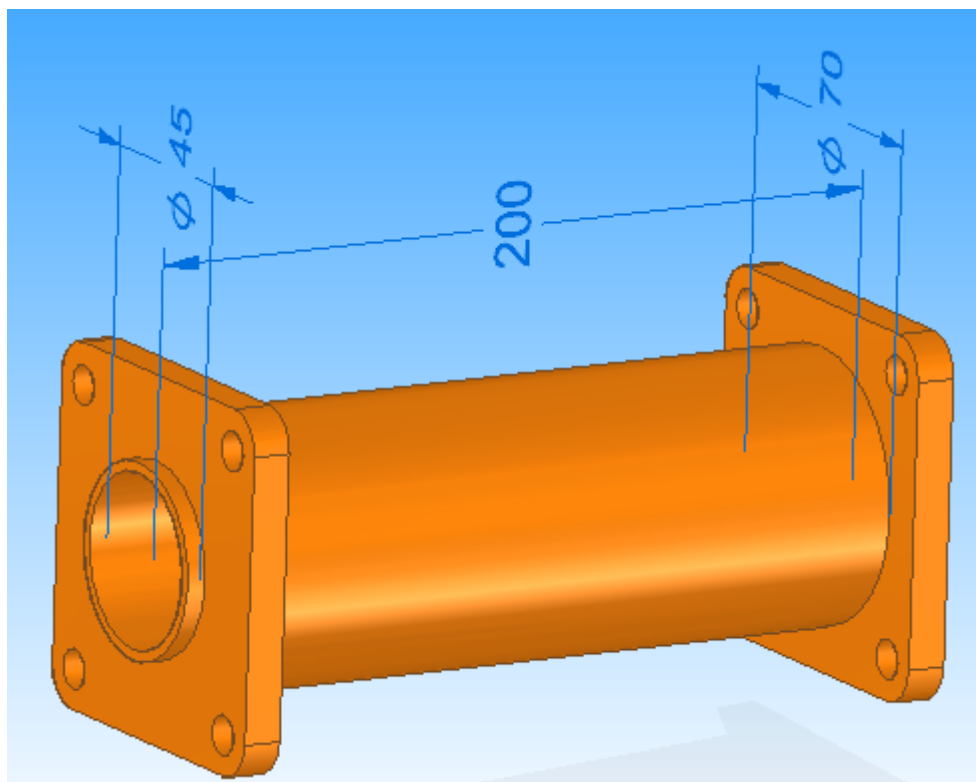


Figura 36: Modelo do espaçador do cilindro pneumático (dimensões em mm)

Foi também feito um estudo sumário relativamente à câmara térmica, principalmente baseado em modelos comercialmente disponíveis. O estudo foi feito principalmente para se conseguir ter uma noção das dimensões gerais da câmara. Com base nos modelos comerciais da marca *Instron* concluiu-se que a espessura de parede ronda os 80 mm. Este facto foi tido em conta no projeto da máquina e foi deixado espaço suficiente para acomodar a câmara térmica.

## 4.6 Outras considerações

Uma preocupação que surgiu foi a estabilidade da estrutura. Visto que a estrutura tem uma trave superior com alguma massa houve a preocupação que o centro de massa estivesse muito elevado. Isso conjugado com o facto de a estrutura de suporte ser estreita poderia levar a que a máquina tombasse facilmente. A Figura 37 mostra um diagrama da estrutura com o centro de massa assinalado. O centro de massa foi determinado com o auxílio do *software* de modelação. É também indicada uma força  $F$  aplicada num ponto correspondente à altura dos provetes.

A massa total da estrutura (P) é 542,4 kg. Com esta configuração

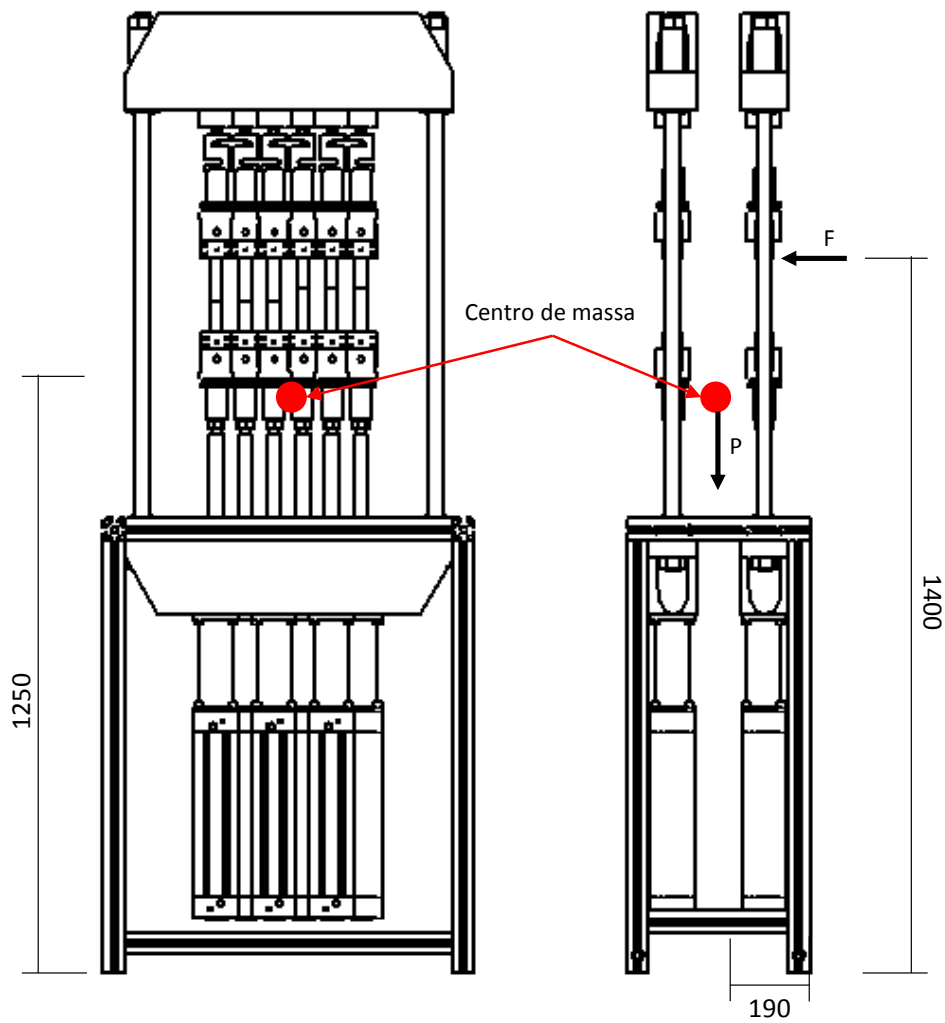


Figura 37: Diagrama com o centro de massa da máquina.

calculou-se a força  $F$  necessária para levantar a máquina.

$$542,4 \times 0,190 = F \times 1,4 \quad (32)$$

$$F = 73 \text{ kgf} \quad (33)$$

Se se verificar que a estrutura não é suficientemente estável, deverá ser aumentada a base de suporte ou será necessário aparafusar a máquina ao chão ou à parede.

## 5 Instrumentação e comando

De modo a garantir o correto funcionamento da máquina é necessário a criação de um sistema de comando adequado que imponha a lógica de funcionamento, faça a recolha e registo dos dados de ensaio e assegure condições seguras de trabalho com a máquina. Este sistema será composto essencialmente por três elementos: o quadro elétrico, o próprio sistema físico de atuação e o software de interface homem-máquina.

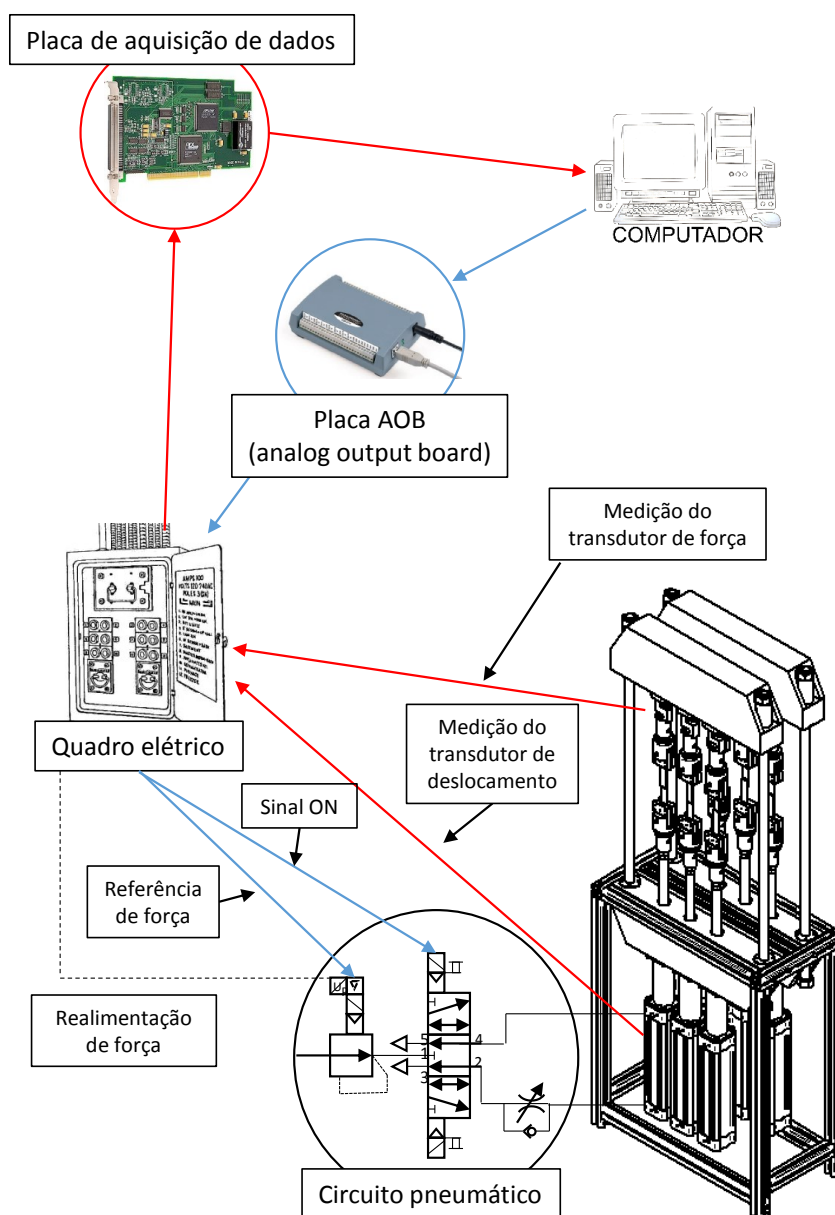


Figura 38: Diagrama mostrando a interação entre os diversos componentes de atuação e instrumentação

