

## **Projeto do Diafragma para o Tubo de Choque ESTHER**

**Francisco João Gonçalves Afonso**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

**Engenharia Mecânica**

Orientador(es): Prof./Dr./Eng. Luís Filipe Galvão dos Reis  
Prof./Dr./Eng. Mário Lino Prazeres da Silva

### **Júri**

Presidente: Prof./Dr./Eng. Carlos Frederico Neves Bettencourt da Silva

Orientador: Prof./Dr./Eng. Luís Filipe Galvão dos Reis

Vogal(is): Prof./Dr./Eng. Ricardo Lamberto Duarte Cláudio

**Novembro de 2019**



## **Agradecimentos**

Em primeiro lugar, agradeço aos meus orientadores, os Professores Luís Galvão dos Reis e Mário Lino da Silva pelo apoio, orientação deste trabalho e numerosas sugestões que levaram à elaboração desta dissertação. Estou-lhes bastante grato pela experiência que me proporcionaram e pelo conhecimento que adquiri com ambos que me preencheu como engenheiro e como pessoa.

Um agradecimento também ao Instituto de Plasmas e Fusão Nuclear (IPFN) que me deu a oportunidade de participar numa investigação desta dimensão e pelo conhecimento que aprendi com tanta ferramenta de desenho e simulação ao meu dispor.

Agradeço também aos meus colegas do IPFN que sempre me apoiaram e me ajudaram no que era possível.

Um agradecimento também ao Professor Carlos Bettencourt Silva e à Professora Beatriz Silva pelo apoio que sempre me deram.

Agradeço também ao meu colega Yohanes com o qual aprendi bastante.

Um agradecimento muito especial aos meus pais, à minha irmã e aos meus avós, aos quais agradeço toda a ajuda, apoio e incentivo ao longo deste percurso escolar.



## **Resumo**

Esta tese apresenta o projeto dos diafragmas para o Tubo de Choque Esther, um projeto do ESA em parceria com o Instituto de Plasmas e Fusão Nuclear do Instituto Superior Técnico.

Este projeto da ESA tem como objeto de estudo a reentrada das aeronaves na atmosfera terrestre e estes diafragmas separam a câmara de combustão que, opera a níveis de pressão extrema, do tubo de choque.

Os principais objetivos desta tese são: 1) dimensionamento dos diafragmas e geometria do entalhe; 2) determinação do tempo de abertura dos diafragmas; 3) Opções de fabrico; 4) projeto de alguns componentes do tubo.

Esta tese surge no âmbito do trabalho de investigação desenvolvido no IPFN que consistia na determinação da geometria dos diafragmas.

Na análise dos diafragmas realizou-se a verificação das condições a que o diafragma está sujeito e realizou-se uma análise estrutural através do Método dos elementos finitos que permitiu verificar o material a utilizar assim bem como a geometria adequada para os diafragmas. Para além do projeto dos diafragmas procedeu-se também ao design de alguns subconjuntos do tubo de choque e a algumas modificações que se mostraram necessárias aquando do decurso do projeto.

Em conclusão, apresenta-se a geometria dos diafragmas e o tubo de choque na sua versão final no que respeita ao projeto e fabrico.

## **Palavras-Chave**

Diafragma, Tubo de Choque, geometria do entalhe, Análise de Elementos Finitos, pressão, ESA



## **Abstract**

This thesis shows the Sock Tube ESTHER diaphragms design, a partnership between ESA and Instituto de Plasmas e Fusão Nuclear of Instituto Superior Técnico.

This ESA project has as its object of study the re-entry of aircraft into the earth atmosphere and these diaphragms separate the combustion chamber that operates at extreme pressure levels from the shock tube.

The main objectives of this thesis are: 1) diaphragm sizing and notch geometry; 2) determination of the opening time of the diaphragms; 3) manufacturing options; 4) Design of some tube components.

This thesis arises from the research work developed at the IPFN which consisted in the determination of the diaphragm geometry.

In the analysis of the diaphragms, the conditions to which the diaphragm is subjected were verified and a structural analysis was performed through the Finite Element Method that allowed to verify the material to be used as well as the appropriate geometry for the diaphragms. In addition to the design of the diaphragms, some subsets of the shock tube were also designed and some modifications that were necessary during the course of the project.

In conclusion, we present the diaphragm geometry and the shock tube in their final version in terms of design and manufacture.

## **Keywords**

Diaphragm, Shock Tube, groove geometry, Finite Element Analysis, pressure, ESA





# Índice

Agradecimentos .....	i
Resumo .....	iii
Abstract .....	v
Lista de Figuras .....	ix
Lista de Tabela .....	xi
Lista de Siglas .....	xi
Lista de Símbolos .....	xi
1) Memória Descritiva .....	1
1.1) Motivação .....	1
1.2) Descrição de ensaios semelhantes .....	1
1.3) Descrição do Tubo de Choque ESTHER .....	3
1.3.1) Suportes do Diafragma e opções tomadas .....	4
1.3.2) Câmara de combustão .....	6
1.4) Especificações de Projeto .....	8
1.4.1) Projeto estático da câmara .....	9
1.4.2) Pressão .....	12
1.4.3) Temperatura .....	15
1.4.4) Requisitos de Projeto .....	16
1.4.5) Segurança de Projeto .....	17
1.5) Normas/ Códigos/ Regulamentos .....	22
1.5.1) Objetivo e campo de aplicação .....	22
1.5.2) Caracterização do Material e Ensaio de tração .....	22
1.5.3) Planeamento da simulação .....	26
2) Resultados e discussão .....	32
2.1) Resultados das Simulações .....	32
2.1.1) Simulação Estática para determinação da espessura da Chapa ABAQUS .....	32
2.1.2) Simulações para determinação do entalhe .....	33
2.3) Processo e método de fabrico .....	36
2.4) Discussão de Resultados .....	38
3) Conclusões e Desenvolvimentos Futuros .....	41

4) Referências Bibliográficas .....	43
5) Anexos .....	45

## Lista de Figuras

Figura 1 – Vista em pormenor da câmara de combustão .....	4
Figura 2 – (a) Suportes de diafragma e (b) Pormenor indentadores .....	5
Figura 3 – Erro de fabrico nos furos da câmara de combustão .....	6
Figura 4 – Localização das peças ST1 e CT1 no tubo .....	6
Figura 5 – Perno adotado para solucionar o erro de fabrico (mm) .....	7
Figura 6 – Novos pernos após fabrico .....	7
Figura 7 – Unidade material em coordenadas polares .....	8
Figura 8 – Momentos numa unidade material .....	9
Figura 9 (a) Vista de corte do protótipo da câmara (b) câmara após fabrico .....	12
Figura 10 – Esquema do sistema de abastecimento de gás .....	14
Figura 11 – Perfil de pressão (bar) em função do tempo (ms).....	14
Figura 12 – Perfil de temperatura (K) em função do tempo (ms) .....	16
Figura 13 – Fatores do Método de Pugsley .....	17
Figura 14 – Representação da estrutura.....	19
Figura 15 – Modelo balanço sec XVIII [9] .....	20
Figura 16 – Esquema para a determinação do equilíbrio da estrutura .....	20
Figura 17 – Mecanismo de suspensão da bomba .....	21
Figura 18 – Curva típica tensão-extensão de um aço dúctil [8] .....	23
Figura 19 – Máquina de Ensaio de Tração .....	23
Figura 20 – Célula de Carga .....	24
Figura 21 – Ensaio de tracção dos provetes .....	24
Figura 22 – Proвете antes e após ensaio de tracção .....	24
Figura 23 – Imagem dos quatro provetes ensaiados .....	25
Figura 24 – Curva tensão-extensão do material ensaiado obtido .....	25
Figura 25 – Condições de fronteira impostas.....	28
Figura 26 – Esquema das condições de contacto .....	29
Figura 27 – Malha de elementos finitos utilizada .....	30
Figura 28 – Proporção tipo de elementos utilizado .....	30
Figura 29 – Simulação em ABAQUS para determinação da espessura da membrana (face com entalhe) .....	32
Figura 30 – Imagem da face sem entalhe.....	32
Figura 31 – Esquema do entalhe e respetivos parâmetros.....	33
Figura 32 – Tempo de abertura em função do ângulo do entalhe .....	34
Figura 33 – Tempos de abertura e respetivas pressões .....	35
Figura 34 – Resultados Tensão Von Mises para a solução convergente com um ângulo de 60° e uma profundidade de 1 mm .....	36
Figura 35 – Resultados deformações para a solução convergente .....	36
Figura 36 – Mecanismo proposto para fabrico dos diafragmas .....	38



## Lista de Tabela

Tabela 1 – Parâmetros segundo a norma para indentadores .....	4
Tabela 2 – Temperaturas críticas .....	15
Tabela 3 – Propriedades do aço obtidas.....	26
Tabela 4 – Diferentes parâmetros atribuídos às variáveis em estudo .....	33
Tabela 5 – Resultados das simulações em função dos diferentes parâmetros .....	34

## Lista de Siglas

EN – “European Norm” (Norma Europeia)  
ESTHER – European Shock-Tube for High Enthalpy Research  
MEF – Método dos Elementos Finitos  
IPFN – Instituto de Plasmas e Fusão Nuclear  
IST – Instituto Superior Técnico

## Lista de Símbolos

### Letras Gregas

$\nu$  - Coeficiente de *Poisson*  
 $\sigma$  - Tensão Normal  
 $\tau$  - Tensão de Corte

### Outros Símbolos

d – Diâmetro do diafragma  
E – Módulo de Elasticidade ou Módulo de Young  
M- Momento Fletor  
n – Coeficiente de segurança  
P - Pressão crítica na câmara de combustão  
t – Espessura da chapa do diafragma  
 $e_0$  - Profundidade do entalhe  
 $t_a$  - Tempo de abertura  
 $\sigma_{VM}$  - Tensão de von Mises  
K – Constante Lei da Temperatura  
L – Comprimento da câmara

## Lista de Programas

ANSYS 11®  
ABAQUS 10®  
CATIA V5®



# 1) Memória Descritiva

## 1.1) Motivação

Nesta memória descritiva apresenta-se o trabalho a desenvolver, o enquadramento do trabalho, a metodologia seguida, analisa-se várias opções tomadas, a exequibilidade e estimativas de custos de fabrico.

O objetivo deste trabalho é realizar todo o dimensionamento de um diafragma que separa uma câmara de combustão de um tubo de choque. O diafragma é uma chapa redonda encastrada num suporte, com indentações que tem como objetivo abrir a uma determinada pressão em forma de pétala de forma a que o escoamento ocorra sem formação de turbilhões. Este componente encontra-se no tubo de choque ESTHER, do projeto Dissociating Flows ESA-CO2, 1018P.05112.101 do Instituto de Plasmas e Fusão Nuclear do Instituto Superior Técnico que tem como principal objetivo o projeto de veículos espaciais e de exploração planetária, financiado pela Agência Espacial Europeia (ESA).

As principais metas a atingir são: determinar em primeira instancia a espessura da chapa e a partir daí, sabendo que deverão existir duas indentações na área exposta, determinar a profundidade do entalhe e o ângulo de abertura do mesmo. Embora existam três pressões de serviço, o estudo efetuado incide sobre a pressão de serviço crítica de 600 bar.

Foram realizados ensaios idênticos, no entanto os tubos de choque, para além de serem de dimensão inferior, o material utilizado era o cobre que tinha o comportamento esperado às condições a que era sujeito. Neste trabalho o desafio é tentar obter o mesmo modelo mas agora em aço, que se trata de um desafio às pressões de serviço a que o ESTHER irá operar.

Juntamente com o dimensionamento do diafragma, neste trabalho, procedeu-se à melhoria do equipamento do tubo de choque no que diz respeito à procura de soluções que permitissem garantir a estabilidade do tubo em outras secções, assim bem como o dimensionamento e análise de opções nos suportes de diafragma.

## 1.2) Descrição de ensaios semelhantes

Como é desejável poder operar sobre uma ampla gama de pressões, é necessária alguma abordagem sistemática ao design dos diafragmas. A medição pode ser aproximada por uma curva que se baseia em pressões de abertura de diafragmas existentes. De acordo com o artigo da referência [4], podemos aproximar as curvas P/E vs  $t/e_0$  por séries com o valor  $\epsilon_{au}$  constante:

$$\epsilon_{au} = \frac{\sigma_{ult}}{E} \cdot \frac{d}{e_0} \quad (1)$$

Em que,  $\sigma_{ult}$ , representa a tensão de rotura do material, E, o módulo de young, d o diâmetro da membrana e  $e_0$ , a profundidade a indentações.

A equação teórica para as pressões de abertura de diafragmas planos com deflexão em hemisférica antes da rutura é:

$$P = 2\sigma_{ult} \cdot \frac{d}{e_0} \quad (2)$$

Em que P, é a pressão de abertura em MPa.

que é calculada igualando a força de tensão abaixo do entalhe com a força de pressão. Fazendo uma comparação com a curva (1), a equação (2) pode ser reescrita como:

$$\frac{P}{E} = 2 \cdot \frac{\sigma_{ult}}{E} \cdot \frac{d}{t} \cdot \frac{t}{e_0} = 2 \cdot \varepsilon_{au} \cdot \frac{t}{e_0} \quad (2.1)$$

em que, t representa a espessura da membrana

A equação para o tempo de abertura é baseada na análise de *Drewry* e *Walenta*, de acordo com a referência [1]. Esta análise assume que durante a abertura dos diafragmas estes se comportam como pétalas triangulares em abertura livre. O tempo de abertura é determinado igualando o torque exercido por uma pressão constante atuando em cada pétala com o produto entre o momento de inércia da pétala com a constante de aceleração angular que pode ser expressa em termos de tempo e deslocamento angular. Este pressuposto é assumido como válido e é usado na análise feita na referência [2].

Contudo, contrariamente a *Drewry*, *Simpson* assume que as pétalas abrem a um ângulo de 45° correspondente à deflexão das mesmas antes de ocorrer a rotura.

O tempo de abertura é dado pela seguinte equação:

$$t_a = \sqrt{\frac{\pi\rho e_0 t}{4P}} \quad (3)$$

Sendo que,  $\rho$  representa a densidade do material,  $e_0$ , a profundidade da indentação, t a espessura da chapa e P a pressão de abertura

O tempo de abertura experimental é medido desde a primeira fissura até ao instante em que as pétalas tocam a parede do tubo. Experimentalmente verificou-se que a equação (3) representava uma má aproximação ao tempo de abertura. Segundo o trabalho realizado por *Simpson* existem fatores que contribuem para o erro mencionado, tais como:

- (I) é assumido que as quatro pétalas se deformam como uma chapa em deformação uniforme, sem qualquer tipo de restrição de movimento;
- (II) As pétalas apresentam espessura em flexão, daí não poderem ser aproximadas como chapa.
- (III) A pressão que atua nas pétalas não é constante como se assumiu
- (IV) A contrapressão que atua nas pétalas não é considerada

Pelo exposto, conclui-se que uma parte significativa do tempo de abertura não é tida em consideração na Teoria de *Drewry*, pelo que *Simpson* de forma a obter uma melhor aproximação considera o dobro do tempo, apresentando a seguinte correção à equação (3):

$$t_a = 2 \sqrt{\frac{\pi\rho e_0 t}{4P}} \quad (3.1)$$



Rocker *Yamaki* realizou também estudos interessantes em diafragmas semelhantes aos de *Simpson* e *Drewry*, no entanto, os seus estudos incidem mais sobre a geometria efetiva do entalhe do diafragma.

Do estudo feito pelo mesmo, conclui-se que o ângulo ótimo de abertura é de  $60^\circ$ , o qual permite obter o tempo de abertura ideal, assim bem como uma abertura mais efetiva. Estes resultados são justificados por se tratar de uma direção ótima para as tensões de corte.

### **1.3) Descrição do Tubo de Choque ESTHER**

O tubo de choque é uma instalação que apresenta cerca de 16 metros de comprimento e é composto por uma câmara de combustão, onde uma mistura dos gases He,  $H_2$  e  $O_2$  à pressão inicial de até 100 bar e uma pressão final de 600 bar sofre uma ignição através de um feixe laser de alta intensidade. A instalação opera em deflagração (combustão subsónica), no entanto podem ocorrer ocasionalmente detonações (combustão supersónica), fornecendo pressões transitórias da ordem de 2,4 Kbar. A câmara de combustão é fabricada num aço superduplex de baixo carbono, o qual apresenta elevada resistência mecânica e é indicado para não ocorrer reação com o hidrogénio. A câmara apresenta um diâmetro interno de 200 mm. O diafragma, projetado para abrir a uma pressão predeterminada conecta a câmara de combustão ao tubo de compressão intermédio. Este tubo é preenchido pelo gás He a pressões de cerca de 0,01-1 bar. A onda de choque propaga-se nesta secção, levando a pressões refletidas transitórias de 70 bar. As secções finais do tubo são fabricadas em aço inoxidável duplex, que também tem uma baixa composição em carbono. A secção do tubo de compressão apresenta um diâmetro interno de 130 mm e é conectado à secção de teste do tubo de choque através de um novo diafragma projetado também este para abrir a uma predeterminada pressão. Esta nova secção do tubo é preenchida por um gás de teste a pressões de cerca de 0,1 mbar. A onda de choque propaga-se nesta secção em velocidades que podem exceder 10 km/s, levando a pressões refletidas transitórias de não mais de 20 bar. O tubo é fabricado em aço inoxidável duplex. Esta secção apresenta um diâmetro interno de 80 mm.

Ao longo do tubo encontram-se instalados sensores de pressão que detetam o aumento de pressão na esteira da onda de choque. Isto permite desenvolver um sistema de disparo iniciando medições espectroscópicas de alta velocidade (10-100MHz), da radiação emitida e absorvida na esteira da onda dependendo do tempo nas janelas da secção de teste (25 mm de diâmetro).

O tanque de descarga recupera todos os gases que fluem na esteira da onda. A fase líquida de  $H_2$  é drenada, enquanto a restante mistura contaminada é evacuada pelo sistema de bombeamento, sistema que permite que o tubo seja aberto para operações de limpeza e substituição dos diafragmas.

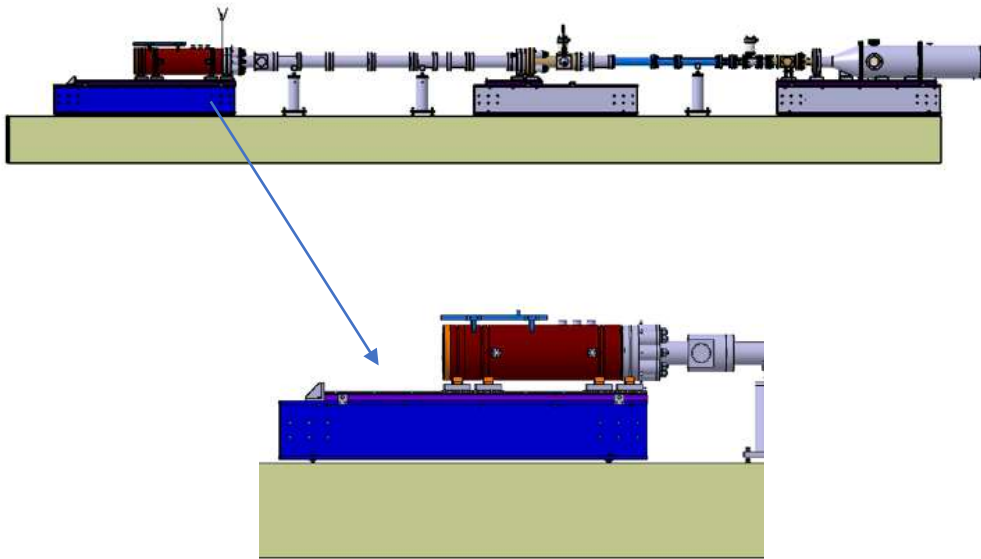


Figura 1 – Vista em pormenor da câmara de combustão

### 1.3.1) Suportes do Diafragma e opções tomadas

O conjunto diafragma é constituído pelo anel que se encontra em contacto com a câmara e pelo suporte que se encontra em contacto com o tubo de compressão, em detalhe na figura 2 (a).

Para evitar o escorregamento da membrana aquando da abertura, procurou-se mitigar o risco e por experiências semelhantes em ensaio de Bulge, optou-se por se colocar dois pequenos indentadores como esquematizado na figura 2 (b).

Este tipo de geometria como referido anteriormente tem como objetivo impedir o escorregamento da membrana, os quais devem ser colocados na parte exterior das peças que introduzem pressão sobre a membrana.

Em membranas com espessuras abaixo de 4.5 mm é usual colocar-se um anel indentador simples o qual atua em apenas uma superfície da membrana. Contrariamente, em espessuras acima de 4.5 mm considera-se a aplicação de dois indentadores.

Para as pressões de serviço, as quais são bastante elevadas, considerou-se a existência de dois anéis mesmo estando na presença de espessuras abaixo de 4.5 mm. Esta opção visa mitigar o risco de escorregamento da membrana.

Por consulta da bibliografia [2] considera-se a seguinte geometria, ver Tabela 1:

Tabela 1 – Parâmetros segundo a referência [2] para indentadores

Espessura (mm)	A (mm)	H (mm)	R (mm)
2.8 – 3.2	2.5	0.6	0.6
3.3 – 3.7	2.5	0.7	0.7
3.8 – 4.5	2.8	0.8	0.8

Sendo que A é a distância ao limite externo, H é a altura da indentação e R o raio de curvatura da indentação.

Para este tipo de ferramentas devem ser consideradas as seguintes recomendações, as quais naturalmente foram aplicadas:

- 1) Um pequeno indentador posicionado muito perto da aresta de corte tem o mesmo efeito que um indentador mais largo posicionado mais distante da aresta;
- 2) O posicionamento do indentador perto da aresta de corte pode ativar corte puro local na área que o afeta;
- 3) Grandes distâncias entre o indentador e a aresta de corte aumentam o volume de material deformado pelo que se requerem forças maiores de forma a aumentar a eficiência do mecanismo;
- 4) A geometria do indentador deverá sempre que possível seguir o contorno da peça.

Para a geometria de retenção adotaram-se dois entalhes com 1 mm de altura (H), com posicionamento diferente de forma a promover a fluência do material sem que ocorra a situação crítica de corte puro. Esta opção justifica-se pela impossibilidade do uso de precisão por parte empresa responsável pelo fabrico.

