



PROJETO DE UMA MÁQUINA DE ENSAIOS DE ROLAMENTOS

HÉLDER FILIPE GONÇALVES PEDRAS

julho de 2020

PROJETO DE UMA MÁQUINA DE ENSAIOS DE ROLAMENTOS

Hélder Filipe Gonçalves Pedras
1140717

2019/2020

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Engenharia Mecânica



PROJETO DE UMA MÁQUINA DE ENSAIOS DE ROLAMENTOS

Hélder Filipe Gonçalves Pedras
1140717

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 Engenheiro Armando Vilaça Campos, Professor adjunto do ISEP e coorientação do Engenheiro Manuel Dores de Castro, Professor adjunto do ISEP.

2019/2020

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Engenharia Mecânica



JÚRI

Presidente

Doutor Arnaldo Guedes Pinto
Professor Adjunto, ISEP

Orientador

Doutor Armando Vilaça Campos
Professor Adjunto, ISEP

Coorientador

Doutor Manuel Dores de Castro
Professor Adjunto, ISEP

Arguente

Doutor Jorge Seabra
Professor Catedrático, FEUP

AGRADECIMENTOS

Ao ISEP por ter sido a minha segunda casa durante 6 anos, por todos os bons e maus momentos, pelas pessoas que se cruzaram no meu caminho e sobretudo pelo conhecimento que será uma mais valia no meu futuro.

Ao Eng.º Armando Vilaça Campos, como meu orientador do ISEP, pela prontidão, disponibilidade e sobretudo pelo interesse que tem na área, assim como no tema da dissertação, foi sem dúvida uma motivação para mim.

Ao Eng.º Manuel Dores de Castro, como meu coorientador do ISEP, obrigado primeiramente pelo tema, sem isso não seria possível. Agradeço também a disponibilidade e o acompanhamento prestado.

Ao Eng.º David Gonçalves, pela prestabilidade, nos tempos mais difíceis não teve problemas em ajudar.

À minha família, um muito obrigado. Em especial à minha mãe, ao meu pai e a minha irmã eles foram, são e serão a chave do meu sucesso, se em algum momento da minha vida tinha de ter sorte foi à nascença.

À minha namorada, pelos sábados de sol fechados em casa, pelas palmadinhas nas costas e principalmente pela paciência. Obrigado por seres modelo de coragem e esperança.

Por último, mas não menos importante, agradecer a mim. Foram tempos de esforço e dedicação, foram tempos de noites mal dormidas e outras nem dormidas, foram tempos de querer desistir apenas superado pela vontade de lutar por um sonho.

PALAVRAS CHAVE

Banco de ensaios, Rolamentos, Lubrificação, Coeficiente de atrito, Perda de potência

RESUMO

A presente dissertação tem como objetivo o projeto de um banco de ensaios de rolamentos, a fim de avaliar as diferenças de atrito num veio em rotação com e sem carga, através do binário de perda, preenchendo assim a lacuna existente no mercado, que diz respeito à falta de oferta de uma máquina de ensaios que forneça os valores das perdas de potência.

Dos vários fatores possíveis para a ocorrência de perdas de potência, destaca-se o atrito provocado pelo rolamento, escorregamento, chapinagem e arrasto. Todas estas ocorrências estão dependentes das condições de serviço, a carga aplicada, o tipo de lubrificação, as condições de alimentação de lubrificação na zona ativa do contacto entre as pistas e os corpos rolantes e por último a altura de imersão. Posto isto, é fundamental proceder a essa avaliação para várias medidas de rolamento, com diferentes velocidades, cargas e lubrificação.

Para esse efeito serão montados quatro rolamentos em um veio, onde os dois das extremidades terão de ser fixos. Para esta finalidade será apresentada uma solução de rápida execução, onde os apoios terão diâmetros fixos. Será aplicada carga nos dois rolamentos do meio com um cilindro pneumático, criando flexão em quatro pontos mantendo as condições de carga para ambos os rolamentos e lubrificação, altura de imersão na zona de contacto das esferas e as pistas dos rolamentos. Com a variação de diversas condições, será medida a alteração do binário por uma célula que estará à entrada do cárter, pela comparação da medição do binário no vazio, em que será possível determinar a perda de potência.

A recolha destes valores permitirá tornar os modelos de perda de potência em rolamentos mais eficazes.

Todo o processo de desenvolvimento, incluindo os cálculos necessários, a seleção de acessórios, entre outros, serão mostradas no decorrer do relatório.

Se na solução final forem cumpridos todos os objetivos propostos e sendo uma solução viável, será avançado para a sua implementação.

KEYWORDS

Test rig, Rolling bearing, Lubrication, Friction coefficient, Power loss

ABSTRACT

The present work aims the design and sizing of a radial bearing test rig in order to evaluate the friction differences in a rotating shaft with and without radial load, though the loss torque, thus filling a gap in the market, which does not offer a testing machine that provides power loss values.

Among the several possible factors for the occurrence of power losses, the friction caused by rolling, slipping, plating and dragging is highlighter. All these occurrences are dependent on the service conditions, the applied load, the type of lubrication, lubrication feed conditions in the active contact zone between the raceways and the rolling elements and the immersion height.

That said it is important to make this assessment for various bearing measurements, with different speeds, loads and lubrication. For this purpose, four bearings will be assembled on a shaft where the two ends will be fixed. For this purpose, will be presented, a quick-running solution where the housings will have fixed diameters. Load will be applied with a pneumatic cylinder load to the two middle bearings, creating four points bending, maintaining the load conditions for both bearing and lubrication, immersion height in the ball contact zone and the bearing raceways.

With varying conditions will be measured the change in torque, measured by a cell that will be in the crankcase, by comparison with the measurement of torque on an unsolicited shaft and could determine the power loss.

Collecting these values will make the models of power loss in bearing more effective. The entire development process, including necessary calculations, accessory selection, and more will be shown throughout the report.

If the final solution meets all the proposed objectives and is a viable solution, it will be advanced to its implementation.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Lista de Abreviaturas

Adap.	Adaptação
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineer</i>
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
C.S.	Coefficiente de segurança
DCL	Diagrama de corpo livre
EHD	Regime elastohidrodinâmico
ISO VG	<i>International Standards Organization Viscosity Grade</i>
IV	Índice de viscosidade
PC	Policarbonato

Lista de Unidades

bar	Bar
°C	Graus <i>Celsius</i>
g	Gramma
J	Joule
K	Kelvin
m	Metro
N	Newton
Pa	Pascal
rpm	Rotação por minuto
s	Segundo
St	Stoke

Lista de Símbolos

A	Área de contacto [m ²]
B	Largura do rolamento [mm]
d	Diâmetro do anel interior [mm]
D	Diâmetro do anel exterior [mm]
d_m	Diâmetro médio do rolamento [mm]
d_{PF}	Diâmetro parafusos [mm]
d_s	Diâmetro da contra face do retentor [mm]
E	Módulo de elasticidade [GPa]
F_r	Carga radial [N]
F_a	Carga axial [N]
G_{rr}	Variável dependente do tipo de rolamento [-]

G_{sl}	Variável dependente do tipo de rolamento, diâmetro e carga suportada [-]
H	Altura de óleo [mm]
I	Momento de inércia [mm ⁴]
i_{rw}	Número de filas de esferas [-]
l_f	Fator de carga estática [-]
k_a	Fator de acabamento superficial [-]
k_b	Fator de efeito de tamanho [-]
k_c	Fator de fiabilidade [-]
k_d	Fator de temperatura [-]
k_e	Fator do efeito da concentração de tensão [-]
k_f	Outros fatores de correção [-]
K_L	Constante relacionada com a geometria do rolamento de rolos [-]
K_{rs}	Constante de reabastecimento / <i>Starvation</i> [-]
K_{s1}	Constante, depende do tipo de retentor e tipo e tamanho do rolamento [-]
K_{s2}	Constante, depende do tipo de retentor e tipo e tamanho do rolamento [-]
k_t	Fator geométrico de concentração de tensões [-]
K_z	Constante relacionada com a geometria do rolamento [-]
M_{drag}	Binário de atrito por arrasto e chapinagem [N.mm]
M_f	Momento fletor [N.mm]
M'_{rr}	Binário de atrito por rolamento [N.mm]
M_{seal}	Binário de atrito da retenção [N.mm]
M_{sl}	Binário de atrito por escorregamento [N.mm]
M_t	Binário de atrito total [N.mm]
M_{tr}	Momento torsor [N.mm]
n	Velocidade de rotação [rpm]
N_p	Força suportada pelos parafusos [kN]
N_{rd}	Força imposta aos parafusos [kN]
N_s	Número de parafusos [-]
P	Pressão que o contacto é submetido [Pa]
P_t	Potência do motor [W]
q	Sensibilidade ao entalhe [-]
Q	Força normal ao contacto [N]
s	Desvio padrão [-]
T	Temperatura [K ou °C]
V	Esforço transversal [kN]
V_m	Fator de perda por arrasto [-]
W_f	Módulo de resistência à flexão [mm ³]
z	Variável normalizada [-]

α	Coeficiente de pressão-viscosidade [Pa^{-1}]
β	Coeficiente de termoviscosidade [$^{\circ}\text{C}^{-1}$]
η	Viscosidade dinâmica [$\text{Pa}\cdot\text{s}$] ou [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$]
η_0	Viscosidade dinâmica à pressão P [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]
$\Delta\theta$	Variação da temperatura do lubrificante [$^{\circ}\text{C}$]
θ_1	Ângulo do desalinhamento provocado pela flexão de veio [$^{\circ}$]
θ_{adm}	Ângulo do desalinhamento admissível [$^{\circ}$]
μ_{bl}	Coeficiente de atrito por escorregamento [-]
μ_{EHD}	Coeficiente de atrito por escorregamento com filme completo [-]
μ_{sl}	Coeficiente de atrito por escorregamento [-]
ν	Viscosidade cinemática [St] ou [m^2/s]
ν_0	Viscosidade cinemática do lubrificante à temperatura θ_0 [cSt]
ν_1	Viscosidade cinemática do lubrificante à temperatura θ_1 [cSt]
ρ	Densidade [kg/m^3]
σ_a	Tensão de amplitude [MPa]
σ_{ced}	Tensão de cedência [MPa]
σ_{f0}	Tensão limite de fadiga [MPa]
σ_f	Tensão limite de fadiga corrigida [MPa]
σ_{eq}^{VM}	Tensão equivalente de von Mises [MPa]
σ_r	Tensão de rotura [MPa]
σ_x	Tensão na direção x [MPa]
σ_y	Tensão na direção y [MPa]
σ_z	Tensão na direção z [MPa]
τ	Tensão de corte [Pa]
τ_{xy}	Tensão de corte no plano xy [MPa]
τ_{yz}	Tensão de corte no plano yz [MPa]
τ_{zx}	Tensão de corte no plano zx [MPa]
ϕ_{bl}	Fator de ponderação para o coeficiente de atrito [-]
ϕ_{ish}	Fator de aquecimento pela tensão de corte de entrada [-]
ϕ_{rs}	Reposição cinemática / <i>Starvation effect</i> [-]
ω_n	Frequência natural de vibração [rpm]

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 – VARIAÇÃO DO TEOR DE CARBONO DAS FONTES DE COMBUSTÍVEIS [1]	27
FIGURA 2 – CRONOGRAMA PARA A SELEÇÃO DE ROLAMENTOS (ADAP. [9])	34
FIGURA 3 – EXEMPLO DA DIREÇÃO DE CARGAS APLICADAS [10]	35
FIGURA 4 – FOLGAS INTERNAS [8]	36
FIGURA 5 – DISTRIBUIÇÃO DA PRESSÃO DE CONTACTO PROVOCADA PELO DESALINHAMENTO [13]	37
FIGURA 6 – FORMULA QUÍMICA DE ÓLEO COM BASE PARAFÍNICO [17]	38
FIGURA 7 – FORMULA QUÍMICA DE ÓLEO COM BASE NAFTÉNICO [17]	38
FIGURA 8 – FORMULA QUÍMICA DE ÓLEO COM BASE AROMÁTICA [17]	39
FIGURA 9 – CORTE LAMINAR DE UM FLUIDO ENTRE DUAS SUPERFÍCIES PARALELAS [15]	41
FIGURA 10 – RELAÇÃO ENTRE A VISCOSIDADE E A TEMPERATURA DOS DIFERENTES ÓLEOS ISO VG [22]	43
FIGURA 11 – RELAÇÃO DA VISCOSIDADE COM A TEMPERATURA EM DIFERENTES MODELOS [15]	44
FIGURA 12 – REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DO ÍNDICE DE VISCOSIDADE [26]	45
FIGURA 13 – RELAÇÃO TENSÃO DE CORTE – TAXA DE CORTE PARA FLUIDOS NEWTONIANOS [24]	47
FIGURA 14 – RELAÇÃO TAXA DE CORTE COM A VISCOSIDADE PARA DIFERENTES FLUIDOS [24]	47
FIGURA 15 – VARIAÇÃO DO BINÁRIO DE ATRITO COM A VISCOSIDADE E A VELOCIDADE [33]	49
FIGURA 16 – VARIAÇÃO DA ESPESSURA DE FILME COM O AUMENTO DA VELOCIDADE [36]	50
FIGURA 17 – FLUXO INVERSO NA ENTRADA DO CONTACTO [37]	52
FIGURA 18 – FATOR DE AQUECIMENTO PELA TENSÃO DE CORTE DE ENTRADA [38]	52
FIGURA 19 – PERFIL DO ESCORREGAMENTO ENTRE ROLANTE E SUPERFÍCIE CURVA DA PISTA [16]	54
FIGURA 20 – FATOR DE PONDERAÇÃO PARA O COEFICIENTE DE ATRITO, ϕ_{bl} [38]	55
FIGURA 21 – VARIAÇÃO DO PARÂMETRO ϕ_{bl} , COM O AUMENTO DA VELOCIDADE [39]	56
FIGURA 22 – DETERMINAÇÃO DO PARÂMETRO H (ALTURA DO SUBMERSÃO) [38]	58
FIGURA 23 – FATOR DE PERDA POR ARRASTO, V_m [38]	60
FIGURA 24 – VARIAÇÃO DO COEFICIENTE DE ARRASTO SOBRE O NÚMERO DE <i>REYNOLDS</i> [40]	62
FIGURA 25 – COMPARAÇÃO DA PERDA DE POTÊNCIA POR ARRASTO EM DIFERENTES MODELOS [40]	62
FIGURA 26 – ESQUEMA DE UMA MÁQUINA DE ENSAIOS COM APLICAÇÃO DE CARGA RADIAL [42]	63
FIGURA 27 – RELAÇÃO ENTRE O BINÁRIO DE ATRITO TEÓRICO E EXPERIMENTAL [44]	64
FIGURA 28 – CONJUNTO PORTA-ROLAMENTOS MONTADO [45]	65
FIGURA 29 – MÁQUINA PARA ENSAIOS DE ROLAMENTOS RADIAIS [46]	65
FIGURA 30 – VISTA DE CORTE DO PORTA ROLAMENTOS RADIAIS [47]	66
FIGURA 31 – VISTA DE CORTE DA MÁQUINA DE ENSAIOS [47]	66
FIGURA 32 – SISTEMA DE ACIONAMENTO, CILINDRO PNEUMÁTICO E MOTOR	70
FIGURA 33 – MOTOR E VENTILAÇÃO	70
FIGURA 34 – GRÁFICO DA VARIAÇÃO DA CARGA EM FUNÇÃO DA PRESSÃO DE ALIMENTAÇÃO	71
FIGURA 35 – DIMENSÕES DOS ROLAMENTOS [33]	72
FIGURA 36 – TIPOS DE ROLAMENTOS [33]	72
FIGURA 37 – ESQUEMA DE CARGAS NO VEIO PRINCIPAL	73
FIGURA 38 – DIAGRAMA DE CORPO LIVRE	74
FIGURA 39 – ESQUEMA DAS SECÇÕES NO VEIO PRINCIPAL	74

FIGURA 40 – DCL DA SECÇÃO 1	75
FIGURA 41 – DCL DA SECÇÃO 2	75
FIGURA 42 – DCL DA SECÇÃO 3	75
FIGURA 43 – GRÁFICO DO ESFORÇO TRANSVERSO PARA O DIÂMETRO DE 20 MM	76
FIGURA 44 – GRÁFICO DO MOMENTO FLETOR PARA O DIÂMETRO DE 20 MM	76
FIGURA 45 – ESQUEMA DA APLICAÇÃO DO MÉTODO DA CARGA UNITÁRIA	77
FIGURA 46 – GRÁFICO DO MOMENTO FLETOR DA CARGA UNITÁRIA PARA O DIÂMETRO DE 20 MM	78
FIGURA 47 – REPRESENTAÇÃO DA FLECHA E DO ÂNGULO DE DESALINHAMENTO	79
FIGURA 48 – GRÁFICO DO MOMENTO FLETOR UNITÁRIO PARA O DIÂMETRO DE 20 MM	79
FIGURA 49 – DESALINHAMENTO ESTÁTICO SEM APLICAÇÃO DE CARGA [33]	81
FIGURA 50 – DESALINHAMENTO ESTÁTICO COM APLICAÇÃO DE CARGA [33]	81
FIGURA 51 – DESALINHAMENTO DINÂMICO [33]	81
FIGURA 52 – SOLICITAÇÃO ALTERNADA PURA DE FADIGA [50]	85
FIGURA 53 – GRÁFICO CURVA S-N [50]	86
FIGURA 54 – FATOR K_A [50]	87
FIGURA 55 – TABELA PARA OS VALORES DE S E Z [50]	88
FIGURA 56 – FATOR DE SENSIBILIDADE AO ENTALHE EM FLEXÃO E ESFORÇO AXIAL [50]	89
FIGURA 57 – DIAGRAMA MODIFICADO DE <i>GOODMAN</i> [50]	90
FIGURA 58 – ESQUEMA DE VEIO COM OS PESOS IMPOSTOS	92
FIGURA 59 – LEGENDA DOS DESENHOS	94
FIGURA 60 – VEIO PRINCIPAL	96
FIGURA 61 – DETALHE DO <i>FILLET</i> (<i>VISTA DA FRENTE</i>)	96
FIGURA 62 – CÁRTER	96
FIGURA 63 – CÁRTER DETALHES	96
FIGURA 64 – TAMPA DIREITA	97
FIGURA 65 – TAMPA ESQUERDA	97
FIGURA 66 – TAMPA DIREITA (<i>VISTA DE CORTE</i>)	97
FIGURA 67 – TAMPA ESQUERDA (<i>VISTA DE CORTE</i>)	97
FIGURA 68 – SUPORTE CÉLULA DE BINÁRIO	98
FIGURA 69 – SUPORTE CHUMACEIRA	98
FIGURA 70 – ESPAÇADOR	99
FIGURA 71 – ATUADOR	99
FIGURA 72 – CILINDRO MONTADO	100
FIGURA 73 – DETALHE DO CILINDRO MONTADO	100
FIGURA 74 – CÉLULA DE BINÁRIO [48]	102
FIGURA 75 – PORCA DE BLOQUEIO KM4 [33]	103
FIGURA 76 – ANILHA DE PRESSÃO MB4 [33]	103
FIGURA 77 – SOLUÇÃO DE RETENÇÃO – SUPORTE DIREITO	104
FIGURA 78 – SOLUÇÃO DE RETENÇÃO – SUPORTE ESQUERDO	104
FIGURA 79 – SOLUÇÃO DE RETENÇÃO PARA HASTE DE CILINDRO	104
FIGURA 80 – VÁLVULA ALÍVIO DE PRESSÃO	105
FIGURA 81 – VÁLVULA ANTIRRETORNO	105
FIGURA 82 – SISTEMA ANTIRRETORNO	105

FIGURA 83 – INDICADOR DO NÍVEL DE ÓLEO MONTADO	106
FIGURA 84 – INDICADOR DO NÍVEL DE ÓLEO	106
FIGURA 85 – ACOPLADORES FLEXÍVEIS MONTADOS	107
FIGURA 86 – ACOPLADOR FLEXÍVEL	107
FIGURA 87 – CHUMACEIRAS	108
FIGURA 88 – MONTAGEM SUPORTE FRONTAL	109
FIGURA 89 – MONTAGEM VEIO	109
FIGURA 90 – ESQUEMA DE MONTAGEM DO ROLAMENTO USANDO UMA PRENSA	110
FIGURA 91 – SEQUÊNCIA DE MONTAGEM DO VEIO	110
FIGURA 92 – MONTAGEM VEIO NO SUPORTE	111
FIGURA 93 – MONTAGEM DO BATENTE	111
FIGURA 94 – MONTAGEM SUPORTE TRASEIRO	112
FIGURA 95 – MONTAGEM PARAFUSOS SUPORTE TRASEIRO	112
FIGURA 96 – MONTAGEM TAMPA TRASEIRA	112
FIGURA 97 – MONTAGEM TAMPA FRONTAL	112
FIGURA 98 – MONTAGEM DAS LATERAIS	113
FIGURA 99 – MONTAGEM DO CÂRTER NO BANCO DE ENSAIOS	113
FIGURA 100 – MONTAGEM DA CÉLULA DE BINÁRIO	114
FIGURA 101 – MONTAGEM DAS CHUMACEIRAS	114
FIGURA 102 – MONTAGEM DA POLIA E DA CORREIA	115
FIGURA 103 – MONTAGEM DO CILINDRO 1	115
FIGURA 104 – MONTAGEM DO CILINDRO 2	116
FIGURA 105 – MONTAGEM DO CILINDRO 3	116
FIGURA 106 – MONTAGEM DOS VISORES	117
FIGURA 107 – EQUIPAMENTO MONTADO (FOTO REALISMO)	117

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 – PRINCIPAIS TIPOS DE ROLAMENTOS	33
TABELA 2 – COMPARAÇÃO DOS VÁRIOS ROLAMENTOS QUANTO À UTILIZAÇÃO (ADAP.[9])	35
TABELA 3 – VALOR DA CONSTANTE GEOMÉTRICA, KZ E KL (ADAP.[38])	60
TABELA 4 – CARACTERÍSTICAS DOS ROLAMENTOS DE 20 MM A 30 MM DE DIÂMETRO [33]	72
TABELA 5 – CARACTERÍSTICAS DOS ROLAMENTOS DE 20 MM A 30 MM DE DIÂMETRO	73
TABELA 6 – VALORES DA REAÇÃO DOS APOIOS PARA OS DIFERENTES DIÂMETROS	74
TABELA 7 – VALORES DE V E M_F PARA ROLAMENTOS DE 20 MM A 30 MM DE DIÂMETRO	77
TABELA 8 – VALORES DOS MOMENTOS PARA CÁLCULO DA FLECHA NO VEIO DE \varnothing 20 MM	78
TABELA 9 – VALORES DE V_B PARA ROLAMENTOS DE 20 MM A 30 MM DE DIÂMETRO	79
TABELA 10 – VALORES DOS MOMENTOS PARA CÁLCULO DA ROTAÇÃO NO VEIO DE \varnothing 20 MM	80
TABELA 11 – VALORES DO ÂNGULO DE DESALINHAMENTO PROVOCADO PELA FLECHA	80
TABELA 12 – VALORES DO ÂNGULO DE DESALINHAMENTO ADMISSÍVEL [33]	81
TABELA 13 – VALORES DE $\Sigma_{MÁX}$ PARA ROLAMENTOS DE DIÂMETRO 20 MM	83
TABELA 14 – VALOR DO COEFICIENTE DE SEGURANÇA PARA ROLAMENTOS DE DIÂMETRO 20 MM	84
TABELA 15 – CÁLCULO DA TENSÃO LIMITE FADIGA	89
TABELA 16 – COEFICIENTES DE SEGURANÇA DO LIMITE DE FADIGA	91
TABELA 17 – VALORES PARA O CÁLCULO DA FREQUÊNCIA NATURAL DE VIBRAÇÃO	93
TABELA 18 – PEÇAS DESENVOLVIDAS	94
TABELA 19 – MEDIDAS ESPAÇADORES	99
TABELA 20 – ACESSÓRIOS UTILIZADOS	101
TABELA 21 – RESULTADO PARA O DIÂMETRO MÍNIMO	102
TABELA 22 – ACESSÓRIOS DE FIXAÇÃO DOS ROLAMENTOS	103
TABELA 23 – MEDIDAS ACESSÓRIOS DE RETENÇÃO	104
TABELA 24 – RESUMO DOS OBJETIVOS E SOLUÇÕES APRESENTADAS	121

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	27
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	27
1.2	OBJETIVOS.....	28
1.3	ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO	29
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	33
2.1	ROLAMENTOS	33
2.1.1	TIPOS DE ROLAMENTOS E APLICAÇÕES.....	33
2.1.2	LUBRIFICAÇÃO DE ROLAMENTOS.....	37
2.1.3	ATRITO EM ROLAMENTOS (MODELO DE ATRITO).....	48
2.2	ENSAIO DE ROLAMENTOS.....	62
2.2.1	TIPOS DE ENSAIO EM ROLAMENTOS.....	62
2.2.2	MÁQUINAS MODELO.....	64
3	DESENVOLVIMENTO	69
3.1	CONSIDERAÇÕES SOBRE A MÁQUINA.....	69
3.2	DIMENSIONAMENTO DO VEIO PRINCIPAL	71
3.3	DESENVOLVIMENTO DO BANCO DE ENSAIOS	93
3.3.1	LISTA DE PEÇAS	93
3.3.2	PEÇAS DESENVOLVIDAS.....	95
3.3.3	COMPONENTES <i>STANDARD</i>	101
3.4	MONTAGEM FINAL.....	108
3.4.1	SEQUÊNCIA DE MONTAGEM.....	108
4	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	121
4.1	CONCLUSÕES.....	121
4.2	PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS	123
5	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO.....	127

5.1	ARTIGOS E OUTRAS FONTES CITADAS EM TEXTO	127
6	ANEXOS	131
6.1	ANEXO A – Dimensão da folga radial interna (dimensões em micrómetros) ..	133
6.2	ANEXO B – Binário de atrito devido aos retentores: Expoentes e constantes [33] 134	
6.3	ANEXO C – Código em MATLAB para o cálculo da flecha.....	135
6.4	ANEXO D – Gráfico para determinar o fator geométrico K_t	137
6.5	ANEXO E – Desenhos dos componentes e conjuntos	139
6.6	ANEXO F – Detalhes célula de binário	215
6.7	ANEXO G – Detalhes porca de bloqueio e anilha de pressão	217
6.8	ANEXO H – Detalhes retentor rotativo.....	219
6.9	ANEXO I – Detalhes válvula alívio de pressão.....	221
6.10	ANEXO J – Detalhes válvula antirretorno	222
6.11	ANEXO L – Detalhes indicador nível de óleo	223
6.12	ANEXO M – Detalhes acoplador flexível.....	224
6.13	ANEXO N – Detalhes chumaceira	226

INTRODUÇÃO

- 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO
- 1.2 OBJETIVOS
- 1.3 ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Em pleno século XXI, na sociedade moderna é evidente que o mundo está ao nosso alcance, basta que se olhe ao redor. Uma grande porção da indústria foi desenvolvida ou alterada totalmente desde o início da utilização dos combustíveis fósseis, que ganharam grande preponderância desde a revolução industrial. Com o passar dos anos foi diminuindo os efeitos de estufa com a introdução de novos combustíveis Figura 1.

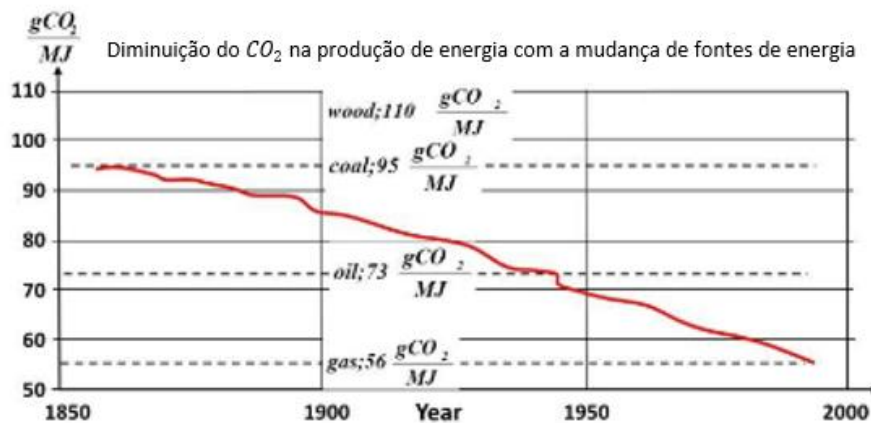


Figura 1 – Variação do teor de carbono das fontes de combustíveis [1]

Com a utilização dos combustíveis fósseis foi permitido à sociedade a experiência de liberdade, contudo a dependência de um recurso limitado, levará a uma catástrofe se as práticas não forem alteradas e/ou reduzidas, sendo que essa dependência ainda é bastante sentida hoje em dia [2].

Dado à importância que a energia tem na nossa vida, é essencial maximizar a eficiência de todos os sistemas. Motivado pela perda de potência em rolamentos e com vista a melhorar a eficiência dos sistemas em geral, é importante desenvolver-se um método preciso para estimar essa mesma perda de potência.

Consta que a primeira roda apareceu há cerca de 5000 anos, quando procederam à mudança de arrastar para rolar pesados blocos de construção. Só mais tarde com a invenção da roda é que emergiu o primeiro rolamento. Grandes nomes como Aristóteles, Marcus Vitruvius Pollio e Leonardo da Vinci se debruçaram sobre o problema da força de atrito e da tribologia. Recentemente, já no século XX, foram feitos estudos mais aprofundados sobre os rolamentos [3].

Os rolamentos são os elementos essenciais numa grande parte das máquinas de rotação, a sua missão é garantir a transmissão de carga com muita baixa fricção [4]. O

seu tempo de vida tem aumentado consideravelmente muito devido ao seu reduzido atrito. Mas os sistemas não são perfeitos e o custo da energia desperdiçada e a falha dos sistemas devido ao atrito ainda é grande. Estima-se que, 23% da energia mundial desperdiçada são resultado dos contactos tribológicos [5].

Os fabricantes continuam a tentar melhorar o design dos rolamentos com o objetivo de reduzir a potência perdida e a temperatura de funcionamento, assim como as condições de lubrificação [6].

Atualmente existem inúmeras diretrizes tanto para a escolha de rolamentos como da sua lubrificação, baseado em análises de laboratórios e observações de campo. Contudo, existe também uma falta de detalhe correspondente aos diferentes tipos de atrito, em diversas condições de operação. Sem esse conhecimento fica impossível desenvolver um modelo científico para a escolha dos mesmos [7].

1.2 OBJETIVOS

Para o desenvolvimento do modelo de medição da perda de potência em rolamentos, será necessário que os valores medidos sejam validados.

Por não existir uma máquina *standard* no mercado, os objetivos terão de ser feitos de forma a que os valores sejam os mais fidedignos possíveis.