A Figura 38 mostra a interação entre os diversos componentes responsáveis pelo comando e pela recolha dos dados de ensaio. O computador faz a recolha da informação dos transdutores de deslocamento e de força através da placa de aquisição de dados, e faz a geração da referência de força para as válvulas reguladoras de pressão através da placa AoB (*analog output board*). As válvulas reguladoras de pressão recebem o valor lido pelo transdutor de força e ajustam a pressão a jusante de modo a igualar o valor de referência de força.

## 5.1 Placas de interface computador-máquina

A aquisição de dados e geração das referências de força serão feitas por intermédio de um computador instalado ao lado da máquina. Além dos componentes básicos do computador (monitor, teclado e rato) este deverá ser equipado com *hardware* que permita fazer a interface com o sistema físico. Para tal deverá ser equipado com uma placa de aquisição de dados e com uma placa AoB (*analog output board*). A placa de aquisição de dados escolhida foi a PCI-DAS6013 da *Measurement Computing* (Figura 39).



Figura 39: Placa de aquisição de dados PCI-DAS6013

Esta placa foi escolhida por ter o número de entradas analógicas necessárias. Tem uma resolução de 16 bit e 16 *single ended* entradas analógicas, 8 bit de I/O digital e dois contadores de 16 bit. A sua frequência de amostragem é 200 kHz [20]. Esta placa estará encarregue de ler os seis transdutores de força e os seis transdutores de posição associados ao cilindro pneumático.

A placa escolhida para geração da tensão de referência para as válvulas

reguladoras de pressão foi a placa USB-3103 também da *Measurement Computing* (Figura 40).



Figura 40: Placa de saídas analógicas USB-3103

Esta placa foi escolhida por ter o número de saídas analógicas necessárias para fazer a interface com as seis válvulas reguladoras de pressão. Tem um resolução de 16 bit e 8 saídas analógicas com uma amplitude de tensão de  $\pm 10$  V ou 0 a 10 V. Tem ainda 8 bit de I/O digital e um contador de 32 bit [21]. A frequência de amostragem desta placa é 100 Hz, consideravelmente inferior à da placa de aquisição, mas irrelevante para a aplicação em questão. A placa de saídas analógicas foi escolhida com interface USB, ao contrário da placa de aquisição (interface PCI) por ter um custo muito menor que a placa equivalente com interface PCI. Por razões de coerência poder-se-á também optar por uma placa de aquisição de dados com interface USB.

Ambas as placas são compatíveis com o software usado para a interface gráfica, o *NI LabVIEW*.

A Tabela 10 mostra o preço dos componentes escolhidos para fazer a interface computador-máquina.

Tabela 10: Custo das placas de interface computador-máquina

PCI-DAS6013	439 €
USB-3103	349 €

## 5.2 Quadro elétrico

O quadro elétrico é o local onde são instalados os componentes elétricos para alimentação dos demais componentes, proteção do circuito elétrico e dis-

ponibilização de potência. No quadro elétrico também são instalados os elementos de lógica cablada que garantem o funcionamento correto e seguro da máquina.

O quadro elétrico deverá ter os elementos básicos de proteção (disjuntor e disjuntor diferencial), uma fonte de alimentação de 24 VDC para alimentar os demais componentes elétricos e pneumáticos. Deverá ter também relés para impor a lógica de funcionamento.

O quadro elétrico deverá ter também um circuito que permita fazer interface entre as saídas digitais das placas e os componentes do quadro, uma vez que os sinais gerados pelo computador são de 5 V e os restantes componentes do quadro elétrico funcionam com 24 V.

A Figura 41 é uma representação do quadro elétrico e da disposição dos seus componentes. As ligações não são mostradas para facilitar a visualização.

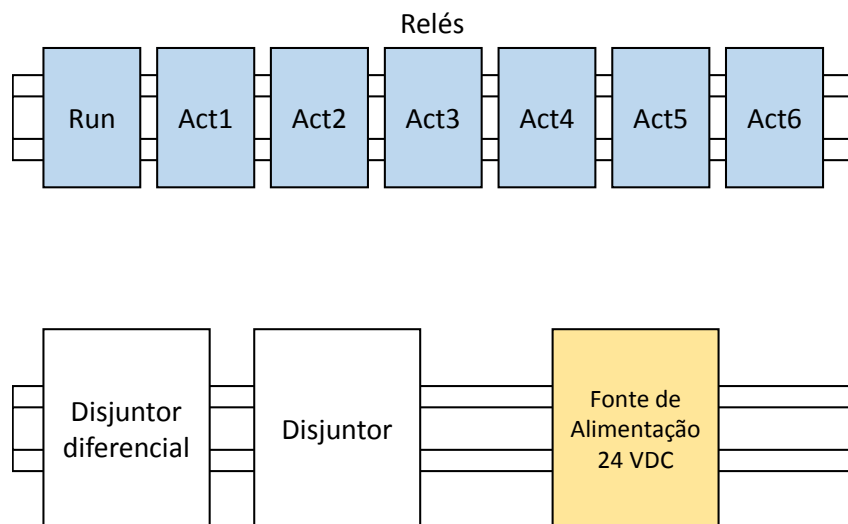


Figura 41: Representação do quadro elétrico

Além do quadro elétrico a máquina terá um painel de instrumentos (Figura 42) instalado num local visível e de fácil acesso. O painel será equipado com os botões ON, OFF e o botão de emergência, bem como sinalizadores que indicam as estações onde estão a decorrer ensaios e se o botão de emergência está premido.

O quadro e o painel de instrumentos impõem a lógica de comando ao sistema, em conjunto com o software. A lógica relacionada com o software será explicada na Secção 5.3. O diagrama de contactos que descreve a lógica cablada está representado na Figura 43.

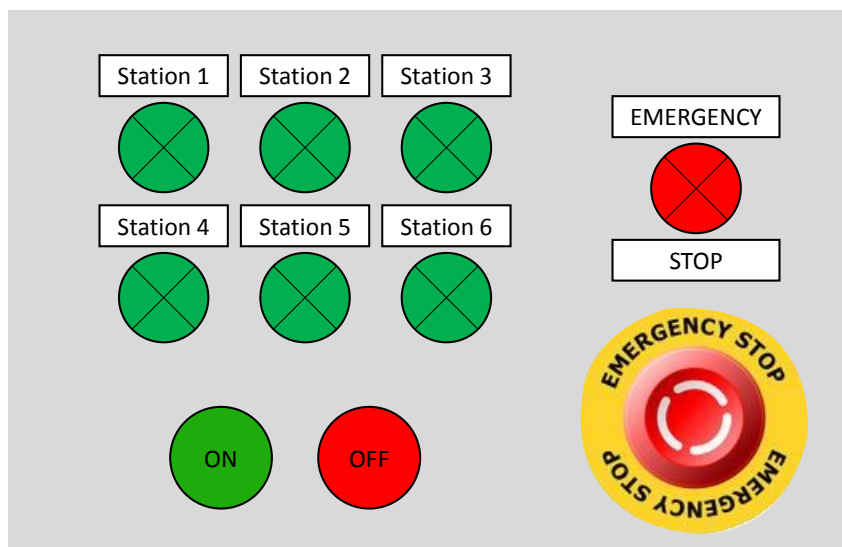


Figura 42: Representação esquemática do painel de instrumentos

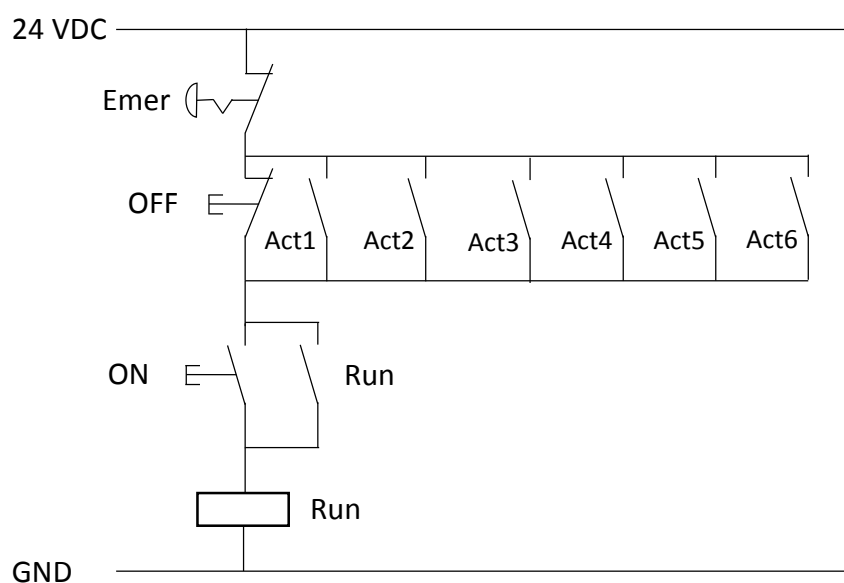


Figura 43: Diagrama de contactos de funcionamento geral da máquina

Estando a máquina desligada o botão ON (monoestável) permite ligá-la acionando o relé com realimentação que permitirá que o software ligue as estações desejadas. Caso nenhuma estação esteja ativa o botão OFF (monoestável) pode ser premido para desligar a máquina e retornar ao seu estado inicial. Caso esteja um ensaio a decorrer o botão OFF não atua sobre a máquina. Em qualquer situação, quando o botão de emergência é premido a máquina transita para o estado inicial desligado. Este estado é inerentemente seguro

pois as válvulas direcionais que comandam os cilindros têm centro ligado ao escape, logo o seu estado desligado implica que os cilindros não exerçam força.