Dado o tempo de vida útil da peça e o numero de ciclos de carregamento a que a mesma estará exposta optou-se também por considerar curvatura na extremidade do entalhe de forma a que apresentasse uma maior resistência à fadiga. Este tipo de opção impede também que haja uma concentração de tensões local tão elevada. Esta consideração foi tida de acordo com os resultados expostos em secções seguintes, uma vez que, aquando da abertura, a zona de contacto do anel com a membrana é das zonas onde existe uma maior concentração de tensões, podendo mesmo ser considerada uma das zonas mais solicitadas, daí merecer especial atenção, uma vez que um dos principais riscos da experiência consiste no corte puro da pétala que poderá quebrar e danificar todo o tubo dado os elevados escoamentos que ocorrem no mesmo.

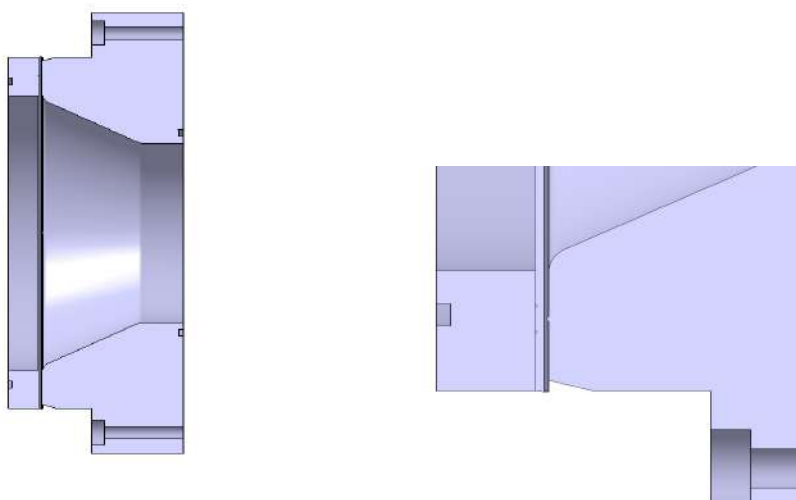


Figura 2 – (a) Suportes de diafragma e (b) Pormenor indentadores

### 1.3.2) Câmara de combustão

A ligação entre a câmara de combustão e a peça CT1 do tubo de compressão foi inicialmente projetada com um parafuso M52 normalizado que teria um hidráulico com a função de exercer força para impedir que o parafuso apresente esforços de tração. Quando se realizou o projeto, foi tido em conta que numa outra fase, haveria possibilidade da ligação da câmara à peça ST1. Aquando da receção da mesma, esta apresentava um desvio de cerca de 4° nos furos por defeito de fabrico por parte da empresa 4x4Multitrabalhos. Situação ilustrada na figura 3.



Figura 3 – Erro de fabrico nos furos da câmara de combustão

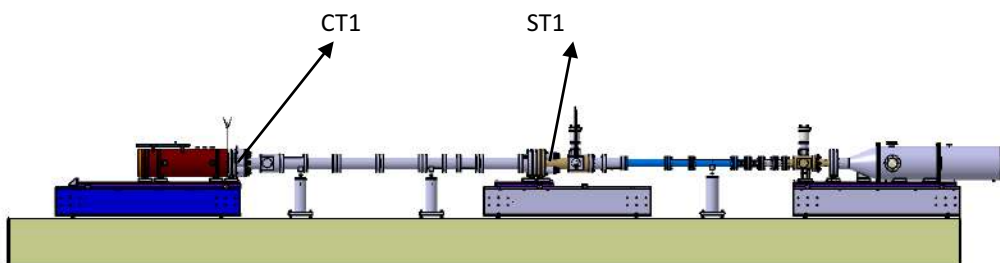
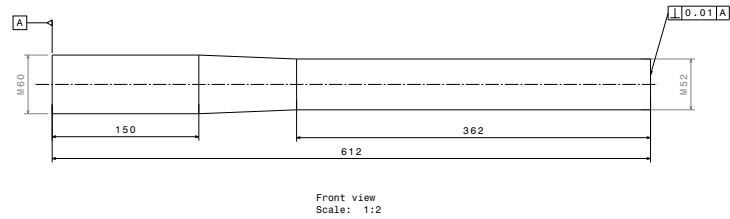


Figura 4 – Localização das peças ST1 e CT1 no tubo

Numa primeira solução propôs-se a abertura dos furos a M60, no entanto, o mesmo não seria viável uma vez que os hidráulicos já estavam comprados e não seria possível a utilização de um varão M60.

De forma a corrigir o erro de fabrico, chegou-se a uma solução final que consistia na abertura dos furos da câmara a M60 e abertura dos furos da peça CT1 e ST1 a M54. Dessa forma, a utilização dos hidráulicos já adquiridos seria viabilizada. Projetou-se então um varão como o da figura 5 que, se inicia a M60 até ao final do furo da câmara, e depois passa a M52, apresentando uma transição com cerca de 10 cm, que garante a não concentração de tensões na mudança de diâmetro que poderia sob fadiga originar a quebra do mesmo.



*Figura 5 – Perno adotado para solucionar o erro de fabrico (mm)*

Opções de material para os pernos:

Os parafusos têm uma classe de resistência de 10.9 que, segundo a referência [14] têm como requisito uma tensão de cedência mínima de 1040 MPa, assim bem como deverá ser um aço baixo teor em carbono martensítico e revenido.

Adotou-se o aço AISI 630 com uma tempera de 495 °C, o qual apresenta uma tensão de cedência de 1070 MPa. Inicialmente de acordo com a bibliografia supracitada tinha sido selecionado um outro aço com uma tensão de cedência bastante superior à deste aço, no entanto a empresa responsável pelo fabrico dos pernos não tinha forma de o adquirir pelo que a solução mais próxima que nos apresentaram e que se tornaria eficiente por forma a não baixar a classe de resistência foi a correspondente ao AISI 630.

A figura 6 ilustra a câmara já com os novos pernos na sua posição.



*Figura 6 – Novos pernos após fabrico*

## 1.4) Especificações de Projeto

O caso em estudo é um problema axissimétrico, uma vez que o carregamento é simétrico em relação ao centro da placa.

As coordenadas polares são as mais indicadas para este tipo de problemas, em especial por se tratar de uma placa circular.

As coordenadas polares  $(r, \theta)$  e as coordenadas cartesianas  $(x, y)$  estão relacionadas pelas seguintes equações:

$$x = r \cos \theta \quad r = \sqrt{x^2 + y^2} \quad (4)$$

$$y = r \sin \theta \quad \theta = \tan^{-1} \left( \frac{y}{x} \right) \quad (5)$$

Pode ainda definir-se as seguintes equações com base nas relações acima,

$$\frac{\partial r}{\partial x} = \frac{x}{r} = \cos \theta \quad (6)$$

$$\frac{\partial r}{\partial y} = \frac{y}{r} = \sin \theta \quad (7)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial x} = -\frac{y}{r^2} = -\frac{\sin \theta}{r} \quad (8)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial y} = \frac{x}{r^2} = \frac{\cos \theta}{r} \quad (9)$$

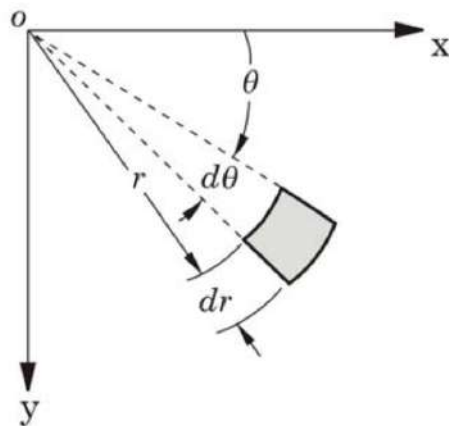


Figura 7 – Unidade material em coordenadas polares

Considerando que o deslocamento vertical é uma função de  $r$  e  $\theta$ , as equações acima conduzem a:

$$\frac{\partial w}{\partial r} = \frac{\partial w}{\partial r} \frac{\partial r}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial \theta} \frac{\partial \theta}{\partial x} \quad (10)$$

ou,

$$\frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial r} \cos \theta - \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta} \sin \theta \quad (11)$$

Para avaliar a segunda derivada, tem-se:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = \cos \theta \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\partial w}{\partial r} \right) - \frac{1}{r} \sin \theta \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{\partial w}{\partial r} \right) \quad (12)$$

Os momentos e forças de corte num elemento infinitesimal de espessura  $t$ , em coordenadas polares, são:

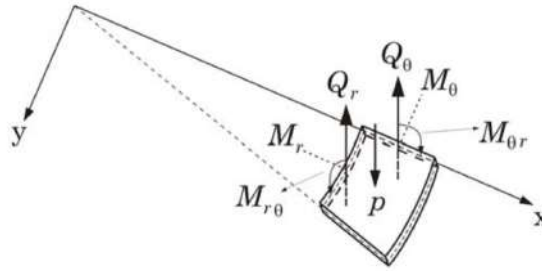


Figura 8 – Momentos numa unidade material

$$M_r = -D \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \nu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right) \right] \quad (13)$$

$$M_\theta = -D \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} \right] \quad (14)$$

$$M_{r\theta} = -(1 - \nu) D \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial^2 w}{\partial r \partial \theta} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial w}{\partial \theta} \right] \quad (15)$$

$$Q_r = -D(\nabla^2 w) \quad (16)$$

$$Q_\theta = -D \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\nabla^2 w) \quad (17)$$

As formulas das componentes de tensão para o estado plano, em coordenadas polares, são as seguintes:

$$\sigma_r = \frac{12 M_r}{t^3} Z \quad \sigma_\theta = \frac{12 M_\theta}{t^3} Z \quad \tau_{r\theta} = \frac{12 M_{r\theta}}{t^3} Z \quad (18.1);(18.2);(18.3)$$

### 1.4.1) Projeto estático da câmara

Ao realizar-se o projeto estático da câmara considerou-se como carregamento uma pressão interna nominal de 600 bar, tomada como requisito de pressão máxima para a câmara em questão.

É de notar que não se tomou em conta o peso próprio da câmara, assim bem como as reações nos apoios causadas por este, devido ao facto da contribuição destas forças ser irrisória em relação à pressão a que a câmara está sujeita. Para confirmar esta aproximação, realizou-se uma estimativa das tensões máximas devido ao carregamento especificado. Tomou-se como aproximação o modelo de viga bi-apoiada sujeita a uma força,  $P$ , equidistante dos apoios. O momento máximo, no centro da viga, será:

$$M_{\max} = \frac{P \cdot l}{4} \quad (19)$$

Tendo em conta a geometria da secção da câmara correspondente a uma coroa circular, origina-se uma tensão máxima na secção dada por:

$$\sigma_M = \frac{M_{\max} \cdot r_0}{I_z} = \frac{P}{\pi} \cdot \frac{l \cdot r_0}{r_0^4 - r_i^4} \quad (20)$$

Conclui-se então que, devido ao facto de a estrutura ser pouco esbelta, isto é, o comprimento  $l$  é da ordem de grandeza dos raios interno e externo da secção, os valores de  $\sigma_M$  não atingiram o valor de 1 MPa, os quais, tendo em conta as grandezas previstas para as tensões na câmara, podem ser consideradas desprezáveis.

Outro fator a ter em conta são as tensões desenvolvidas na face interior da câmara devido as altas temperaturas previstas. Ao consultar a bibliografia [14], sabe-se que as tensões térmicas na superfície interna do tubo são tangenciais e desenvolvem-se do seguinte modo:

$$\sigma_T = \frac{\Delta T \cdot \alpha \cdot E}{(1-\nu) \cdot \ln\left(\frac{r_0}{r_i}\right)} \left( 1 - \frac{2r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} \ln\left(\frac{r_0}{r_i}\right) \right) \quad (21)$$

No entanto, a variação de temperatura no interior da câmara dá-se apenas num intervalo de tempo de milissegundos seguida de um rápido decréscimo. Devido a este fator, a variação de temperatura entre as paredes exterior e interior do tubo,  $\Delta T$ , nunca atingirá o regime estacionário. Aliando isto ao facto de o material escolhido para a câmara apresentar um baixo coeficiente de expansão térmica,  $\alpha$ , e elevada condutividade térmica, pode concluir-se que os efeitos destas tensões podem ser desprezados no projeto.

Considerando uma análise à estrutura quando sujeita apenas ao carregamento de pressão interna,  $p$  e tomando como base o modelo de um cilindro de parede espessa pressurizado, obtido por consulta da bibliografia [14] obteve-se o desenvolvimento das expressões correspondentes às tensões radiais,  $\sigma_r$ , e tangencial,  $\sigma_t$ , numa dada secção.

$$\sigma_t = p \cdot \frac{r_i^2}{(r_0^2 - r_i^2)} \left( 1 + \frac{r_0^2}{r_i^2} \right) \quad (22)$$



$$\sigma_r = p \cdot \frac{r_i^2}{(r_0^2 - r_i^2)} \left(1 - \frac{r_0^2}{r_i^2}\right) \quad (23)$$

Considerou-se ainda a existência de tensões longitudinais,  $\sigma_l$ , devidas à existência de tampas nos topos do cilindro pressurizado. Esta tensão provocara uma tração de valor constante ao longo da câmara, obtida através do seguinte cálculo:

$$\sigma_l = p \cdot \frac{r_i^2}{(r_0^2 - r_i^2)} \quad (24)$$

Analisando o comportamento das três tensões acima referidas ao longo da espessura do cilindro facilmente se conclui que o ponto crítico, onde ocorrem as tensões máximas se localiza na face interior da parede, ou seja, quando  $r=r_i$ . Dadas por:

$$\sigma_{t \max} = p \cdot \frac{(r_0^2 + r_i^2)}{(r_0^2 - r_i^2)} \quad (25)$$

$$\sigma_{r \max} = -p \quad (26)$$

$$\sigma_{l \max} = p \cdot \frac{r_i^2}{(r_0^2 - r_i^2)} \quad (27)$$

Tomou-se como ponto de partida um raio interno de 100 mm,  $r_i$ , sendo este um constrangimento de projeto. Fez-se corresponder os valores das tensões indicadas acima com as tensões principais de forma a aplica-las no critério de von Mises:

$$\sigma_t = \sigma_1 ; \sigma_l = \sigma_2 ; \sigma_r = \sigma_3 \quad (28.1);(28.2);(28.3)$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2}} \leq \frac{S_y}{n} \quad (29)$$

a partir das quais se chega à seguinte expressão que nos permite obter a espessura do cilindro mínima:

$$r_0 \geq r_i \sqrt{\frac{S_y}{S_y - \sqrt{3}n \cdot p}} \rightarrow r_0 \geq 130 \text{ mm} \quad (30)$$

Obtém-se então uma espessura mínima de 130 mm, de acordo com o coeficiente de projeto adotado e com as propriedades mecânicas do material. A estrutura foi fabricado com um raio externo de 288 mm, pelo que respeita e se encontra conforme o coeficiente de segurança do projeto.

## 1.4.2) Pressão

Para validar experimentalmente a câmara de combustão do projeto ESTHER, foi projetado um protótipo da câmara de combustão por, *A.Chickhaoui* e *JM-Félio* da *Université de Provence*, com um diâmetro interno de 80 mm, um diâmetro externo de 240 mm e um comprimento de 600 mm, para um volume total de 3 litros. A câmara apresenta uma entrada e saída de gás, duas entradas para o sistema de fios, uma entrada para o manômetro e duas entradas adicionais sem utilização predestinada. A ignição foi feita através de um sistema de fio quente colocado em dois pequenos suportes de cobre que são inseridos nos conectores dos porta-fios, sendo o fio elétrico colocado no eixo de simetria do cilindro. O acesso para operações de manutenção e limpeza é realizado através de uma das tampas da extremidade, sendo a tampa sempre mantida fechada, desde que o tubo de saída de gases esteja ligado com esta.

O torque necessário ao aperto dos parafusos é feito usando uma chave em forma de estrela com pré-aperto usando uma ferramenta pneumática, seguido um aperto final que é feito utilizando uma ferramenta dinamométrica manual.

Foi realizada uma simulação de elementos finitos pela *Université de Provence*, tendo sido verificada uma tensão máxima de von Mises de 572,38 MPa que é da mesma ordem de grandeza do que a tensão de cedência do material a 0,2% (550 MPa). Foi posteriormente realizado um teste à prova de água a 1,5 Kbar para validar experimentalmente o projeto mecânico e fabricação. As cavidades de vedação da bomba foram projetadas para vedantes metálicos, no entanto a experiência operacional mostrou que o vedante Viton 90 também poderia ser utilizado, uma vez que exibiu falha a 1,5 Kbar, mantendo ainda a integridade estrutural. A bomba foi, portanto, considerada verificada para lidar com pressões internas de estado estacionário de até 1,5 Kbar. A figura 9 abaixo mostra uma vista de corte da bomba:

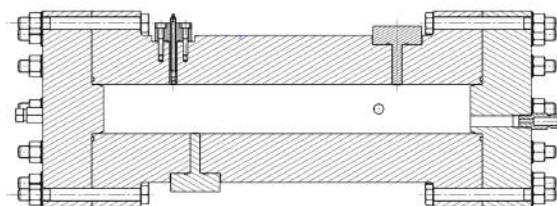


Figura 9 (a) Vista de corte do protótipo da câmara (b) câmara após fabricação

O sistema de enchimento de gás foi projetado e fornecido pela *Air Liquide*, sendo projetado para ser capaz de fornecer uma mistura arbitrária de  $\text{He}/\text{H}_2/\text{O}_2$ , para uma pressão de enchimento máxima de 100 bar, para o volume da bomba (3L) ou para a câmara de combustão final ESTHER (47L). As principais características do sistema de enchimento de gás são as seguintes:

- 1) Enchimento a ser realizado a partir de garrafas de gás padrão de 200 bar, sem bombeamento para pressões mais altas (uma solução considerada muito arriscada). Isso significa que todas as linhas de suprimento de gás devem ter uma taxa de pressão mínima de 100 bar. Enchimento sequencial (primeiro  $\text{O}_2$ , depois He, depois  $\text{H}_2$  e finalmente He), permitindo desta forma que o  $\text{O}_2$  e o  $\text{H}_2$  sejam vazados das linhas de enchimento por He e permitindo dessa forma que o  $\text{H}_2$  seja injetado no final da sequência de enchimento, minimizando o tempo em que o Hidrogénio está presente fora do sistema de enchimento de gás e, portanto, minimiza os passivos.
- 2) Uma linha de gás  $\text{N}_2$  independente para lavagem da câmara de combustão ESTHER/bomba.
- 3) Completar a segregação das linhas de gás  $\text{H}_2$  das outras linhas de gás. Controlo das linhas de  $\text{H}_2$  exclusivamente através de válvulas pneumáticas.
- 4) Zona de alta pressão a 1,8Kbar perto da câmara de combustão/bomba, com um sistema de válvulas capaz de impedir que as ondas de detonação subam para os tubos de gás. Sistemas de válvulas unidirecionais para evitar o refluxo a montante dos gases da câmara de combustão de volta para a zona de armazenamento da garrafa.
- 5) Medidores de fluxo de massa individuais para permitir o controle do sistema de enchimento de gás através do volume preenchido. Medidor de alta pressão de pré-ignição estática na câmara de combustão, permitindo um esquema de controle alternativo através de leituras de pressão parciais.
- 6) Sistema totalmente automatizado capaz de ser manuseado pelo pessoal na sala de controlo. Controlo por um Controlador Logico Programável (PLC) com uma camada adicional usando um sistema de controlo EPICS.
- 7) Sistema de deteção de vazamento de gás.

O sistema encontra-se esquematizado na figura 10:

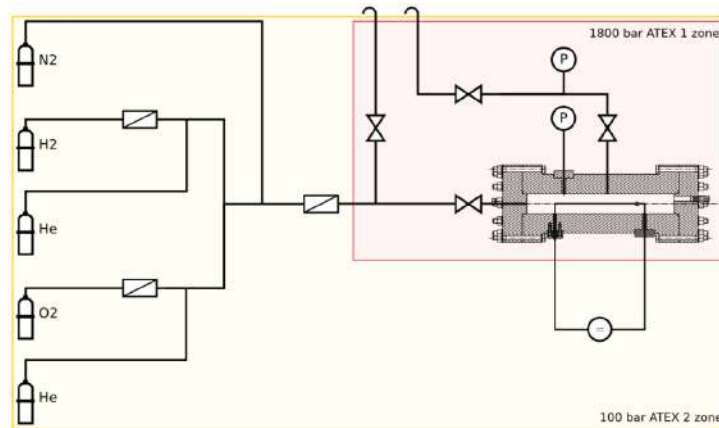


Figura 10 – Esquema do sistema de abastecimento de gás [12]

Através deste protótipo foi possível selecionar o perfil de pressão que melhor se aproxima do perfil esperado na câmara de combustão do projeto, correspondente ao ensaio 177 e dessa forma inserir o mesmo como condição na simulação de Elementos Finitos para uma melhor aproximação da realidade, uma vez que considerar uma pressão constante no tempo, seria uma situação muito longe da realidade uma vez que a mesma não é constante no tempo como se pode observar no gráfico de pressão-tempo abaixo:

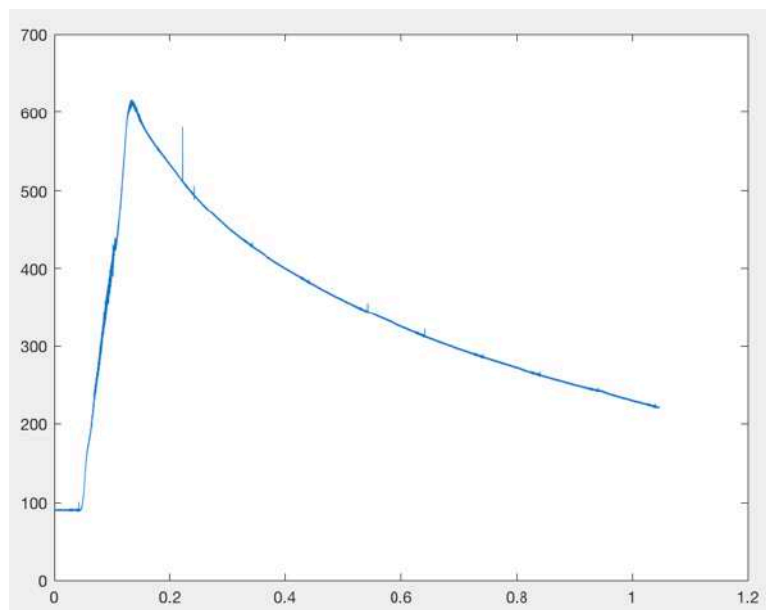


Figura 11 – Perfil de pressão (bar) em função do tempo (ms)

No gráfico é possível observar que o pico de pressão se encontra a cerca de 0,13 ms, sendo que, de acordo com o coeficiente de segurança de projeto, a abertura do diafragma deverá verificar-se a 580 bar correspondente ao instante aproximado de 0,124 ms.

