INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO

MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Projeto de um viscosímetro de alta pressão

MÁRIO ANDRÉ GOMES CERQUEIRA

novembro de 2019

POLITÉCNICO
DO PORTO

Instituto Superior de Engenharia do Porto

PROJETO DE UM VISCOSÍMETRO DE ALTA PRESSÃO

Mário André Gomes Cerqueira
1120579

2018/2019

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento De Engenharia Mecânica

POLITÉCNICO
DO PORTO

Instituto Superior de Engenharia do Porto

PROJETO DE UM VISCOSÍMETRO DE ALTA PRESSÃO

Mário André Gomes Cerqueira
1120579

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação do Eng. David Gonçalves e do Eng. Armando Campos.

2019
Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica

POLITÉCNICO
DO PORTO

JÚRI

Presidente
Doutor Raul Campilho
PROFESSOR ADJUNTO, ISEP
Orientador
Doutor David Gonçalves
PROFESSOR ADJUNTO CONVIDADO, ISEP
Co-orientador
Doutor Armando Campos
PROFESSOR ADJUNTO, ISEP
Arguente
Doutor Pedro Miguel Teixeira Marques
Professor Assistente, FEUP

AGRADECIMENTOS

Terminada esta etapa não podia deixar de agradecer a todos os que me ajudaram na caminhada que foi a mesma. A todos os professores com quem me cruzei. Aos meus pais, pelo esforço que fizeram e liberdade que sempre me deram para seguir o que sempre quis. Aos meus avós por serem uns segundos pais, me aconselharam e acompanharem em todos os momentos. À minha irmã, por ter sido uma referência a seguir e por me ter ajudado sempre. E à minha namorada, pela palavra sempre positiva que me deu e por nunca me ter deixado desistir. Sem a tua ajuda e compreensão não teria chegado aqui. Um muito obrigado a todos.

PALAVRAS CHAVE

Viscosímetro
Alta Pressão
Temperatura

RESUMO

Com o objetivo de tornar possível o estudo da variação da viscosidade de óleos lubrificantes com a temperatura e a pressão, este trabalho tem como finalidade o projeto de um viscosímetro. De construção simples e de fácil manuseamento, o viscosímetro deve ser capaz de fazer variar a temperatura e pressão do óleo que se quer estudar e medir a viscosidade, permitindo analisar os efeitos destas propriedades na mesma. Este trabalho é essencial pois tem-se visto um aumentar das aplicações onde residem elevadas pressões. Desta forma é importante garantir que o lubrificante se mantém dentro de uma gama de viscosidades aceitáveis à aplicação na qual está inserido. Existem diversas aplicações onde é crucial saber a variação da viscosidade com a pressão. Aplicações tais como sistemas hidráulicos. Também na lubrificação elasto-hidrodinâmica de rolamentos e engrenagens é importante aferir como varia a viscosidade com a pressão, pois nestas aplicações residem elevadas pressões de contacto. Nesse sentido, é crucial que existam máquinas capazes de avaliar e estudar esta variação.

Para isso será dimensionado um viscosímetro de gravidade, constituído por tubos contendo o óleo de medição, no qual se moverá uma peça, denominado *sinker*. Será registado o tempo entre duas marcas e assim calculada a viscosidade. Esse óleo será pressurizado, pelo que se dimensionará um sistema de pressurização, assim como dimensionados os tubos sujeitos a essa pressão. Será também dimensionado um sistema de aquecimento pois é também importante verificar a variação da viscosidade com a temperatura. Serão ainda dimensionados todos os acessórios como válvulas, sistema de deteção, estrutura de suporte, entre outros.

KEYWORDS

Viscometer

High Pressure

Temperature

ABSTRACT

With the objective of studying the effect of temperature and pressure on the viscosity of lubricant oils, this work aims to project a viscometer. With simple construction and use, the viscometer should be able to vary the temperature and pressure of the oil, allowing to analyse its effects on viscosity.

This work is important because there has been an increasing demand for applications where high pressures involved. This way it is important to be sure that the lubricant that we use in a project maintains its viscosity in an acceptable range of values when pressure is increased. There are several applications where it is crucial to know how the viscosity behaves with the increase of pressure. Applications such as hydraulic systems. Also, on the lubrication of bearings and gears, where high working pressures change the behaviour of the oil, affecting the correct lubrication of these elements. Therefore, it is crucial there are machines that can help engineers analyse viscosity changes with temperature and pressure.

With this in mind, the work aims to develop a gravity viscometer, made with tubes containing oil, in which there will move a part, called *sinker*. The time between two marks will be registered and converted into viscosity. This oil will be pressurized, so it will be developed a pressure system. It will also be developed a heating system and will be chose all the accessories such as valves, detecting system, supporting structure, and more.

ÍNDICE

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURA XV

GLOSSÁRIO DE TERMOS XIX

ÍNDICE DE FIGURAS XXI

ÍNDICE DE TABELAS XXV

1 INTRODUÇÃO 29

1.1 OBJETIVOS 29

1.2 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO 30

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 33

2.1 VISCOSIDADE 33

2.2 VARIAÇÃO DA VISCOSIDADE 34

2.2.1 Variação com a temperatura 34

2.2.2 Variação com a pressão 36

2.3 TIPOS DE VISCOSÍMETROS 40

2.3.1 Viscosímetros Capilares 40

2.3.2 Viscosímetros de orifício 41

2.3.3 Viscosímetros de rotação 43

2.3.4 Viscosímetros de gravidade 44

2.3.5 Viscosímetros de vibração 45

2.3.6 Conclusão 48

2.4 VISCOSIDADE A ALTA PRESSÃO 48

2.4.1 Viscosímetros de alta pressão 48

3 PROJETO DE VISCOSÍMETRO DE ALTA PRESSÃO 53

3.1 APRESENTAÇÃO DA GEOMETRIA GERAL E DOS CONSTITUINTES 53

3.2 PROJETO DE COMPONENTES 56

3.2.1 Tubos interiores 56

3.2.2 Tubos de alimentação do óleo de alta pressão 64

3.2.3 Sinker 65

3.2.4 Tampas 67
3.2.5 Tirantes 82
3.2.6 Tubo exterior 85
3.2.7 Estrutura de suporte 85
3.2.8 Sistema de rotação 95

3.3 APRESENTAÇÃO DOS COMPONENTES DE CATÁLOGO 97
3.3.1 Peças de ligação de alta pressão 97
3.3.2 Sistema de deteção 98
3.3.3 Compressor 99
3.3.4 Perfis da estrutura de suporte 100
3.3.5 Apoios da estrutura de suporte geral 101
3.3.6 Peças de vedação 102
3.3.7 Líquido de aquecimento 105
3.3.8 Sistema de aquecimento e controlo da temperatura 105
3.3.9 Isolamento térmico 110
3.3.10 Termopar 110
3.3.11 Válvulas 112

3.4 SEQUÊNCIA DE MONTAGEM 112
3.4.1 Montagem dos tubos interiores 112
3.4.2 Montagem das tampas e das hastes 114
3.4.3 Montagem dos dois meios tubos 115

4 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS 119

4.1 CONCLUSÕES 119

4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS 119

5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO 123

6 ANEXOS 127

Lista de símbolos e abreviatura

Abreviatura	Significado
Coef.	Coeficiente
LVDT	Linear Variable Differential Transformer
MEF	Método de elementos finitos
CS	Coeficiente de segurança
Eq.	Equação
eq	Equivalente
adm	Admissível

Tabela 1 - Lista de abreviaturas.

Símbolo	Designação (Unidades SI)
a	Raio interior tubo (m)
a_p	Diâmetro do tubo (m)
α	Coeficiente viscosidade-pressão (Pa^{-1})
α_T	Coeficiente de expansão linear térmico (K^{-1})
A_{vr}	Coeficiente viscosímetro de rotação
A	Área (m^2)
$A_{escoamento}$	Área do escoamento (m^2)
A_{tir}	Área do tirante (m)
b	Raio exterior tubo (m)
b_p	Altura do perfil (m)
β	Coeficiente de termoviscosidade (K^{-1})
C	Coeficiente da dependência da viscosidade do estado físico do líquido (-)
C_p	Calor específico (J/kgK)
C_s	Coeficiente do *sinker* (-)
$C_{escoamento}$	Velocidade característica do escoamento (m/s)
d_{esfera}	Diâmetro da esfera (mm)
D_{eq}	Diâmetro equivalente (m)
D_{eti}	Diâmetro exterior tubo intermédio (m)
D_{ete}	Diâmetro exterior tubo exterior (m)
D_{ite}	Diâmetro interior tubo exterior (m)
E	Módulo de elasticidade (MPa)

F	Força (N)
g	Constante gravitacional (m^2/s)
Gz	Número de Grashof (-)
h_p	Altura do tubo (m)
$h_{concecção}$	Coeficiente de convecção (W/m^2K)
k	Condutividade térmica (W/mK)
kv_r	Coeficiente de velocidade de viscosímetro de rotação (-)
k_T	Compressibilidade (m^2/N)
I	Momento de inércia (m^4)
l_p	Comprimento do tubo (mm)
l_{fio}	Comprimento do fio (mm)
l_{vr}	Deformação medida no viscosímetro de rotação (m)
lt_e	Comprimento tubo exterior (m)
$\dot{m}$	caudal mássico (m^2/s)
M_{vr}	Binário viscosímetro de rotação (Nm)
m_p	Massa óleo de medição (kg)
Nu	Número de Nusselt (-)
η	Viscosidade dinâmica (Pa.s)
η_0	Viscosidade dinâmica à pressão atmosférica (Pa.s)
p	Pressão (MPa)
P	Força de flexão (N)
Pr	Número de Prandtl (-)
$P_{escoamento}$	Perímetro do escoamento (m)
ρ	Massa volúmica (kg/m^3)
ρ_{sinker}	Massa volúmica do *sinker* (kg/m^3)
ρ_{fio}	Resistividade do fio (Ωm)
$\rho_{líquidp}$	Massa volúmica líquido de medição (kg/m^3)
Q	Momento de área (m^4)
q_{perda}	Potência de perda energética (W)
$Q_{aquecimento}$	Energia para o aquecimento do óleo (J)
r_{vr}	Raio viscosímetro de rotação (m)
r_s	Raio do *sinker* (m)
R	Raio tubo interior (m)
R_{bobine}	Resistência bobine (Ω)
Re	Número de Reynolds (-)
rs	Raio do *sinker* (m)
R_{eti}	Raio exterior tubo intermédio (m)
r_{eti}	Raio exterior tubo interior (m)

r_{iti}	Raio interior tubo interior (m)
R_m	Resistência mecânica (MPa)
R_{p02}	Limite elástico (MPa)
r_{te}	Raio tubo exterior (m)
S	Entropia (J/K)
S_{fio}	Secção do fio (m^2)
T	Temperatura (K)
t	Tempo (s)
t_t	Espessura tubo (m)
τ	Tensão de corte (N/m^2)
ν	Viscosidade cinemática (m^2/s)
v	Velocidade (m/s)
$\dot{v}$	Caudal volumétrico (m^3/s)
v_t	Velocidade Terminal(m/s)
V	Volume (m^3)
V_p	Volume de óleo de teste (m^3)
ΔV	Diferença de potencial(V)
$\dot{\gamma}$	Taxa de corte (s^{-1})
W	Potência para o aquecimento do óleo (W)
W_f	Módulo de flexão (m^3)
x_e	Comprimento critico (m)
σ_z	Tensão na direção z (MPa)
σ_r	Tensão na direção r (MPa)
σ_θ	Tensão na direção θ (MPa)
σ_{eq}	Tensão equivalente (MPa)
σ_1	Tensão principal (MPa)
σ_2	Tensão principal (MPa)
σ_3	Tensão principal (MPa)
σ_{ced}	Tensão cedência material (MPa)
σ_{ins}	Tensão instalada na peça (MPa)
$\sigma_{Máx}$	Tensão máxima instalada no perfil (MPa)
μ	Coeficiente de Poisson (-)
τ_{ins}	Tensão de corte instalada na peça (MPa)
τ_{adm}	Tensão de corte admissível do (MPa)

Tabela 2 - Lista de símbolos.

Glossário de termos

Sinker	Peça metálica que e move entro do óleo de medição
Datasheet	Folha de dados do fabricante

Índice de figuras

FIGURA 1 - ESQUEMA DO DESLIZAMENTO DE CAMADAS. FONTE: “VISOSITY OF FLUIDS” 33
FIGURA 2 - ESQUEMA DE SUPORTE AO CÁLCULO DA VISCOSIDADE DINÂMICA. [3] 34
FIGURA 3 - ILUSTRAÇÃO DA VARIAÇÃO DA VISCOSIDADE COM A TEMPERATURA. [3] 35
FIGURA 4 - GRÁFICO DAS CORRELAÇÕES DE VOGEL, CAMERON E DA NORMA ASTM D341. 36
FIGURA 5 - VARIAÇÃO DO COEF. DE EXPANSÃO TÉRMICA DA ÁGUA A TEMPERATURAS ENTRE 0 E 20° C E PRESSÕES ENTRE 0 E 10 MPA. [6] 38
FIGURA 6 - ESQUEMA DE VARIAÇÃO DA VISCOSIDADE COM A PRESSÃO. 39
FIGURA 7 - ESQUEMA DO VISCOSÍMETRO DE REDWOOD.[10] 42
FIGURA 8 - ESQUEMA DO VISCOSÍMETRO DE ENGLER. [20] 42
FIGURA 9 - ESQUEMA DO VISCOSÍMETRO DE ROTAÇÃO. 1-MOTOR; 2-DISCO;3-SENSOR; 4-MOLA; 5-PIVOT;6-SENSOR;7-DISCO;8-VEIO DE ROTAÇÃO. 43
FIGURA 10 - ESQUEMA DE VISCOSÍMETRO DE VIBRAÇÃO COM OSCILADOR EM FORMA DE DIAPASÃO. [20] 46
FIGURA 11 - ESQUEMA DE UM VISCOSÍMETRO DE VIBRAÇÃO COM OSCILADOR EM ESFERA. [20] 47
FIGURA 12 - ESQUEMA DE UM VISCOSÍMETRO DE VIBRAÇÃO COM OSCILADOR EM FORMA DE HASTE TUBULAR. IMAGEM DE [20] 47
FIGURA 13 - VISCOSÍMETRO DE ROTAÇÃO A ALTA PRESSÃO.[19] 49
FIGURA 14 - ESQUEMA DOS CONSTITUINTES DO VISCOSÍMETRO. 54
FIGURA 15 - NOMENCLATURA E REFERENCIAL PARA A DETERMINAÇÃO DAS TENSÕES EM CILINDROS. [22] 57
FIGURA 16 - REQUERIMENTOS DE ACABAMENTO DO TUBO. 62
FIGURA 17 - CONFIGURAÇÃO DOS ELEMENTOS DA MALHA. 62
FIGURA 18 - CONDIÇÕES DE FRONTEIRA APLICADAS NO TUBO INTERMÉDIO. 63
FIGURA 19 - SIMULAÇÃO DE ESFORÇOS NO TUBO INTERMÉDIO. 63
FIGURA 20 - DESLOCAMENTOS NO TUBO INTERMÉDIO. 64
FIGURA 21 - ACABAMENTO REQUERIDO PELAS PEÇAS DE LIGAÇÃO PARA TUBO COM 9,525 MM DE DIÂMETRO. 65
FIGURA 22 - PEÇAS DE LIGAÇÃO DOS TUBOS DE ALIMENTAÇÃO E A TAMPA DE CIMA. COM 1 O ACABAMENTO DO TUBO; COM 2 A GLANDE E COM 3 O COLAR. 65
FIGURA 23 - GEOMETRIA DO *SINKER.* 67
FIGURA 24 - PLUG DO FURO DO ÓLEO DE MEDIÇÃO. 68
FIGURA 25 - PORMENOR DA LIGAÇÃO TAMPA-TUBO. 68
FIGURA 26 - CONFIGURAÇÕES DA MALHA USADA NAS SIMULAÇÕES MEF NAS TAMPAS. 69
FIGURA 27 - ESQUEMA DA ÁREA DE CONTACTO DAS TAMPAS E TUBO. 70
FIGURA 28 - ESQUEMA DA ÁREA DE UM TRAPÉZIO. 70
FIGURA 29 - ESQUEMA DAS FIXAÇÕES APLICADAS ÀS TAMPAS. 71

FIGURA 30 - ESQUEMA DAS CARGAS APLICADAS ÀS TAMPAS. 71
FIGURA 31 - RESULTADOS SIMULAÇÃO DE ESFORÇOS NA TAMPA. 72
FIGURA 32 - ESQUEMA DA ZONA A OTIMIZAR 73
FIGURA 33 - TAMPA DEPOIS DA PRIMEIRA ALTERAÇÃO NO TOPO. 73
FIGURA 34 - RESULTADOS DA SEGUNDA SIMULAÇÃO DE ESFORÇOS NA TAMPA 74
FIGURA 35 - RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DA TERCEIRA ITERAÇÃO. 75
FIGURA 36 - SIMULAÇÃO DOS DESLOCAMENTOS DAS TAMPAS. 76
FIGURA 37 - ADIÇÃO DE RAIO PARA RELAXAMENTO DE TENSÕES. 76
FIGURA 38 - RESULTADOS DA SIMULAÇÃO APÓS APLICAÇÃO DE RAIO PARA RELAXAMENTO DE TENSÕES. 77
FIGURA 39 - DESLOCAMENTOS APÓS APLICAÇÃO DE RAIO PARA RELAXAMENTO DE TENSÕES 77
FIGURA 40 - COTAS DO TERMOPAR. 78
FIGURA 41 - TAMPA DE SAÍDA. 78
FIGURA 42 - RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DA TAMPA DE SAÍDA. 79
FIGURA 43 - DESLOCAMENTOS DA TAMPA DE SAÍDA. 79
FIGURA 44 - RESULTADO DA SIMULAÇÃO DA TAMPA DE SAÍDA EM ALUMÍNIO. 80
FIGURA 45 - SIMULAÇÃO DA TAMPA DE SAÍDA EM ALUMÍNIO COM ESPESSURA DE 10 MM NA BASE. 81
FIGURA 46 - DESLOCAMENTOS DA TAMPA DE SAÍDA DEPOIS DE OTIMIZAÇÃO DO MATERIAL. 81
FIGURA 47 - SIMULAÇÃO DA TAMPA DE ENTRADA EM ALUMÍNIO COM ESPESSURA DE 10 MM NA BASE. 82
FIGURA 48 - DESLOCAMENTOS NA TAMPA DE ENTRADA COM A GEOMETRIA FINAL. 82
FIGURA 49 - ESQUEMA DO TIPO DE ESFORÇO APLICADO NOS TIRANTES. 83
FIGURA 50 - COTAS FINAIS DOS TIRANTES. 84
FIGURA 51 - GEOMETRIA DOS MEIOS TUBOS EXTERIORES. 85
FIGURA 52 - SECÇÃO DOS PERFIS BOSCH. 86
FIGURA 53 - ESTRUTURA DE SUPORTE DO VISCOSÍMETRO. 86
FIGURA 54 - SUBESTRUTURA DE SUPORTO DO VISCOSÍMETRO 87
FIGURA 55 - SUBESTRUTURA DE SUPORTE GERAL. 87
FIGURA 56 - FIXAÇÃO DAS TAMPAS AOS PERFIS. 89
FIGURA 57 - ESQUEMA DO CARREGAMENTO NOS PERFIS. 90
FIGURA 58 - DCL DOS PERFIS DA ESTRUTURA. 90
FIGURA 59 - DIAGRAMA DO ESFORÇO TRANSVERSO DOS PERFIS. 90
FIGURA 60 - DIAGRAMA DE MOMENTOS DOS PERFIS. 91
FIGURA 61 - MONTAGEM DAS CHUMACEIRAS 93
FIGURA 62 - PEÇAS DE LIGAÇÃO DA BOSCH. [IMAGEM DO CATÁLOGO DA BOSCH] 94
FIGURA 63 - PEÇA DE LIGAÇÃO ESCOLHIDA. 94
FIGURA 64 - SISTEMA DE ROTAÇÃO. 95
FIGURA 65 - AVANÇO DO ÓLEO PELO SISTEMA DE ROTAÇÃO. 96
FIGURA 66 - BATENTES LIMITADORES DE ROTAÇÃO. 96
FIGURA 67 - SENSOR *LVDT*. IMAGEM DE [LINEAR VARIABLE DIFFERENTIAL TRANSDUCER (*LVDT*)] 98
FIGURA 68 - SENSOR MAGNÉTICO CONVENCIONAL. [26] 99
FIGURA 69 - ESQUEMA DE FUNCIONAMENTO DO COMPRESSOR [EM CATÁLOGO DO FABRICANTE HIP] 100

FIGURA 70 - PERFIL BOSCH COM PEÇAS DE LIGAÇÃO. 101
FIGURA 71 - EXEMPLO DE CHUMACEIRAS. IMAGEM DE: [HTTPS://WWW.SCHAEFFLER.ES] 101
FIGURA 72 - EXEMPLO DOS DOIS TIPOS DE MONTAGEM. MONTAGEM RADIAL [1] E RADIAL [2]. 102
FIGURA 73 - DIMENSÕES DOS O-RINGS. 103
FIGURA 74 - DIMENSÕES DOS ALOJAMENTOS DOS O-RINGS. 103
FIGURA 75 - MONTAGEM DO O-RING COM RETENTOR. 103
FIGURA 76 - JUNTA DA CABEÇA DE MOTOR. 104
FIGURA 79 - ZONAS DE ESCOAMENTO. 109
FIGURA 80 - MATERIAL ISOLADOR. 110
FIGURA 81 - TERMOPAR PARA CONTROLO DE TEMPERATURA. 111
FIGURA 82 - VISOR PARA CONTROLO DE TEMPERATURA. 111
FIGURA 83 - ESQUEMA DA MONTAGEM DO TERMOPAR NA TAMPA DE SAÍDA. 112
FIGURA 84 - MONTAGEM DAS LIGAÇÕES DE ALTA PRESSÃO. 113
FIGURA 85 - ASPETO FINAL DA MONTAGEM DOS TUBOS. 113
FIGURA 86 - MONTAGEM DA TAMPA NOS TUBOS INTERMÉDIO E INTERIOR. 114
FIGURA 87 - PORMENOR DOS BATENTES ENTRE A TAMPA E OS TUBOS E O APERTO DA GLANDE NA MESMA. 114
FIGURA 88 - MONTAGEM DAS HASTES (IGUAL NA OUTRA EXTREMIDADE). 115
FIGURA 89 - MONTAGEM DOS DOIS MEIOS TUBOS EXTERIORES. 115

Índice de tabelas

TABELA 1 - LISTA DE ABREVIATURAS. XV
TABELA 2 - LISTA DE SÍMBOLOS. XVII
TABELA 3 - VARIAÇÃO DA VISCOSIDADE DA ÁGUA COM PRESSÃO E TEMPERATURA [6]. 38
TABELA 4 – LISTA DE COMPONENTES DO VISCOSÍMETRO 55
TABELA 5 - RESULTADOS DA ESPESSURA PARA DEXT=3.175 MM 59
TABELA 6 - RESULTADOS DA ESPESSURA PARA DEXT=6,350 MM 59
TABELA 7 – RESULTADOS DA ESPESSURA PARA DEXT=9,525 MM 60
TABELA 8 - RESULTADOS DA ESPESSURA PARA DEXT=14,290 MM 60
TABELA 9 - RESULTADOS DA ESPESSURA PARA DEXT=25,4 MM 61
TABELA 10 - CARACTERÍSTICAS DO ÓLEO SQUALENE A 80°C E 10 MPA E RESULTADOS DA EXPERIÊNCIA. 67
TABELA 11 - VALORES MÍNIMOS DO TIRANTE. 83
TABELA 12 - PROPRIEDADES MECÂNICAS DOS PERFIS. 88
TABELA 13 - DADOS TÉCNICOS DA PEÇA DE LIGAÇÃO GLANDE 97
TABELA 14 - DADOS TÉCNICOS DA PEÇA DE LIGAÇÃO COLAR 97
TABELA 15 - REFERÊNCIAS E CARACTERÍSTICAS DOS COMPRESSORES. 100
TABELA 16 - PROPRIEDADES JUNTA KLINGER GRAPHITE SLS 104
TABELA 17 – PROPRIEDADES DO LÍQUIDO AQUECIMENTO. 105
TABELA 18 - CONSTANTES E VALORES UTILIZADOS PARA ESTIMAR O H DE CONVECÇÃO. 108

INTRODUÇÃO

1.1 OBJETIVOS

1.2 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

1 INTRODUÇÃO

A lubrificação é dos temas mais importantes no desenvolvimento de qualquer máquina, pois esta permite o correto funcionamento dos componentes, permite baixar a temperatura, diminui o atrito e por consequência o desgaste. A lubrificação pode ser feita de diversas formas e por diversos fluidos. A mais usual é através de óleos lubrificantes, apesar de massas e mesmo a lubrificação seca serem bastante usuais. Quando se faz a escolha do lubrificante é muito importante que este seja escolhido para a aplicação em particular, pois cada óleo tem determinadas propriedades que o diferenciam. Desta forma se a máquina tem folgas muito reduzidas, e trabalha sobre elevadas cadências é natural que os componentes aqueçam bastante, logo o óleo tem de ter determinadas propriedades adequadas a elevadas temperaturas. A principal propriedade a ser estudada na escolha do lubrificante é a sua viscosidade. Esta propriedade é fulcral. Se a mesma não for a correta para a aplicação, pode comprometer seriamente o bom funcionamento dos componentes. Desta forma é importante conhecer e estudar esta propriedade dos lubrificantes, com o propósito de escolher o lubrificante correto. É neste sentido que surge este trabalho. Este irá permitir avaliar a viscosidade de óleos lubrificantes, e permitir saber como essa propriedade varia com a temperatura e pressão.

1.1 Objetivos

Ao longo da dissertação será feito o estudo da viscosidade, particularmente da viscosidade a alta pressão, para numa segunda fase se fazer o projeto de um viscosímetro capaz de medir a viscosidade de um determinado óleo lubrificante a várias temperaturas e pressões. Serão dimensionados todos os componentes mecânicos que se consideram mais relevantes, usando como base características de funcionamento a pressão até 200MPa e temperatura até 80°C. Aqueles que têm dimensões normalizadas ou definidas por catálogo foram definidas pelos anteriores, ou vice-versa, tendo o cuidado de todos trabalharem bem entre si.

1.2 Estrutura da dissertação

A dissertação será composta por 6 capítulos. No primeiro é feita a introdução ao tema e descritos os objetivos do trabalho. No capítulo 2 é apresentado o estado de arte da dissertação, onde se abordam as considerações teóricas sobre o tema, nomeadamente sobre a viscosidade, os viscosímetros e feita uma abordagem particular da viscosidade a alta pressão. No terceiro capítulo é feito o projeto em si do aparelho, apresentando inicialmente o conceito da máquina, e numa segunda fase dimensionados os componentes e feitos os respetivos desenhos. Por fim apresentados os componentes de catálogo e a sequência de montagem. No quarto capítulo faz-se a conclusão, onde se abordam aspetos que poderiam ser melhorados e possíveis trabalhos futuros adjacentes a este. No quinto capítulo é apresentada a bibliografia e no sexto, e último, apresentados os anexos, com os desenhos dos componentes.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 VISCOSIDADE

2.2 VARIAÇÃO DA VISCOSIDADE

2.3 TIPOS DE VISCOSÍMETROS

2.4 VISCOSIDADE A ALTA PRESSÃO

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A lubrificação é uma das características mais importantes no desenvolvimento de uma máquina. Sem uma correta lubrificação, a longevidade e até mesmo o funcionamento da máquina ficam comprometidos pelo que é de tamanha importância o seu correto estudo. A correta lubrificação permite a redução do desgaste, atrito, temperatura de funcionamento, entre outras funções vitais.
Desta forma, associado à importância da lubrificação está a viscosidade, pois esta é uma das características mais importantes a ter em conta na lubrificação. A viscosidade errada não permite o correto funcionamento da máquina. Todos estes dados comprovam a importância da viscosidade na mecânica pelo que é importante o seu estudo.

2.1 Viscosidade

Viscosidade pode ser entendida como a resistência de um fluido à velocidade de deformação imposta [1]. Pode também ser definida como a grandeza que reflete a interação entre diferentes moléculas num fluido, e mais concretamente a fricção/atrito entre as mesmas. Tal como o atrito entre sólidos, a viscosidade determina a energia necessária para fazer um fluido escoar [2]. A unidade SI de viscosidade é Pascal.segundo (Pa.s). É também bastante usado o Poise, que é 10 vezes menor que o anterior.
A viscosidade pode ser definida de dois modos: dinâmica e cinemática. A viscosidade dinâmica pode ser definida como a força tangencial por unidade de área requerida para fazer deslizar, a uma determinada velocidade, a camada A em relação à camada B, como demonstrado na Figura 1.

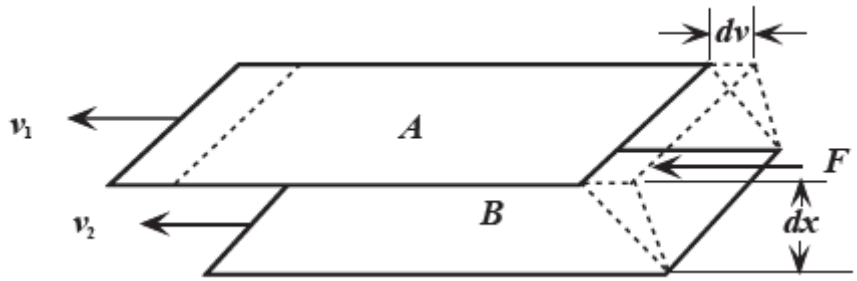


Figura 1 - Esquema do deslizamento de camadas. Fonte: "Visosity of Fluids"

Assim, a viscosidade dinâmica é a relação entre a tensão de corte e taxa de deformação. Se a evolução da tensão com a velocidade de deformação for linear, o fluído designa-se newtoniano. Nesse caso a viscosidade não varia com a taxa de deformação.
A expressão que permite calcular a viscosidade dinâmica é a apresentada na (Eq. **1**), que é suportada pela Figura 2 [3].

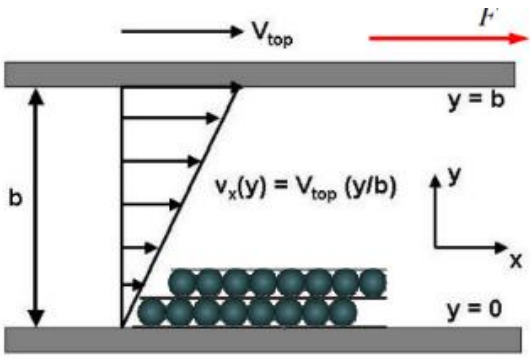


Figura 2 - Esquema de suporte ao cálculo da viscosidade dinâmica. [3]

$$\eta = \frac{\tau}{\dot{\gamma}} \qquad \textbf{(Eq.1)}$$

A viscosidade cinemática é definida como a resistência de um fluido ao seu escoamento quando sujeito apenas ao efeito da gravidade. A relação entre viscosidade cinemática e a viscosidade dinâmica é demonstrada pela (Eq. **2**):

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \qquad \textbf{(Eq.2)}$$

2.2 Variação da viscosidade

Sendo o ênfase do trabalho a viscosidade e mais concretamente a sua medição, é de grande importância estudar que fenómenos influenciam a mesma. Esta pode ser influenciada por diversos fatores, dos quais se destacam: temperatura e pressão.

2.2.1 Variação com a temperatura

A temperatura é um dos fatores de maior importância aquando da análise de viscosidade. É do conhecimento empírico que a viscosidade diminui com o aumento da temperatura (com exceção de alguns fluidos), como ilustrado na Figura 3.

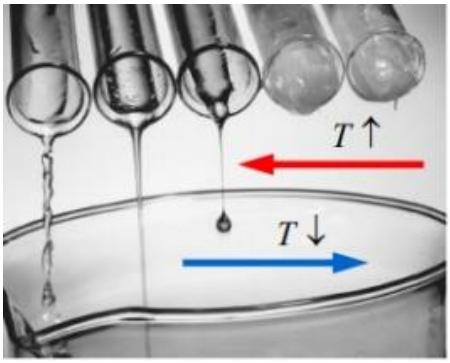


Figura 3 - Ilustração da variação da viscosidade com a temperatura. [3]

Existem diversas correlações experimentais e diversos estudos que comprovam este fenómeno. Destes estudos resultam equações que procuram descrever esta variação com a temperatura. Uma dessas equações é a de Cameron (Eq.**3**), em que, η_0 é a viscosidade dinâmica à temperatura T_0 e β o coeficiente de termoviscosidade[4].

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{(-\beta * \Delta T)} \qquad \textbf{(Eq.3)}$$

Outra expressão que mostra esta relação é definida pela Norma ASTM D341[5]. Segundo esta norma, a viscosidade cinemática e temperatura variam conforme a (Eq.**4**), em que a, m e n são constantes.

$$Log[Log(v + a)] = m - n \cdot Log(T) \qquad \textbf{(Eq.4)}$$

Já segundo Vogel, a viscosidade dinâmica pode ser calculada pela (Eq.**5**)[6], e que a,b e c são constantes.

$$\eta = a \cdot e^{\frac{b}{(T-c)}} \qquad \textbf{(Eq.5)}$$

As três equações anteriores podem ser graficamente vistas na Figura 4.

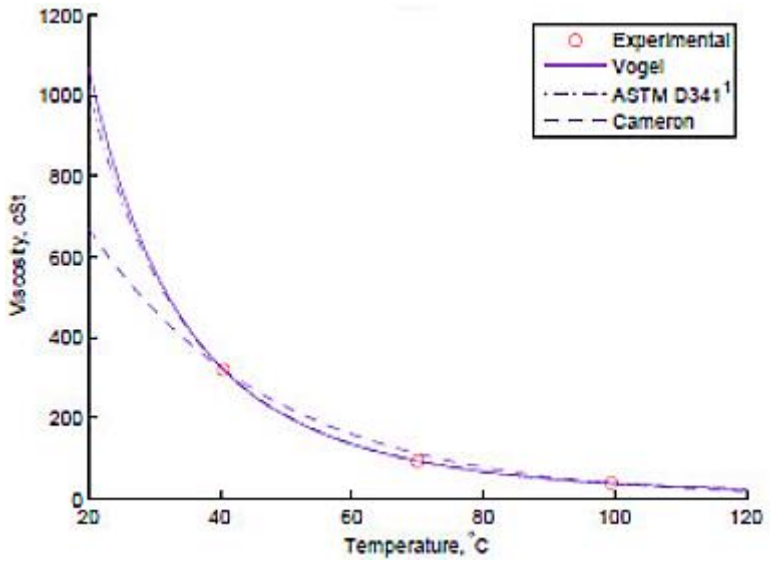


Figura 4 - Gráfico das correlações de Vogel, Cameron e da Norma ASTM D341.

Como se pode ver na Figura 4, a temperatura tem uma influência muito considerável na viscosidade. Nesse sentido, é de elevada importância o controlo eficaz da temperatura quando se pretende medir a viscosidade. Mais crítico ainda quando se tratam de fluidos muito viscosos, uma vez que geralmente quanto maior a viscosidade maior se torna influência da temperatura [7].

2.2.2 Variação com a pressão

À semelhança das variações com a temperatura, a viscosidade também varia com a pressão. No entanto esta variação não é considerável para todas as gamas de pressão. Por exemplo, para pressões próximas da pressão atmosférica a variação da viscosidade é bastante reduzida. No entanto, em aplicações industriais que ocorram a pressões mais elevadas, como é exemplo da indústria petrolífera onde se trabalha com pressões na ordem de 1 GPa a variação de viscosidade já é consideravelmente elevada, pelo que se pode tornar um problema e deve ser estudada [7].