Os principais objetivos são:

- Projetar uma máquina de ensaios de rolamentos com carga radial, utilizando o *software* Solidworks para o desenvolvimento dos desenhos 2D e 3D;
- Selecionar equipamentos para as diversas medições;
- Selecionar materiais e processos de fabrico para os diversos componentes;
- A máquina terá de medir a perda de binário;
- Montagem rápida e simples dos rolamentos;
- Possibilidade de ensaiar rolamentos com uma variação de diâmetro interior de 20 mm a 50 mm;
- A carga radial aplicada a cada rolamento ronde os 50% da carga que o mesmo suporta;
- O cárter terá de ser estanque.

Existem algumas condições iniciais, já existentes no laboratório, que aliados aos objetivos devem ser cumpridas, tais como:

- Utilizar o motor e o sistema de acionamento;
- Utilizar o cilindro pneumático;
- Utilizar a estrutura de suporte.

1.3 ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

Nos tópicos seguintes será apresentada a estrutura da dissertação:

Introdução

Este capítulo pretende mostrar uma abordagem geral sobre as perdas de potência e o que isso afeta o meio onde vivemos.

Considerar-se-á neste capítulo a definição dos objetivos e dos requisitos a cumprir para o desenvolvimento desta dissertação.

Revisão bibliográfica

Revisão bibliográfica é dedicada ao estado da arte de rolamentos e bancos de ensaios. A explicação dos vários tipos de rolamentos no mercado e os critérios usados para a sua seleção, bem como os vários tipos de banco de ensaios de rolamentos e quais os parâmetros medidos. Estará também incluído a pesquisa bibliográfica sobre as perdas de potência e os vários binários de atrito existentes.

Desenvolvimento

No desenvolvimento será exposto todos os passos até à solução final. É feita uma análise detalhada com cálculos dos componentes com maior solicitação e serão também selecionados os componentes *standard*.

Com a solução totalmente desenvolvida, serão desenvolvidos todos os desenhos de definição das peças e dos conjuntos e o passo-a-passo para a montagem.

Conclusões

O último capítulo é dedicado às conclusões com base nos objetivos e requisitos inicialmente traçados. Aqui serão propostos alguns trabalhos futuros.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

- 2.1 ROLAMENTOS
- 2.2 ENSAIO DE ROLAMENTOS

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 ROLAMENTOS

2.1.1 TIPOS DE ROLAMENTOS E APLICAÇÕES

Um rolamento é um componente de precisão que permite o movimento relativo entre dois corpos, normalmente um fixo e outro deslizante. Os rolamentos admitem grandes velocidades de rotação com baixo atrito devido a sua alta precisão. A redução de ruído, calor, consumo de energia e desgaste são também características. São económicos e facilmente substituíveis que seguem uma padronização nacional e internacional no que toca a dimensões [8].

Existe uma vasta diversidade de rolamentos que podem ser encontrados no mercado, no entanto, os mesmos podem ser divididos em dois grandes grupos, os rolamentos radiais e os axiais. Os rolamentos radiais assim como o próprio nome sugere suportam grandes cargas radiais e os axiais suportam grandes cargas axiais. Na Tabela 1, poder-se-á observar um exemplo dos rolamentos existentes no mercado.

Tabela 1 – Principais tipos de rolamentos

Grupo	Tipo
Radiais	Esferas
	Y
	Esferas de contacto angular
	Autocompensados de esferas
	Rolos cilíndricos
	Rolos agulha
	Rolos cónicos
	Autocompensados de rolos
	Rolos toroidais
	Axiais
Esferas de contacto angular	
Rolos cilíndricos	
Rolos agulha	
Rolos cónicos	
Autocompensados de rolos	

Para a seleção precisamos de ter em conta muitos outros fatores, como espaço disponível, o que influencia as dimensões do rolamento, as cargas a suportar e a sua direção, velocidade e atrito, precisão e desalinhamento.

A Figura 2, mostra um exemplo de como proceder para a seleção de rolamentos. Usualmente os fornecedores disponibilizam aplicações que facilitam a pesquisa e com a introdução de alguns valores pode-se obter uma lista filtrada de rolamentos que cumpra o pretendido.

Seleção de rolamentos

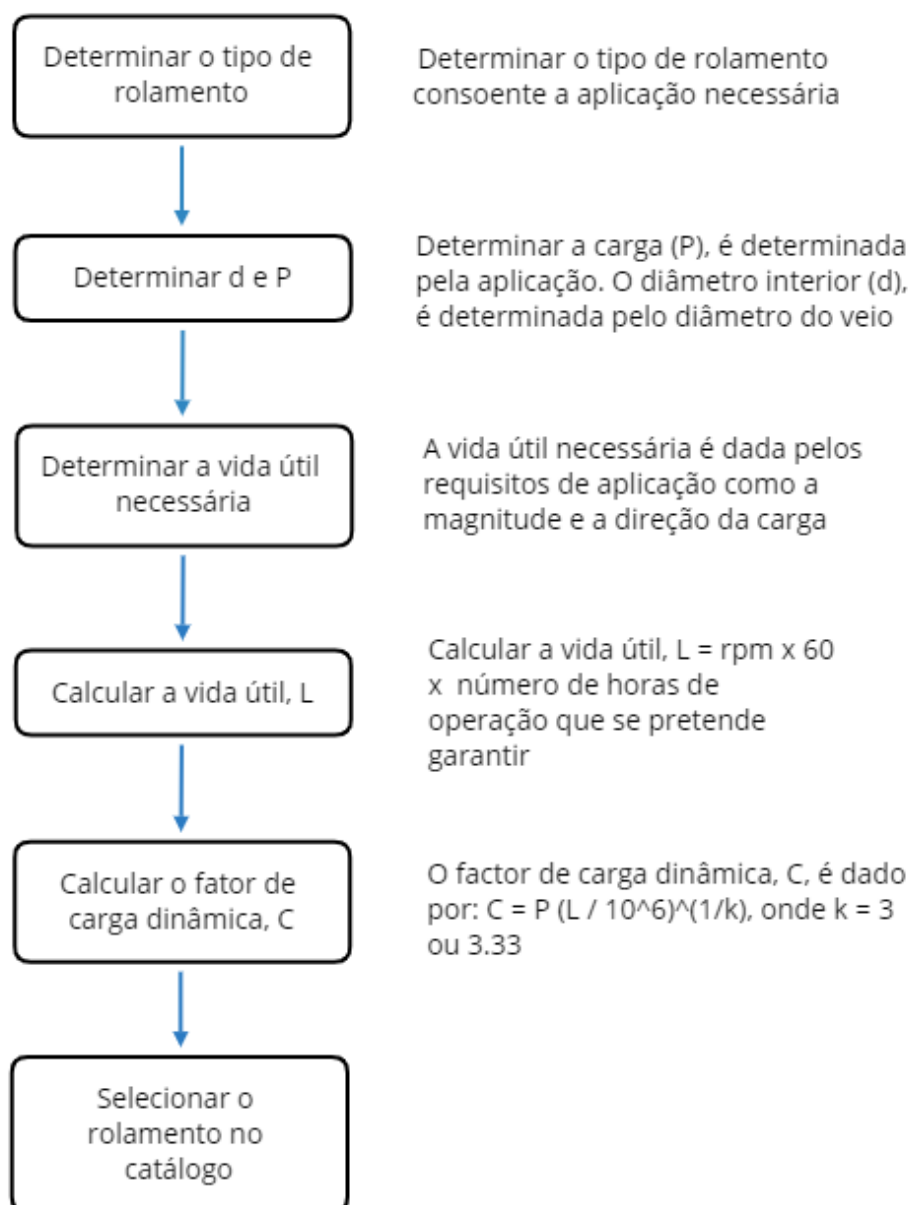


Figura 2 – Cronograma para a seleção de rolamentos (Adap. [9])

Magnitude e direção da carga: A magnitude da carga é um dos fatores mais importantes para a determinação do tamanho do rolamento. A seleção do tipo de rolamento tem implicações na carga suportada, resumida na Tabela 2. Como se pode ver existem rolamentos radiais que tipicamente suportam melhor as cargas radiais que têm o mesmo desempenho na resistência às cargas axiais. Na Figura 3 pode-se ver um exemplo das direções de aplicação da carga, a força axial (F_a), ocorre sempre na direção do eixo do rolamento enquanto que a força radial (F_r), ocorre sempre radialmente ao rolamento.

Tabela 2 – Comparação dos vários rolamentos quanto à utilização (Adap.[9])

Tipos de rolamentos	Capacidade de carga radial	Capacidade de carga axial	Capacidade de desalinhamento
Esferas (única fila)	Bom	Razoável	Razoável
Esferas (dupla fila)	Excelente	Bom	Razoável
Esferas de Contacto angular	Bom	Excelente	Fraco
Rolos cilíndricos	Excelente	Fraco	Razoável
Rolos agulha	Excelente	Fraco	Fraco
Rolo esférico	Excelente	Fraco / Razoável	Excelente
Rolo cónico	Excelente	Excelente	Fraco

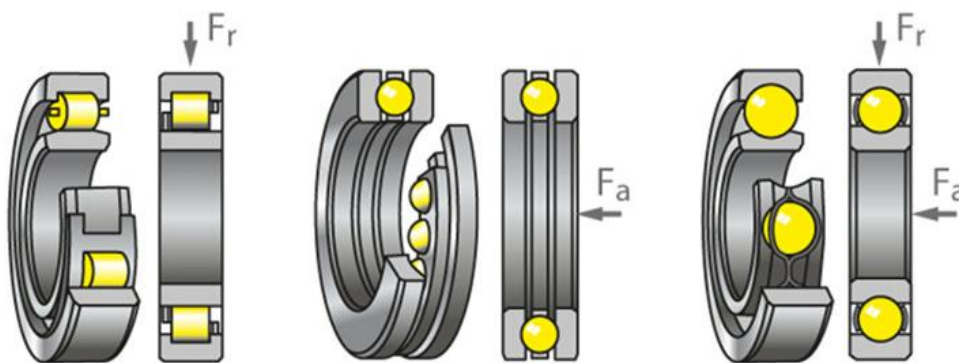


Figura 3 – Exemplo da direção de cargas aplicadas [10]

Velocidade e Atrito: A temperatura de operação determina a velocidade máxima de cada rolamento. Rolamentos que tenham baixo coeficiente de atrito aquecem menos e estão aptos a operar com maior velocidade de rotação. O atrito de rolamento também contribui para o atrito total, como será descrito na secção 2.1.3 [11].

Precisão: A precisão é dada pela classe de tolerância. Para aplicações cuidadas é necessário rolamentos com alta precisão [11]. A folga interna varia consoante dois fatores:

- A expansão térmica devido às diferentes temperaturas de operação entre o rolamento e dos componentes conjugados influencia a folga interna;
- Devido à interferência entre o veio e o apoio, podendo criar expansão do anel interior ou a compressão do anel exterior reduzindo a folga interna;

Pela consulta da norma *ISO 5753-1:2017 – Rolling bearing – Internal clearance – Part 1: Radial internal clearance for radial bearings*, existem 5 níveis de folga radial, Nível 2, Nível N, Nível 3, Nível 4 e Nível 5 sendo este último o que possui maior valor de folga [12].

Para a folga axial, a norma *ISO 5753-2:2010 – Rolling bearing – Internal clearance – Part 2: Axial internal clearance for four-point-contact ball bearing*, delimita os valores.

Na Figura 4 pode-se ver a direção das folgas referidas anteriormente. A tabela da dimensão das folgas internas encontra-se em anexo (Anexo A).

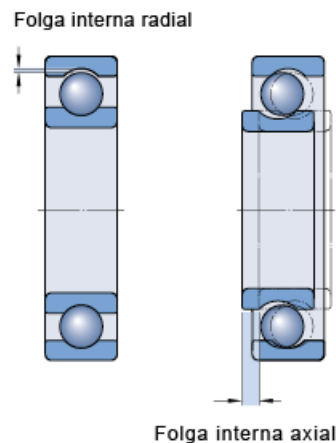


Figura 4 – Folgas internas [8]

Desalinhamento: O desalinhamento angular entre o veio e o apoio ocorre devido a imperfeições no fabrico do veio, pouca rigidez do apoio ou pela flexão de um veio quando sujeito a carga radial. Nos rolamentos radiais, o desalinhamento, provoca um contacto não uniforme com os anéis que por sua vez gera uma distribuição da pressão de contacto não-uniforme [13], como pode ser visto na Figura 5.

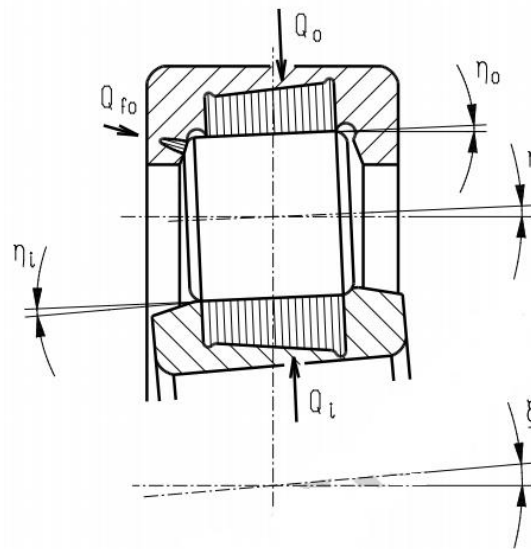


Figura 5 – Distribuição da pressão de contacto provocada pelo desalinhamento [13]

2.1.2 LUBRIFICAÇÃO DE ROLAMENTOS

A lubrificação tem um uso amplo e por isso intensivo, no entanto não existe muito conhecimento sobre o seu modo de operação. Os efeitos da temperatura, da velocidade e da pressão na espessura de filme são bem conhecidos mas os mecanismos envolvidos não são ainda entendidos [14].

Os rolamentos são normalmente lubrificadas com massa. O comportamento reológico da massa lubrificante é uma das chaves importantes para se perceber a lubrificação no interior de rolamentos [14], assim como a espessura de filme entre os elementos rolantes e os anéis.

A lubrificação apesar da sua principal função, minimizar o desgaste em duas superfícies devido a movimento relativo entre elas, pela redução do contacto metal-metal, tem também outros aspetos que devem ser considerados importantes, como:

- Limpeza;
- Arrefecimento;
- Proteção (Corrosão);
- Vedação;
- Amortecimento ao choque [15].

As massas lubrificantes são tipicamente compostas por 65% a 95% de um óleo base, consequentemente esse óleo terá grande influência no comportamento do composto final. Existem vários tipos de óleos base consoante a sua composição e a sua utilização, são eles:

- **Óleos de origem vegetal e animal** – Os lubrificantes com base vegetal e animal foram os primeiros a serem usados, no entanto apresentam algumas limitações a nível de aplicações industriais. Óleos naturais apresentam baixa resistência a oxidação e a altas temperaturas. Possuem uma baixa gama de viscosidades [16].
- **Óleos minerais** – São compostos principalmente por carbono e hidrogénio, que podem ser distinguidos em três classes: Parafínicos, Nafténicos e Aromáticos. Essa divisão depende da quantidade de hidrogénio.
 - **Parafínicos** - São constituídos por grandes cadeias de ligação de carbono. A estrutura do átomo é ramificada, não contendo qualquer anel, como se pode ver na Figura 6. Tem como propriedades principais o grande índice de viscosidade, pouco teor de enxofre e boa estabilidade de oxidação [15].

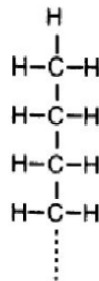


Figura 6 – Formula química de óleo com base parafínico [17]

- **Nafténicos** - São constituídos por anéis de carbono, mostrado na Figura 7. A característica é terem boas propriedades a baixas temperaturas [15].

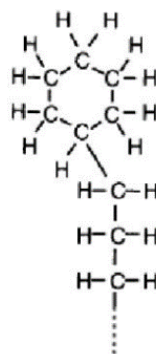


Figura 7 – Formula química de óleo com base nafténico [17]

- **Aromáticos** – São similares aos óleos de base nafténica com a particularidade de não serem saturadas, as ligações contidas no átomo variam entre simples e duplas, Figura 8. Não são muito usados porque degradam-se rapidamente pela sua capacidade de se ligar com outros elementos [16]. Apresentam excelente solubilidade [15].

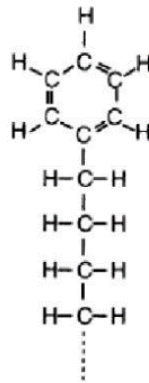


Figura 8 – Formula química de óleo com base aromática [17]

- **Óleo sintéticos** – Estes lubrificantes são fabricados, com uma ou mais matérias base consoante o tipo de propriedades pretendidas. Essas propriedades podem variar entre resistência à oxidação, índices de viscosidade e temperatura de operação entre outros. Pelo controlo das suas propriedades estes lubrificantes são bastante utilizados em aplicações críticas [16].

Para além das propriedades base dos lubrificantes, podem ser adicionados aditivos que alteram o comportamento. A resistência ao desgaste, índice de viscosidade, prevenção da oxidação são algumas das propriedades que podem ser alteradas com a adição de aditivos. Não existe um método que permita prever a influencia da mistura dos aditivos no óleo base, pode acontecer que um determinado aditivo iniba o efeito de outro [18].

Para o cumprimento de uma vasta gama de aplicações é necessário a combinação de diversas propriedades, como: solubilidade, estabilidade à oxidação, perda por evaporação, propriedades a temperaturas baixas e viscosidade. Os fatores ambientais e de saúde também são tidos em conta [15].

Solubilidade

O mais importante fator na escolha de um óleo base, é a solubilidade tanto para o processo de fabrico como para a *performance* final. Uma boa solubilidade resulta num melhor rendimento, melhor mistura no processo de fabrico, menos separação de óleo e melhor estabilidade de armazenamento [15].

Estabilidade à oxidação

É a capacidade de o lubrificante resistir à oxidação. A oxidação é sensível ao tempo e temperatura, disponibilidade de oxigénio, à presença de água e a metais catalisadores. Provoca aumento da viscosidade, corrosividade e tendência à formação de depósitos [19]. O efeito provocado pela oxidação na *performance* não é bem conhecido, sendo

certo que reduz o tempo de vida [15]. Para prevenir são adicionados inibidores de oxidação perlongando assim a sua utilização.

Perda por evaporação

A temperatura de operação de lubrificante no caso de alta pode originar grandes perdas por evaporação. Seria desejável o uso de componentes pouco voláteis minimizando assim esse efeito. No caso dos rolamentos, a evaporação do óleo que compõe a massa lubrificante, faz aumentar a viscosidade, podendo chegar a atingir uma situação de falta de lubrificação no contacto (*Starvation effect*) [19].

Propriedades a baixas temperaturas

A baixas temperaturas os óleos tornam-se mais viscosos. A taxa e tensão de corte são propriedades dependentes da temperatura, isto para um fluido não newtoniano. A viscosidade cinemática determinada para uma baixa taxa de corte torna-se muito elevada para baixas temperaturas, significando que o lubrificante não fluirá convenientemente em reservatórios, entradas de bombas, passadores e/ou similares [19].

Viscosidade

A viscosidade é o parâmetro fundamental nos lubrificantes. Diferentes tipos de óleo apresentam diferentes valores de viscosidade, sendo que a mesma varia com a temperatura, taxa de corte e pressão. A espessura de filme gerada é habitualmente proporcional aos parâmetros anteriormente falados. Seria de esperar que os óleos mais viscosos teriam melhor desempenho pois o filme gerado seria maior e por sua vez separaria convenientemente as duas superfícies, o que nem sempre se verifica. Óleos mais viscosos precisam uma maior tensão de corte que por sua vez gera maior perda de potência e aumento da temperatura, levando a diminuição da viscosidade podendo provocar a falha dos componentes por falta de lubrificação no contacto [20].

A viscosidade pode ser distinguida de duas formas, viscosidade dinâmica e cinemática.

Viscosidade dinâmica

A viscosidade dinâmica de um fluido é a resistência oferecida ao movimento de corte. Este parâmetro é definido pela força de corte na direção do fluxo entre duas superfícies paralelas pelo gradiente de velocidade, Figura 9.

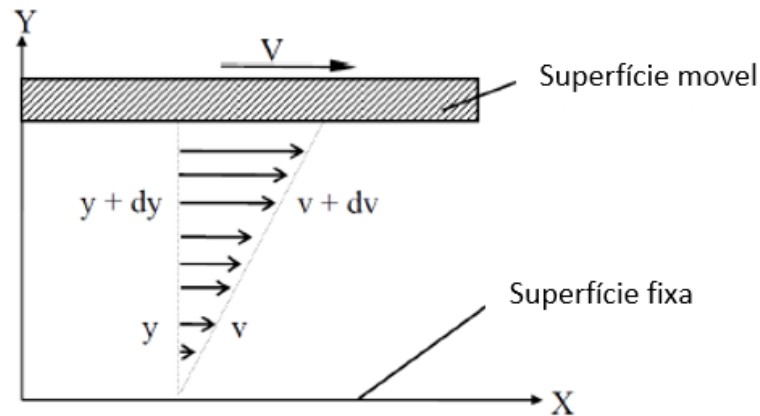


Figura 9 – Corte laminar de um fluido entre duas superfícies paralelas [15]

Se se tratasse de um fluido Newtoniano e com as condições de temperatura e pressão constantes, seria possível caracterizá-la pela equação (1). No caso de se tratar de um fluido não-Newtoniano a equação (1) não é linear, o valor da viscosidade não é constante para um determinado valor de temperatura e pressão.

$$\tau = \eta \frac{dv}{dy} \text{ ou } \tau = \eta \dot{\gamma} \quad (1)$$

Onde:

- η : Viscosidade dinâmica [Pa.s] ou [Nsm⁻²];
- τ : Tensão de corte [Pa];
- $\frac{dv}{dy}$ ou $\dot{\gamma}$: Derivada da velocidade em função da espessura de filme [s⁻¹]. O valor variará sempre entre 0 e o valor da espessura de filme (y) para uma dada velocidade (v). No caso da Figura 9 o $\frac{dv}{dy}$ é constante, tomando o valor da espessura de filme.

Viscosidade cinemática

A viscosidade cinemática é determinada pelo rácio entre a viscosidade dinâmica e a massa volúmica, equação (2).

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (2)$$

Onde:

- ν : Viscosidade cinemática [St] ou [m²/s];
- η : Viscosidade dinâmica [Pa.s] ou [Nsm⁻²];

- ρ : Massa volúmica [kg/m^3].

Como dito anteriormente, a viscosidade depende essencialmente de três parâmetros, são eles: temperatura, pressão e taxa de corte. As diversas dependências serão analisadas separadamente.

Variação da viscosidade em função da temperatura

A termoviscosidade é a alteração da viscosidade consoante a alteração da temperatura, como por exemplo, o aumento da temperatura provoca a sua diminuição. Ao longo dos tempos foram desenvolvidos vários modelos para determinar essa dependência, sendo os mais consensuais [16]:

- **Lei de *Cameron***

A expressão usada por *Cameron* para descrever o efeito da temperatura na viscosidade é dada pela equação (3) [21]. Este modelo apenas é válido para uma pequena alteração da temperatura em relação à temperatura referencial [15].

$$v_1 = v_0 e^{(-\beta \times \Delta\theta)} \quad (3)$$

Onde:

- v_1 : Viscosidade cinemática do lubrificante à temperatura θ_1 [cSt];
- v_0 : Viscosidade cinemática do lubrificante à temperatura θ_0 [cSt];
- β : Coeficiente de termoviscosidade [$^{\circ}\text{C}^{-1}$];
- $\Delta\theta$: Variação da temperatura do lubrificante [$^{\circ}\text{C}$].

Na Figura 10, pode-se ver a relação da viscosidade com a variação da temperatura para diferentes óleos com a codificação ISO VG (Internacional *Standards Organization Viscosity Grade*), responsável pela indicação dos gradientes de viscosidade, é normalmente utilizada na indústria. Com a observação do gráfico é bastante perceptível a diminuição da viscosidade com o aumento da temperatura, independentemente do tipo de óleo.

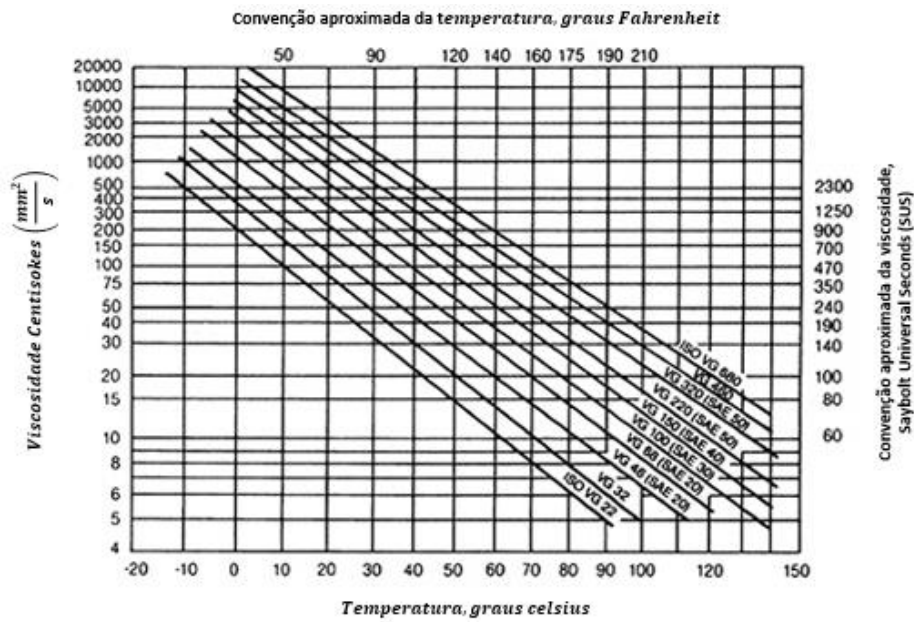


Figura 10 – Relação entre a viscosidade e a temperatura dos diferentes óleos ISO VG [22]

- **ASTM D341 Standard**

A termoviscosidade de um lubrificante referente à norma ASTM D341 *standard*, é dada pela equação (4) [23]. O modelo apresenta uma aproximação bastante realista e por isso faz dele o mais utilizado. O facto de os valores serem de fácil obtenção contribui também para isso.

$$\text{LogLog}(v + a) = n - m\text{Log}(T) \quad (4)$$

Onde:

- v : Viscosidade cinemática do lubrificante à temperatura T [cSt];
- a, n, m : Constantes que dependem do lubrificante [-];
- T : Temperatura [K].

- **Lei de Vogel**

O modelo com melhor precisão que expressa a termoviscosidade de um lubrificante é a lei de Vogel, expressa pela equação (5) [24]. O facto de a lei de Vogel ser a mais precisa, faz dela a mais difícil de calcular, não sendo muito utilizada.

$$v = Ke^{\left[\frac{b}{T+c}\right]} \quad (5)$$

Onde:

- ν : Viscosidade cinemática do lubrificante a temperatura T [cSt];
- K, b, c: Constantes que dependem do lubrificante [-];
- T: Temperatura [K ou °C].

Na Figura 11 pode-se avaliar o comportamento de cada um dos modelos anteriormente falados. Como dito anteriormente, o modelo ASTM D341 e a lei de Vogel são os mais precisos com valores bastante próximos dos obtidos experimentalmente.

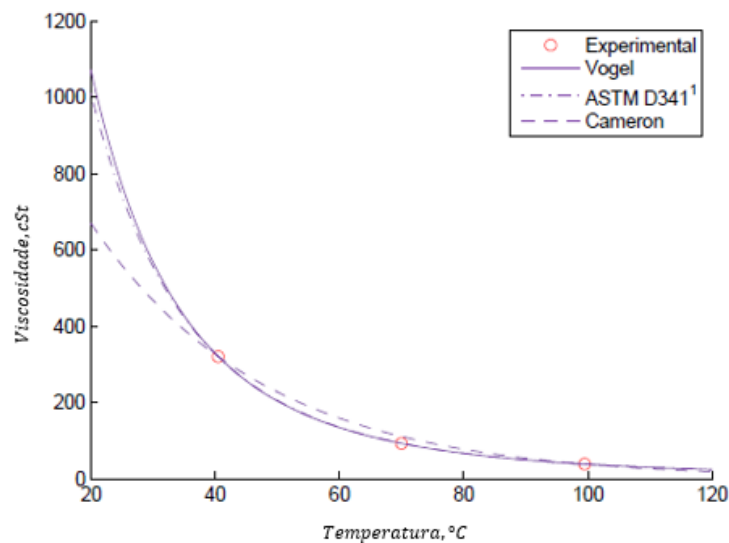


Figura 11 – Relação da viscosidade com a temperatura em diferentes modelos [15]

Existe um parâmetro que indica a sensibilidade de um lubrificante com a variação da temperatura, trata-se do Índice de Viscosidade (IV). Este compara o lubrificante com duas referências, em que num dos casos existe um enorme efeito pela variação da temperatura, assumindo o valor de zero (IV = 0) e o comportamento contrário, em que o valor é de cem (IV = 100). Esta determinação tem como ponto inicial a temperatura de aproximadamente 40°C em que os óleos têm viscosidades diferentes e como ponto final a temperatura de 100°C, onde empiricamente os óleos têm a mesma viscosidade, como pode ser visto na Figura 12. O IV segue a norma ISO 2909 / ASTM D2270 e pode ser determinado usando a equação (6) [25].

$$I.V. = \frac{L - U}{L - H} \times 100 \quad (6)$$

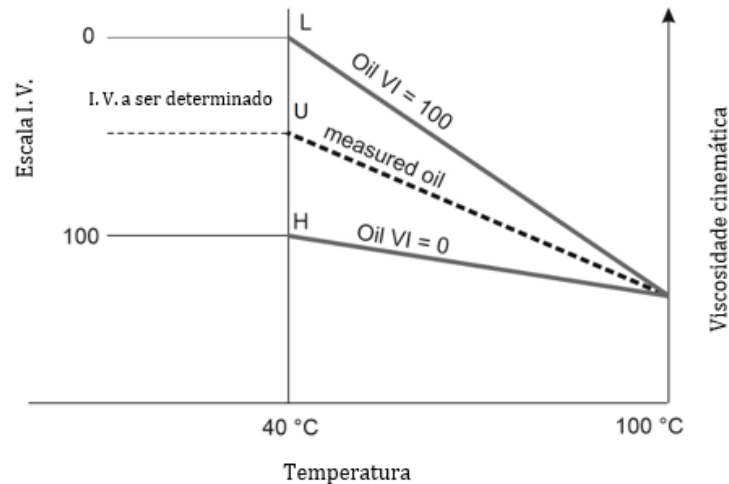


Figura 12 – Representação esquemática do índice de viscosidade [26]

Varição da viscosidade em função da pressão

A piezoviscosidade é a alteração da viscosidade com a variação da pressão, ao contrário do efeito da temperatura, o aumento de pressão faz sempre aumentar a viscosidade. Somam-se os estudos da influência da pressão na viscosidade, a par da termoviscosidade, a piezoviscosidade é significativa quando se trata de um contacto em rolamento, tópico a ser desenvolvido detalhadamente na secção 2.1.3.