### 1.4.3) Temperatura

Na câmara de combustão ocorre a combustão do hidrogénio, oxigénio e hélio, obtendo-se como produtos hélio e água. A mistura é considerada um fluido supercrítico que se distingue em duas fases, uma de líquido supercrítico e outra de gás supercrítico. No entanto, dada a temperatura e pressão de serviço, a fase presente é maioritariamente gasosa.

Temos como temperaturas críticas:

Tabela 2 – Temperaturas críticas

Reagentes	Temperatura Crítica (K)
$H_2$	33,2
He	5,19
$O_2$	154,6
Produtos	Temperatura Crítica (K)
He	5,19
$H_2O$	647,096

Como as temperaturas são muito mais elevadas em relação às temperaturas críticas, estamos perante o caso de um gás superfluido e, para este caso, e de acordo com a referência [13] em casos de injeção e combustão a lei dos gases perfeitos é aplicável, em particular na gama de serviço da câmara.

A partir do gráfico de pressão em função do tempo, sabe-se que o pico de pressão ocorre aos 640 bar e conhecendo por medições efetuadas na bomba, a temperatura no ponto de pressão máxima de valor 2800 K, utilizando-se a Lei dos Gases Perfeitos na forma  $PV=nRT$ , podemos formular um modelo de temperaturas do tipo:  $T(t)=K \cdot p(t)$  em que, K, representa uma constante que de acordo com os dados conhecidos, no ponto de pressão máxima é dada por

$$K = \frac{T_{\max}}{p_{\max}} = \frac{2800}{640} \quad (31)$$

A partir do modelo acima obteve-se um perfil de temperaturas, em função do tempo  $T(t)$ , representado na figura 12 que nos permitirá uma análise mais cuidada nas simulações de elementos finitos a realizar.

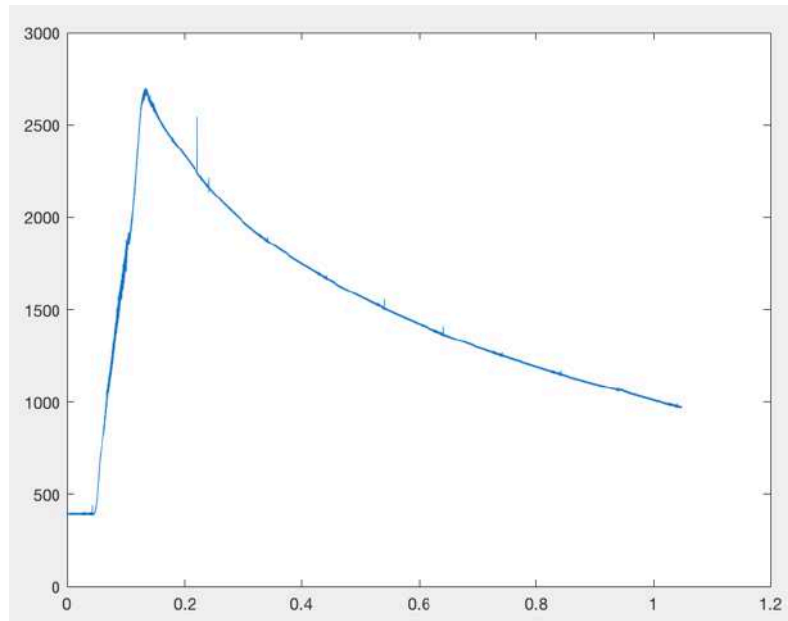


Figura 12 – Perfil de temperatura (k) em função do tempo (ms)

#### 1.4.4) Requisitos de Projeto

- I. **O tempo de abertura do diafragma deverá ser próximo do valor teórico**  
De forma a que os resultados das medições a serem realizadas no tubo aquando dos ensaios, os diafragmas deverão abrir dentro do tempo previsto teóricamente.
  
- II. **A estrutura de suporte dos diafragmas deverá impedir o escorregamento dos diafragmas aquando da sua abertura.**  
Dado as altas pressões a que o tubo opera, deverá ser garantido que aquando da abertura dos diafragmas, dado os elevados valores de momentos de flexão da membrana deverá ser garantido que a mesma não escorrega e danifica o tubo.
  
- III. **Os diafragmas deverão ser fabricados num aço de baixo custo**  
Está previsto que o tubo opere 4 dias por semana e por cada dia sejam realizados 3 ensaios, pelo que sendo necessário um diafragma para cada ensaio, os mesmos deverão cumprir os requisitos, mas por forma a minimizar o custo
  
- IV. **O processo de fabrico deverá garantir a integridade geométrica pretendida e deverá ser de baixo custo**  
Como referido no ponto acima, é necessário que o processo de fabrico seja eficiente e com uma baixa margem de imprecisão, no entanto, o mesmo deverá ser rápido de baixo custo.

**V. O material usado no tubo deverá conter o mínimo teor em carbono possível por forma a garantir a não reação com a mistura.**

Requisito imposto pelo próprio projeto, uma vez que poderá ocorrer contaminação da mistura na presença de carbono influenciando os resultados dos ensaios.

### 1.4.5) Segurança de Projeto

#### 1.4.5.1) Cálculo do nível de segurança de projeto

Para cálculo do coeficiente de segurança de Projeto recorreu-se ao Método de *Pugsley*, o qual estabelece uma equação que nos permite determinar o nível de segurança do projeto.

$$n_s = n_{sx}n_{sy} \quad (32)$$

O fator de segurança através do método de *Pugsley* é obtido selecionando os fatores que melhor se ajustam às características e condições de trabalho no projeto.

De acordo com as tabelas abaixo,

Characteristic <sup>a</sup>		B =			
		vg	g	f	p
A = vg	vg	1.1	1.3	1.5	1.7
	g	1.2	1.45	1.7	1.95
	f	1.3	1.6	1.9	2.2
	p	1.4	1.75	2.1	2.45
A = g	vg	1.3	1.55	1.8	2.05
	g	1.45	1.75	2.05	2.35
	f	1.6	1.95	2.3	2.65
	p	1.75	2.15	2.55	2.95
A = f	vg	1.5	1.8	2.1	2.4
	g	1.7	2.05	2.4	2.75
	f	1.9	2.3	2.7	3.1
	p	2.1	2.55	3.0	3.45
A = p	vg	1.7	2.15	2.4	2.75
	g	1.95	2.35	2.75	3.15
	f	2.2	2.65	3.1	3.55
	p	2.45	2.95	3.45	3.95

Characteristic <sup>a</sup>		D =		
		ns	s	vs
E =	ns	1.0	1.2	1.4
	s	1.0	1.3	1.5
	vs	1.2	1.4	1.6

<sup>a</sup> vs = very serious, s = serious, and ns = not serious  
 D = danger to personnel.  
 E = economic impact.

<sup>a</sup> vg = very good, g = good, f = fair, and p = poor.  
 A = quality of materials, workmanship, maintenance, and inspection.  
 B = control over load applied to part.  
 C = accuracy of stress analysis, experimental data, or experience with similar parts.

Figura 13 – Fatores do Método de *Pugsley* [15]

Considerou-se a qualidade do material, manutenção e inspeção com o fator muito bom, assim bem como o controlo das forças aplicadas, neste caso a pressão e a experiência com tubos de choques anteriores. Daí conclui-se que o fator  $n_{sx}$  toma o valor mínimo de 1,1.

Para o fator  $n_{sy}$  considerou-se que o perigo de danos pessoais é mínimo, uma vez que o tubo de choque se encontra num búnquer e a estrutura foi sobredimensionada e é assumido como não sério.

O risco económico é elevado porque poderá uma falha do equipamento poderá produzir danos elevados e de elevado valor, valor esse em que se engloba o capital de imóvel e equipamentos que sofreriam danos em caso de falha. Este fator toma então o valor de 1,2.

Segundo o método, assume-se um coeficiente de segurança de projeto de 1,32 que deverá ser tido em conta em qualquer projeto de componentes.

#### **1.4.5.2) Estrutura Inercial de Impacto**

Esta estrutura foi projetada e construída para garantir em caso de incidente, o qual apresenta uma probabilidade 5% bastante reduzida e, probabilidade essa que se tentou mitigar ao máximo aquando dos cálculos de projeto efetuados em todos os constituintes deste equipamento.

É na câmara, onde se regista o maior valor de pressão e na qual poderá não ocorrer o rebentamento do diafragma, ou falha do sistema hidráulico de parafusos, originando o desprendimento da mesma, comportando-se como um corpo livre com aceleração.

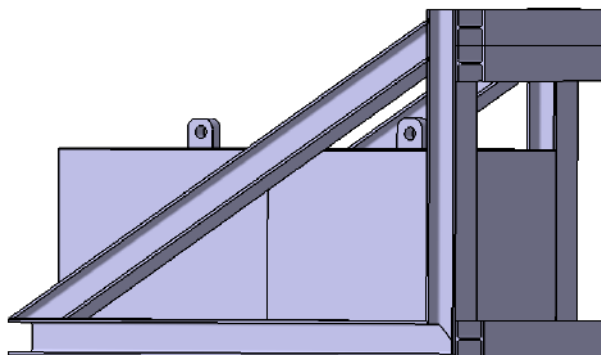
Com esta estrutura, nesse movimento livre e descontrolado ocorre o embate na mesma, fazendo com que esta absorva toda a energia do embate, evitando que esta embata em algum local do edifício causando danos maiores. Quando ocorre o embate com esta estrutura, a câmara perde toda a energia cinética, caindo de imediato sob ação do seu peso.

A estrutura, a nível estrutural é construída com vigas de perfil em I standard e por dois caixotes, que apresentam tampa de forma a possibilitar a sua abertura e ser retirado o peso que neles é colocado e dessa forma facilitar o seu transporte. Cada caixote apresenta um peso de 1500Kg, de forma a absorver toda a energia do choque.

Esta estrutura foi pensada de acordo com a lei de transferência de energia cinética para corpos de igual massa. Após transferência da energia cinética da câmara para a estrutura, a mesma acaba por cair e a estrutura move-se acabando por perder toda a sua energia uma vez a rugosidade no chão origina atrito suficiente para que a estrutura perca movimento.

A estrutura encontra-se representada na figura 14 de forma esquemática.





*Figura 14 – Representação da estrutura*

A estrutura da figura 14 apresenta um comprimento de 2300 mm, uma altura de 1350 mm e uma largura de 800 mm.

### **1.4.5.3) Suspensão da Bomba de Vácuo**

Esta suspensão da bomba é utilizada porque a mesma se encontra acoplada no fole e, no caso de não estar suspensa a mesma não estaria em equilíbrio podendo cair para o lado danificando o tubo, além de que caso a mesma não esteja suspensa o fole também sofreria danos.

Esta suspensão permite também que todas as tensões sejam longitudinais.

Em termos de conceito, teria que se colocar a bomba em suspensão, ou seja, a mesma não poderia encontrar-se em contacto com a estrutura por forma a evitar a vibração natural da mesma.

O mecanismo em termos de conceito que foi pensado consiste em primeiro lugar num bloco maciço que coloca a estrutura no seu todo em equilíbrio, uma vez que estáticamente não se encontrava em equilíbrio por existência do mecanismo de vácuo unilateralmente. Para suspender a bomba pensou-se num mecanismo idêntico aos das balanças usadas no sec XVIII, como a ilustrada na figura 15.



Figura 15 – Modelo balança sec XVIII [9]

Depois de definido o conceito inicial, procedeu-se ao calculo do bloco que colocaria em primeiro lugar a estrutura estaticamente equilibrada.

A vantagem e o principal motivo que conduziu à convergência deste conceito era o facto de se poder regular o peso a colocar no braço e dessa forma o mecanismo facilmente é readaptado a um novo tipo de bomba que seja colocado.

Na figura 16 apresenta-se o esquema para a determinação do equilíbrio estático.

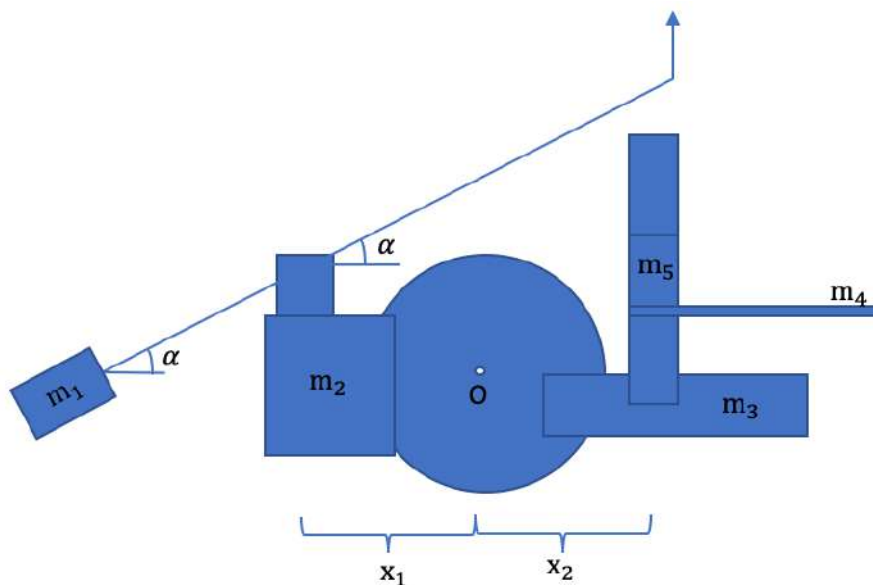


Figura 16 – Esquema para a determinação do equilíbrio da estrutura

Temos como dados iniciais:

$$m_3 + m_4 + m_5 = 60 \text{ Kg}$$

$$x_1 = 0,192 \text{ m}$$

$$x_2 = 0,310 \text{ m}$$

$$\alpha = 60^\circ$$

Material: AISI 304 L  $\rho = 8 \text{ g/cm}^3$

$$m_1 = 52 \text{ kg}$$

Fazendo o equilíbrio de momentos  $\sum M = 0$  da estrutura, e resolvendo o mesmo em ordem à massa 2 chega-se a uma massa de 66 kg que corresponde a um volume de  $0,00825 \text{ m}^3$  e que permitiu a determinação da geometria do bloco de massa 2, cujos desenhos técnicos podem ser consultados na secção Anexos.

Na figura 17 apresenta-se a versão final da geometria a que se convergiu para o mecanismo proposto e já depois de dimensionada.

Como referido anteriormente esta geometria constitui uma solução bastante versátil a futuras alterações que venham a ser feitas no tubo como a hipótese de ser colocada uma bomba diferente com um peso diferente. Com a mesma é possível o tubo estar estável a quando do seu funcionamento e permitiu que os parafusos de ligação entre as peças deixassem de estar sujeitos a momentos que poderiam comprometer o correto e seguro funcionamento do tubo.

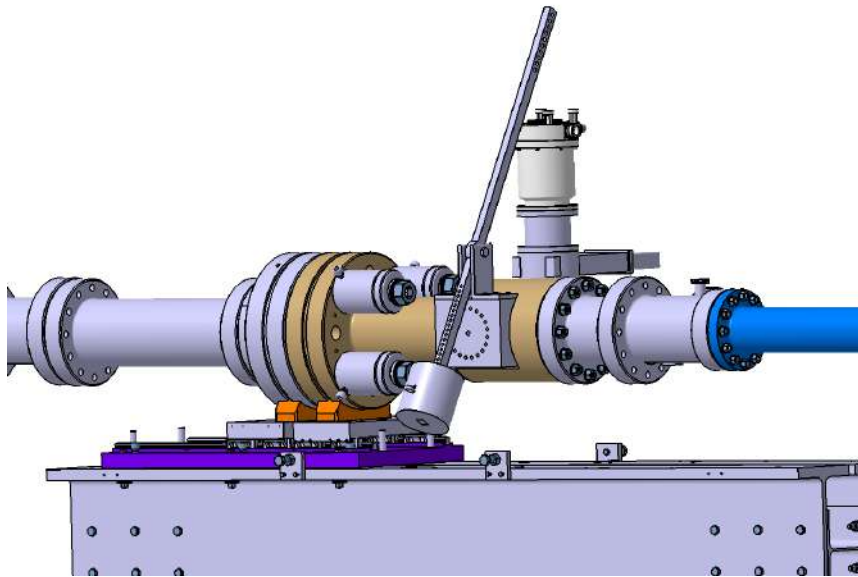


Figura 17 – Mecanismo de suspensão da bomba

## 1.5) Normas/ Códigos/ Regulamentos

### 1.5.1) Objetivo e campo de aplicação

- A) Projeto de veículos espaciais e veículos de exploração planetária
- B) Estudos aerodinâmicos para voo hipersónico
- C) Estudos na camara de combustão de Hidrogénio, Hélio e Oxigénio a alta pressão com ignição por laser.

### 1.5.2) Caracterização do Material e Ensaio de tração

O ensaio de tração uniaxial revela-se um método eficaz e simples para a caracterização do comportamento do material quando este é sujeito a esforços. O teste efetua-se sujeitando um provete a uma força controlada ao longo de um eixo e, efetuando-se medições para quantificar a alteração de dimensões do mesmo. Através destes parâmetros, é possível calcular o perfil de tensão-deformação, obtendo-se uma curva típica do material, através da qual é possível quantificar as propriedades elásticas e plásticas do material.

No ensaio, a força exercida pela máquina é medida por células de carga, enquanto o deslocamento axial do provete de teste é medida por um extensómetro.

A deformação do provete é calculada pelo rácio entre o deslocamento medido e o comprimento inicial do provete:

$$\varepsilon_e = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (33)$$

em que  $\Delta L$  corresponde ao deslocamento medido e  $L_0$  o comprimento inicial do provete.

A tensão é calculada pelo rácio entre a carga aplicada,  $P$  e a área de secção transversal inicial, normal à direcção de aplicação da carga  $A_0$ ,

$$\sigma_e = \frac{P}{A_0} \quad (34)$$

Nos ensaios de tensão uniaxial os provetes são dimensionados de acordo com a norma ASTM E8/E8M-09, e no ensaio realizado, seleccionou-se o provete standard Sheet-Type 12,5 mm de acordo com a norma [7]

A curva típica de tensão-extensão de um aço com comportamento ductil é do tipo:

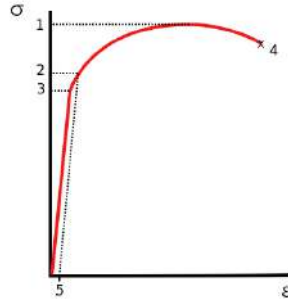


Figura 18 – Curva típica tensão-extensão de um aço dúctil [8]

Inicialmente o material apresenta um comportamento aproximadamente elástico linear, e de acordo com a norma, considera-se o ponto de extensão de valor aproximado a 0,2 e com esse mesmo ponto ( $\epsilon_e, \sigma_e$ ) calcula-se o Módulo de Young do material que representa o declive da reta que se observa em comportamento linear-elástico.

O módulo de Young é obtido através de:

$$E = \frac{\sigma_e}{\epsilon_e} \quad (35)$$

### Procedimento do ensaio:

O teste foi realizado no Laboratório de Materiais do Departamento de Engenharia Mecânica do Instituto Superior Técnico usando uma máquina de teste INSTRON 3369 e um provete de acordo como especificado anteriormente de aço 304L, assim bem como um extensómetro do tipo estático. O provete foi colocado nos fixadores da máquina e o extensómetro foi colocado a meio da parte exposta do provete, de forma a aumentar a sensibilidade do extensómetro a baixas deformações ao longo do processo.

Na figura 19 é apresentado o setup do ensaio.



Figura 19 – Máquina de Ensaios de Tração



Figura 20 – Célula de Carga

Procedeu-se de seguida à calibração da máquina e à inserção correta dos parâmetros necessários ao teste. Após verificar se todos os parâmetros estavam corretamente inseridos, assim bem como, a máquina bem calibrada procedeu-se ao ensaio, começando a máquina a aplicar a carga a uma velocidade de deformação de 0,5 mm por minuto. O ensaio terminou quando se observou a rutura do provete.

Foram ensaiados um total de quatro provetes:

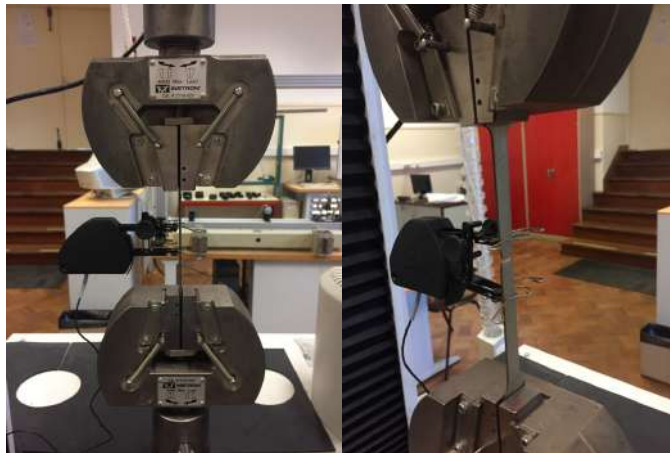


Figura 21 – Ensaio de tracção dos provetes

## Resultados:



Figura 22 – Provete antes e após ensaio de tracção

Os provetes antes do ensaio apresentavam um comprimento de 200 mm e uma secção de 12,5x2 mm



Figura 23 – Imagem dos quatro provetes ensaiados

Os resultados dos ensaios foram bastante idênticos entre si, sendo que o pior resultado obtido foi o do terceiro provete que não foi tido em conta, uma vez que a rotura não ocorreu no centro da parte exposta do mesmo como seria de esperar.