Ao contrário da variação com a temperatura, a variação com a pressão não permite uma análise tão linear. Se no caso da primeira sabe-se que ela aumenta com a diminuição da temperatura, no caso da pressão nem sempre se verifica o mesmo tipo de variação. Para além disso, diferentes fluidos variam de forma diferente com a pressão, pelo que nem sempre se consegue teoricamente avaliar a relação entre as duas.

Devido a esta dificuldade foram ao longo do tempo feitos estudos para desenvolver ferramentas capazes de prever o comportamento dos fluidos perante as solicitações. Um desses estudos é o realizado por Schmelzer, Zanotto e Fokin [8]. Segundo este estudo e baseando-se na teoria do “volume livre”, é demonstrado que na maioria dos exemplos, para moderados valores de pressão, a viscosidade aumenta com o aumento da pressão. No entanto existem outros exemplos em que a variação é negativa. Segundo

Gupta[9], essas exceções ocorrem quando o coeficiente de expansão térmica é negativo. Alguns estudos mostram ainda a ligação entre a diminuição da viscosidade com mudanças na estrutura molecular dos líquidos, sendo que segundo estes são estas mudanças moleculares as responsáveis pela dependência negativa da viscosidade em relação à pressão.

Para melhor estudar as variações impostas pela pressão, Schmelzer dividiu a sua análise. Numa primeira análise concentrou-se nos líquidos cuja composição é estável e contante ao longo da variação de pressão e nos quais a teoria do volume livre descreve o seu comportamento. Numa segunda análise concentrou-se nas exceções à regra, nomeadamente a água.

Na primeira análise foi encontrada uma relação entre a viscosidade, pressão e o coeficiente de expansão térmico. Essa relação é a transmitida pela (Eq.**6**).

$$\left(\frac{d\eta}{dp}\right)_T = -\frac{k_T(p,T)}{\alpha_T(p,T)}\left(\frac{d\eta}{dT}\right)_p \qquad \textbf{(Eq.6)}$$

Segundo os autores, esta relação comprova que a análise pelo método dos volumes livres não impede que haja uma diminuição da viscosidade com a pressão. No entanto para que isso aconteça o coeficiente de expansão térmica tem de ser negativo. Prova também que para pressões baixas, onde o coeficiente de expansão térmica é geralmente positivo, a viscosidade aumenta com o aumento da pressão. Outra conclusão tirada pelos autores é que se a viscosidade diminui com o aumento da pressão, e o coeficiente de expansão térmico é positivo, a relação não pode ser explicada exclusivamente pelo método dos volumes livres, pelo que partiram para a segunda análise.

Como visto na Figura 5, a água apresenta um coeficiente de expansão térmica negativo (para 0 graus) entre 0 e 17,5 MPa. Neste caso é esperado, pela (Eq.**6**), que nesta gama de valores a viscosidade diminua com o aumento da pressão, devido ao coeficiente negativo. Este resultado teórico é também corroborado com os resultados experimentais vistos na Tabela 3 . No entanto observando a mesma tabela é visível que a viscosidade continua a diminuir mesmo para valores onde o coeficiente de expansão já é positivo (0°C por exemplo). Neste caso a equação não é válida, pois segundo esta, com um coeficiente positivo a viscosidade deveria aumentar. Isto demonstra que a dependência da viscosidade à pressão depende acima de tudo da temperatura. Por a (Eq.**6**) não ser adequada a todo o espectro de temperaturas, o autor generalizou o estudo para encontrar uma equação que se consiga adequar a um maior leque de situações.

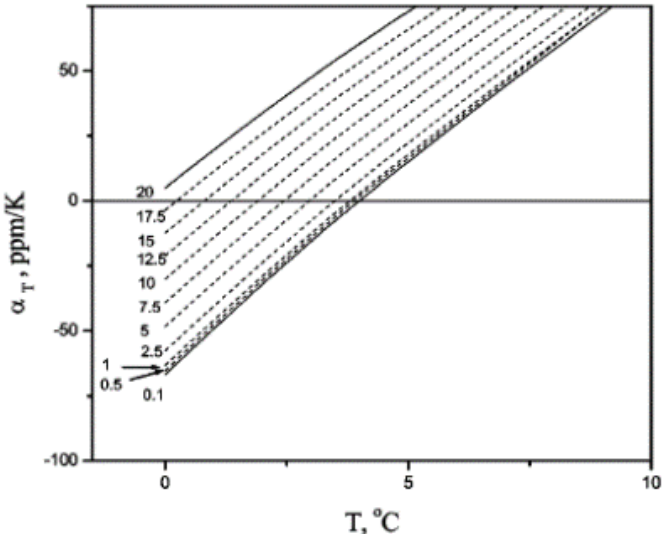


Figura 5 - Variação do coef. de expansão térmica da água a temperaturas entre 0 e 20° C e pressões entre 0 e 10 MPa. [6]

Variação da viscosidade (µPa s) da água com a pressão e temperatura

	Temperatura (°C)		
Pressão (MPa)	0	25	50
0,1	1792	890,1	546,8
0,5	1791	890,0	546,9
1	1789	889,9	547,0
2,5	1786	889,5	547,3
5	1780	889,0	547,7
7,5	1774	888,5	548,2
10	1768	888,0	548,6
12,5	1762	887,6	549,1
15	1757	887,1	549,6
17,5	1752	886,8	550,1
20	1747	886,4	550,6
22,5	1742	886,1	551,1
25	1737	885,8	551,6

Tabela 3 - Variação da viscosidade da água com pressão e temperatura [6].

Tendo estas incongruências em conta, os autores do mesmo estudo desenvolveram a (Eq.**7**).

$$\left(\frac{dln\,\eta}{dp}\right)_T = \ln\left(\frac{\eta}{\eta_0}\right)\left(\frac{V(t,p)\Delta\alpha(\mathrm{T},\mathrm{p})}{|\Delta S(T,p)|}\right) \qquad \textbf{(Eq.7)}$$

Outros autores desenvolveram diferentes equações para descrever o comportamento da viscosidade com o aumento da pressão. Duas dessas são a de Barus (Eq.**8**) e Roelands (Eq.**9**). Na de Roelends, r é uma constante e toma o valor de 1,96*10^8 Pa e η_∞ é também contante e de valor 6,315*10^{-5} Pa.s.

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{(\alpha\cdot\rho-\beta*\Delta T)} \qquad \textbf{(Eq.8)}$$

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\left[(1+p/r)^z-1)*\ln\left(\frac{\eta_0}{\eta_\infty}\right)\right]} \qquad \textbf{(Eq.9)}$$

Em suma, a variação da viscosidade com o aumento da pressão, não segue uma tendência tão previsível como a variação com a temperatura. A viscosidade da maioria dos líquidos aumenta com o aumento da pressão, como sumariado na Figura 6. No entanto, nos líquidos chamados “complexos” como silicatos e outros, ou mostram uma tendência negativa quando sujeitos a pressões pequenas, ou vão de uma dependência negativa para positiva quando sujeitos a alta pressão.

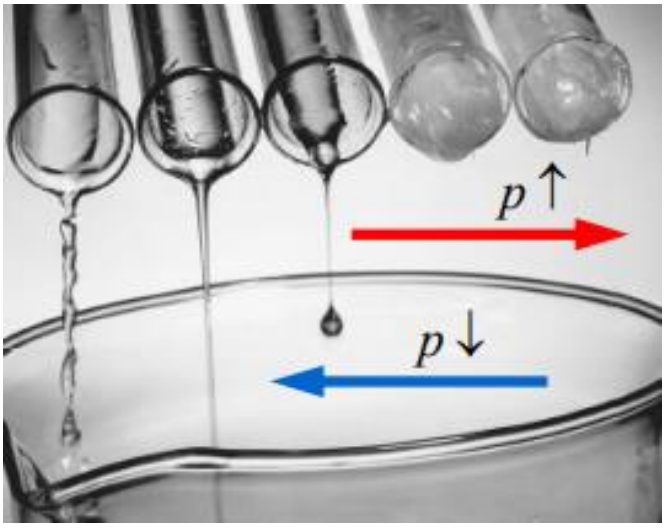


Figura 6 - Esquema de variação da viscosidade com a pressão.

.

2.3 Tipos de Viscosímetros

Sendo a viscosidade de tamanha importância em todos os componentes mecânicos, é também importante que haja aparelhos capazes de a medir. Esta medição é importante pois permite estudar como a propriedade varia com a temperatura e a pressão, por exemplo, fatores que variam com a utilização da máquina. A medição da viscosidade permite também avaliar a qualidade do óleo, característica que se altera ao longo do seu uso e vital para se decidir quando trocar o lubrificante. A medição da viscosidade pode ser feita de diversas formas, que definem os vários tipos de viscosímetros. Estes variam no seu método e na sua aplicação. Dos vários tipos destacam-se:

- Capilares;
- Orifício;
- De rotação;
- De gravidade;
- De vibração;

2.3.1 Viscosímetros Capilares

Os viscosímetros capilares são normalmente utilizados para medir a viscosidade de fluidos Newtonianos. Nestes, a viscosidade é medida através do tempo que um determinado volume de fluido demora a escoar entre duas marcas de referência. O movimento pode ser provocado tanto pela gravidade como através de uma força externa, que fazem o líquido fluir entre as marcas. Apesar de serem aparelhos de extrema precisão e do seu manuseamento ser fácil, necessitam de uma prévia calibração com um liquido de referência [10].

Os componentes principais são:

- Reservatório;
- Capilar;
- Termostato;
- Sensor de medição do escoamento;
- Medidor de pressão.

O cálculo da viscosidade com este tipo de aparelho baseia-se na equação de Poiseuille (Eq.**10**).

$$\eta = \frac{\pi \cdot g \cdot h_p \cdot {a_p}^4}{8 \cdot l_p \cdot V_p} \rho t \qquad \textbf{(Eq.10)}$$

2.3.2 Viscosímetros de orifício

Os viscosímetros de orifício são normalmente utilizados pela indústria dos óleos pela sua simplicidade. São essencialmente constituídos por um reservatório com um orifício, um tubo e um recipiente. Geralmente o comprimento do tubo por onde irá escoar o fluido, tem menos de 10 vezes o diâmetro do orifício.
A viscosidade é medida através da comparação do tempo de escoamento de um volume de líquido com o mesmo de um líquido de referência. A conversão é depois feita através de fórmulas ou tabelas de iteração. O processo de medição é bastante simples: o líquido a medir é colocado num reservatório que por sua vez é inserido num banho de óleo térmico, que controla a temperatura deste. Quando a temperatura desejada é atingida, é aberta uma válvula e medido o tempo de escoamento através do orifício. Esse tempo é depois convertido através da (Eq.**11**), onde k e K são constantes relativas ao instrumento de medição.

$$\nu = k \cdot t - \frac{K}{t} \qquad \textbf{(Eq.11)}$$

Uma das principais desvantagens este tipo de aparelho é que não permite a medição de fluidos não newtonianos.
Existem diversos tipos de viscosímetros de orifício, que diferem na montagem e componentes. De entre eles os principais são: Viscosímetro de Redwood e Engler.

2.3.2.1 Viscosímetro de Redwood

O viscosímetro de Redwood é considerado o primeiro viscosímetro de orifício criado. Foi inicialmente desenvolvido para determinar a viscosidade de produtos petrolíferos. Segue a estrutura básica deste tipo de aparelhos, tendo um recipiente para o fluido de medição e outro para o banho de aquecimento, controlado por um termostato. De seguida são abertas válvulas que permitem o escoamento do fluido de medição e é registado o tempo de escoamento de um determinado volume. Esse tempo é depois transformado em viscosidade. Na Figura 7 pode ser visto um esquema de montagem deste aparelho.

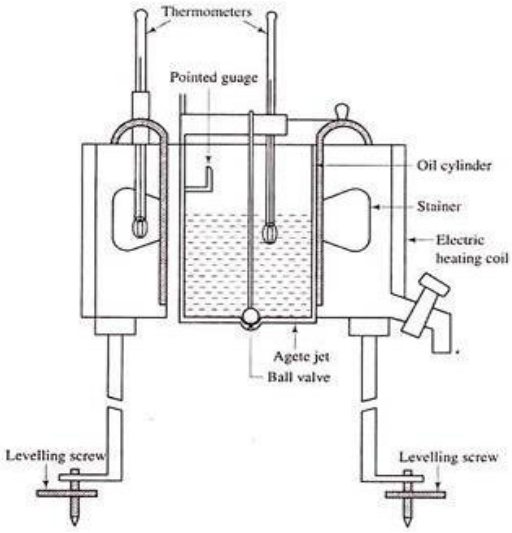


Figura 7 - Esquema do viscosímetro de REDWOOD.[10]

2.3.2.2 *Viscosímetro de Engler*

O viscosímetro de Engler foi principalmente desenvolvido para o estudo da viscosidade de lubrificantes. Funciona pela comparação da viscosidade com a da água. O princípio de funcionamento é semelhante ao do viscosímetro de Redwood. Contem um recipiente, dimensionado de maneira a que o escoamento de 200 mL de água, à temperatura de 20°C, demore cerca de 52s. O recipiente tem ainda um termostato para controlo de temperatura e um termómetro. O funcionamento consiste então na abertura da válvula localizada entre o recipiente do fluido de medição e o recipiente de medida e registado o tempo de escoamento. Pela comparação com a do líquido de referência é encontrada a viscosidade relativa. Na Figura 8 é ilustrado um esquema deste aparelho.

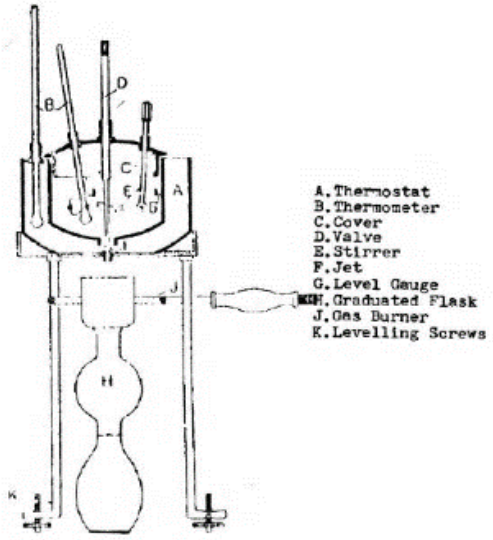


Figura 8 - Esquema do viscosímetro de Engler. [20]

2.3.3 Viscosímetros de rotação

Os viscosímetros de rotação, apesar de menos precisos e mais elaborados que os mais vulgares capilares têm algumas vantagens sobre os mesmos tornando-os interessantes em algumas aplicações. Desde logo permitem diversas medições com a mesma amostra em diferentes condições de tensão de corte. Depois permitem medições contínuas em materiais cujas propriedades sejam muito sensíveis à temperatura. E por último têm pouca ou nenhuma variação de tensão de corte da amostra ao longo da medição. Existem alguns tipos destes aparelhos sendo os mais usuais os de mola. Será nesses que será concentrado o estudo. A medição consiste em colocar um veio em rotação, com uma velocidade definida, dentro de um recipiente com o fluido de medição. Ligado a esse veio está uma mola, que com a rotação se deforma. Essa deformação é detetada e transformada em viscosidade. Na Figura 9 é apresentado um exemplo deste tipo de aparelho.
A medição é lida no disco, tendo este uma escala. Depois transformada essa deformação em viscosidade através da (Eq.**12**)

$$\nu = \frac{A_{vr} \cdot k_{vr} \cdot l_{vr}}{1000} \qquad \textbf{(Eq.12)}$$

Existem também viscosímetros de rotação digitais, que não usam a deformação de uma mola para calcular a viscosidade. Basicamente é colocado um veio em rotação imerso no fluido e registado o binário exultante da resistência à rotação. Esse binário é depois transformado de forma automática em viscosidade.

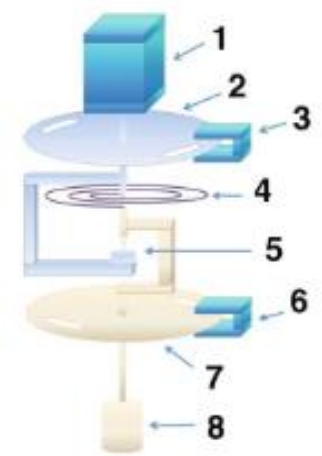


Figura 9 - Esquema do viscosímetro de rotação. 1-Motor; 2-Disco;3-Sensor; 4-Mola; 5-Pivot;6-Sensor;7-Disco;8-Veio de rotação.

2.3.4 Viscosímetros de gravidade

Os viscosímetros de gravidade, tal como o nome indica, têm como princípio de funcionamento a gravidade. Neste aparelho, um corpo, normalmente esférico, está imerso no fluido para o qual se quer medir a viscosidade e cai, sob efeito da gravidade, no interior de um tubo. Ao longo do trajeto, e depois da aceleração inicial, esse corpo atinge a sua velocidade terminal, devido ao equilíbrio da força gravitacional e do atrito [11]. De seguida, através do registo do tempo de passagem do corpo esférico entre marcas de referência, é calculada a viscosidade. Para a observação e registo do tempo são normalmente usados sensores ou observado visualmente através do vidro do tubo. Existem alguns constrangimentos associados ao uso deste tipo de viscosímetros. Em primeiro lugar é necessário um tubo de consideráveis dimensões. Segundo, a deteção do *sinker* não é fácil e pode ser um entrave. Por último não é garantido que o *sinker* tenha um trajeto descendente perfeitamente vertical, o que prejudica a medição[12]. Os corpos utilizados para a medição podem ser de diversas formas, desde esféricos, agulhas, cilíndricos, etc.

2.3.4.1 Esféricos

Os viscosímetros de corpo (ou "*sinker*") esférico são talvez os mais simples e de maior precisão. Apesar da sua simplicidade, têm também algumas dificuldades associadas. Destaca-se a necessidade de que esfera seja de construção cuidada e o mais integral possível, de maneira a minimizar desvios na trajetória da mesma. Outro pormenor a ter em consideração é que no seu trajeto descendente criam-se vórtices na traseira da esfera que prejudicam o regime que se quer laminar. A principal objeção a este tipo de aparelhos é que eles requerem uma esfera de densidade apropriada de maneira a que a lei de Stokes se verifique.
O cálculo da viscosidade em viscosímetros de gravidade com *sinker* esférico pode ser feito através da (Eq.**13**).

$$\mu = \frac{g \cdot d_{esfera} \cdot (\rho_{sinker} - \rho_{liquido})}{18 \cdot v_t} \qquad \textbf{(Eq.13)}$$

2.3.4.2 Cilíndricos

O viscosímetro de corpo cilíndrico consiste num tubo vertical onde um corpo cilíndrico desliza no interior do fluido a testar, sob o efeito da gravidade. Tal como já foi mencionado anteriormente este tipo de viscosímetro é muito sensível a fenómenos tais como a excentricidade do corpo em relação ao tubo, pois é fulcral que o trajeto descendente seja vertical e centrado. Ao longo do tempo foram feitos desenvolvimentos para melhorar esta questão, e foi demonstrado que reduzindo a folga entre o corpo e o tubo aumenta a probabilidade da concentricidade entre ambos os corpos, sendo que é recomendado que o rácio entre os dois seja de no máximo 0.95 [13].

Tal como os restantes viscosímetros deste tipo, a viscosidade é medida através do tempo de passagem entre duas marcas referência. No entanto têm sido feitos avanços que têm melhorado a precisão dos equipamentos. Kiran e Sem [14] desenvolveram um viscosímetro onde é medida a viscosidade através da diferença de potencial provocada pelo movimento do corpo num sistema de deteção *LVDT*. Este sistema, constituído por bobines, gera um campo magnético que com a passagem do *sinker* se altera. Essa diferença de potencial é depois transformada em viscosidade através da equação (Eq.**14)**.

$$\mu = \frac{C_s \cdot (\rho_{sinker} - \rho_{líquido})}{\Delta \mathrm{V}} \qquad \textbf{(Eq.14)}$$

Existem ainda outros tipos de *sinkers* tais como *sinker* em forma de agulha. Não diferem em nada dos anteriores, apenas é ajustada a forma do cálculo conforme a geometria.

2.3.5 Viscosímetros de vibração

Os viscosímetros de vibração têm recebido crescente atenção, principalmente devido à elevada capacidade de resposta a diferentes cenários, permitindo uma medição instantânea e contínua. Outros pontos fortes deste tipo de aparelho incluem o pequeno volume de fluido necessário, elevada exatidão, facilidade de funcionamento, manutenção acessível, facilidade de construção, vasta gama de fluidos a medir, entre outros [10]. Estes aparelhos medem o amortecimento de um oscilador imerso no líquido de teste. O método consiste assim em usar a resposta a uma excitação periódica, que é influenciada pela viscosidade [15]. O amortecimento à excitação pode ser medido das seguintes formas[10]:

1. Potência necessária para manter o oscilador a vibrar com amplitude constante. Quanto maior a viscosidade maior a potência necessária;
2. Tempo necessário para o oscilador parar depois de se parar a excitação forçada. Quanto maior a viscosidade menor será o tempo;
3. Frequência do oscilador como função do angulo de fase entre a excitação e a resposta. Quanto maior a viscosidade, maior o desfasamento.

O oscilador pode tomar várias formas, tais como uma esfera, um diapasão que gira dentro do líquido, uma haste, entre outros.

2.3.5.1 Oscilador em forma de diapasão

Os viscosímetros com oscilador em forma de diapasão permitem a medição não só da viscosidade como também da densidade do fluido. Foram desenvolvidos principalmente para trabalhar com hidrocarbonetos, nos quais a medição é feita através da medição da

largura de banda e pela frequência de ressonância do diapasão [10]. A largura permite calcular a viscosidade, enquanto que a frequência permite saber a densidade. Na Figura 10 pode ser visto um esquema destes aparelhos.

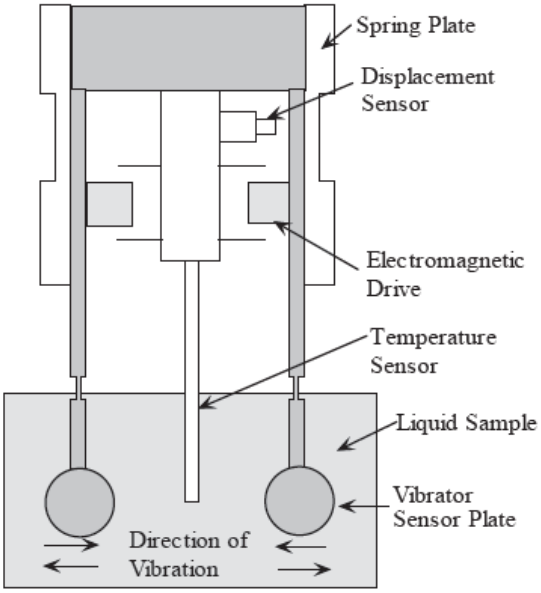


Figura 10 - Esquema de viscosímetro de vibração com oscilador em forma de diapasão. [20]

2.3.5.2 Oscilador em forma de esfera

Os viscosímetros com oscilador em forma de esfera consistem numa esfera em aço inoxidável que oscila dentro dum fluido. A viscosidade é calculada através da potência necessária para manter uma determinada amplitude na oscilação[10]. É um aparelho de uma filosofia muito simples, como demonstrado na Figura 11. A viscosidade calculada depende da densidade do fluido, logo caso seja necessário saber a viscosidade cinemática, é necessário saber a densidade de forma independente.

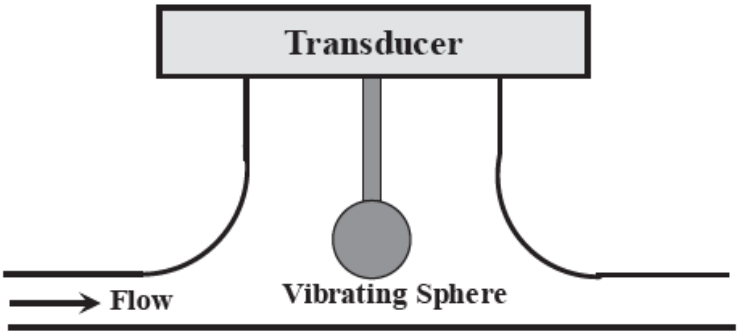


Figura 11 - Esquema de um viscosímetro de vibração com oscilador em esfera. [20]

2.3.5.3 Oscilador em forma de haste

Neste tipo de aparelhos, a viscosidade dinâmica é calculada através do amortecimento do oscilador quando é excitado de forma torsional, na sua frequência natural de vibração. Uma fonte constante excita uma haste e as variações na amplitude são medidas para calcular a viscosidade. À semelhança dos viscosímetros de vibração em esfera, os de haste também são dependentes da densidade, pelo que não permitem calcular a viscosidade cinemática de forma direta. Quanto à geometria da haste podem ser de diferentes tipos, ainda que normalmente seja de forma tubular. Nestes, o tubo é oscilado de um lado para o outro e é medida a energia dissipada no movimento oscilatório. Um exemplo deste tipo de aparelho é visto na Figura 12.

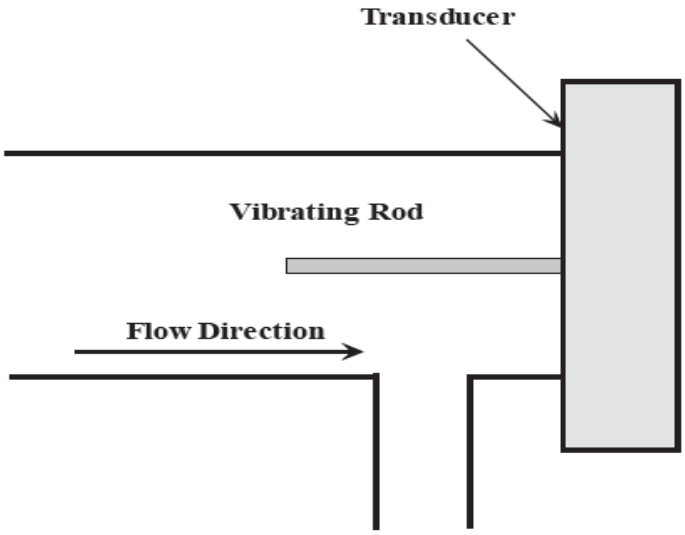


Figura 12 - Esquema de um viscosímetro de vibração com oscilador em forma de haste tubular. Imagem de [20]

2.3.6 Conclusão

Os viscosímetros apresentados são normalmente para medições de viscosidade a pressão atmosférica. Variam conforme a aplicação e conforme o líquido que se quer estudar. Apesar das suas diferenças e particularidades, todos eles funcionam sob os mesmos princípios. Existem sempre uma parte normalmente móvel imersa num fluido, onde é medido ou o tempo entre marcas referências, ou a potência para manter o movimento. Ou seja, é sempre provocado um movimento, seja por força externa seja por gravidade, desse componente no líquido e feito o estudo através da resistência imposta pela viscosidade do óleo a esse movimento. No entanto, como referido, estes viscosímetros são desenvolvidos para medições à pressão atmosfera. Mas em alguns órgãos de máquinas, as pressões atingidas são muito elevadas. Desta forma, é necessário perceber como variam as propriedades dos óleos com o aumento da pressão, nomeadamente a viscosidade. Desta forma faz-se no capítulo seguinte um estudo da viscosidade a alta pressão.

2.4 Viscosidade a alta pressão

Sendo este trabalho uma abordagem à viscosidade a alta pressão é de tamanha importância dedicar algum tempo ao estudo da mesma. Com o aumento da utilidade de soluções a alta pressão, cresce também a importância da medição exata de parâmetros reológicos como é o caso da viscosidade nessa gama de pressões, assim como de conhecer que efeito tem a variação desta propriedade nos vários fluidos. No entanto, essa medição não é de todo fácil e tem sido ao longo do tempo problemática. Isto deve-se às dificuldades no manuseamento de sistemas de alta pressão, que devem ser mais robustos e de construção mais cuidada[16].Para além disso, os cálculos da viscosidade a alta pressão não são tão simples como a baixa pressão, porque os líquidos podem não ser considerados como incompressíveis a alta pressão, uma vez que é necessário conhecer a densidade para calcular a viscosidade[17]. Apesar destes problemas, no caso de líquidos lubrificantes, a influência da pressão na viscosidade é bastante significativa. Neste últimos, pressões de GPa podem fazer variar a viscosidade em algumas dezenas[18].Também a dificuldade de desenvolvimento de aparelhos reológicos capazes de fazer medições a alta pressão tem ajudado para a tardia evolução de soluções. Nesse sentido fez-se uma análise particular dos aparelhos de aferição da viscosidade a alta pressão.

2.4.1 Viscosímetros de alta pressão

Os viscosímetros de alta pressão são semelhantes aos viscosímetros de pressão atmosférica. Desta forma, existem diversos tipos destes aparelhos, desde viscosímetros de gravidade, de vibração, entre outros. A diferença dos viscosímetros de alta pressão para os viscosímetros de pressão atmosférica reside na maior robustez dos primeiros. Naturalmente, estando a trabalhar com uma pressão muito superior, o viscosímetro sofre esforços muito superiores devido à pressão interna do fluido. Desta forma, seja

qual for o tipo de viscosímetro, as câmaras interiores são construídas com materiais mais resistentes, ou então com uma geometria mais robusta, nomeadamente espessuras superiores. As principais configurações destes aparelhos são os viscosímetros de gravidade e de rotação.

2.4.1.1 Viscosímetros de gravidade a alta pressão

Os viscosímetros de gravidade a alta pressão, tal como os de baixa pressão, funcionam pela medição do tempo de passagem entre duas marcas referência de um *sinker*, ou pela medição da velocidade terminal do mesmo. Como mencionado no ponto anterior, a principal diferença entre este tipo de aparelhos a alta pressão e os seus pares de baixa pressão é a robustez dos mesmos. Sendo formado por um conjunto de tubos, e estando o óleo no seu interior a elevada pressão, normalmente estes têm tubos de espessura superior em relação aos de baixa pressão. Outras diferenças em relação aos de baixa pressão residem nos materiais escolhidos para o sistema. Enquanto que alguns viscosímetros de baixa pressão contêm recipientes de vidro, facilitando também a deteção do *sinker*, nos de alta pressão são usados materiais mais resistentes, nomeadamente aço. Segundo Schaschke [12], as principais dificuldades dos viscosímetros de gravidade a alta pressão residem no facto da necessidade de usar uma amostra de volume razoável. A deteção do *sinker* também é um problema e segundo o mesmo autor também o movimento do mesmo é problemático, pois não é garantido que o mesmo seja verdadeiramente vertical. Estes constrangimentos levam a um maior custo deste tipo de aparelhos em relação aos de baixa pressão, que representa outra das diferenças entre os aparelhos de baixa e alta pressão. Quanto ao design e ao funcionamento são bastante semelhantes.

2.4.1.2 Viscosímetros de rotação a alta pressão

Os viscosímetros de rotação a alta pressão, tal como os de gravidade, são bastante semelhantes aos seus pares de baixa pressão. A grande diferença está mais uma vez relacionada com a robustez do sistema, necessária para suportar as elevadas cargas impostas pela pressão. Wiśniewski e Wilczyńska [19] desenvolveram um viscosímetro de rotação a alta pressão. Consistem em dois sistemas de rotação idênticos em geometria e material que compensam o atrito na rotação imposto pelos rolamentos e vedantes. Este viscosímetro é visto na Figura 13.

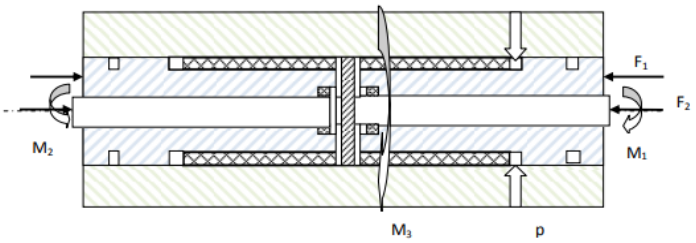


Figura 13 - Viscosímetro de rotação a alta pressão.[19]

DESENVOLVIMENTO

3.1 APRESENTAÇÃO DA GEOMETRIA GERAL E DOS CONSTITUINTES

3.2 PROJETO DE COMPONENTES

3.3 APRESENTAÇÃO DOS COMPONENTES DE CATÁLOGO

3.4 SEQUÊNCIA DE MONTAGEM

3 Projeto de viscosímetro de alta pressão

Neste capítulo faz-se a apresentação de todos os passos elaborados para o desenvolvimento do viscosímetro de alta pressão. Apresentam-se todos os constituintes do viscosímetro e faz-se uma análise à sua geometria, aos materiais, justificando a sua escolha.
Serão feitos ainda cálculos de resistência dos materiais para escolha dos mesmos e definição de cotas críticas, tais como diâmetros, espessuras, entre outros.
Foram adotados os seguintes pressupostos e objetivos para a realização deste projeto:

- Pressão máxima de trabalho de 200 MPa (apesar de, por segurança, o aparelho estar limitado a 150 MPa);
- Temperaturas de trabalho entre 20°C e 80 °C;
- Isolamento térmico para o exterior (por questões de segurança);
- Sistema de rotação para serem possíveis sucessivas medições;
- Sistema de fixação e suporte;

3.1 Apresentação da geometria geral e dos constituintes

A filosofia de viscosímetro escolhida para este projeto é o viscosímetro de gravidade. A escolha recaiu sobre este tipo de máquina devido à sua simplicidade, tanto de construção, como de manuseamento. O viscosímetro será então constituído por um uma câmara interior na qual se colocará o fluído de teste e o corpo que escoará no interior desse fluido. Esse óleo será pressurizado e aquecido, para estudar o seu comportamento com a variação desses fatores. Para controlo de temperatura irá estar circundado por outro óleo, denominado de óleo de aquecimento. Através do fluido de estudo irá deslizar um corpo, sendo que irá ser registado o tempo de passagem entre duas marcas de referência. Esse tempo é então transformado em viscosidade. O tipo de construção será construção soldada e aparafusada, sendo que os materiais serão predominantemente uma liga metálica não magnética, e o alumínio. A alimentação e extração dos óleos de medição e aquecimento é feita pelas tampas, e o tubo exterior é dividido em duas partes para facilitar a montagem. É ainda constituído por diversas ligações de alta pressão, que irão fazer a ligação entre os vários componentes, nomeadamente entre as tampas e os tubos interiores. Todo este conjunto de tubos e tampas estão fixos numa estrutura com perfis bosch, sendo que os componentes secundários (válvulas, compressor, motor, etc) estarão circunscritos aos anteriores. O viscosímetro tem por base os viscosímetros de alta pressão anteriormente

desenvolvidos na universidade de Santiago de Compostela e no laboratório de fluidos de Pau, França [20][21].

É feita a seguir uma apresentação geral do corpo principal do viscosímetro, tanto os elementos normalizados como os elementos projetados. Na Figura 14 são observados os mesmos em vista explodida, e na Tabela 4 o nome e quantidade de cada um.