Os relés Act1 ... Act6 quando ligados alimentam a válvula reguladora de pressão e atuam a válvula direcional da estação respetiva (1 ... 6). Estes relés são comandados por software estando no seu circuito um contacto aberto do relé Run, de modo a só funcionarem se a máquina estiver no estado ligado.

### 5.3 Interface gráfica e software de comando

Esta secção descreve o funcionamento lógico da interface e software de controlo, clarificando de que modo irá o *software* interagir com o *hardware*. São explicados os principais aspetos construtivos da interface, as suas funcionalidades bem como os elementos que a compõem.

A interface foi desenvolvida com o *LabVIEW* da *National Instruments* e permite o registo e visualização de dados relevantes bem como o comando do *hardware* e geração de referências para as válvulas reguladoras de pressão.

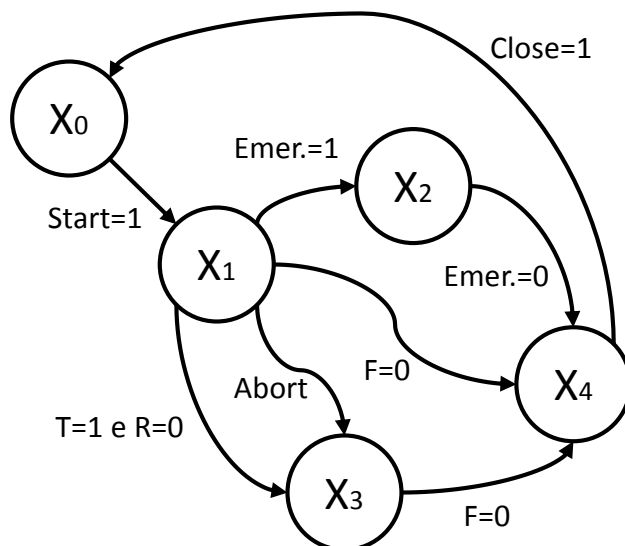


Figura 44: Diagrama de estados de cada estação

$X_0$	-	Estado inicial da máquina
$X_1$	-	Estado com testes a decorrer
$X_2$	-	Estado botão de emergência foi premido
$X_3$	-	Estado de rampa decrescente de força
$X_4$	-	Estado de teste terminado
Start	-	Botão start premido
Emer.	-	Botão de emergência premido
T	-	Tempo definido para o teste acabou
R	-	Checkbox "Test until rupture"
<i>Abort</i>	-	Teste manualmente interrompido por <i>software</i>
F	-	Provete com carga "nula" (ruptura de provete ou fim de ensaio)

A interface foi construída com base numa lógica de etapas bem definidas procurando dar resposta a quaisquer possíveis situações que possam ocorrer durante um ensaio. A Figura 44 mostra o diagrama de estados que dá suporte lógico à interface.

A máquina começa o seu funcionamento no estado  $X_0$ . Aqui o utilizador pode definir individualmente a força e o tempo de teste para cada estação de ensaio. Pode ainda definir quais as estações que estão ativas e se pretende que o ensaio acabe uma vez chegado ao tempo definido ou que este continue. Na Figura 45 pode ver-se o aspeto da interface gráfica que permite definir os parâmetros de teste.

Uma vez que os parâmetros estejam definidos o utilizador deve carregar no botão *Ready*. Este botão impede que sejam feitas alterações aos parâmetros de teste e permite que o botão *Start* seja premido. Em qualquer altura, premir o botão de emergência faz com que toda a página fique congelada e um aro vermelho em torno do botão de emergência pisca para indicar que este está atuado.

Estando os parâmetros de teste definidos e bloqueados o utilizador pode carregar no botão *Start* para dar início ao teste, transitando para o estado  $X_1$  do diagrama da Figura 44. Neste instante os relés Act1 ... Act6 são atuados se as respetivas estações estiverem ativas. As válvulas reguladoras de pressão recebem uma referência com perfil sinusoidal de modo a que a força seja aplicada rápida mas suavemente.

A Figura 46 mostra a secção de código em *LabVIEW* que implementa a "rampa" sinusoidal e um gráfico com a forma gerada. A função implemen-

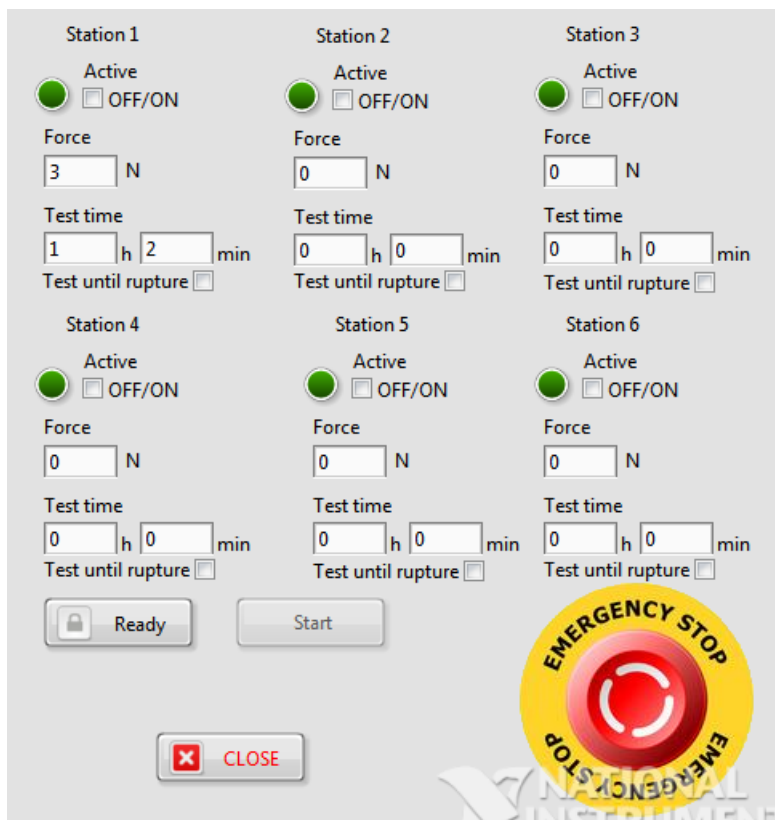


Figura 45: Página inicial da interface gráfica

tada por esta secção de código pode ser vista na Equação 34. Esta função implementa uma curva desde 0 até 1 com um perfil sinusoidal que, quando multiplicado pela força de ensaio faz a geração de uma referência de força também sinusoidal.

$$p = \frac{t}{T} - \frac{1}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi t}{T}\right) \quad (34)$$

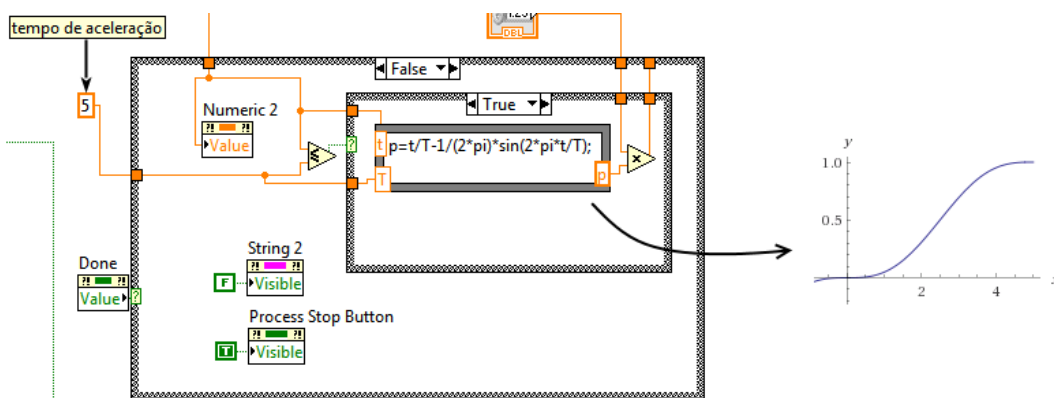


Figura 46: Curva de geração de referência de força

O tempo de subida pode ser alterado dentro do programa, mudando

o valor da constante tempo de aceleração, mas não pode ser mudado pelo utilizador. Uma vez chegado ao valor de força pretendido a referência de força mantém-se constante.