Após tratamento de dados obteve-se um conjunto de pontos a partir do qual se elaborou o seguinte gráfico que é apresentado na figura 24 nos permite obter as propriedades mecânicas do material:

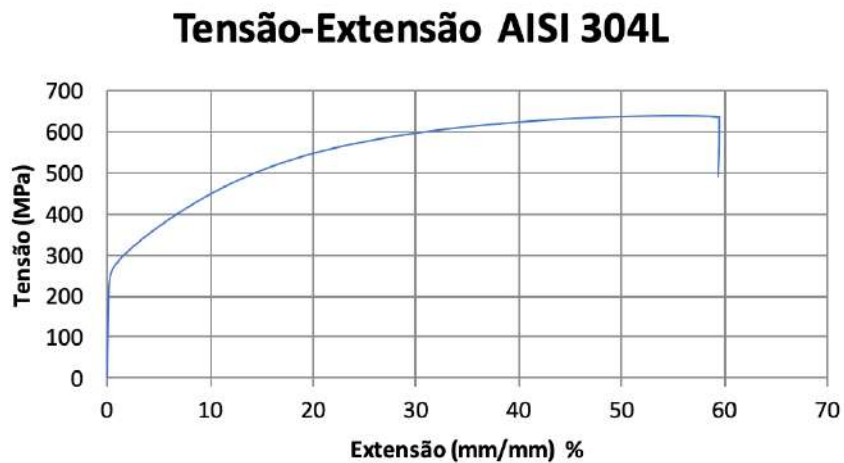


Figura 24 – Curva tensão-extensão do material ensaiado obtido

As propriedades mecânicas do material obtidas após análise do gráfico estão resumidas na tabela 3:

Tabela 3 – Propriedades do aço obtidas

Propriedade	E (GPa)	$\sigma_y$ (MPa)	UTS (MPa)	$\epsilon_{max}$
Valor	161,4	255,4	645,7	0,54748

Os valores obtidos encontram-se dentro dos valores teóricos encontrados na literatura, e com os pontos de tensão deformação é possível realizar uma análise mais cuidada das deformações na placa em estudo, pois os provetes ensaiados são do fornecedor das chapas a partir das quais serão fabricados os diafragmas.

### 1.5.3) Planeamento da simulação

Tendo em conta os objetivos deste trabalho, inicialmente foi realizada uma simulação de elementos finitos com o objetivo de determinar a espessura da chapa a utilizar no diafragma.

Considerou-se uma placa circular, de 200 milímetros de diâmetro, correspondente à área exposta do diafragma, encastrada nos bordos, solução que mais se aproxima à situação real e carregou-se com uma pressão distribuída de 580 bar, correspondente à pressão pré-definida de abertura do diafragma.

A simulação efetuada foi estática-estrutural e foi realizada no programa comercial ABAQUS que permitia uma melhor definição dos parâmetros do material calculados com o ensaio de tração uniaxial realizado.

Após ter obtido os resultados da análise anterior, que garantiam comportamento elástico da membrana, que não entrava em regime plástico, pensou-se de igual forma para a determinação da profundidade do entalhe. Em primeira aproximação, considerou-se uma análise que a 580 bar, as tensões obtidas deveriam ser da ordem de grandeza da tensão de corte, e dessa forma, ter-se-ia a certeza de que com aquela espessura ocorreria a rotura da membrana.

É de notar que este método utilizado foi empírico, e numa primeira aproximação para tomar consciência dos primeiros valores em iterações a fazer em simulações posteriores.

Após os primeiros valores obtidos, e agora recorrendo ao programa comercial ANSYS, realizou-se uma análise estrutural transiente, e com esta análise foi possível obter modelos mais próximos daquilo que será a situação real. De notar que, definiram-se de três formas a curva de tensão-extensão do material:

- A) Linear Elástica;
- B) Bi-Linear;
- C) Multi-Linear;

O procedimento das simulação foi o seguinte:

- 1) Importou-se o modelo CAD, numa versão .stp proveniente do programa CATIA, programa em que foi realizado o design do ESTHER;
- 2) Definiram-se os parâmetros do material, incluindo constantes térmicas;



- 3) A geometria da membrana, já com os entalhes com os valores para primeira iteração foi dividida em 5 corpos. Neste caso a membrana já apresentava um diâmetro de 255 milímetros, uma vez que já tinha incluída a zona do encastramento no suporte. Dessa forma, considerou-se um corpo, o primeiro anel com um diâmetro compreendido entre  $200 < D < 255$ , e quatro corpos que são as simetrias do diafragma, e que dividem a circunferência em quatro partes, sendo que este corte de geometria foi efetuado no centro do entalhe;
- 4) Aplicou-se o constrangimento rígido entre os suportes e o diafragma;
- 5) Definiu-se os contactos entre as superfícies da membrana, como rough ou bondie, de acordo com a interação pretendida e com o comportamento esperado;
- 6) Aplicou-se as condições de pressão e temperatura com os dados obtidos da bomba, em função do tempo;
- 7) Correram-se as análises e interpretaram-se os resultados.

O método não foi automatizado porque, o produto em questão irá ser fabricado e tomaram-se valores de espessura de chapa e profundidade do entalhe com consciência de exequibilidade do processo de fabrico.

Como seria de esperar, o modelo multi-linear foi o que apresentou resultados mais coerentes pelo que foi o modelo selecionado e com o qual se efetuou o estudo.

Foi neste modelo estudado as várias hipóteses de geometria para o diafragma, como se apresenta na secção de resultados das simulações.

### **1.5.3.1) Simplificações utilizadas e opções tomadas**

Para a primeira simulação no software ABAQUS utilizou-se uma chapa circular com 200 milímetros de diâmetro e definiram-se as seguintes condições de fronteira:

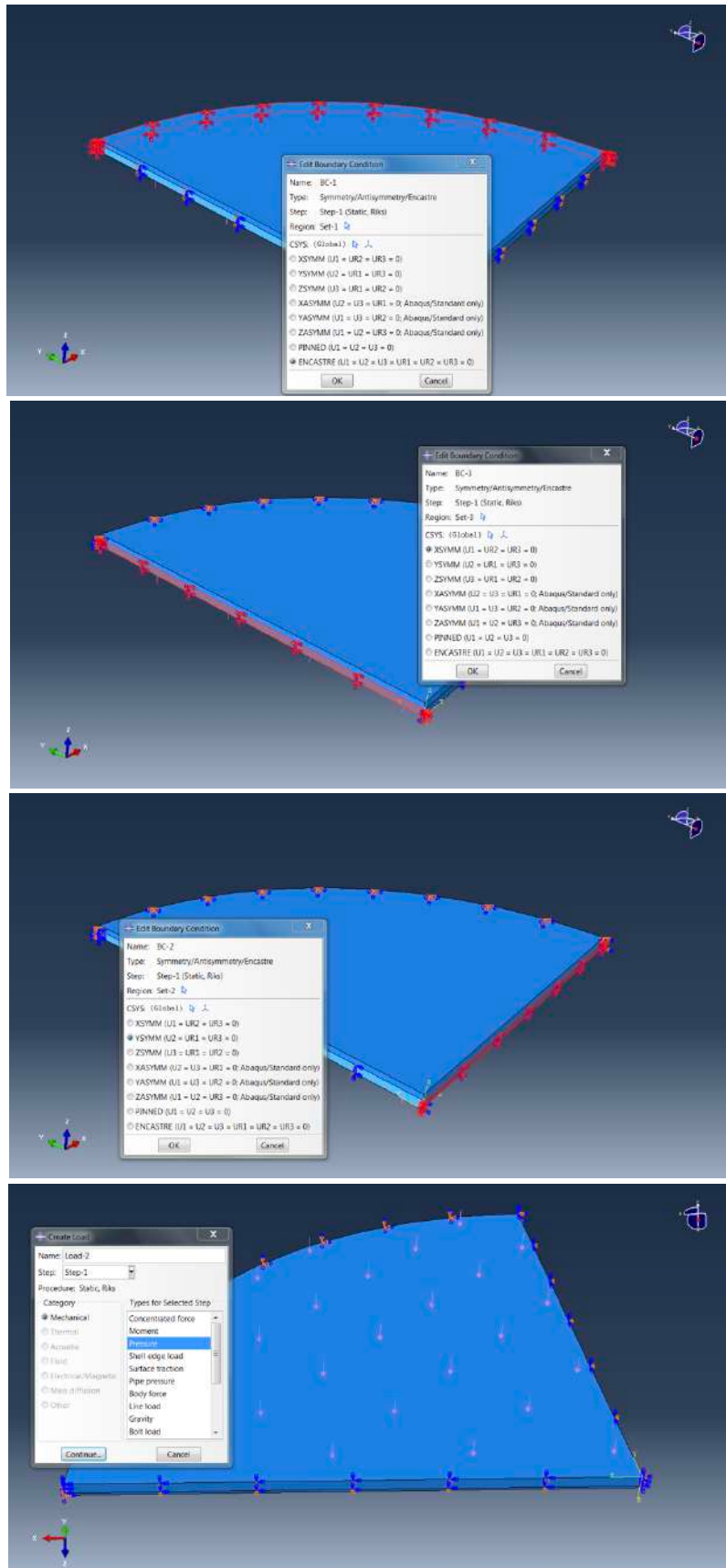


Figura 25 – Condições de fronteira impostas

Nesta análise optou-se por se colocar o entalhe de forma a existir uma concentração de tensões no mesmo e dessa forma conseguir-se avaliar a vizinhança.

Após análise dos resultados, partiu-se para a segunda etapa de simulação de elementos finitos, desta vez no software ANSYS que tinha a vantagem de correr CFD e dessa forma, conseguiu-se uma melhor aproximação do fluido hipersónico, embora o mesmo não tenha sido modelado para esta análise. Como referido anteriormente foram realizadas simulações para três tipos de curvas tensão-extensão do material.

### Opções e simplificações tomadas na análise

Como referido anteriormente, a membrana foi dividida em cinco corpos diferentes aos quais se atribui a relação entre eles, esquematizada a vermelho e amarelo, sendo que vermelho corresponde à interação rough e amarelo a bonded.

A interação rough garante um coeficiente de atrito infinito que nesta situação é a melhor uma vez que para além de não ser conhecido o mesmo não é constante e garante que a abertura não ocorre como uma fractura do tipo I, da mesma forma, garante que pode abrir naquela superfície caso seja atingida a tensão de rotura do material.

A interacção do tipo bonded garante-nos que aquelas duas superfícies são apenas uma e dessa forma o material, naquela zona comporta-se como um só, não existindo coeficiente de atrito entre as superfícies, ver figura 26.

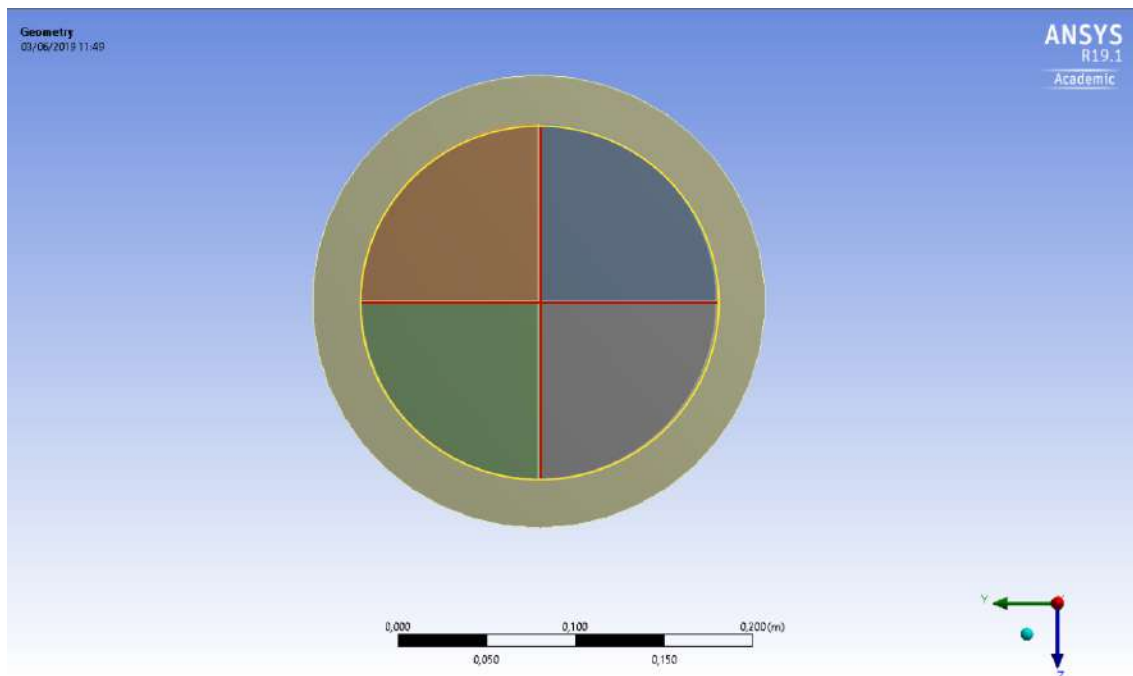


Figura 26 – Esquema das condições de contacto

Como já referido anteriormente, os gráficos  $T(t)$  e  $p(t)$  foram inseridos como condição imposta.

Nesta simulação já não se considerou o encastramento como antes, mas como se mostra na figura abaixo, foram tidos em conta os suportes de diafragma que foram definidos como corpo rígido.

A nível de malha de Elementos Finitos foi considerado o método hexagonal dominante e a mesma encontra-se também representada na figura 27.

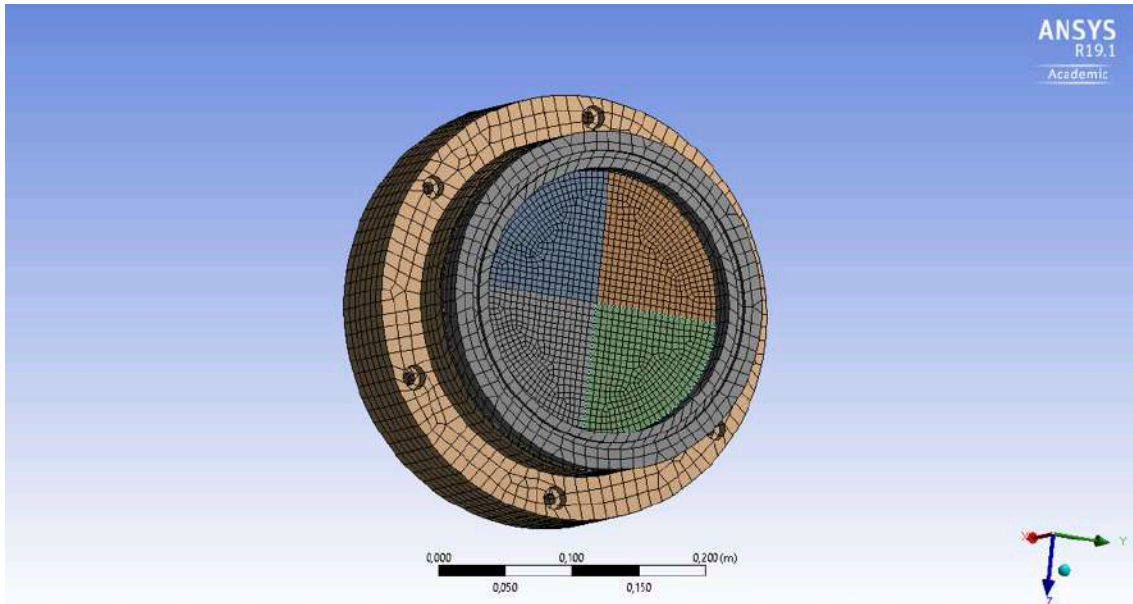


Figura 27 – Malha de elementos finitos utilizada

Os elementos tidos em conta na simulação e a sua distribuição encontra-se no gráfico da figura 28, retirado diretamente do software de EF.

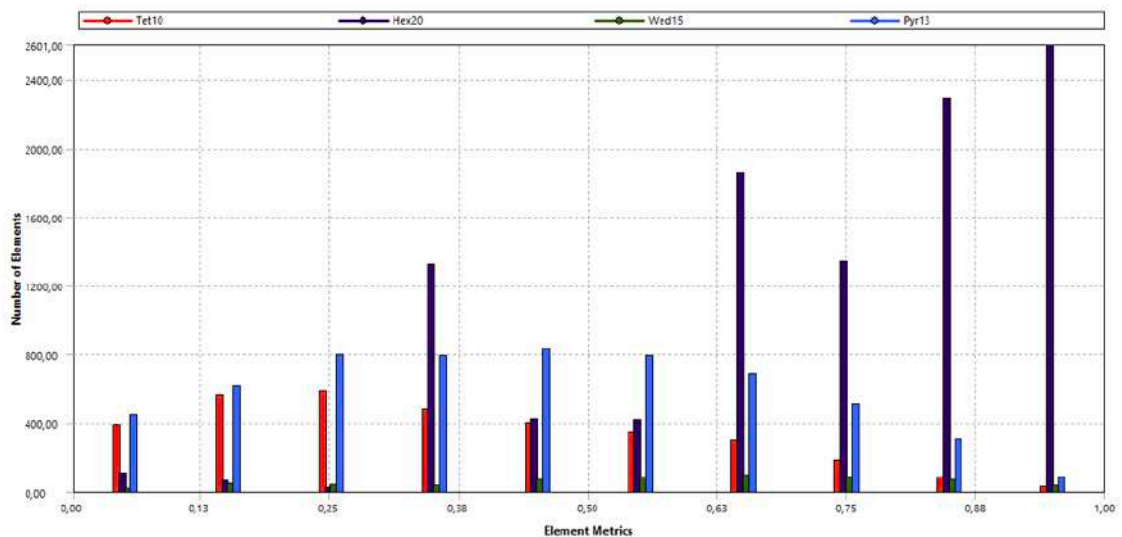


Figura 28 – Proporção tipo de elementos utilizado

Estes elementos garantem uma não distorção da malha, e por sua vez, são os que melhor se ajustam à geometria adotada. É de notar que a malha apresenta cinco camadas em espessura.

Na análise utilizaram-se 20366 elementos correspondendo a 73355 nós na malha de EF.

Para definir o material nesta análise, definiu-se o material de acordo com três tipos de curva tensão-extensão, Linear, Bi-linear, Multi-Linear. Na primeira opção é considerada uma rampa em domínio elástico, pelo que é de esperar a nível de resultados tensões muito elevadas dadas as condições impostas. Na segunda opção, considera-se o domínio elástico até à cedência, e de seguida considera-se que o material entra de imediato em regime plástico até à rotura. Nos resultados desta última análise, esperam-se já resultados de tensões já bem mais próximos da situação real. No regime Multi-Linear, situação mais próxima do gráfico de tensão extensão do material, considera-se os três regimes: linear elástico, elasto-plástico e regime plástico. A nível de análise de tensões, espera-se que os resultados deste último caso sejam os mais credíveis.

Pretende-se estudar também a influência da variação dos parâmetros a indentação, que no comportamento aquando da abertura, quer na variação do tempo de abertura.

## 2) Resultados e discussão

### 2.1) Resultados das Simulações

#### 2.1.1) Simulação Estática para determinação da espessura da Chapa ABAQUS

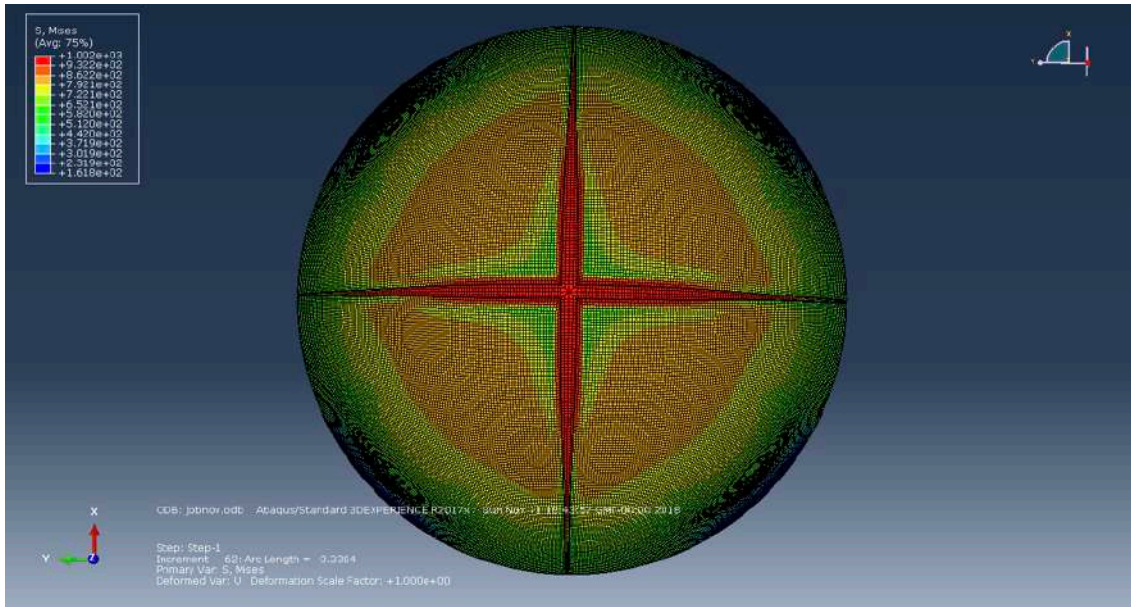


Figura 29 – Simulação em ABAQUS para determinação da espessura da membrana (face com entalhe)

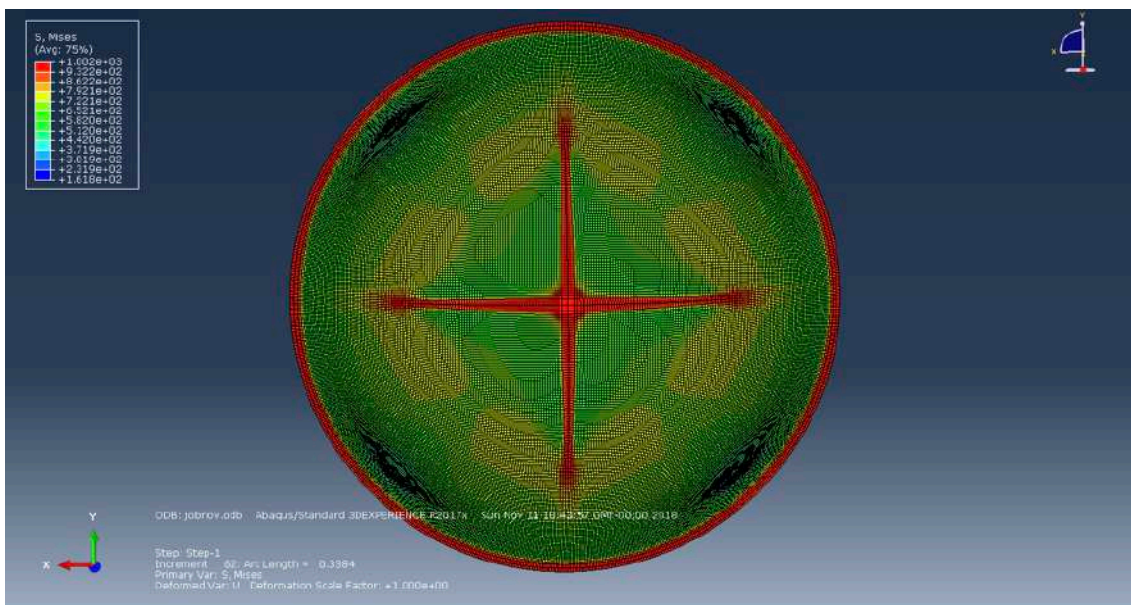


Figura 30 – Imagem da face sem entalhe

## 2.1.2) Simulações para determinação do entalhe

Para análise do problema e determinação da geometria, consideraram-se vários tipos de geometria, de acordo com os seguintes parâmetros:

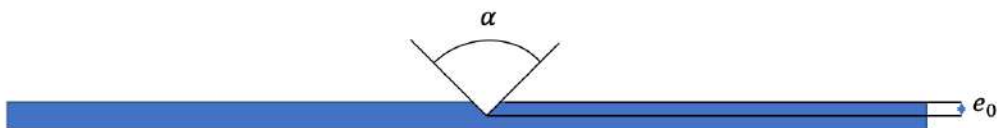


Figura 31 – Esquema do entalhe e respectivos parâmetros

Na fig.31 encontra-se esquematizado os parâmetros tidos em conta nesta segunda fase das simulações, sendo que  $\alpha$  representa o ângulo de abertura do entalhe e  $e_0$  a profundidade do mesmo.