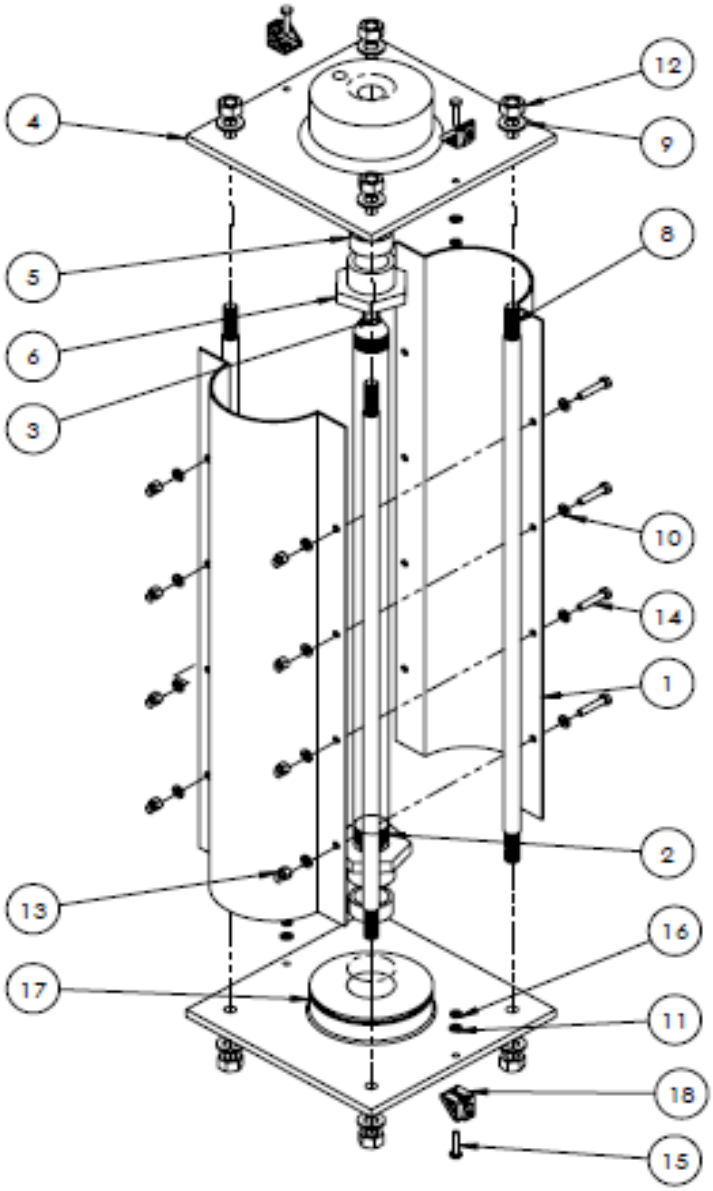


Figura 14 - Esquema dos constituintes do viscosímetro.

Referência	Nome	Quantidade	Fabricante	Código artigo
1	Meio tubo exterior	2	-	-
2	Tubo intermédio	1	-	-
3	Tubo interior	1	-	-
4	Tampa e entrada	1	-	-
5	Colar	2	HIP	30-2H16
6	Glande	2	HIP	30-2HM16
7	Estrutura (não representada)	1	-	-
8	Tirante	4	-	-
9	Anilha M10 ISO 7089	8	-	-
10	Anilha M5 ISO 7089	16	-	-
11	Anilha M4 ISO 7089	4	-	-
12	Porca M10 ISO 4034	8	-	-
13	Porca M5 ISO 4034	8	-	-
14	Parafuso M5x25 ISO 4015	8	-	-
15	Parafuso M4x20 ISO 4015	4	-	-
16	Porca M4 ISO 4035	4	-	-
17	Tampa Saída	1	--	-
18	Peça ligação	4	Bosch	3842523 511

Tabela 4 – Lista de componentes do viscosímetro

No entanto, para o funcionamento do aparelho existem outros componentes necessários, que não apenas o viscosímetro em si, tais como:

- Estrutura de suporte;
- Válvulas de controlo de fluxo e de segurança;
- Manómetros de controlo;
- Sistema de deteção;
- Sistema de aquecimento;
- Sistema de pressurização;
- Sistema de rotação.

Esses componentes serão apresentados em pormenor mais à frente.

3.2 Projeto de componentes

3.2.1 Tubos interiores

No que diz respeito aos tubos interiores, fez-se a escolha por dois tubos (um denominado intermédio [item nº 2] e outro denominado interior [item nº 3]).
Adotou-se por esta solução para eliminar a tensão provocada pela existência de diferentes pressões no interior e exterior de um tubo. No interior do tubo está um fluido a grande pressão e na parte exterior um fluido a pressão muito próxima da atmosférica. Essa diferença de pressões provocaria uma força resultante, explicada pelo efeito Bernoulli. Essa força iria então deformar o tubo, prejudicando o trajeto do *sinker*, que se quer o mais retilíneo e imperturbável possível. Para evitar esse efeito foram escolhidos dois tubos, com ligação comunicante entre si sendo que a pressão é igual no interior dos mesmos, não criando assim nenhuma tensão no tubo interior por onde passará o *sinker*. A única força que irá atuar será no segundo tubo (denominado intermédio) devido a ter pressões diferentes no interior (pressão do óleo de medida) e exterior (pressão do óleo de aquecimento, atmosférica), levando a que este tenha de ser de maior espessura para suportar as tensões e deformações.
Estes tubos têm ainda outra particularidade, que é o material. São feitos numa liga metálica não magnética. Fez-se esta escolha pois é necessária a deteção da posição do *sinker* ao longo do seu trajeto descendente. A deteção é feita através da alteração do campo magnético provocado pela passagem da peça metálica magnética. Se os tubos interiores fossem também magnéticos a deteção não seria possível.
A escolha recaiu pelo material Inconel 718, uma liga de alta resistência e não magnética.

3.2.1.1 Cálculo de tensões no tubo intermédio

Para dimensionar o tubo intermédio é necessário saber as tensões nele solicitadas. As solicitações principais são as impostas devido à elevada pressão do óleo de teste.
Para realizar os cálculos definiu-se a pressão interior como sendo de 200 MPa, apesar de, como anteriormente referido, o viscosímetro na realidade estar funcionalmente limitado a 150 MPa. Desta forma tem-se já à partida um coeficiente de segurança, e uma margem para caso se queira estudar futuramente os efeitos de pressões maiores.
As tensões interiores em tubos provocam tensões em 3 direções: z,θ,r. A tensão em z é a tensão na direção longitudinal; r é a tensão radial e a tensão em θ é a tensão tangencial, como pode ser visto na Figura 15.

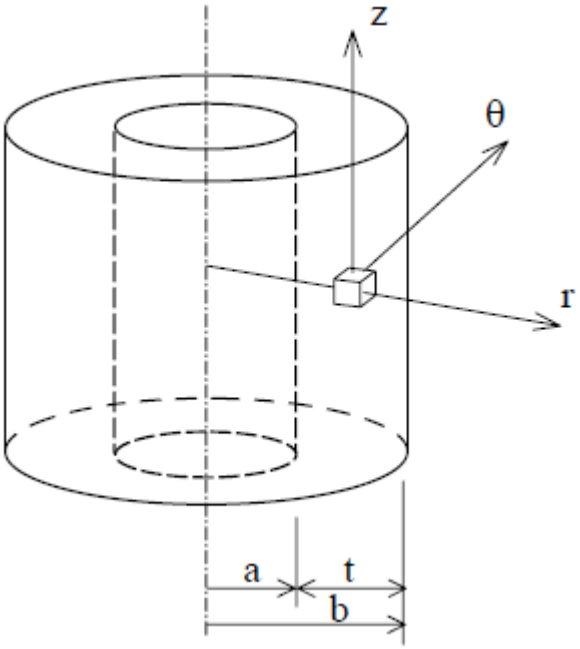


Figura 15 - Nomenclatura e referencial para a determinação das tensões em cilindros. [22]

Para dimensionar o tubo calcularam-se as tensões em ordem à espessura e raio exterior do mesmo. Atribuindo depois ao raio os valores admitidos pelas peças de ligação entre os tubos e as tampas (apresentadas no ponto 3.3.1) e igualando a tensão equivalente das mesmas à tensão de cedência do material dividida pelo coeficiente de segurança, chegou-se ao valor da espessura mínima necessária para cada um desses raios, escolhendo depois o raio que melhor serve o propósito. Para o efeito, usaram-se as fórmulas a seguir apresentadas, baseadas nas fórmulas de Lamé [22] e simplificadas como apresentado [23]. Para a tensão radial a (Eq.**16**), e para a tangencial a (Eq.**17**), em que a,b e r são apresentados na Figura 15. No caso da tensão na direção z, ela é nula, como descrito na (Eq. **15**).

$$\sigma_z = 0 \qquad \textbf{(Eq.15)}$$

$$\sigma_r = \frac{p \cdot a^2}{b^2 - a^2} \cdot \left(1 - \frac{b^2}{r^2}\right) \qquad \textbf{(Eq.16)}$$

$$\sigma_\theta = \frac{p \cdot a^2}{b^2 - a^2} \cdot \left(1 + \frac{b^2}{r^2}\right) \qquad \textbf{(Eq.17)}$$

Sabendo então que: p=200MPa; "b" é o raio exterior do tubo intermédio (r_{eti}) e toma os valores das peças de ligação; "t_t" a espessura; "a" o raio interior do tubo intermédio e é igual a b menos t_t; "r" é a distância ao centro do ponto onde se quer calcular a tensão (neste caso r=b= r_{eti}), pois as tensões tomam valores máximos no exterior dos tubos); as equações anteriores podem ser simplificadas para:

$$\sigma_z = 0 \qquad \textbf{(Eq.18)}$$

$$\sigma_r = \frac{p \cdot (R_{eti} - t_t)^2}{{R_{eti}}^2 - (R_{eti} - t_t)^2} \cdot \left(1 - \frac{{R_{eti}}^2}{{R_{eti}}^2}\right) \qquad \textbf{(Eq.19)}$$

$$\sigma_\theta = \frac{p \cdot (R_{eti} - t_t)^2}{{R_{eti}}^2 - (R_{eti} - t_t)^2} * \left(1 + \frac{{R_{eti}}^2}{{R_{eti}}^2}\right) \qquad \textbf{(Eq.20)}$$

São apresentados a seguir os cálculos das espessuras para os vários diâmetros das peças de ligação possíveis.

3.2.1.2 Diâmetro exterior 3,175 mm

a) Verificação de segurança e cálculo de espessura para d=3,175 mm

Para comparar a tensão instalada com a tensão de cedência do material é necessário calcular a tensão equivalente, que é a tensão resultante do efeito de cada uma das tensões anteriormente calculadas. Para calcular a tensão equivalente é necessário primeiro determinar as tensões principais σ_1, σ_1, σ_3. Estas tensões são nada mais que as anteriores calculadas, pelas (Eq.**18**), (Eq.**18**) e (Eq.**20**), por ordem crescente. O cálculo da tensão equivalente é feito pela (Eq. **21**).

$$\sigma_{\text{eq.d=3,175}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma 1 - \sigma 2)^2 + (\sigma 2 - \sigma 3)^2 + (\sigma 3 - \sigma 1)^2} \qquad \textbf{(Eq.21)}$$

A tensão de cedência do material é de 827 MPa, como apresentado na datasheet do mesmo. É este valor, dividido pelo coeficiente de segurança, que será comparado com a tensão equivalente. Desta comparação encontrou-se o valor de espessura do tubo para o diâmetro escolhido. Assumindo um cs de 1,6, e cumprindo a (Eq. **22**), chegaram-se aos resultados da Tabela 5.

$$cs = \frac{\sigma ced}{\sigma ins} = 1{,}6 \qquad \textbf{(Eq.22)}$$

r ext (mm)	1,588	(d=3,175 mm)	
p (MPa)	200	σ_z (MPa)	0,00
t_t (mm)	0,69	σ_r (MPa)	-200,00
		σ_θ (MPa)	386,99
σ_1 (MPa)	386,99	σ_{eq} (MPa)	516,88
σ_2 (MPa)	0,00	cs	1,60
σ_3 (MPa)	-200,00	σ_{ced} (MPa)	827,00

Tabela 5 - Resultados da espessura para dext=3.175 mm

3.2.1.3 Diâmetro exterior 6,350 mm

a) Verificação de segurança e cálculo de espessura para d=6,350 mm

Repetiu-se então os cálculos feitos para d=3,175 mm, pela (Eq.**21**) e (Eq.**22**) e encontraram-se os resultados da Tabela 6.

r ext (mm)	3,175	(d=6,350 mm)	
p (MPa)	200	σ_z (MPa)	0
t_t (mm)	1,38	σ_r (MPa)	-200,00
		σ_θ (MPa)	386,99
σ_1 (MPa)	386,99	σ_{eq} (MPa)	516,88
σ_2 (MPa)	0,00	cs	1,6
σ_3 (MPa)	-200,00	σ_{ced} (MPa)	827

Tabela 6 - Resultados da espessura para dext=6,350 mm

3.2.1.4 Diâmetro exterior 9,525 mm

a) Verificação de segurança e cálculo de espessura para d=9,525 mm

Repetiu-se então os cálculos feitos para d=3,175 mm, pelas (Eq.**21**) e (Eq.**22**) e encontraram-se os resultados da Tabela 7.

r ext (mm)	4,763	(d=9,525 mm)	
p (MPa)	200	σ_z (Mpa)	0
t_t (mm)	2,07	σ_r (Mpa)	-200
		σ_θ (Mpa)	386,99
σ_1 (Mpa)	386,99	σ_{eq} (Mpa)	516,88
σ_2 (Mpa)	0,00	cs	1,6
σ_3 (Mpa)	-200,00	σ_{ced} (Mpa)	827

Tabela 7 – Resultados da espessura para dext=9,525 mm

3.2.1.5 Diâmetro exterior 14,290 mm

a) Verificação de segurança e cálculo de espessura para d=14,290 mm

Repetiu-se então os cálculos feitos para d=3,175 mm, pelas (Eq.**21**) e (Eq.**22**) e encontraram-se os resultados da Tabela 8.

r ext (mm)	7,145	(d=14,290 mm)	
p (MPa)	200	σ_z (MPa)	0
t_t (mm)	3,11	σ_r (MPa)	-200
		σ_θ (MPa)	386,99
σ_1 (MPa)	386,99	σ_{eq} (MPa)	516,88
σ_2 (MPa)	0,00	cs	1,6
σ_3 (MPa)	-200,00	σ_{ced} (MPa)	827

Tabela 8 - Resultados da espessura para dext=14,290 mm

3.2.1.6 Diâmetro exterior 25,4 mm

a) Verificação de segurança e cálculo de espessura para d=14,290 mm

Repetiu-se então os cálculos feitos para d=3,175 mm, pelas (Eq.**21**) e (Eq.**22**) e encontraram-se os resultados da Tabela 9.

r ext (mm)	12,7	(d=25,4 mm)	
p (MPa)	200	σ_z (MPa)	0
t_t (mm)	5,53	σ_r (MPa)	-200
		σ_θ (MPa)	386,99
σ_1 (MPa)	386,99	σ_{eq} (MPa)	516,88
σ_2 (MPa)	0,00	cs	1,6
σ_3 (MPa)	-200,00	σ_{ced} (MPa)	827

Tabela 9 - Resultados da espessura para dext=25,4 mm

3.2.1.7 Conclusão diâmetro tubo e peças de ligação

Apresentadas as várias hipóteses para os diâmetros do tubo intermédio e das peças de ligação escolheu-se o raio exterior de 12,7 mm (referências 30-2H16 e 30-2HM16 das peças de ligação). Raios interiores mais pequenos dificultariam muito a produção do *sinker*, que deve ter um diâmetro de 0,95 vezes o diâmetro do tubo interior, que por sua vez deve ser menor que o intermédio. Para além disso este raio interior é o mais comum neste tipo de viscosímetros, nomeadamente o desenvolvido na Universidade de Santiago de Compostela [20], que é uma das bases deste projeto.
Em suma, o raio exterior é então 12,7 mm e a espessura do tubo calculada para resistir a uma pressão interior de 200 MPa é aproximadamente 5,5 mm.
No entanto as peças de ligação escolhidas requerem um acabamento específico ao tubo, como apresentado na Figura 16.

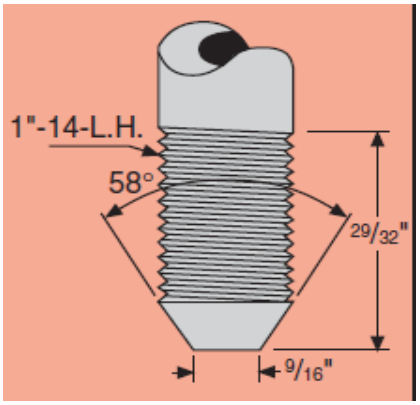


Figura 16 - Requerimentos de acabamento do tubo.

Tendo em conta estes requerimentos, a espessura teve de ser aumentada pois não é possível conjugar a espessura de 5,5 mm com o chanfro necessário. Foi então escolhida a espessura de 6,5 mm.

3.2.1.8 Avaliação das tensões no tubo intermédio

Para corroborar os cálculos anteriores fez-se uma simulação, através do método de elementos finitos, das tensões impostas no tubo intermédio. Para obtenção das tensões utilizou-se o pacote de MEF do software Solidworks[R], em que malha usada tinha elementos triangulares, com a configuração apresentada na Figura 17.

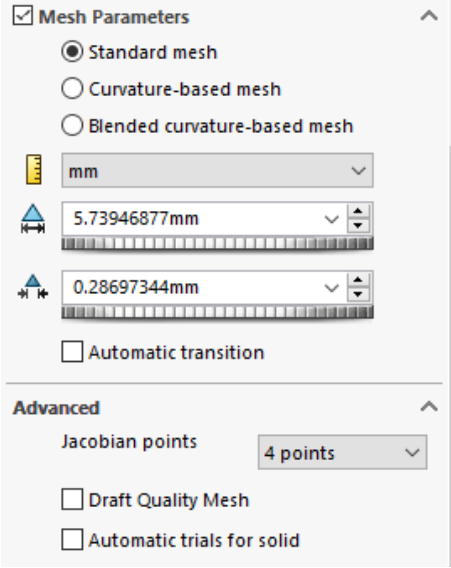


Figura 17 - Configuração dos elementos da malha.

Foi aplicada uma pressão interior de 200 MPa. As condições de fronteira resumem-se à aplicação de duas áreas em que os deslocamentos são nulos, correspondentes às áreas onde o tubo contacta com a tampa, assim como a rosca de aperto da peça de ligação. As mesmas são observadas na Figura 18.

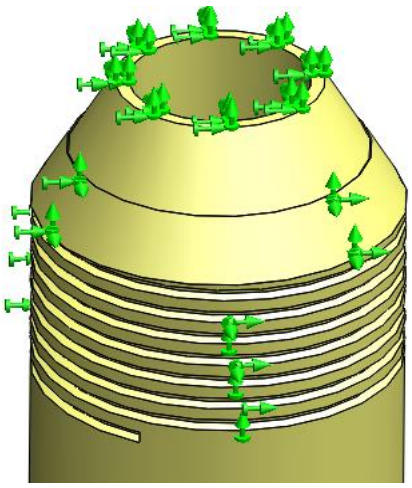


Figura 18 - Condições de fronteira aplicadas no tubo intermédio.

O resultado obtido foi o apresentado na Figura 19.

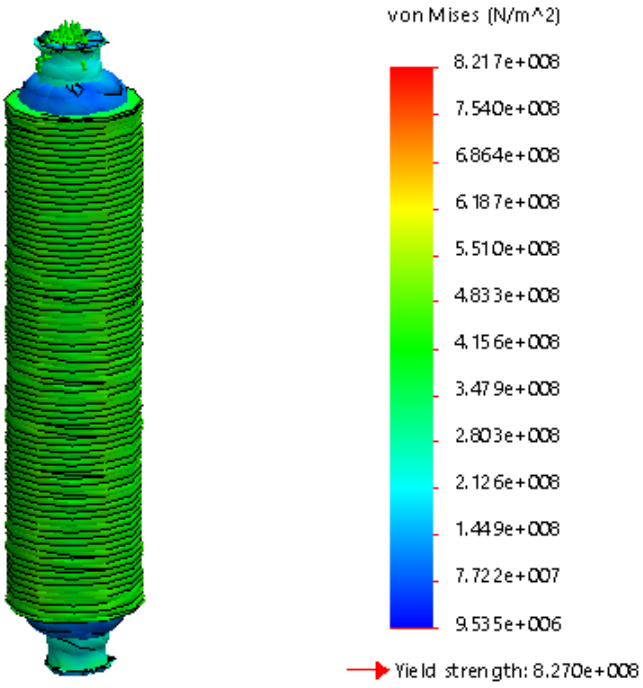


Figura 19 - Simulação de esforços no tubo intermédio.

Analisando os dados extraídos da simulação, a tensão máxima instalada é de cerca de 500 MPa. A diferença entre ambas é demonstrada pela (Eq. **23**).

$$erro(\%) = \left|\frac{512{,}391 - 500}{512{,}391}\right| \cdot 100 = 2{,}4\% \qquad \textbf{(Eq.23)}$$

Também foram analisados os deslocamentos no tubo, pois não é desejável que o tubo tenha uma elevada deformação. Esses deslocamentos esperados são apresentados na Figura 20. O deslocamento máximo é de 0,013 mm.

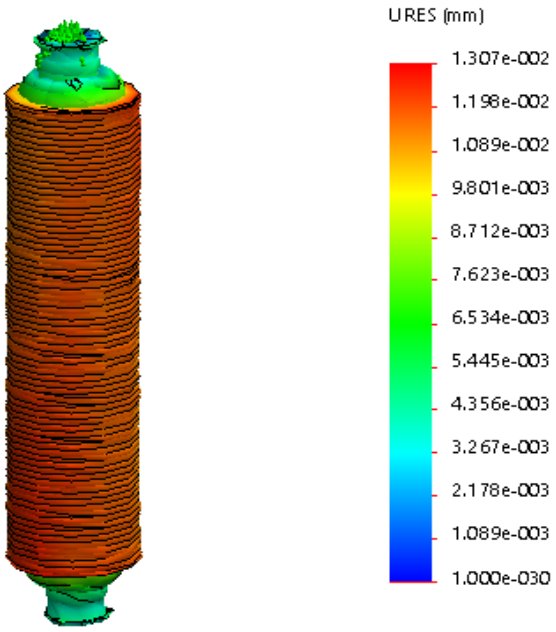


Figura 20 - Deslocamentos no tubo intermédio.

3.2.2 Tubos de alimentação do óleo de alta pressão

Para além dos tubos interiores do viscosímetro, também os tubos de alimentação têm de ser dimensionados, pois antes de entrar no aparelho são estes que sofrem pela pressão interna do óleo. Assim, fez-se o dimensionamento da mesma forma que nos tubos interiores do viscosímetro. Tal como os anteriores, estes tubos estão dependentes da ligação de alta pressão que irá permitir a sua ligação à tampa superior. Nesse sentido atribuíram-se a estes tubos os diâmetros exteriores permitidos pelas peças de ligação, e fizeram-se os cálculos de resistência para calcular a espessura mínima. As equações usadas foram as mesmas do dimensionamento do tubo intermédio, nomeadamente (Eq.**15**), (Eq.**16**) e (Eq.**17**), para cálculo das tensões nas direções z,r e σ respetivamente. De seguida aplicou-se as condições das equações (Eq.**21**) e (Eq.**22**).
Analisando os dados apresentados na Tabela 7, escolheu-se o tubo com diâmetro exterior de 9,525 mm, com uma espessura de 2 mm (espessura mínima calculada de 2,07 mm). No entanto, tal como mencionado no ponto 3.2.1.7, esta ligação requer um

chanfro no tubo, que para o caso do tubo de 9,525 mm é o apresentado na Figura 21. Desta forma, é impossível conjugar uma espessura de 2mm com o chanfro necessário. Modificou-se então a espessura para 3,175 mm. O tubo tem então dimensões 9,525x3,175 mm.

Já as peças de ligação usadas (Glande e colar tal como nos tubos interiores) têm respetivamente as referências 60-2HM6 e 60-2H6. Na Figura 22 são vistas as dimensões destes componentes assim como o acabamento necessário no tubo para o correto encaixe. Estas dimensões estão em polegadas pois são as dadas pelo fabricante na sua datasheet.

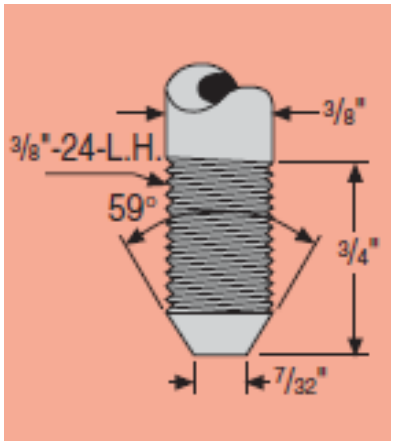


Figura 21 - Acabamento requerido pelas peças de ligação para tubo com 9,525 mm de diâmetro.

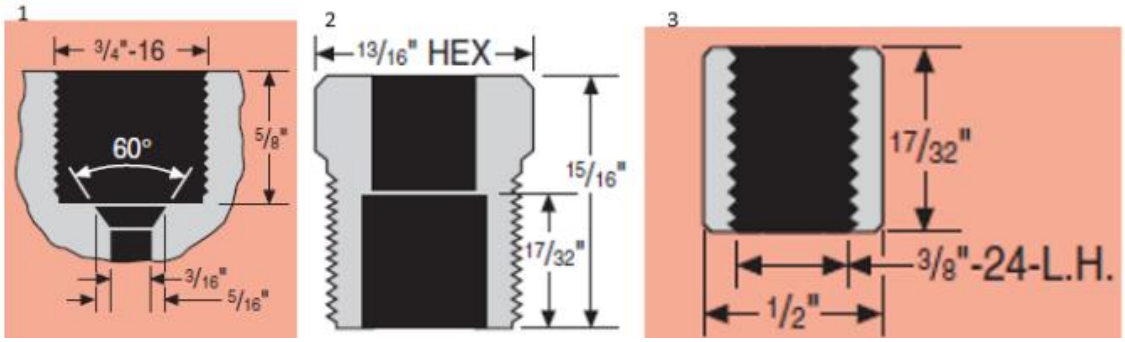


Figura 22 - Peças de ligação dos tubos de alimentação e a tampa de cima. Com 1 o acabamento do tubo; com 2 a Glande e com 3 o colar.

3.2.3 *Sinker*

Sinker é a peça através da qual será feita a medição da viscosidade do óleo. Este componente desloca-se pelo óleo e através do tempo entre duas marcas será feito o cálculo da viscosidade. O mesmo será feito em metal magnético, para que possa ser detetado. A geometria do *sinker* pode ser, tal como apresentado anteriormente, uma agulha, uma esfera, um cilindro, entre outros. Apesar de um corpo esférico ser preferível devido à maior simplicidade na deriva da equação teórica [10], escolheu-se um *sinker* cilíndrico. Fez-se a escolha pois num corpo esférico em movimento num fluido geram-

se vórtices na parte traseira da esfera, que prejudicam o regime laminar que se pretende para a correta medição da viscosidade. Como referido anteriormente, para os melhores resultados o diâmetro do *sinker* deve ser de aproximadamente 0,95 vezes o diâmetro do tubo por onde se irá mover [17]. Isto significa que o *sinker* terá um diâmetro de 6,2 mm e atribuiu-se um comprimento de 15 mm. Este comprimento segue os comprimentos validados pelos diversos estudos da área, nomeadamente Zeng e Schaschke [17].

No entanto, estas considerações só são válidas se o regime do escoamento for laminar. Desta forma, fez-se uma análise do movimento do *sinker* para efetivamente verificar se este pode se esta condição se verifica. Para isso, calculou-se o número de Reynolds para este escoamento.

O número de Reynolds é calculado pela (Eq.**24**), em que D_e é calculado pela (Eq.**25**). Calculou-se primeiro D_e com os raios do *sinker* e do tubo interior e chegou-se ao valor de 0,1201 m.

$$Re = \frac{\rho \cdot c_{escoamento} \cdot D_e}{\eta} \qquad \textbf{(Eq.24)}$$

$$D_e = \frac{2 \cdot {r_s}^2}{r_{iti} - r_s} \qquad \textbf{(Eq.25)}$$

De seguida, para continuar a análise, foi necessário recolher dados experimentais de um escoamento para saber os valores da velocidade do escoamento (c). Para isso simulou-se um escoamento de um *sinker* com o mesmo diâmetro do que se utilizará no projeto e um tubo com o mesmo diâmetro interior do tubo interior do projeto. Registou-se posteriormente o tempo demorado por esse *sinker* entre duas marcas de referência distas 0,1m uma da outra, dentro do tubo com óleo squalene a 80°C e 10 MPa. Simplificou-se a (Eq.**24**), com os valores do D_e e da distância entre as marcas referência. Chegou-se assim à (Eq.**26**), em que t representa o tempo de passagem entre as duas marcas.

$$Re = \left(\frac{\rho}{\eta \cdot t}\right) \cdot 0{,}012 \qquad \textbf{(Eq.26)}$$

Desta forma, e sabendo que para o regime ser laminar o R_e tem de ser menor que 1000, verifica-se que a massa volúmica do óleo de medição sobre a sua viscosidade multiplicada pelo tempo registado deve ser menor que 83333,3, como descrito na (Eq.**27**).

$$\frac{\rho}{\eta \cdot t} \leq 83333{,}3 \qquad \textbf{(Eq.27)}$$

Realizou-se então a experiência descrita anteriormente. As características do óleo e o tempo registado experimentalmente são as apresentadas na Tabela 10.

Características do óleo squalene a 80°C e 10 MPa	
η (MPa.s)	5,4315
ρ (g/cm^3)	0,7774
t (s)	7,30

Tabela 10 - Características do óleo squalene a 80°C e 10 MPa e resultados da experiência.

Com estes valores experimentais e aplicando a (Eq.**26**), chegou-se a um valor de R_e de 235, abaixo dos 1000. Isto demonstra que efetivamente para este exemplo o regime pode ser considerado laminar.

Em suma, pode ser usado um *sinker* e um tubo com as características apresentadas, desde que se verifique a condição da (Eq.**27**). Deve ser então feito o cálculo após cada experiência, garantindo que o regime se manteve laminar na mesma. Caso não se verifique esta condição, os dados da experiência não poderão ser considerados válidos. A geometria do *sinker* é a apresentada na Figura 23 e o material usado é a liga X4CrNiMo16-5-1.

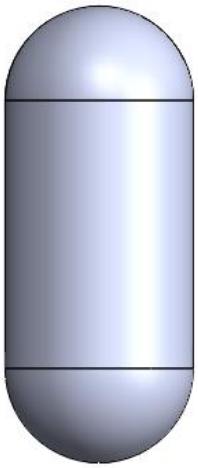


Figura 23 - Geometria do *sinker.*

3.2.4 Tampas

O viscosímetro é constituído por duas tampas, denominadas tampa de entrada e de saída. Estas são responsáveis pela vedação dos óleos, assim como suportar as cargas axiais impostas pela pressão do óleo de medida. Para além disso é através das tampas que é feita a alimentação e extração dos fluidos de teste e aquecimento pelo que têm de ter furos para estas funções. A alimentação do óleo de medição é feita pela tampa de entrada e tem uma ligação de alta pressão aos tubos de alimentação. Quanto à alimentação do óleo de aquecimento não necessita de uma ligação de pressão, pelo que tem um furo simples. Já a extração de ambos os óleos é feita pela tampa de saída. Nesta, fizeram-se dois furos para estas funções. Ambos estão normalmente tapados por duas

“plugs”, que se retiram quando se quiser extrair os óleos. No caso da plug para o furo do óleo de medição, é normalizada e apresentada na Figura 24.

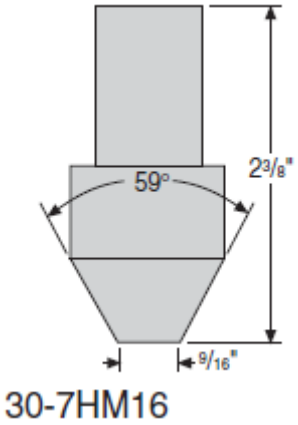


Figura 24 - Plug do furo do óleo de medição.

As duas tampas são ligadas entre si através de 4 tirantes, que têm como objetivo suportar o esforço axial nelas imposto. Já no interior são fixas aos tubos interiores através da ligação de alta pressão, como visto na Figura 25. Esta ligação é constituída por duas peças (representadas com a cor azul [Glande-Item nº6] e rosa [Colar-item nº5]). A peça Glande é apertada à tampa exterior, e o colar é apertado ao tubo interior. As duas encaixam entre si, formando um batente.

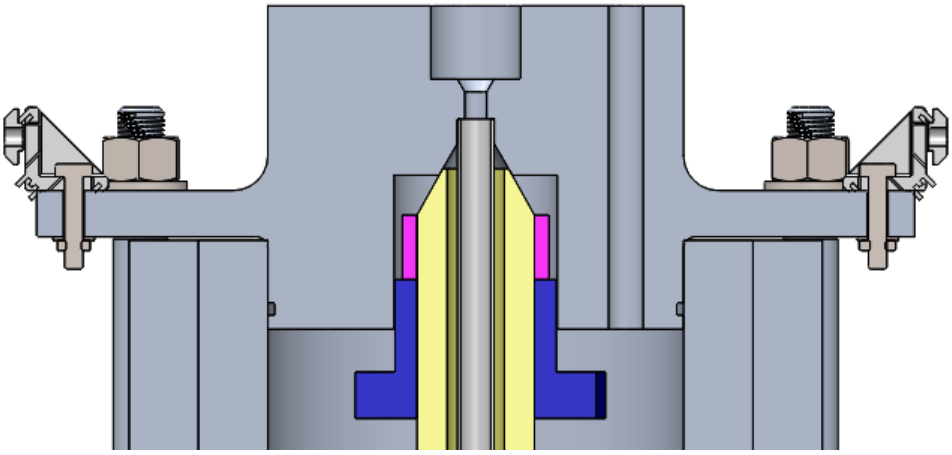


Figura 25 - Pormenor da ligação tampa-tubo.

3.2.4.1 Cálculo de resistência das tampas

As tampas são dos componentes que maiores solicitações sofrem. Ao estarem em contacto (por aparafusamento e encosto) com o tubo interior e intermédio, as tampas sofrem solicitações devido à pressão que o óleo está sujeito. Essa tem tendência a expandir o tubo, efeito que é contrariado pelas tampas. Para os cálculos da resistência das tampas usou-se o pacote de MEF do Solidworks[R], devido à complexidade geométrica das mesmas, que dificulta o cálculo analítico. A malha criada, constituída por elementos triangulares, tem as características apresentadas na Figura 26.

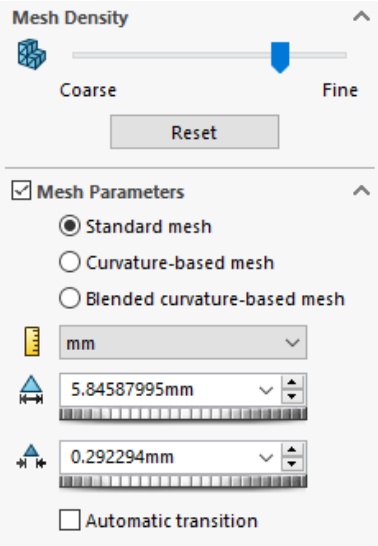


Figura 26 - Configurações da malha usada nas simulações MEF nas tampas.

Para isso calculou-se primeiro a força aplicada nas mesmas pelo efeito da pressão. A força é calculada pela equação (Eq.**28**), que diz que a força é igual à pressão multiplicada pela área. Neste caso específico há duas forças a serem aplicadas: uma devido à área de contacto das tampas com o tubo interior (A_1) e outra com o tubo intermédio (A_2). Ambas as áreas de contacto são vistas na Figura 27, a azul. Chamou-se à primeira força F_1 e à segunda F_2.

$$P = F/\mathrm{A} \qquad \textbf{(Eq.28)}$$

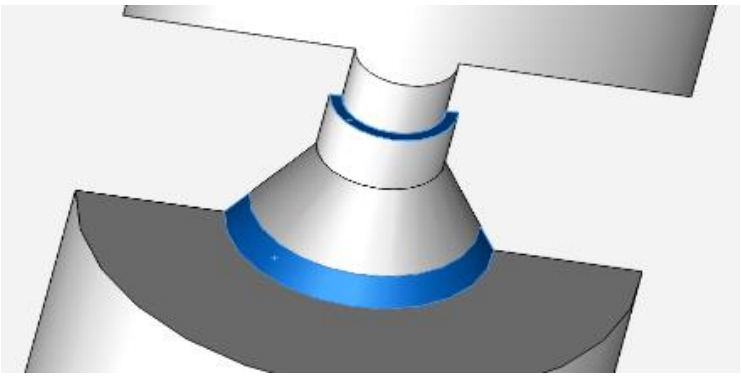


Figura 27 - Esquema da área de contacto das tampas e tubo.