Em 1893, *Barus* [27] propôs uma lei simples que descreve a variação da viscosidade com a pressão, esse modelo está mostrado na equação (7) e equação (8), esta segunda quando inclui também a termoviscosidade, situação recorrente na lubrificação de rolamentos.

$$\eta_p = \eta_0 T e^{(\alpha p)} \quad (7)$$

$$\eta_p = \eta_0 e^{(\alpha p - \beta \Delta T)} \quad (8)$$

Onde:

- η_p : Viscosidade dinâmica do lubrificante à pressão p [Pa.s];
- η_0 : Viscosidade dinâmica à pressão ambiente [Pa.s];
- α : Coeficiente de piezoviscosidade [Pa⁻¹];
- β : Coeficiente de termoviscosidade [°C⁻¹];
- p : Pressão que o contacto é submetido [Pa].

O valor de α está relacionado com a viscosidade cinemática pela lei de *Gold* e pode ser determinada pela equação (9). Os valores de 's' e 't', são dependentes do tipo de lubrificante [16].

$$\alpha = s \times v^t \times 10^{-9} \quad (9)$$

Este modelo considera que o coeficiente de piezoviscosidade (α) é definido pela temperatura do óleo na entrada do contacto, este modelo é bastante satisfatório para pequenas variações de pressão e temperatura, tornando-se impreciso para pressões acima de 0,5 GPa e altas temperaturas [28].

O modelo de Roelands [29], datado de 1966, visa colmatar essa falha possibilitando o cálculo da viscosidade para pressões superiores a 0,5 GPa e temperaturas acima dos 200°C, utilizando a equação (10).

$$\ln(\eta) = (\ln(\eta_0) + 9,67) \times \left\{ \left(\frac{T - 138}{T_0 - 138} \right)^{-S_0} \times \left(1 + \frac{p}{0,196} \right)^Z - 1 \right\} \quad (10)$$

Variação da viscosidade em função da taxa de corte

A dependência da viscosidade relativamente à taxa de corte é evidente nas massas lubrificantes, contudo também se verifica na viscosidade do óleo de base. Um fluido apresenta um comportamento newtoniano sobre pressões e taxa de corte moderadas, sendo que em condições extremas, como no contato de rolamentos, o fluido pode apresentar um comportamento não newtoniano, onde o valor da pressão está compreendido em 1 e 3 GPa e a taxa de corte em 10^5 e 10^8 s^{-1} [15].

Para fluidos newtonianos a tensão de corte é proporcional a taxa de corte, o aumento de uma provoca o aumento da outra, como mostra a Figura 13. O aumento da viscosidade com a pressão, gera altas tensões de corte e por consequência o coeficiente de atrito aumenta também. O valor típico para este tipo de aplicações é de 0,05.

Na zona de contacto de maior pressão, o parâmetro tensão de corte τ^* é importante para a determinação do coeficiente de atrito do lubrificante. Dos inúmeros modelos que descrevem o efeito do corte, provavelmente o mais utilizado é o modelo de Ree-Eyring [30], como se pode ver na equação (11).

$$\frac{\eta}{\eta^*} = \left(\frac{\tau^*}{\tau_E} \right)^{-1} \times \sinh \left(\frac{\tau^*}{\tau_E} \right) \quad (11)$$

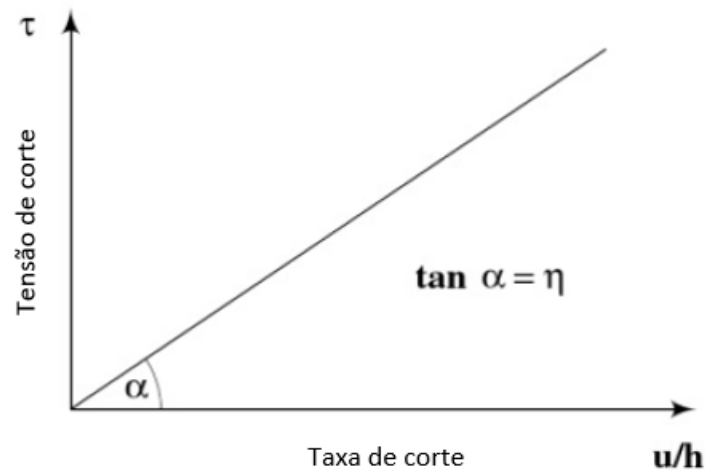


Figura 13 – Relação tensão de corte – taxa de corte para fluidos newtonianos [24]

A taxa de corte varia com o tipo de lubrificante, conforme o seu óleo base e aditivos, na Figura 14, pode-se ver essa variação.

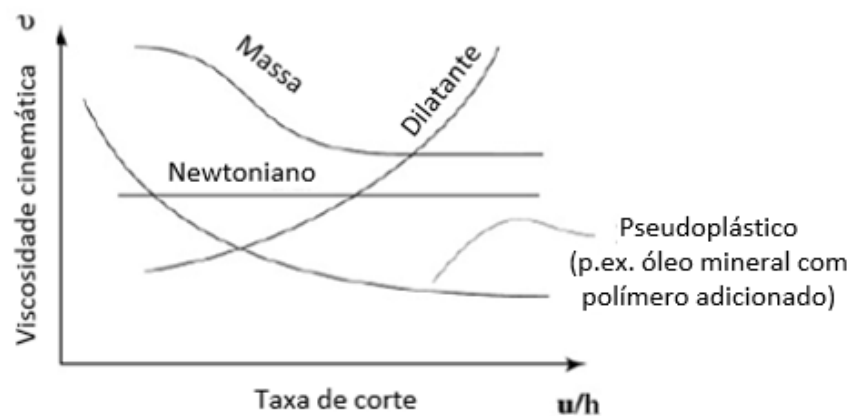


Figura 14 – Relação taxa de corte com a viscosidade para diferentes fluidos [24]

Para além das propriedades referidas anteriormente existem outras. São elas:

- **Massa específica**, é definida pelo rácio entre a massa do corpo e o seu volume (kg/m^3), assim como a viscosidade, este parâmetro depende também da temperatura e da pressão. A variação com a temperatura pode ser aproximadamente calculada usando a equação (12) [31].

$$\rho(T) = \rho(T_0) \times \left(1 - \frac{T - T_0}{1250}\right) \quad (12)$$

Onde T é a temperatura e $\rho(T_0)$ é a massa volúmica medida na temperatura de referência T_0 .

A variação com a pressão pode ser estimada usando o modelo proposto por Hamrock [32], mostrado na equação (13).

$$\rho(p) = \rho(p_0) \times \left(1 + \frac{0,6p}{1 + 1,7p}\right) \quad (13)$$

- **Condutividade térmica**, é a transferência de calor por unidade de tempo numa direção normal a área. Alta condutividade favorece a evacuação do calor do contacto, isto acontece quando o lubrificante é usado também para arrefecer o sistema e não só para lubrificar. Esta propriedade é expressa em $W/m^{\circ}C$.
- **Calor específico**, esta propriedade é bastante importante porque define a energia que é necessário fornecer por unidade de massa para que haja variação de temperatura. Ou seja, no interior de um contacto um lubrificante com calor específico mais alto gera uma menor variação da temperatura. A propriedade é expressa em J/kgK .
- **Termo difusibilidade**, é a propriedade que descreve a propagação da temperatura nos corpos e é definida pelo rácio entre a condutividade térmica e o produto da massa específica pelo calor específico. Esta propriedade é expressa em m^2/s .

2.1.3 ATRITO EM ROLAMENTOS (MODELO DE ATRITO)

Em numerosas situações os rolamentos no desempenho das suas funções são solicitados com cargas radiais, axiais ou ambas. O atrito em rolamentos depende primeiramente das cargas a que o rolamento está sujeito e a outros fatores assim como o tipo de rolamento, dimensão, velocidade de operação, propriedades do lubrificante e qualidade do mesmo. Todos os parâmetros influenciam no calor e no atrito gerado nos rolamentos.

É muito difícil prever o atrito em rolamentos porque é necessário prever as propriedades do lubrificante, a sua variação ao longo do tempo e o tipo de regime. Após um longo período a massa começa a perder propriedades porque oxida e degrada, isso torna ainda mais difícil a previsão do atrito [16].

O binário de atrito muda com a velocidade de rotação, alterando também o regime de lubrificação, como mostra a Figura 15.

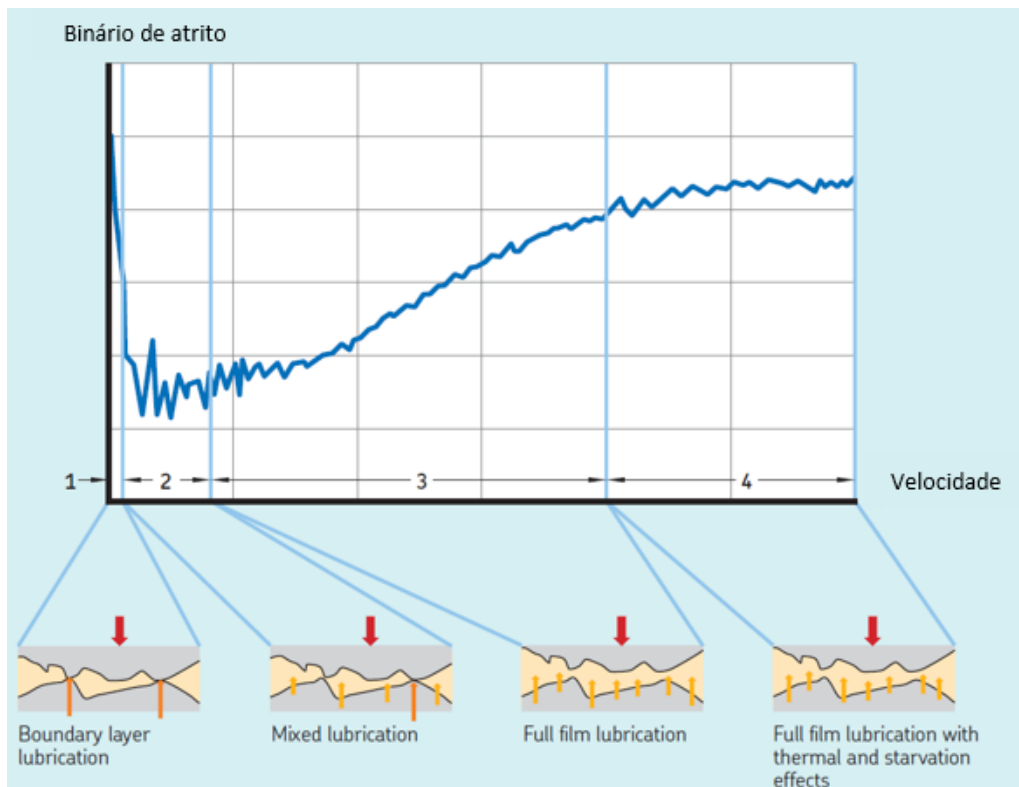


Figura 15 – Variação do binário de atrito com a viscosidade e a velocidade [33]

Como pode ser visto na Figura 15, existem quatro diferentes zonas de regime de lubrificação:

- **Zona 1** – Lubrificação de camada limite, representa o início do movimento, no primeiro instante o binário de atrito diminui abruptamente, praticamente não existe filme de lubrificação e os vários componentes ainda estão em contacto, como mostra a ampliação;
- **Zona 2** – Lubrificação mista, com o aumento da velocidade inicia-se a formação de filme de lubrificação, isso provoca uma diminuição de atrito. Apesar de iniciada a formação de filme existe ainda alguns pontos de contacto entre as superfícies;
- **Zona 3** – Lubrificação completa, com o aumento da velocidade existe também o aumento do filme de lubrificação, chegando mesmo a atingir um regime elastohidrodinâmico (EHD). Num contacto EHD devido a deformação elástica, a pressão exercida pelas superfícies de contacto no filme de lubrificação cria um filme fino de lubrificação, isso provoca um grande aumento da viscosidade do lubrificante no interior do contacto fazendo com que o atrito aumente [34];
- **Zona 4** – Lubrificação completa com efeitos térmicos e o *starvation effect*. O aumento da velocidade, que por sua vez faz aumentar a pressão sobre o filme de lubrificação, aumenta a viscosidade do lubrificante gerando maior tensão de corte de entrada, esse efeito produz calor que contrapõe o aumento da viscosidade e faz com que a mesma diminua, fazendo com que o atrito não aumente como seria de esperar [35].

O aumento da velocidade num contacto EHD provoca o *starvation effect*, isso ocorre porque o lubrificante não consegue dissipar o calor gerado pelo aumento da viscosidade do fluido, provocando na zona de pressão escoamento do lubrificante para zonas fora do contacto e consequente falta de reabastecimento, devido à falta de tempo para retornar ao centro do contacto, prejudicando assim a correta lubrificação, como pode ser visto na Figura 16. A dissipação de calor faz-se por condução pelos componentes metálicos [19].

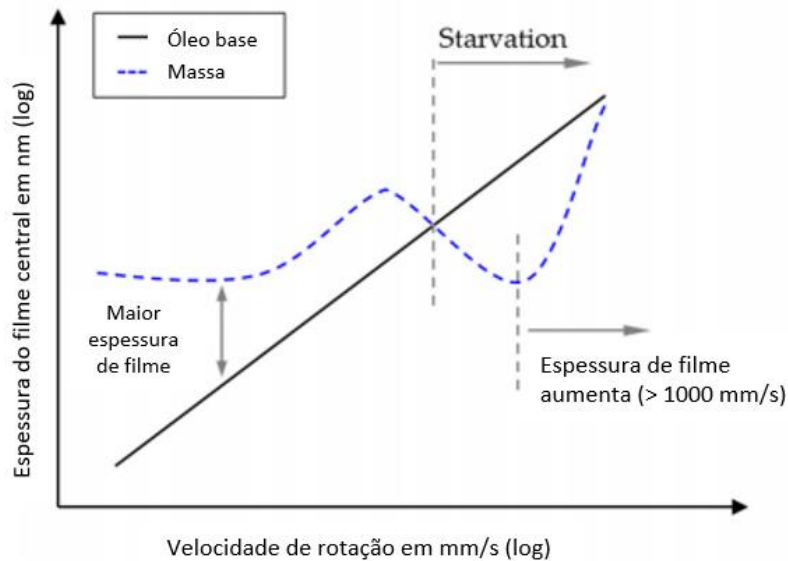


Figura 16 – Variação da espessura de filme com o aumento da velocidade [36]

Pelo modelo matemático para o binário de atrito proposto pela SKF, permite quantificar diferentes componentes do binário de atrito em rolamentos. O modelo resulta da soma de quatro diferentes fontes físicas de perda de binário, como mostrado na equação (14) [33].

$$M_t = M'_{rr} + M_{sl} + M_{drag} + M_{seal} \quad (14)$$

Onde:

- M_t : Binário de atrito total [N.mm];
- M'_{rr} : Binário de atrito de rolamento [N.mm];
- M_{sl} : Binário de atrito de escorregamento [N.mm];
- M_{drag} : Binário de atrito por arrasto e chapinagem [N.mm];
- M_{seal} : Binário de atrito da retenção [N.mm].

Binário de atrito por rolamento

O binário de atrito por rolamento é calculado seguindo a seguinte equação (17):

$$M'_{rr} = \phi_{ish} \cdot \phi_{rs} [G_{rr} \cdot (n \cdot v)^{0,6}] \quad (15)$$

$$G_{rr} = R_1 \cdot d_m^{2,38} \cdot F_a^{0,31} \quad (16)$$

$$M_{rr} = \phi_{ish} \cdot \phi_{rs} [R_1 \cdot d_m^{2,38} \cdot F_a^{0,31} \cdot (n \cdot v)^{0,6}] \quad (17)$$

Onde:

- M_{rr} : Binário de atrito de rolamento [N.mm];
- ϕ_{ish} : Fator de aquecimento pela tensão de corte de entrada [-];
- ϕ_{rs} : Reposição cinemática / *Starvation effect* [-];
- G_{rr} : Variável dependente do tipo de rolamento, diâmetro d_m e carga axial [-];
- n : Velocidade de rotação [rpm];
- v : Viscosidade cinemática à temperatura de operação do lubrificante [mm^2/s].

A distribuição das cargas nos diferentes elementos rolantes, deve ser estabelecida de forma a ser possível determinar o binário de atrito total, M_t . No modelo apresentado a influência da carga na resistência ao rolamento (M_{rr}) é influenciada pela variável G_{rr} e pela geometria do rolamento [16].

O binário de atrito deve também considerar dois outros fatores, o aquecimento pela tensão de corte de entrada (ϕ_{ish}) e a reposição cinemática ou *starvation effect* (ϕ_{rs}).

Aquecimento pela tensão de corte de entrada (ϕ_{ish})

A tensão de corte de entrada ocorre porque nem todo o lubrificante presente no início do contacto consegue efetivamente entrar, isso provoca uma recirculação na entrada do contacto devido ao fluxo inverso do lubrificante [15]. Essa recirculação faz aumentar o calor gerado, a viscosidade diminuiu, ou seja, viscosidade inferior significa uma menor espessura de filme e por consequência maior binário de atrito.

Como pode ser visto na Figura 17, o efeito de recirculação do fluxo de lubrificante faz aumentar a espessura de filme de lubrificante na entrada do contacto, esse efeito provoca o aumento de temperatura, como evidenciado anteriormente (destacado pelo quadrado vermelho na Figura 17).

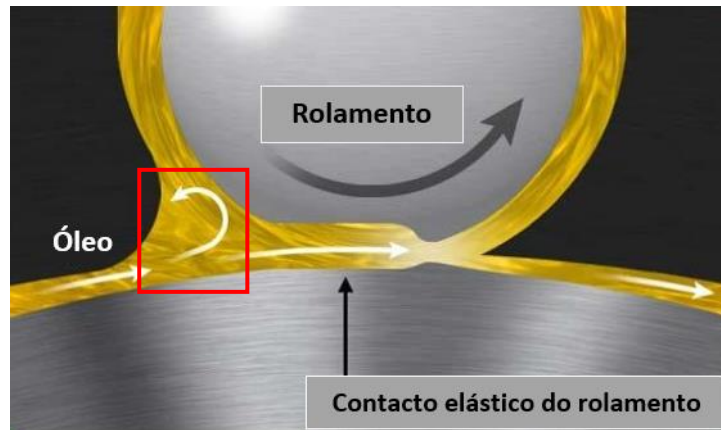


Figura 17 – Fluxo inverso na entrada do contacto [37]

Este fator é dado pela equação (18) [38] e a sua evolução é mostrada na Figura 18.

$$\phi_{ish} = \frac{1}{1 + 1,84 \times 10^{-9} (n \times d_m)^{1,28} v^{0,64}} \quad (18)$$

Onde:

- ϕ_{ish} : Fator de aquecimento pela tensão de corte de entrada [-];
- n : Velocidade de rotação [rpm];
- d_m : Diâmetro médio do rolamento [mm] [$d_m = 0,5 (d + D)$]
- v : Viscosidade cinemática à temperatura de operação do lubrificante [mm^2/s].

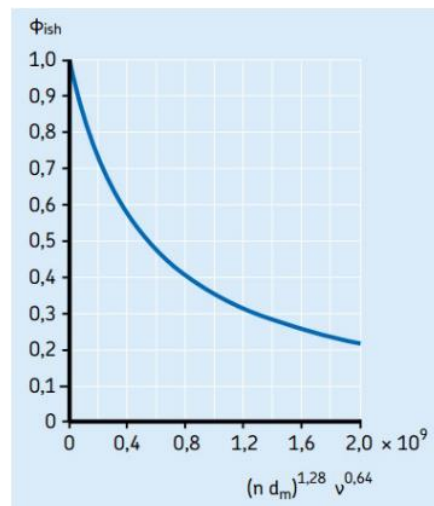


Figura 18 – Fator de aquecimento pela tensão de corte de entrada [38]

Reposição cinemática ou *starvation effect* (ϕ_{rs})

Como já foi referido atrás a reposição cinemática também conhecida por *starvation effect*, ocorre quando se atinge grandes velocidades de rotação e/ou viscosidade

elevada, isso dá-se porque o fluido não tem tempo de retornar das laterais do anel para o centro do contacto diminuindo, portanto, a espessura de filme. Esse fator pode ser estimado usando a equação (19) [38].

$$\phi_{rs} = \frac{1}{e^{K_{rs} \times v \times n \times (d+D)} \sqrt{\frac{K_z}{2(D-d)}}} \quad (19)$$

Onde:

- ϕ_{rs} : Reposição cinemática / *Starvation effect* [-];
- K_{rs} : Constante de reabastecimento / *Starvation* (3×10^{-8} para lubrificação por banho de óleo e jato de óleo; 6×10^{-8} para lubrificação com massa e óleo ao ar) [-];
- K_z : Constante relacionada com a geometria do rolamento (consultar Tabela 3);
- n : Velocidade de rotação [rpm];
- d : Diâmetro do anel interior [mm];
- D : Diâmetro do anel exterior [mm];
- v : Viscosidade cinemática à temperatura de operação do lubrificante [mm^2/s].

Binário de atrito por escorregamento

O binário de atrito por escorregamento pode ser dividido em dois diferentes tipos:

- **Macro escorregamento** é causado pela conformidade do contacto devido a macro geometria dos recursos (ex. o contacto entre as esferas e a parte curva do anel do rolamento);
- **Micro escorregamento** é causado pela distorção geométrica da deformação elástica.

O perfil do escorregamento na área de contacto é dado pela Figura 19, isso produzirá perdas por atrito devido a tensão de corte do lubrificante e/ou pelo contacto entre os componentes, tudo isso depende do rácio entre a espessura de filme e a rugosidade [16].

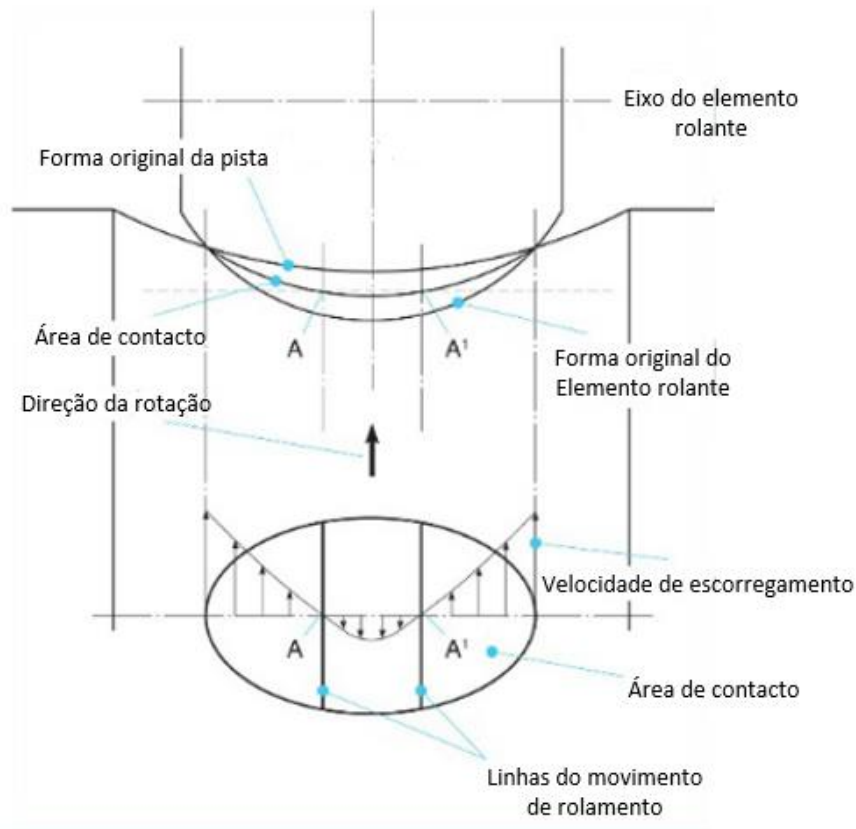


Figura 19 – Perfil do escorregamento entre rolante e superfície curva da pista [16]

O binário de atrito por escorregamento pode ser calculado através da equação (20).

$$M_{sl} = G_{sl}\mu_{sl} \quad (20)$$

Onde:

- M_{sl} : Binário de atrito por escorregamento [N.mm];
- G_{sl} : Variável dependente de (Consultar tabelas pág. 6 a 10 da referencia [38]):
 - Tipo de rolamento;
 - Diâmetro médio do rolamento d_m [mm] = $0,5(d + D)$;
 - Carga radial F_r [N];
 - Carga axial F_a [N].
- μ_{sl} : Coeficiente de atrito por escorregamento [-].

O efeito da lubrificação relativamente ao atrito por escorregamento faz-se sentir de duas formas distintas, com regime de lubrificação misto e com regime completo. É possível estimar esses valores usando a equação (21) e a equação (22) [16], respetivamente.

$$\mu_{sl} = \phi_{bl}\mu_{bl} + (1 - \phi_{bl})\mu_{EHD} \quad (21)$$

Onde:

- μ_{sl} : Coeficiente de atrito por escorregamento [-];
- ϕ_{bl} : Fator de ponderação para o coeficiente de atrito $= \frac{1}{e^{2,6 \times 10^{-8}(n.v)^{1,4}d_m}}$ (Figura 20);
- μ_{bl} : Coeficiente de atrito por escorregamento:
 - 0,12 para $n \neq 0$;
 - 0,15 para $n = 0$ (Início do cálculo do binário).
- μ_{EHD} : Coeficiente de atrito por escorregamento com filme completo. Os valores são:
 - 0,02 para rolamentos de rolos cilíndricos;
 - 0,002 para rolamentos de rolos cónicos;
 - 0,05 para lubrificação com óleos minerais;
 - 0,04 para lubrificação com óleos sintéticos;
 - 0,1 para lubrificação com transição de fluidos [38].

O mesmo parâmetro (μ_{EHD}) pode ser também determinado usando:

$$\mu_{EHD} = \frac{1}{Q} \int_A \tau dA \quad (22)$$

Onde:

- Q: Força normal no contacto [N];
- τ : Tensão de corte do lubrificante [Pa];
- A: Área do contacto [m²];

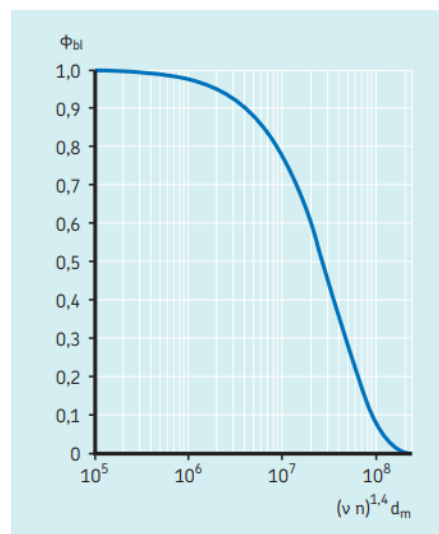


Figura 20 – Fator de ponderação para o coeficiente de atrito, ϕ_{bl} [38]

O fator de ponderação do coeficiente de atrito por escorregamento, é um valor que depende do tipo de regime de lubrificação presente, ou seja, tende para zero com o aumento da velocidade, para um regime de lubrificação completo. Para um regime de lubrificação mista é necessário calcular a ponderação sendo que toma o valor máximo no início do movimento, representado na Figura 20 e esquematizado na Figura 21.

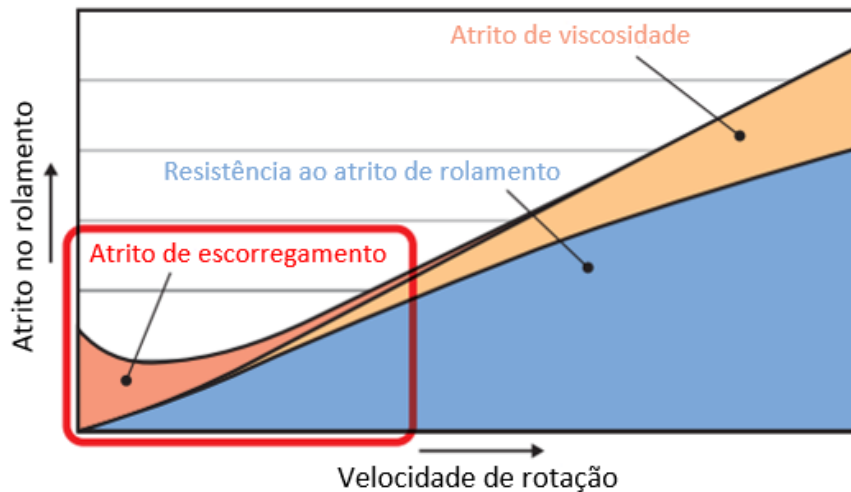


Figura 21 – Variação do parâmetro ϕ_{bl} , com o aumento da velocidade [39]

Binário de atrito da retenção

Quando os rolamentos incluem retentores, a perda por binário de atrito dos retentores pode exceder a gerada pelo rolamento. Os retentores podem ser usados apenas de um lado ou nos dois e o atrito gerado pode ser estimado usando a equação (23) [38].

$$M_{seal} = K_{s1}d_s^\beta + K_{s2} \quad (23)$$

Onde:

- M_{seal} : Momento de atrito provocado pelos retentores [Nmm];
- K_{s1} : Constante, depende de (tabela no Anexo C):
 - Tipo de retentor;
 - Tipo e tamanho do rolamento.
- d_s : Diâmetro da contra face do retentor [mm] (tabela no Anexo C);
- β : Expoente, depende de (tabela no Anexo C):
 - Tipo de retentor;
 - Tipo e tamanho do rolamento.
- K_{s2} : Constante, depende de (tabela no Anexo C):
 - Tipo de retentor;
 - Tipo e tamanho do rolamento.

Nos casos onde apenas existe retenção de um dos lados, o atrito gerado é $0,5 \times M_{seal}$. Existe a exceção que para rolamentos rígidos de esferas, com $D > 25$ mm, usar o valor dado em M_{seal} , independente se é usado um ou dois retentores.

Perdas por arrasto

Existem diversas maneiras de lubrificar rolamentos, no caso a tratar designa-se de lubrificação em banho de óleo. Uma parte desse óleo é usado para lubrificar a zona de contacto sendo que o restante é usado na dissipação de calor gerado pela velocidade de rotação. Essa submersão total ou parcial gera perda de atrito por arrasto que deve ser considerado no cálculo do binário de atrito total, visto que para aplicações de alta velocidades pode ascender a 50% [40].

As perdas por arrasto são influenciadas pela velocidade do rolamento, viscosidade do óleo e altura de submersão. Existem outros fatores que não podem ser ignorados, como a dimensão do reservatório e a agitação do óleo provocada por engrenagens ou excêntricos perto do rolamento. Este parâmetro assume alguma importância, porque nos objetivos delineados inicialmente existirá a possibilidade de realizar o ensaio com os rolamentos totalmente submersos, o que torna a solução mais abrangente.