Foram considerados os seguintes cenários:

Tabela 4 – Diferentes parâmetros atribuídos às variáveis em estudo

Ângulo $\alpha$ (°)	Profundidade $e_0$ (mm)
45	1
60	1
60	0.5
90	1

Tendo em conta os objetivos do estudo, em que será preponderante garantir a abertura do diafragma e ao mesmo tempo obter o melhor tempo de abertura. Os resultados obtidos são apresentados no gráfico da figura 32 em que se apresenta o tempo de abertura para os diversos ângulos de entalhe para uma profundidade de um milímetro.

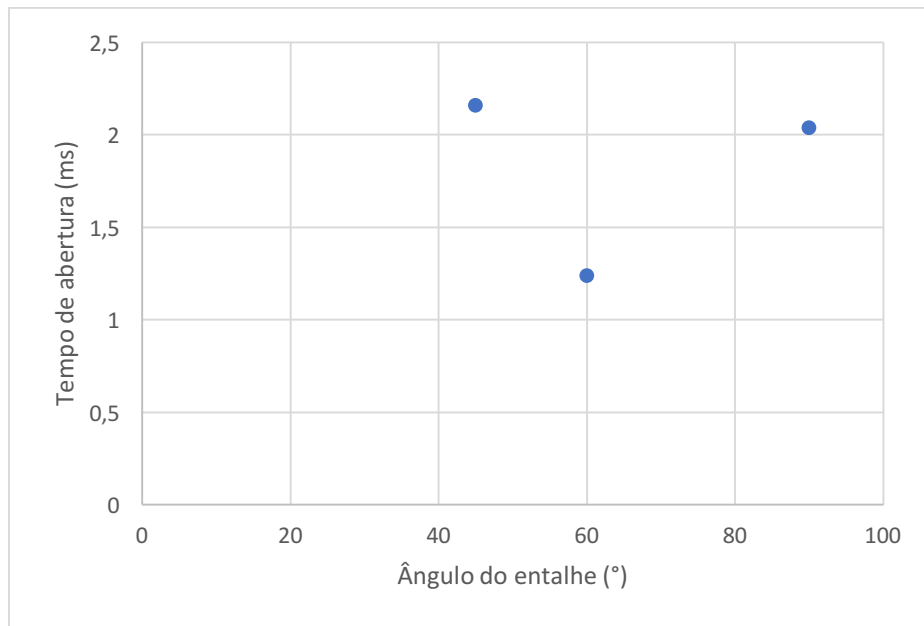


Figura 32 – Tempo de abertura em função do ângulo do entalhe

Os resultados obtidos encontram-se em conformidade com os resultados obtidos no estudo anteriormente realizado no artigo correspondente à referência [4], pelo que se considera validado o estudo realizado.

É ainda realizado o estudo do entalhe com uma abertura de 60° para uma espessura de 0,5 mm. Obtém-se para este caso um tempo de abertura inferior ao ideal.

Como não é possível aproximar o comportamento dos diafragmas pela teoria de placas, e não tendo sido validada a aproximação teórica em experiências similares, utilizou-se o protótipo que para além de nos dar informação das condições no interior da câmara, dá-nos informação do momento em que ocorre a combustão, sendo que, deverá ser nesse instante que ocorre a abertura do diafragma. O instante teórico que se considera de acordo com os dados experimentais é  $1,245 \times 10^{-4}$  s.

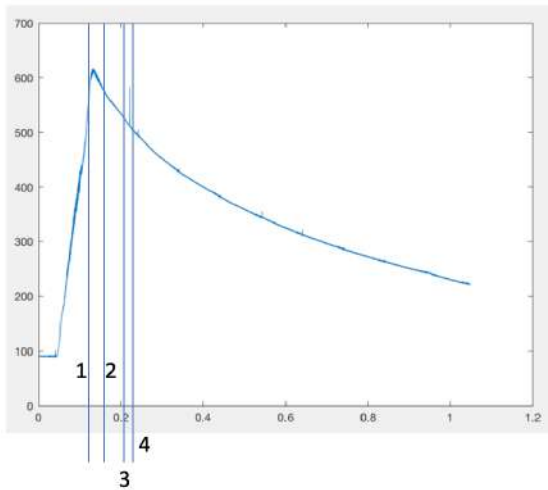
Na tabela 5 apresentam-se os tempos de abertura, sendo que como é expectável, a abertura do diafragma ocorre quando é atingida a tensão de rotura do material.

Tabela 5 – Resultados das simulações em função dos diferentes parâmetros

Ângulo $\alpha$ (°)	Profundidade $e_0$ (mm)	Tempo de abertura (s)
45	1	$2,16 \cdot 10^{-4}$
60	1	$1,24 \cdot 10^{-4}$
60	0,5	$1,61 \cdot 10^{-4}$
90	1	$2,04 \cdot 10^{-4}$

Para melhor ilustrar os instantes em que ocorrem as diferentes aberturas, esquematizou-se na figura 33:





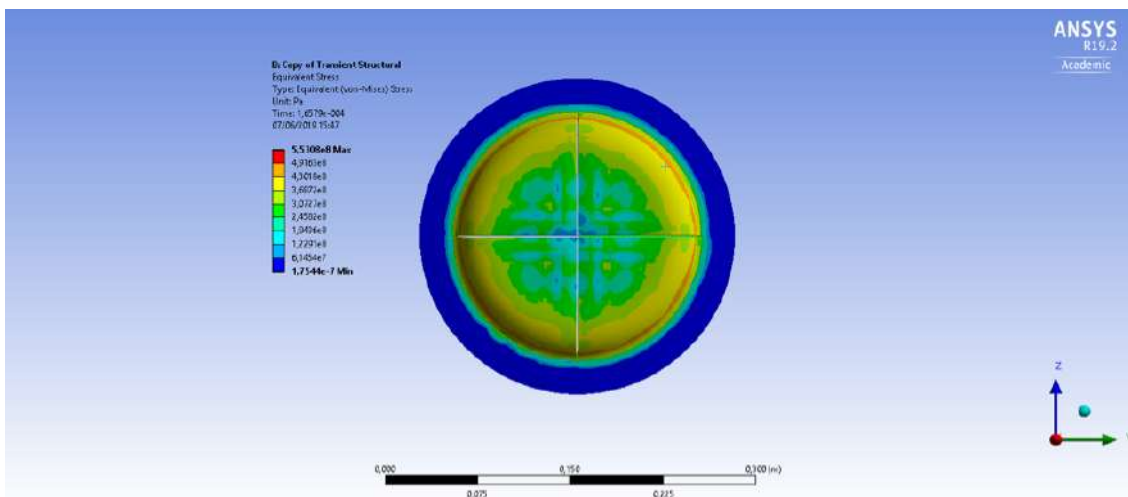
- 1)  $1,24 \cdot 10^{-4}$
- 2)  $1,61 \cdot 10^{-4}$
- 3)  $2,04 \cdot 10^{-4}$
- 4)  $2,16 \cdot 10^{-4}$

Figura 33 – Tempos de abertura e respetivas pressões

O tempo de abertura ótimo verifica-se antes de se atingir o pico de pressão no interior da câmara de combustão, sendo que a pressão ótima de abertura se verifica a cerca de 580 bar. Foi a partir desta mesma análise que se chegou à geometria final do diafragma que, corresponde à geometria que apresenta um ângulo de entalhe de 60° e uma profundidade de 1mm.

Dos resultados obtidos salienta-se que para um ângulo de 45° e uma profundidade de 1mm observa-se uma estricção bastante acentuada das pétalas que reduzem significativamente a sua espessura e que em situações limites poderão soltar-se da zona encastrada e provocar danos ao longo do tubo, risco que deve ser mitigado ao máximo.

Abaixo apresentam-se algumas imagens relativas à simulação respeitantes à geometria final do diafragma.



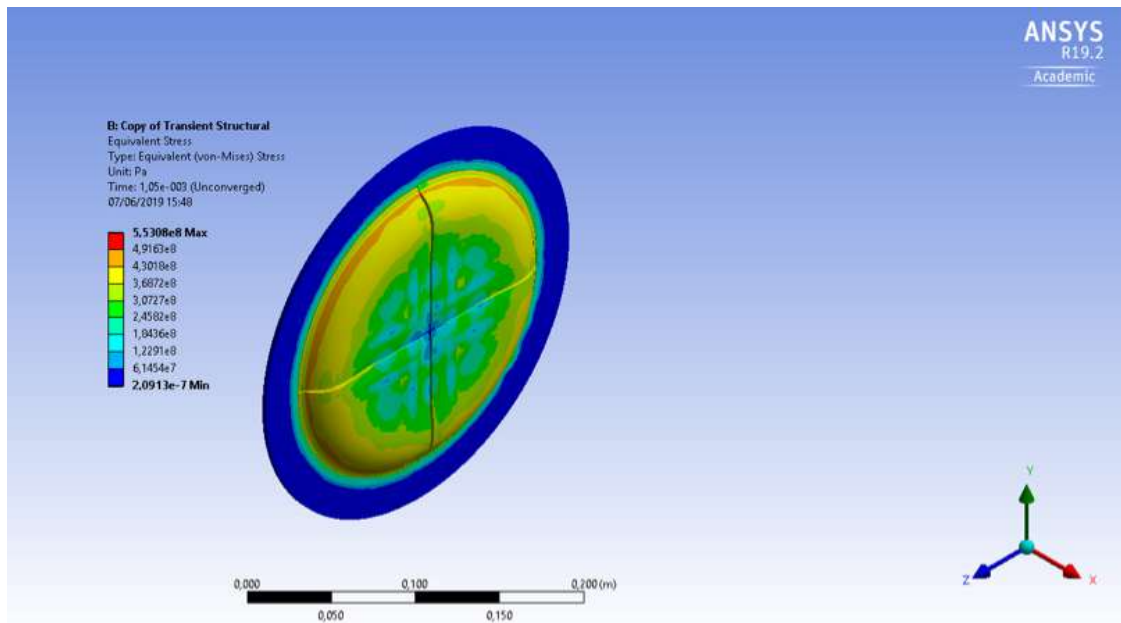


Figura 34 – Resultados Tensão Von Mises para a solução convergente com um ângulo de 60° e uma profundidade de 1 mm

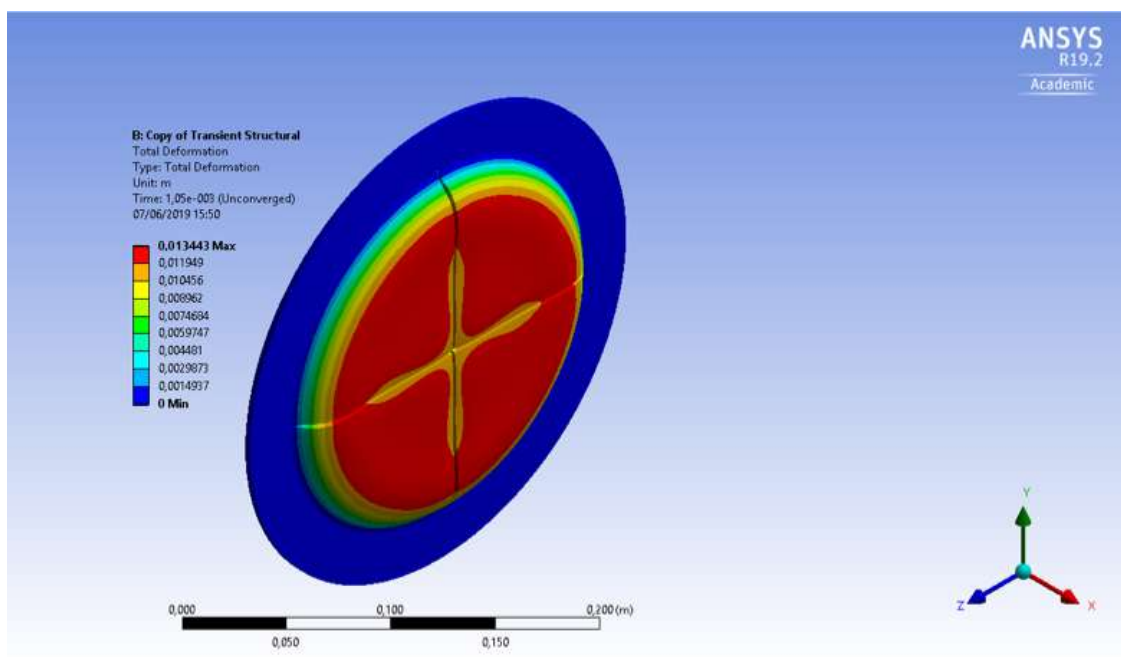


Figura 35 – Resultados deformações para a solução convergente

### 2.3) Processo e método de fabrico

Dada a sensibilidade do tipo de testes que irão ser realizados com o diafragma e o dimensionamento do mesmo, seleccionou-se a electro erosão por penetração em condições de polaridade direta como o processo ideal para obter resultados precisos.

A peça será ligada ao polo positivo e o elétrodo ao polo negativo. Como a peça se trata de um metal condutor o que possibilita o uso deste processo é mergulhada no seio de um líquido dielétrico e os mesmos encontram-se ligados a um gerador de corrente contínua que fornece impulsos de tensão.

O gerador aplica um impulso de tensão que juntamente com a diminuição do gap e com as irregularidades da peça e do elétrodo faz com que exista um local onde o campo elétrico é máximo atraindo as poucas partículas existentes no seio do líquido dielétrico para aí. É a fase de ionização. O elétrodo emite eletrões os quais são atraídos para o ânodo. Nesse trajeto batem nas partículas existentes no seio do líquido dielétrico fazendo com que as mesmas se dissociem dando origem a mais eletrões e iões positivos. Os eletrões são atraídos para o ânodo e os iões para o cátodo, formando-se assim o canal de descarga.

Os eletrões e os iões ao chocarem vão transformar a sua energia cinética em energia calorífica levando à fusão e vaporização quer do material da peça quer do elétrodo.

Vai-se formando uma bolha de vapor crescente a delimitar o referido canal de descarga e se nada se fizesse, a maquinagem continuar-se-ia a dar nesse mesmo sítio, que de mais rugoso passa a ser o de depressões alinhadas e também apresentaria menor eficiência, pois seria embater em material em fusão. Para que a maquinagem ocorra uniformemente por toda a superfície, o circuito elétrico é interrompido.

Com isso dá-se a implosão da bolha de vapor e o líquido dielétrico invade o canal de descarga varrendo todo o material em fusão e solidificando-o. O movimento do líquido dielétrico, denominado lavagem, retira as partículas erodidas da zona e posteriormente do tanque de modo a serem retidas pelos filtros e desse modo o líquido permanece dielétrico evitando a ocorrência de curtos-circuitos e descargas anómalas no processo. A lavagem para além disso ainda permite refrigerar a peça e o elétrodo para que mantenham o rigor dimensional.

Como referido em secções anteriores, dado o elevado número de diafragmas que irão ser utilizados ao longo do tempo estimado de vida do ESTHER o processo de electro erosão para além de dispendioso em termos monetários torna-se pouco eficiente para dar resposta à necessidade de fabrico.

Numa primeira abordagem a esse problema foi sugerido um protótipo que permite o fabrico dos diafragmas no próprio laboratório de fácil manuseamento e o qual requer pequenos tempos de fabrico.

A proposta apresenta-se abaixo, esquema que foi proposto aos responsáveis do ESTHER.

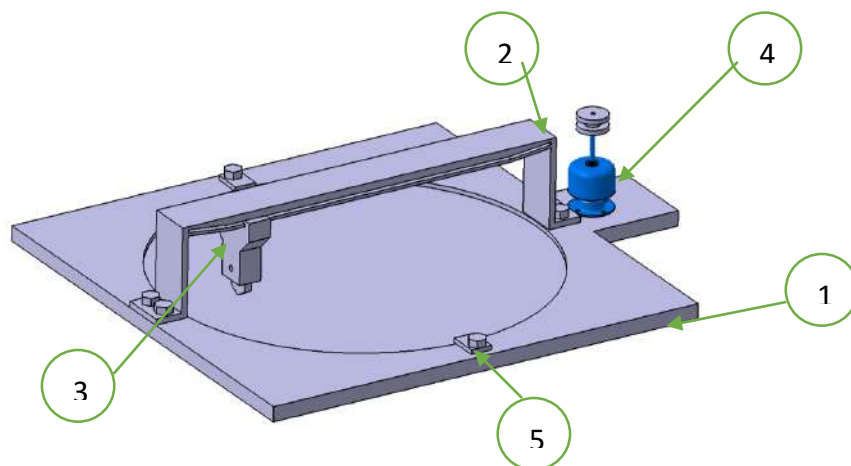


Figura 36 – Mecanismo proposto para fabrico dos diafragmas

O referido mecanismo é constituído por:

- 1) Placa
- 2) Calha
- 3) Indentador
- 4) Motor
- 5) Fixadores

O funcionamento deste mecanismo consiste em:

- 1) O diafragma é inserido na placa e fixo com os fixadores;
- 2) O motor aciona o indentador que começa a mover-se pela calha, iniciando o desbaste no diafragma na zona onde se colocou um desnível na calha, sendo que, o indentador fornece uma pressão específica que permite o arranque de apara;
- 3) Depois de efetuado o desbaste, o diafragma é rodado manualmente cerca de 45° repetindo-se a operação.

A ideia é rapidamente abandonada, uma vez que a precisão de fabrico necessária para os diafragmas não seria possível de atingir com um mecanismo deste tipo.

O processo viavelmente económico e que satisfaria a necessidade de componentes a fabricar seria uma fresa de topo. Esta solução é a que irá ser utilizada aquando do fabrico dos diafragmas, no entanto, salienta-se que a mesma não garante a precisão necessária pelo que a mesma poderá afetar o resultado a obter nos ensaios experimentais.

## 2.4) Discussão de Resultados

Na análise não linear foram atingidos níveis de tensão na ordem dos 65 GPa, valores muito elevados que se explicam por estarmos a impor ao material uma deformação linear elástica. O perfil das tensões obtido neste caso é uma rampa com declive igual ao Modulo de Young do material.

Na análise que considera um perfil bi-linear de tensão-extensão, as tensões obtidas são baixas, ultrapassam o valor da tensão de cedência do material, no entanto ficam bastante longe da tensão de rotura, o que seria de esperar uma vez que segundo este perfil, a seguir à tensão de cedência o material entra de imediato em deformação plástica.

Os valores das tensões obtidas na análise que considera o perfil multi-linear de tensão-extensão do material são bastante próximos do que seria de esperar, o que tendo em conta o este perfil é o mais próximo do real, indica que esta será a solução admissível.

Embora as condições que foram tidas em conta na análise transiente estrutural sejam bastante próximas da situação real, não foi modelado o fluído e o escoamento, que tornariam em especial a análise multi-linear com níveis de deformação superiores, visto que o fluído aquando da abertura da membrana, continuaria a impor deformação na pétala. Esses resultados serão discutidos numa secção posterior em que se analisará também qual o perfil que qualitativamente melhor descreve o comportamento da membrana e por outro qual o perfil de tensão-extensão melhor descreve o nível de tensões na membrana.

A geometria final a que se chegou corresponde a um ângulo de abertura de  $60^\circ$  e uma profundidade de 1 milímetro. O diafragma apresentará dois rasgos ao longo de comprimento 200 mm correspondente ao diâmetro da área do diafragma exposto ao fluxo.

Salienta-se que as indentações deverão ser feitas a  $45^\circ$  em relação à direção de maquinaria da chapa pois é a direção preferencial para as tensões de corte

O processo de fabrico selecionado como ideal corresponde à eletro-erosão por penetração em condições de polaridade direta, pois esta é a única que não produz efeitos locais, como por exemplo escoamento de material ou má defeitos superficiais típicos de processos convencionais de corte por arranque de aparas.



### 3) Conclusões e Desenvolvimentos Futuros

Neste documento apresenta-se o projeto dos diafragmas e de alguns componentes do tubo de choque ESTHER. Neste projeto foi utilizado a análise numérica recorrendo ao Método dos Elementos Finitos, MEF, (método numérico) para a determinação dos parâmetros em estudo no caso do diafragma utilizando a análise transiente-estrutural que permite prever o comportamento do objeto em estudo após rotura.