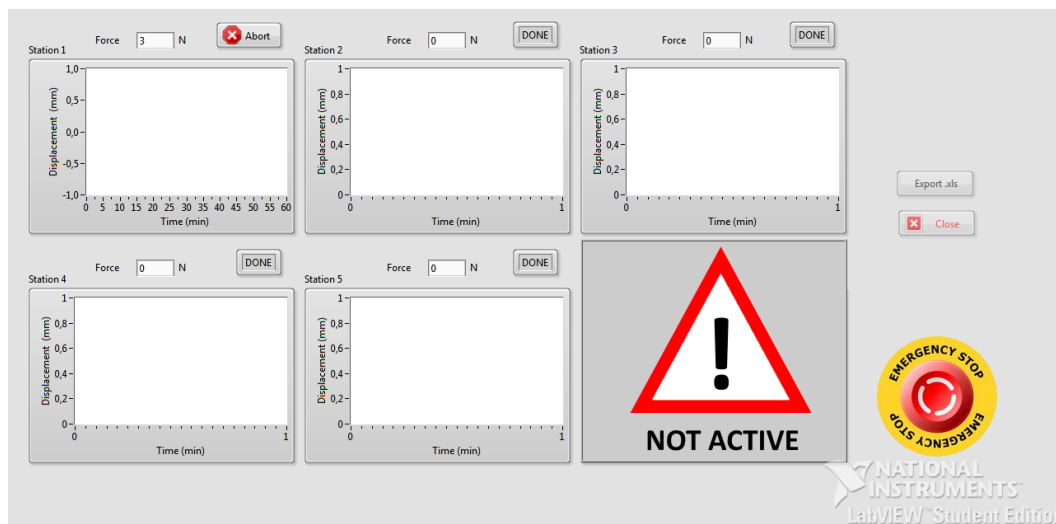


Figura 47: Janela de teste de fluência

Durante o ensaio o utilizador estará perante a janela de teste de fluência mostrada na Figura 47 que permite visualizar a curva deslocamento - tempo para cada estação. A escala dos gráficos é automaticamente definida para o tempo de ensaio especificado e as estações não ativas aparecem tapadas. Os blocos que implementam a lógica descrita estão em destaque na Figura 48.

Quando o ensaio chega a fim do tempo definido e não há indicação para realizar o ensaio até à rutura o sistema transita para o estado  $X_3$ , onde é dada uma referência sinusoidal decrescente, similar à referencia crescente discutida anteriormente. O mesmo pode ser forçado a acontecer antes de ter decorrido

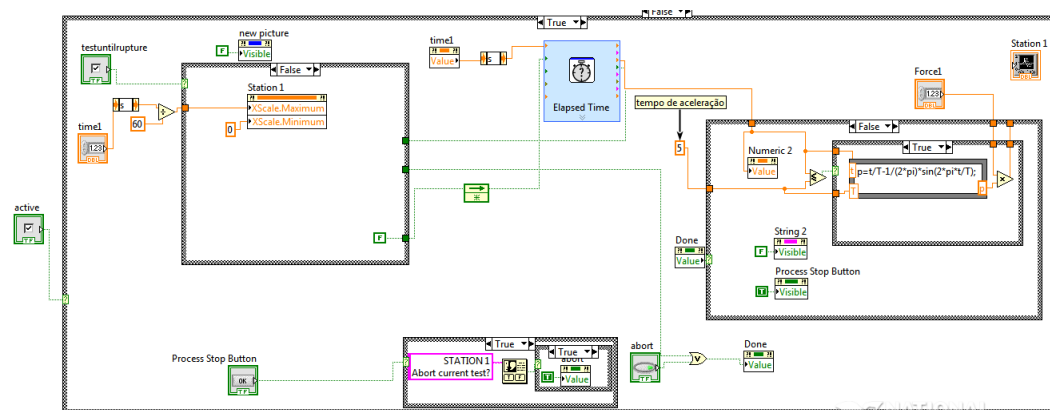


Figura 48: Lógica de base para a janela de testes de fluência.

o tempo total de ensaio premindo o botão *Abort*. Aparece uma mensagem de confirmação (figura 49) e em caso afirmativo o sistema transita também para o estado  $X_3$ .

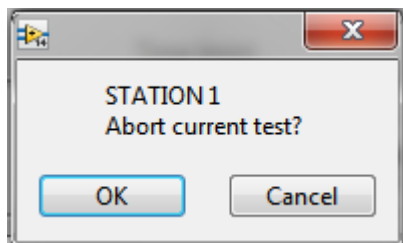


Figura 49: Mensagem de confirmação de fim de ensaio

Se ocorrer a rutura do provete a força medida pelo transdutor irá diminuir significativamente. Quando houver uma diminuição significativa na força o sistema irá transitar para o estado  $X_4$ .

Quando todas as estações transitarem para este estado o utilizador pode exportar a informação do ensaio em formato *Excel*, fechar a janela para voltar ao menu de definição de parâmetros e dar início a um novo teste. A qualquer momento durante o ensaio, se o botão de emergência for premido o software interrompe todos os ensaios e deixa de comandar as válvulas que transitarão para a sua condição de inerente segurança. Quando o botão de emergência for desativado o utilizador terá a opção de exportar os resultados e fechar a janela para dar início a outro teste.

## 6 Conclusões e possíveis desenvolvimentos futuros

Este trabalho descreve o desenvolvimento do projeto mecânico e de automação de uma máquina para realizar ensaios de fluência em adesivos e juntas adesivas.

### 6.1 Conclusões

Numa primeira fase procurou-se conhecer a oferta de mercado existente para este tipo de sistemas. Existem fabricantes que comercializam máquinas dedicadas a ensaios de fluência, mas não se encontrou nenhuma resposta satisfatória quando se procurou máquinas com possibilidade de realizar ensaios a múltiplos provetes em simultâneo.

No início do projeto fez-se o levantamento das diversas possibilidades de atuação. Elaborou-se uma solução eletromecânica com base num fuso de esferas, um redutor planetário, um servomotor e um drive, selecionados de modo a cumprir os requisitos. Foi também dimensionado um sistema de alavancas que permitiria fazer uma atuação passiva do sistema. Considerou-se ainda uma solução de atuação pneumática com base em válvulas reguladoras de pressão e cilindros pneumáticos. Em paralelo foram pensadas formas de medição do deslocamento e da força durante o ensaio. Considerou-se a solução mais atrativa utilizar a solução pneumática, fazer a medição do deslocamento através do êmbolo do cilindro e a medição da força com recurso a um transdutor de força.

Foi então dimensionada a estrutura de suporte aos elementos de atuação. Optou-se por um tipo de construção simples e modular que garantisse elevada rigidez nos elementos que suportam a carga.

De modo a fornecer energia aos componentes e a garantir uma lógica de funcionamento bem definida foi concebido um quadro elétrico com elementos de proteção, corte e lógica cablada.

A automatização da máquina foi desenvolvida com base no *hardware* e também no *software*. O controlo do processo de teste será levado a cabo por um computador equipado com os devidos instrumentos (placas de aquisição e geração de referências) para comunicar com os elementos físicos do sistema.

O *software* escolhido para criação da interface gráfica e lógica de controlo do sistema foi o *LabVIEW*. A interface desenvolvida procura dar resposta a todas as situações possíveis durante um teste de modo a que a máquina funcione de modo confiável e seguro.

## 6.2 Desenvolvimentos futuros

O desenvolvimento feito nesta dissertação foi exclusivamente teórico. O sistema desenvolvido necessita de validação experimental, tanto do *hardware* como do *software*.

Seria importante o desenvolvimento de um mecanismo de medição do deslocamento mais apropriado à aplicação. A medição do deslocamento proposta nesta dissertação é feita através da medição da posição do êmbolo do cilindro. Deste modo introduzem-se erros na medição da deformação devido à elasticidade da cadeia de transmissão. De modo a eliminar estes erros de medição, seria interessante fazer a medição do deslocamento com um transdutor diferencial colocado o mais perto possível da junta adesiva. Caso se utilize um sistema de medição de deslocamento deste género pode-se utilizar um cilindro pneumático sem *encoder* de posição, o que reduz o custo da atuação mas aumenta o custo da instrumentação, obviamente. Prevê-se que o custo das duas alternativas seja aproximadamente o mesmo.

Um dos aspetos desta dissertação que não foi abordado foi a possibilidade de se fazerem ensaios numa câmara com temperatura controlada. A máquina proposta nesta dissertação teve em consideração a inclusão de uma câmara térmica mas esta não foi dimensionada. Para o cumprimento total dos requisitos para esta máquina é necessário a inclusão da câmara e o desenvolvimento do respetivo sistema de controlo.

As funcionalidades da máquina poderiam ser ampliadas com recurso a um dispositivo do tipo batente mecânico ajustável que permitiria que se realizassem ensaios de relaxamento. Este batente determinaria o deslocamento aplicado à junta enquanto que o computador, dotado de *software* próprio, faria o registo da força ao longo do tempo.

Poderá também ser interessante o desenvolvimento de uma mesa que se possa prender às seis estações de modo a ter todos os cilindros a realizar força no mesmo provete. Podem assim combinar-se as seis estações de teste numa

única estação com maior capacidade de força. Seria também necessário dispor de um transdutor de força apropriado.