O cálculo da força F1 fez-se aplicando a (Eq.**28**). Nesta, a área é representada pela área de contacto entre o tubo interior e a tampa, que não é mais que a área da secção do tubo. Essa área calcula-se pela (Eq.**29)**.

$$A_1 = \pi \cdot ({r_{eti}}^2 - {r_{iti}}^2) \qquad \textbf{(Eq.29)}$$

Aplicando a (Eq.**29)** na (Eq.**28**), calculou-se a F_1, que tem valor de 3175,52N
Fez-se a mesma abordagem para o cálculo da força aplicada pelo tubo intermédio na tampa. A superfície de contacto nesta zona é não mais que um trapézio. Fez-se o cálculo da área com a (Eq.**30**), em que h,B e b são explicados na Figura 28.

$$A_2 = \pi \cdot \left[\left(\frac{B}{2}\right)^2 - \left(\frac{b}{2}\right)^2\right] \qquad \textbf{(Eq.30)}$$

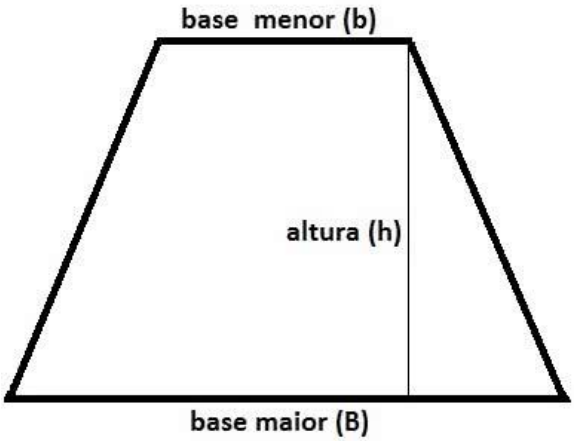


Figura 28 - Esquema da área de um trapézio.

Calculou-se a força de contacto F_2 através da (Eq.**28**) e o valor obtido é 19512,12N. Fez-se depois uma simulação no pacote de MEF do Solidorks^R para calcular as tensões e verificar a resistência das tampas. Para isso definiu-se também as fixações que as tampas têm, para aplicação das condições de fronteira. Para isso atribuíram-se 6 fixações às

mesmas, devido à existência dos 4 tirantes que evitam que as tampas se “afastem” do conjunto, assim como as duas fixações aos perfis da estrutura. O esquema da aplicação das forças e das condições é visto na Figura 29 e Figura 30. As condições de fronteira aplicadas são de deslocamento nulo nos 6 pontos de fixação demonstrados na Figura 29. Já as forças aplicadas são apresentadas na Figura 30.

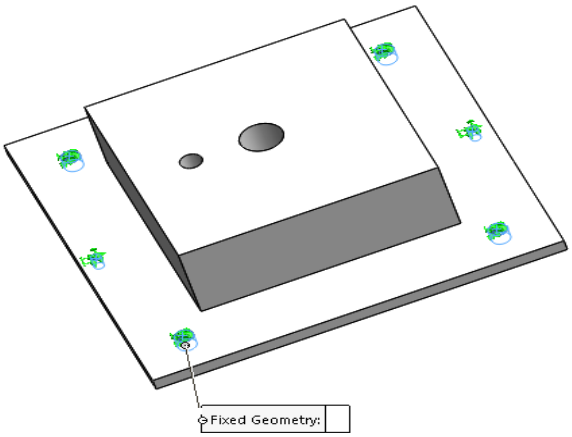


Figura 29 - Esquema das fixações aplicadas às tampas.

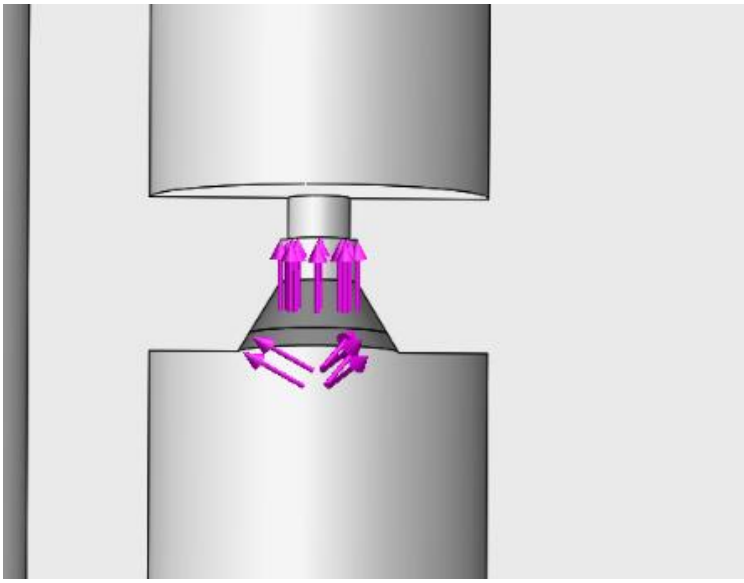


Figura 30 - Esquema das cargas aplicadas às tampas.

Atendendo aos resultados da simulação, apresentados na Figura 31, conclui-se que as tampas são capazes de resistir às solicitações impostas pela pressão interior. A tensão máxima instalada é de cerca de 160 MPa. Já o material que se escolheu para uma primeira análise é o Inconel 718, com tensão admissível de 827 MPa. Tendo isto em conta conclui-se que a tampa está sobredimensionada. Fez-se então um trabalho de otimização da mesma.

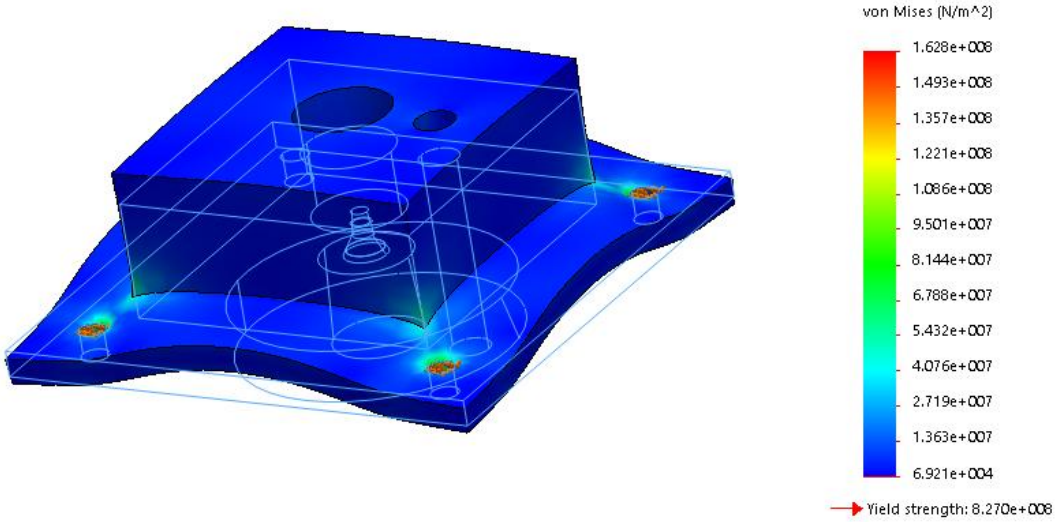


Figura 31 - Resultados simulação de esforços na tampa.

A otimização das tampas pode fazer-se em dois grandes pontos: a geometria e o material. Em relação à geometria pode ser otimizada na medida em que podem ser reduzidas as dimensões de algumas áreas que sofrem menores esforços. Este "aligeirar" de geometria tem também influência num ponto muito relevante que é o peso do viscosímetro. O peso do mesmo é muito importante pois facilita muitos processos tais como a montagem do aparelho, bem como a futura manutenção e limpeza. Tem ainda influência na escolha do sistema de rotação do viscosímetro pois quando mais leve for menos robusto e mais simples poderá ser esse sistema.

Relativamente ao material pode ser escolhido um material como o alumínio, que tendo um valor de tensão de cedência menor, leva ao não sobredimensionamento das tampas. Sendo que o alumínio é reconhecidamente um material mais leve que o aço (para o mesmo volume), beneficia também o ponto já referido da massa. Esta análise é feita mais à frente, depois de se otimizar a geometria.

Fizeram-se então sucessivas iterações para obter o melhor compromisso possível.

3.2.4.2 Primeira iteração: otimização da geometria dos topos das tampas

Para otimizar a geometria fez-se primeiro uma análise das zonas onde se tem uma menor tensão instalada. Atendendo à Figura 31 as zonas de menor tensão são todas as áreas a azul escuro. Observando também a Figura 32, verifica-se que existe uma elevada zona no topo das tampas que tem material que pode ser eliminado (zona a azul). Do lado do furo de alimentação do óleo de aquecimento a margem que existe é de 15 mm. No entanto, a folga entre as paredes da tampa e o furo central de alimentação do óleo que se quer medir é cerca de 3 vezes superior. É esta zona que pode ser reduzida, reduzindo assim o peso da tampa. Para esta redução adotou-se por alterar os topos as tapas para uma forma circular. Estas alterações aplicam-se desde o topo das tampas até à zona dos furos dos batentes. Fez-se então uma primeira tentativa, assumindo um diâmetro da parte superior de 90 mm. Para efeitos comparativos, o volume inicial da tampa é de 1,11 m^3, o que atendendo a uma massa volúmica do material em questão de 8220 kg/m^3 significa uma massa de cada tampa de 9,16 kg. Após a alteração, situação demonstrada na Figura 33, a massa passou para 6,18 kg, que significa uma redução de aproximadamente 33% (fruto de uma redução para um volume de peça de 0,75 m^3).

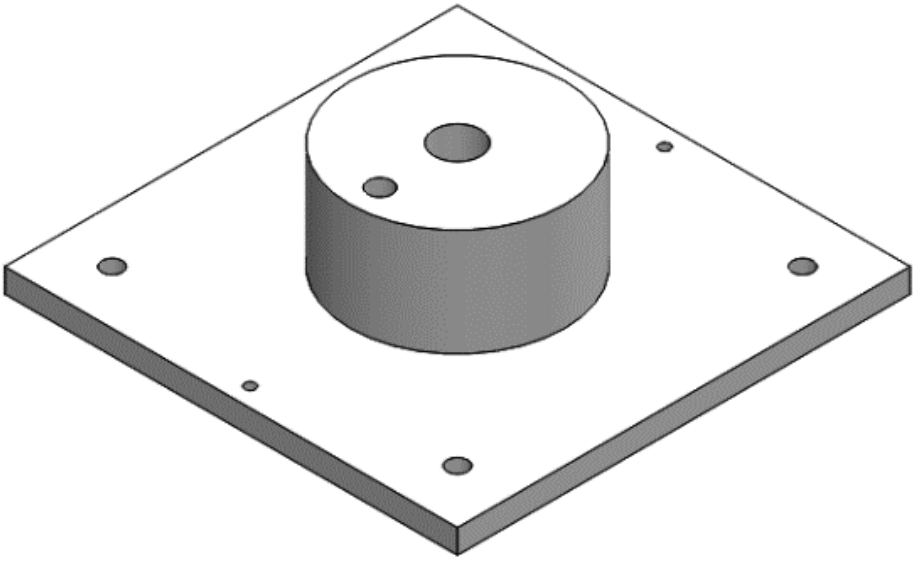


Figura 33 - Tampa depois da primeira alteração no topo.

Fez-se a mesma alteração para a parte da tampa que está dentro do tubo. Esta alteração resulta numa redução de massa de 6,18 kg para 5,9 kg. De notar que esta alteração teve impacto no diâmetro interior dos meios tubos exteriores, não sendo este impacto critico pois estes não sofrem praticamente esforços.
Depois de feitas as alterações da geometria das tampas repetiram-se as simulações de resistência das mesmas. Para o efeito aplicaram-se as forças calculadas em 5.5.2.1 e as mesmas condições de fronteira. Os resultados são os vistos na Figura 34.

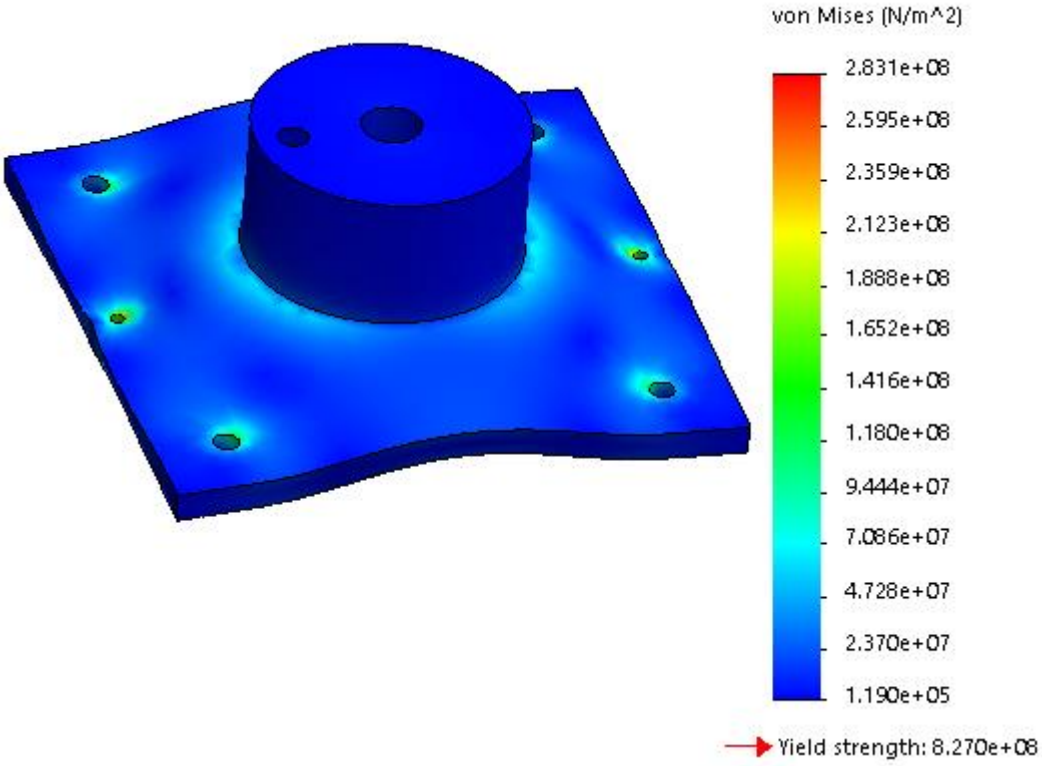


Figura 34 - Resultados da segunda simulação de esforços na tampa

Apesar da diminuição de material que foi efetuada, as tampas continuam a ter resistência suficiente para as cargas aplicadas. A grande variação que se nota é que enquanto que na primeira simulação praticamente toda a peça se encontrava na faixa de menor tensão (na Figura 31 vemos quase toda a peça a azul escuro), na segunda já se vêm muitas zonas a azul claro (faixa de maior tensão que na faixa azul escuro) e vemos algumas zonas de tensão localizada (zona a verde). No entanto ainda há muitas zonas de sobredimensionamento.

3.2.4.3 Segunda iteração: Redução da espessura da base das fixações

Fez-se então nova iteração em que se cortou metade da altura da aba de base da tampa. Essa aba tinha 10 mm de espessura e modificou-se para 7 mm. Com esta atura a massa desceu para 4,9 kg. Modificou-se também o furo no topo da tampa, pois existiu a necessidade de dimensionar a ligação da tampa ao tubo de alimentação do óleo, que não estava contemplada na primeira simulação. O furo presente na anterior simulação era um furo de teste e não com as dimensões finais. Fez-se nova simulação e os resultados são os da Figura 35.

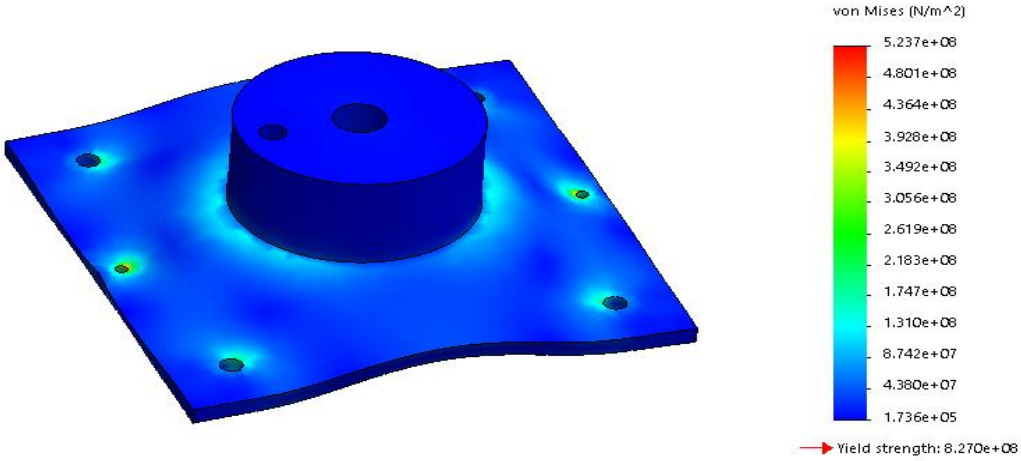


Figura 35 - Resultados da simulação da terceira iteração.

Estes resultados demonstram que apesar de ainda haver zonas sobredimensionadas já se começa a aproximar das tensões de cedência do material, principalmente nas zonas de concentração de tensão. Poderiam ser alterar mais zonas, nomeadamente a zona das fixações aproximando-as do centro da tampa. Esta alteração permitiria que a base das fixações fosse mais pequena, logo retiraria resistência e massa à peça (aproximando-a assim do limite do material). No entanto isso causaria constrangimentos na montagem pois os tirantes passariam a estar muito próximos do centro e seria quase impossível a montagem dos meios tubos exteriores. Os deslocamentos esperados são os apresentados na Figura 36.

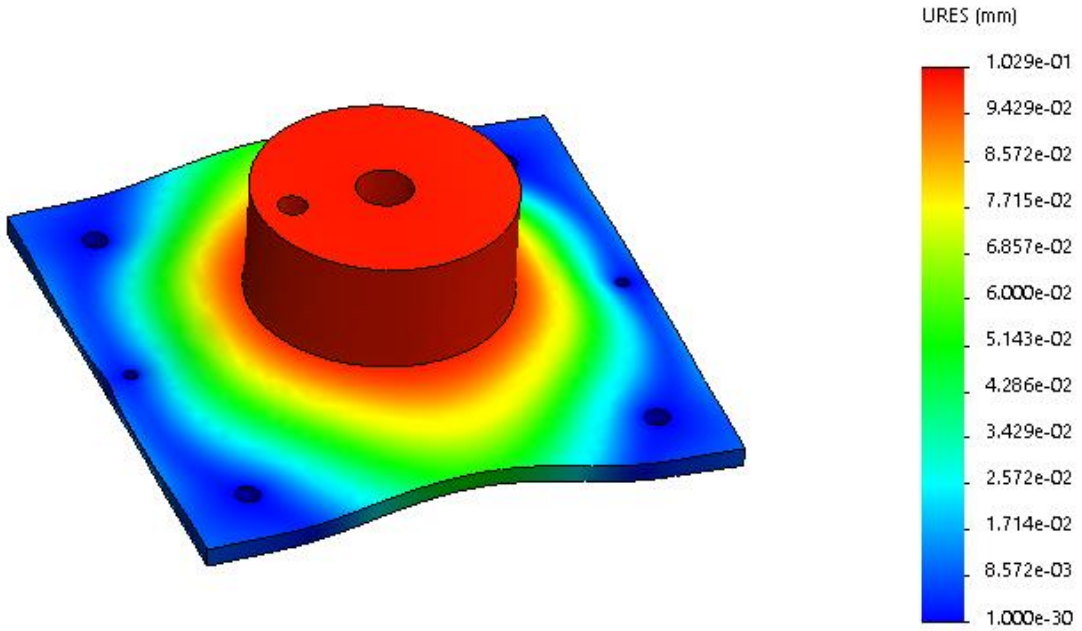


Figura 36 - Simulação dos deslocamentos das tampas.

Para finalizar a geometria aplicaram-se raios na interseção entre a zona circular e a zona de encosto e aperto dos tirantes, para servir de relaxamento de tensões. Esta alteração é visível na Figura 37.

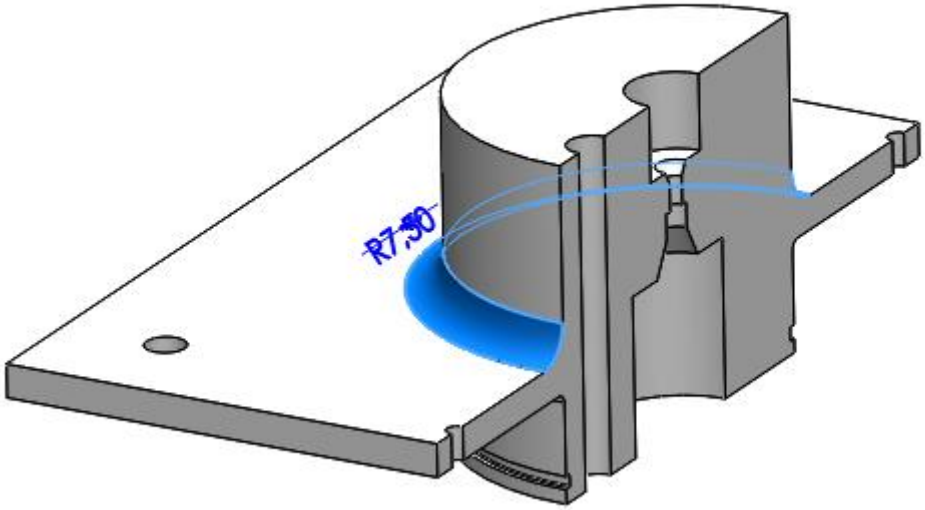


Figura 37 - Adição de raio para relaxamento de tensões.

Fez-se nova simulação para verificação das melhorias impostas. Os resultados são os apresentados na Figura 38. Como pode ser observado a tensão máxima passa de 5,237E8 para 4,8E8 N/m^2.

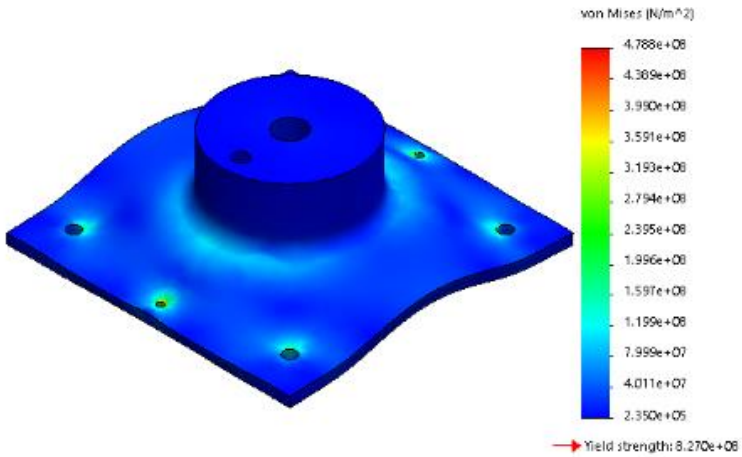


Figura 38 - Resultados da simulação após aplicação de raio para relaxamento de tensões.

Já os deslocamentos também apresentam um decréscimo, como observado na Figura 39.

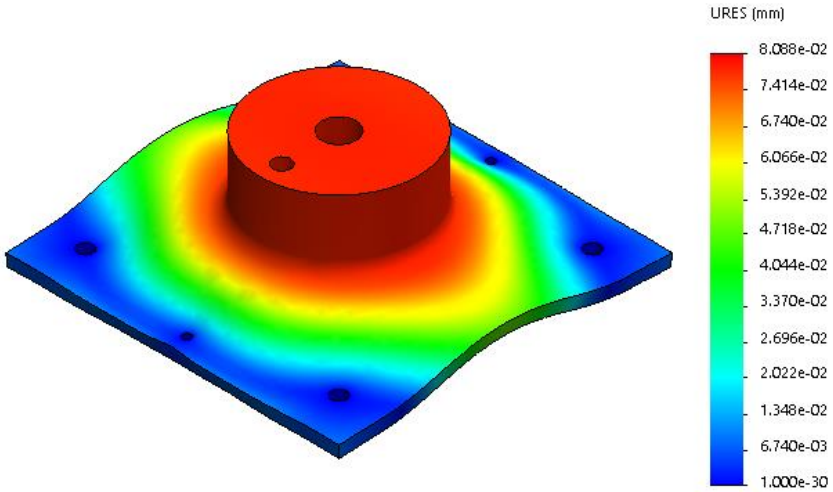


Figura 39 - Deslocamentos após aplicação de raio para relaxamento de tensões

3.2.4.4 Terceira iteração: Alteração de geometria devido a termopar

Quando se fez a escolha do termopar para recolha da temperatura do óleo de medição, verificou-se que o diâmetro exterior da zona de entrada de óleo não poderia ser de 90 mm, pois o termopar escolhido tem um comprimento desde a sua ponta de medição e a rosca de aperto de 30 mm, como demonstrado na Figura 40.

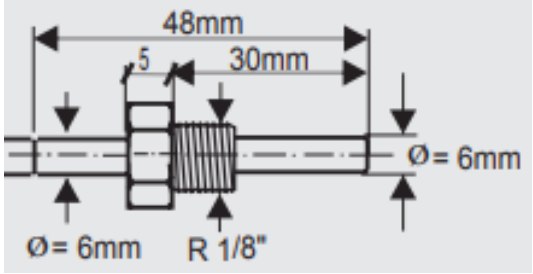


Figura 40 - Cotas do termopar.

Desta forma, adotou-se um diâmetro de 50 mm. De salientar que esta alteração apenas se aplica a uma das tampas, neste caso a de saída. Desta forma, a tampa de entrada é igual à descrita no ponto 3.2.4.3 e a tampa de saída tem então 50 mm de diâmetro exterior na zona de saída de óleo e 90 mm de diâmetro na zona de encosto aos meios tubos exteriores. Na Figura 41 é apresentada a geometria da tampa de saída.

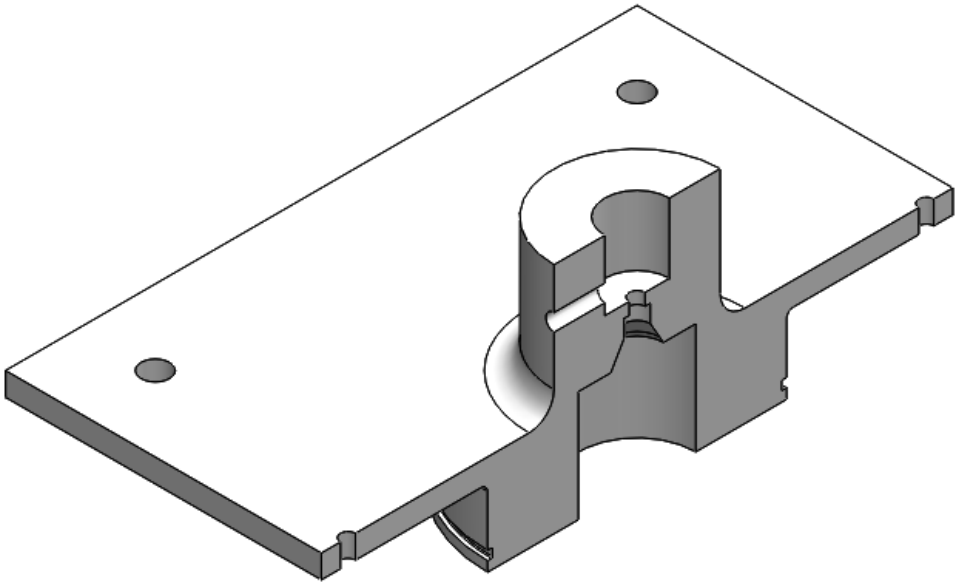


Figura 41 - Tampa de saída.

Fez-se a simulação para a tampa de saída com as mesmas condições de fronteira e cargas do ponto 3.2.4.1. Os resultados das tensões na tampa de saída são os apresentados na Figura 42 e os deslocamentos na Figura 43.

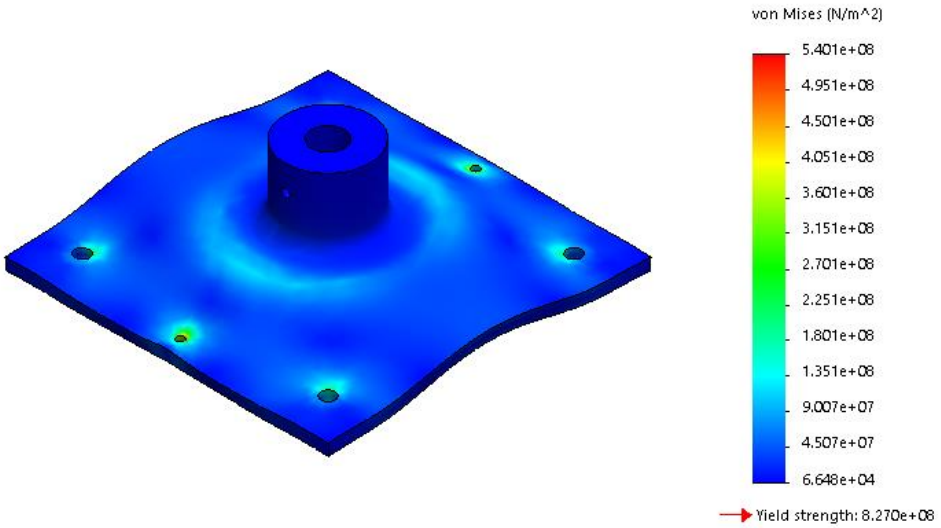


Figura 42 - Resultados da simulação da tampa de saída.

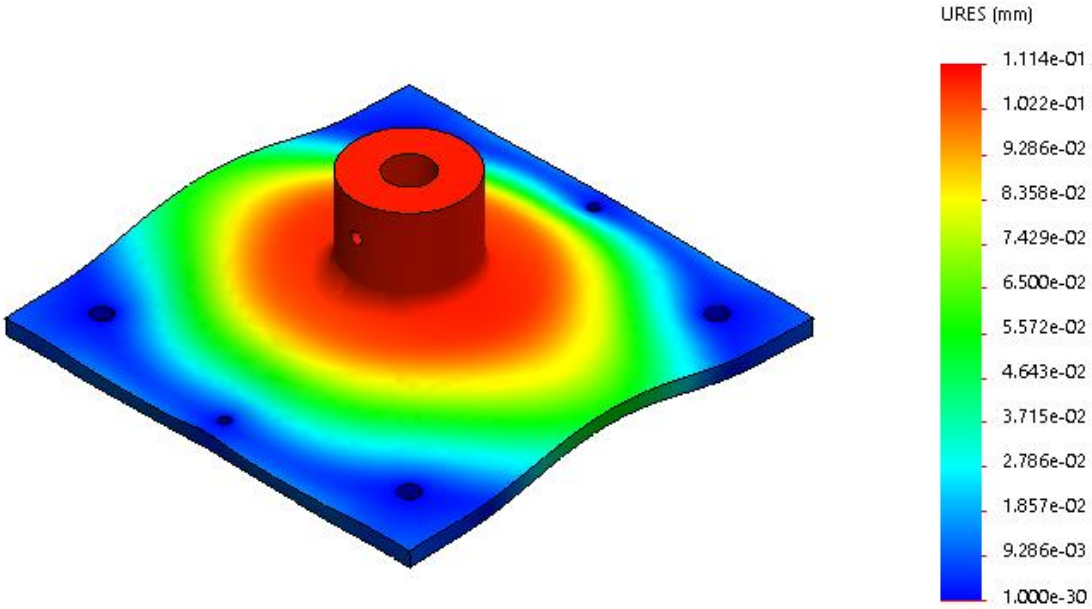


Figura 43 - Deslocamentos da tampa de saída.

Atendendo os resultados observados na Figura 42 e Figura 43, conclui-se que aa tampa de saída, tal como a tampa de entrada, está sobredimensionada. Não podendo a geometria ser mais otimizada, fez-se um último estudo na tentativa de encontrar o melhor compromisso entre geometria, fabrico, montagem e resistência do componente.

Neste sentido, estudou-se alterar o material das tampas para o alumínio Al 6061-T6. Para isso fez-se nova simulação com este material para a tampa de saída. Apenas se fez para esta tampa pois é a que está mais perto do limite do material, pelo que se esta for capaz de resistir às solicitações com este material, também a de entrada será capaz.

3.2.4.5 Quarta iteração: alteração do material para AL 6061-T6

Fez-se a nova simulação com a alteração do material para alumínio e o resultado é o apresentado na Figura 44. Como se pode ver, maior parte da tampa é capaz de resistir às solicitações. No entanto, existem zonas de concentração de tensão, nomeadamente nas zonas de ligação à estrutura, onde a tensão ultrapassa tensão de cedência do material. Desta forma, seria arriscado avançar com esta solução. No entanto, como o ganho a nível do peso é elevado (massa passa de 3,59 kg para 1,18 kg), decidiu-se alterar novamente a geometria. Fez-se então a reversão da alteração realizada no ponto 3.2.4.3, aumentando de novo a espessura da base de 7 mm para 10 mm. Fez-se e novo a simulação e os resultados são os da Figura 45.

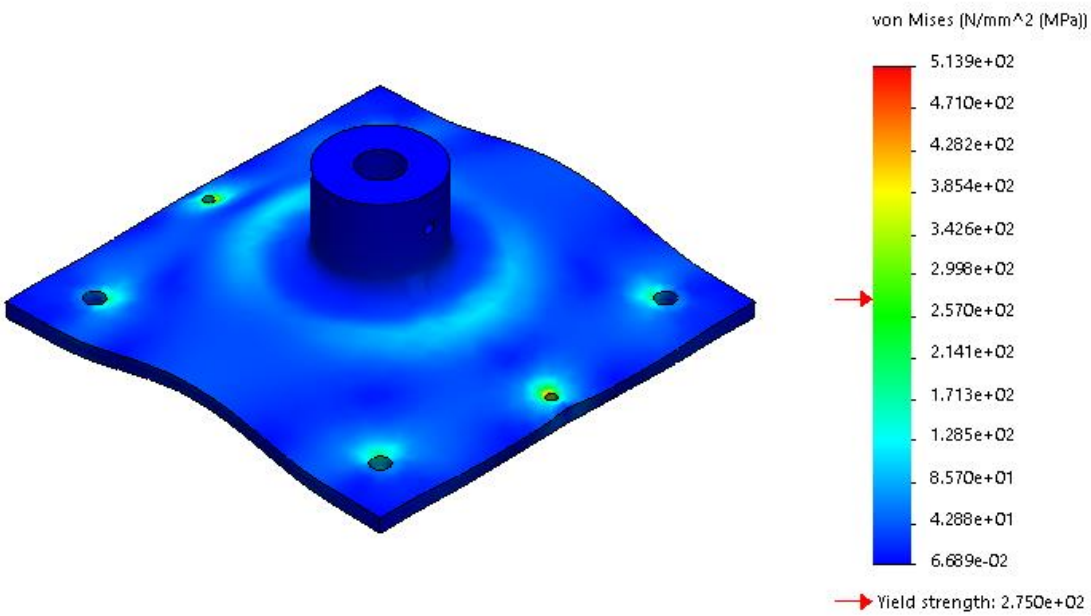


Figura 44 - Resultado da simulação da tampa de saída em alumínio.