Estando na presença de um superfluido, apresenta-se como valor teórico para validação dos parâmetros geométricos o tempo até ocorrer a combustão, valor que foi obtido experimentalmente numa câmara protótipo. Os valores obtidos para o tempo de abertura expectável, tendo em conta todas as simplificações tomadas encontra-se de acordo com o que se obteve experimentalmente pelo que a teoria é validada. O MEF é um método que dá resultados com muito detalhe e com muita precisão, mas que também requer sentido crítico de quem usa o método para poder interpretar os resultados obtidos. Toda a estrutura encontra-se sobre dimensionada, de forma a obter-se segurança e precisão.

Também foram dimensionados e concebidos alguns componentes do tubo de choque. Em estudos futuros poderá otimizar-se e automatizar-se o método de determinação de parâmetros de forma a que se possa utilizar materiais diferentes no diafragma assim bem como a opção de colocar mais do que dois entalhes. Embora o preço do material utilizado seja reduzido, constitui-se um novo desafio a tentativa de utilização de um novo material.

Não tendo sido possível realizar uma análise de convergência da malha dado o peso de cada análise, como trabalho futuro, poderia ser otimizada a análise de forma a que se possa fazer esta análise.

Em relação ao método de fabrico dos diafragmas optou-se por se adquirir uma CNC que permitirá fabricar os diafragmas nas próprias instalações de forma a reduzir o custo de fabrico dos mesmos, embora essa alternativa não seja a ideal face à sensibilidade do estudo.

Sendo a ESA uma referencia a nível mundial na investigação aeroespacial e o IPFN uma referência em investigação em Portugal e no mundo, foi um privilégio poder participar nesta investigação que me enriqueceu enquanto engenheiro porque contactei com um projeto muito desafiante que me proporcionou uma análise critica e por outro lado me permitiu o contacto com erros de fabrico e o contacto com a área fabril que num contexto de universidade não seria possível antes de terminar um curso superior.





## 4) Referências Bibliográficas

[1] Yamaki, Y. Rocker, R.J. "Experimental Investigation of Circular Flat, Grooved and Plain Steel Diaphragms Bursting Into a 30.5-Centimeter-Square Section", NASA TM X-2549, NASA Langley Research Center, May 1972.

[2] Rodrigues J., Martins P.; Tecnologia Mecânica Vol I – Fundamentos Teóricos; Escolar Editora, 2ª Edição;

[3] Henderson, R.W.: "An Analytical Method for Design of Scored Rupture Diaphragms for Use in Shock and Gun Tunnels", Technical Memorandum No. APL-TG-902. Johns Hopkins Univ. Laurel MD Applied Physics Lab., March 1967;

[4] Drewry, J.E.; and Walenta, Z.A.: "Determination of Diaphragm Opening-Times and Use of a Diaphragm Particle Traps in Hypersonic Shock Tube." UTIAS Tech. Note No.90, Inst Aerosp Studies, Univ of Toronto, June 1965;

[5] Sympson, C.J.S.M.; Chandler, T.R.D.; and Bridgeman, K.B.: "Measurement of Opening Times of Diaphragms in a Shock Trajectories." NPL Aero Rep. 1194, Brit. A.R.C., May 1966;

[6] website [matweb.com](http://matweb.com), consultado em Julho, 2019;

[7] ASTM E8/E8M -09 Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials;

[8] [https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/0/0c/Stress\\_v\\_strain\\_Aluminum\\_2.png](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/0/0c/Stress_v_strain_Aluminum_2.png), consultado no dia 4/5/2019;

[9] <http://www.onzedinheiros.lel.br/peca.asp?ID=1541411&ctd=8&tot=89&tipo=6>, consultado no dia 22/06/2019;

[10] Edwards D.G., "The Bursting Pressure of Metal Diaphragms in Square Section Shock Tubes." The Aeronautical Journal, 74(709), 1970, pp. 57-58.

[11] Amstrong A.J.; Watson R.: "Bursting Characteristics of Thin Metal Diaphragms in Shock Tubes." In Mechanical Engineering, ASME, 88(4), 1966, pp. 86.

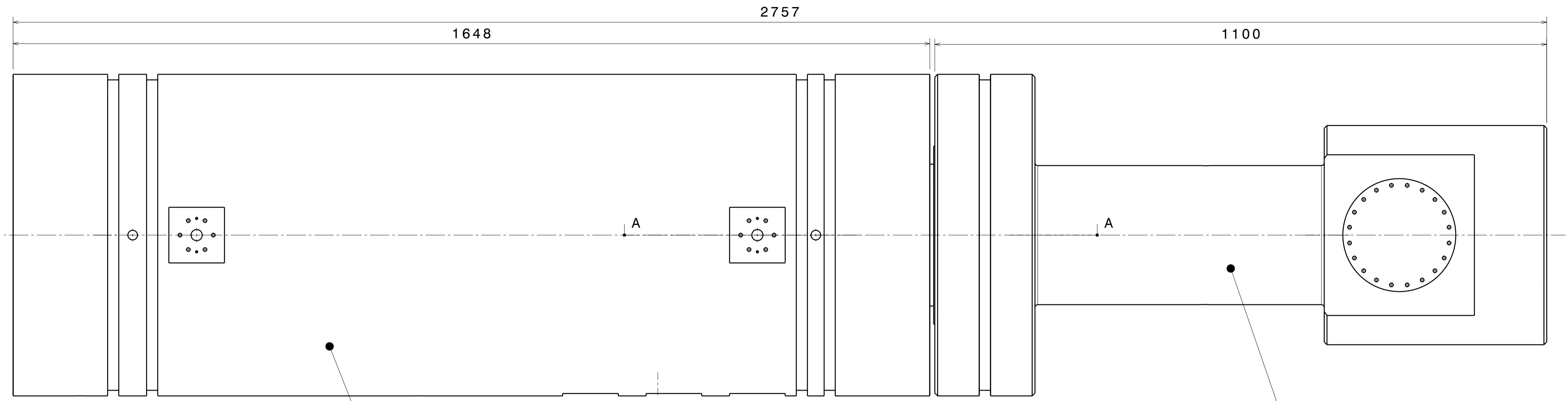
[12] Wilson J.: "A Rough Calculation of Shock-Tube Diaphragm Opening Times", Royal Aircraft Establishment, January, 1963

[13] [https://en.wikipedia.org/wiki/Critical\\_point\\_\(thermodynamics\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Critical_point_(thermodynamics)), consultado no dia 15/06/2019

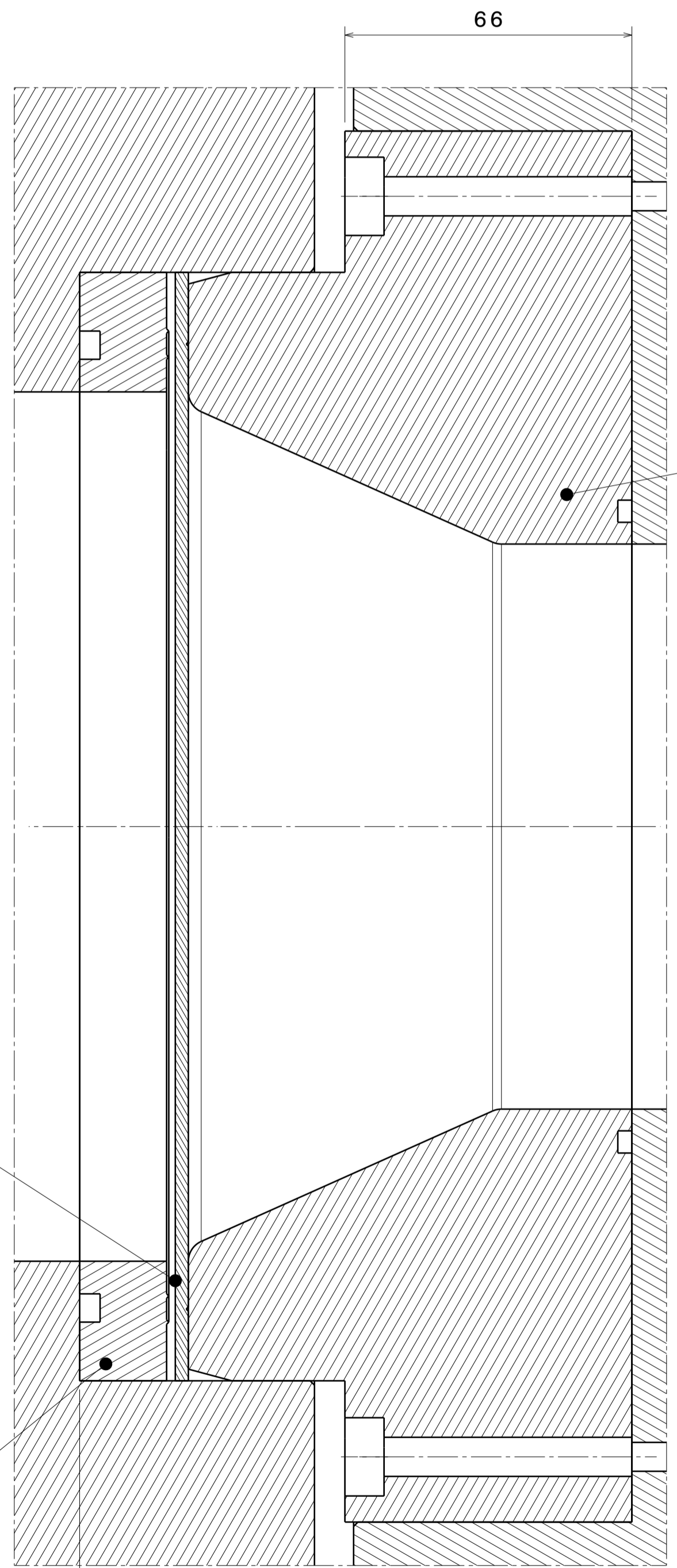
[14] Budynas G. R.; Nisbett J. K., "Shigley's Mechanical Engineering Design." 2008, Mc Graw Hill Education, 10ª Edição em Unidades SI, ISBN 978-007-125763-3.

[15] Hamrock B., Jacobson B., Schmid S. "Fundamentals of Machine Elements – Second edition", 2004 McGraw-Hill ISBN 978-007-125794-7

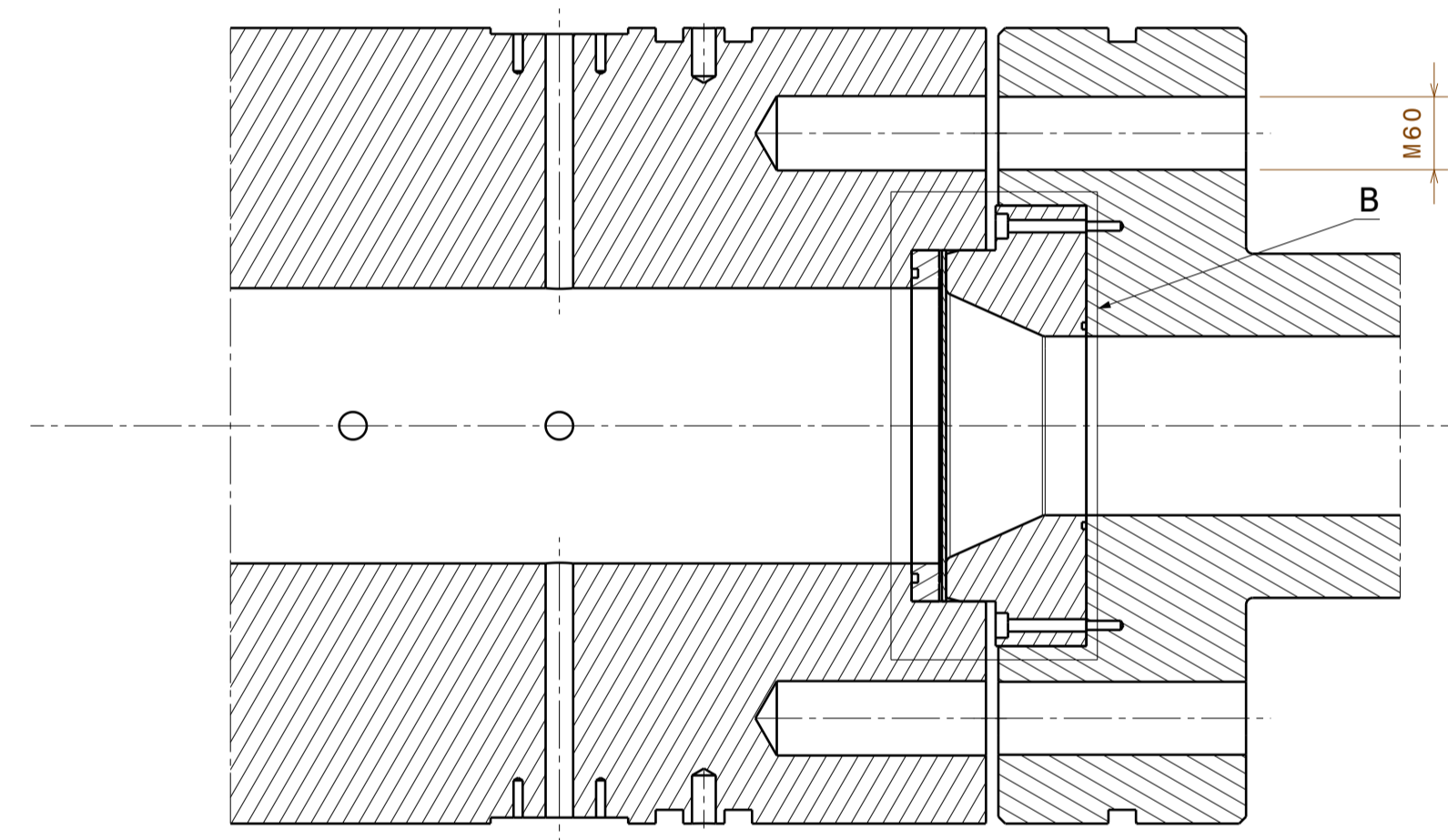
## 5) Anexos



Front view  
Scale: 1:5




Detail B  
Scale: 1:1



Section view A-A  
Scale: 1:5

Quantity	Part N°	Part Identification	Material	Revision
1	1	Diaphragm Holder Nozzle CC-CT	AISI F51	-
1	2	membrane CC	AISI 304 L	-
1	3	Entretoise 1 membrane CC	AISI F51	-
1	4	CT1	AISI F51	-
1	5	CC3	AISI F51	-

		<b>European Shock Tube for High Enthalpy Research</b>	
DRAWN BY Francisco Afonso		DATE 03/07/2018	
CHECKED BY M. Lino da Silva		DATE 29/06/2018	
DESIGNED BY Chikhaoui/Félio/ Lino da Silva/Smith		DATE 27/06/2018	
SCALE 1:5		WEIGHT (kg) 3,706.69	
SIZE A1		REV 11	
SHEET 1/1		DRAWING TITLE CC3-CT1 w/ Diaphragm	

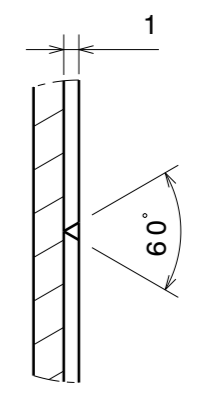
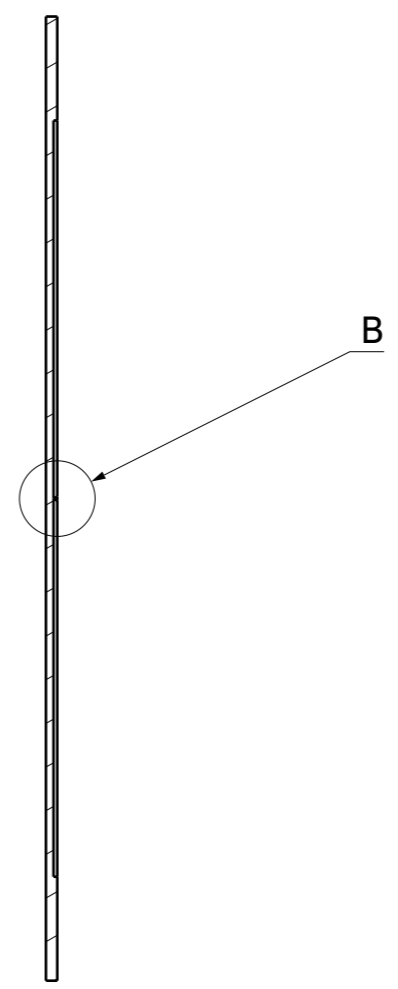
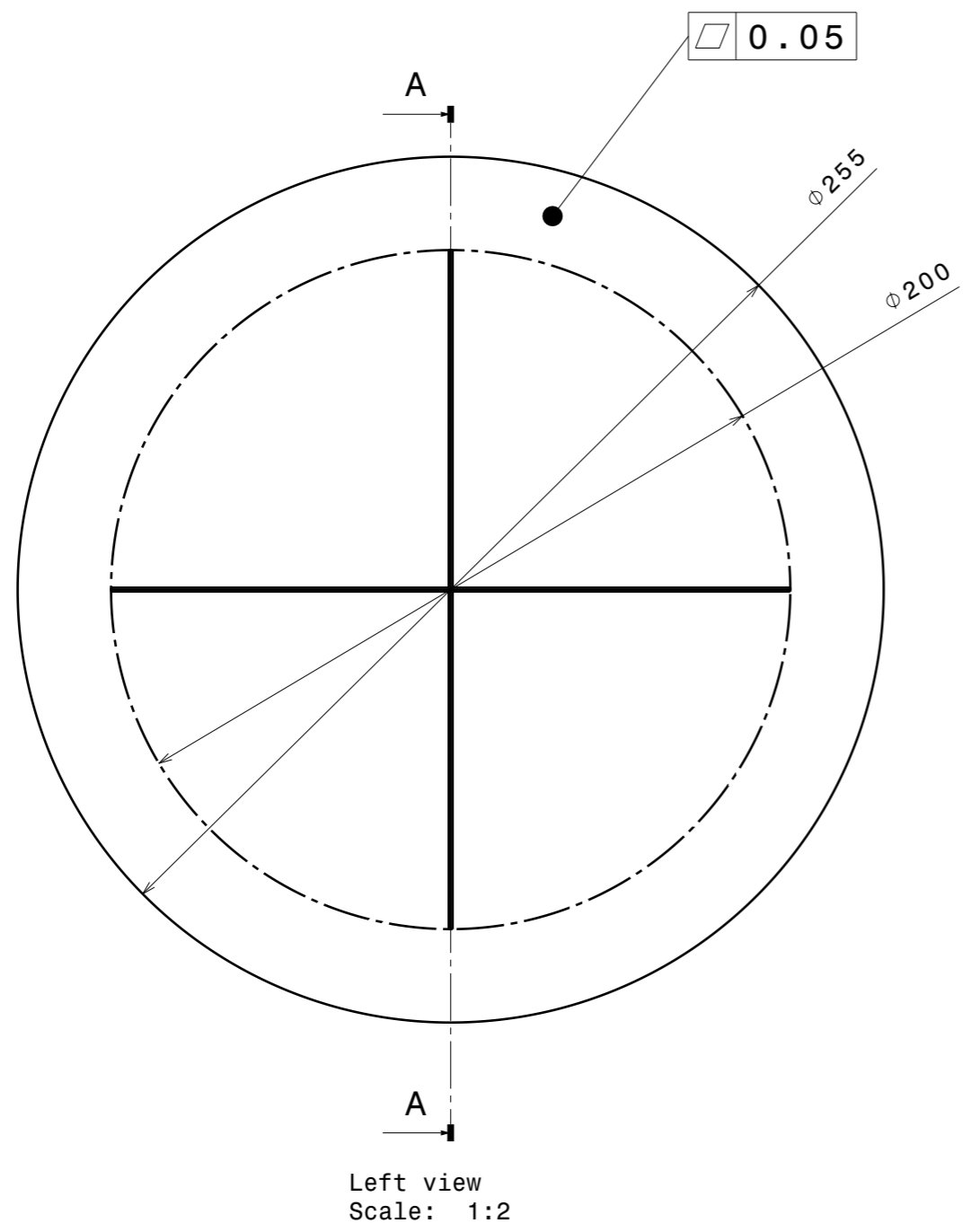
H G F E D C B A


4

3

2

1



 <b>ipfn</b> <small>INSTITUTO DE PLASMAS E FUSÃO NUCLEAR</small>		<b>mebrane cc</b>				
DRAWN BY		DATE		DRAWING TITLE		
Francisco Afonso		07/10/2019				
CHECKED BY		DATE		Membrane cc		
M. Lino Silva		08/10/2019				
DESIGNED BY		DATE		SIZE	DRAWING NUMBER	REV
Francisco Afonso		07/10/2019		A3		X
		SCALE	1:1			SHEET 1/1