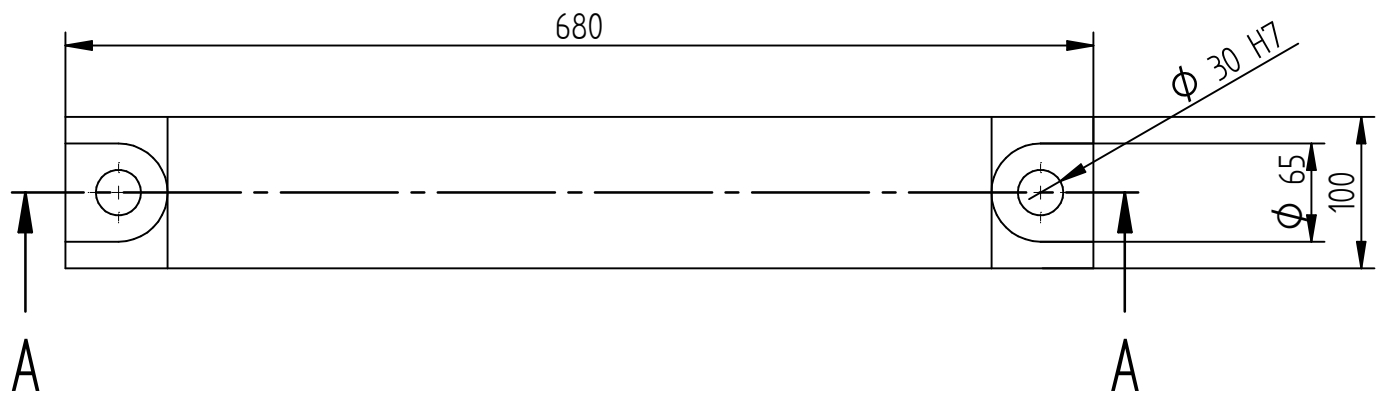
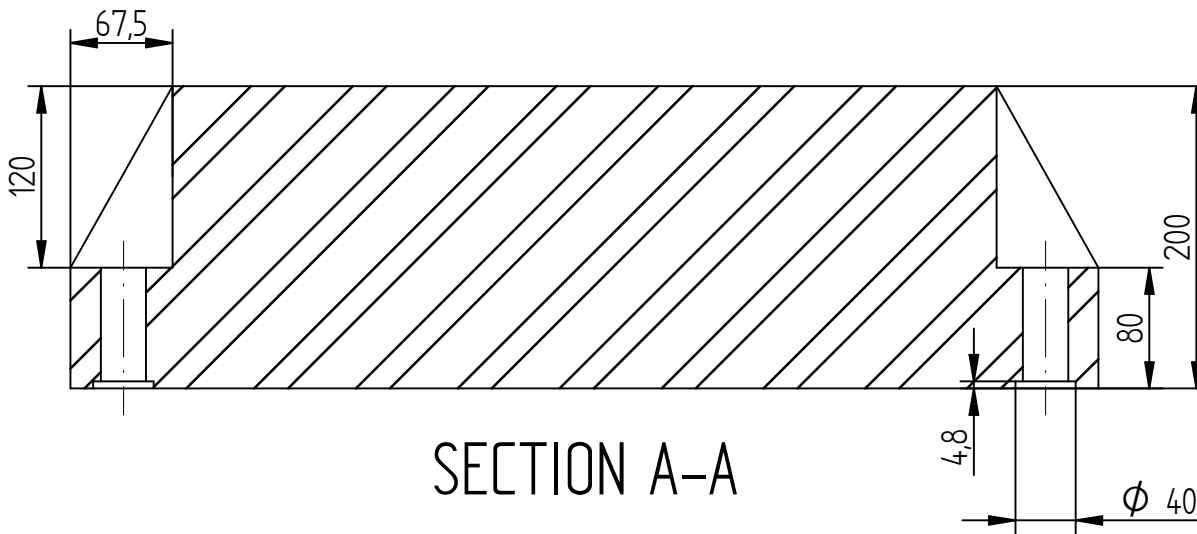
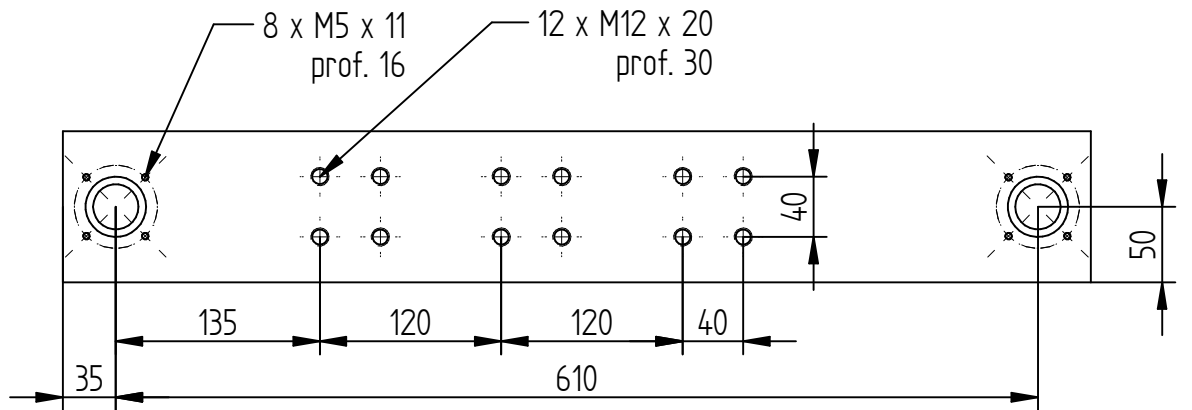
## Referências

- [1] Lucas F. M. da Silva, Andeas Ochsner, and Robert D. Adams. *Handbook of Adhesion Technology*. Springer Berlin Heidelberg, 2011.
- [2] Lucas F. M. da Silva. *Comportamento Mecânico dos Materiais*. Publindústria, 2012.
- [3] Lucas F. M. da Silva. *Fluência*. FEUP Departamento de Engenharia Mecânica, Porto, Portugal, 2010.
- [4] Lucas F. M. da Silva, Ricardo Carbas, and Eduardo Marques. *Estudo de colagem vidro/alumínio num esquentador - Fluência*. Grupo de adesivos da FEUP, Junho 2014.
- [5] Zwick. *Electromechanical Creep Testing Machine Kappa SS*, 2014.
- [6] Zwick. *Lever arm Creep Testing Machine Kappa LA*, 2014.
- [7] Instron. *Multi Station Systems 5900 Series*, 2012.
- [8] Mizah Ramli, Yu Sekiguchi, and Chiaki Sato. *Novel Method to Measure the Creep Strength of Adhesively Bonded Butt Joints Subjected to Constant Loading Using a Hydro-pneumatic Testing Machine*. The Journal of Adhesion, 2014.
- [9] William Y. Hutchinson and Russell E. Vanderhoff. Weighing scale patent us 81063, 1961.
- [10] Parvex. *General catalog*, 2007.
- [11] Parvex. *Réducteurs GE planétaires pour moteurs NX*, 2007.
- [12] Festo. *Standard cylinders DDPC, with measured-value transducer DADE*, 2014.
- [13] Festo. *Transdutor de valor-medido DADE-MVC-010*, 2015.
- [14] Festo. *Proportional pressure regulators VPPX*, 2014.
- [15] S.Spigarelli. Creep of aluminium and aluminium alloys. Lecture, INFM/Department of Mechanics, University of Ancona, Ancona, Italy, 1999.
- [16] Teda Huntleigh. *Tension-compression load cells 614/615/616*, 2001.
- [17] Honeywell. *Model DV-10 DIN Rail Mount In-Line Amplifier*, 2008.

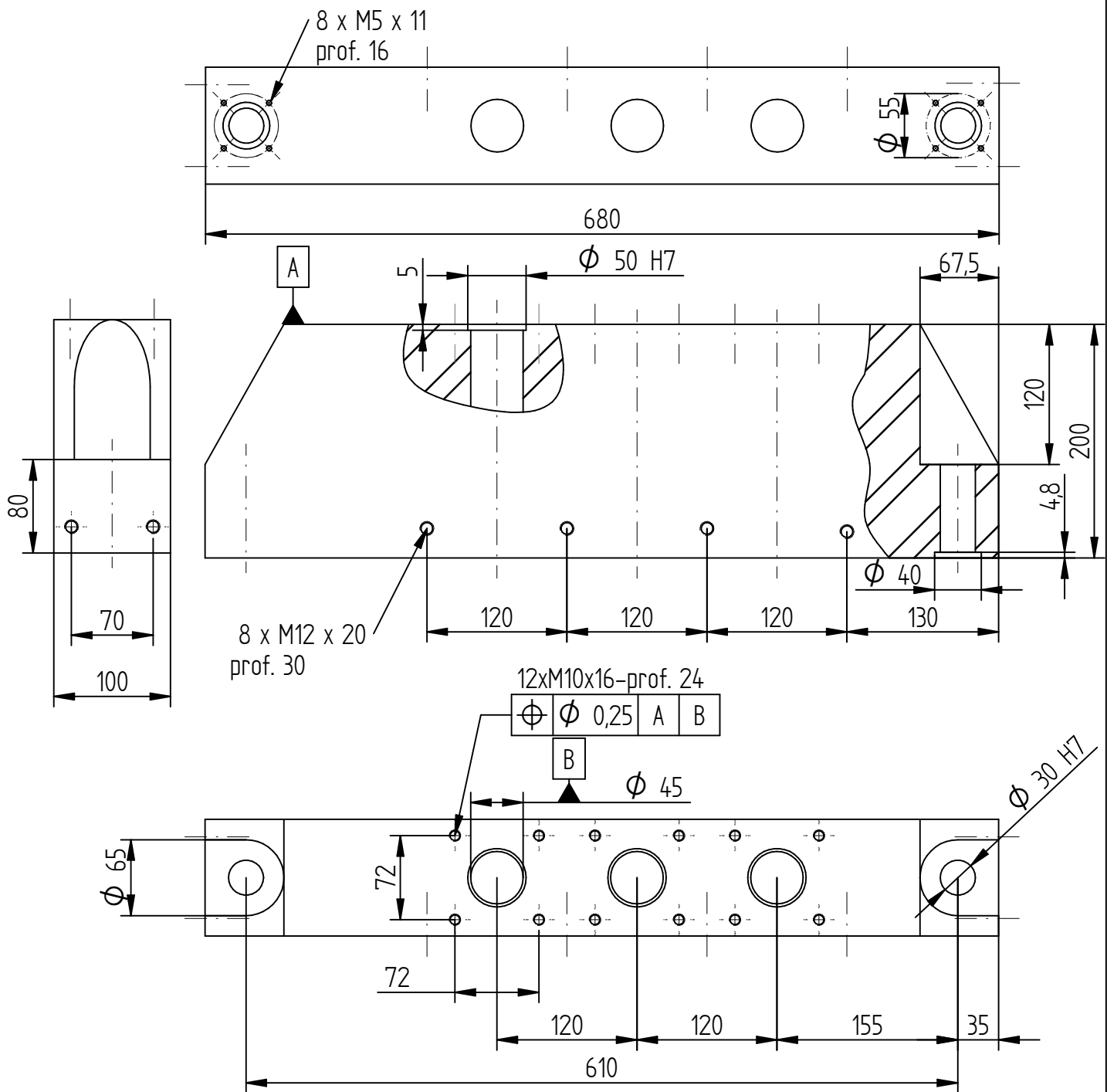
- [18] Richard G. Budynas and J. Keith Nisbett. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill, 9th edition, 2011.
- [19] KMS. *Catálogo Alumínios*, 2010.
- [20] Measurement Computing. *PCI-DAS6013 and PCI-DAS6014 Specifications*, 2010.
- [21] Measurement Computing. *USB-3100 Series USB Voltage and Current Output Devices*, 2011.