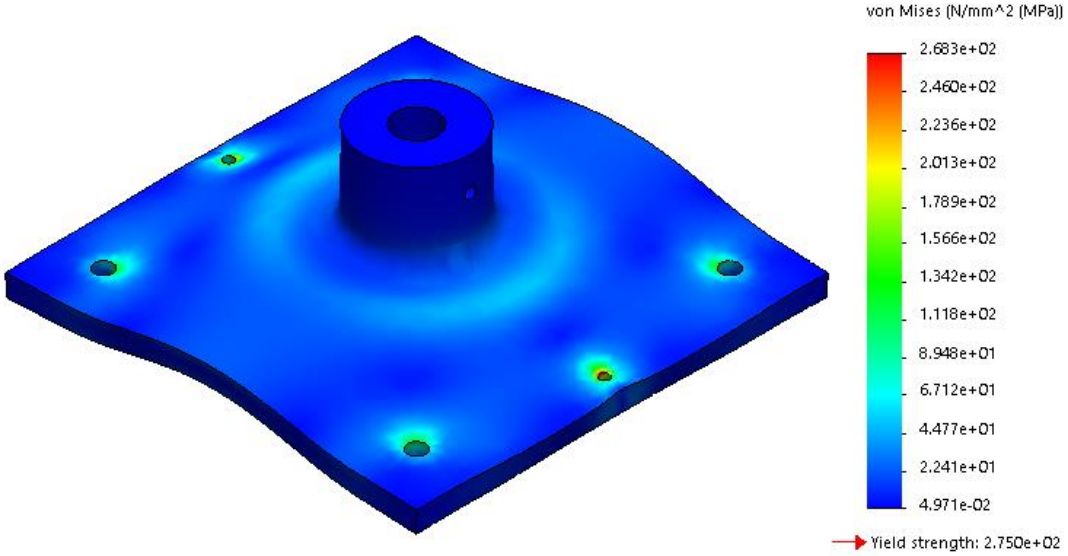


Figura 45 - Simulação da tampa de saída em alumínio com espessura de 10 mm na base.

Analisando o resultado da nova simulação, conclui-se que com esta alteração a tampa de saída está dentro da tensão de cedência do material e já não está sobredimensionada. Na Figura 46 são apresentados os deslocamentos.

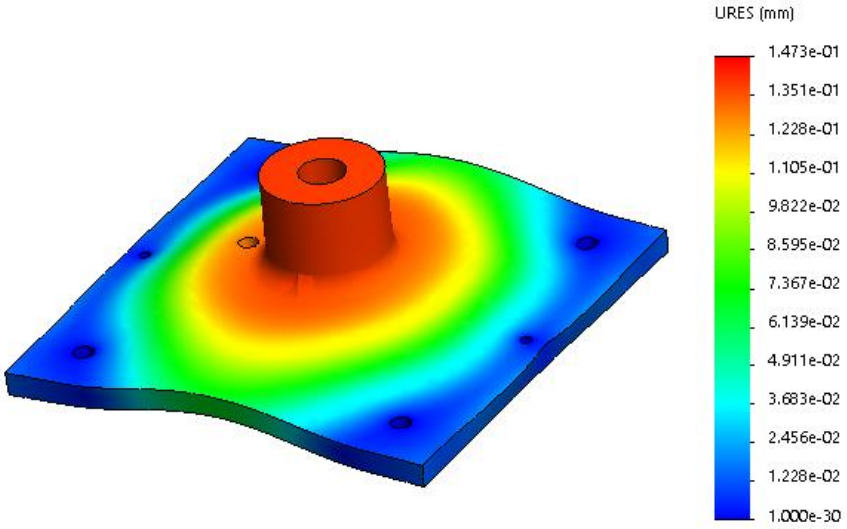


Figura 46 - Deslocamentos da tampa de saída depois de otimização do material.

Aplicou-se a mesma filosofia da alteração do material e da espessura da base na tampa de entrada e deu-se por concluído o estudo de otimização das tampas. Fez-se uma última simulação na tampa de entrada para corroborar que esta é capaz de resistir às solicitações. Os resultados são os observados na Figura 47. Como se pode verificar a

tampa de entrada é capaz de resistir à solicitação. Já os deslocamentos são os apresentados na Figura 48. Desta forma terminou-se a análise nas tampas.

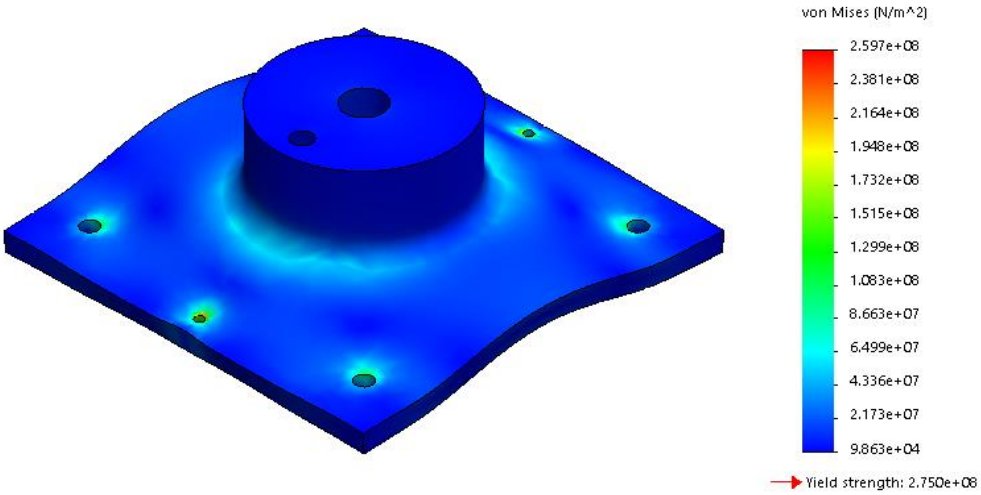


Figura 47 - Simulação da tampa de entrada em alumínio com espessura de 10 mm na base.

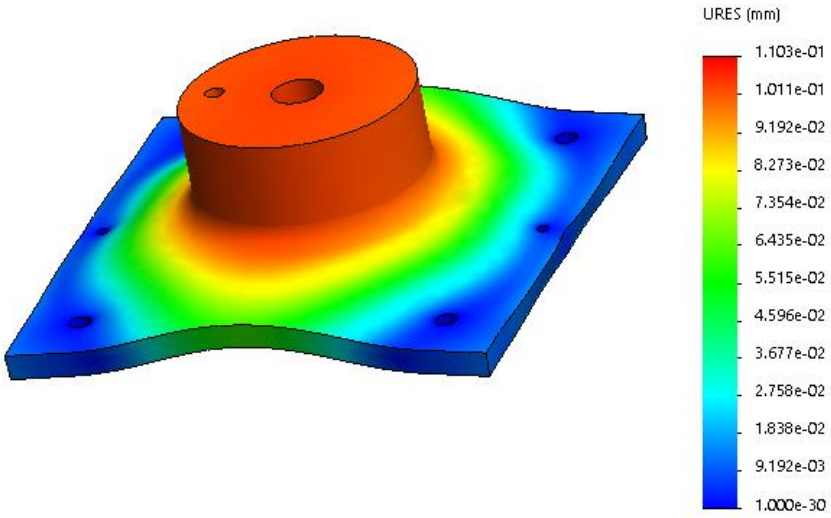


Figura 48 - Deslocamentos na tampa de entrada com a geometria final.

3.2.5 Tirantes

Os tirantes são as peças responsáveis por manter as tampas e os tubos juntos. Com o aumentar da pressão, os tubos têm tendência para expandir, empurrando consigo as tampas devido à ligação entre ambas. Para que isso não aconteça projetaram-se tirantes que têm como objetivo manter todos estes componentes na sua posição.

Os tirantes estão fixos em quatro pontos de cada tampas, ligando assim a superior à inferior. A sua disposição é vertical (quando o viscosímetro está em posição de medição), pelo que a aplicação da força resultante da ligação com as tampas é nesse mesmo

sentido. Este componente sofre então um esforço simples de tração, calculado através da divisão da força aplicada pela pressão interna nas tampas dividida por 4 (número de tirantes). Essa força é o somatório das forças aplicadas nas tampas e é de 22,69 kN, pelo que a força aplicada a cada tirante é de 5,67 kN. Na Figura 49 pode ser visto um exemplo da solicitação.

Figura 49 - Esquema do tipo de esforço aplicado nos tirantes.

Neste componente não existe nenhum requerimento específico a nível de material, pois ele não provocar nenhum efeito a nível magnético que possa interferir com a deteção do sinker. Desta forma selecionaram-se alguns possíveis materiais e fez-se uma análise do diâmetro mínimo capaz de resistir à solicitação para cada um desses materiais, através de cálculos de resistência dos materiais. Os materiais que se escolheu para fazer a análise são o Inconel 718, Al 6061-T6 e o aço AISI 316. Para a verificação de resistência dos tirantes, usou-se a (Eq.**31**), com um coeficiente de segurança (cs) de 1,6. Impondo a condição da (Eq.**31**), chegou-se aos valores de área e consequentemente de diâmetro apresentados na Tabela 11.

$$\sigma_{ins} \leq \frac{\sigma_{adm}}{cs} \qquad \textbf{(Eq.31)}$$

$$\sigma_{instalada} = \frac{F}{A_{tir}} \qquad \textbf{(Eq.32)}$$

	Tensão de cedência (MPa)	Área mínima (mm^2)	Diâmetro mínimo (mm)	Diâmetro rosca	Diâmetro zona não roscada (mm)	Massa tirante (g)
Inconel 718	827	10,97	3,74	M4	6	114
AL 6061-T6	275	32,99	6,48	M8	10	106
AISI 316	137	66,22	9,18	M10	12	456

Tabela 11 - Valores mínimos do tirante.

3.2.5.1 Escolha do material do tirante

Depois de apresentados os possíveis materiais e os diâmetros mínimos correspondentes, decidiu-se pelo alumínio Al6061-T6, pois permite diminuir o peso do aparelho que será importante para a rotação do mesmo e para o dimensionamento da estrutura de suporte. As cotas finais são apresentadas em resumo na Figura 50.

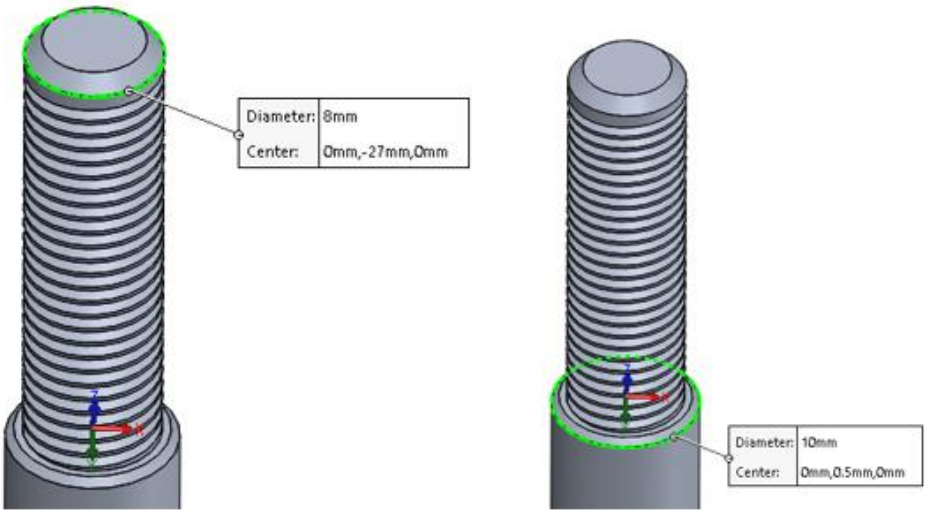


Figura 50 - Cotas finais dos tirantes.

3.2.6 Tubo exterior

O tubo exterior tem como função manter o óleo de aquecimento à volta dos outros tubos, assim como selar todo o sistema. É composto por dois meios tubos fixos entre si por parafusos. Este componente não está sob qualquer carga, além do seu próprio peso, pelo que o seu dimensionamento não é relevante. Desta forma, escolheu-se o alumínio (Al 6061-T6) para a sua construção. A nível de vedação divide-se a análise em dois campos: selagem por contacto entre os dois meios tubos e as tampas e selagem entre os dois meios tubos. Essa vedação será apresentada mais à frente.
Na Figura 51 é apresentada a geometria de cada meio tubo.

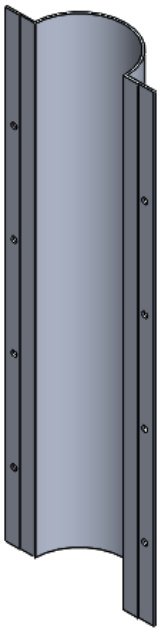


Figura 51 - Geometria dos meios tubos exteriores.

3.2.7 Estrutura de suporte

Como referido no ponto 5.4.1, a estrutura de suporte do viscosímetro será constituída por perfis Bosch interligados entre si por peças normalizados do mesmo fabricante.
A estrutura será o ponto de ligação entre o viscosímetro e o local onde estará assente, assim como com o sistema que o fará rodar. Desta forma, será a estrutura a resistir ao peso do viscosímetro pelo que é através deste parâmetro que os perfis serão escolhidos. No entanto antes de partir para o dimensionamento é importante definir a geometria da mesma. Cada perfil tem a secção representada na Figura 52, sendo que entre perfis a diferença está na largura e altura deste perfil.

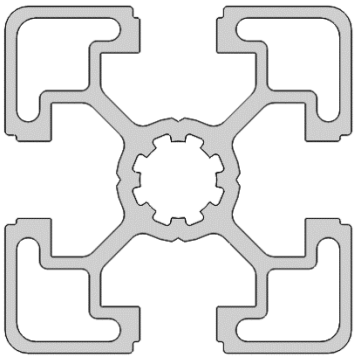


Figura 52 - Secção dos perfis Bosch.

A desenho da estrutura foi desenvolvido para ser o mais robusto e leve possível, pois quanto mais pesado mais difícil será de rodar o sistema. O design da estrutura pode ser visto na Figura 53.

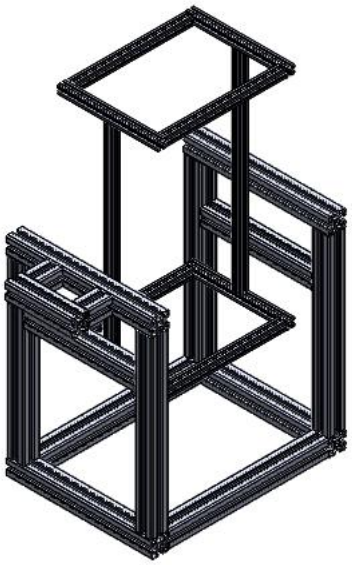


Figura 53 - Estrutura de suporte do viscosímetro.

O dimensionamento dos perfis é dividido em duas fases, pois a estrutura é composta por duas subestruturas. A primeira é a subestrutura que esta ligada ao viscosímetro, e é apresentada na Figura 54.

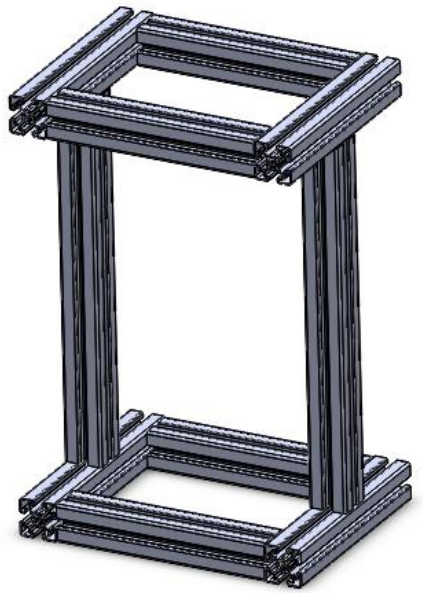


Figura 54 - Subestrutura de suporto do viscosímetro

A segunda é a subestrutura que suporta os dois anteriores (viscosímetro e a sua subestrutura de suporte) assim como permite a rotação dos mesmos e pode ser vista na Figura 55. Essa subestrutura foi denominada de subestrutura geral.

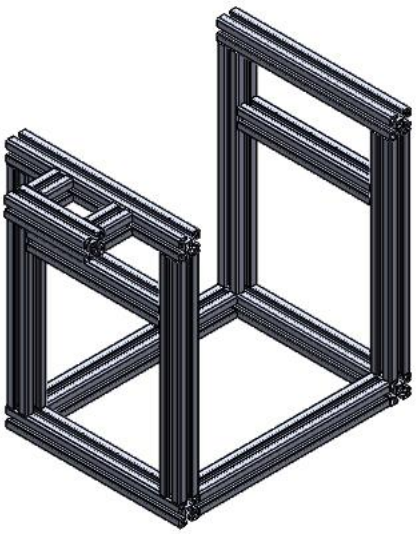


Figura 55 - Subestrutura de suporte geral.

Será agora feito o dimensionamento destas duas subestruturas, para escolher o tamanho de cada perfil. Para isso é necessário estudar cada uma das subestruturas individualmente e os seus esforços. Antes disso é importante enunciar as características mecânicas dos perfis. Esses dados são disponibilizados pelo fabricante, e são os apresentados na Tabela 12.

Propriedade	
Material	EN AW – Al MgSi (AW-6063-T66)
Rm (MPa)	245
R_{p02} (MPa)	195
E (MPa)	70000
μ	0,34
I (cm^4)	0,7
Q (cm^3)	0,7

Tabela 12 - Propriedades mecânicas dos perfis.

3.2.7.1 Dimensionamento da subestrutura de suporte do viscosímetro

O dimensionamento da subestrutura de suporte do viscosímetro fez-se através do peso deste, pois a única força que esta aplicada nela é precisamente o peso, sendo que a ligação entre os dois é que determinará que força é aplicada em cada um dos perfis. A ligação escolhida para o efeito consiste em ligar ambas as tampas aos perfis em dois pontos cada uma. Desta forma cada uma das tampas é fixa em dois pontos a dois perfis, formando no total 4 pontos de ligação entre os dois conjuntos, como visto na Figura 56. As tampas estão aparafusadas a duas peças normalizadas da Bosch e estas aparafusadas aos perfis.

Assim, cada um desses 4 perfis suporta o peso total do viscosímetro com o óleo incluído a dividir por 4, sendo que essa força é aplicada nos perfis originando um carregamento de flexão.

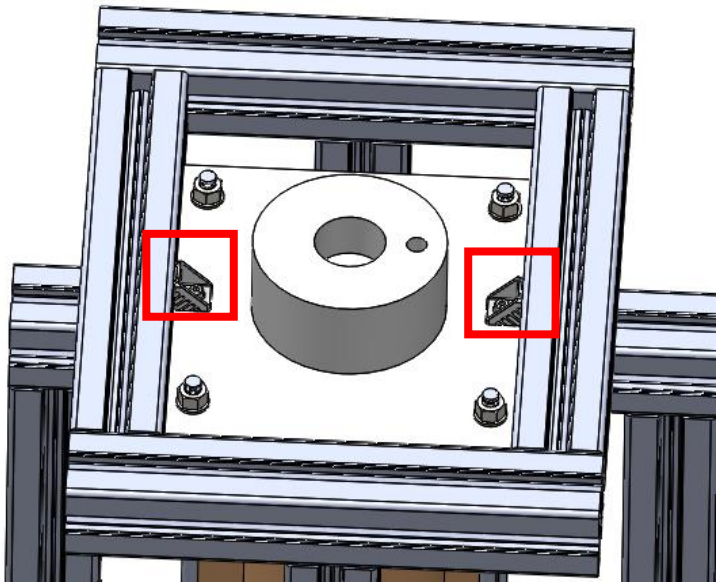


Figura 56 - Fixação das tampas aos perfis.

O peso total para o cálculo do esforço é calculado pelo somatório das massas das peças do viscosímetro e do óleo no seu interior. A massa dos componentes é de 7 kg e a do óleo é calculado pelo volume do mesmo que por sua vez é dado pelo volume interior dos meios tubos exteriores. Calculou-se o volume de óleo pela (Eq.**33**) e obteve-se o valor de 2,75E6 mm^3

$$V_p = \pi \cdot r^2{}_{te} \cdot L_{te} \qquad \textbf{(Eq.33)}$$

Atendendo a uma massa volúmica média de óleo de 0,89 kg/l [24], tem-se:

$$m_p = 0{,}89 \cdot 2{,}76 \approx 2{,}5\ Kg$$

Como este cálculo tem por base uma estimativa da massa volúmica do óleo de aquecimento (que por sua vez varia com a temperatura), será usado um valor de 4 kg para ter alguma margem de folga.

Assim, a massa total do viscosímetro é de 13,5 kg, aproximadamente 132,4 N. No entanto, tem de ser dada uma margem para a massa de todos os outros componentes, tais como parafusos, porcas, entre outros. Nesse sentido foi dada uma folga de 20% adicionados à massa calculada anteriormente, totalizando 159 N. Como essa força se divide pelos 4 pontos de fixação, cada perfil irá suportar aproximadamente 40 N de força, aplicado a meio do perfil. Esta força provoca um esforço de flexão, como exemplificado na Figura 57.

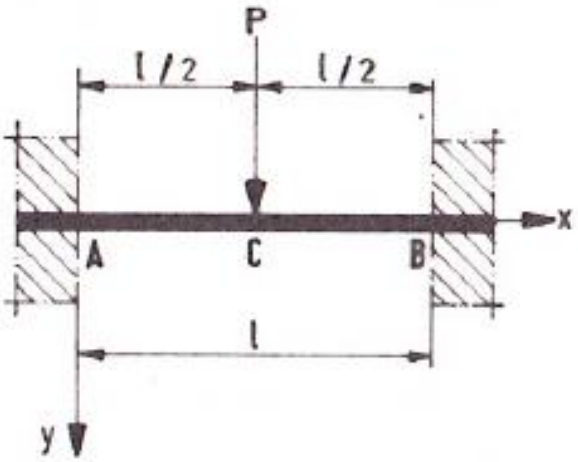


Figura 57 - Esquema do carregamento nos perfis.

Atendendo ao esforço solicitado o DCL de cada perfil é o exposto na Figura 58.

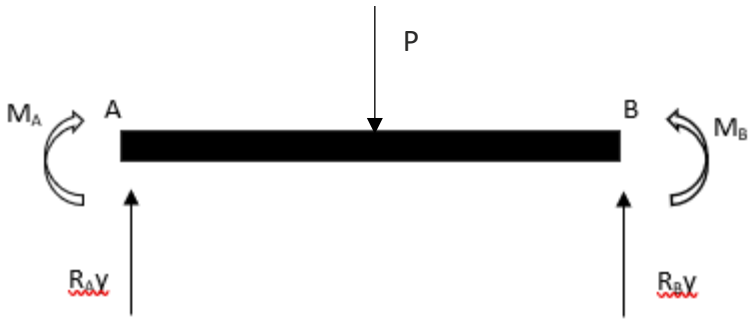


Figura 58 - DCL dos perfis da estrutura.

Atendendo a que existem 4 incógnitas no sistema, o sistema é considerado hiperestático, pelo que não é possível encontrar a sua solução pela simples análise do DCL. No entanto, o manual de resistência de materiais [25], apresenta uma formulação para o caso de uma viga encastrada nas duas extremidades com força aplicada a meio. Essa formulação diz que $R_A=R_B=P/2=20$ N, como descrito na (Eq.**34**). Dessa forma o esforço transverso nos pontos A e B é simétrico e de valor absoluto igual a P/2. O diagrama do esforço transverso é o apresentado na Figura 59.

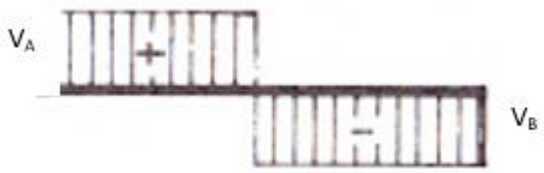


Figura 59 - Diagrama do esforço transverso dos perfis.

$$Ra = Rb = \frac{P}{2} \qquad \textbf{(Eq.34)}$$

No entanto os momentos não são constantes ao longo do perfil, pois consoante o ponto que se analise os esforços, o l está sempre a variar logo os momentos também. Mas como a força é aplicada a meio do perfil, nos 3 pontos de referência (A, B e C) o valor do momento é igual, mas de sinal oposto e é calculado pela (Eq.**35**).

$$|M_A| = |M_B| = |M_C| = \frac{P \cdot l}{8} \qquad \textbf{(Eq.35)}$$

O valor obtido para os momentos é 1400 Nmm. Nos pontos A e B tem sinal negativo e no ponto C positivo. O diagrama de momentos é o apresentado na Figura 60.

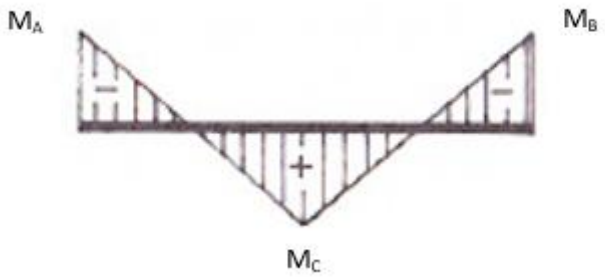


Figura 60 - Diagrama de momentos dos perfis.

Apresentados os diagramas e as equações de cálculo dos esforços fez-se então os cálculos de resistência. Para isso vão ser feitas duas verificações de resistência: à tensão provocada pelo momento fletor e à tensão provocada pelo esforço transverso.
Será dimensionado o perfil que é capaz de suportar o primeiro e depois será verificado se esse perfil resiste também ao segundo.
Para que o perfil resista à tensão provocada pelo momento fletor, tem que obedecer ao critério em que a tensão máxima tem de ser menor ou igual à tensão admissível, como apresentado na (Eq.**36**), onde a $\sigma_{Máx.}$ é calculada pela (Eq.**37**).

$$\sigma_{Máx.} \leq \sigma_{adm} \equiv \sigma_{Máx.} \leq \frac{\sigma_{ced}}{2} \qquad \textbf{(Eq.36)}$$

$$\sigma_{Máx.} = \frac{M_{máx}}{Wf} \qquad \textbf{(Eq.37)}$$

Impondo a condição da (Eq.**36**) calculou-se o valor mínimo do módulo de flexão, Wf, capaz de resistir ao momento aplicado. Esse valor é de 11,43 mm^3. Consultando o

manual de perfis do fabricante, escolheu-se o perfil 20x20, com um Wf de 0,7 cm^3, pois é o mais pequeno existente capaz de resistir ao esforço existente.

De seguida fez-se a verificação ao esforço transverso deste perfil. A verificação ao corte é feita pela (Eq. **38**), onde $\tau_{instalada}$ é calculada pela (Eq. **39)**.

$$\tau_{ins} \leq \frac{\tau_{adm}}{cs} \qquad \textbf{(Eq.38)}$$

$$\tau_{instalada} = \frac{P \cdot Q}{I \cdot b_p} \qquad \textbf{(Eq.39)}$$

Fizeram-se os cálculos com a (Eq. **38**) e (Eq. **39)**, e a $\tau_{instalada}$ é de 0,5 MPa, logo conclui-se que o perfil 20x20 é capaz de resistir a estes esforços.

3.2.7.2 Dimensionamento da subestrutura de suporte geral

Os perfis da estrutura geral sofrem um carregamento similar aos perfis da estrutura do viscosímetro. O viscosímetro e os perfis ligados a este estão ligados à estrutura geral em dois pontos pelo que o peso total do viscosímetro mais o peso de todos os perfis da sua subestrutura são divididos pelos dois veios que permitem a rotação da mesma. Por sua vez essa força passa para as chumaceiras e por último para os dois perfis que as suportam. No fundo, cada um desses perfis sofre um esforço de flexão a meio do comprimento de valor igual ao somatório do peso total do viscosímetro (159 N), mais o peso dos perfis da subsestrutura de suporte do mesmo, a dividir por dois. O peso dos perfis é dado pelo fabricante, que menciona que para o caso dos perfis 20x20 tem uma massa de 0,4 kg/m. Ora, os perfis da subestrutura do viscosímetro totalizam um comprimento de 3890 mm, o que por sua vez totaliza 1,568 kg que correspondem a 15,38 N.
Assim, cada um dos perfis terá de resistir a 175 N, a dividir por 2. Logo cada um suportará 87,5 N. Desta forma, e sabendo que o carregamento é igual ao dos perfis da subestrutura anterior, fez-se o cálculo do esforço transverso máximo e do momento máximo. O esforço transverso máximo pela (Eq.**34**) e o momento máximo pela (Eq.**35**). O esforço transverso máximo é de aproximadamente 44 N e o momento máximo de 3500 Nmm.
Repetiram-se os cálculos efetuados anteriormente, pela (Eq.**36**) chegou-se a um valor de Wf=28,57 mm^3.
De seguida fez-se a verificação ao corte, através da (Eq. **38**) e (Eq. **39)**. A $\tau_{instalada}$ é de 1,1 MPa. Logo conclui-se que o perfil 20x20 resiste ao esforço.

Tendo em consideração estes cálculos o perfil escolhido é também o 20x20 como na subestrutura do viscosímetro.
Por último dimensionaram-se as chumaceiras. Tal como referido anteriormente, cada uma das chumaceiras irá suportar uma carga radial de 87,5 N. Consultando o catálogo do fabricante Ina, foram escolhidas as chumaceiras LASE20-XL-N, com uma carga máxima de 6600 N. No entanto estas chumaceiras têm uma largura de 32 mm, pelo que o perfil escolhido não tem a largura suficiente para o posicionar corretamente. Desta forma foi necessário escolher um novo perfil que fosse mais largo para a correta fixação da chumaceira. Desta forma foi escolhido o perfil 40x40. A montagem das chumaceiras pode ser vista na Figura 61 (sem os parafusos representados).

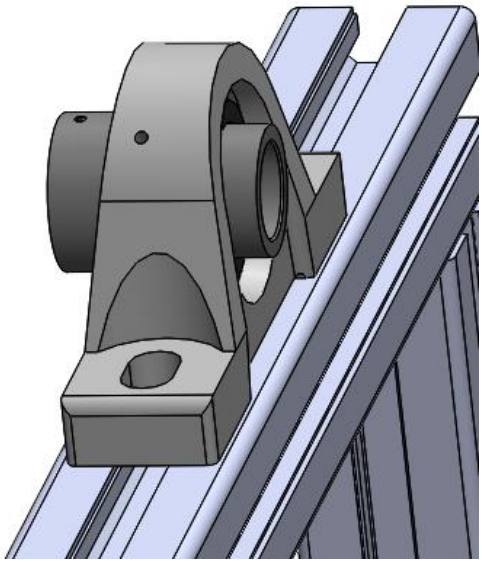


Figura 61 - Montagem das chumaceiras

3.2.7.3 Dimensionamento das peças de ligação das subestruturas

Como explicado anteriormente, a ligação entre as tampas e os perfis de suporte é feito através de peças de ligação em canto normalizadas da Bosch. Estas peças têm uma configuração em 90° e são aparafusadas tanto ao perfil como às tampas. Na Figura 62 são vistas estas peças e as suas várias opções de montagem.

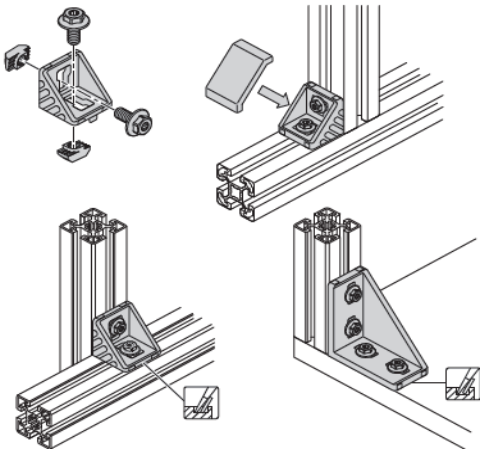


Figura 62 - Peças de ligação da Bosch. [Imagem do catálogo da Bosch]

Na aplicação do projeto, estas peças estão, numa extremidade, fixas aos perfis como ilustrado e na outra aparafusadas nas tampas, como na Figura 56, fixando assim os dois elementos.

O dimensionamento das peças é feito usando a força imposta pela massa total do viscosímetro e o momento provocado por essa mesma força. Como referido anteriormente, a força imposta em cada uma é de 40 N. Já o momento é dado pela mesma força multiplicando pela distância entre o centro do viscosímetro e a peça de ligação, que é de 94,30 mm. Assim, o momento é de 3,78 Nm. Assim a escolha é a peça de ligação 20x20, cujas características são vistas na Figura 63.

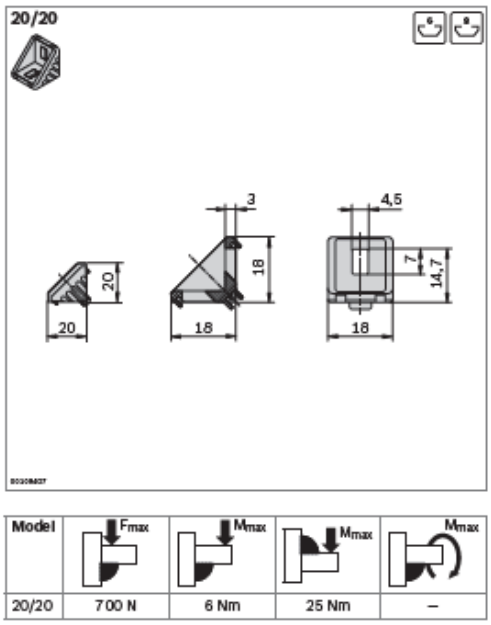


Figura 63 - Peça de ligação escolhida.

3.2.8 Sistema de rotação

Para realizar a medição da viscosidade o viscosímetro tem de ser capaz de rodar 180° pois o sinker, que está normalmente no fundo do aparelho, tem de ser transportado para cima. Desta forma, foi pensado um sistema de rotação manual pois são sistemas mais simples de montar e manter. A rotação do viscosímetro e da estrutura é apoiada em dois pontos, um em cada lado do aparelho. Num dos lados é feita por 5 peças: uma chumaceira, um veio de rotação que liga a chumaceira à estrutura, uma peça que incorpora um rolamento, uma peça que liga o tubo de alimentação ao veio de rotação e uma peça para permitir a vedação. Já do lado oposto, como não tem passagem de óleo apenas é constituída pela chumaceira e o veio de rotação com ligação à estrutura. Na Figura 64 é apresentado o sistema de rotação do lado por onde se faz a alimentação do óleo. A peça nº 19 é o veio de rotação. Este componente é fixo à estrutura de suporte do viscosímetro e entra dentro da chumaceira (peça nº 20), que por sua vez está fixa à estrutura de suporte geral. A peça 21 está ligada por sua vez ao veio de rotação através de um parafuso, cuja função é de transmitir o movimento. Dentro deste componente está alojado um rolamento, permitindo que esta rode sob a peça nº 22. As peças 21 e 22 foram projetadas pois foi necessário criar um sistema que permitisse que o tubo de alimentação estivesse fixo, mas a estrutura girasse. A peça 23 permite a vedação por o-rings. O tubo de alimentação é fixo na peça 22. Por sua vez o óleo flui pelo interior das peças 22,23, 21,20 e 19 por esta ordem. De seguida sai pela lateral da peça 19, através de um tubo, para entrar na tampa de entrada. Como a peça 21 gira sobre a peça 22 está desta forma criado o sistema de rotação.

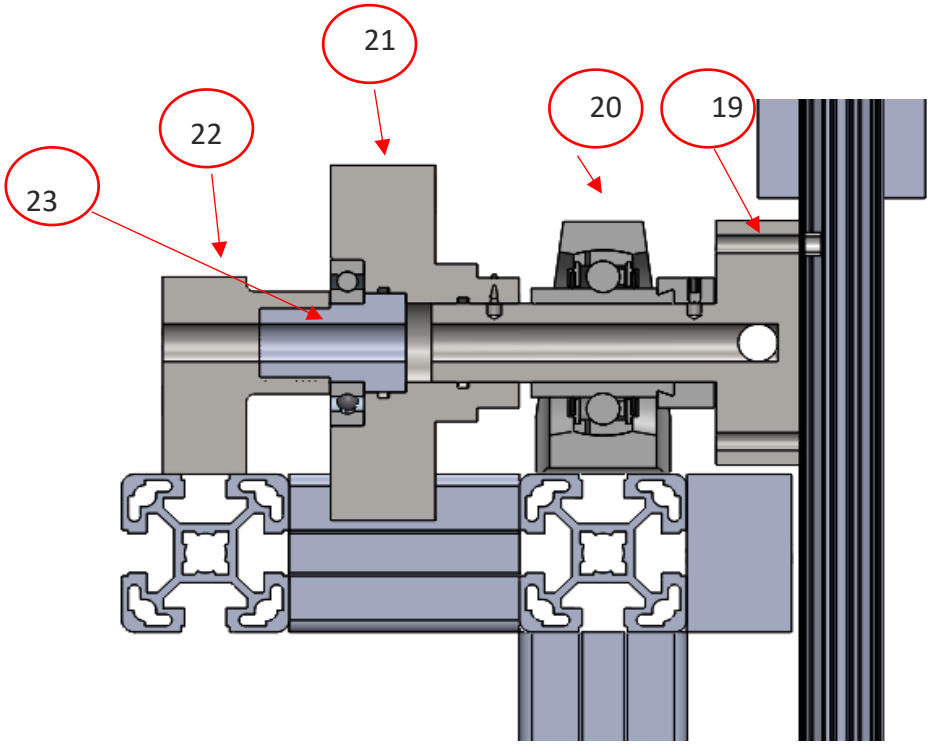


Figura 64 - Sistema de rotação.