H G F E D C B A

4

3

2

1

H G F E D C B A

4

4

3

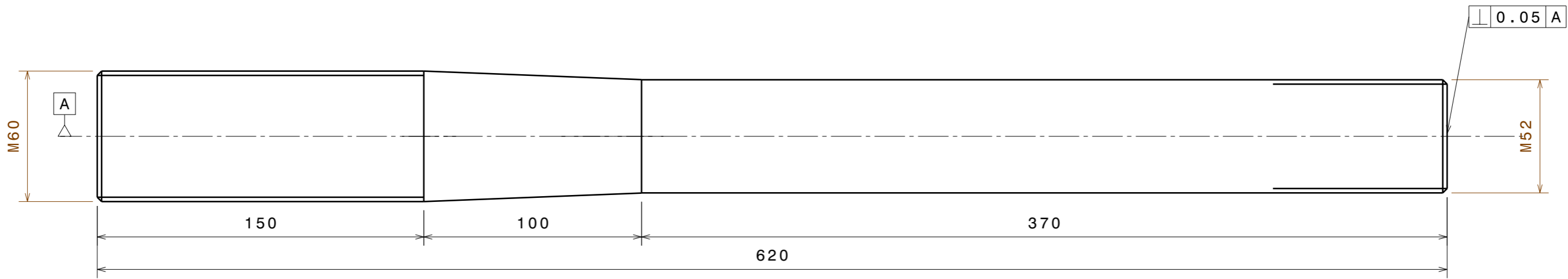
3

2

2

1

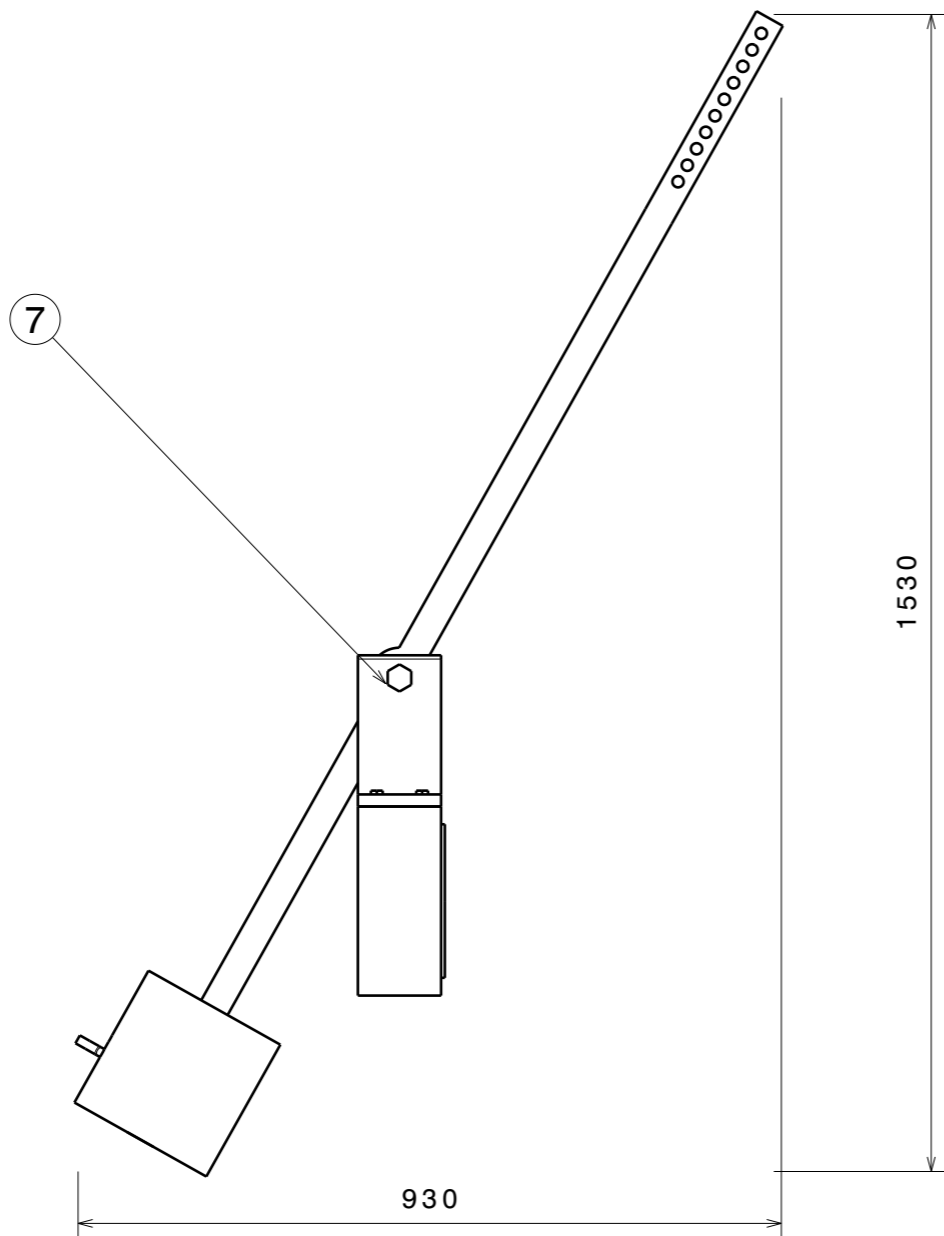
1



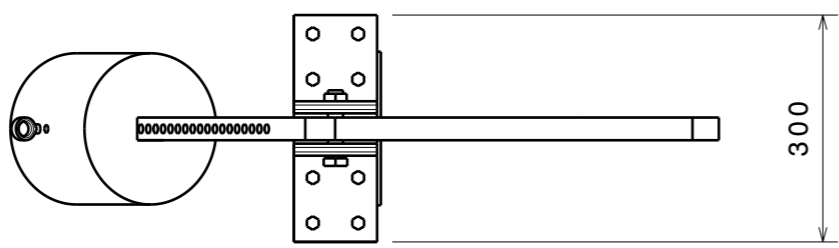
Front view  
Scale: 1:2

		<b>European Shock Tube for High Enthalpy Research</b>			
DRAWN BY Francisco Afonso		DATE 11/07/2019		Screw_CC3-CT1/ST1	
CHECKED BY M. Lino da Silva		DATE 11/07/2019		SIZE <b>A3</b>	Material: <b>AISI M238</b>
DESIGNED BY Francisco Afonso		DATE 17/06/2019		SCALE 1:2	WEIGHT(kg) 1,42
				REV <b>12</b>	SHEET 1/1

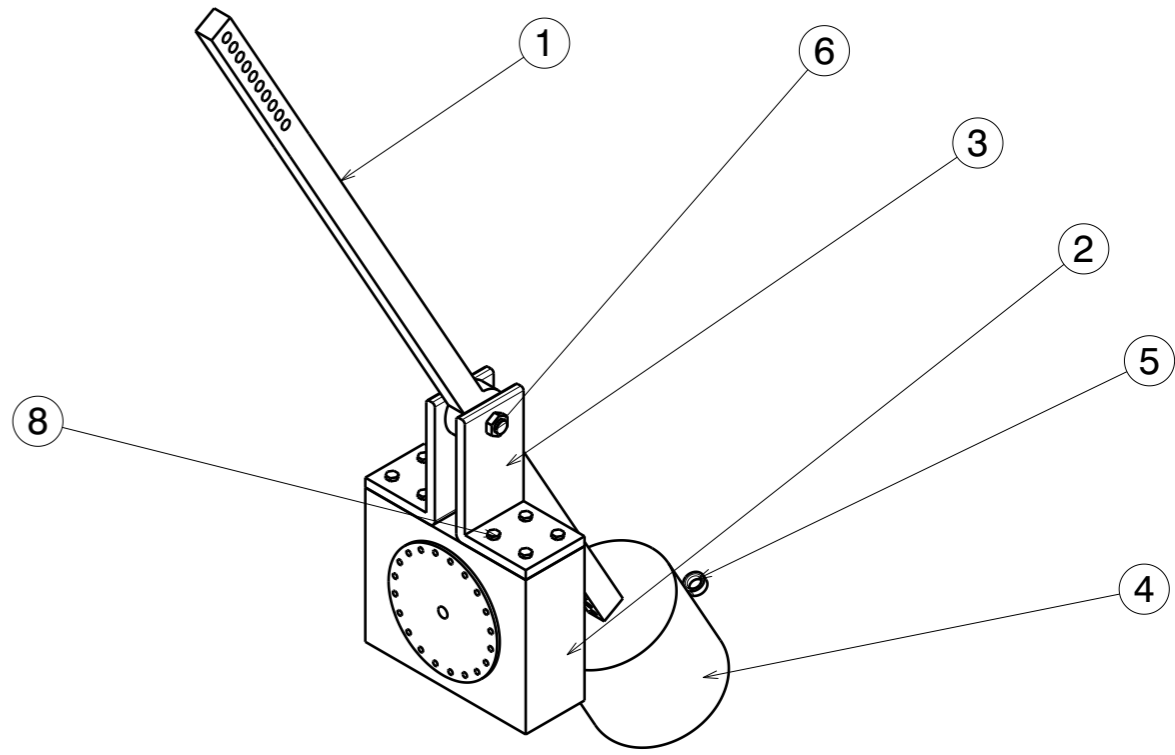
H G B A



Bottom view  
Scale: 1:10




Front view  
Scale: 1:10



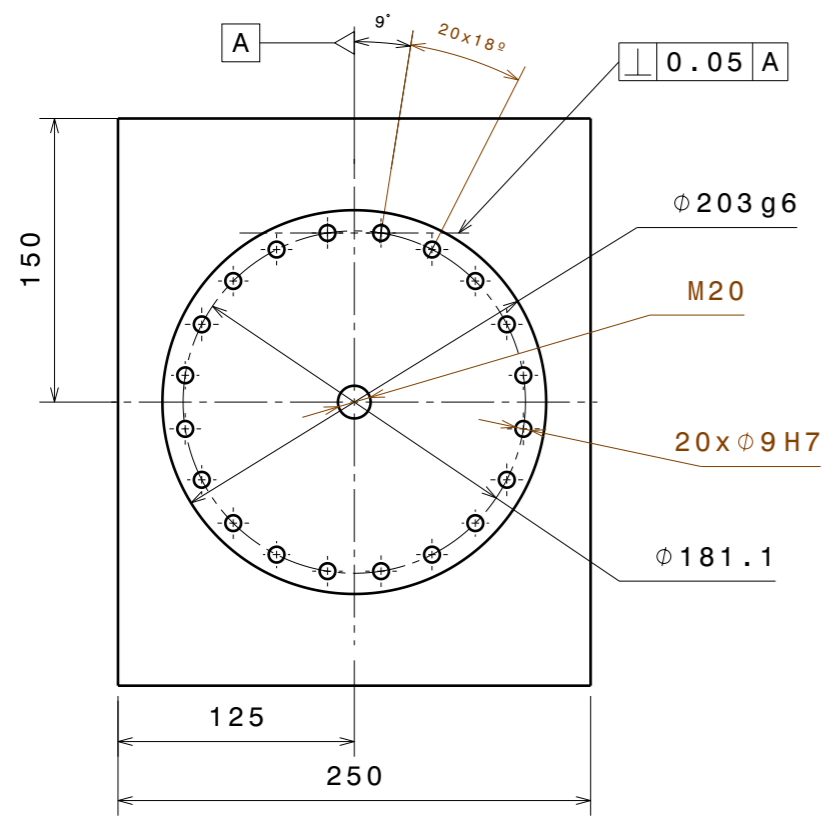
Isometric view  
Scale: 1:10

Qt.	Part identification	Part N <sup>o</sup>	Material	Sheet
1	Equilibrium mechanism Arm	1	AISI 304L	4/5
2	Cantoneira	3	AISI 304L	3/5
1	Equilibrium mechanism support	2	AISI 304L	2/5
1	Equilibrium Mechanism Weight	4	AISI 304L	5/5
1	ISO 7412 M20x90 - 8.8	7	-	-
1	DIN 934 ISO1891-1979 M20x1,5	6	-	-
1	Weigh fixative screw	5	AISI 304L	-
8	ISO 7412 M10x50 - 8.8	8	-	-
-	-	CATPart	-	-

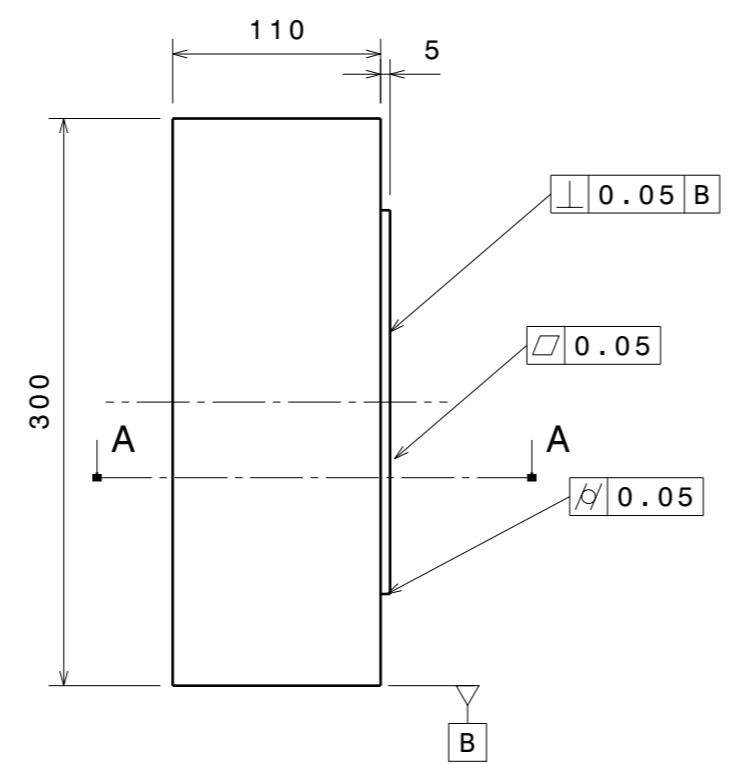
		<b>European Shock Tube for High Enthalpy Research</b>		
<b>DRAWN BY</b> Francisco Afonso	<b>DATE</b> 25/06/2019	<b>Equilibrium Mechanism</b>		
<b>CHECKED BY</b> M. Lino da Silva	<b>DATE</b> 25/06/2019	<b>SIZE</b> A3	<b>Materials:</b> Various	<b>REV</b> 12
<b>DESIGNED BY</b> Francisco Afonso	<b>DATE</b> 03/06/2019	<b>SCALE</b> 1:10	<b>WEIGHT(kg)</b> 17,29	<b>SHEET</b> 1/5

H G F E D C B A

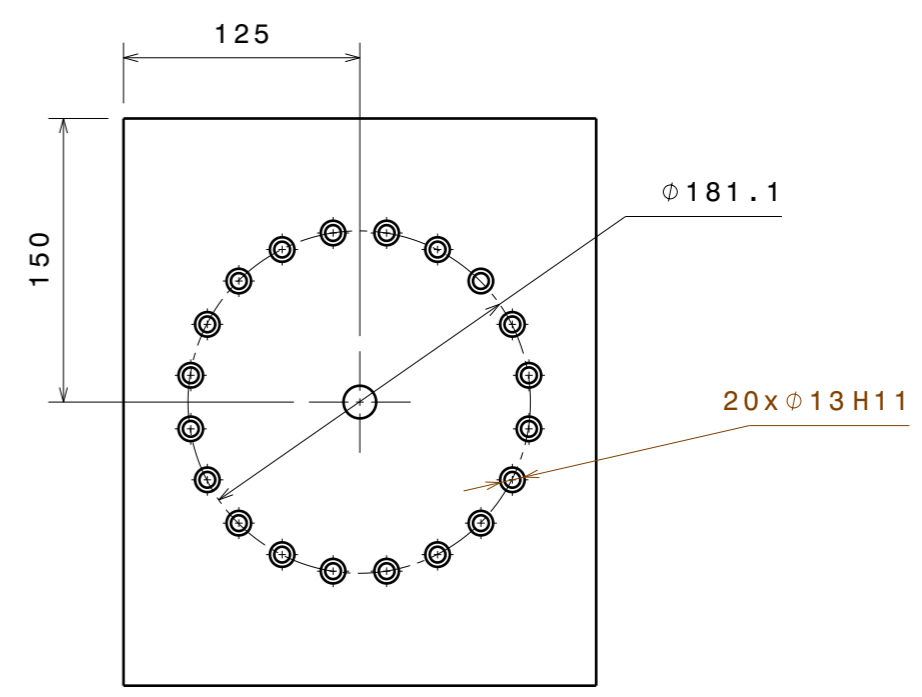
4



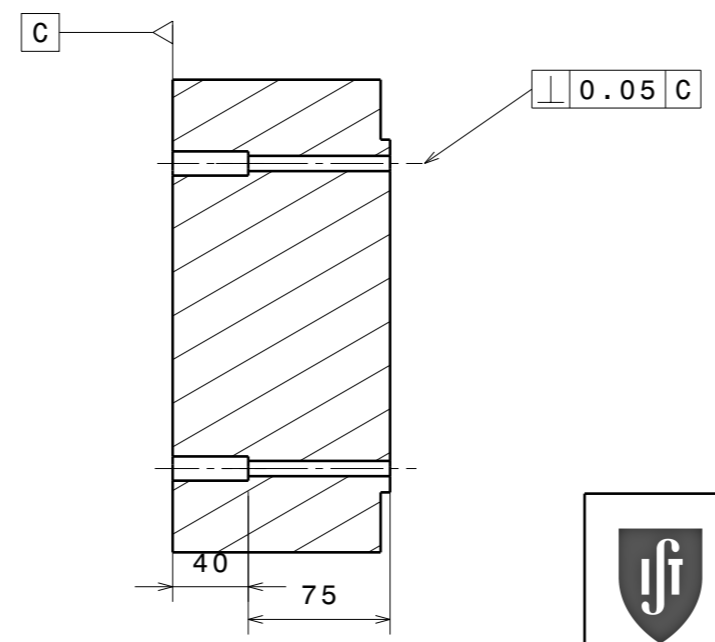
Right view  
Scale: 1:4



Front view  
Scale: 1:4



Left view  
Scale: 1:4




Section view A-A  
Scale: 1:4

3

2

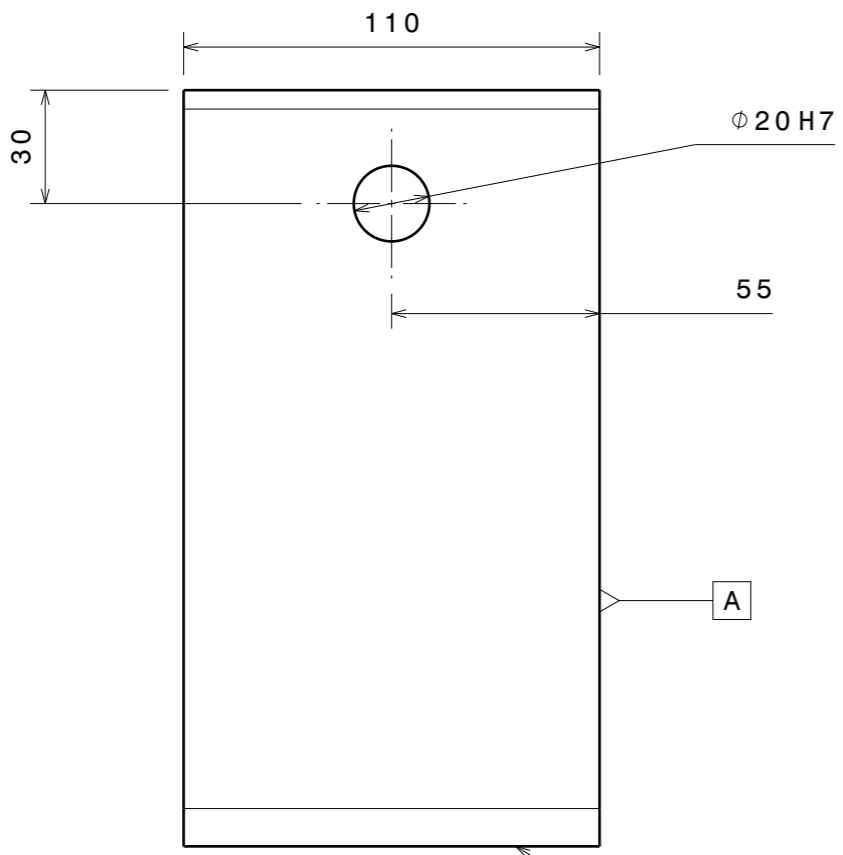
1

H G F E D C B A

		<h3>European Shock Tube for High Enthalpy Research</h3>		
DRAWN BY		DRAWING TITLE		
Francisco Afonso		Equilibrium mechanism Support		
DATE		SIZE	Material:	REV
24/06/2019		A3	AISI 304L	12
CHECKED BY		SCALE	WEIGHT (kg)	SHEET
M.Lino da Silva		1:4	9,84	2/5
DATE				
03/06/2019				
DESIGNED BY				
Francisco Afonso				

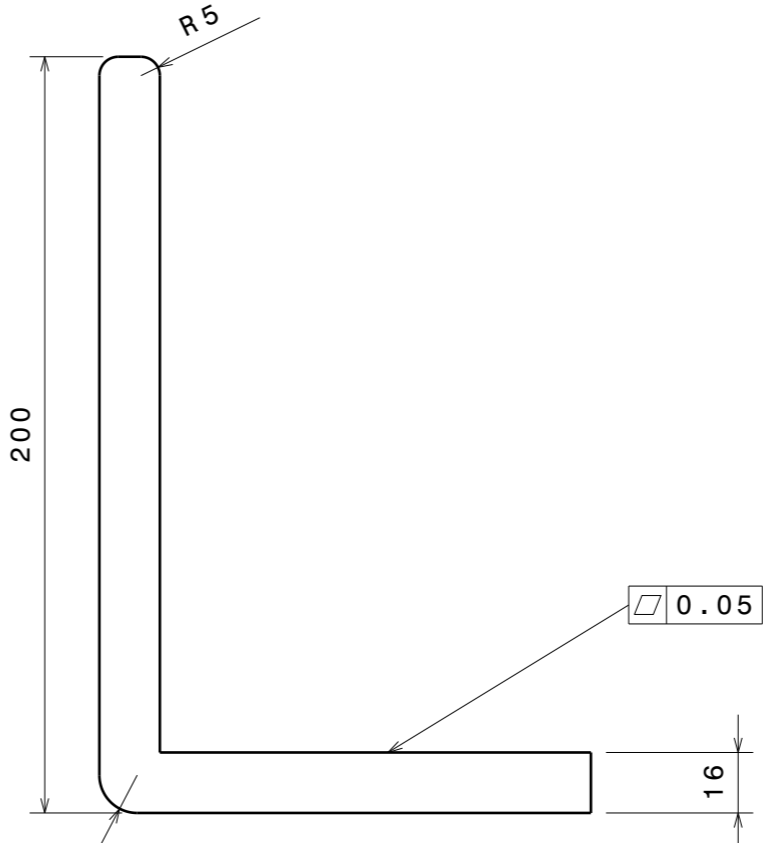


H G F E D C B A

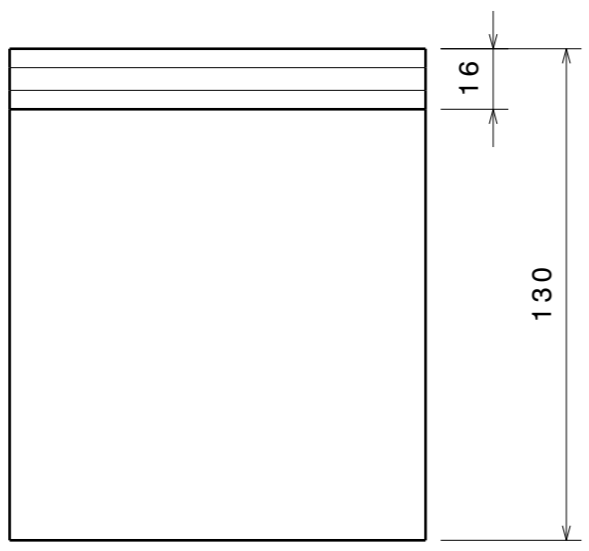


Front view  
Scale: 1:2


0.05 A



Right view  
Scale: 1:2



Top view  
Scale: 1:2

		<b>European Shock Tube for High Enthalpy Research</b>			
DRAWN BY Francisco Afonso		DATE 24/06/2019		Material: AISI 304L	
CHECKED BY M. Lino da Silva		DATE 24/06/2019		SIZE <b>A3</b>	
DESIGNED BY Francisco Afonso		DATE 03/06/2019		DRAWING NUMBER <b>Cantoneira</b>	
		SCALE 1:2		WEIGHT (kg) 0,54	
				SHEET 3/5	
				REV <b>12</b>	