## 7 Anexos

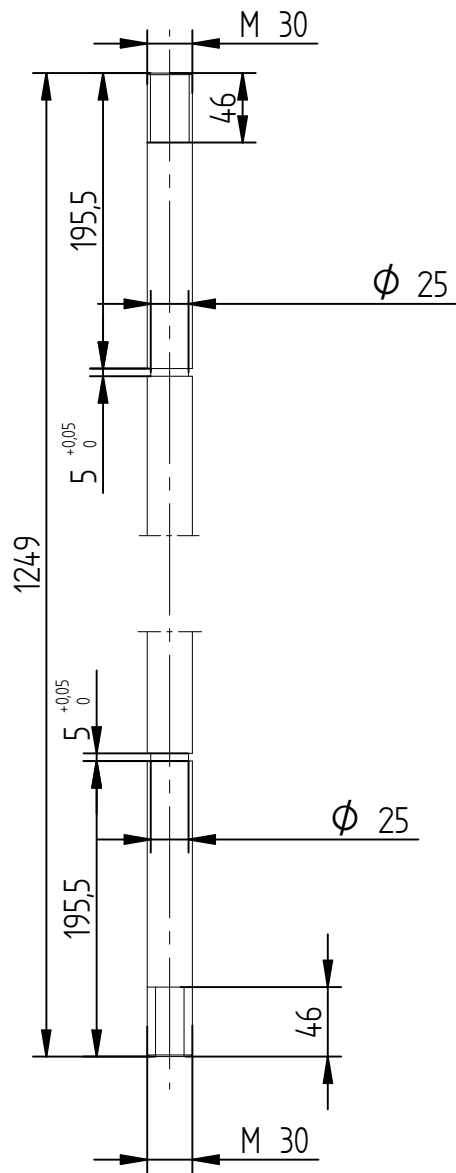




	NAME	DATE	Material: Aço DIN CK45		
DRAWN	Hugo Freire	30/06/2015	Qtd.: 2 peças		
CHECKED			TITLE		
ENG APPR			Trave Superior		
MGR APPR					
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES $\pm X.X^\circ$ 2 PL $\pm X.XX$ 3 PL $\pm X.XXX$			SIZE	DWG NO	REV
			A4		
			SCALE:	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1

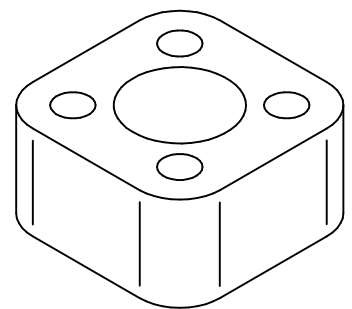
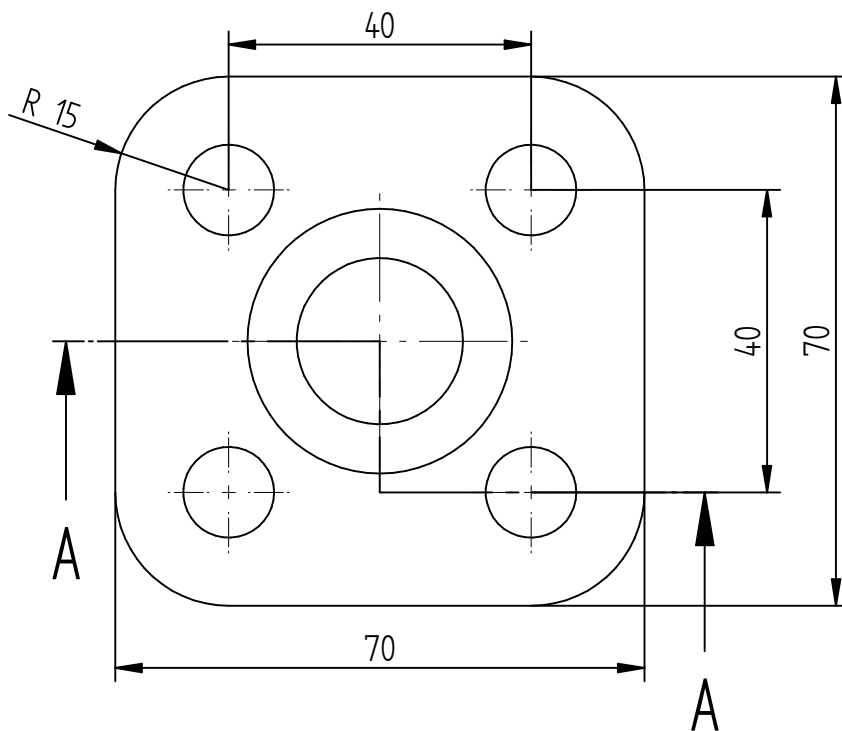
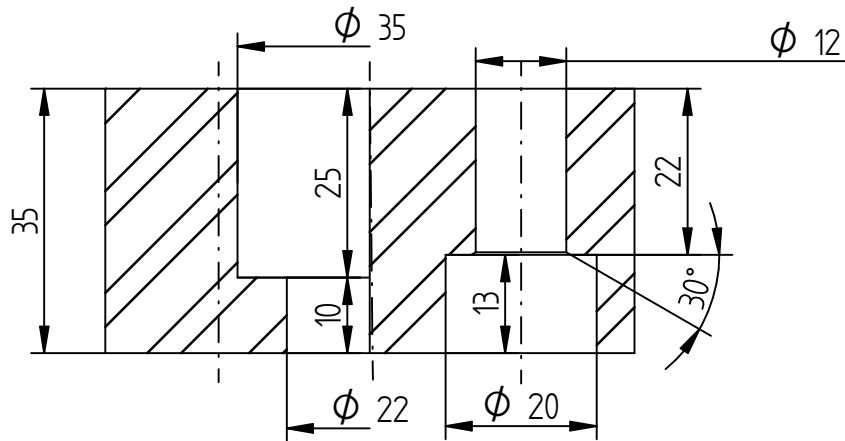


	NAME	DATE	Material: Aço DIN CK45 Qtd: 2 peças		
DRAWN	Hugo Freire	30/06/2015	TITLE Mesa Inferior		
CHECKED					
ENG APPR					
MGR APPR					
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES $\pm X.X^\circ$ 2 PL $\pm X.XX$ 3 PL $\pm X.XXX$			SIZE A4	DWG NO	REV
			SCALE:	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1

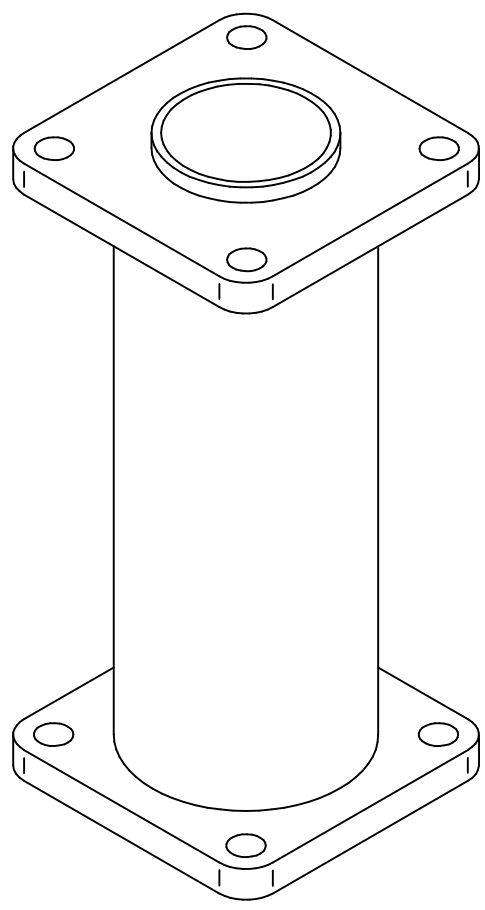
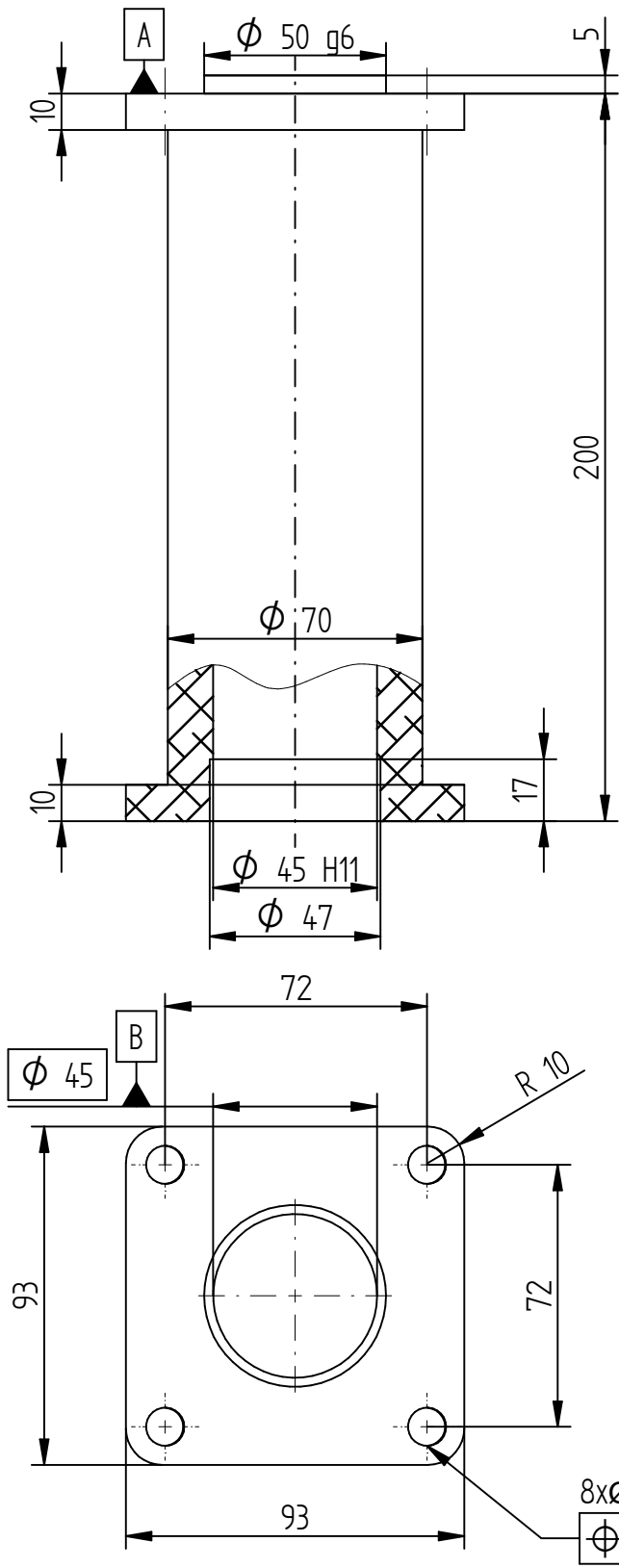