Na Figura 65 é apresentado o sistema de avanço do óleo. No ponto 1 é a zona de entrada do mesmo no sistema de rotação (pela peça nº22 da Figura 64) e no ponto 2 a saída (pela peça nº 19 da **Erro! A origem da referência não foi encontrada.**). Foi ainda p rojetado um sistema de vedação na peça nº 21, apresentado em pormenor mais à frente.

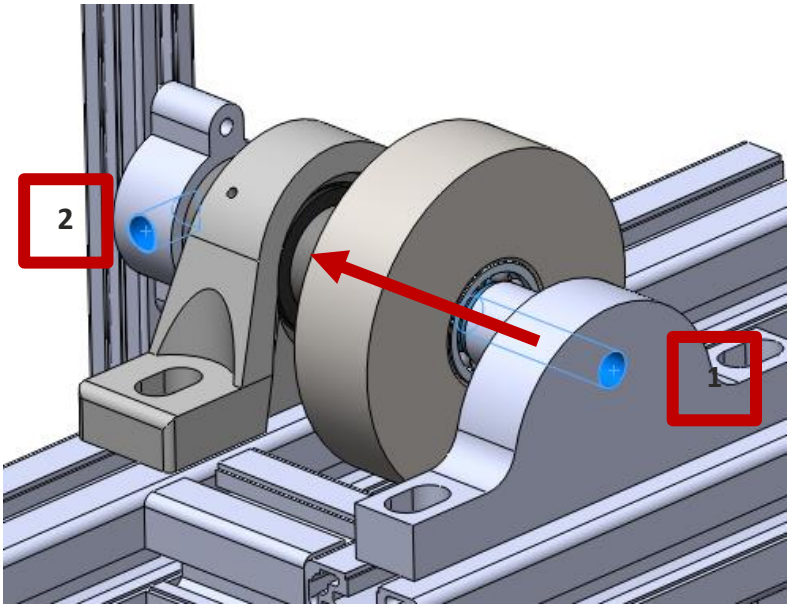


Figura 65 - Avanço do óleo pelo sistema de rotação.

Por último desenvolveu-se um sistema de batentes para limitar a rotação aos 180° pretendidos. Esses batentes são formados por 4 conjuntos de dois batentes cada e estão apertados às estruturas. Na Figura 66 é apresentado um exemplo deste sistema.

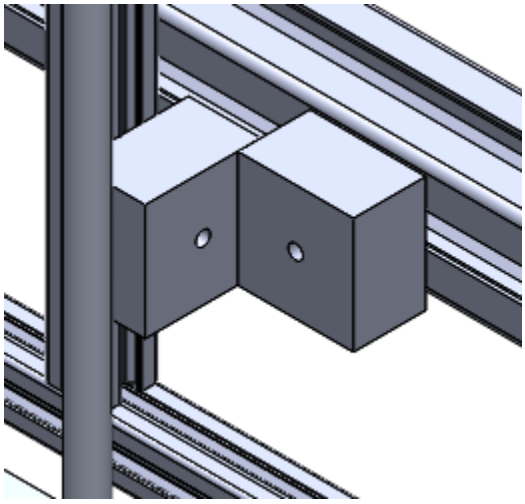


Figura 66 - Batentes limitadores de rotação.

3.3 Apresentação dos componentes de catálogo

3.3.1 Peças de ligação de alta pressão

Como já foi apresentado, o viscosímetro terá duas peças de ligação, que irão permitir a ligação entre os tubos interiores e as respetivas tampas. Estando o óleo que se quer analisar a elevada pressão, esta irá aplicar solicitações elevadas nestes componentes. Por isso, tem de suportar as tensões instaladas e permitir uma ligação que impeça fugas do fluido de alta pressão. A mesma é constituída por duas peças, que estão em contacto uma com outra e se aparafusam às peças que se quer ligar. Estes são componentes comprados a fabricantes da área, sendo que a escolha é feita através da pressão exercida.

Fez-se a escolha por componentes da empresa "HIP-High Pressure Equipment" pois é uma empresa que desenvolve todos os componentes de ligações de alta pressão. Para o efeito será usada a denominação: Glande (item nº 6) e Colar (item nº 5). Na Tabela 13 são apresentadas as características da Glande e na Tabela 14 do Colar.

Pressão (MPa)					
206 a 413				275	206
Diâmetro do tubo (mm)					
3.175	6,350	9.525	14.290	14.290	25.4
Referência do fabricante					
60-2HM2	60-2HM4	60-2HM6	60-2HM9	60-2HM9	30-2HM16

Tabela 13 - Dados técnicos da peça de ligação Glande

Pressão (MPa)					
206 a 413				275	206
Diâmetro do tubo (mm)					
3.175	6,350	9.525	14.290	14.290	25.4
Referência do fabricante					
60-2H4	60-2H4	60-2H6	60-2H9	60-2H9	30-2H16

Tabela 14 - Dados técnicos da peça de ligação Colar

Como referido no ponto 3.2.1.7 as referências das ligações de alta pressão escolhidas para a ligação entre os tubos intermédio e interior e as tampas são 30-2H16 e 30-2HM16. Já para ligação entre as tampas e os tubos de alimentação do óleo de medição escolheram-se as peças 60-2HM6 e 60-2H6, como mencionado no ponto 3.2.2.

3.3.2 Sistema de deteção

A deteção do *sinker* é um dos pontos críticos do projeto do viscosímetro, pois é a partir dela que é feita a contagem do tempo que se traduz no cálculo da viscosidade. Para a deteção foi desenvolvido um sistema que se baseia no magnetismo. Como descrito ao longo do ponto 3.2.1, os tubos interiores são feitos do material Inconel 718. Este material é um material metálico não magnético. Desta forma o *sinker*, ao ser feito de uma liga metálica e magnética, pode ser detetado por um sistema que deteta a diferença de fluxo magnético pela passagem do *sinker* magnético. Este sistema pode ser constituído por sensores ou por bobines.

3.3.2.1 Bobines

O sistema de deteção com bobines é o mais simples das duas hipóteses estudadas. É constituído por um conjunto de 4 bobines. Cada bobine por sua vez é composta por duas bobines (uma secundária e uma principal). Segundo Gaciño [20], o enrolamento principal deve ter a resistência de 60 Ω e o secundário de 204 Ω. As bobines primárias são ligadas em paralelo, e recebem um sinal com frequência de 200 Hz e 10 V. Já as secundárias são ligadas em serie e em oposição de fase, permitindo a deteção da passagem do sinker pela variação do fluxo magnético que ocorre quando uma peça magnética passa pelas bobines.

3.3.2.2 Sensores

Os sensores são sistemas que tal como as bobines detetam a passagem do sinker pela variação do fluxo magnético. Dentro dos sensores eles podem ser de dois tipos: Sensores *LVDT* ou sensores magnéticos. Os sensores *LVDT* são basicamente um conjunto de bobines com o funcionamento igual ao descrito no ponto 3.3.2.1. No fundo são bobines que já vêm montadas em forma de sensor. Na Figura 67 é visto um exemplo deste tipo de sensores.

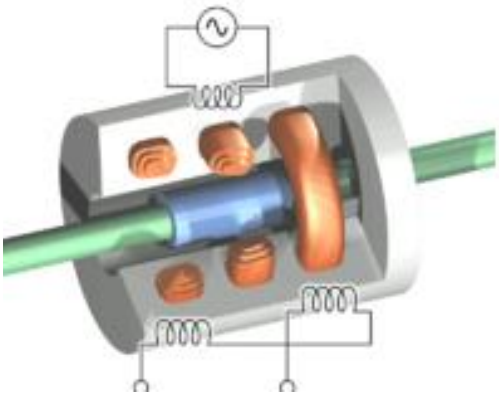


Figura 67 - Sensor *LVDT*. Imagem de [Linear variable differential transducer (*LVDT*)]

No entanto os sensores podem tomar outra forma, a forma dos sensores magnéticos convencionais. Tal como o sensor da empresa Weg que é apresentado na Figura 68[26].

Figura 68 - Sensor magnético convencional. [26]

3.3.2.3 Conclusão sistema de deteção

O sistema de deteção que se selecionou foi o de bobines. Apesar deste sistema ter a desvantagem de ter de ser construído, em vez dos outros que são comprados já prontos a montar, este sistema é mais simples e de menor custo. Desta forma será a primeira solução a implementar. No entanto, estes sistemas são sempre complexos logo, caso as bobines não atinjam o objetivo, será avaliada uma segunda hipótese que são os sensores.
A resistência das bobines, como mencionado anteriormente, é de 60 Ω na principal e de 204 Ω na secundária. Com estes valores é possível calcular o comprimento do fio necessário, e mais tarde o número de espiras. Para isso usou-se a (Eq.**40**).

$$R_{bobine} = \rho_{fio} \cdot \frac{l_{fio}}{S_{fio}} \qquad \textbf{(Eq.40)}$$

Atribuindo como material o cobre, cuja resistividade (ρ_{fio}) é de $1{,}72 \times 10^{-2}$ Ωm, calculou-se os comprimentos de fio nas duas bobines, para um fio de 0,1 mm de diâmetro. A bobine principal fica com 27,4 m, o que totaliza 343 espiras. Já a secundária tem 93 m, para 116 espiras.

3.3.3 Compressor

O compressor, tal como as ligações de alta pressão, é da empresa "HIP-High Pressure Equipment". Como se referiu anteriormente a pressão máxima do sistema será de 150 MPa, pelo que é para essa pressão máxima que se vai escolher o compressor. Apresentam-se na os vários modelos de compressores disponíveis.

Referência fabricante	Pressão Máxima (MPa)
87-6-5	aprox. 34
62-6-10	aprox. 69
50-6-15	aprox. 103
37-6-30	aprox. 206

Tabela 15 - Referências e características dos compressores.

Opta-se pelo compressor 37-6-30. Apresenta-se também na Figura 69 um esquema de funcionamento do mesmo compressor.

Figura 69 - Esquema de funcionamento do compressor [em catálogo do fabricante HIP]

3.3.4 Perfis da estrutura de suporte

Os perfis de suporte são os componentes que fazem a ligação entre o viscosímetro e o sistema exterior nomeadamente a mesa onde o viscosímetro estará colocado, o termostato que aquece o sistema, entre outros. Os perfis escolhidos para o efeito são os perfis Bosch. São perfis normalizados e muito usados na indústria nas mais diversas aplicações pois são perfis duradouros e de montagem bastante simples. Têm medidas standard dimensionadas para os pesos que suportam e têm também acessórios já desenvolvidos para a montagem dos perfis entre si bem como a fixação dos perfis a uma mesa por exemplo. Como mencionado ao longo do ponto 3.2.7, optou-se pelos perfis 20x20 para a estrutura do viscosímetro e o perfil 40x40 na estrutura geral. Apresentam-se na Figura 70 [27] exemplos destes perfis, bem como das peças de ligação entre eles.

Figura 70 - perfil Bosch com peças de ligação.

3.3.5 Apoios da estrutura de suporte geral

Um dos pontos cruciais no projeto do viscosímetro é a rotação do mesmo. Quando se introduz o *sinker* na câmara ele desloca-se para o fundo do mesmo através do efeito da gravidade. No entanto para fazer a medição é necessário fazê-lo voltar ao topo do viscosímetro, para depois voltar a descer. Para isso é necessário que o viscosímetro rode, fazendo com que o *sinker* que estava no fundo se coloque no cimo. Para o efeito são usadas chumaceiras que são blocos que contêm um rolamento no seu interior. Existem diversos tipos de chumaceiras, escolhidas tendo em conta o tipo de solicitação que sofrem. Existem algumas que têm mais capacidade para resistir a esforços axiais, outras esforços radiais, pelo que é necessário estudar o tipo de solicitação que sofrem para escolher este componente. Como foi mencionado no ponto 3.2.7.2, cada chumaceira suportará um esforço radial de 87,5 N. Desta forma optou-se pelas chumaceiras da marca Ina, referência LASE20-XL-N, e pode ser visto um exemplo na Figura 71.

Figura 71 - Exemplo de chumaceiras. Imagem de: [https://www.schaeffler.es]

3.3.6 Peças de vedação

Sendo o viscosímetro composto por diversos componentes com óleo no seu interior, um dos aspetos mais importantes é garantir que esse óleo não sai para o exterior. Para isso foram escolhidos componentes de vedação. A escolha destes componentes divide-se em três pontos fulcrais: a vedação na superfície de contacto entre as tampas e os meios tubos exteriores, as vedações no sistema de rotação e a vedação entre os próprios meios tubos.

3.3.6.1 Vedação entre as tampas e os tubos exteriores

A vedação entre os referidos componentes é feita através de O-rings. Estes componentes são normalmente constituídos por materiais elastómeros e têm diversas secções diferentes. O seu funcionamento consiste na aplicação numa das peças de um alojamento definido pelo fabricante. Depois a outra peça ao encostar à primeira esmaga o O-ring (ainda que não totalmente) fazendo a vedação. A escolha dos o-rings recaiu pelos da empresa Trelleborg. Para a escolha dos O-rings é necessário estudar a sua aplicação, pois existem dois tipos: radial e axial. Os dois exemplos de montagem são vistos na Figura 72. Atendendo ao tipo de montagem e encaixe das tampas nos tubos exteriores, a montagem escolhida é a montagem radial, pois os meios tubos exteriores esmagam os O-rings na sua lateral e não na sua altura.

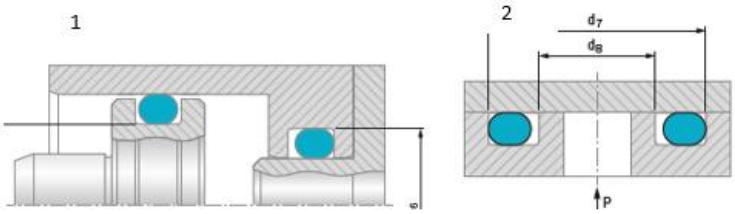
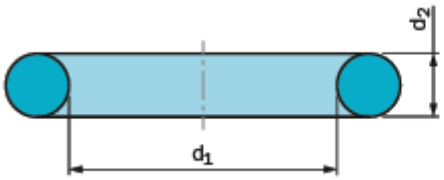


Figura 72 - Exemplo dos dois tipos de montagem. Montagem radial [1] e radial [2].

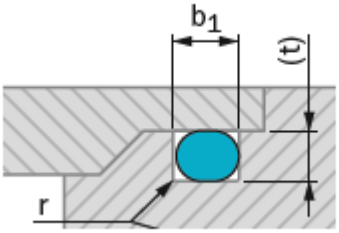
Tendo isto em conta, foi escolhido o O-ring adequado ao diâmetro da superfície da tampa e feito o alojamento indicado pelo fabricante na mesma. O componente escolhido é OR2009500, e tem as dimensões apresentadas na Figura 73. De referir que é necessário a instalação de um retentor para aumento de resistência deste componente, devido às elevadas pressões. Esse retentor pode ser visto na Figura 75.



d1(mm)	Tol.	d2(mm)	Tol.
95	± 0,79	2	± 0,08

Figura 73 - Dimensões dos O-rings.

Já as dimensões do alojamento são as apresentadas na Figura 74.



t(mm)	b1(mm)	Tol.	r(mm)
1,5	2,7	± 0,25	0,3 ± 0,2

Figura 74 - Dimensões dos alojamentos dos O-rings.

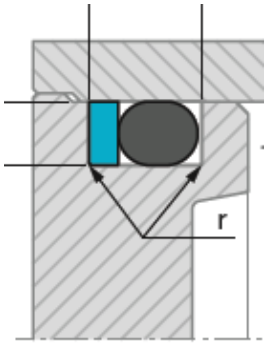


Figura 75 - Montagem do O-ring com retentor.

3.3.6.2 Vedação no sistema de rotação

A vedação no sistema de rotação é feita em dois pontos, como demonstrada na. Essa vedação, tal como a vedação entre as tampas e os tubos exteriores é feita por O-rings. Para isso foram escolhidas as referências OR2001000 e OR2002000. O alojamento é igual ao apresentado na Figura 74.

3.3.6.3 Vedação entre os dois meios tubos

A ligação entre os dois meios tubos é tão ou mais importante quanto a ligação entre estes e as tampas. Desta forma, é necessário que esta ligação tenha um sistema de selagem, com o prejuízo de existir uma fuga do óleo de aquecimento. Estudou-se a melhor forma de fazer esta selagem e decidiu-se colocar uma junta de contacto que no fundo é uma "folha" (metálica, grafite, borracha, compósito ou até mesmo papel) de uma espessura fina que se situa entre as duas superfícies de contacto estando a sofrer esmagamento, evitando assim que se perca fluido entre essas duas superfícies. Estas juntas são tipicamente vistas em automóveis, nomeadamente na vedação entre a cabeça e o bloco de motor, ou até mesmo no cárter das viaturas. Na Figura 76 é visto um exemplo de uma junta deste tipo. Imagem do catálogo do fabricante [28].

Figura 76 - Junta da cabeça de motor.

Como foi explicado, existem juntas de diferentes tipos de materiais. Foi consultado um fornecedor das mesmas e escolhida uma junta de grafite com um reforço de aço inox do fornecedor Klinger. O componente escolhido tem 1 mm de espessura e uma taxa de compressão entre 25 e 35% da sua espessura. Desta forma, deu-se uma folga entre as duas paredes de contacto de 0,7 mm. Os dados deste material podem ser observados na Tabela 16. A junta é comprada em formato de "folha" e depois cortada à medida da aplicação.

Propriedade	
Compressibilidade ASTM F 36 A	40%
Recuperação da espessura ASTM F 36 A	15%
Densidade (g/m^3)	1
Espessura (mm)	1

Tabela 16 - Propriedades junta Klinger graphite SLS

3.3.7 Líquido de aquecimento

O líquido de aquecimento tem a função de aquecer o líquido de medição. Tem de ser um líquido com excelentes capacidades de condutividade térmica (para ser rapidamente aquecido), e ser adequado ao aparelho de aquecimento que se apresenta mais à frente. Foi consultada uma empresa de sistemas de aquecimento que aconselhou o líquido térmicos Kyro 51. Os dados técnicos do mesmo são apresentados na Tabela 17.

Dados técnicos Kyro 51			
Propriedade	Temperatura (°C)		
	20	40	80
ν (mm^2/s)	5,6	4	3
ρ (kg/m^3)	924	880	855
Cp (J/kgk)	$1,62*10^3$	$1,65*10^3$	$1,72*10^3$
k (W/mk)	0,136	0,128	0,116
μ (kg/ms)	$5,17*10^{-3}$	$3,52*10^{-3}$	$2,57*10^{-3}$

Tabela 17 – Propriedades do líquido aquecimento.

3.3.8 Sistema de aquecimento e controlo da temperatura

O sistema de aquecimento é o sistema responsável pelo aquecimento e controlo de temperatura do óleo de medição. O aquecimento deste é feito através de um fluido de aquecimento que está à volta do anterior aquecendo o mesmo. Como referido anteriormente as temperaturas de referência são entre 20 e 80°C, logo é necessário que o sistema de aquecimento seja dimensionado para ser capaz de aquecer todo o óleo de aquecimento que por sua vez aquece o de medição. O aquecimento do sistema é feito em duas fases distintas: aquecimento do óleo de aquecimento e o aquecimento do óleo de medição. Ou seja, o sistema foi projetado para numa primeira fase aquecer o óleo de aquecimento até, por exemplo, 80°C. De seguida e quando o óleo de aquecimento estiver à temperatura pretendida é bombeado para o viscosímetro onde aquece o de medição, que está à temperatura ambiente (considere-se 20°C). No entanto à medida que o óleo de medição é aquecido, o de aquecimento perde temperatura. Desta forma foi pensado um sistema para funcionar em continuo até que se atinja a temperatura desejada. Ou seja, o óleo de aquecimento, depois de ser bombeado para o viscosímetro percorre todo o comprimento deste e sai pelo orifício da tampa inferior para entrar novamente no aparelho de aquecimento sendo que este fluxo de óleo é contínuo até que se atinga a temperatura desejada no óleo de medição. Foi então abordado o mercado e encontrada a empresa Lauda, que desenvolve termostatos com estas características. Os seus aparelhos têm precisamente sistemas de controlo de temperatura e podem ser encomendados com bomba para circulação do líquido. Têm diversos modelos, variando na capacidade do reservatório de óleo, assim como o espectro de temperaturas. Para escolher o modelo mais indicado foram feitos cálculos para verificar que espectro de potência o componente teria de ter. Como explicado o

aquecimento, numa primeira fase aquecerá o líquido de aquecimento fora do viscosímetro. Foi então primeiro calculada a potência necessária para aquecer esse líquido em regime estacionário. Para o efeito escolheu-se o volume de controlo de 12,5l, pois é o volume médio dos modelos de termostatos do fornecedor.

3.3.8.1 Cálculo de potência necessária para aquecimento inicial

Para calcular a potência necessária para aquecer o liquido, usou-se a **(Eq.41)**[29]**,** que relaciona a energia com a massa de fluido a aquecer ($m_{óleo}$), o calor especifico (cp) e a variação de temperatura (ΔT). As constantes da equação são as do óleo de aquecimento Kyro 51 na temperatura média (40°C), apresentados na Tabela 17. A massa é a equivalente a 12,5 l de líquido.

$$Q_{aquecimento} = m_p \cdot cp \cdot \Delta T = 1{,}89 \cdot 10^6\ J \qquad \textbf{(Eq.41)}$$

De seguida usando a (Eq.**42**) calculou-se a potência para aquecer o líquido em 5min.

$$W = \frac{Q_{aquecimento}}{t} = 3{,}63\ KW \qquad \textbf{(Eq.42)}$$

Desta forma escolheu-se o termostato da empresa Lauda, modelo RP 1845C. Este termostato tem um depósito interior com capacidade mínima de 12,5 l, e uma potência de 3,5 kW (com 220 V), sendo que o espectro de temperatura é de -50 aos 200°C. Foi escolhido pois é um sistema completo, tem um sistema integrado de gestão de temperatura e tem também uma bomba, com caudal máximo de 25 l/min, que fará o óleo circular entre o interior do termostato e o viscosímetro. Por fim tem também um sistema de arrefecimento, para quando for necessário arrefecer o óleo, com potência de 1,7 kW.

3.3.8.2 Estudo do aquecimento do óleo de medição

Depois de atingida a temperatura de cerca de 80°C, o óleo de aquecimento é bombeado a 25l/min para o interior da câmara de aquecimento. Depois desta câmara estar cheia é desligada a bomba e aberta a válvula de saída do óleo de aquecimento e este regressa de novo ao termostato e ligada novamente a bomba sendo que a partir desse momento o sistema funciona em continuo até que se atinga a temperatura desejada no óleo de medição. Esta temperatura é controlada com um termopar, que transmite informação para um controlador de temperatura com alarme. Quando a temperatura desejada é atingida, é desligado o termostato. O aquecimento é feito através de diferentes fenómenos de transferência de calor. Numa primeira fase é transferida energia por

convecção do óleo de aquecimento para a parede exterior do tubo intermédio. De seguida é transferida por condução desde a parede exterior para a parede interior desse mesmo tubo. Por último transfere-se de novo por convecção da parede interior do referido tubo para o óleo de medição. Ao mesmo tempo, ocorrem os mesmos fenómenos para os meios tubos exteriores. É importante referir também que tanto os tubos de alimentação do óleo de aquecimento, como a parede exterior dos meios tubos exteriores são isolados termicamente. Isto permite que não haja perda energética no trajeto de alimentação do óleo, assim como não há perda para o exterior do viscosímetro. Nesse sentido, assume-se que toda a energia que sai do óleo de aquecimento é transferida para o óleo de medição (através da parede do tubo intermédio) assim como para os meios tubos exteriores (não passando depois para fora devido ao isolamento). Para calcular a potência fornecida pelo óleo de aquecimento fez-se uma análise do gradiente de temperatura ao longo do comprimento do viscosímetro, pois através da diferença entre a temperatura de entrada e saída é possível calcular a potência perdida pelo óleo de aquecimento e por consequência ganha pelo óleo de medição (e alguma ganha pela parede exterior do viscosímetro).
Para se estudar essas variações igualou-se a variação energética do óleo de aquecimento à soma das transferências de calor para as duas paredes circundantes: do tubo intermédio e dos meios tubos exteriores.

Para isso desenvolveu-se a (Eq.**43**)

$$m_p \cdot c_p \cdot dT = h_p \cdot \pi \cdot D_{eti} \cdot (T - T_{ti})dx + h_p \cdot \pi \cdot D_{ite} \cdot (T - T_{te})dx \qquad \textbf{(Eq.43)}$$

Integrando, tem-se:

$$\int_{80}^{Ts} \frac{dT}{T - T_{ti}} = -\int_{0}^{0,5} \frac{h_p \cdot \pi \cdot (D_{eti} + D_{ite})}{m_p \cdot c_p} \qquad \textbf{(Eq.44)}$$

Para estimar o valor de h, fez-se uma análise ao escoamento do óleo. Para o cálculo do h desenvolveram-se os cálculos descritos a seguir e as constantes utilizadas são as apresentadas na Tabela 17 para o caso do líquido de aquecimento e Tabela 18 para o caso dos dados do aparelho e do escoamento. No caso do óleo de aquecimento usaram-se os valores para a temperatura média (40°C).

$D_{ete} = 9 \cdot 10^{-2} m$
$D_{eti} = 2{,}54 \cdot 10^{-2} m$
$A_{escoamento} = \pi \cdot \left(\left[\frac{D_{ete}}{2} \right]^2 - \left[\frac{D_{eti}}{2} \right]^2 \right) = 5{,}855 \cdot 10^{-3} m^2$
$P_{escoemento} = \pi (D_{ete} + D_{eti}) = 1{,}1910^{-1} m$
$D_{eq} = \frac{4 \cdot P_{escoemento}}{A_{escoamento}} = 6{,}46 \cdot 10^{-2}$
$\dot{v} = \frac{25l}{min} = 4{,}167 \cdot 10^{-4} m^3/s$
$\dot{m} = \dot{v} \cdot \dot{\rho} = 3{,}66 \cdot 10^{-1} Kg/s$
$c_{escoamento} = \frac{\dot{v}}{A_{escoamento}} = 7{,}11642 \cdot 10^{-2} m/s$

Tabela 18 - Constantes e valores utilizados para estimar o h de convecção.

Para analisar o escoamento e estimar o valor do h de convecção, iniciou-se por calcular o número de Reynolds, que inica que tipo de escoamento existe: laminar ou turbulento. Para isso usou-se a (Eq.**24**). O valor de Re calculado é de 1149,3. Este valor indica que o regime é considerado laminar. De seguida calculou-se o número de Prandtl, através da (Eq.**45**).

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} = 45{,}4 \qquad \textbf{(Eq.45)}$$

Com o número de Prandtl calculou-se o comprimento de entrada, através da (Eq.**46**). Num escoamento dentro de tubos e condutas, existem duas zonas definidas do mesmo: uma primeira zona de entrada pouco estável, e uma zona desenvolvida em que existe estabilidade. Estas zonas dão demonstradas na Figura 77 [30] O comprimento critico indica a partir de que comprimento se pode considerar escoamento desenvolvido. Caso

a maior parte do escoamento esteja na zona desenvolvida, o valor de h é estimado em correlações. Caso a maior parte do escoamento esteja na zona não desenvolvida o valor de h é estimado através do número de Grashof (Gz) e de Nusselt (Nu).

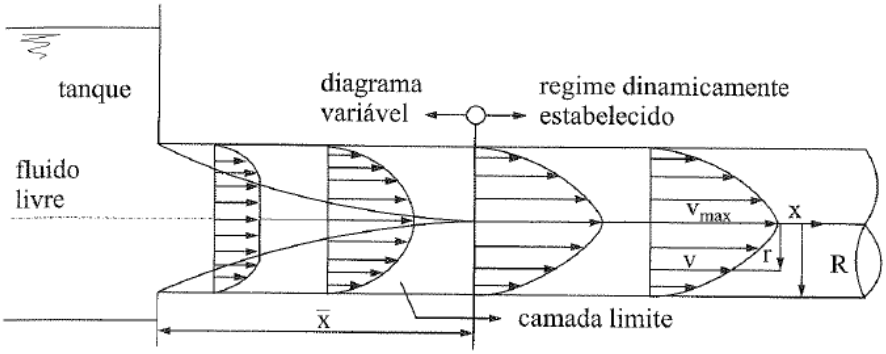


Figura 77 - Zonas de escoamento.

$$x_e = 0{,}05 * D_{eq} * Re * Pr = 168{,}443\ m \qquad \textbf{(Eq.46)}$$

Como xe>>L_p (0,5m), o escoamento nunca chega a ser desenvolvido. Desta forma, para calcular o valor de h tem de se saber o número de Gz e de Nu. O primeiro calculou-se com a (Eq.**47**) e o segundo com a (Eq.**48**).

$$Gz = \left(\frac{x}{Re \cdot Pr \cdot Dh}\right)^{-1} = 6737{,}7 \qquad \textbf{(Eq.47)}$$

$$Nu = 3{,}66 + \frac{0{,}0668 \cdot Gz}{1 + 0{,}04 \cdot Gz^{\frac{2}{3}}} = 33{,}1 \qquad \textbf{(Eq.48)}$$

Por fim, calculou-se h pela (Eq.**49**)

$$h_{convecção} = \frac{Nu \cdot k}{D_{eq}} = 65{,}7\ W/m^2k \qquad \textbf{(Eq.49)}$$

Desenvolvendo a (Eq.**44**) chegou-se a um valor da temperatura de saída de 73,5°C. Por último calculou-se a potência de perda correspondente, pela (Eq.**50**)

$$q_{perda} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T = 3{,}9\ kW \qquad \textbf{(Eq.50)}$$

Atendendo a que se escolheu um termostato de 3,5 kW, à primeira vista poderia concluir-se que não é suficiente para fazer face às exigências. No entanto, este cálculo é feito para o pior cenário possível, que é quando a temperatura do óleo de medição está a 20°C. À medida que esta temperatura aumenta a potência necessária baixa, pois o diferencial entre o óleo de aquecimento e o de medição é menor, daí que rapidamente a potência necessária fica abaixo da máxima do termostato, concluindo-se que é viável a escolha deste.

3.3.9 Isolamento térmico

Por motivos de segurança e eficiência energética, definiu-se que os tubos exteriores seriam isolados termicamente no exterior. O isolamento é feito com uma camada de um material isolante constituído por lã de rocha e um material refletor no exterior. Esse material é adquirido à empresa Rockwool, e é apresentado na Figura 78. Foi escolhido este material pois permite uma temperatura de trabalho até 250°C.

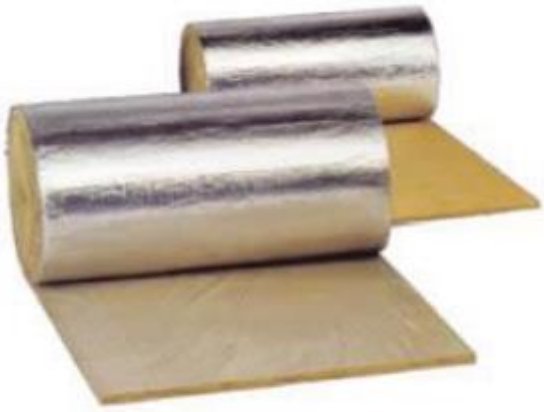


Figura 78 - Material isolador.

3.3.10 Termopar

O termopar é o aparelho responsável pela medição da temperatura do óleo de medição. Este é fulcral para o funcionamento do viscosímetro pois é através dele que se saberá a que temperatura a que está o óleo, pois dá informação de quando se deve desligar o termostato de aquecimento. Na Figura 79 pode ser vista uma imagem deste componente.

Figura 79 - Termopar para controlo de temperatura.

A referência do componente é 1241081. O termopar está ainda ligado a um visor, onde se poderá ver em tempo real a temperatura. Este aparelho pode ser visto na Figura 80. A referência do visor é 1241048. Ambos os componentes são do fabricante RS PRO.

Figura 80 - Visor para controlo de temperatura.

O termopar foi projetado para estar apertado na tampa de saída e em contacto com o óleo, como assinalado na Figura 81. Desta forma transmite informação para o visor.

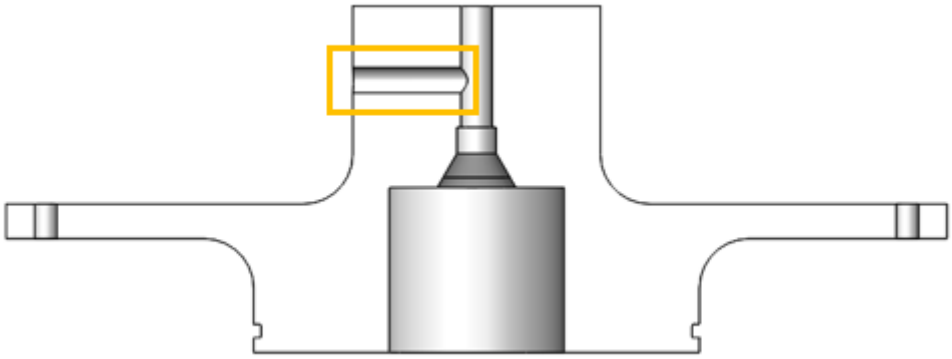


Figura 81 - Esquema da montagem do termopar na tampa de saída.

3.3.11 Válvulas

As válvulas são os componentes responsáveis pelo controlo do fluxo do óleo de medição. Ao todo foram escolhidas 3 válvulas. Uma válvula de Hamilton, uma válvula de segurança, e uma válvula de descarga convencional. A válvula de Hamilton é usada para controlo da alimentação do óleo de medição e permite gerir a pressurização e eliminação das bolhas que se formam na mesma. A válvula de segurança serve para descarga da pressão, evitando algum possível acidente. Por último a válvula de descarga é uma simples válvula de caudal, permitindo a extração o óleo.

3.4 Sequência de montagem

3.4.1 Montagem dos tubos interiores

Começa-se a montagem por introduzir o tubo interior dentro do tubo intermédio. De seguida coloca-se a Glande no tubo intermédio e logo a seguir o Colar, aparafusando-se este no mesmo. Por último faz-se a mesma montagem na outra extremidade dos tubos. A montagem final destes componentes de alta pressão deve seguir o exemplo da Figura 82. O colar é aparafusado ao tubo intermédio e a Glande serve de batente ao mesmo. Na Figura 83 é mostrado o aspeto final desta montagem. Na extremidade oposta tem o mesmo aspeto.

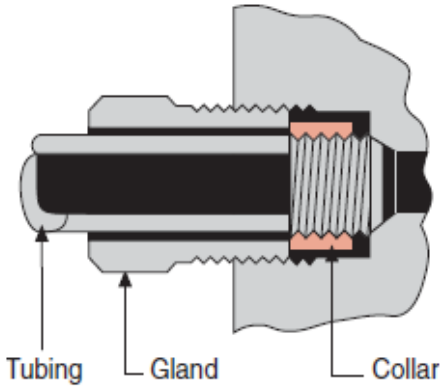


Figura 82 - Montagem das ligações de alta pressão.