O modelo da SKF para o cálculo das perdas por arrasto tem em consideração a resistência dos elementos rolantes movendo-se através do óleo, assim como o efeito da viscosidade do lubrificante. Para os valores serem confiáveis é necessário seguir as seguintes condições:

- O reservatório ser grande, ou seja, o efeito da dimensão do reservatório e da agitação do óleo são insignificantes;
- O veio ser horizontal;
- O anel interior rodar com velocidade constante. A velocidade não excede a velocidade permissível;
- A viscosidade do óleo é contida nos limites:
 - ≤ 500 mm²/s para rolamentos onde no máximo metade está submerso ($H \leq D/2$) [38];
 - ≤ 250 mm²/s para rolamentos onde pelo menos metade está submerso ($H > D/2$) [38].

O parâmetro H é a altura do banho de óleo e é determinada pela medida entre o contacto do elemento rolante com o anel exterior e a superfície do óleo, Figura 22. A posição do contacto pode calculada usando:

- Para rolamentos de rolos cónicos:
 - Diâmetro exterior, D [mm].
- Para todos os outros elementos rolantes (radiais):

- Diâmetro médio do anel exterior, = 0,5 (D + D₁).

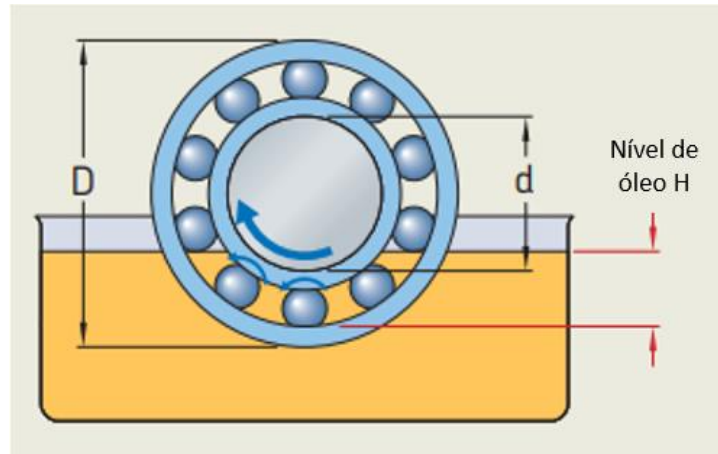


Figura 22 – Determinação do parâmetro H (altura do submersão) [38]

O binário de atrito por arrasto pode ser estimado usando:

- Para rolamentos de esferas, equação (24)

$$M_{drag} = 0,4V_m K_{roll} C_w B d_m^4 n^2 + 1,093 \times 10^{-7} n^2 d_m^3 \left(\frac{n \cdot d_m^2 \cdot f_t}{v} \right)^{-1,379} \quad (24)$$

- Para rolamentos de rolos, equação (25)

$$M_{drag} = 4V_m K_{roll} C_w B d_m^4 n^2 + 1,093 \times 10^{-7} n^2 d_m^3 \left(\frac{n \cdot d_m^2 \cdot f_t}{v} \right)^{-1,379} \quad (25)$$

Para os diferentes tipos de elementos rolantes, esferas e rolos usa-se a equação (26) e equação (27), respetivamente:

$$K_{esferas} = \frac{i_{rw} k_Z (d+D)}{D-d} 10^{-12} \quad (26)$$

$$K_{rolos} = \frac{K_L k_Z (d+D)}{D-d} 10^{-12} \quad (27)$$

As variáveis e as funções usadas nas equações (24) e (25) são determinadas da seguinte forma:

$$C_w = 2,789 \times 10^{-10} l_d^3 - 2,786 \times 10^{-4} l_d^2 + 0,0195 l_d + 0,6439 \quad (28)$$

$$I_D = 5 \frac{K_L B}{d_m} \quad (29)$$

$$f_t = \begin{cases} \sin(0,5t), & \text{quando } 0 \leq t \leq \pi \\ 1, & \text{quando } \pi < t < 2\pi \end{cases} \quad (30)$$

$$R_s = 0,36 d_m^2 (t - \sin t) f_A \quad (31)$$

$$t = 2 \cos^{-1} \left(\frac{0,6 d_m - H}{0,6 d_m} \right) \quad \text{quando } H \geq 1,2 d_m, \text{ usar } H = 1,2 d_m \quad (32)$$

$$f_A = 0,05 \frac{K_L (D+d)}{D-d} \quad (33)$$

Onde:

- M_{drag} : Binário de atrito por arrasto [Nmm];
- V_m : Fator de perda por arrasto [-], Figura 23;
- B: Largura do rolamento [mm]:
 - Para rolamento de rolos cônicos – largura T;
 - Para rolamentos axiais – altura H
- d_m : Diâmetro médio do rolamento [mm] = 0,5 (d + D);
- d : Diâmetro interior do rolamento [mm];
- D : Diâmetro exterior do rolamento [mm];
- H : Altura de óleo [mm], Figura 22;
- i_{rw} : Número de filas de esferas;
- K_Z : Constante relacionada com a geometria do rolamento, Tabela 3;
- K_L : Constante relacionada com a geometria do rolamento de rolos, Tabela 3;
- n : Velocidade de rotação [rpm]
- ν : Viscosidade cinemática à temperatura de operação do lubrificante [mm^2/s].

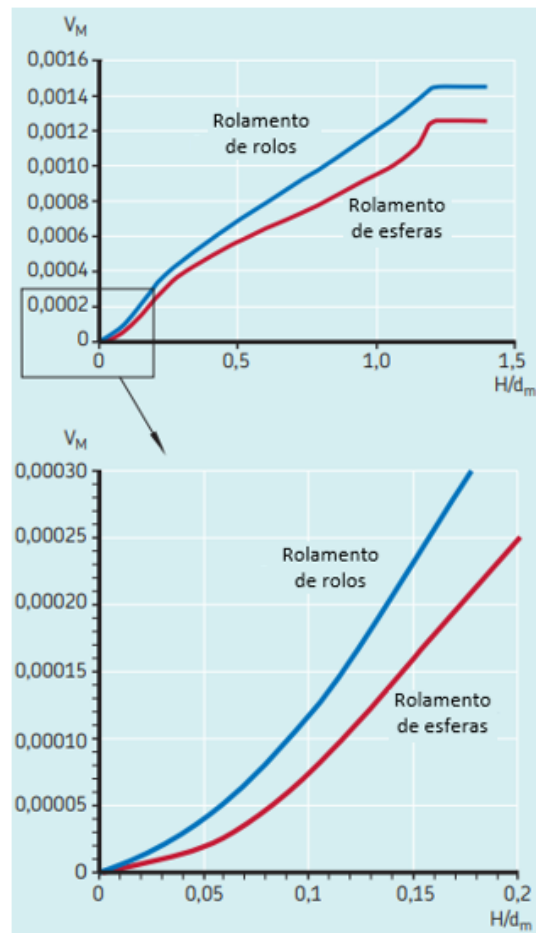


Figura 23 –Fator de perda por arrasto, V_m [38]

Tabela 3 – Valor da constante geométrica, K_Z e K_L (Adap.[38])

Tipos de rolamentos	K_Z	K_L
Rolamentos rígidos de esferas com uma ou duas fileiras	3,1	-
Rolamento de esferas de contacto angular com uma fileira	4,4	-
Rolamento de esferas de contacto angular com duas fileiras	3,1	-
Rolamento de esferas de contacto angular de quatro pontos de contacto	3,1	-
Rolamentos autocompensados de esferas	4,8	-
Rolamentos de rolos cilíndricos com retenção	5,1	0,65

Rolamentos de rolos cilíndricos com número máximo de rolos	6,2	0,7
Rolamento de rolos cônicos	6	0,7
Rolamento de rolos esféricos	5,5	0,8
Rolamento rolos toroidais com retenção	5,3	0,8
Rolamento rolos toroidais com número máximo de rolos	6	0,75
Rolamentos axial de esferas	3,8	-
Rolamento axial de rolos cilíndricos	4,4	0,43
Rolamento axial de rolos esféricos	5,6	0,58 ¹

Existe uma relação direta entre a viscosidade do lubrificante e as perdas por arrasto, ou seja, pelo número de *Reynolds* (equação (34)), com uma viscosidade menor esse mesmo lubrificante oferecerá menos resistência ao movimento [40], isso pode ser visto na Figura 24.

Todas as equações anteriores têm como princípio o uso do veio na horizontal e com banho de óleo, no entanto existem mais duas exceções, as perdas por arrasto em veios na vertical e as perdas por arrasto com lubrificação injetada.

No caso do veio na vertical, obtém-se o valor de M_{drag} e de seguida deve ser multiplicado pelo fator igual a H/L .

Para o cálculo por arrasto com lubrificação injetada, usar o mesmo método do banho de óleo, com o ajuste que o parâmetro H deve ser metade do diâmetro do elemento rolante mais baixo. No fim o M_{drag} deve ser multiplicado por dois. Este método traz alguma incerteza aos resultados pois é dependente da taxa e da direção do jato [38].

Existem outros modelos para o cálculo da perda de potência por arrasto, sendo que o mais importante e mais consensual é o modelo desenvolvido pelo SKF. As diferenças entre os valores obtidos entre os diversos modelos para as mesmas condições estão presentes na Figura 25. De salientar que o gráfico dá o valor da perda de potência para um valor de velocidade de rotação elevada, não revela muita sensibilidade à velocidade a que será realizado o ensaio.

¹ Somente para rolamentos de montagem única.

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (34)$$

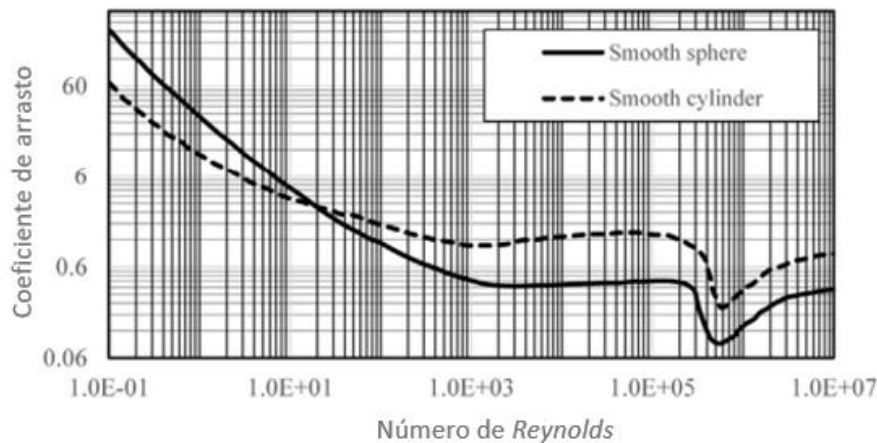


Figura 24 – Variação do coeficiente de arrasto sobre o número de Reynolds [40]

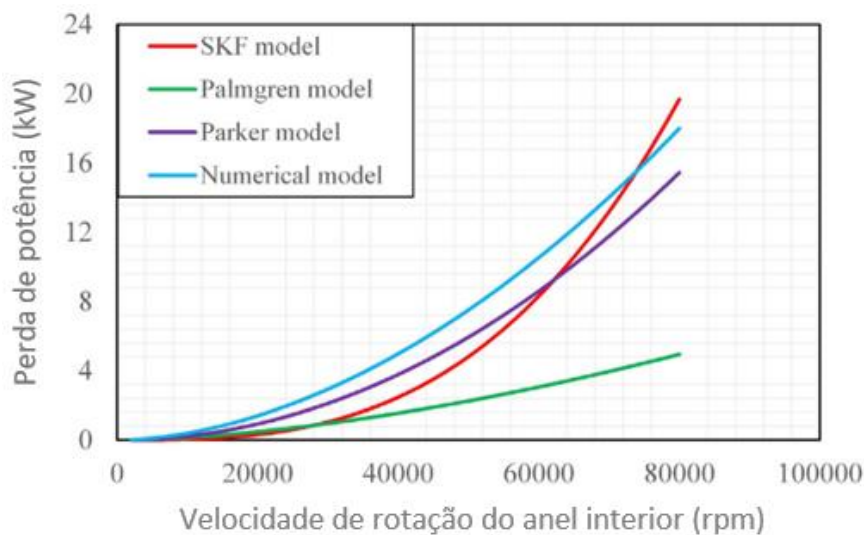


Figura 25 – Comparação da perda de potência por arrasto em diferentes modelos [40]

2.2 ENSAIO DE ROLAMENTOS

2.2.1 TIPOS DE ENSAIO EM ROLAMENTOS

Em aplicações críticas de rolamentos, é necessário conhecer exatamente qual o comportamento do rolamento, isto é verdade para aplicações onde os rolamentos são uma chave importante para o funcionamento do equipamento. Nestes casos os ensaios em rolamentos darão informações mais precisas sobre o comportamento dos mesmos. Os dados fornecidos na maioria dos catálogos oferecem uma satisfatória precisão do desempenho dos rolamentos na maioria das aplicações, mas estes dados são valores estimados das características de funcionamento baseado nos cálculos e nas dimensões nominais. No funcionamento real fatores como a variação das tolerâncias, a carga

aplicada e a influência da montagem, podem representar variações nos valores. O grau dessas variações depende da combinação dos fatores anteriormente falados.

Normalmente uma inspeção aos rolamentos verifica se as dimensões estão corretas, mas não fornecem qualquer informação sobre as características como o binário, rigidez e a precisão [41].

Na literatura existem inúmeros estudos concentrados no atrito, lubrificação e desgaste dos materiais. Serão considerados apenas os ensaios de atrito que são realizados em rolamentos radiais, com o objetivo de determinar a perda de potência através da medição do binário de atrito. A medição do binário à entrada do veio, medição essa que será realizada por uma célula de binário, determinará qual a diferença entre o rolamento funcionar em vazio e com uma determinada carga, recorrendo a um cilindro pneumático, como mostra a Figura 26.

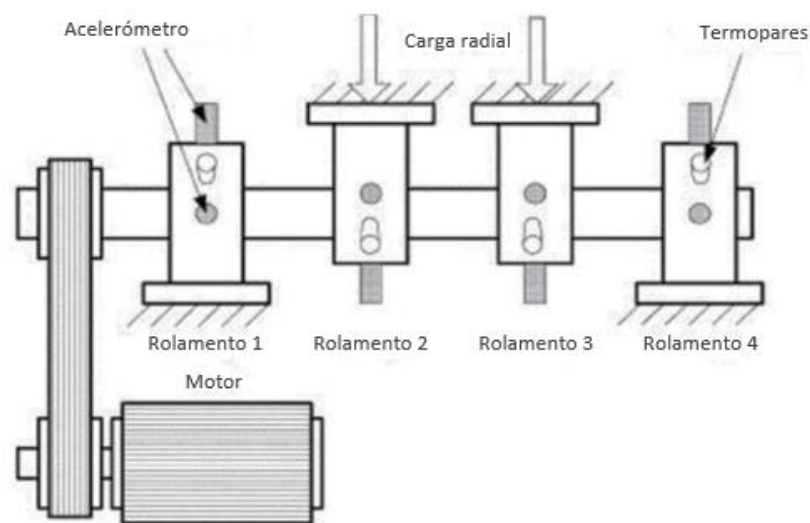


Figura 26 – Esquema de uma máquina de ensaios com aplicação de carga radial [42]

T. Cousseau et al. [43], realizou o ensaio para um rolamento axial de esferas com quatro diferentes tipos de lubrificação, utilizando 7000 N de carga axial e duas variantes de velocidade 1000 e 2000 rpm, podendo concluir que a distinção inicialmente verificada entre os vários tipos de lubrificação apresentava um padrão, como a diminuição do binário de atrito e respetivo aumento da temperatura com o aumento da velocidade.

Os ensaios permitem também verificar o modelo descrito na secção 2.1.2 e determinar com maior precisão alguns parâmetros, como constantes e expoentes, utilizados para o cálculo do binário de atrito devido a sua não linearidade. I. Geonea, N. Dumitru e I. Dumitru [44], realizaram o ensaio para verificar a diferença entre o modelo teórico e o experimental. Inicialmente verificaram que o aumento da carga aplicada no rolamento faz aumentar o binário de atrito, o que seria expectável e por fim que existe de facto diferenças em os dois modelos, sendo que para cargas baixas o modelo teórico tem valores próximos dos experimentais, mas com o aumento da carga radial a reta que define a evolução do binário de atrito tende a afastar-se como mostra a Figura 27.

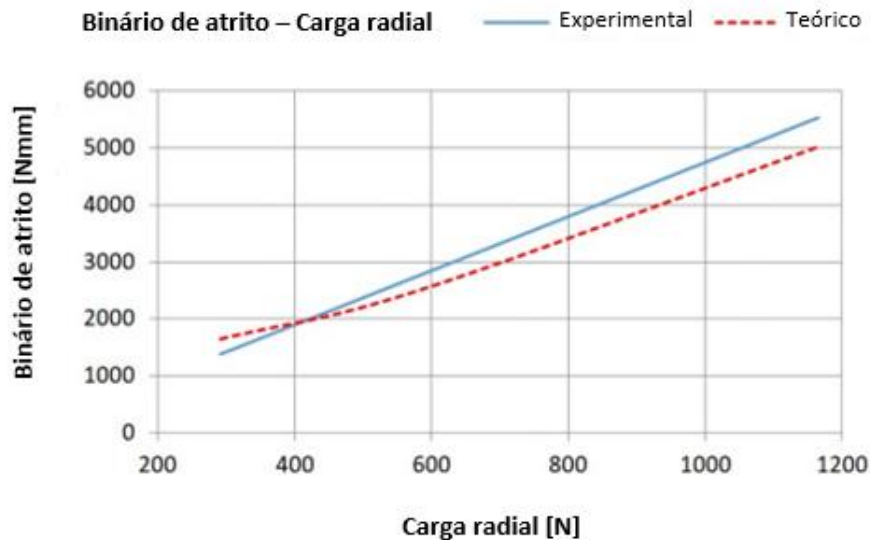


Figura 27 – Relação entre o binário de atrito teórico e experimental [44]

Da pesquisa realizada foi notória a dificuldade em encontrar informação sobre o tema, possivelmente pelo facto de não existir um modelo de máquina normalizada. A máquina a projetar tem como particularidade permitir ensaios com os rolamentos totalmente submersos, o que permitirá o cálculo de outros parâmetros como o coeficiente de arrasto, tornando o ensaio mais abrangente às várias aplicações a que os rolamentos podem estar sujeitos.

2.2.2 MÁQUINAS MODELO

Para o ensaio de perda de potência e dado o facto que não existir uma solução *standard* todas as máquinas referenciadas serão trabalhos desenvolvidos com o intuito de investigação sobre o tema. Como referido anteriormente, o ensaio pode ser realizado com rolamentos axiais ou radiais. O sistema necessita obrigatoriamente de um motor, um método de aplicação de carga seja ele manual ou automático e uma célula de binário pode ainda contemplar termopares e/ou sensores de vibração e conjugar valores de diferentes análises. É importante que se consiga controlar a velocidade do motor, assim como ter a exata carga aplicada, para que se possa por um lado pelo método numérico calcular e comparar os valores e por outro perceber com exatidão como varia os valores com a alteração da carga e/ou da velocidade.

Na Figura 28, pode-se ver um exemplo de máquina para rolamentos axiais em que a aplicação de cargas é feita por uma massa manualmente colocada. Na Figura 29, é apresentada um modelo de máquina para ensaio de rolamentos radiais.

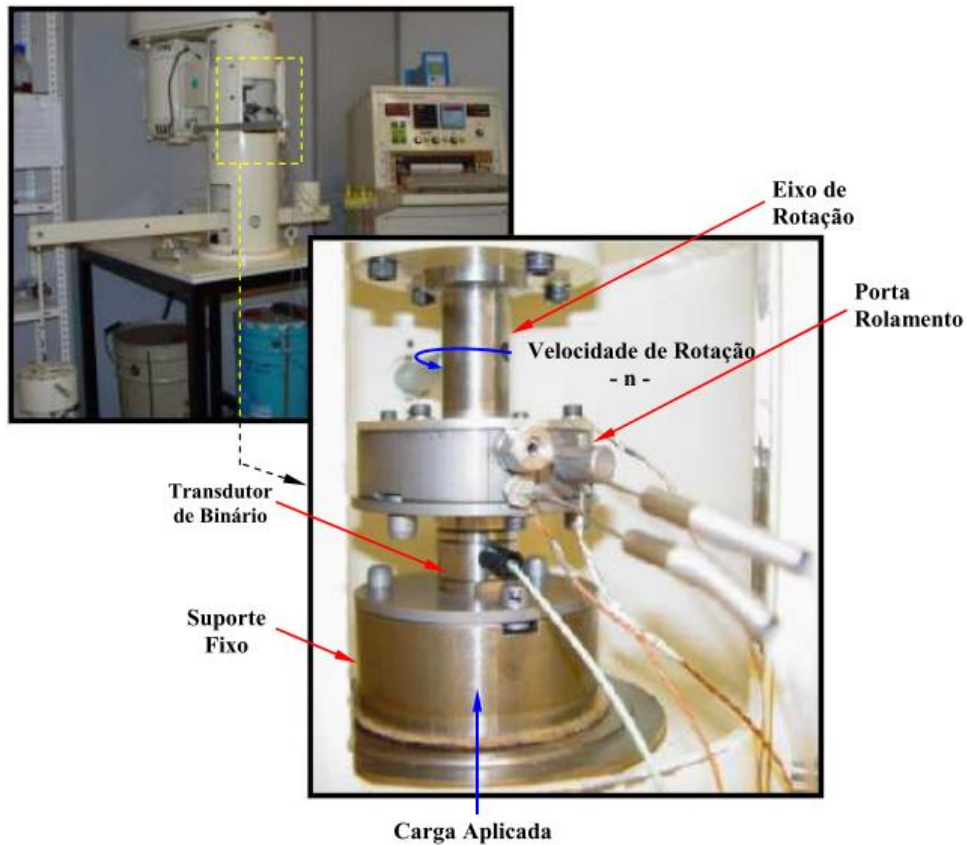


Figura 28 – Conjunto porta-rolamentos montado [45]

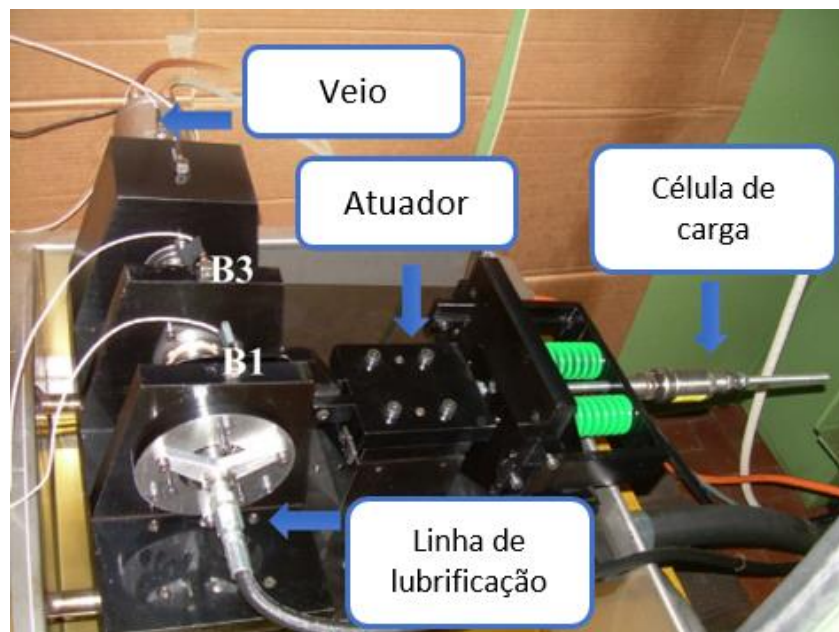


Figura 29 – Máquina para ensaios de rolamentos radiais [46]

A máquina a projetar terá como base a desenvolvida por M. Tu [47], onde se utiliza um veio com 4 quatro rolamentos onde a carga a aplicar será nos dois do meio, como mostra a Figura 30. A configuração apresentada na Figura 30, será a mesma utilizada no projeto

da máquina, sendo que a aplicação da carga apresentará outra configuração da apresentada na Figura 31.

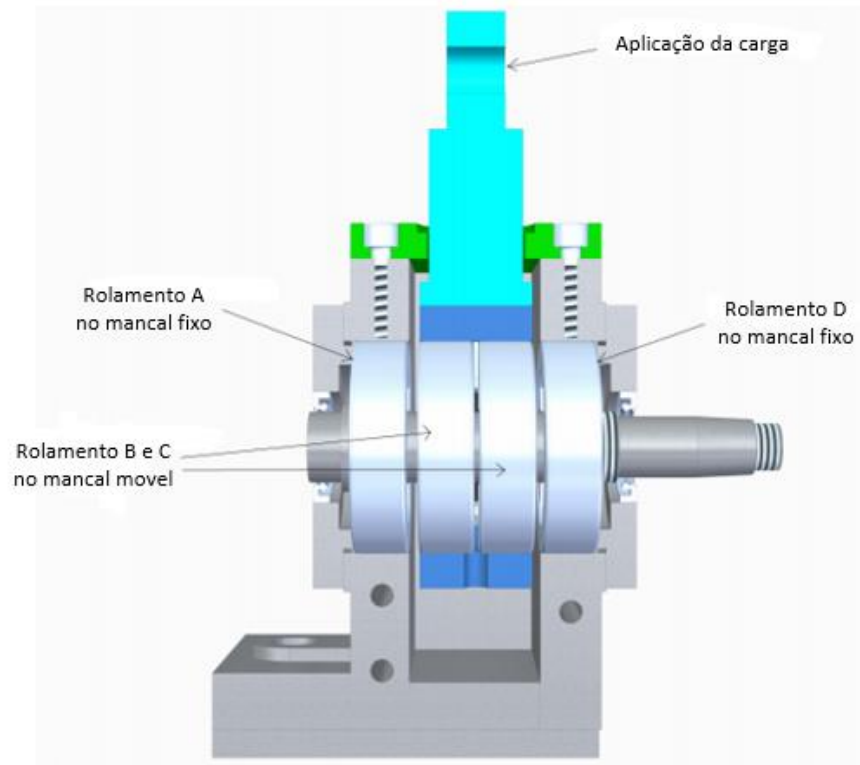


Figura 30 – Vista de corte do porta rolamentos radiais [47]

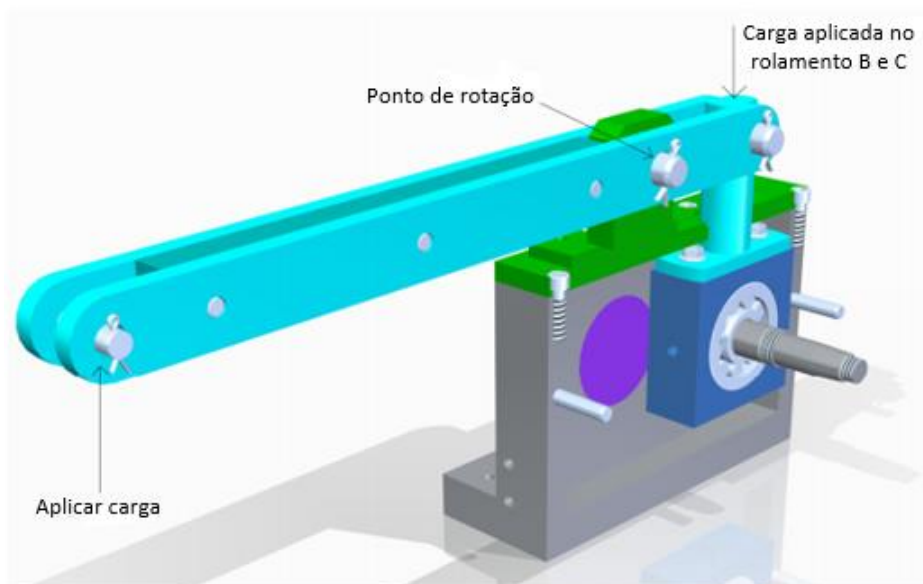


Figura 31 – Vista de corte da máquina de ensaios [47]

DESENVOLVIMENTO

- 3.1 CONSIDERAÇÕES SOBRE A MÁQUINA
- 3.2 DIMENSIONAMENTO DO VEIO PRINCIPAL
- 3.3 DESENVOLVIMENTO DO BANCO DE ENSAIOS
- 3.4 MONTAGEM FINAL

3 DESENVOLVIMENTO

3.1 CONSIDERAÇÕES SOBRE A MÁQUINA

Para a construção da máquina de ensaios será necessário utilizar alguns equipamentos, um motor, um cilindro pneumático ou hidráulico ou outro sistema de aplicação de carga e uma célula de binário. Consiste em acoplar um veio ao motor e situar entre o motor e o primeiro rolamento a célula de binário. Os passos a seguir serão em selecionar a velocidade de rotação, a carga a aplicar nos dois rolamentos do meio, sendo que a mesma por decisão não deve ultrapassar 50% da carga radial admissível pelo rolamento. Nesta secção detalhar-se-á as características dos equipamentos.

Inicialmente, o banco de ensaios já se encontra definido, será a adaptação de uma máquina de ensaio de contacto disco-disco, onde se pretende reutilizar a estrutura, o motor, as polias e o cilindro pneumático, identificados na Figura 32.

Para a máquina de ensaios, optou-se pela construção aparafusada por se tratar de uma máquina que requer precisão na execução dos ensaios, a solução aparafusada apresenta-se como a melhor opção comparativamente a solução soldada, permitindo assim a qualquer altura trocar peças ou até alterar o veio para o ensaio de outro tipo de rolamentos. A solução apresentada tem como foco a redução dos processos de fabrico para a obtenção das peças finais, minimizando o custo.

Na primeira fase iremos dimensionar o veio principal para que o mesmo cumpra os esforços aplicados. Para essa finalidade utilizar-se-á o MATLAB® para a determinação dos esforços das tensões e dos momentos e o MS Excel para a realização dos gráficos.

O veio principal é a parte mais importante da máquina de ensaio, ele suportará grandes esforços e isso terá de acontecer sem risco de falha. O veio será projetado para um ciclo de vida infinito, nas condições abaixo da carga máxima suportada, mantendo a gama de diâmetros estipulada nos objetivos de 20 a 30 mm.

Para o correto dimensionamento, iremos arbitrar um valor para a distância entre os rolamentos e verificar se não existe problemas de flecha que provoquem desalinhamentos excessivos nos rolamentos. Iremos apresentar uma tabela com os valores para as três gamas de diâmetros, podendo depois determinar qual é a pior situação e nos restantes cálculos apenas serão realizados em função disso.