Varão retificado  $\phi 30$  g6

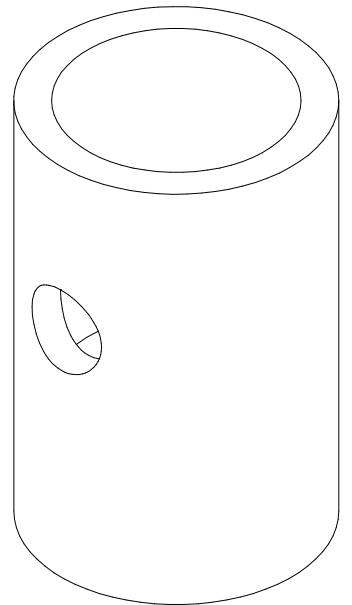
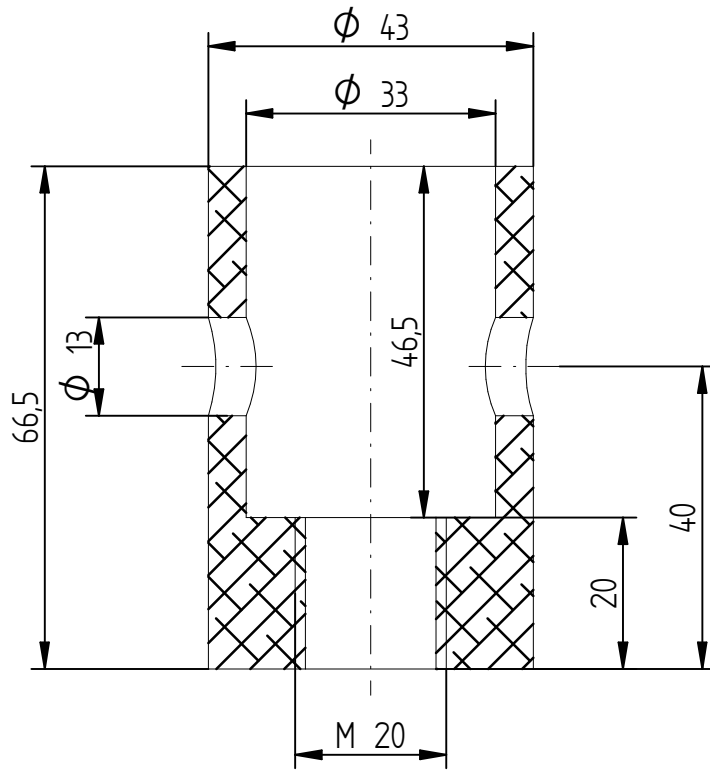
	NAME	DATE	Material: Aço DIN CK45 Qtd: 4 peças		
DRAWN	Hugo Freire	30/06/2015	TITLE Coluna		
CHECKED					
ENG APPR					
MGR APPR					
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES $\pm X.X^\circ$ 2 PL $\pm X.XX$ 3 PL $\pm X.XXX$			SIZE A4	DWG NO	REV
			SCALE:	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1



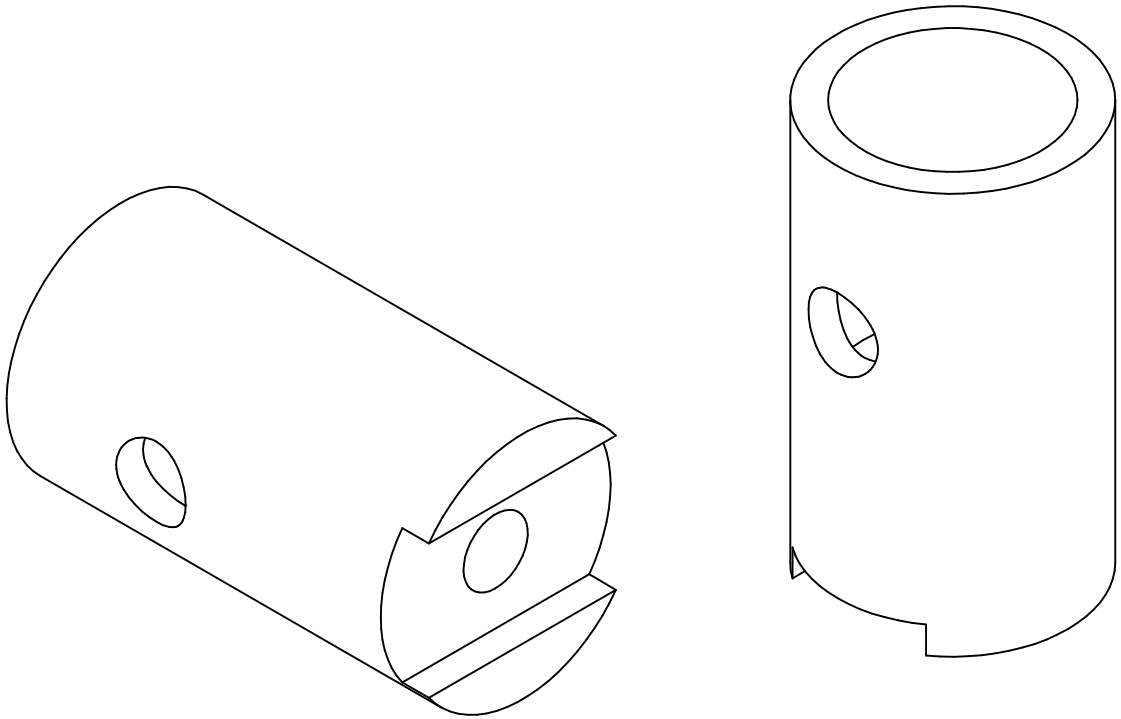
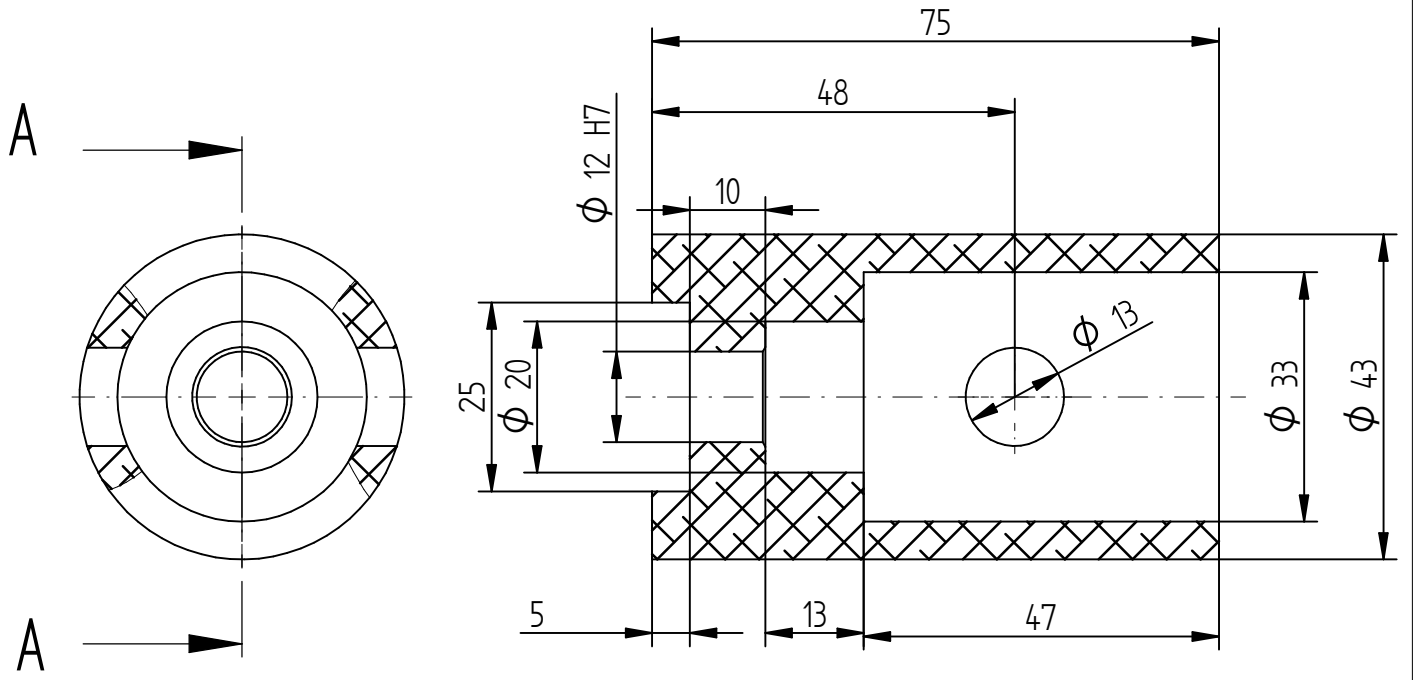
	NAME	DATE	Material: Liga de Alumínio EXTREME 7XXX Qtd.: 6 peças				
DRAWN	Hugo Freire	30/06/2015	TITLE Flange da rótula esférica				
CHECKED							
ENG APPR							
MGR APPR							
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES $\pm X.X^\circ$ 2 PL $\pm X.XX$ 3 PL $\pm X.XXX$			SIZE A4	DWG NO	REV		
			SCALE:			WEIGHT:	SHEET 1 OF 1