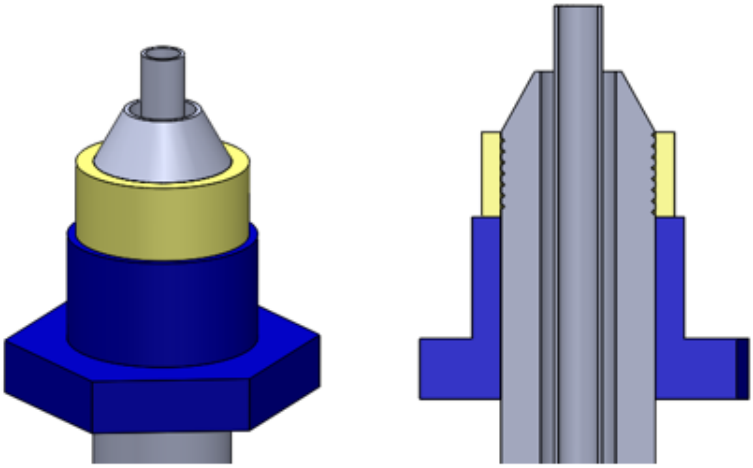


Figura 83 - Aspeto final da montagem dos tubos.

3.4.2 Montagem das tampas e das hastes

Depois de montados os tubos interiores colocam-se as tampas em cima dos mesmos. Como pode ser visto na Figura 83 o tubo intermédio tem um chanfro na sua ponta. Este faz de batente na tampa, que tem o mesmo acabamento. Também o tubo interior serve de batente na tampa, como visto na Figura 84 e Figura 85. Depois de colocada a tampa na sua posição é apertada a Glande na mesma.

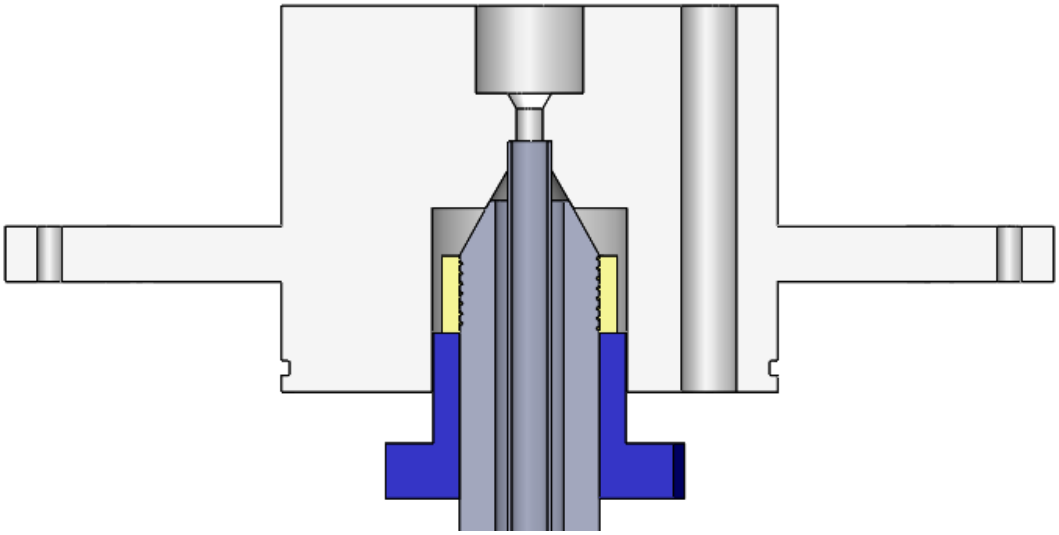


Figura 84 - Montagem da tampa nos tubos intermédio e interior.

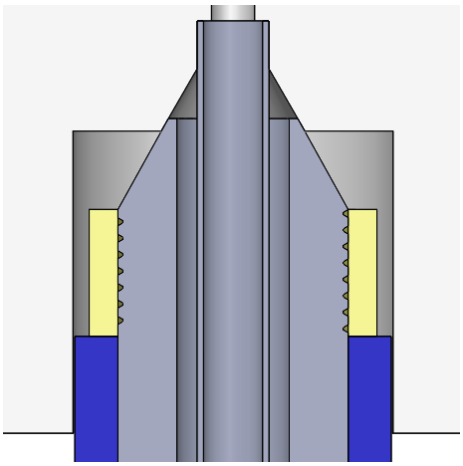


Figura 85 - Pormenor dos batentes entre a tampa e os tubos e o aperto da Glande na mesma.

Depois de montada a primeira tampa colocam-se as hastes na mesma e apertam-se as porcas. Depois das hastes apertadas posiciona-se a tampa na outra extremidade e repete-se o processo de aperto da Glande e das hastes, tal como na Figura 86.

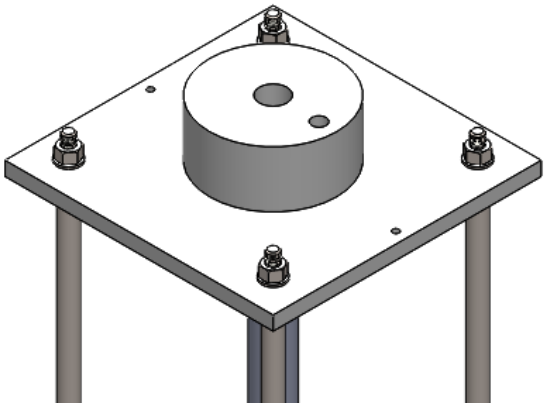


Figura 86 - Montagem das hastes (igual na outra extremidade).

3.4.3 Montagem dos dois meios tubos

Por último, para finalizar a montagem do viscosímetro em si, posicionam-se os dois meios tubos exteriores à volta dos dois tubos já montados. Antes de os posicionar coloca-se o o-ring de vedação na tampa. Entre os dois meios tubos coloca-se também a junta de contacto. Apertando as 8 ligações finaliza-se o processo de montagem do aparelho em si, tal como visto na Figura 87.

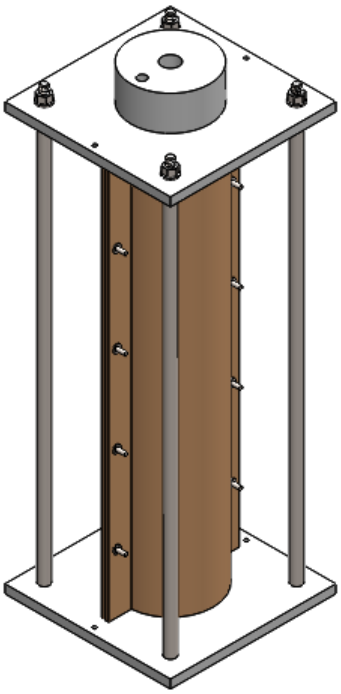


Figura 87 - Montagem dos dois meios tubos exteriores.

CONCLUSÕES

4.1 CONCLUSÕES

4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

4 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

4.1 CONCLUSÕES

Concluído o trabalho, verifica-se que foram atingidos os objetivos, nomeadamente:

- Projeto do viscosímetro de alta pressão;
- Dimensionamento dos componentes;
- Escolha dos componentes normalizados;
- Desenhos das peças.

Ao longo do projeto foram sentidas algumas dificuldades, tais como falta de resposta por parte de algumas empresas quando abordadas, ou a falta de conhecimento a nível elétrico e eletrónico, que dificultou o projeto de sistemas como o de deteção. Também o facto de ser trabalhador estudante pesou em alguns momentos de desenvolvimento deste projeto. Apesar destas dificuldades, considero que se conseguiu ultrapassar as mesmas e atingir um resultado satisfatório.

4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

Como trabalhos futuros seria interessante avançar para a construção dos componentes e montagem do viscosímetro. Depois de um projeto realizado, nada melhor que ver a sua construção. Seria também importante para aprofundar ainda mais os conhecimentos e fazer um trabalho prático de como varia a viscosidade coma pressão, analisando vários casos práticos dos lubrificantes. Seria também interessante desenvolver um sistema de rotação automático, pois o que foi desenvolvido, apesar de ser funcional, é manual. Também penso que teria sido útil fazer um trabalho de orçamentação dos componentes. No entanto, como referido anteriormente, houve em alguns momentos falhas nas respostas por parte de empresas que foram abordadas, impossibilitando de fazer a orçamentação do projeto.

BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

[1] "Viscosity | Definition of Viscosity by Merriam-Webster." [Online]. Available: https://www.merriam-webster.com/dictionary/viscosity. [Accessed: 19-Feb-2019].

[2] "What is Viscosity? Why is it important for fluids characterization?" [Online]. Available: http://www.rheosense.com/what-is-viscosity. [Accessed: 19-Feb-2019].

[3] A. V. Campos and D. P. Gonçalves, "Apontamentos Mecon," 2018.

[4] J. G. Lenard, *Primer on Flat Rolling*, 2nd ed. 2013.

[5] Y. Vivas, "Extra Heavy Oil Viscosity Prediction by Using Multivariate Statistics," 2016.

[6] D. Kneževi and V. Savi, "MATHEMATICAL MODELING OF CHANGING OF DYNAMIC VISCOSITY , AS A FUNCTION OF TEMPERATURE AND PRESSURE , OF MINERAL OILS FOR HYDRAULIC SYSTEMS," vol. 4, pp. 27–34, 2006.

[7] W. K. and H. j. F., *An Introduction to Rheology*. 1989.

[8] J. W. P. Schmelzer, E. D. Zanotto, and V. M. Fokin, "Pressure dependence of viscosity," pp. 1–11, 2005.

[9] P. K. Gupta, "Negative Pressure Dependence of Viscosity," *Am. Ceram. Soc.*, vol. C-152, 1987.

[10] D. S. Viswanath, T. Ghosh, D. H. L. Prasad, N. V. K. Dutt, and K. Y. Rani, *Viscosity of Liquids*. 2007.

[11] George Frederick Charles Searle, "How to measure viscosity," *Biographical Memoirs of Fellows of the Royal Society*, Nov-1955. [Online]. Available: http://www.royalsocietypublishing.org/doi/10.1098/rsbm.1955.0018. [Accessed: 19-Feb-2019].

[12] C. J. Schaschke, "High pressure viscosity measurement with falling body type viscometers," *Int. Rev. Chem. Eng.*, vol. 2, no. September, pp. 564–576, 2010.

[13] C. J. Schaschke, S. Allio, and E. Holmberg, "Viscosity measurement of vegetable oil at high pressure," *Food Bioprod. Process.*, vol. 84, pp. 173–178, 2005.

[14] E. Kiran and Y. L. Sen, "High-Pressure Viscosity and Density of n-Alkanes," vol. 13, no. 3, pp. 411–442, 1992.

[15] H. Yabuno *et al.*, "Self-excited vibrational viscometer for high-viscosity sensing," vol. Vi, 2014.

[16] L. Kulisiewicz and A. Delgado, “High-pressure rheological measurement methods: A review,” *Appl. Rheol.*, vol. 20, no. 1, pp. 130181–1301815, 2010.

[17] M. Zeng and C. Schaschke, “High Pressure Falling Sinker Liquid Viscosity Determination without Supplementary Density Data : A New Approach,” vol. 2009, no. Figure 1, 2009.

[18] F. J. M. Boza and C. Gallegos, *HIGH PRESSURE RHEOLOGY*, 2nd ed. 2010.

[19] T. Oishi and M. Ohashi, “The high-pressure viscometer up to 400MPa with primary method of viscous moment measurements The high-pressure viscometer up to 400MPa with primary method of viscous moment measurements,” 2010.

[20] F. M. Gaciño, X. Paredes, M. J. P. Comuñas, and J. Fernández, “Effect of the pressure on the viscosities of ionic liquids: Experimental values for 1-ethyl-3-methylimidazolium ethylsulfate and two bis(trifluoromethyl- sulfonyl)imide salts,” *J. Chem. Thermodyn.*, vol. 54, pp. 302–309, 2012.

[21] A. Baylaucq, L. Marlin, C. Boned, F. Complexes, and P. Cedex, “Development of an Isobaric Transfer Viscometer Operating up to 140 MPa . Application to a Methane + Decane System,” pp. 823–830, 2001.

[22] G. Lamé, “Sur les surfaces isothermes dans les corps homogènes en équilibre de température,” *J. Math. Pures Appl.*, vol. 2, pp. 147–188, 1837.

[23] S. Domingues and A. V. Campos, “Apontamentos Orrmaq,” 2018.

[24] 3Drivers, “Óleos usados 2 1,” *Newsl. Ecolub*, vol. 29, pp. 1–8, 2013.

[25] S. Nacional, “Manual Resistência de Materiais.”

[26] “Catálogo sensores Weg,” 2019. [Online]. Available: https://www.weg.net/catalog/weg/BR/pt/Segurança-de-Máquinas-e-Sensores-Industriais/Sensores-Industriais/Sensores-Magnéticos/c/BR_WDC_MAGNETICPROXIMITYSENSORS?h=62f7512e.

[27] “Perfis Bosch,” 2019.

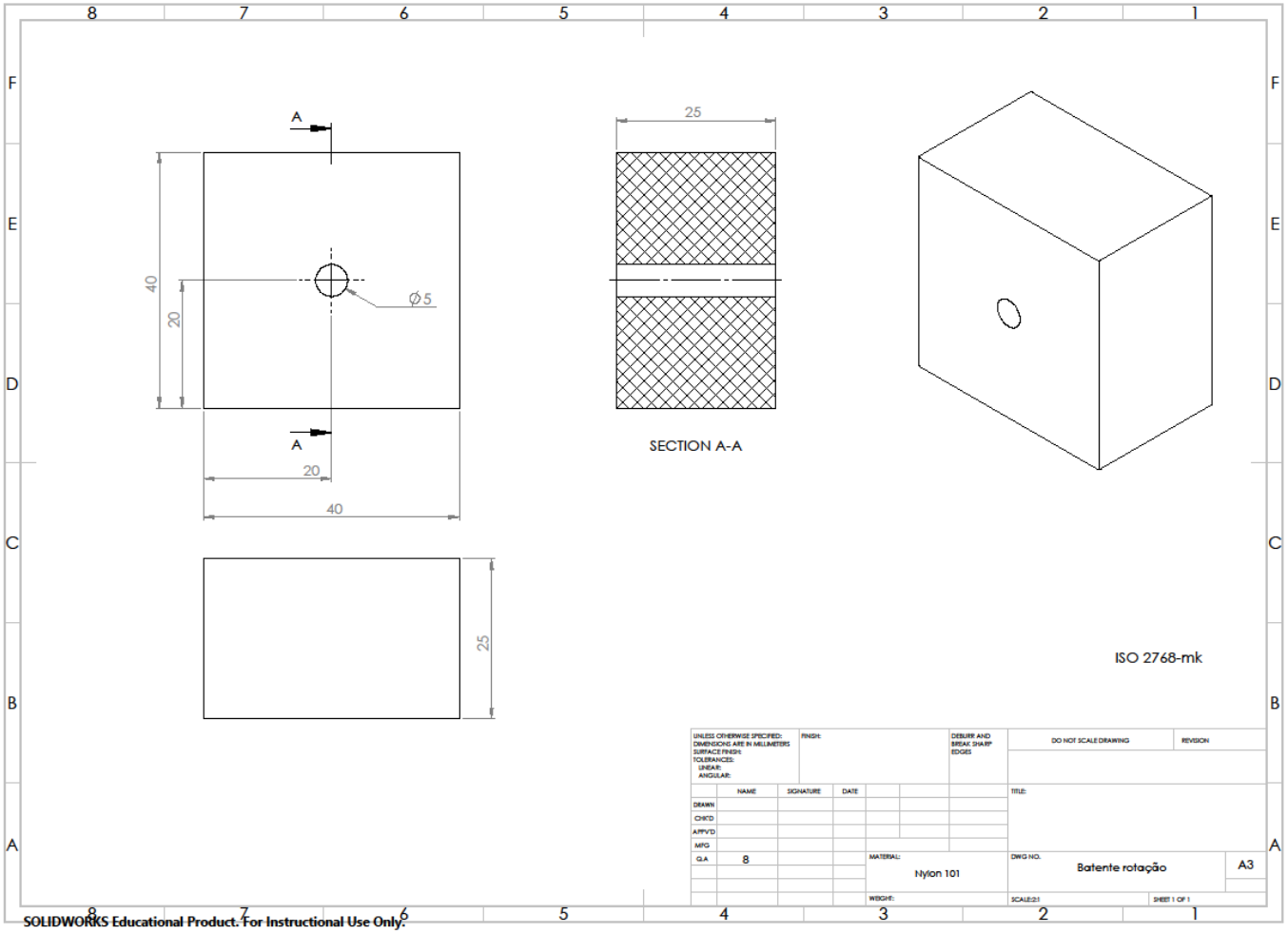
[28] “Perkins Catalogue,” 2019. [Online]. Available: www.perkins.com.

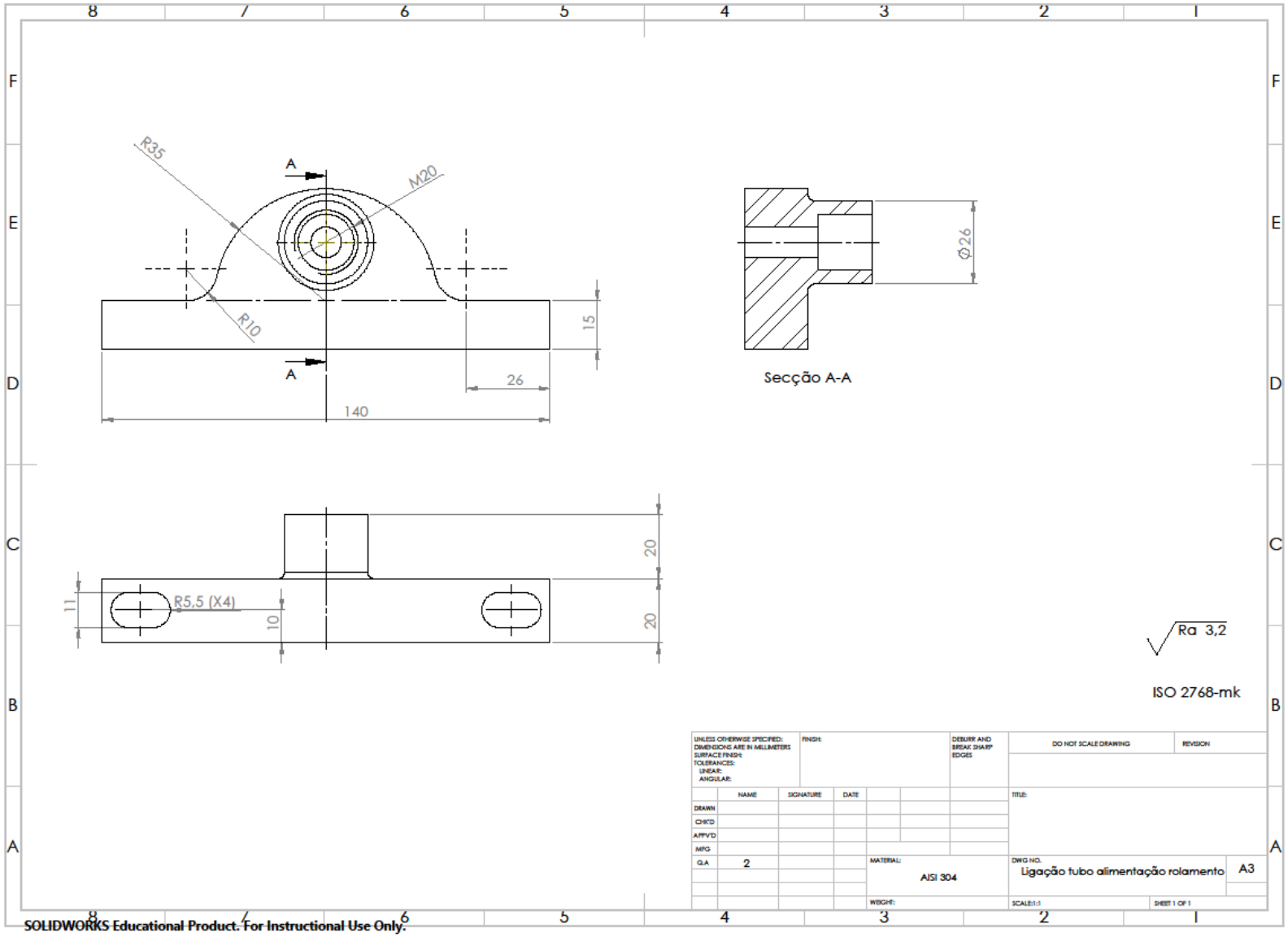
[29] U. Rehman, “Heat Transfer Optimization of Shell-and-Tube Heat Exchanger through CFD Studies Heat Transfer Optimization of Shell-and-Tube Heat Exchanger,” 2011.

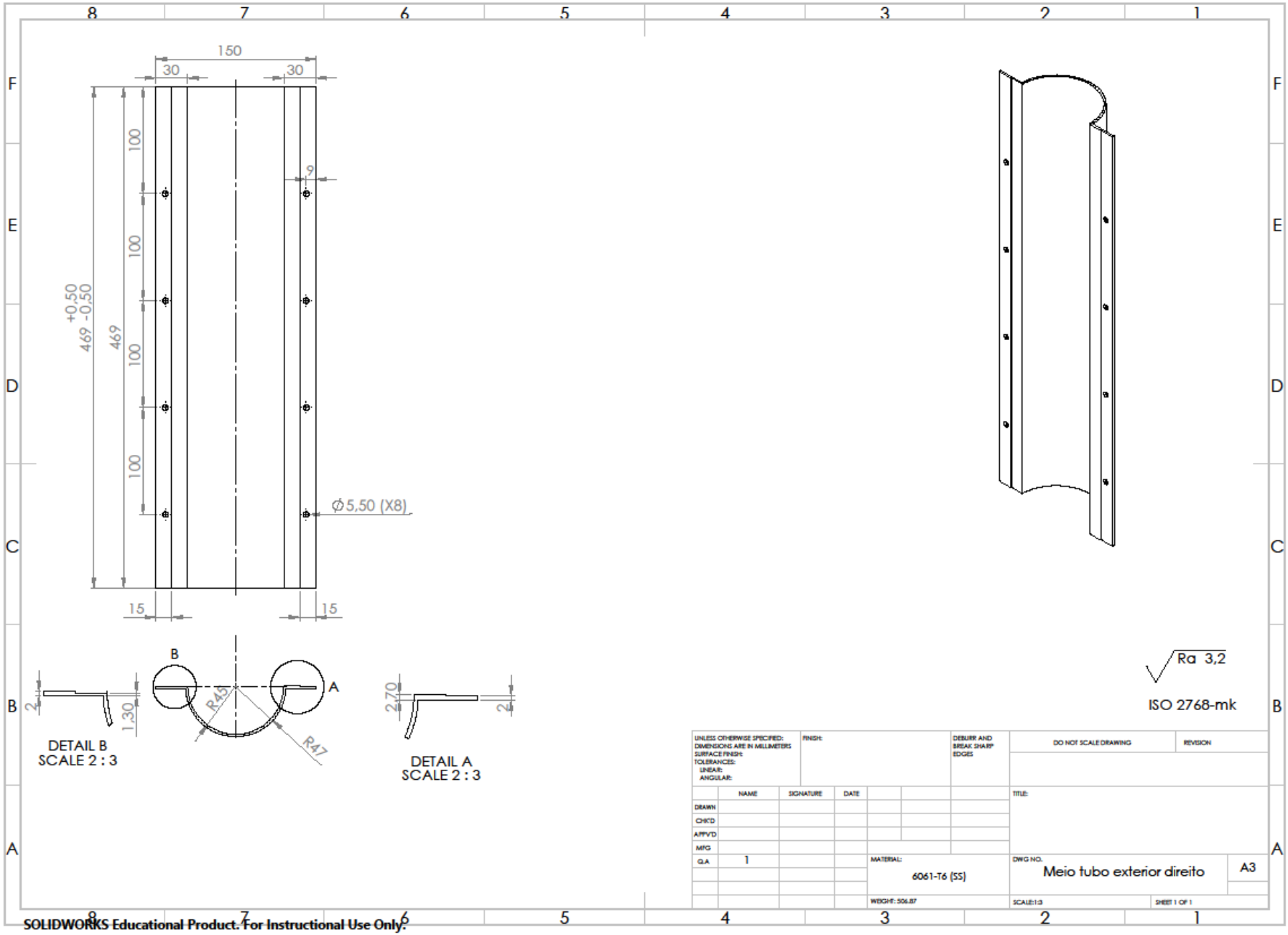
[30] J. Victor, “Número de Reynolds,” 2019.

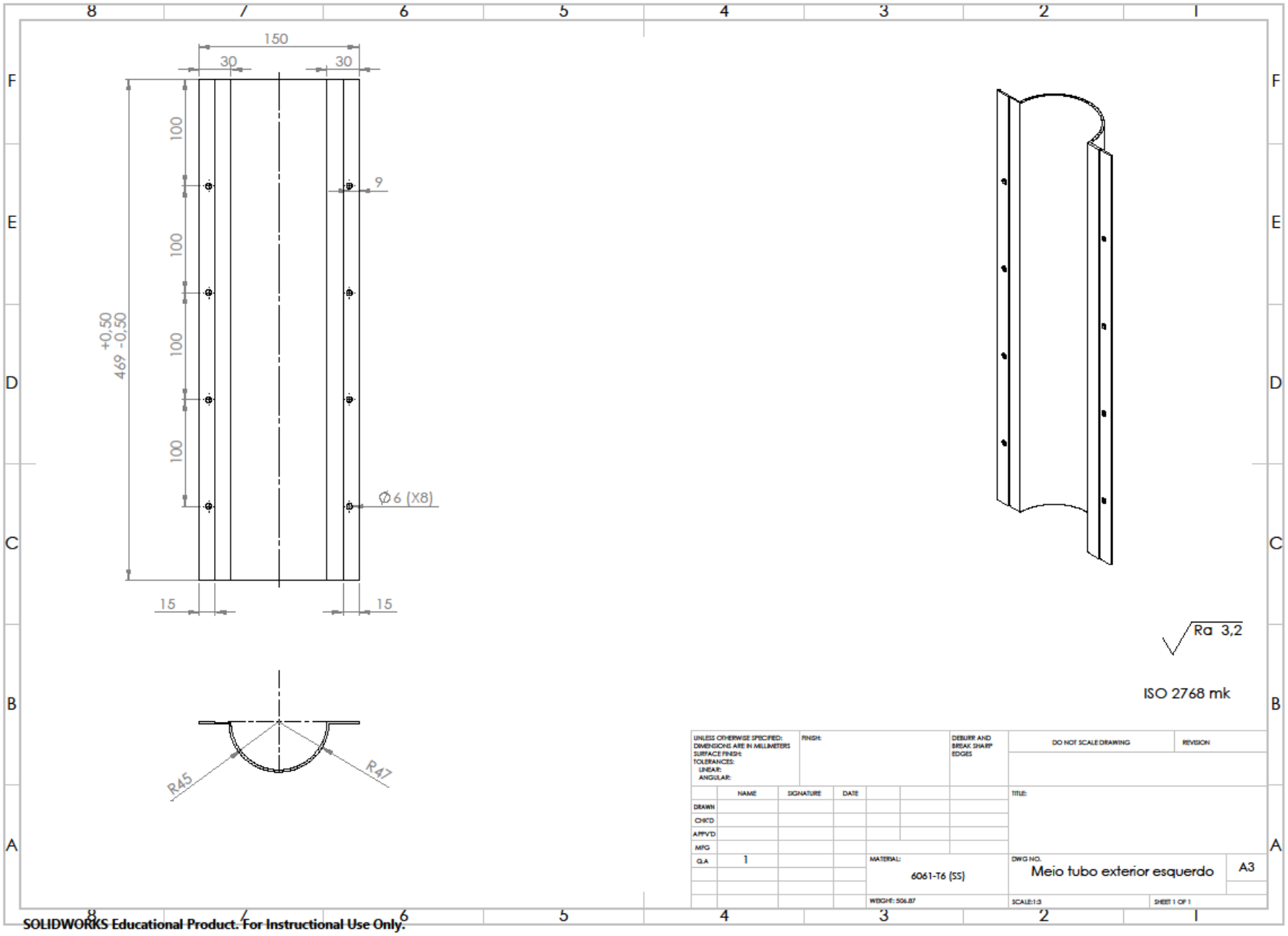
ANEXOS

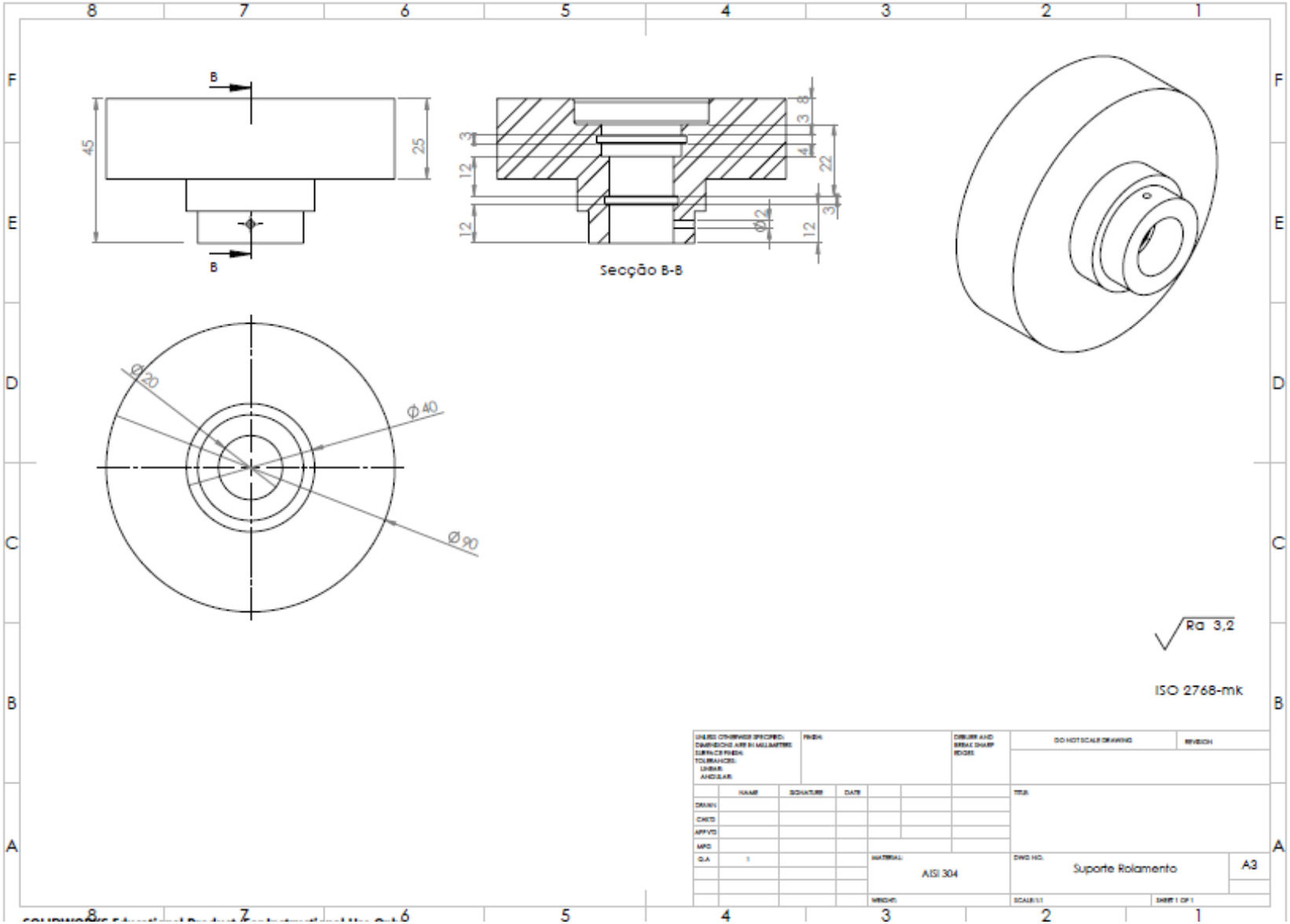
6 ANEXOS

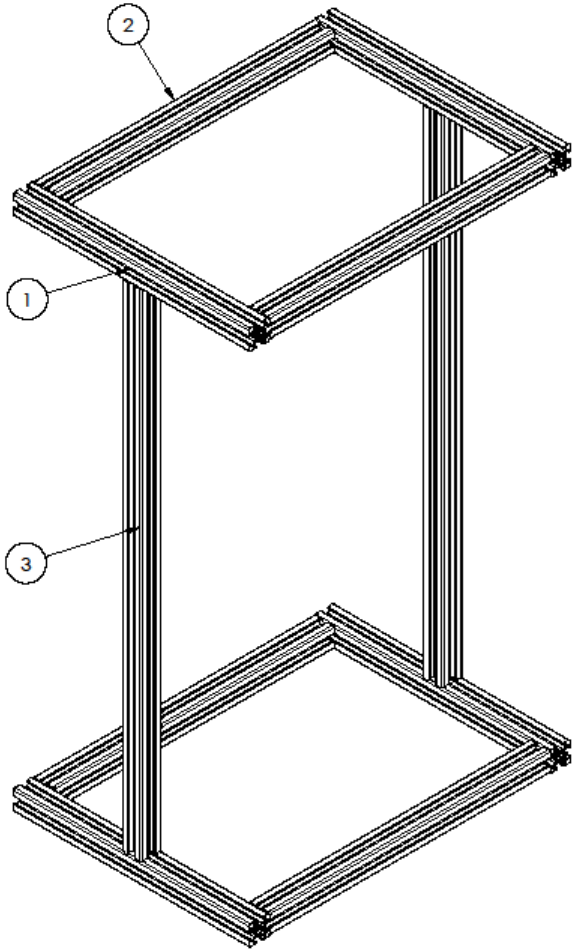

A
40
20
Ø5
A
20
40
25
25
SECTION A-A
ISO 2768-mk
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:
FINISH:
DEBURR AND BREAK SHARP EDGES
DO NOT SCALE DRAWING
REVISION
NAME
SIGNATURE
DATE
DRAWN
CHK'D
APPV'D
MFG
Q.A
8
TITLE:
MATERIAL:
Nylon 101
WEIGHT:
DWG NO.
Batente rotação
A3
SCALE:2:1
SHEET 1 OF 1
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.


R35
A
M20
R10
15
26
140
Ø26
Secção A-A
20
20
11
R5,5 (X4)
10
Ra 3,2
ISO 2768-mk
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:
FINISH:
DEBURR AND BREAK SHARP EDGES
DO NOT SCALE DRAWING
REVISION
NAME
SIGNATURE
DATE
DRAWN
CHK'D
APPV'D
MFG
Q.A
2
MATERIAL:
AISI 304
WEIGHT:
TITLE:
DWG NO.
Ligação tubo alimentação rolamento
A3
SCALE:1:1
SHEET 1 OF 1
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.


150
30
30
100
100
100
100
9
+0,50
469 -0,50
469
Ø5,50 (X8)
15
15
B
A
R45
R47
2
1,30
DETAIL B
SCALE 2 : 3
2,70
2
DETAIL A
SCALE 2 : 3
Ra 3,2
ISO 2768-mk
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:
FINISH:
DEBURR AND BREAK SHARP EDGES
DO NOT SCALE DRAWING
REVISION
NAME
SIGNATURE
DATE
DRAWN
CHK'D
APPV'D
MFG
Q.A
1
TITLE:
MATERIAL:
6061-T6 (SS)
WEIGHT: 506.87
DWG NO.
Meio tubo exterior direito
A3
SCALE:1:3
SHEET 1 OF 1
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.