4

3

2

1

4

3

2

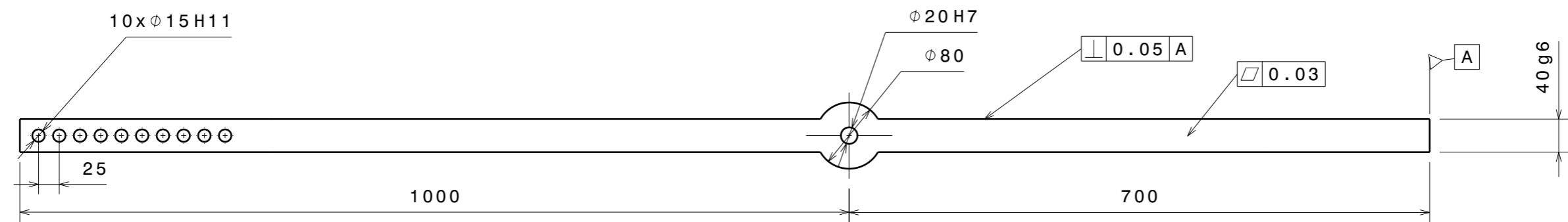
1

H G F E D C B A

H G F E D C B A

4

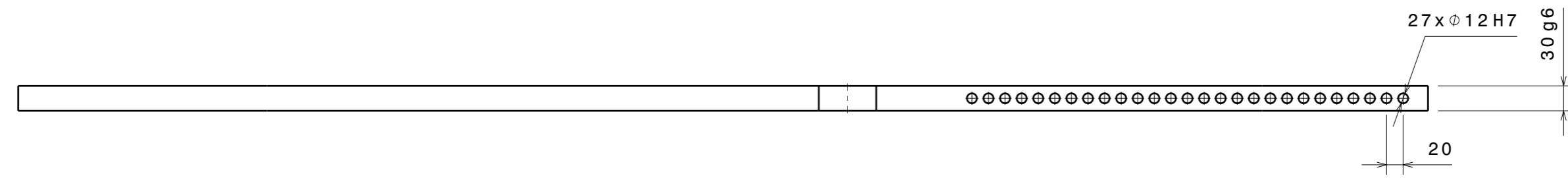
4



Front view  
Scale: 1:6

3

3



Right view  
Scale: 1:6

2

2

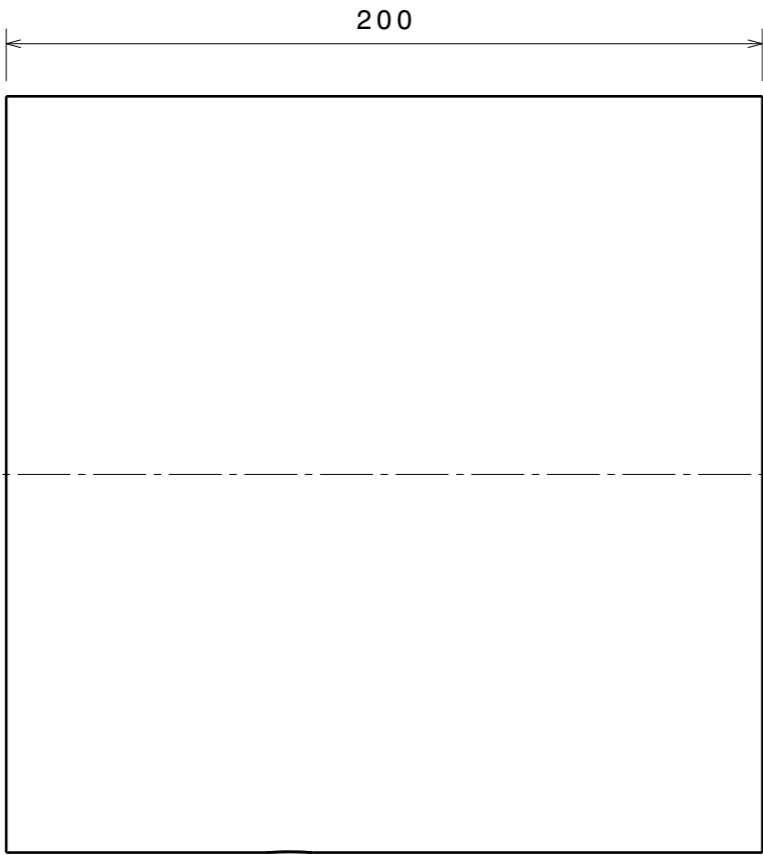
1

1

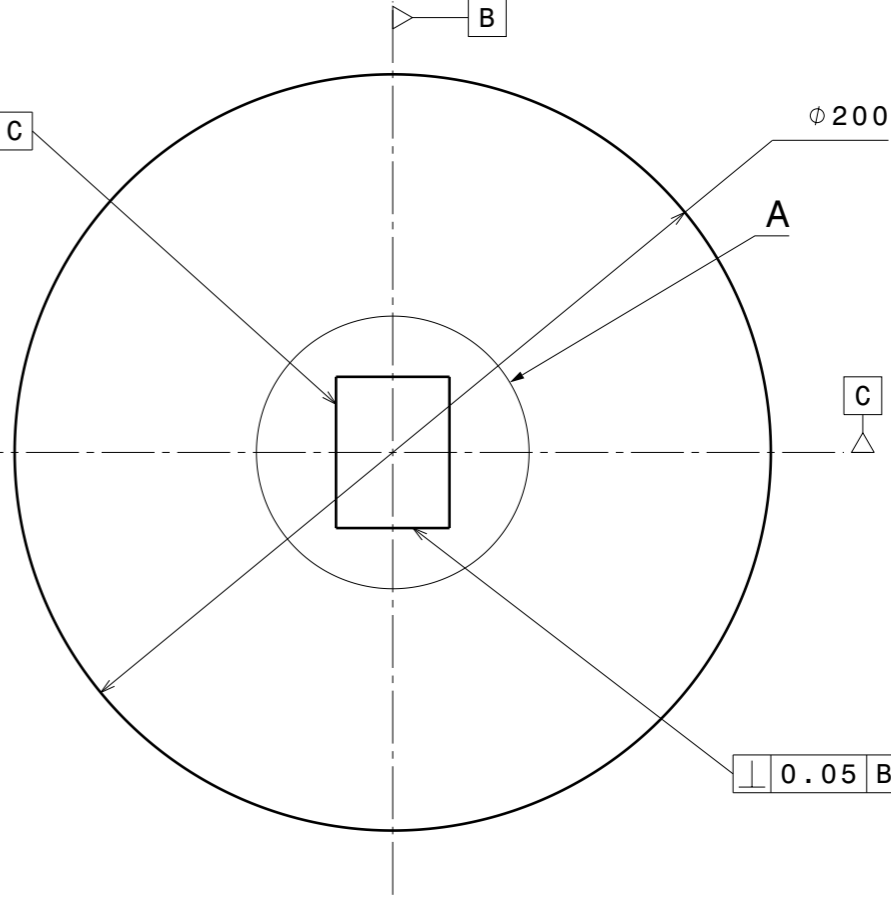
		<h2>European Shock Tube for High Enthalpy Research</h2>			
<b>DRAWN BY</b> Francisco Afonso		<b>DATE</b> 25/06/2019		Equilibrium Mechanism Arm	
<b>CHECKED BY</b> M. Lino da Silva		<b>DATE</b>			
<b>DESIGNED BY</b> Francisco Afonso		<b>DATE</b> 03/06/2019		<b>SIZE</b> A3	<b>Material:</b> AISI 304L
		<b>SCALE</b> 1:6	<b>WEIGHT (kg)</b> 1,91	<b>SHEET</b> 4/5	<b>REV</b> 12

H G B A

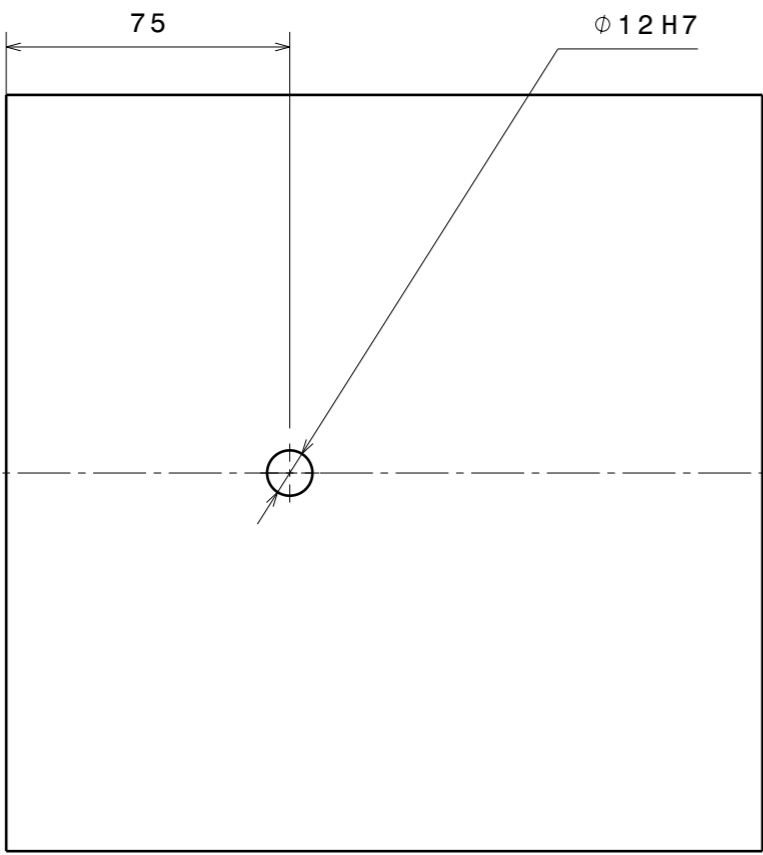
H G F E D C B A



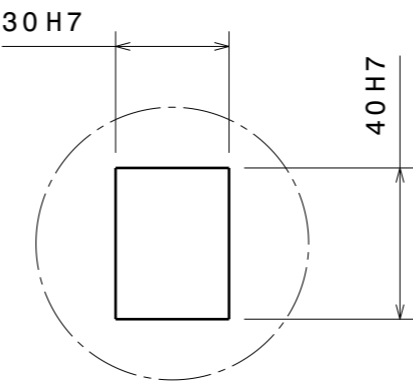
Front view  
Scale: 1:2




Left view  
Scale: 1:2



Top view  
Scale: 1:2



Detail A  
Scale: 1:2

		<p>European Shock Tube for High Enthalpy Research</p>			
<p>INSTITUTO DE PLASMAS E FUSÃO NUCLEAR</p>		<p>Equilibrium Mechanism Weight</p>			
<p>DRAWN BY</p> <p>Francisco Afonso</p>	<p>DATE</p> <p>25/06/2019</p>	<p>SIZE</p> <p><b>A3</b></p>	<p>Material:</p> <p><b>AISI 304L</b></p>	<p>REV</p> <p><b>X</b></p>	
<p>CHECKED BY</p> <p>M. Lino da Silva</p>	<p>DATE</p> <p>25/06/2019</p>	<p>SCALE</p> <p>1:2</p>	<p>WEIGHT (kg)</p> <p>6,03</p>	<p>SHEET</p> <p>5/5</p>	
<p>DESIGNED BY</p> <p>Francisco Afonso</p>	<p>DATE</p> <p>03/06/2019</p>				

H G B A

# Relatório Dimensional

Dimensional Report

<b>Relatório Nº.</b> / Report N°:	17SES779_018
<b>Projecto</b> / Project:	17SES779
<b>Página</b> / Page:	1 / 3

**Cliente** / Client: SETOFRESA & ASSOCIADOS INDUSTRIA METALOMECANICA LDA

**Morada** / Address: Sapal do Moinho Novo – Mitrena - Apartado 213,2901-901 MITRENA - SETÚBAL Portugal

**Padrões de Trabalho** / Standards: LaserTracker FARO Vantage

**Cod.** / S.N.: V01001304501

**Rastreabilidade** / Traceability: De acordo com os procedimentos internos da S4Metro  
According to S4Metro internal procedures.

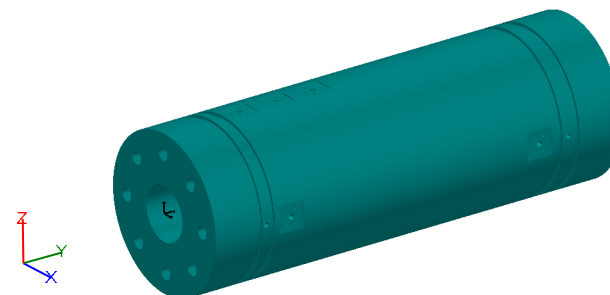
**Condições de Referência** / Reference Conditions:

<b>Temperatura</b> / Temperature:	<b>Humidade Relativa</b> / Relative Humidity:
PRODUCTION TEMPERATURE 16°C COMPENSATED	57%

**Método de Medição** / Measuring Method:

De acordo com as especificações do Cliente.  
According to Client specification.

**Notas** / Notes:



**Descrição do Item Ensaiado** / Description of Item to Measure:

CC3

**Informação Adicional do Item** / Item Additional Information:

**Data de Recepção** / Reception Date:

**Data de Medição** / Measure Date: 26-11-2018

**Relatório Emitido em** / Report Issued on: 27-11-2018

**S4Metro - Solutions4Metrology, Lda.**

Parque Empresarial Pinhal do Forno, Lote D1  
Barra Cheia - Alhos Vedros  
2860-023 Alhos Vedros  
Portugal

www.solutions4metrology.com

info@solutions4metrology.com



**O Técnico** / The Technician:

JSEQUEIRA

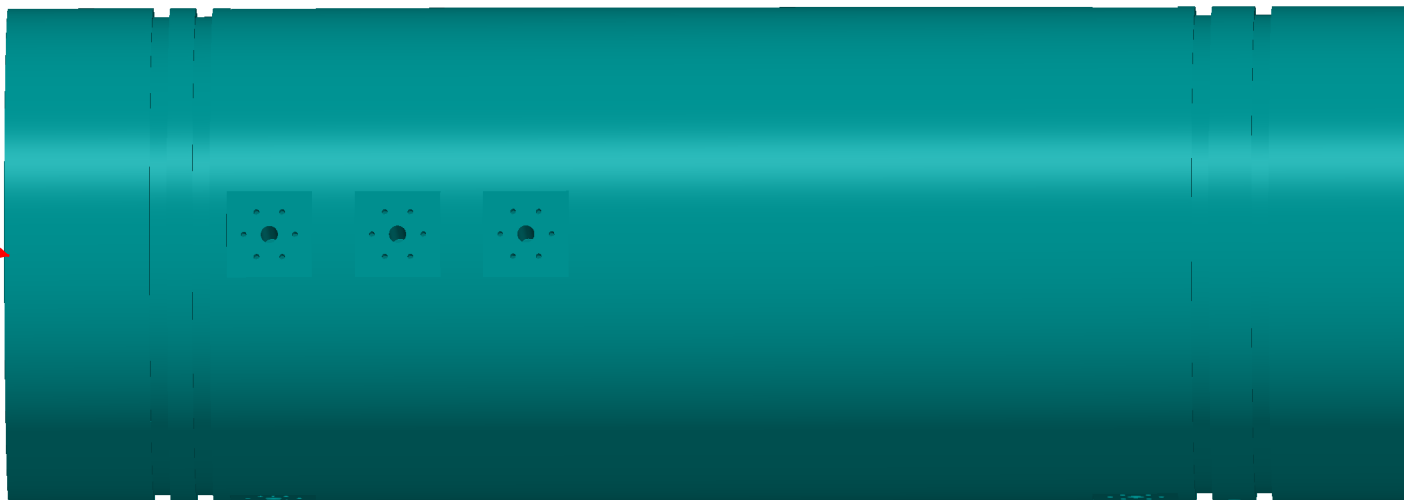
**Responsável** / The Responsible:

DRAMOS

▧ 0.05				
Actual	Nominal	Tol+	Deviation	
▧	0.07	0.00	0.05	0.07

⊥ 0.05 A				
Actual	Nominal	Tol+	Deviation	
⊥	0.11	0.00	0.05	0.11



▧ 0.05				
Actual	Nominal	Tol+	Deviation	
▧	0.09	0.00	0.05	0.09

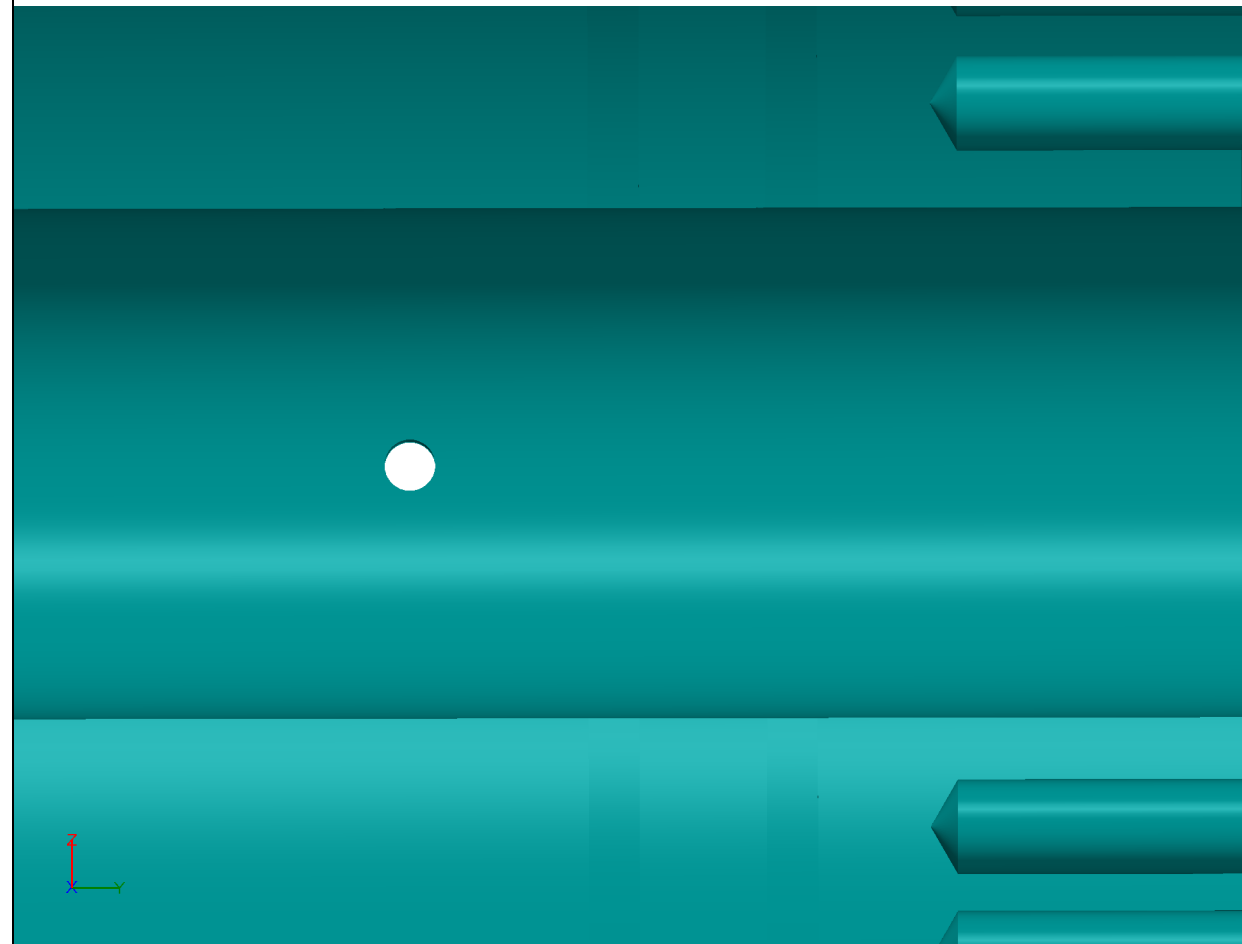
⊥ 0.05 A				
Actual	Nominal	Tol+	Deviation	
⊥	0.10	0.00	0.05	0.10



Projecto Nº / Project N°.: 17SES779  
 Relatório Nº / Report N°.: 17SES779\_018  
 Data / Date: 27-11-2018  
 Notas / Notes:

Nome Peça / Part Name: CC3  
 Número Peça / Part Number:  
 O Técnico / The Technician: JSEQUEIRA





3					
	Actual	Nominal	Tol-	Tol+	Deviation
Diam.	249.91	250.00	0.00	0.20	-0.09

1					
	Actual	Nominal	Tol-	Tol+	Deviation
Val.	4.99	5.10	0.00	0.10	-0.11

2					
	Actual	Nominal	Tol-	Tol+	Deviation
Val.	3.21	3.24	-0.08	0.08	-0.03

Projecto Nº / Project Nº.: 17SES779  
 Relatório Nº / Report Nº.: 17SES779\_018  
 Data / Date: 27-11-2018  
 Notas / Notes:

Nome Peça / Part Name: CC3  
 Número Peça / Part Number:  
 O Técnico / The Technician: JSEQUEIRA