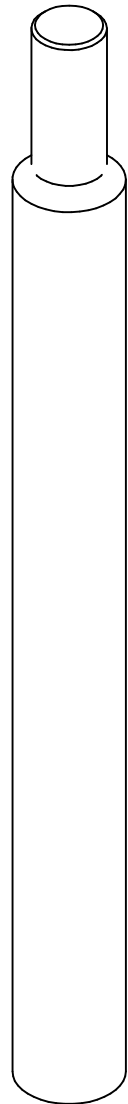
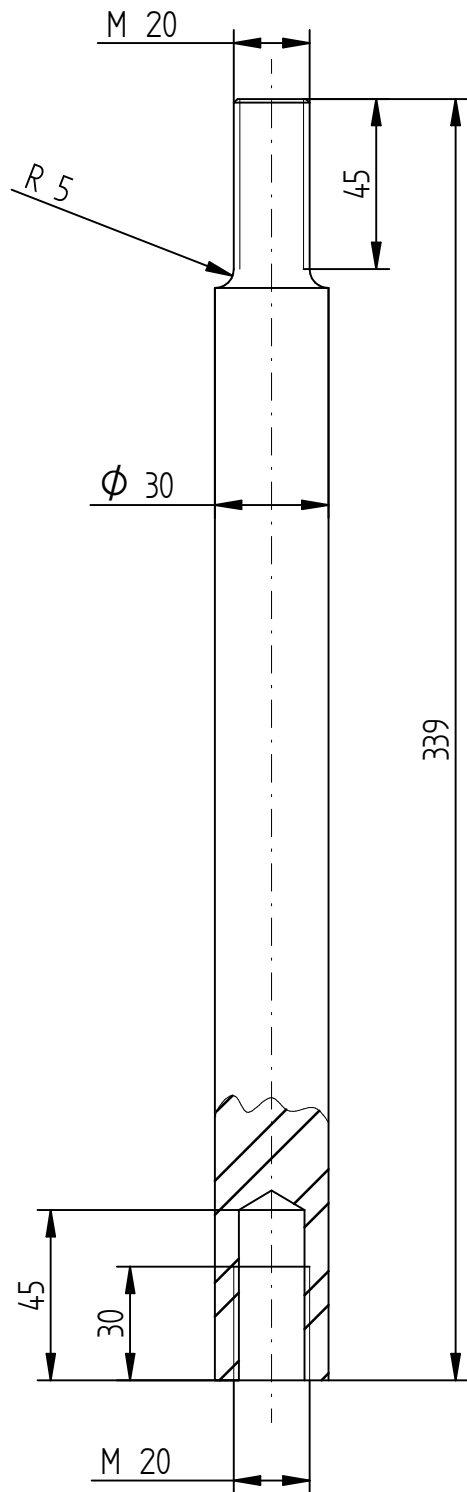
	NAME	DATE	Material: Liga de Alumínio EXTREME 7XXX		
DRAWN	Hugo Freire	30/06/2015	Qtd.: 6 peças		
CHECKED			TITLE		
ENG APPR			Espaçador do Cilindro		
MGR APPR			SIZE	DWG NO	REV
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES $\pm X.X^\circ$ 2 PL $\pm X.XX$ 3 PL $\pm X.XXX$			A4		
			SCALE:	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1



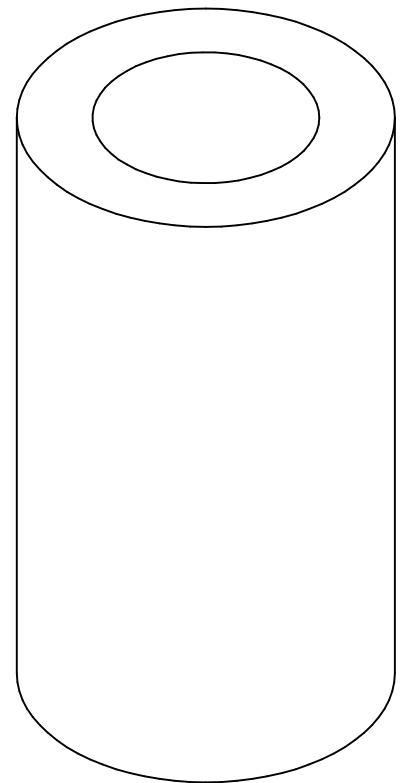
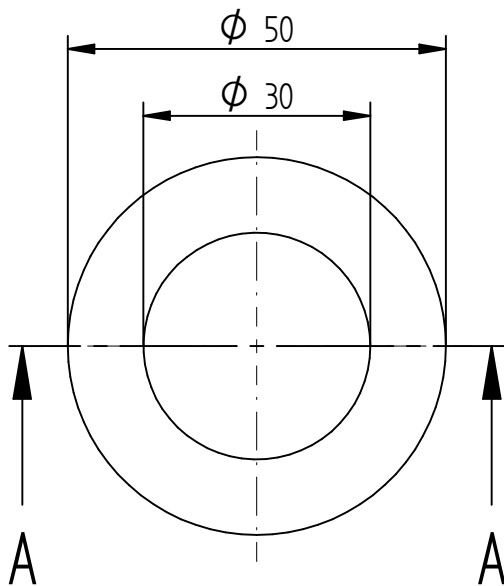
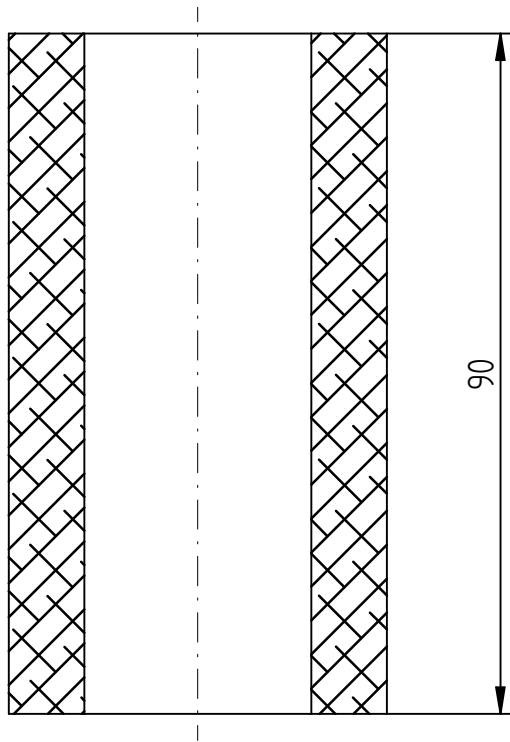
	NAME	DATE	Material: Liga de Alumínio EXTREME 7XXX Qtd: 6 peças				
DRAWN	Hugo Freire	30/06/2015	TITLE Conexão Cilindro-Amarra				
CHECKED							
ENG APPR							
MGR APPR							
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES $\pm X.X^\circ$ 2 PL $\pm X.XX$ 3 PL $\pm X.XXX$			SIZE A4	DWG NO	REV		
			SCALE:			WEIGHT:	SHEET 1 OF 1



	NAME	DATE	Material: Liga de Alumínio EXTREME 7XXX Qtd.: 6 peças				
DRAWN	Hugo Freire	30/06/2015	TITLE Conexão Transdutor-Amarra				
CHECKED							
ENG APPR							
MGR APPR							
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES $\pm X.X^\circ$ 2 PL $\pm X.XX$ 3 PL $\pm X.XXX$			SIZE A4	DWG NO	REV		
			SCALE:			WEIGHT:	SHEET 1 OF 1



	NAME	DATE	Material: Aço Inox Austenítico DIN X5CrNi1810		
DRAWN	Hugo Freire	30/06/2015	Qtd.: 6 peças		
CHECKED			TITLE		
ENG APPR			Extensão de haste		
MGR APPR					
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX			SIZE	DWG NO	REV
			A4		
			SCALE:	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1



	NAME	DATE	Material: Liga de Alumínio EXTREME 7XXX Qtd.: 8 peças		
DRAWN	Hugo Freire	30/06/2015			
CHECKED			TITLE Espaçador das Colunas		
ENG APPR					
MGR APPR					
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX			SIZE A4	DWG NO	REV
			SCALE:		