150
30
30
100
100
100
100
9
+0,50
469 -0,50
Ø6 (X8)
15
15
R45
R47
Ra 3,2
ISO 2768 mk
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:
FINISH:
DEBURR AND BREAK SHARP EDGES
DO NOT SCALE DRAWING
REVISION
NAME
SIGNATURE
DATE
DRAWN
CHK'D
APPV'D
MFG
Q.A
1
TITLE:
MATERIAL:
6061-T6 (SS)
WEIGHT: 506.87
DWG NO.
Meio tubo exterior esquerdo
A3
SCALE:1:3
SHEET 1 OF 1
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.


B
45
25
B
3
12
12
3
8
4
22
3
Ø12
12
Secção B-B
Ø20
Ø40
Ø90
Ra 3,2
ISO 2768-mk
AISI 304
Suporte Rolamento
A3



ITEM NO.	QTY.	LENGTH
1	4	235
2	4	280
3	3	493.83
3	2	260

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND BREAK SHARP EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN			
CHK'D			
APPV'D			
MFG			
Q.A			

TITLE:

MATERIAL: Perfil Bosch 20x20

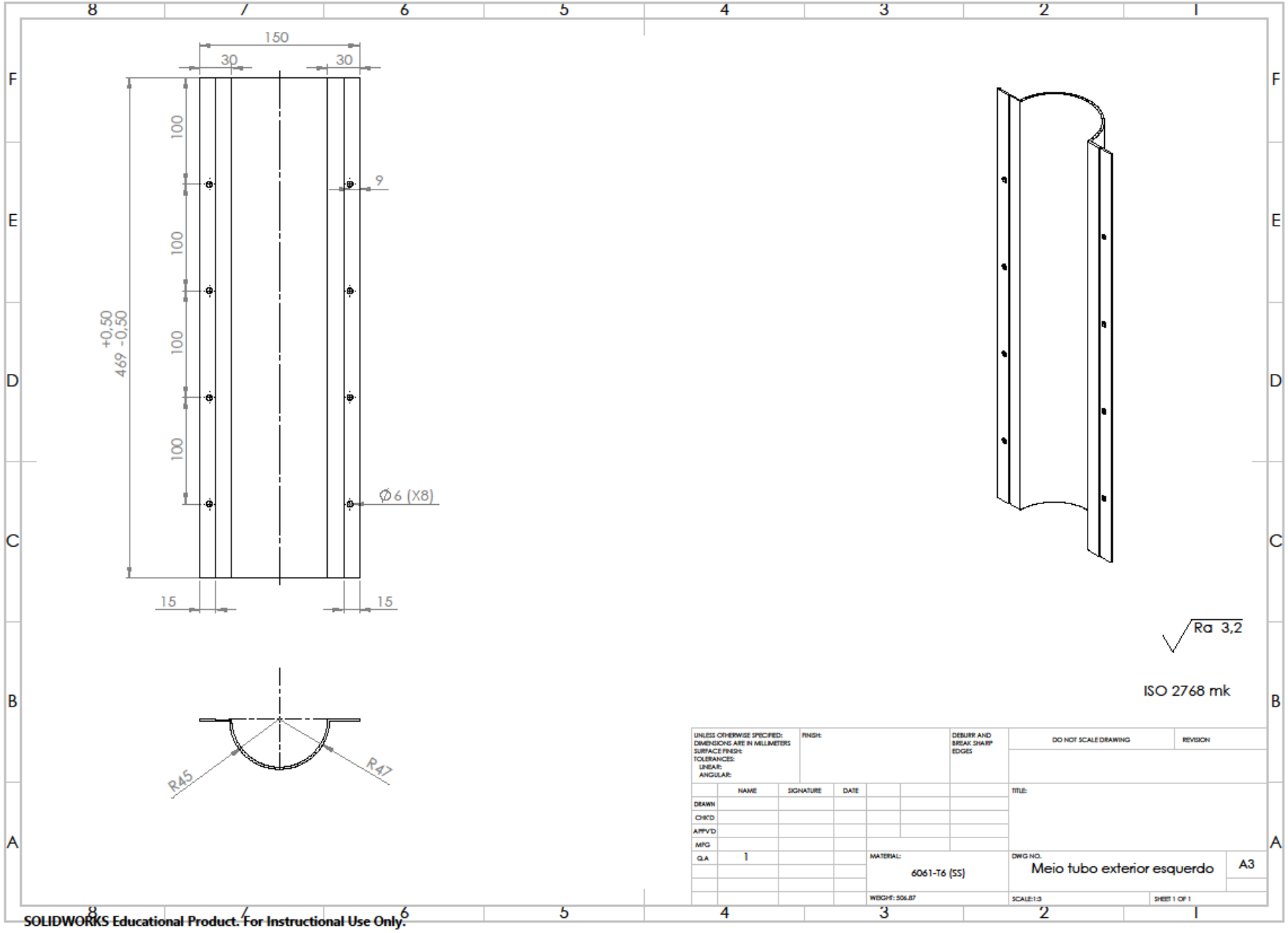
WEIGHT:

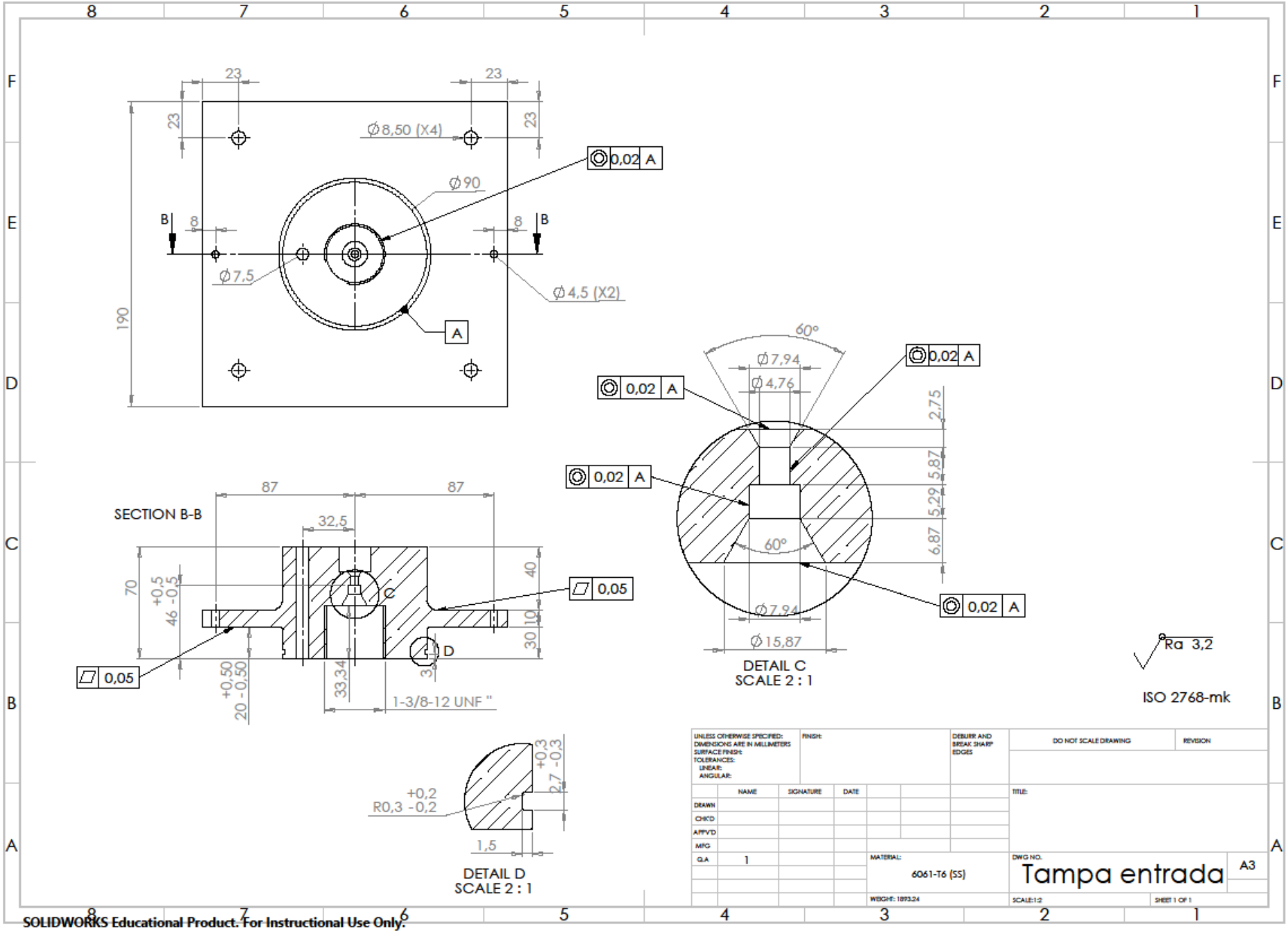
DWG NO. Subestrutura de suporte do viscosímetro A3

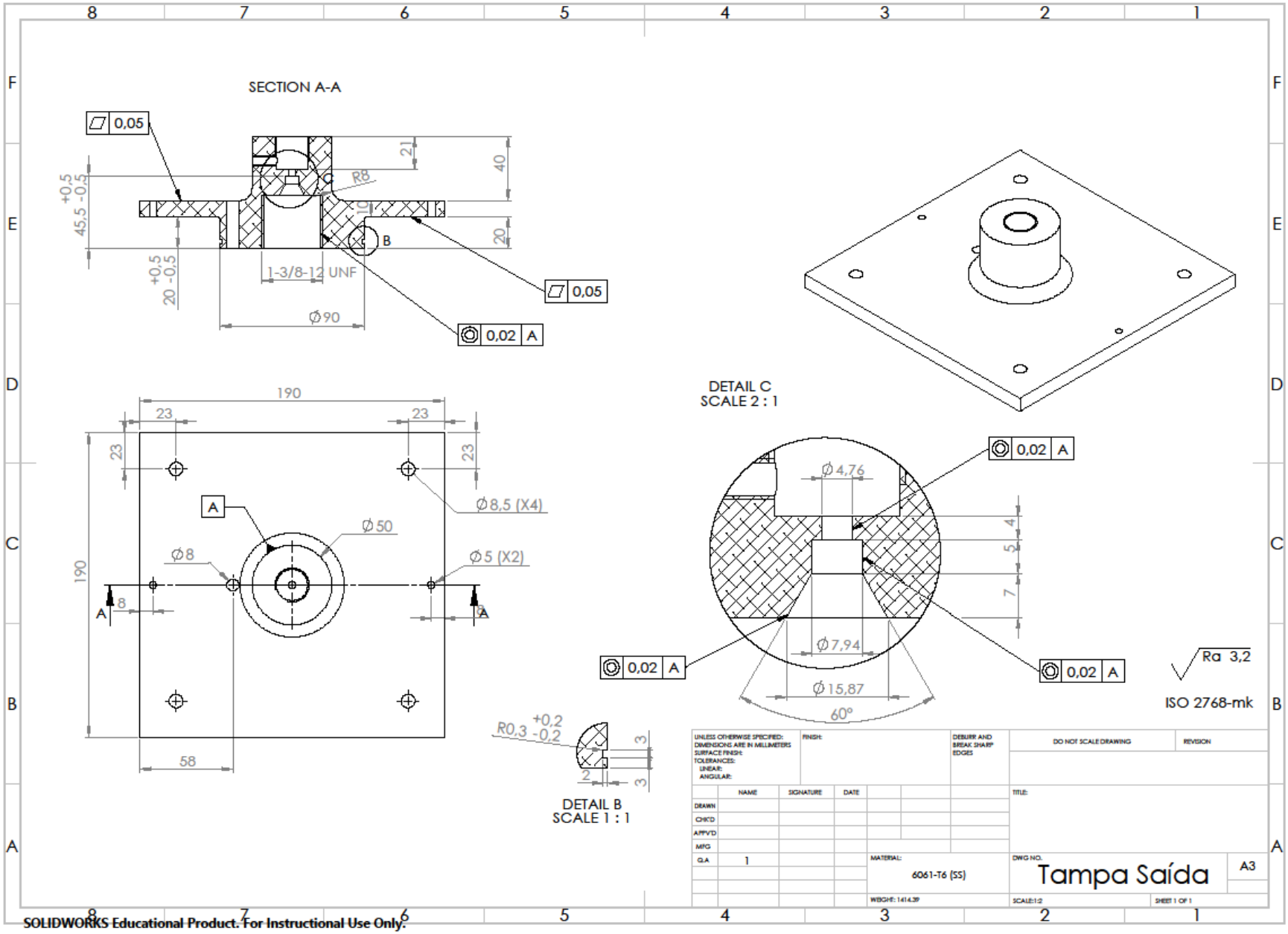
SCALE:1:3

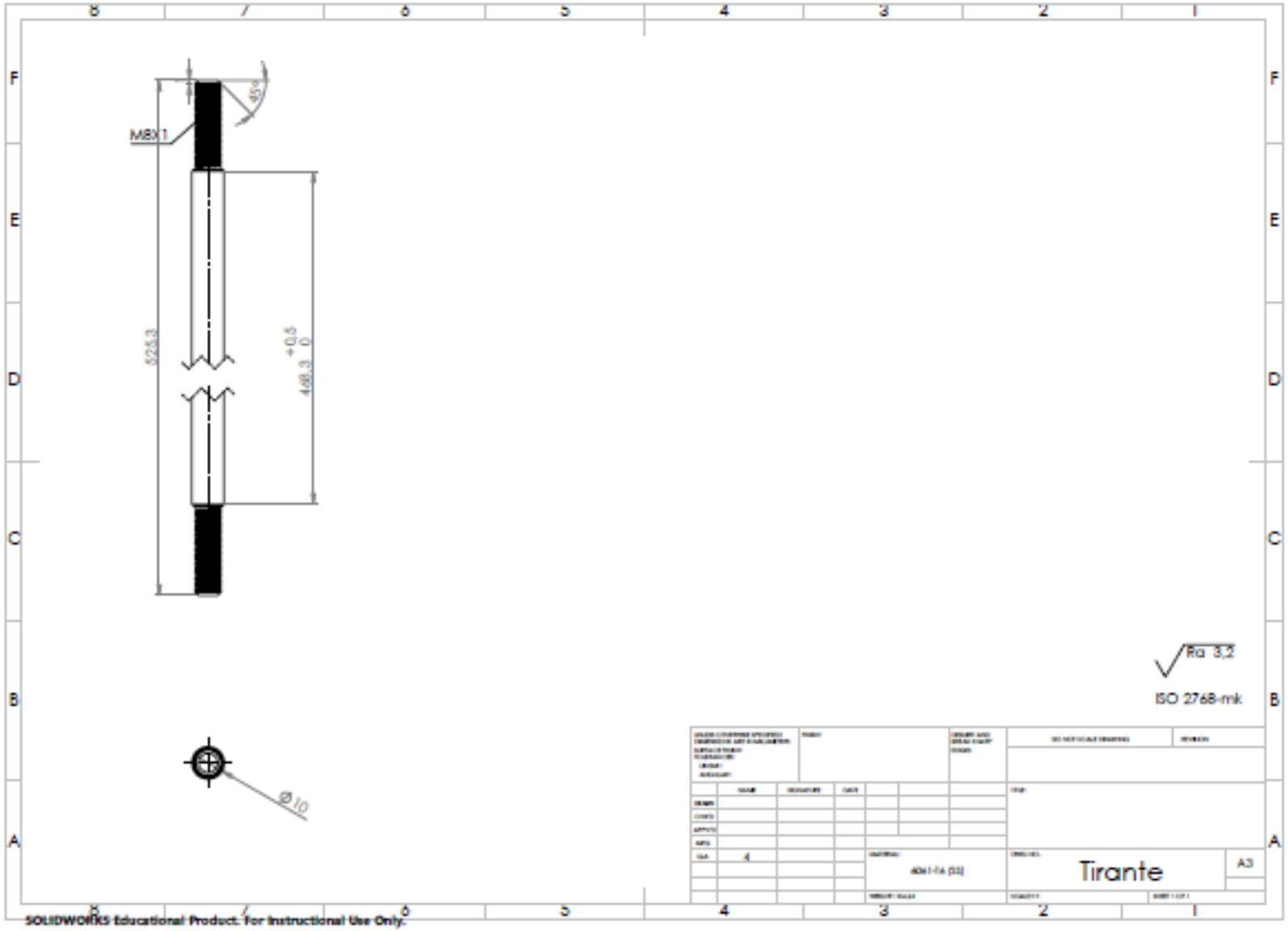
SHEET 1 OF 1

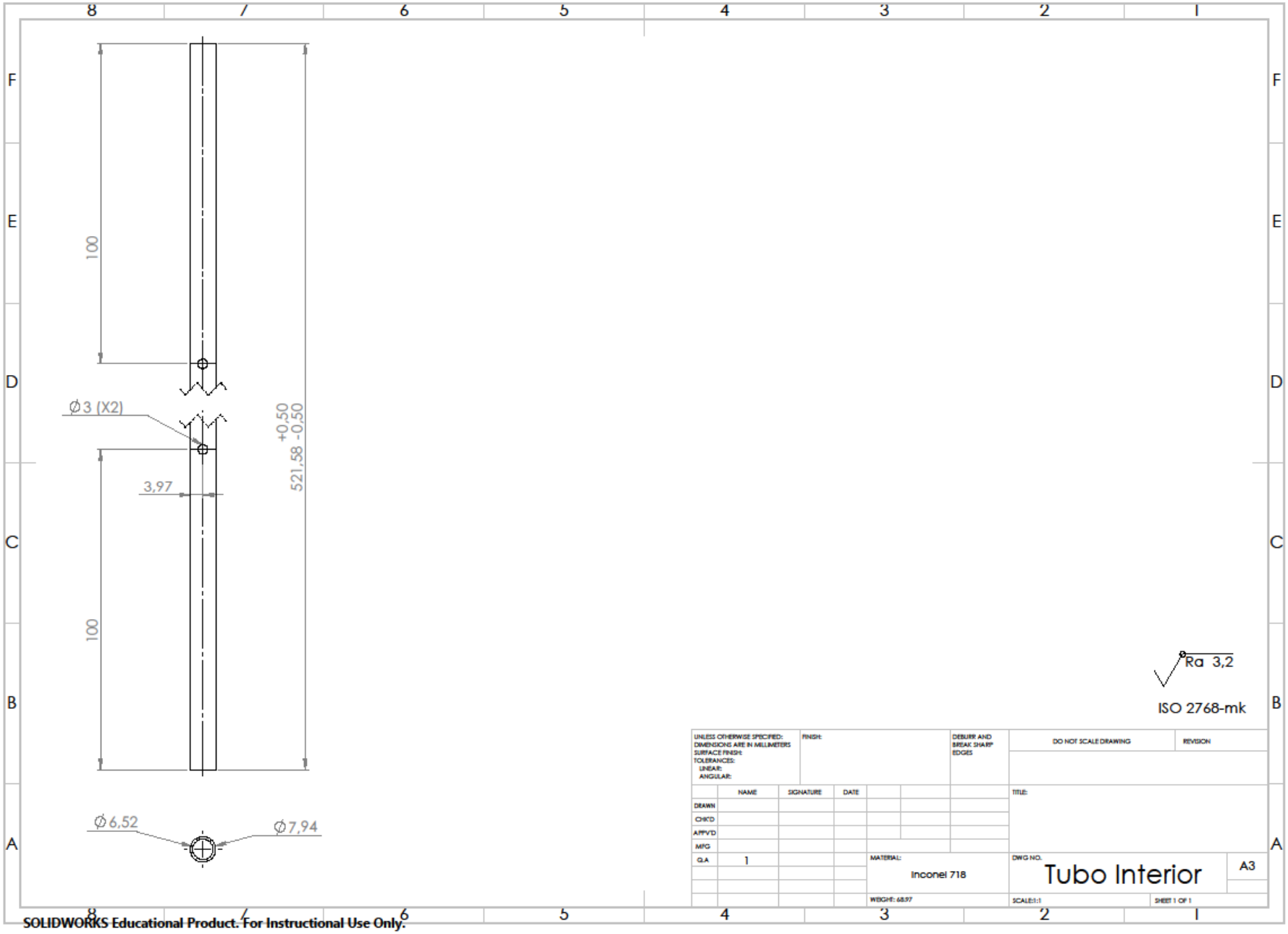
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

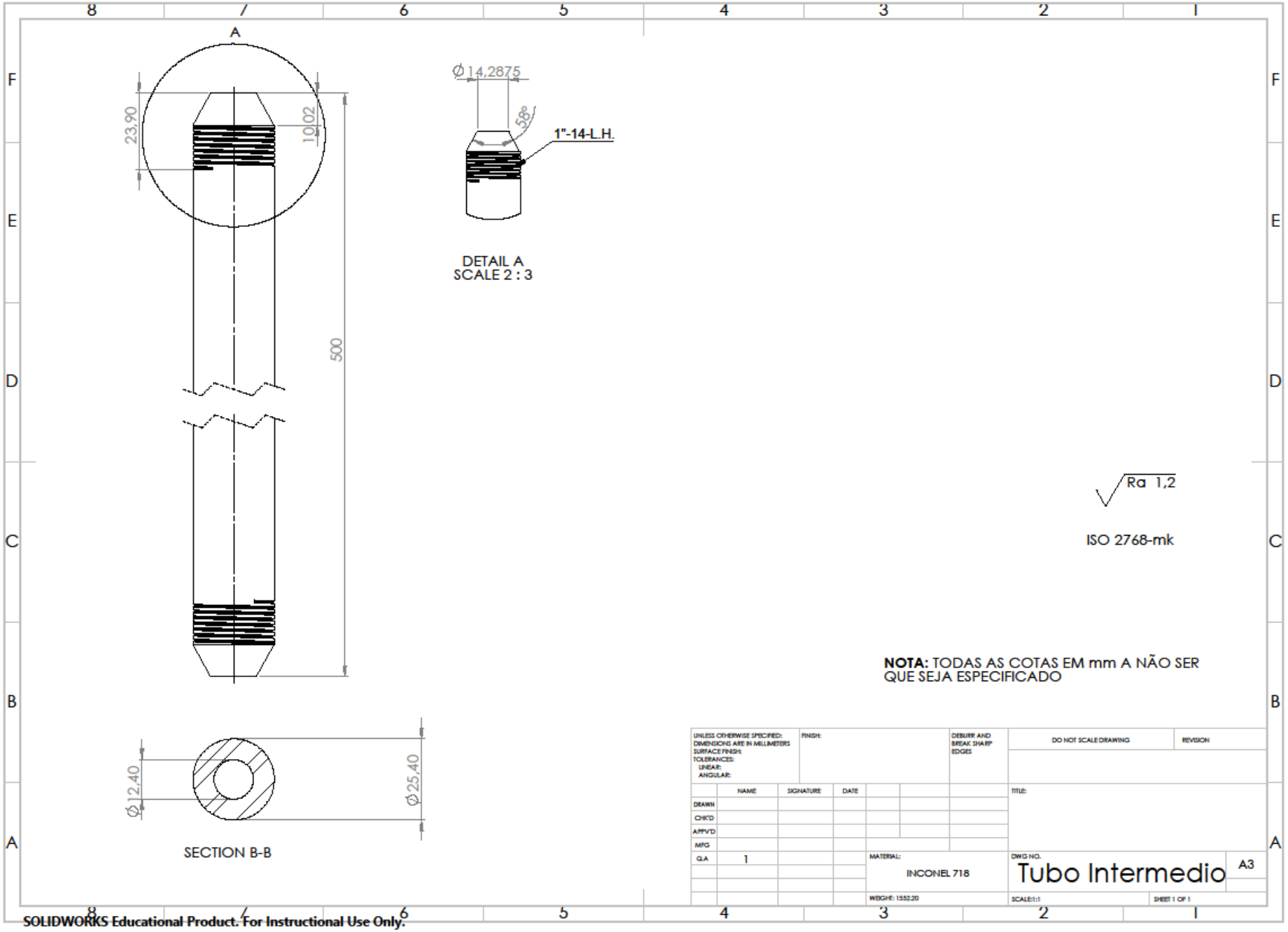

150
30
30
100
100
100
100
9
+0,50
469 -0,50
Ø6 (X8)
15
15
R45
R47
Ra 3,2
ISO 2768 mk
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:
FINISH:
DEBURR AND BREAK SHARP EDGES
DO NOT SCALE DRAWING
REVISION
NAME
SIGNATURE
DATE
DRAWN
CHK'D
APPV'D
MFG
Q.A
1
MATERIAL:
6061-T6 (SS)
WEIGHT: 506.87
TITLE:
DWG NO.
Meio tubo exterior esquerdo
A3
SCALE:1:3
SHEET 1 OF 1
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

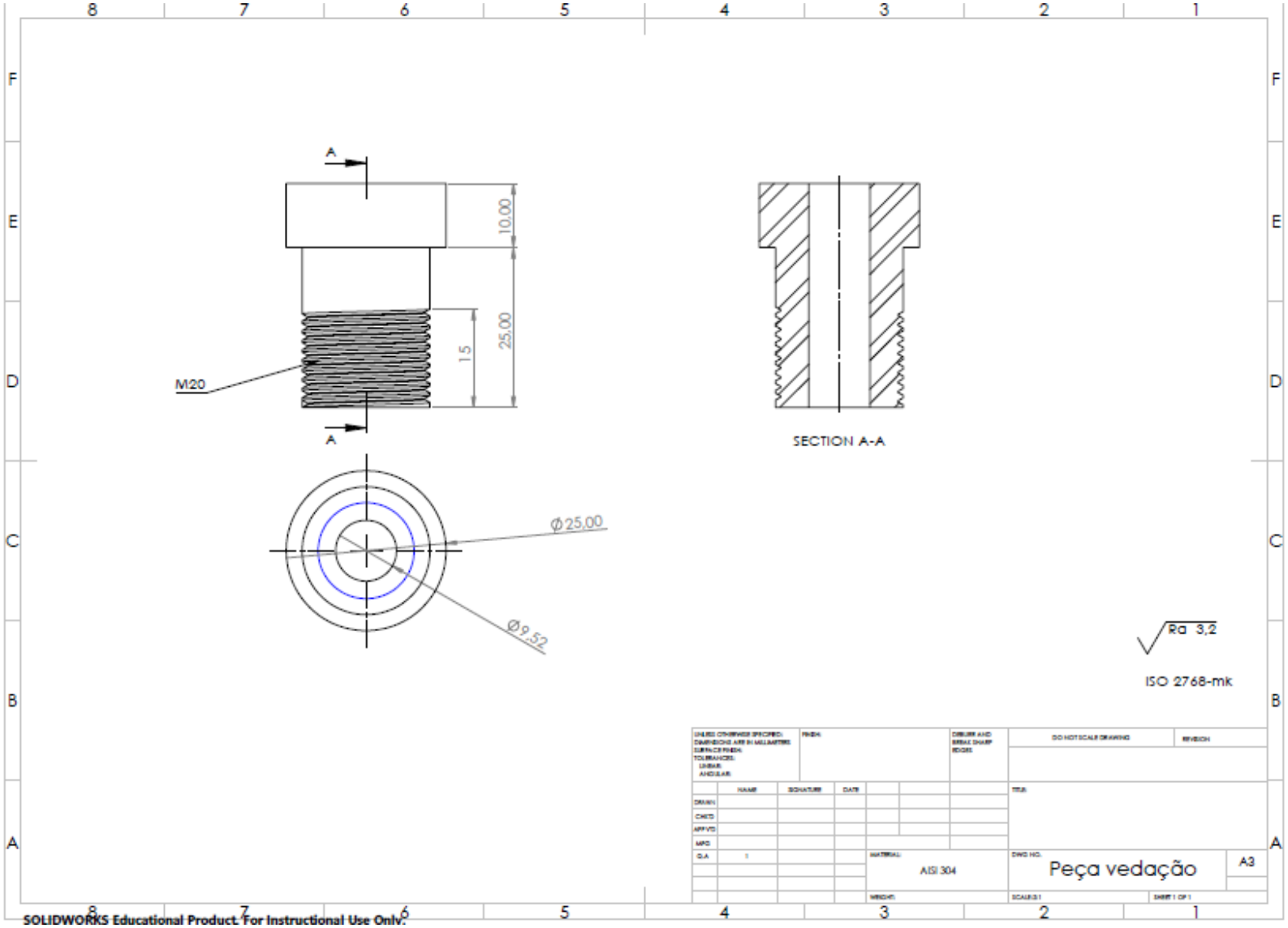

23
23
23
23
Ø8,50 (X4)
Ø90
0,02 A
B
8
8
B
Ø7,5
Ø4,5 (X2)
190
A
SECTION B-B
87
87
32,5
70
+0,5
46 -0,5
40
C
0,05
10
30
D
0,05
+0,50
20 -0,50
33,34
3
1-3/8-12 UNF "
60°
Ø7,94
Ø4,76
0,02 A
0,02 A
0,02 A
0,02 A
2,75
5,87
5,29
6,87
60°
Ø7,94
Ø15,87
DETAIL C
SCALE 2 : 1
Ra 3,2
ISO 2768-mk
+0,2
R0,3 -0,2
+0,3
2,7 -0,3
1,5
DETAIL D
SCALE 2 : 1
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:
FINISH:
DEBURR AND BREAK SHARP EDGES
DO NOT SCALE DRAWING
REVISION
NAME
SIGNATURE
DATE
DRAWN
CHK'D
APPV'D
MFG
Q.A
1
TITLE:
MATERIAL:
6061-T6 (SS)
WEIGHT: 1893.24
DWG NO.
Tampa entrada
A3
SCALE:1:2
SHEET 1 OF 1
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

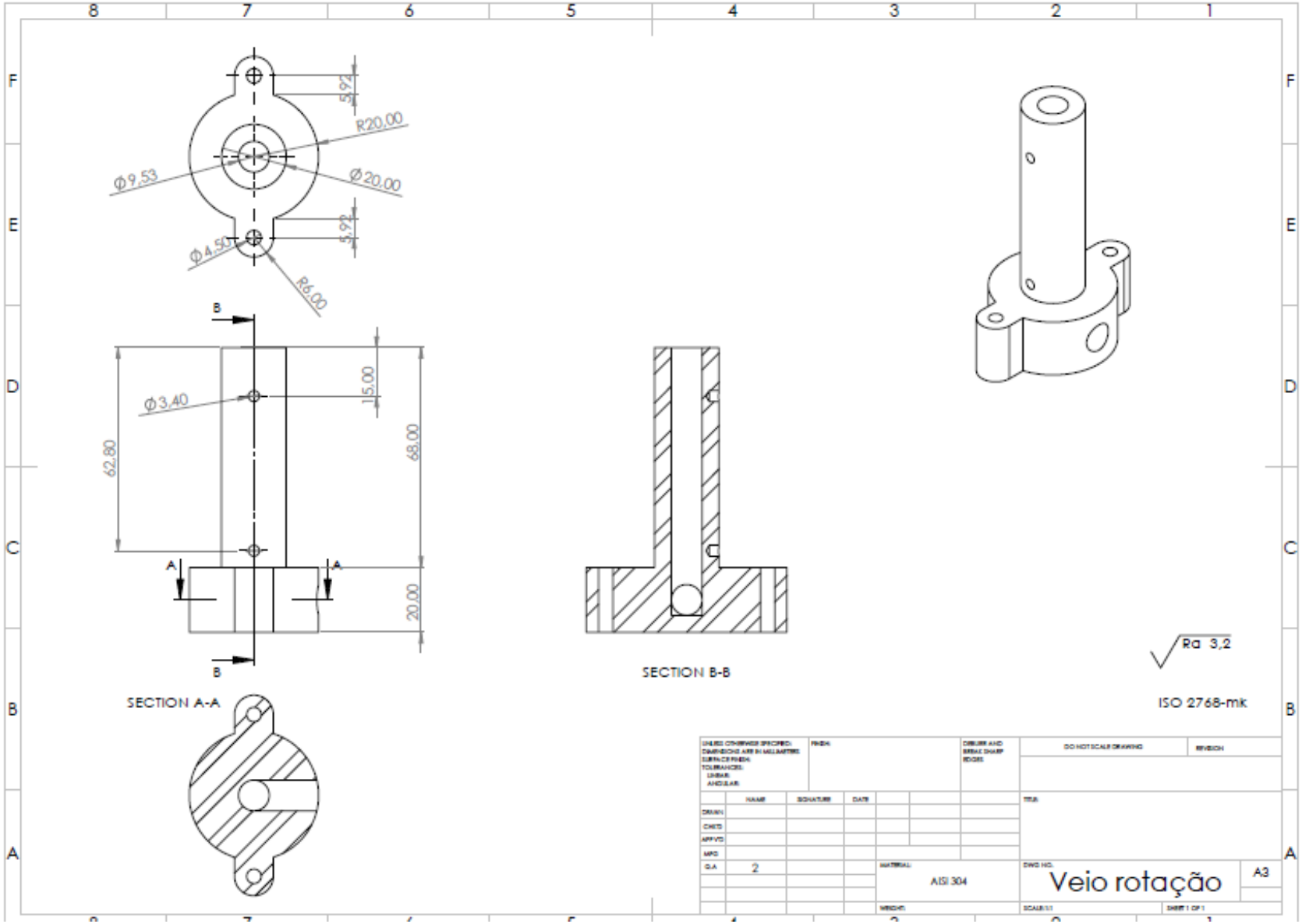

SECTION A-A
0,05
21
40
R8
C
10
B
20
45,5 +0,5 -0,5
20 +0,5 -0,5
1-3/8-12 UNF
Ø90
0,05
0,02 A
190
23
23
23
23
Ø8,5 (X4)
A
Ø50
Ø8
Ø5 (X2)
190
8
A
A
58
DETAIL C
SCALE 2 : 1
Ø4,76
0,02 A
4
5
7
Ø7,94
0,02 A
0,02 A
Ø15,87
60°
Ra 3,2
ISO 2768-mk
R0,3 +0,2 -0,2
3
2
3
DETAIL B
SCALE 1 : 1
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:
FINISH:
DEBURR AND BREAK SHARP EDGES
DO NOT SCALE DRAWING
REVISION
NAME
SIGNATURE
DATE
DRAWN
CHK'D
APPV'D
MFG
Q.A
1
TITLE:
MATERIAL:
6061-T6 (SS)
WEIGHT: 1414.39
DWG NO.
Tampa Saída
A3
SCALE:1:2
SHEET 1 OF 1
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.


M8X1
45°
525,3
+0,5
468,3 0
Ø10
Ra 3,2
ISO 2768-mk
Tirante
A3
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.


100
Ø3 (X2)
+0,50
521,58 -0,50
3,97
100
Ø6,52
Ø7,94
Ra 3,2
ISO 2768-mk
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:
FINISH:
DEBURR AND BREAK SHARP EDGES
DO NOT SCALE DRAWING
REVISION
NAME
SIGNATURE
DATE
DRAWN
CHK'D
APPV'D
MFG
Q.A
1
MATERIAL:
Inconel 718
WEIGHT: 68.97
TITLE:
DWG NO.
Tubo Interior
A3
SCALE:1:1
SHEET 1 OF 1
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.


A
23,90
10,02
500
Ø14,2875
58°
1"-14-L.H.
DETAIL A
SCALE 2 : 3
Ø12,40
Ø25,40
SECTION B-B
Ra 1,2
ISO 2768-mk
NOTA: TODAS AS COTAS EM mm A NÃO SER QUE SEJA ESPECIFICADO
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:
FINISH:
DEBURR AND BREAK SHARP EDGES
DO NOT SCALE DRAWING
REVISION
NAME
SIGNATURE
DATE
DRAWN
CHK'D
APPV'D
MFG
Q.A
1
MATERIAL:
INCONEL 718
WEIGHT: 1552.20
TITLE:
DWG NO.
Tubo Intermedio
A3
SCALE:1:1
SHEET 1 OF 1
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.


A
10,00
25,00
1,5
M20
A
SECTION A-A
Ø25,00
Ø9,52
Ra 3,2
ISO 2768-mk
AISI 304
Peça vedação
A3
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.


5,92
R20,00
Ø9,53
Ø20,00
Ø4,50
5,92
R6,00
B
Ø3,40
15,00
62,80
68,00
A
A
20,00
B
SECTION A-A
SECTION B-B
Ra 3,2
ISO 2768-mk
2
AISI 304
Veio rotação
A3