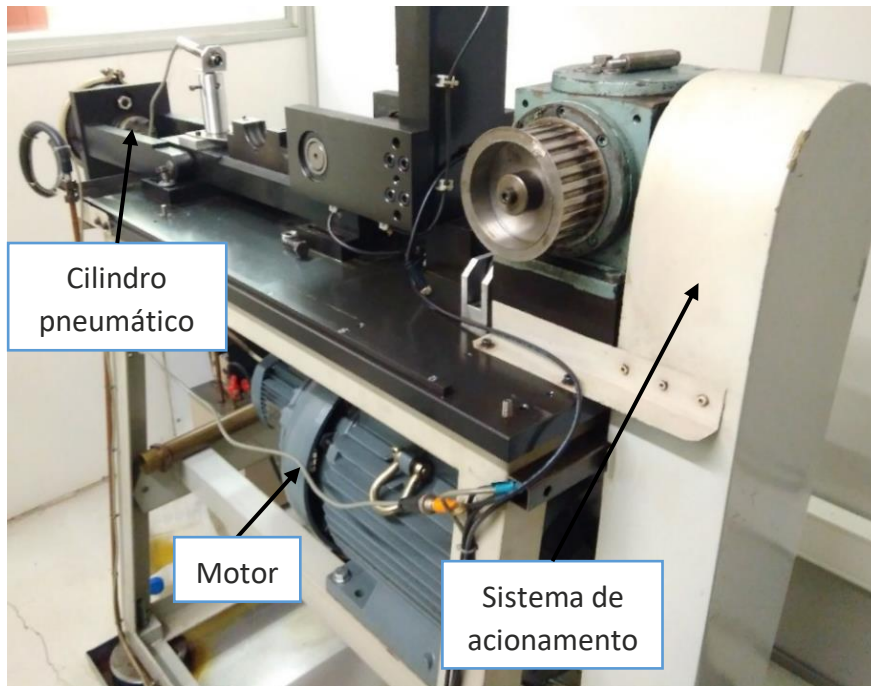


Figura 32 – Sistema de acionamento, cilindro pneumático e motor

Motor

O motor a utilizar é da ALSTHOM® apresentada na Figura 33. O mesmo motor já inclui ventilação.

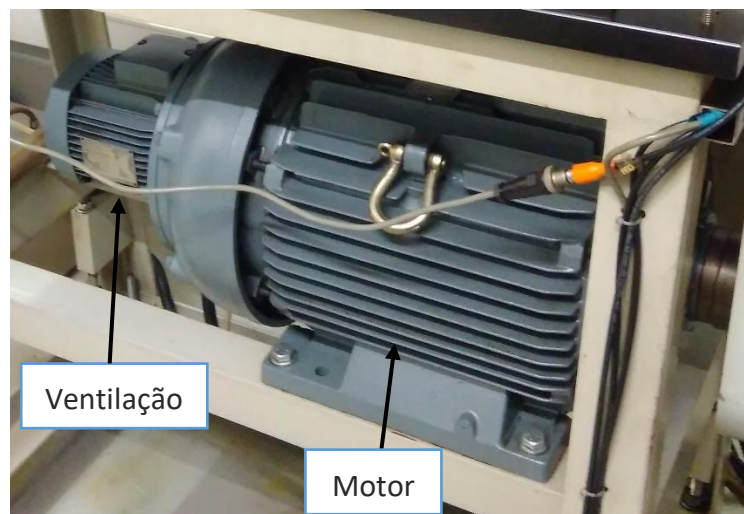


Figura 33 – Motor e ventilação

As características são:

- Tensão de alimentação: 220 V;
- Corrente de alimentação: 40 A;
- Proteção: IP 55;
- Rotação: 2910 rpm;

- Frequência: 50 Hz;
- Eficiência na saída: 86%
- Potência: 11 kW.

Cilindro pneumático

Pelo desgaste da etiqueta presente no cilindro pneumático não se conseguiu perceber a marca, no entanto tem-se todas as informações no que toca a força que o mesmo debita com a variação da pressão de ar de alimentação. Esses valores estão presentes no gráfico da Figura 34. A seleção dos rolamentos terá de ter em consideração a carga que o cilindro consegue debitar pois um dos requisitos será que a carga radial de teste seja 50% da suportada pela carga suportada pelo rolamento. Pela consulta do gráfico pode-se ter uma rápida percepção qual os rolamentos a escolher desde que também cumpram as dimensões do anel interior e exterior.

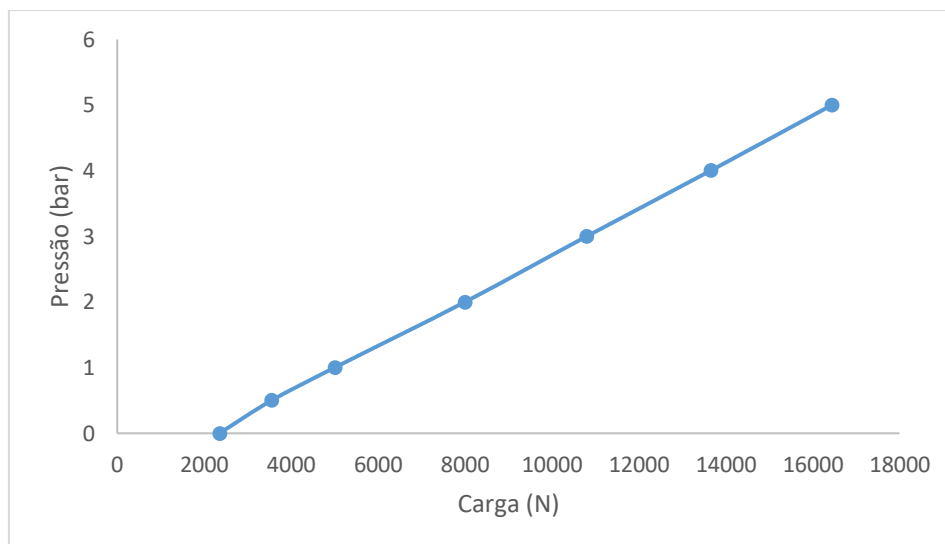


Figura 34 – Gráfico da variação da carga em função da pressão de alimentação²

3.2 DIMENSIONAMENTO DO VEIO PRINCIPAL

Para o dimensionamento do veio é necessário selecionar os rolamentos que cumpram os requisitos, principalmente requisitos de carga radial a ser aplicada pelo cilindro. As dimensões que serão apresentadas seguiram a configuração apresentada na Figura 35.

² Valores obtidos através de ensaios realizados ao cilindro.

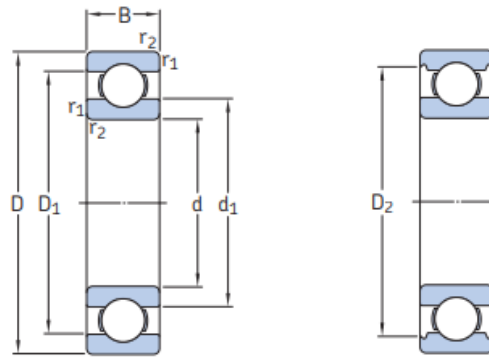


Figura 35 – Dimensões dos rolamentos [33]

A máquina proposta terá como única possibilidade o ensaio de rolamentos radiais. As várias configurações são apresentadas na Figura 36, sendo elas de esferas, contato angular, auto alinhados, de rolos cilíndricos ou rolamentos de rolos cônicos respetivamente.

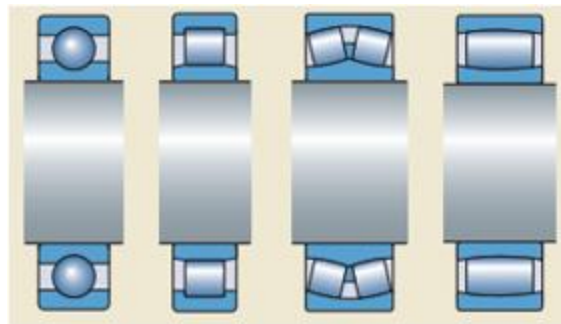


Figura 36 – Tipos de rolamentos [33]

A solução com o apoio de dimensão fixa, será uma solução construtiva, de rápida prototipagem com um orçamento mais reduzido, isso implicará que seja apenas possível ensaiar rolamentos de diâmetro interno de 20 a 30 mm.

Tabela 4 – Características dos rolamentos de 20 mm a 30 mm de diâmetro [33]

Diâmetro veio [mm]	d [mm]	D [mm]	B [mm]	F (kN)	Referência
20	20	47	14	10	W 6204
25	25	47	12	12	6005
30	30	47	9	8	61906

Os rolamentos indicados na Tabela 4 servirão de referência para o desenvolvimento do projeto, garantindo apenas que a carga dinâmica admissível é maior que a exercida pelo cilindro. A escolha dos rolamentos pode ser feita respeitando as dimensões

apresentadas, independentemente do objeto rolante (esferas ou rolos). Os rolamentos podem ser adquiridos na SKF®.

Cálculo do digrama do esforço de corte e do momento fletor

Inicialmente foi atribuído uma distância entres os rolamentos de 39 mm que o comprimento total do veio é de 127 mm como mostra o esquema de cargas na Figura 37.

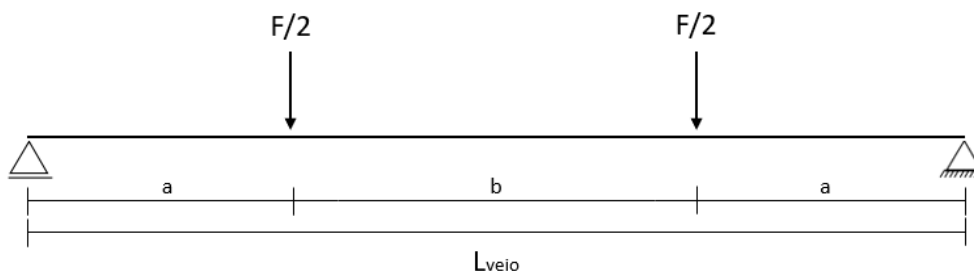


Figura 37 – Esquema de cargas no veio principal

Trata-se de um caso típico de flexão em 4 pontos em que a distância “a” deve ser cuidadosamente escolhida porque o aumento da carga aplicada aumentará também a deflexão e a rotação.

A distância entre cada rolamento será garantida com espaçadores, sendo que no meio será a própria forma do veio a criar esse espaçamento, garantindo também o correto posicionamento dos rolamentos. De salientar que o espaçamento entre rolamentos também favorece a utilização da ferramenta de extração de rolamentos *standard* apresentado pela SKF®.

Na Tabela 5, estão representados os dados que servirão de base para os cálculos a efetuar, neste caso, força (F), diâmetro do veio (d_{veio}), comprimento do veio (L_{veio}) e distância entre os rolamentos (a).

Tabela 5 – Características dos rolamentos de 20 mm a 30 mm de diâmetro

d_{veio} (mm)	F (kN)	L_{veio} (mm)	a (mm)	b (mm)
20	10	127	39	49
25	12	127	39	49
30	8	127	39	49

Inicialmente foram calculados as reações nos apoios, a Figura 38 representa o diagrama de corpo livre (DCL) para o veio. O cálculo será realizados para o diâmetro de 20 mm. O mesmo procedimento foi feito para os outros diâmetros.

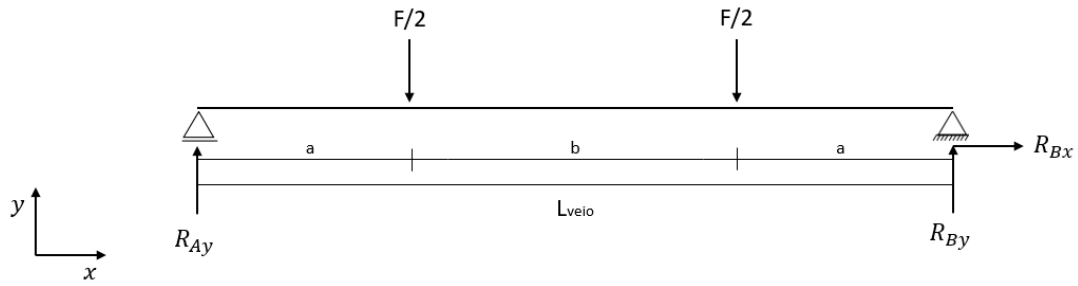


Figura 38 – Diagrama de corpo livre

Dados:

- $a = 39 \text{ mm}$;
- $b = 49 \text{ mm}$;
- $L_{\text{veio}} = 127 \text{ mm}$;
- $F = 10 \text{ kN}$;

$$\sum F_x = 0 \quad (=) \quad R_{Bx} = 0$$

$$\sum M = 0 \quad (=) \quad - (5 * 39 + 5 * 88) + R_{By} \times 127 = 0 \quad (=) \quad R_{By} = 5 \text{ kN}$$

$$\sum F_y = 0 \quad (=) \quad R_{Ay} - (5 + 5) + R_{By} = 0 \quad (=) \quad R_{Ay} = 5 \text{ kN}$$

Tabela 6 – Valores da reação dos apoios para os diferentes diâmetros

d_{veio} (mm)	F (kN)	R_{Bx} (kN)	R_{By} (kN)	R_{Ay} (kN)
20	10	0	5	5
25	12	0	6	6
30	8	0	4	4

Na Tabela 6 estão os valores correspondentes aos diâmetros em estudo.

A análise de esforços será feita através da teoria das secções, dividiu-se o veio em três secções e foram analisadas individualmente. A divisão está representada na Figura 39.

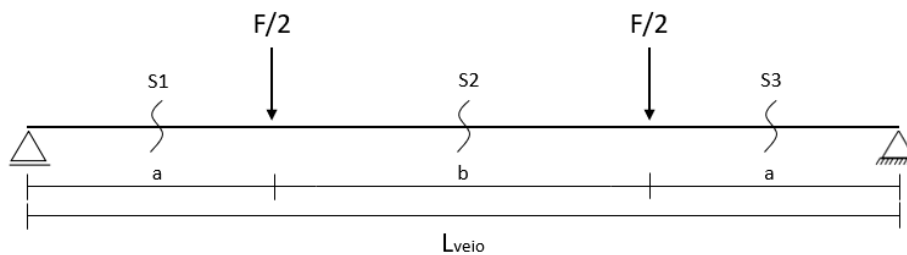


Figura 39 – Esquema das secções no veio principal

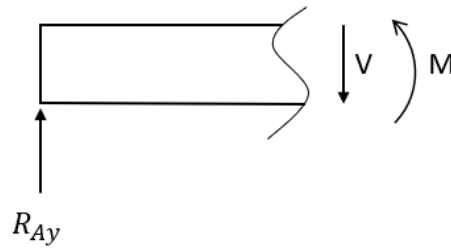
#Secção 1 (S1):

Figura 40 – DCL da secção 1

$$\begin{aligned} \Sigma F_y = 0 & (\Rightarrow) 5 - V = 0 (\Rightarrow) V = 5 \text{ kN} \\ \Sigma M_{S1} = 0 & (\Rightarrow) 5 \cdot x_1 + M (\Rightarrow) M = 5 \cdot x_1 \\ & \begin{cases} \text{se } x_1 = 0 \rightarrow M = 0 \text{ kN}\cdot\text{mm} \\ \text{se } x_1 = a \rightarrow M = 195 \text{ kN}\cdot\text{mm} \end{cases} \end{aligned}$$

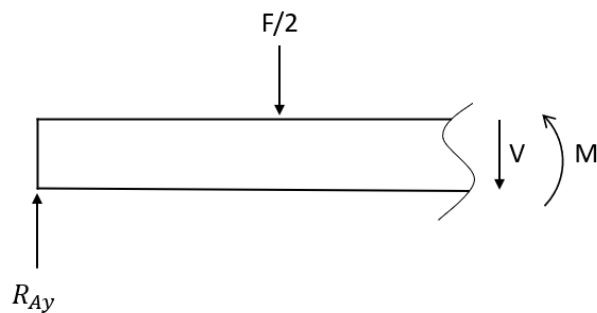
#Secção 2 (S2):

Figura 41 – DCL da secção 2

$$\begin{aligned} \Sigma F_y = 0 & (\Rightarrow) 5 - 5 - V = 0 (\Rightarrow) V = 0 \text{ kN} \\ \Sigma M_{S2} = 0 & (\Rightarrow) -5 \times (a + x_2) + 5 \cdot x_2 + M (\Rightarrow) M = 5 \cdot (a + x_2) - 5 \cdot x_2 \\ & \begin{cases} \text{se } x_2 = 0 \rightarrow M = 0 \text{ kN}\cdot\text{mm} \\ \text{se } x_2 = b \rightarrow M = 195 \text{ kN}\cdot\text{mm} \end{cases} \end{aligned}$$

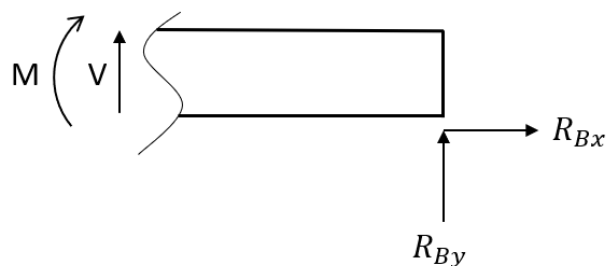
#Secção 3 (S3):

Figura 42 – DCL da secção 3

$$\Sigma F_y = 0 \quad (=) \quad 5 + V = 0 \quad (=) \quad V = -5 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_{S_3} = 0 \quad (=) \quad 5 \cdot x_3 - M \quad (=) \quad M = 5 \cdot x_3$$

$$\begin{cases} \text{se } x_3 = 0 \rightarrow M = 0 \text{ kN}\cdot\text{mm} \\ \text{se } x_3 = a \rightarrow M = 195 \text{ kN}\cdot\text{mm} \end{cases}$$

Após a análise das diferentes secções, com recurso ao MATLAB® tendo como base os cálculos anteriormente apresentados obteve-se o gráfico do esforço transversal e momento fletor, presente na Figura 43 e Figura 44, respetivamente.

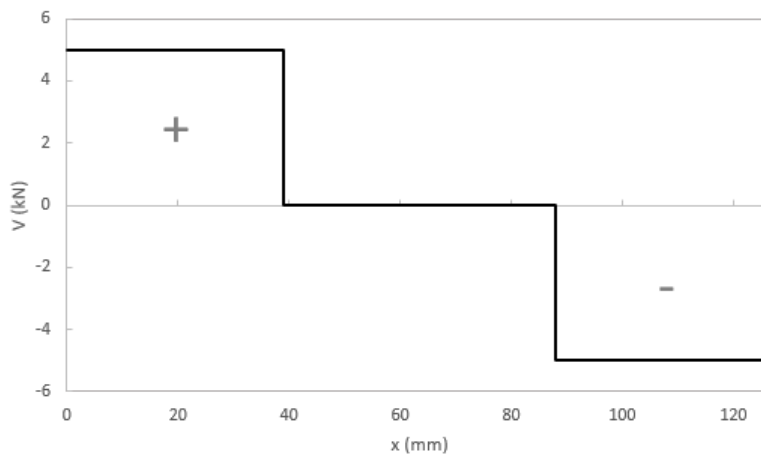


Figura 43 – Gráfico do esforço transversal para o diâmetro de 20 mm

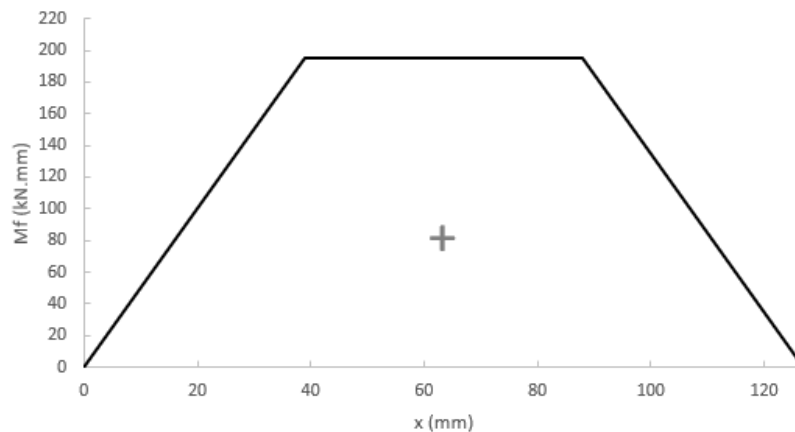


Figura 44 – Gráfico do momento fletor para o diâmetro de 20 mm

Os valores representados nos gráficos são correspondentes aos cálculos para o diâmetro de 20 mm e servem os gráficos como indicadores do esforço de tensão de corte e momento fletor. Os valores referentes às restantes medidas de diâmetro estarão na Tabela 7.

Tabela 7 – Valores de V e M_f para rolamentos de 20 mm a 30 mm de diâmetro

d_{veio} (mm)	F (kN)	V (kN)	M_f (kN.mm)
20	10	5	195
25	12	6	234
30	8	4	156

Cálculo de flecha

O cálculo da flecha assume um papel importante, pois determinará qual dos 3 casos analisados é o pior e qual deve ser considerado nos restantes cálculos.

Para o cálculo da flecha, utilizou-se o método da carga unitária, que consiste em substituir o carregamento real por uma carga de valor unitário colocada na secção onde se pretende determinar a flecha. À posteriori obtém-se o diagrama de momento fletor correspondente ao modo carregamento. A aplicação da carga unitária está representada na Figura 45.

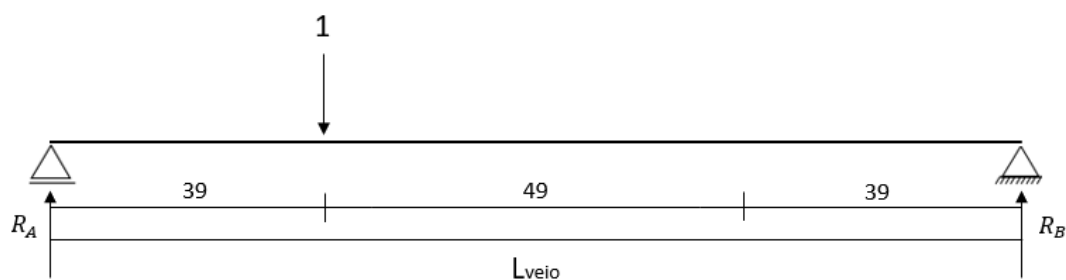


Figura 45 – Esquema da aplicação do método da carga unitária

Com este esquema obtém-se o valor da reação dos apoios A e D, são eles:

- $R_A = \frac{88}{127} = 0,69 [-]$;
- $R_D = \frac{39}{127} = 0,31 [-]$.

Após determinar o momento para cada um dos tramos, obteve-se o gráfico presente na Figura 46.

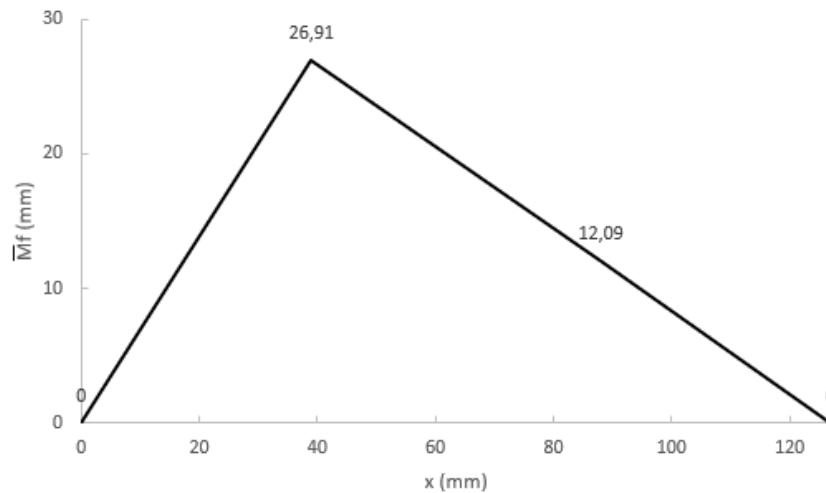


Figura 46 – Gráfico do momento fletor da carga unitária para o diâmetro de 20 mm

Utilizando os valores referentes ao diâmetro de 20 mm e com a utilização da equação (35) e dos valores do módulo de elasticidade (E) e momento de inércia (I), obtêm-se a flecha para os respectivos diâmetros.

Os valores de E e I, são:

- $E = 210 \text{ GPa} = 210000 \text{ MPa}$;
- $I = \frac{\pi * r^4}{4} = \frac{\pi * 10^4}{4} = 7850 \text{ mm}^4$.

A Tabela 8 apresenta um resumo dos valores a utilizar no cálculo da flecha, os valores da mesma são apresentados na Tabela 9.

Tabela 8 – Valores dos momentos para cálculo da flecha no veio de \varnothing 20 mm

Tramo	b (mm)	M ₁ (kN.mm)	M ₂ (kN.mm)	\overline{M}_1 (mm)	\overline{M}_2 (mm)	p ₁ (kN/mm)	Δp (kN/mm)
A-B	39	195	0	0	29,91	0	0
B-C	49	195	195	26,91	12,09	0	0
C-D	39	0	195	12,09	0	0	0

$$v_B = \frac{1}{E * I} \sum_{i=1}^3 \left\{ \frac{b}{6} [2(M_1 * \overline{M}_1 + M_2 * \overline{M}_2) + M_1 * \overline{M}_2 + M_2 * \overline{M}_1] + \frac{b^3 * p_1}{24} (\overline{M}_1 + \overline{M}_2) + \frac{b^3 * \Delta p}{360} (7 * \overline{M}_1 + 8 * \overline{M}_2) \right\} \quad (35)$$

Tabela 9 – Valores de V_B para rolamentos de 20 mm a 30 mm de diâmetro

d_{veio} (mm)	F (kN)	v_B (mm)
20	10	0,14
25	12	0,09
30	8	0,03

Os valores calculados foram determinados usando um programa feito em MATLAB (ver anexo C).

Para o cálculo da rotação sofrida por cada rolamento nos apoios A e D foi utilizado o mesmo da carga unitária. Neste caso o carregamento real é substituído pelo momento unitário aplicado na secção onde pretendemos efetuar esse cálculo. O novo D.C.L é apresentado na Figura 47.

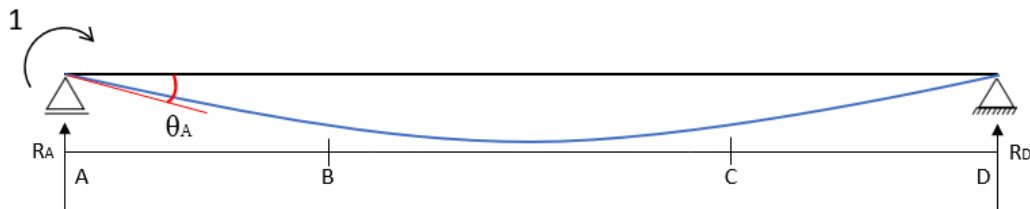


Figura 47 – Representação da flecha e do ângulo de desalinhamento

Determinou-se a reação dos apoios A e D.

- $R_A = \frac{127}{127} = 1 \text{ mm}^{-1}$;
- $R_D = \frac{0}{127} = 0 \text{ mm}^{-1}$.

Após determinar o momento para cada um dos tramos, obteve-se o gráfico presente na Figura 46.

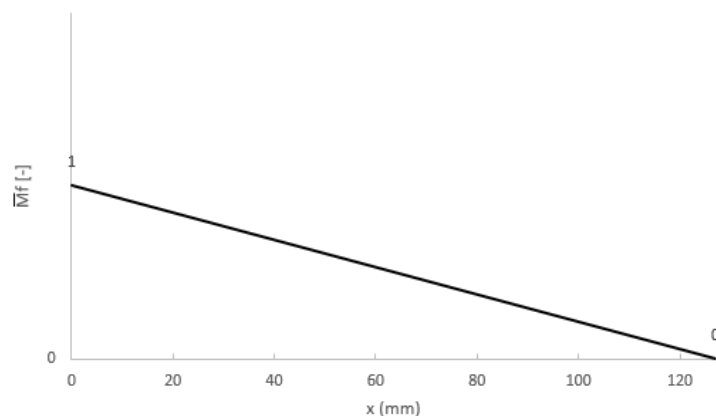


Figura 48 – Gráfico do momento fletor unitário para o diâmetro de 20 mm

Aplicando novamente o método da carga unitária, obtém-se dos dados da Tabela 10.

Tabela 10 – Valores dos momentos para cálculo da rotação no veio de \varnothing 20 mm

Tramo	b (mm)	M ₁ (kN.mm)	M ₂ (kN.mm)	\overline{M}_1 (mm)	\overline{M}_2 (mm)	p ₁ (kN/mm)	Δp (kN/mm)
A-B	39	195	0	0	1	0	0
B-C	49	195	195	0	0	0	0
C-D	39	0	195	0	0	0	0

Aplicando a equação (35), obtém-se:

$$\theta_A = \frac{1}{E * I} \times 520,83 \times 1000 = 0,00077 \text{ Rad} = 0,04^\circ$$

Aplicando o mesmo método para todas as medidas de diâmetro, obtém-se os valores presentes na Tabela 11.

Tabela 11 – Valores do ângulo de desalinhamento provocado pela flecha

d _{veio} (mm)	F (kN)	v _B (mm)	θ_A (°)
20	10	0,14	0,04
25	12	0,09	0,05
30	8	0,03	0,03

Os valores dos ângulos presentes na Tabela 11, devem ser comparados com os valores dos desalinhamentos permitido pelos rolamentos, a fim de atestar a viabilidade do projeto.

Existe três tipos de desalinhamentos possíveis para a montagem de um veio com rolamentos, são eles:

- **Desalinhamento estático sem aplicação de carga**, neste caso existe inicialmente um erro entre os dois mancais de suporte dos rolamentos, como mostra a Figura 49.
- **Desalinhamento estático com aplicação de carga**, a aplicação de uma carga provocará uma deflexão do veio que criará desalinhamento entre o anel interior e exterior do rolamento. A magnitude e a direção da carga não se alteram, como mostra a Figura 50.
- **Desalinhamento dinâmico**, a deflexão presente no veio vai variando conforme a rotação isso provoca desalinhamentos entre o anel interior e o exterior em duas

direções diferentes. A magnitude e direção da carga estão em constante mudança, como mostra a Figura 51.

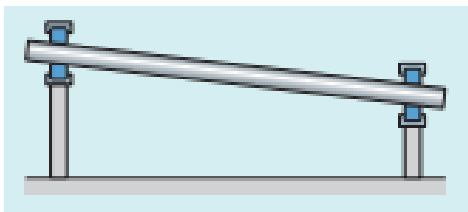


Figura 49 – Desalinhamento estático sem aplicação de carga [33]

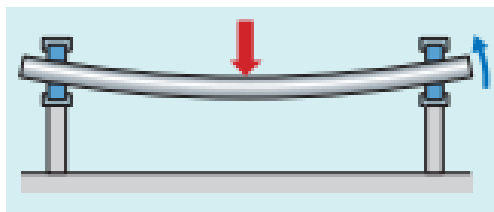


Figura 50 – Desalinhamento estático com aplicação de carga [33]

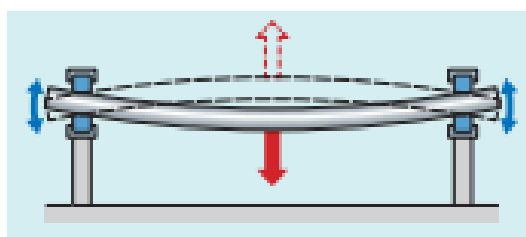


Figura 51 – Desalinhamento dinâmico [33]

Nesta caso trata-se um desalinhamento estático com aplicação de carga pois não há alteração da magnitude e direção da carga no decorrer do ensaio.

Por fim, e como um dos objetivos do trabalho é que a mesma tenha a maior flexibilidade no que toca aos diferentes tipos de rolamentos, recolheu-se os desalinhamentos permitidos por cada tipo de rolamento. As medidas recolhidas pela consulta do catálogo do fornecedor, neste caso a SKF[®], são fornecidas em *minutes of arc*³ no entanto serão apresentadas em graus para que a comparação seja direta. Os resultados são apresentados na Tabela 12.

Tabela 12 – Valores do ângulo de desalinhamento admissível [33]

Tipo de rolamento	θ_{adm} (°)
Esferas	0,03 a 0,17
Y	2
Esferas de contacto angular	<i>back-to-back</i> = 0,03 <i>face-to-face</i> = 0,06
Autocompensados de esferas	1,5 a 3

³Usado inicialmente como *minute of latitude* na navegação marítima, mais tarde adotou-se o termo *minutes of arc*. 1 *minute of arc* corresponde a 1/60 *degree*.

Rolos cilíndricos	0,067
Rolos agulha	0,017
Rolos cónicos	0,03 a 0,06
Rolos esféricos	1,5 a 3,5
Rolos toroidais	0,5

Com os valores do desalinhamento admissível e por comparação com os valores calculados podemos concluir que as medidas adotadas para o dimensionamento do veio são adequadas, apenas é necessário especial cuidado com os rolamentos de rolos tipo agulha.

Este dimensionamento revela-se bastante importante pois o aumento do desalinhamento provoca ruído e vibrações no mecanismo que por sua vez pode provocar o aumento da temperatura, diminuição da viscosidade do lubrificantes, aumento do binário de atrito e em última instância um desgaste precoce por fadiga, podendo influenciar negativamente o ensaio.

Pode-se também concluir que o pior cenário é o caso com o veio com diâmetro de 20 mm como seria espectável, por essa mesma razão todos os restantes cálculos serão realizados em função do diâmetro de 20 mm.

Verificação à cedência

Nos casos mais frequentes, um veio em rotação está sujeito à ação de forças estacionárias que, num dado ponto da superfície, provocam tensões normais de flexão que são cíclicas e esforços de corte devidas à torção que são estáticas. Nalguns casos ocorre ainda em combinação com as anteriores, tensões normais estáticas devidas a um esforço axial [49].

Para os calculados é necessário conhecer o momento fletor calculado na secção anterior e o momento torsor. No caso do momento torsor que provoca os esforços de corte podem ser considerados dois, um provocado pelo início da rotação do motor que devido a inércia do veio que provoca numa primeira fase um esforço de corte que depois irá diminuir até o veio atingir a velocidade constante e esse efeito não volta a ser sentido no decorrer do ensaio. O outro diz respeito a binário de atrito dos rolamentos, ou seja, a resistência dos mesmos à rotação que mesmo sendo um esforço que estará presente durante todo o funcionamento da máquina, tem um valor muito baixo. Nos dois casos iremos considerar que o momento torsor é igual a 0.

Então, num ponto da superfície do veio surgem as seguintes tensões:

- devido à flexão, a tensão normal (σ) cíclica cujo valor médio e amplitude são dados pela equação (36),

$$\sigma_m = 0, \sigma_a = \frac{M_f}{W_f} = \frac{32 \times M_f}{\pi \times d^3} \quad (36)$$

- devido à torção, um esforço de corte (τ) estático cujo valor médio e amplitude são dados pela equação (37),

$$\tau_m = \frac{M_t}{W_t} = \frac{16 \times M_{tr}}{\pi \times d^3}, \tau_a = 0 \quad (37)$$

- devido ao esforço axial, uma tensão normal (σ) estática cuja valor médio e amplitude são dados pela equação (38),

$$\sigma_m = \frac{N}{A} = \frac{4 \times N}{\pi \times d^2}, \sigma_a = 0 \quad (38)$$

O critério de von Mises é baseado na teoria distorção-energia, que prevê a ocorrência cedência, onde a distorção da energia de deformação por unidade de volume é atingida e ocorre extensão e/ou compressão do mesmo material. Tendo em vista o cálculo da resistência à rutura por cedência, a tensão máxima de von Mises pode ser calculado através da equação (39).

$$\sigma_{m\acute{a}x}^{vM} = \sqrt{\sigma_{m\acute{a}x}^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{\left(\frac{4N}{\pi d^2} + \frac{32M_f}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16M_{tr}}{\pi d^3}\right)^2} = \frac{16}{\pi d^3} \times \sqrt{\left(\frac{Nd}{4} + 2M_f\right)^2 + 3M_{tr}^2} \quad (39)$$

Neste caso o $M_{tr} = 0$ e $N = 0$, logo com a simplificação obtém-se a equação (40).

$$\sigma_{m\acute{a}x}^{vM} = \frac{16}{\pi d^3} \times \sqrt{4M_f^2} \quad (40)$$

Considerando os valores da Tabela 13, podemos determinar o valor do critério de von Mises para os três tramos distintos. O mesmo valor será comparado com o valor admissível do material para a tensão de cedência.

Na secção seguinte será calculado o coeficiente de segurança.

Tabela 13 – Valores de $\sigma_{m\acute{a}x}$ para rolamentos de diâmetro 20 mm

d_{veio} (mm)	Secção	F (kN)	V (kN)	M_f (N.mm)	$\sigma_{m\acute{a}x}$ (MPa)	$\sigma_{m\acute{a}x}^{vM}$ (MPa)
20	A - B	10	5	195000	248,28	248,28
28	B - C	0	0	195000	90,5	90,5
20	C-D	10	5	195000	248,28	248,28

O material a utilizar será o 34 CrNiMo 6, um aço ao cromo-níquel-molibdênio para aplicações de esforço superior aos aços ao carbono de construção. Normalmente usado em órgãos de máquinas, semieixos e veios de torção e flexão. A nitruração deste tipo de materiais melhora significativamente a sua resistência ao desgaste e fadiga. Tipicamente fornecido em varão redondo entre os diâmetros de 14 e 230 mm. O material apresenta uma tensão de cedência superior a 900 MPa (informação da Ramada Aços), comparando com os valores obtidos, resulta:

- **Secção A – B:** 248,28 MPa < 900 MPa – Verificação o critério de resistência;
- **Secção B – C:** 90,5 MPa < 900 MPa – Verificação o critério de resistência;
- **Secção C – D:** 248,28 MPa < 900 MPa – Verificação o critério de resistência.

Pode-se concluir que as tensão instaladas serão suportadas pelo material.

Cálculo do coeficiente de segurança à cedência

O coeficiente de segurança é a forma mais fácil de inicialmente verificar se o dimensionamento é correto e resulta na divisão da tensão de cedência do material e do valor da tensão instalada. Esta última será multiplicada pela fator de carga estática, que é um fator presente na norma DIN 743 e o valor varia entre 1 e 2 e pode ser aplicada diretamente a tensão devido a proporcionalidade entre a tensão e a carga, resultando na equação (41). Neste caso será usado o valor de 1,5.

$$C.S. = \frac{\sigma_{ced}}{l_f \times \sigma_{m\acute{a}x}^{vM}} \quad (41)$$

Os valores serão apresentados na Tabela 14.

Tabela 14 – Valor do coeficiente de segurança para rolamentos de diâmetro 20 mm

d_{veio} (mm)	Secção	M_f (N.mm)	$\sigma_{m\acute{a}x}$ (MPa)	$\sigma_{m\acute{a}x}^{vM}$ (MPa)	σ_{ced} (MPa)	C.S.
20	A - B	195000	248,28	248,28	900	2,4
28	B - C	195000	90,5	90,5	900	6,63
20	C - D	195000	248,28	248,28	900	2,4

O veio do equipamento trabalhará com um coeficiente de segurança de 2,4 relativamente à cedência do material.

Verificação à fadiga

A tensão limite de fadiga indica-nos como o próprio nome indica a tensão que o nosso componente pode trabalhar para uma vida, teoricamente, infinita. Acima desse valor o componente irá suportar um número finito de ciclos. Este dimensionamento torna-se importante pois a grande maioria dos modos de falha ocorrem por fadiga.

Inicialmente determinou-se as tensões e as zonas críticas, onde poderão existir concentrações de tensão. O processo realizado anteriormente deu-nos a conhecer essas mesmas zonas.

No fim, o valor calculado da tensão limite fadiga será comparado com o admissível pelo material, que resultará no coeficiente de segurança à fadiga.

Na fadiga, as solicitações nem sempre são constantes tanto para o período como para a amplitude, no caso a tratar considerou-se um caso de solicitação alternada pura, como pode ser visto na Figura 52. Assim, como $\sigma_{m\acute{a}x} = -\sigma_{m\acute{i}n}$, logo $\sigma_m = 0$. A aplicação de uma força que provoque a flexão pura, faz alternar a solicitação a cada rotação entre um valor máximo de tração e um valor mínimo de compressão, que são iguais em magnitude e o ensaio frequentemente usado é o ensaio de fadiga à flexão rotativa [50].

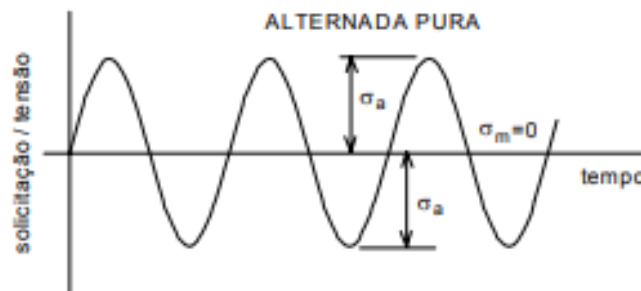


Figura 52 – Solicitação alternada pura de fadiga [50]

Considerando o valor de $\sigma_{m\acute{a}x} = 248,28$ MPa para a amplitude de tensão e utilizando o gráfico da Figura 53 pode ser feita a aproximação à linha do aço 18Cr 9Ni (não sendo este o material utilizado no projeto), cruzando-a com o valor de $\sigma_{m\acute{a}x}$ calculado anteriormente. Pela comparação com o gráfico da Figura 53, pode-se estimar que o veio com o tipo de carga a que estará sujeito, terá uma vida útil a tender para infinito pois não foi possível achar o ponto de cruzamento entre os dois parâmetros.

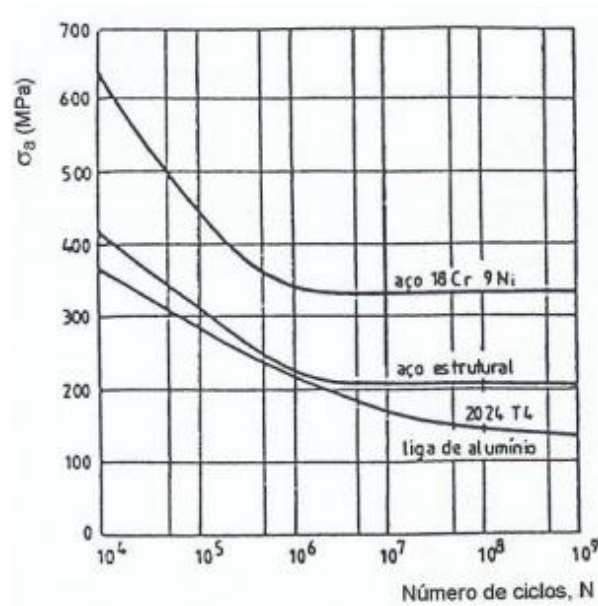


Figura 53 – Gráfico curva S-N [50]

A tensão limite fadiga denominada de σ_{f0} , normalmente é determinada através da tensão de rutura (σ_r). Nos ensaios realizados no laboratório para determinar a tensão limite de fadiga, as amostras são preparadas com muito cuidado e com condições de ensaio muito apertadas. Segundo o livro “Shigley’s Mechanical Engineering Design” [51], são irrealistas os valores determinados no laboratório para a tensão do limite de fadiga, pois existem vários fatores que podem ser diferentes, como por exemplo:

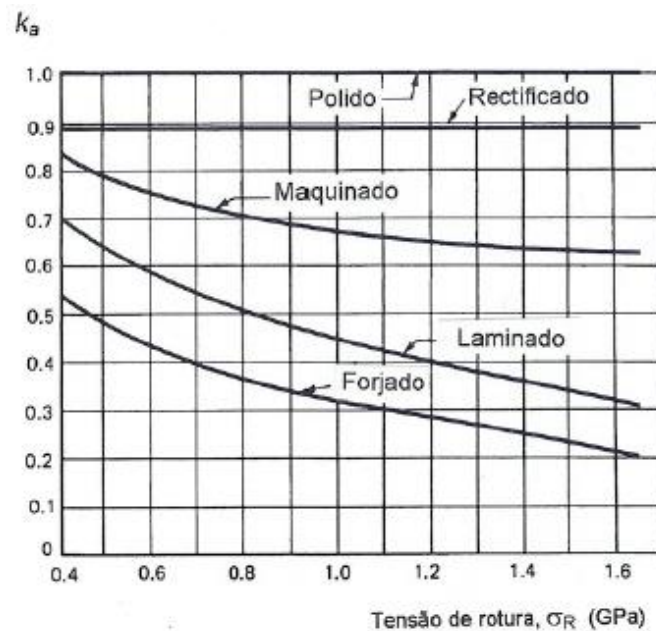
- **Material:** composição, variabilidade;
- **Processamento:** processo, tratamento térmico, corrosão por atrito, condições da superfície, concentração de tensões;
- **Ambiente:** corrosão, temperatura, humidade;
- **Dimensional:** tamanho, forma, velocidade.

Para aproximar os valores usados como base com os valores obtidos na prática corrente, foram identificados vários fatores que quantificam os efeitos da condição da superfície, tamanho, carregamento, temperatura e desalinhamento. Assim, o valor da tensão limite de fadiga (σ_{f0}) será multiplicada por estes fatores para uma melhor aproximação, expressa pela equação (42).

$$\sigma_f = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{f0} \quad (42)$$

k_a – Acabamento superficial

O acabamento da maior parte dos componentes mecânicos não possui uma qualidade de acabamento de alta qualidade, para tomar em consideração os diferentes tipos de acabamento deve-se utilizar o fator k_a , obtido através do gráfico da Figura 54.

Figura 54 – Fator k_a [50]

Considerando que o veio será maquinado e posteriormente retificado e como o material selecionado tem 1,2 GPa de tensão de rotura, pode-se considerar um k_a de 0,9.

k_b – Efeito de tamanho

Os ensaios normalizados são realizados com medidas de diâmetro de 7,5 mm ou em alguns casos 10 e 12,5 mm. No caso de estudo o diâmetro pretendido é de < 20 mm e trata-se de um veio maciço, o fator k_b dá-nos a correção para esses valores, expresso pela equação (43).

$$k_b = \begin{cases} 1 & d \leq 8 \text{ mm} \\ 1,189 \cdot d^{-0,097} & 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm} \end{cases} \quad (43)$$

No caso do diâmetro de 20 mm o k_b é 0,89.

k_c – Fiabilidade

No k_c é abordado a questão da fiabilidade com que o valor da resistência à fadiga σ_f . Nos vários ensaios realizados existe a necessidade de usar uma distribuição normal, ou seja, a média e o desvio padrão para o tratamento dos valores. O valor de k_c pode ser calculado através da equação (44) e respeitando os valores da tabela da Figura 55.

$$k_c = 1 - s \times z \quad (44)$$

Índice de Fiabilidade	Variável Normalizada	Factor de Fiabilidade, k_c	
		(s=8%)	(s=15%)
0.5	0	1.000	1.000
0.9	1.288	0.897	0.807
0.95	1.654	0.868	0.752
0.99	2.326	0.814	0.651
0.999	3.090	0.753	0.537
0.999 9	3.719	0.702	0.442
0.999 99	4.265	0.659	0.360
0.999 999	4.753	0.620	0.287
0.999 999 9	5.199	0.584	0.220
0.999 999 99	5.612	0.551	0.158
0.999 999 999	5.997	0.520	0.100

Figura 55 – Tabela para os valores de s e z [50]

No caso a tratar utilizou-se uma fiabilidade de 90% e um desvio padrão de 15%, pois o valor de σ_{f0} será estimado pela correlação com a tensão de rotura (especificado no cálculo final tensão de limite fadiga). Assim sendo o valor de k_c é 0,807.

k_d – Efeito da temperatura

Como é sabido a temperatura altera a propriedades dos materiais, sendo ainda bastante difícil encontrar expressões que traduzem essas alterações. Nos aços, até uma temperatura de 350°C não se verifica alterações significativamente. Por esse mesmo fator, foi considerado um valor k_d de 1.

k_e – Efeito da concentração de tensões

Muito componente mecânicos tem furos, ranhuras, entalhes ou outra espécie de descontinuidade que alteram a distribuição das tensão. No caso a veio terá uma descontinuidade a meio que provocará alteram a distribuição das tensões. O valor de k_e é expresso pelo equação (45), onde k_t é o fator geométrico de concentração de tensões (consultar anexo D) e q é o fator de sensibilidade ao entalhe, representado na Figura 56.

$$k_e = \frac{1}{1+q(K_t-1)} \quad (45)$$

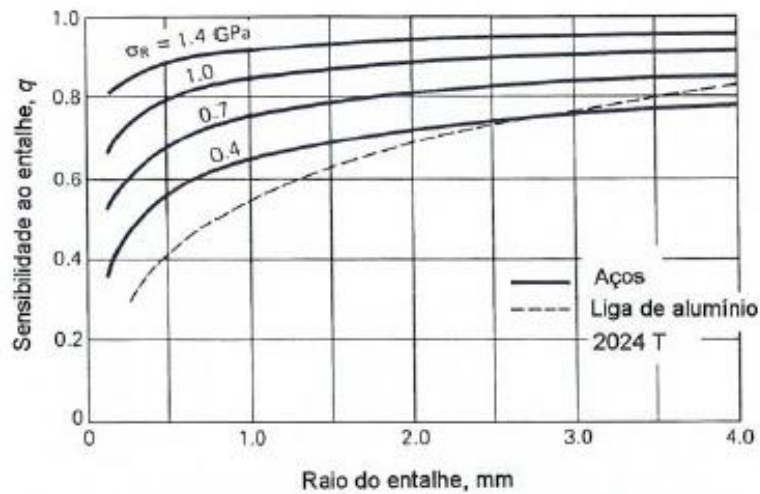


Figura 56 – Fator de sensibilidade ao entalhe em flexão e esforço axial [50]

Para o caso considerou-se uma tensão de rotura de 1,3 GPa com um entalhe de raio 3 mm, logo o valor de q é de aproximadamente 0,9 e K_t de 1,65. Logo o valor de k_e é 0,63.

k_f – Outros fatores de correção

Este fator serve essencialmente para colmatar a falta de quantificação para efeitos diferentes dos anteriores, sendo eles de diversas ordens, como por exemplo a existência de tensões residuais, peças processadas por laminagem ou forjagem tem menor resistência à fadiga, o decréscimo pode andar entre os 10% a 20%, revestimentos superficiais, corrosão, pulverização metálica, frequência dos ciclos de fadiga, corrosão de contacto entre outros fatores [50]. Como os ensaios a realizar não são em ambientes muito agressivos, vou considerado um valor k_f de 1.

Na Tabela 15, estão presentes todos os valores considerados assim como o cálculo da tensão limite de fadiga utilizando a equação (42).

Tabela 15 – Cálculo da tensão limite fadiga

σ_r (MPa)	σ_{f0} (MPa)	k_a	k_b	k_c	k_d	k_e	k_f	σ_f (MPa)
1300	650	0,9	0,89	0,807	1	0,63	1	264,7

Como $\sigma_f < \sigma_{f0}$, verifica-se o critério de resistência para as condições apresentadas. O valor de σ_{f0} é obtido nas condições do ensaio à flexão rotativa. Na falta de um valor de tensão limite fadiga (σ_{f0}) específico para um provete do material selecionado, adotou-se a seguinte regra empírica apresentada na equação (46) [50].

$$\begin{aligned}\sigma_{f0} &= 0,5 \cdot \sigma_R \text{ se } \sigma_R \leq 1400 \text{ MPa} \\ \sigma_{f0} &= 700 \text{ MPa se } \sigma_R > 1400 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (46)$$

Cálculo do coeficiente de segurança à fadiga

Para a determinação do coeficiente de segurança foi utilizado dois métodos, a proposta da *American Society of Mechanical Engineer (ASME)* apresentada na equação (47) e o critério de *Goodman* que compara a tensão limite de fadiga com a tensão de cedência.

$$\frac{1}{C.S.ASME} = \frac{16}{\pi \cdot d^2} \cdot \sqrt{4 \left(\frac{K \cdot M_a}{d \cdot \sigma_f} \right)^2 + \frac{1}{3} \left(\frac{V_m}{\sigma_{ced}} \right)^2} \quad (47)$$

No coeficiente de segurança calculado pelo critério da tensão de amplitude, assume-se que o valor médio das tensões σ_m é igual a zero, no entanto pode existir casos em que a esse valor médio não seja zero utiliza-se o critério de *Goodman*.

O critério de *Goodman* através do diagrama modificado de *Goodman*, previne casos onde a tensão média não é zero, a mesma tensão está expressa no eixo das abcissa e amplitude de tensão no eixo das ordenadas. A lógica é que se o ponto de coordenada $\{\sigma_m, \sigma_a\}$ ficar compreendido dentro ou até ao limite da zona sombreada, assim o critério de resistência fica assegurado, como se pode ver exemplificado na Figura 57 [50].

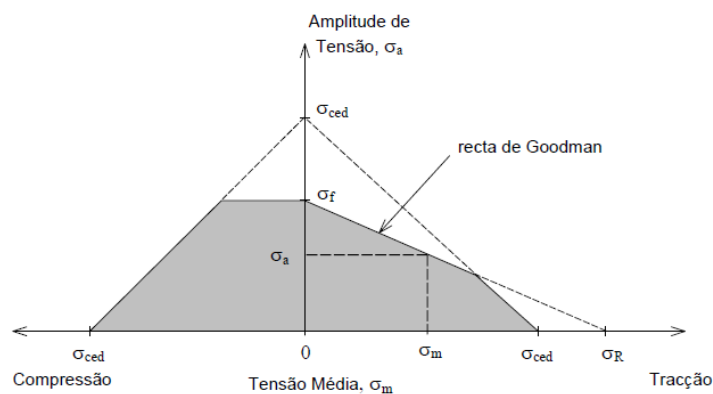


Figura 57 – Diagrama modificado de *Goodman* [50]

Assim pode-se traduzir o acima explicado na equação (48) e (49), no caso da tração e compressão respetivamente.

$$\sigma_m \text{ de tração} \rightarrow \sigma_a + \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_R}\right) \sigma_m \leq \sigma_f \wedge \sigma_m + \sigma_a \leq \sigma_{ced} \quad (48)$$

$$\sigma_m \text{ de compressão} \rightarrow \sigma_a \leq \sigma_f \wedge \sigma_m + \sigma_a \leq \sigma_{ced} \quad (49)$$

No cálculo da resistência à fadiga com combinação de solicitações, as tensões equivalentes, segundo o critério de *von Mises*, relativas às tensões médias e às amplitudes de tensão são dadas pelas equações (50) e (51).

$$\sigma_m^{vM} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = \sqrt{\left(\frac{4N}{\pi d^2}\right)^2 + 3\left(\frac{16M_{tr}}{\pi d^3}\right)^2} \quad (50)$$

$$\sigma_a^{vM} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{\left(\frac{32M_f}{\pi d^3}\right)^2 + 3(0)^2} = \frac{32M_f}{\pi d^3} \quad (51)$$

Recuperando os valores do momento fletor, momento torsor e esforço axial (que foram ambos considerados 0) do cálculo da verificação à cedência. Os valores do critério de *von Mises* são:

$$\sigma_m^{vM} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = 0$$

$$\sigma_a^{vM} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{\left(\frac{32 \times 195000}{\pi \times 20^3}\right)^2 + 3(0)^2} = \frac{32 \times 195000}{\pi \times 20^3} = 248,28 \text{ MPa}$$

O cálculo dos coeficientes de seguranças está expresso nas equações (52) e (53).

$$\text{Critério de segurança à fadiga} \rightarrow c. s. = \frac{\sigma_f}{\sigma_a^{vM} + \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_R}\right) \sigma_m^{vM}} \quad (52)$$

$$\text{Critério de segurança à cedência} \rightarrow c. s. = \frac{\sigma_{ced}}{l_f \times (\sigma_m^{vM} + \sigma_a^{vM})} \quad (53)$$

Os valores dos diferentes métodos serão apresentados na Tabela 16. O σ_{ced} do material é 900 MPa.

Tabela 16 – Coeficientes de segurança do limite de fadiga

$C.S._{\sigma_f}$	$C.S._{\sigma_{ced}}$	$C.S._{ASME}$
1,1	2,4	1,1

Com os cálculos dos coeficientes de segurança pode-se verificar que o veio está bem dimensionado e que apresentará fiabilidade ao longo da sua vida útil. Os valores do c.s.

pelo critério de *Goodman* e pela norma ASME são iguais, como seria espectável. Podemos então concluir que o c.s. à fadiga é inferior ao c.s. à cedência, será mais provável que a falha do veio ocorra por fadiga.

Velocidade crítica

Um veio em rotação comporta-se como um sistema elástico com massa em movimento de rotação. As forças de inércia associadas às massas em movimento são forças centrífugas, isso é, forças que atuam sobre o veio na direção perpendicular ao eixo. O sistema correspondente a um veio em rotação é o de uma viga em flexão. Uma massa acoplada a um sistema elástico possui uma frequência natural de vibração ω_n . Quando a frequência imposta pelo movimento é igual a frequência natural de vibração, dá-se o fenómeno de ressonância.

A velocidade crítica de um veio é a velocidade correspondente a frequência natural de vibração do veio com as massas solidárias [49].

O caso a tratar encontra-se representado na Figura 58 e servirá como exemplo para o cálculo.

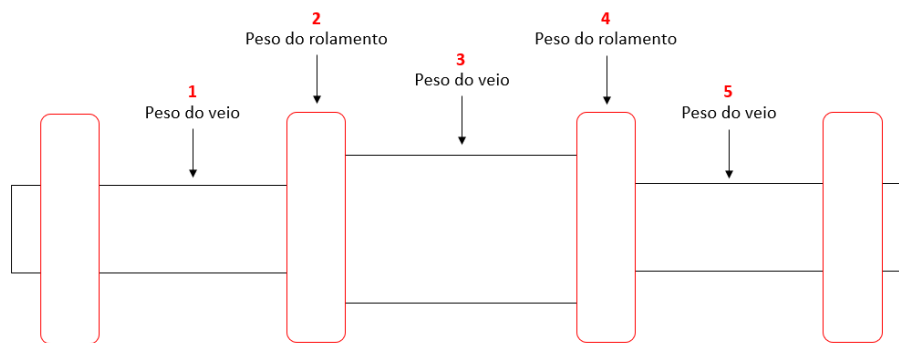


Figura 58 – Esquema de veio com os pesos impostos

Neste caso é necessário fazer algumas considerações. O veio tem uma variação de diâmetro e admitindo que o mesmo está simplesmente apoiado, resultam 5 pesos. O procedimento de cálculo para até determinar a velocidade crítica, será aplicar independentemente a cada peso o método da carga unitária para determinar a flecha, depois aplicar a equação (54), para determinar a frequência natural de vibração provocada por cada peso e por fim usar o método de *Dunkerley* dado pela equação (55).

$$\omega_n = \sqrt{\frac{g}{y}} \quad (54)$$

$$\frac{1}{\omega_n^2} = \frac{1}{\omega_{n1}^2} + \frac{1}{\omega_{n2}^2} + \frac{1}{\omega_{n3}^2} + \dots \quad (55)$$

Os valores a considerar para os cálculos estão apresentados na Tabela 17.

Tabela 17 – Valores para o cálculo da frequência natural de vibração

Índice	Peso (N)	y (mm)	ω_n (rpm)
1	5,72	$4,4 \times 10^{-5}$	895920
2	6,16	$1,7 \times 10^{-4}$	455760
3	5,16	$1,8 \times 10^{-4}$	442920
4	6,16	$1,7 \times 10^{-4}$	455760
5	5,72	$4,4 \times 10^{-5}$	895920

Assim:

$$\frac{1}{\omega_n^2} = \frac{1}{895920^2} + \frac{1}{455760^2} + \frac{1}{442920^2} + \frac{1}{455760^2} + \frac{1}{895920^2} (=)$$

$$(\Rightarrow) \omega_n = 240998 \text{ rpm}$$

Como o motor utilizado só permite no máximo 2910 rpm, existe um fator de segurança muito elevado, possibilitando assim a alteração do motor no caso de necessário. Verificando o sistema para a frequência natural de vibração.

3.3 DESENVOLVIMENTO DO BANCO DE ENSAIOS

3.3.1 LISTA DE PEÇAS

No desenvolvimento da máquina de ensaios, foram adotadas algumas estratégias utilizadas também no mercado de trabalho. Cada peça desenvolvida terá uma referência associada, que seja composta por “HP-xxx”, sendo que “HP” são as iniciais do projetista e o “xxx” o número do desenho. Foi respeitada a codificação tanto para as partes como para os conjuntos. A Tabela 18 mostra todas as peças desenvolvidas.

Tabela 18 – Peças desenvolvidas

Codificação	Nome	Qt.
HP-001	Veio 20 mm	1
HP-003	Espaçador	2
HP-004	Tampa frontal	1
HP-006	Tampa traseira	1
HP-007	Suporte frontal	1
HP-008	Lateral	1
HP-009	Base	1
HP-010	Suporte superior	1
HP-012	Visor	2
HP-013	Suporte atuador	1
HP-014	Atuador	1
HP-016	Batente	2
HP-017	Lateral	1
HP-019	Suporte célula	1
HP-020	Suporte chumaceira	2
HP-021	Veio polia	1
HP-035	Suporte traseiro	1
HP-039	Veio 25 mm	1
HP-040	Espaçador	2
HP-042	Veio 30 mm	1
HP-043	Espaçador	2
HP-048	Haste atuador	1
HP-052	Espaçador 25 mm	1
HP-053	Espaçador 30 mm	1
HP-054	Suporte cilindro	1
HP-055	Suporte lateral cilindro	1

As peças desenvolvidas assim como os conjuntos podem ser consultados no anexo E. Em cada desenho a legenda foi preenchida de forma a fornecer informação para a sua produção ou obtenção, como indica a Figura 59.


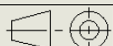
	Nome	Data	 Instituto Superior de Engenharia do Porto				Dissertação		Quantidade	3
Des.	1	2							Massa (g)	4
Vist.									Tratamento	5
Aprov.	Pedras		ISO 2768	mK	Escala- 1:1		A4	Material	6	
Nome	9								Descrição	7
									Desenho	8
										1/1

Figura 59 – Legenda dos desenhos

Onde:

1. Nome do desenhador;
2. Data de criação da peça;
3. Quantidade de peças utilizadas no projeto;
4. Estimativa da massa consoante do material utilizado;
5. Tratamento a realizar, normalmente trata-se de tratamentos superficiais, pintura, zincagem, etc.;
6. Material da peça;
7. Descrição indica no caso de peças desenvolvidas os processos de fabrico, no caso de componentes normalizados, o fornecedor onde podem ser obtidas;
8. Codificação do desenho;
9. Nome dado ao componente;

A legenda fornece também informação sobre a toleranciamento geral, escala do desenho, o esquema de vistas e o tamanho da folha. Existirá também notas nos desenhos que devem ser seguidas de forma a cumprir os requisitos de qualidade.

3.3.2 PEÇAS DESENVOLVIDAS

Foram desenvolvidas peças que constituem o cárter, principalmente a estrutura do mesmo. Um dos objetivos do trabalho era aproveitar ao máximo os componentes da máquina já existente. Decidiu-se que as peças a utilizar seriam a estrutura do banco de ensaio e a mesa sendo que será necessário fazer furação nova, por esse facto aparecerá na lista de peças desenvolvidas e terá um desenho adjacente com o plano de furação. Todos os componentes desenvolvidos terão o respetivo desenho no anexo. Como falado no tópico anterior todos os componentes desenvolvidos seguem a mesma codificação. De salientar que todas as peças foram desenvolvidas de forma a utilizar o menor número possível e em casos de peças diferentes, garantir que grande parte das operações de maquinagem são iguais. As tolerâncias utilizadas nos desenhos respeitam as indicações do livro desenho técnico básico do Simões Morais [52].

Veio principal

O veio principal foi desenvolvido de forma a facilitar a montagem dos rolamentos. O veio principal a fim de cumprir os objetivos da dissertação tem três medidas diferentes, para os diâmetros de 20 mm, 25 mm e 30 mm sendo que a forma é igual para todos eles. O material do componente é o aço 34 CrNiMo 6, como já descrito anteriormente e por ser um componente importante, deve existir maior cuidado com o fabrico, sendo necessário toronar, maquinar e possivelmente retificar. Existiu o cuidado de desenvolver o componente de forma que não concentrasse tensão principalmente na zona onde irá ser solicitado.

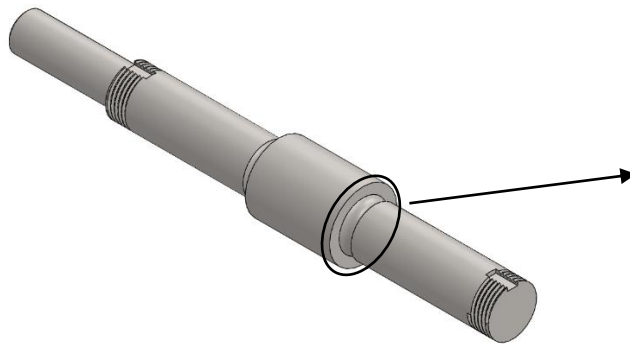
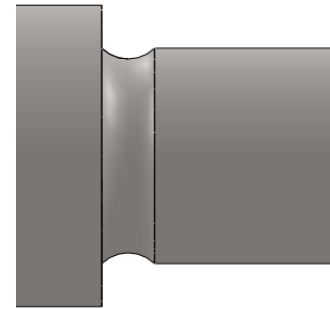


Figura 60 – Veio principal

Figura 61 – Detalhe do *fillet* (vista da frente)

Cárter

O cárter foi desenvolvido utilizando uma base que servirá para garantir a correta distância entre os mancais, como pode visto na Figura 62. Os mancais não podem ser exatamente iguais pois do lado esquerdo terá de ser acoplado o circuito de óleo.

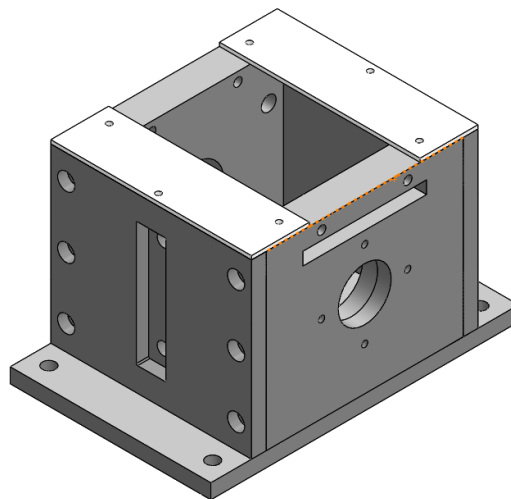


Figura 62 – Cárter

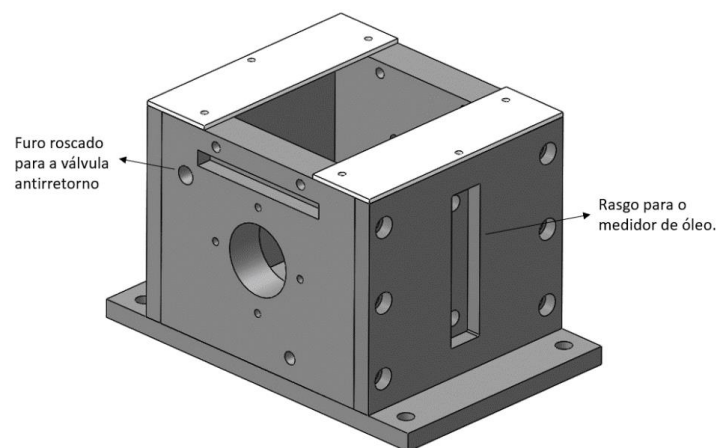


Figura 63 – Cárter detalhes

Todos os componentes foram desenvolvidos em Ck45, existem vários fornecedores por se tratar de um material normalmente usado. Os componentes apenas necessitam de ser maquinados, sendo que se tentou reduzir os processos ao menor número possível. Na Figura 62, pode-se ver duas peças a branco, são placas da Policarbonato (PC) transparente e foram colocadas para se puder observar o desenrolar dos ensaios de forma segura. O material foi escolhido principalmente por resistir bem a altas temperaturas. De salientar também que foram adicionadas caixas para a cabeça dos parafusos de forma a proteger quem for utilizar a máquina. No caso das tampas, são do mesmo material, mas necessitam de ser torneadas e de seguida maquinadas para fabricar o furo, como se pode perceber pela Figura 64 e Figura 65.

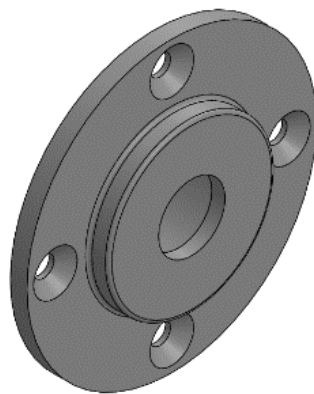


Figura 64 – Tampa direita

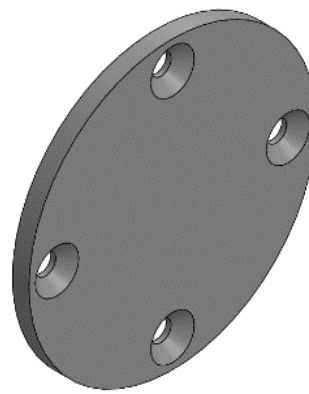


Figura 65 – Tampa esquerda

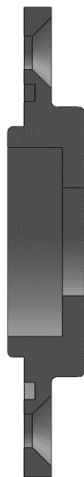


Figura 66 – Tampa direita (vista de corte)



Figura 67 – Tampa esquerda (vista de corte)

Suporte célula de binário

A célula de binário deve estar o mais alinhado possível com o veio por esse facto criou-se um suporte que para compensar a diferença de alturas assim como facilitar a fixação

da célula à mesa. O material do componente é Ck45 e tem a maquinagem com único processo para o seu fabrico, como pode ser visto na Figura 68. É essencial garantir a altura da peça pelo que a tolerância deve ser bastante apertada. Garantida a altura, a peça permite que existe afinamento devido aos oblongos presentes na base.

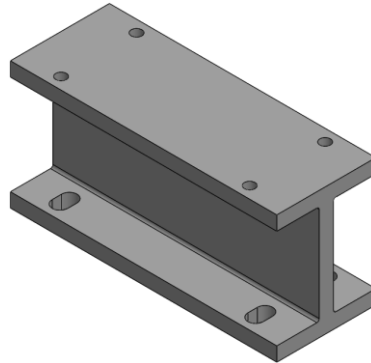


Figura 68 – Suporte célula de binário

Suporte chumaceira

Pelos mesmos requisitos apresentado anteriormente, criou-se um suporte para as chumaceiras, apresentado na Figura 69. O material do componente é Ck45 e apenas é maquinado. É necessário garantir através da tolerância a altura correta da peça. Terão de ser usadas duas peças, visto que se trata de duas chumaceiras.

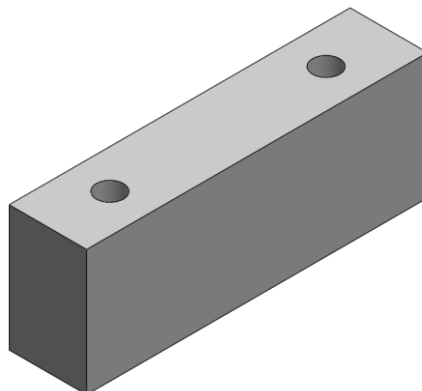


Figura 69 – Suporte chumaceira

Espaçador

Os espaçadores seguem o mesmo esquema do veio principal, necessitam de ter três medidas diferentes para os diferentes diâmetros, pois com os rolamentos seleccionados a largura dos mesmos é diferente e deve-se manter a distância correta entre eles para que os cálculos da secção anterior sejam validos. O material do componente é Ck45 e

pode ser fabricado através de torneamento, sem que seja preciso grande preocupação com o toleranciamento. A Tabela 19 mostra o tamanho dos diferentes espaçadores.

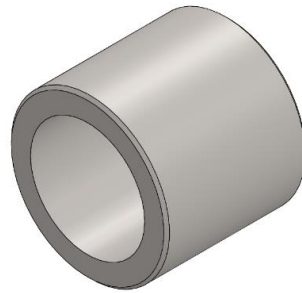


Figura 70 – Espaçador

Tabela 19 – Medidas espaçadores

Código	Diâmetro [mm]	D_{ext} [mm]	d_{int} [mm]	B [mm]
HP-003	20	20,2	28	25
HP-040	25	25,2	31	29
HP-043	30	30,5	35	30

Atuador

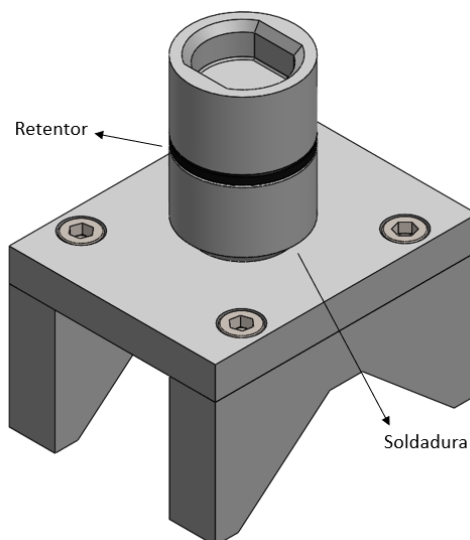


Figura 71 – Atuador

Nos desenhos dos vários componentes estarão notas que ajudaram a cumprir os requisitos de qualidade. O atuador é composto por 4 peças, 3 delas diferentes. Os processos utilizados são maquinagem, torneamento e soldadura. Optou-se por soldadura por se tratar de um processo de ligação mais forte, como o atuador não terá

desgaste, isso confere-lhe mais resistência. É importante garantir que a haste está soldada a meio do suporte.

Cilindro

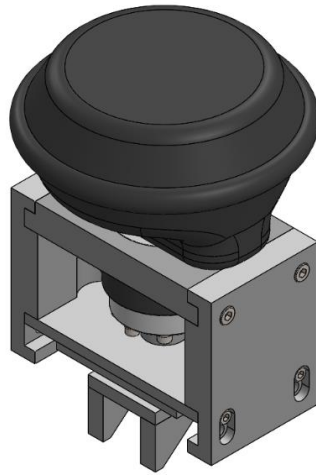


Figura 72 – Cilindro montado

O cilindro utilizado era o que já pertencia à máquina original, o visto na Figura 72 é apenas representativo. Foi tido especial cuidado principalmente com esta parte do equipamento, pela carga que o mesmo pode chegar a aplicar. Para isso foi desenvolvido de forma a economizar peças e espaço, mas sem perder qualidade. Parte do cuidado tido, foi na necessidade de desenvolver as peças de forma a que os parafusos nunca trabalhassem ao corte, por duas razões, é desaconselhável e porque isso poderia provocar empeno nos mesmo e na altura em que fosse necessário desmontar seria difícil ou até mesmo impossível. Essas alterações melhoram a resistência do sistema, mas por outro lado complicam o processo de montagem, que será tratado detalhadamente na secção 3.4. Essas peças estão identificadas na Figura 73.

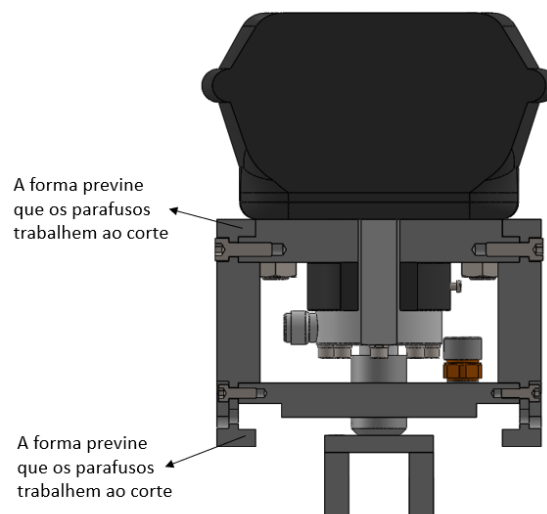


Figura 73 – Detalhe do cilindro montado

3.3.3 COMPONENTES STANDARD

Acessórios

No desenvolvimento da máquina de ensaios foram utilizados diversos acessórios, como mostra a Tabela 20. Os acessórios foram escolhidos de forma minimizar o número de referências. Todos os acessórios foram escolhidos de forma a facilitar a sua compra no mercado português, em cada um dos tópicos seguintes será sugerido um fornecedor para cada um dos componentes.

Tabela 20 – Acessórios utilizados

Acessório	Medida	Qt.
ISO 4762 - M4	M4 x 16	10
DIN 916 – Perno roscado	M5 x 16	2
ISO 10642 - M6	M6 x 16	8
ISO 4762 - M6	M6 x 20	8
ISO 4762 - M8	M8 x 20	22
ISO 4762 - M8	M8 x 25	8
ISO 4162 - M10	M10 x 30	1
ISO 4017 - M10	M10 x 40	4
ISO 4014 - M10	M10 x 90	4
ISO 4034 – Porca M16	M16	2
DIN 128 – <i>Spring washer</i> – M4	M4	4
DIN 128 – <i>Spring washer</i> – M6	M6	4
DIN 128 – <i>Spring washer</i> – M10	M10	4
DIN 6796 – <i>Spring washer</i> – M10	M10	4

As ligações aparafusadas foram desenvolvidas para evitar o esforço de corte. Todos os parafusos cumprem esse requisito. No entanto deve-se verificar se os parafusos usados no atuador do cilindro (Figura 71) suportam o esforço. Usando as equações (56) e (57) calcula-se o diâmetro mínimo dos parafusos e compara-se com os escolhidos na projeto.

$$N_p = 0,8 \cdot \sigma_{ced} \cdot \left(\frac{\pi \cdot (d_{PF})^2}{4} \right) \quad (56)$$

$$N_{rd} = N_p \cdot n_s \quad (57)$$

Onde:

- N_{rd} : Força aplicada [kN];
- N_p : Força suportada [kN];
- n_s : Número de parafusos [-];

- σ_{ced} : Tensão de cedência [MPa];
- d_{PF} : Diâmetro parafuso [mm];

Neste caso foram escolhidos acessórios classe 8,8, onde $\sigma_{ced} = 800$ MPa, o $n_s = 4$ e no caso de maior esforço o $N_{rd} = 12$ kN, resolvendo a equação (57) e de seguida a equação (56), obtém-se o diâmetro mínimo dos parafusos, apresentado na Tabela 21.

Tabela 21 – Resultado para o diâmetro mínimo

n_s	N_{rd} [kN]	N_p [kN]	σ_{ced} [MPa]	d_{min} [mm]
4	12	3	800	2,44

Como os parafusos usados são de 6 mm, logo $6 \text{ mm} > 2,44 \text{ mm}$ pode-se concluir que os parafusos suportam o esforço imposto.

Todos os restantes acessórios não necessitam de dimensionamento devia à solicitação a que estão expostos.

Os acessórios podem ser obtidos na Fabory® ou na Würth®.

Célula de binário

A célula de binário a utilizar será da ETH® Messtechnik modelo DRDL-II, apresentado na Figura 74.



Figura 74 – Célula de binário [48]

Este tipo de solução exige que a célula de binário seja montada em acoplamentos flexíveis, pois como se trata de um ensaio onde é aplicada carga radial no rolamento, pode provocar desalinhamento do veio e isso prejudicaria bastante a medição. A célula de binário não necessita de manutenção, é compacta, tem baixa momento de inércia e tem como opção a medição da velocidade e do ângulo no caso de existir torsão [48].

Todas as informações estão presentes no anexo F.

Fixação dos rolamentos

Para a fixação dos rolamentos no veio para além da tolerância do mesmo que permitirá por si só ajuste, adicionou-se uma porca de bloqueio e uma anilha de pressão, ambos os componentes são da SKF®, exemplo mostrada na Figura 75 e Figura 76. Optou-se por duas medidas diferentes pois com o aumento do diâmetro do veio alguns desses acessórios não garantiam a correta fixação, como é apresentado na Tabela 22. A anilha de pressão possui uma chaveta para minimizar o risco de rodar e desapertar a porca, tanto em funcionamento normal como em caso de avaria podendo mesmo danificar outros componente da máquina de ensaio. Todos os detalhes dos componentes estão no anexo G.



Figura 75 – Porca de bloqueio KM4 [33]



Figura 76 – Anilha de pressão MB4 [33]

Tabela 22 – Acessórios de fixação dos rolamentos

Díâmetro [mm]	Porca da bloqueio	Qt.	Anilha de pressão	Qt.
20	KM4	2	MB4	2
25	KM5	2	MB5	2
30	KM5	2	MB5	2

Retenção

Para garantir a vedação da máquina de ensaio usou-se três tipos de solução, O-rings para a estanquidade das tampas, um retentor rotativo para a estanquidade pelo veio, tipicamente são usados em motores rotativos como evidência a Figura 77 e Figura 78. Por fim, foi colocado um retentor na haste do cilindro, é um retentor que normalmente é usado em hastes de cilindros hidráulicos, como mostra a Figura 79.

Os *O-rings* podem ser obtidos da SOVE®, o retentor rotativo e o retentor da haste do cilindro são da Trelleborg®, sendo também a SOVE® a representante em Portugal. Na Tabela 23 estão apresentadas as medidas para ambos os componentes.

Os detalhes sobre os retentores estão presentes no anexo H.

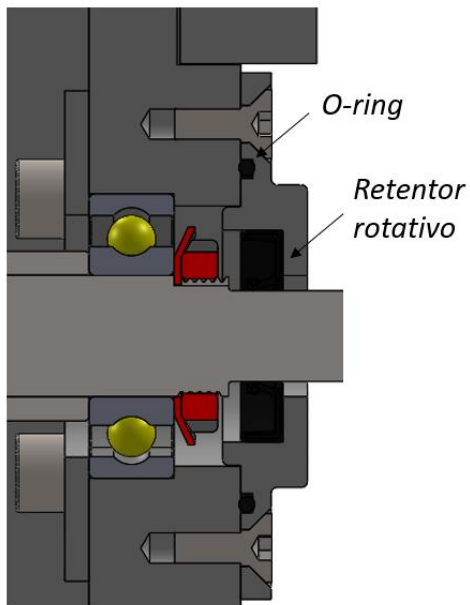


Figura 77 – Solução de retenção – suporte direito

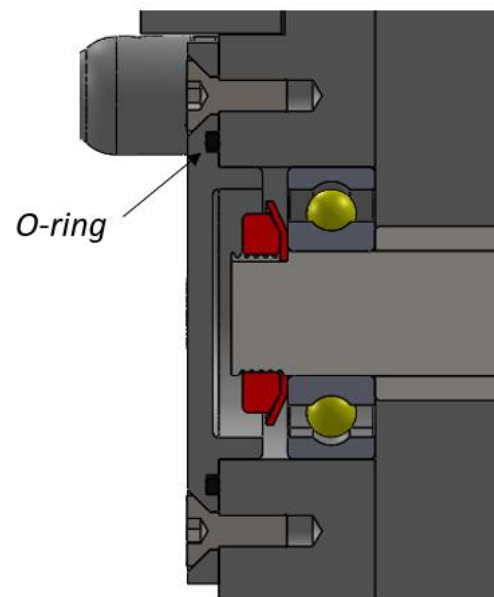


Figura 78 – Solução de retenção – suporte esquerdo

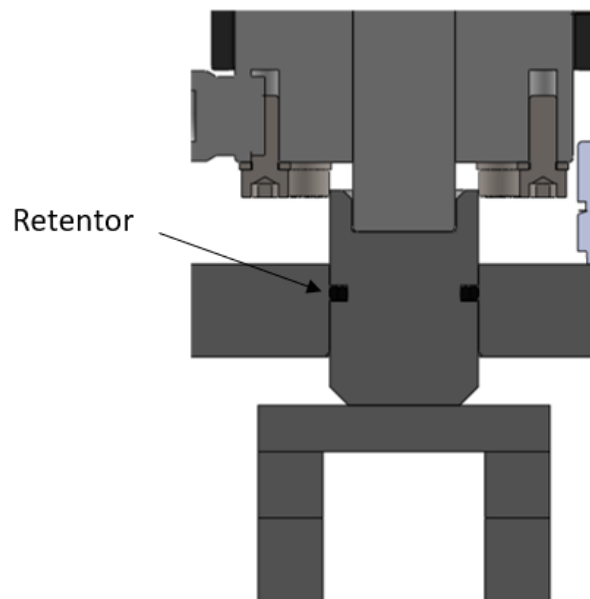


Figura 79 – Solução de retenção para haste de cilindro

Tabela 23 – Medidas acessórios de retenção

Acessório	Medida [mm]	Qt.	Referência
<i>O-ring - ISO 3601-1</i>	$\varnothing 53 \times 3$	2	-
Retentor rotativo	$\varnothing 35 \times \varnothing 15 \times 7$	1	TRAD00150-N7MM
Retentor linear	$\varnothing 32 \times \varnothing 24,5 \times 3,2$	1	PG4400320-T10N

Válvula alívio de pressão

No decorrer do desenvolvimento existiu a preocupação de pensar a solução para ter o mesmo comportamento em todos os cenários possíveis, por esse facto, foi colocado na parte superior uma válvula de alívio de pressão, para a situação em que se pretende encher o cárter com óleo, é necessário que o ar tenha por onde sair a fim de manter a pressão do cárter constante, como mostra a Figura 80. Utilizou-se uma válvula da Elesa+Ganter® como mostra a Figura 80, sendo que em Portugal são representados pela REIMAN®. A válvula está por defeito fechada e abre quando existe uma variação de 0,2 bar \pm 20%, como mostra o anexo I.



Figura 80 – Válvula alívio de pressão

Válvula antirretorno

A máquina à qual usamos como base, já possui um circuito de injeção de óleo, com um reservatório, bomba e sistema de tubagem. Foi acrescentada uma válvula antirretorno (Figura 81) no cárter com encaixe rápido, para facilmente o acoplar do circuito hidráulico. Por se tratar de um sistema antirretorno, o mesmo não perde óleo quando não tem nada acoplado, como mostra a Figura 82. O fornecedor da válvula é a Legris®, tendo o próprio representante em Portugal e a referência é 7985 08 10. No anexo J, pode-se ver com mais detalhe as medidas do acessório.



Figura 81 – Válvula antirretorno

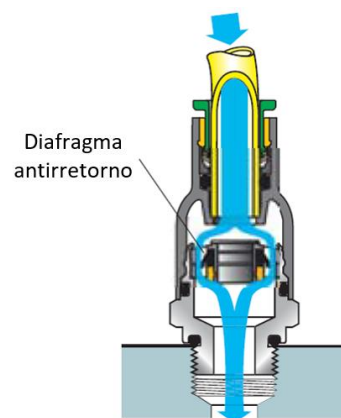


Figura 82 – Sistema antirretorno

Medido de nível de óleo

Para facilitar a verificação do nível de óleo foi colocado um indicador de nível de óleo na parte lateral, de forma a ficar de frente para quem vai operar a máquina, como mostra a Figura 83. Trata-se de um indicador de coluna (Figura 84), e indicará o início e o fim do mergulho dos rolamentos no óleo. Utilizou-se um indicador Eles+Ganter®, sendo que em Portugal são representados pela REIMAN® e tem como referência HCZ.76 11382. No anexo L, pode-se ver com mais detalhe as medidas do acessório.

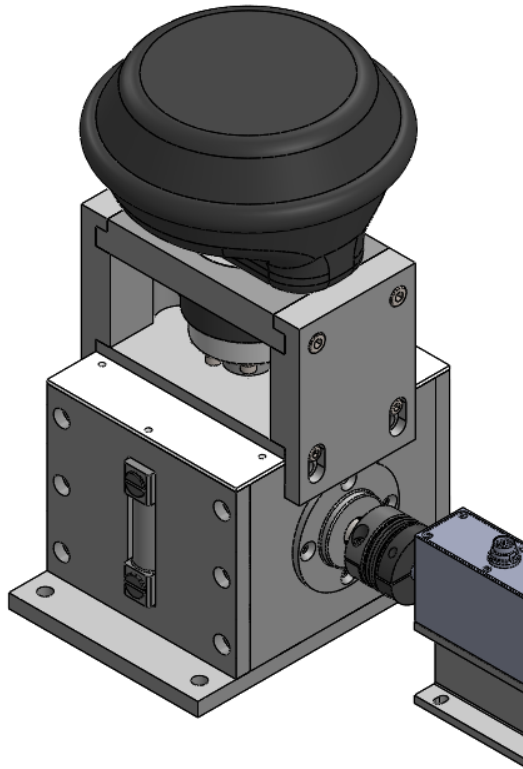


Figura 83 – Indicador do nível de óleo montado



Figura 84 – Indicador do nível de óleo

Acopladores flexíveis

De forma a proteger a célula de binário e a facilitar a substituição de um componente ou simplesmente mudar o diâmetro do veio e dos rolamentos, utilizaram-se dois acopladores flexíveis diferentes, como mostra a Figura 85. O acoplador 1 é um acoplador comum. O acoplador 2 é um acoplamento com limitador de binário, como se trata de ensaio de rolamentos pode ocorrer gripagem e aumentar em demasia o binário que poderia danificar de forma definitiva a célula de binário. Para o uso dos acopladores é necessário ter um especial cuidado com os alinhamentos dos veios, pois não suporta grandes desalinhamentos, esses valores assim como o manual de montagem podem ser consultados no anexo M. O fornecedor dos acopladores é R+W-Coupling®, no entanto em Portugal o representante é Equinotec® e a referência do componente é BKM 20 (1) e SK5 10 (2).

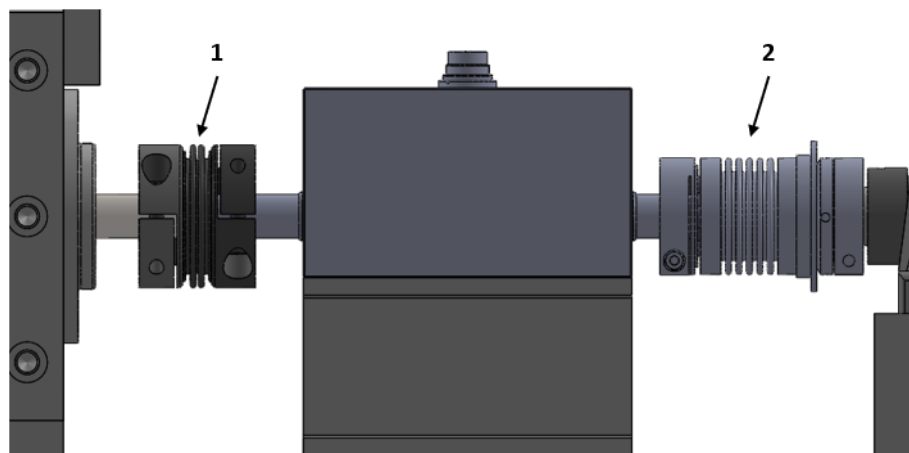


Figura 85 – Acopladores flexíveis montados



Figura 86 – Acoplador flexível

Chumaceira

Para fazer a ligação do sistema de acionamento ao cárter, utilizaram-se duas chumaceiras, como pode ser visto na Figura 87. As chumaceiras foram selecionadas atendendo aos requisitos necessários, ter boa capacidade de aguentar cargas principalmente radial provocada pela correia que transmitirá a potência do motor até ao cárter e aguentar as rotações impostas pelo motor, sendo que neste caso foram escolhidas chumaceiras que permitem alterar o motor devido à folga entre rotações. Foram usadas duas chumaceiras para eliminar o efeito o momento provocado pela correia, ou seja, a distância entre a polia e a primeira chumaceira, é a mesma usada entre chumaceiras. O fornecedor da chumaceira é Schaeffler® e tem como referência RASE 20-xl. Todos os detalhes estão no anexo N.

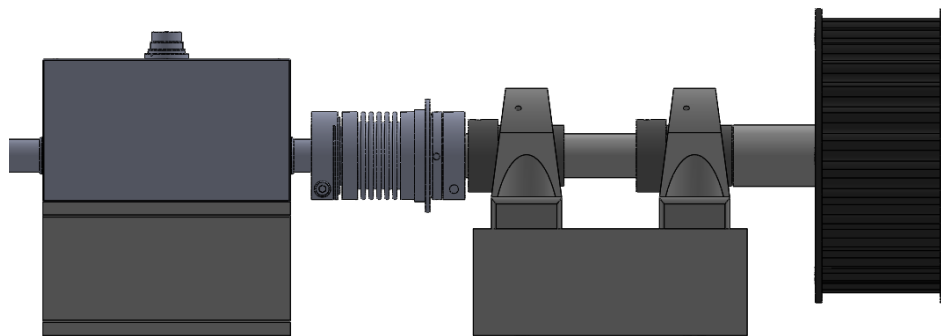


Figura 87 – Chumaceiras

3.4 MONTAGEM FINAL

3.4.1 SEQUÊNCIA DE MONTAGEM

A sequência de montagem apresentada corresponde à montagem do veio de $\varnothing 20$ mm, no entanto para todas as outras medidas o procedimento repete-se.

No primeiro passo iremos montar a parede frontal do cárter, que servirá de guia para toda a restante montagem, Figura 88. É importante limpar bem as superfícies que estarão em contacto, garantir que a parede está corretamente encostada ao ressalto central e apertar os parafusos.

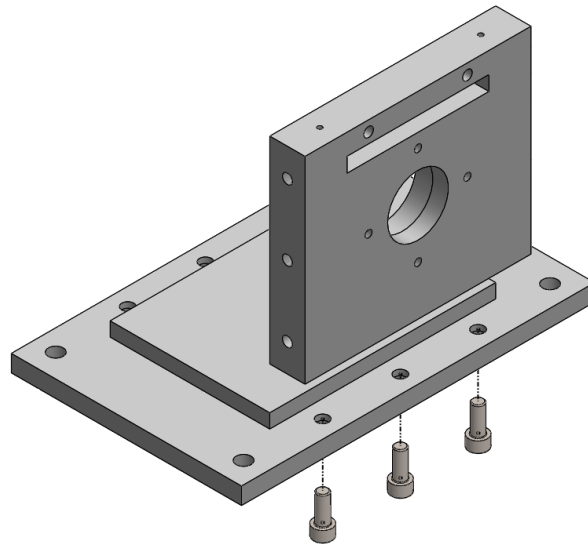


Figura 88 – Montagem suporte frontal

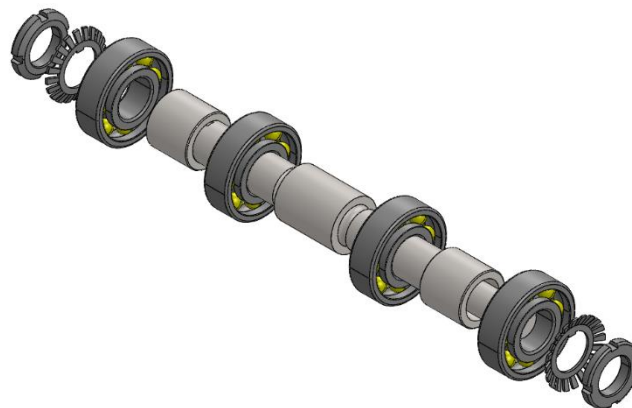


Figura 89 – Montagem veio

Montar o veio com os rolamentos e os acessórios (Figura 89). Inicialmente é necessário garantir que o veio está devidamente limpo. Para facilitar a montagem dos rolamentos poderá ser necessário o uso de uma prensa. Para o uso da prensa terá de ser usada uma ferramenta que garanta que a força seja apenas aplicada na anel interior, como mostra a Figura 90. Isto deve ser usado para todos os rolamentos. Após montar os rolamentos interiores, devem ser montados os espaçadores que podem ser facilmente montados à mão. Monta-se os rolamentos exteriores e de seguida os acessórios de fixação, a anilha de pressão possui um entalhe que deve ser corretamente montado no rasgo do veio e as porcas de bloqueio. Os quatros passos de montagem estarão apresentados na Figura 91.

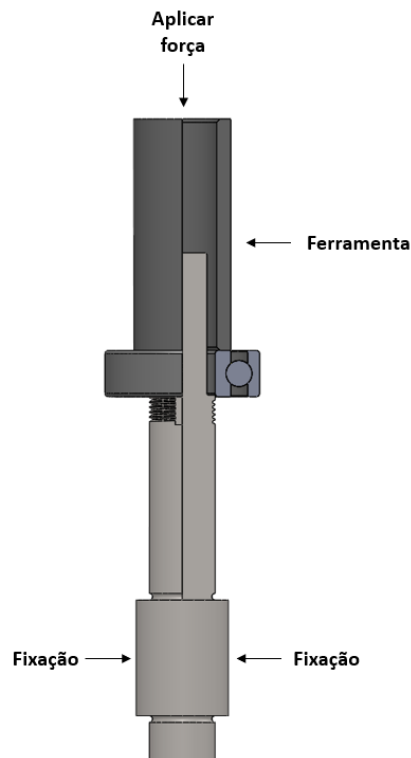


Figura 90 – Esquema de montagem do rolamento usando uma prensa

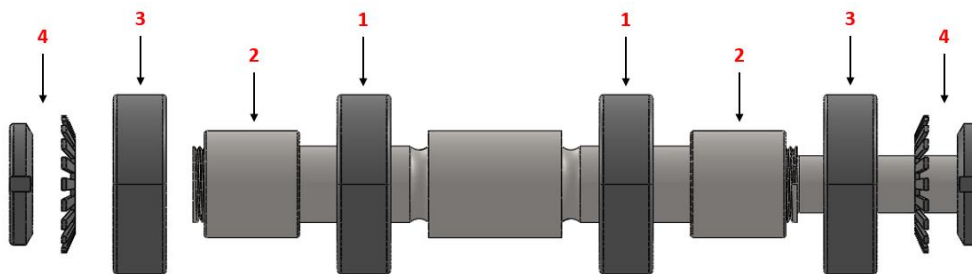


Figura 91 – Sequência de montagem do veio

Na montagem do veio no alojamento, pela tolerância da caixa não será necessário o uso da prensa apenas o uso de um maço de plástico. Deve-se central o rolamento com a caixa, pelo facto de o rolamento possuir um boleado o mesmo ficará praticamente guiado, o maço de plástico deve ser usado para umas ligeiras pancadas no topo do veio, não será necessário muita força para completar a montagem. O veio deve ser montado até que o anel exterior do rolamento fique devidamente encostado no batente.

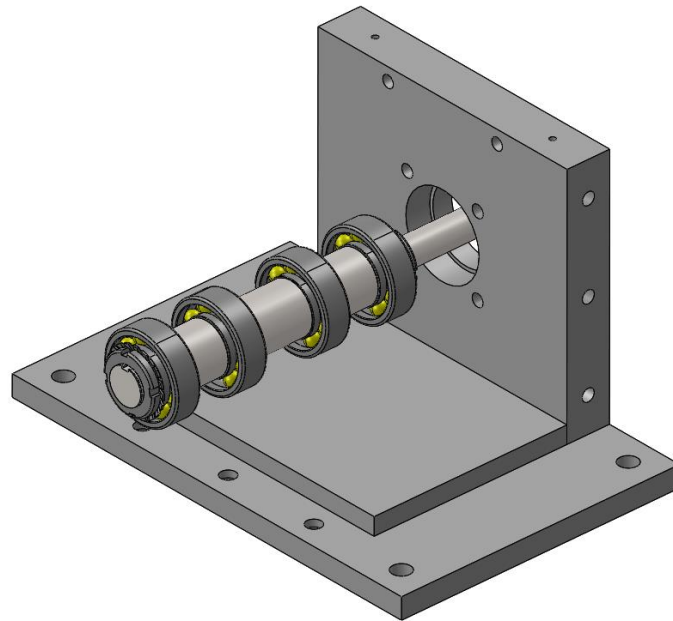


Figura 92 – Montagem veio no suporte

Após montar o conjunto, veio com os rolamentos, monta-se o batente, montagem da Figura 93. Será necessário ter os mesmos cuidados para o suporte traseiro como os usados para o suporte frontal, ou seja, limpar devidamente as superfícies de contacto, montagem da Figura 94. O suporte traseiro pode ou não ser montado com o engate do circuito de óleo.

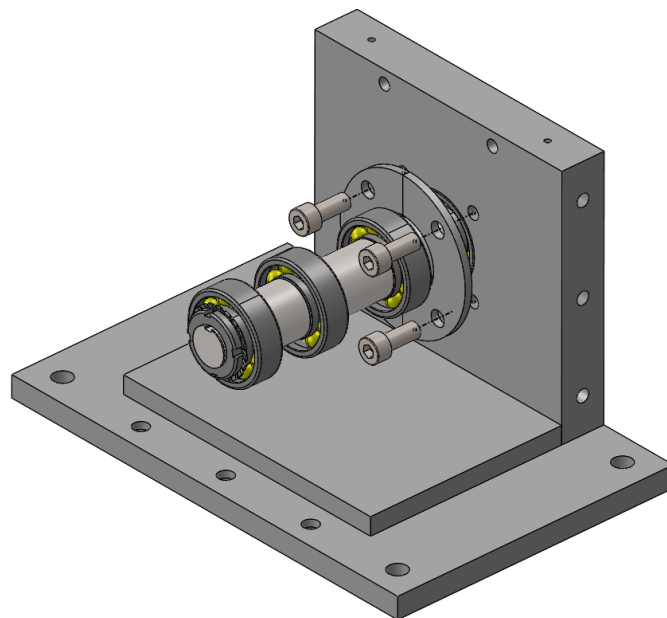


Figura 93 – Montagem do batente

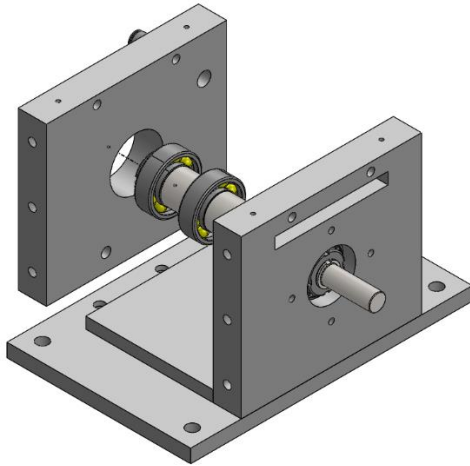


Figura 94 – Montagem suporte traseiro

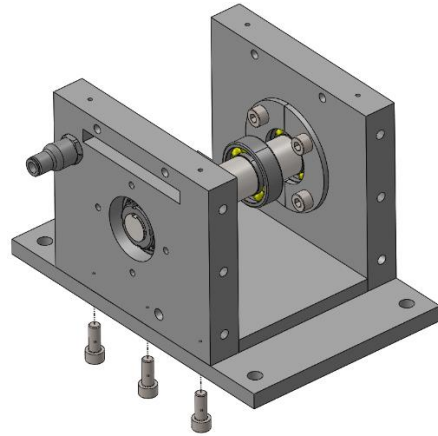


Figura 95 – Montagem parafusos suporte traseiro

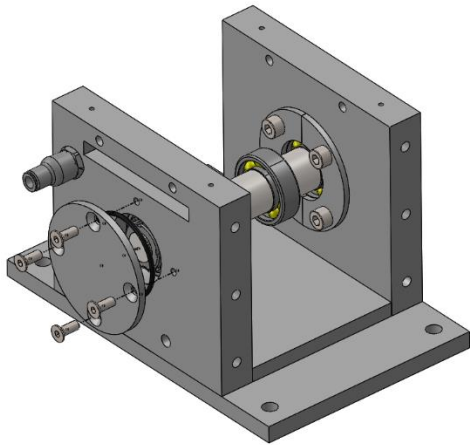


Figura 96 – Montagem tampa traseira

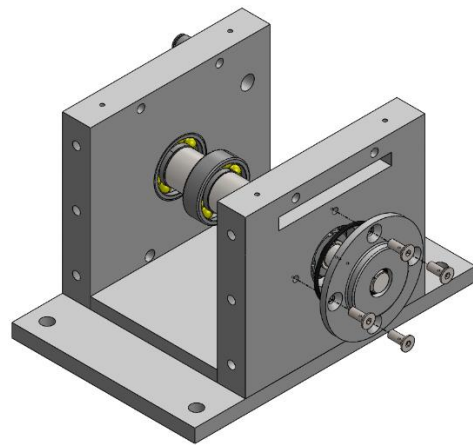


Figura 97 – Montagem tampa frontal

Na montagem da tampa frontal deve-se ter especial cuidado devido ao retentor rotativo. Deve ser montado devagar para evitar que vinque a borracha ou que a mesma saia do sítio.

Após terminar esta montagem o sistema já se encontra devidamente alinhado com os suportes, apenas faltam os suportes laterais para conferir ainda mais resistência ao cárter, como mostra a Figura 98. Para facilitar a montagem, previamente foi montado o medidor do nível de óleo.

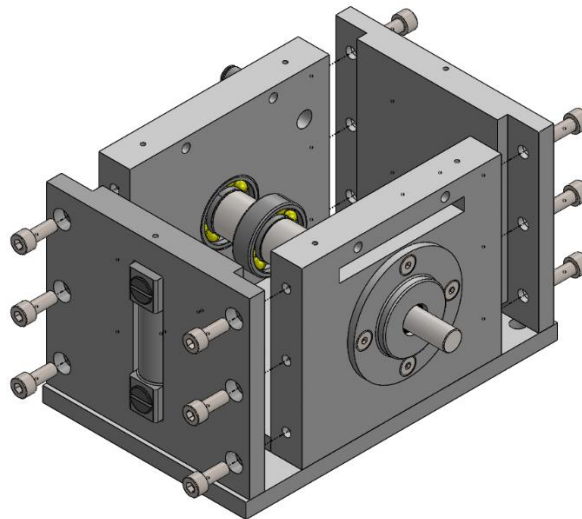


Figura 98 – Montagem das laterais

Após montar o cárter, o mesmo deve ser montado no banco de ensaios, é importante garantir que a superfície está devidamente limpa. Na fixação foram usados parafusos de cabeça hexagonal e anilhas de pressão para assegurar a devida fixação, é importante garantir que os mesmos são usados, pois com a vibração devido ao funcionamento do equipamento podia começar a desapertar os parafusos, a correta posição é mostrada na Figura 99.

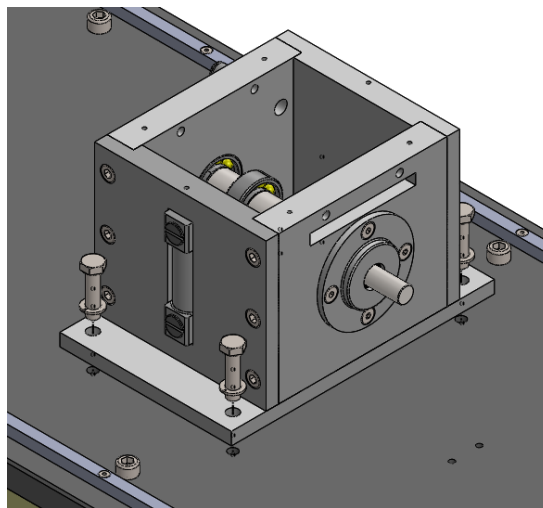


Figura 99 – Montagem do cárter no banco de ensaios

Na sequência deve ser colocado no veio o acoplador flexível, mas sem apertar definitivamente, isso apenas deve acontecer só no fim de montar todos os acessórios para garantir o seu correto posicionamento. Após a montagem do acoplador flexível, deve montar-se a célula de binário que previamente deve ser montada no suporte. Deve existir um especial cuidado no manuseio deste acessório. A montagem está exemplificada na Figura 100.

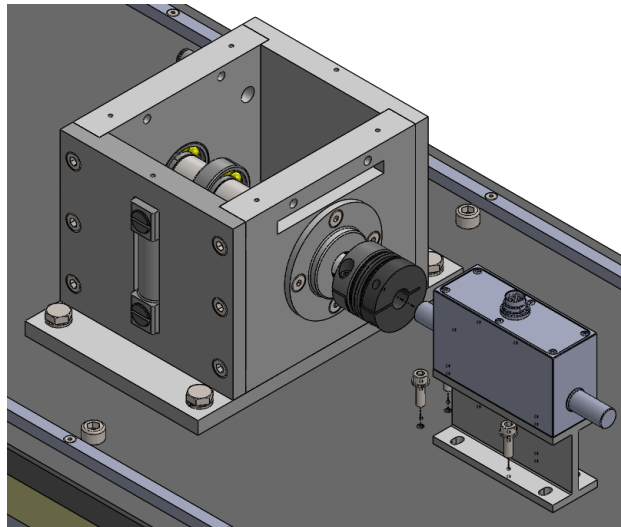


Figura 100 – Montagem da célula de binário

De seguida monta-se o outro acoplador flexível apenas centrado no veio da célula de binário e depois monta-se as chumaceiras, com o veio previamente acoplado e os suportes das chumaceiras. Foi usada a mesma solução para a fixação do cárter, no entanto com outro tipo de anilha de pressão, neste caso as anilhas oferecem mais segurança pois as chumaceiras receberão de forma direta a potência do motor e isso pode provocar mais vibrações. A montagem está representada na Figura 101.

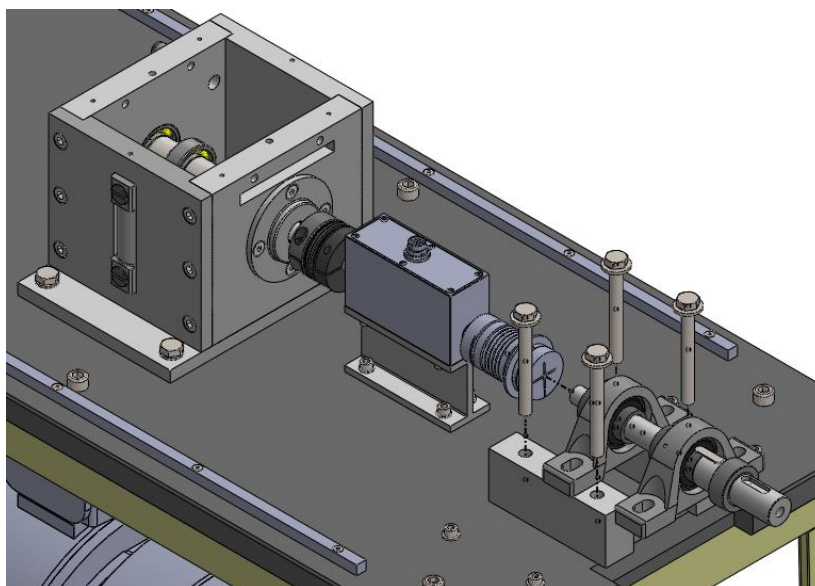


Figura 101 – Montagem das chumaceiras

Para terminar esta parte deve-se centrar os acopladores flexíveis e apertados de forma definitiva. De seguida deve ser montada a correia e a tampa que protege a mesma. Como mostra a Figura 102.

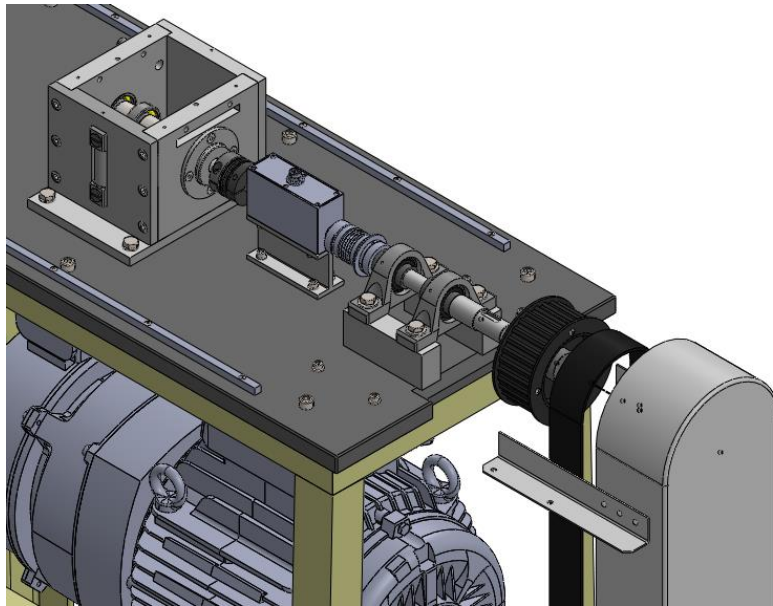


Figura 102 – Montagem da polia e da correia

Por fim falta apenas montar o cilindro, como foi dito anteriormente de forma a melhorar a qualidade do equipamento tornou o processo de montagem mais complexo, o mesmo nesta fase deve ser realizado por duas pessoas. Inicialmente coloca-se o cilindro centrando o atuador com os rolamentos, a tampa de cima tem um ressalto para facilitar essa montagem (Figura 103). **Não deve ser largado em nenhuma altura** pois nesta fase não existe nenhum apoio que fixe o cilindro ao cárter.

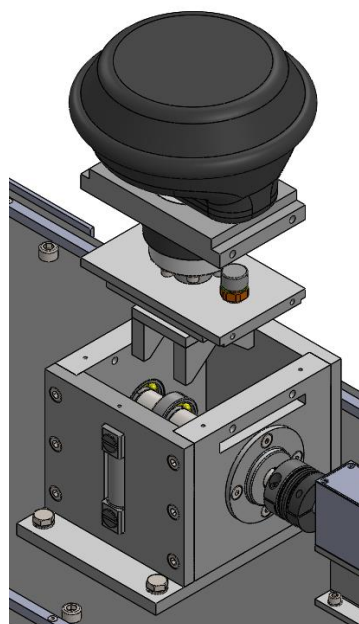


Figura 103 – Montagem do cilindro 1

De seguida as laterais devem ser montadas, colocando os entalhes nos rasgos corretamente, é importante garantir que tudo está devidamente limpo. Apesar de ser seguro, não é aconselhável que o cilindro seja largado pois ainda não foi fixo ao cárter, como mostra a Figura 104.

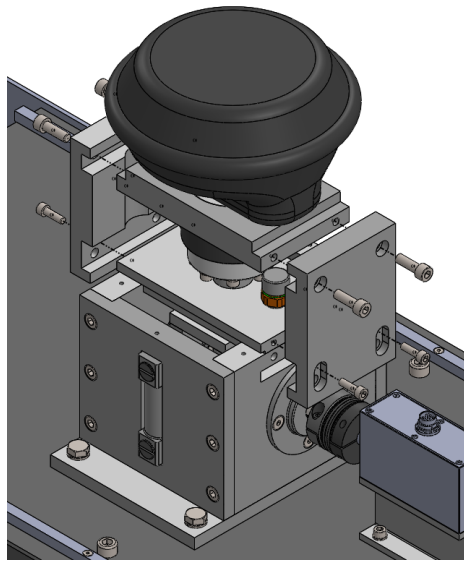


Figura 104 – Montagem do cilindro 2

Finalmente aperta-se os parafusos que fixam o conjunto ao cárter (Figura 105). Para dar por terminada a montagem da máquina, deve-se montar-se os visores (Figura 106), ligar o circuito de óleo à válvula antirretorno, o sistema de ar comprimido ao cilindro e conectar a célula de binário a um computador. O sistema pneumático e de óleo já existem na máquina base e podem ser usados diretamente sem nenhum tipo de adaptação.

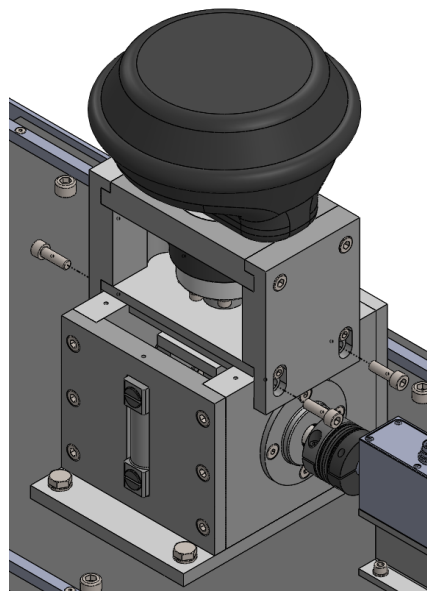


Figura 105 – Montagem do cilindro 3

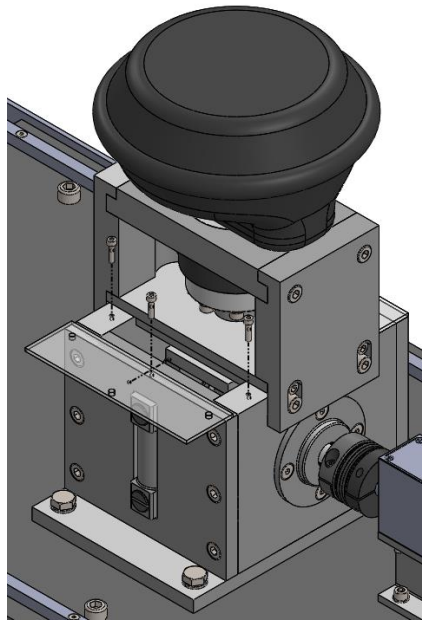


Figura 106 – Montagem dos visores

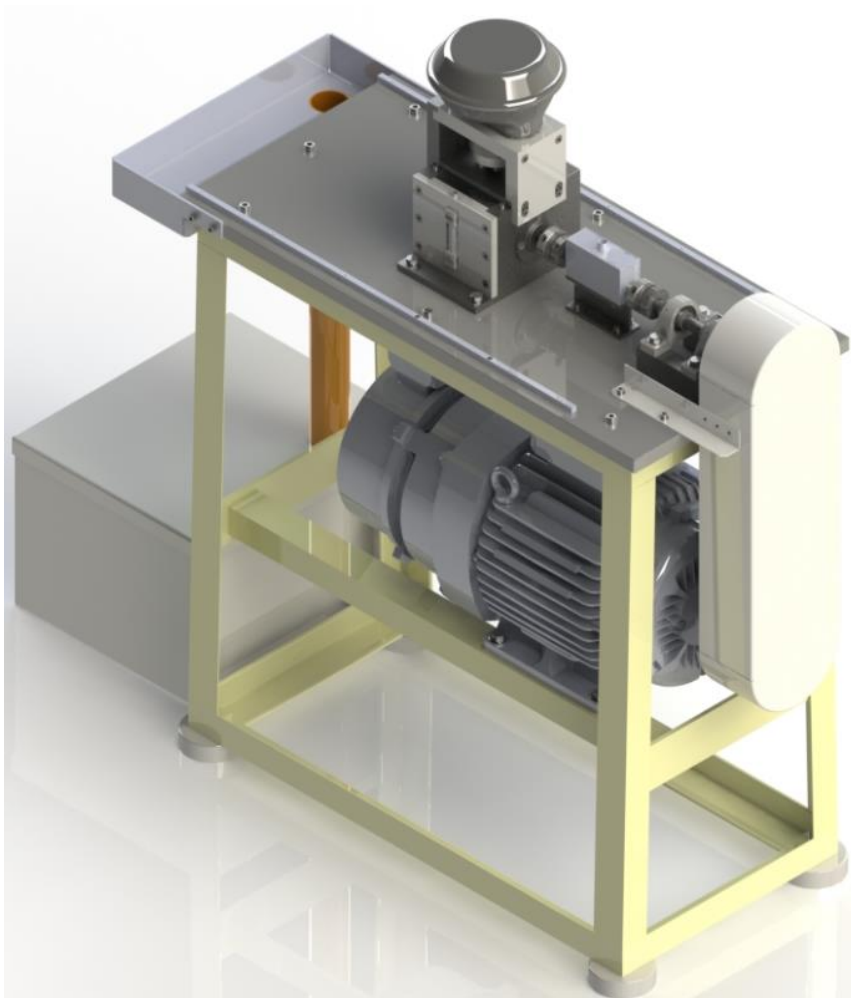


Figura 107 – Equipamento montado (foto realismo)

CONCLUSÕES

- 4.1 CONCLUSÕES
- 4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

4 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS




4.1 CONCLUSÕES





Com o desenvolvimento da dissertação foi perceptível a importância do projeto. O tema exigiu uma pesquisa profunda sobre lubrificação, modelos de atrito e como as propriedades se relacionavam para os diferentes tipos de situações.

Este trabalho para além dos objetivos inicialmente definidos, visa tornar os sistemas mecânicos mais eficientes, evitando a dissipação de energia fornecida, evitando perdas de potência. As perdas de potência advêm essencialmente das diversas formas de atrito nos rolamentos e tornou-se importante o estudo das mesmas para melhorar o rendimento dos sistemas e poupar nos recursos.

Foram definidos objetivos para a realização da dissertação que visavam resolver a necessidade em construir uma máquina de ensaio, com base numa outra máquina já existente, promovendo assim a reutilização de alguns dos seus componentes. O resumo dos objetivos e as soluções encontradas estão apresentados na Tabela 24.

Tabela 24 – Resumo dos objetivos e soluções apresentadas

Objetivo	Solução	Conclusão
Selecionar equipamentos para as diversas medições	Foi selecionado uma célula de binário para a medição do binário de atrito	
Selecionar materiais e processos de fabrico	Todos os componentes tem na legenda do desenho a informação sobre o material e processo de fabrico	
Montagem rápida e simples dos componentes	Foram criados acessos aos parafusos para facilmente trocar do veio por outro de outra medida	

Possibilidade de ensaiar rolamentos de diâmetro interior de 20 mm a 50 mm	Apenas foi conseguido assegurar o ensaio de rolamentos com diâmetro interior de 20 mm a 30 mm pois não é possível encontrar a mesma medida de diâmetro exterior para todas as medidas, seria necessário fabricar alojamentos com diferentes medidas	
Ensaiar os rolamentos com carga radial que ronde os 50% da carga suportada	Os rolamentos foram escolhidos respeitando este critério. Todos os rolamentos selecionados cumprem este objetivo	
O cárter ser estanque	Foram adicionados retentores tanto na haste do cilindro como no veio, assim como <i>O-rings</i> nas tampas garantindo a estanquidade	
Utilizar os componentes já existentes no equipamento base	Foram utilizados no projeto todos os componentes, sendo o circuito de óleo, o sistema de acionamento, a estrutura de suporte, o motor, as polias e a correia. Todos podem ser utilizados sem qualquer adaptação. Apenas o tampo necessita de furação nova	

Assumindo o veio como o componente principal do banco de ensaio, realizou-se um dimensionamento à cedência e à fadiga, em ambos os casos o veio suporta o esforço imposto. Foi realizado também uma análise da flecha a que o veio estaria sujeito para determinar o ângulo que a flecha provocaria, no caso teria de ser um ângulo que os rolamentos suportassem, se os valores fossem excedidos provocaria demasiado desalinhamento e isso comprometeria o ensaio, inviabilizando os resultados. Essa condição foi assegurada para todos os tipos de rolamentos, como sugere o subcapítulo 3.1.1.

Os materiais foram escolhidos usando dois critérios chave, o seu comportamento mecânico e a sua facilidade de aquisição. Apenas o aço ao carbono necessita de um tratamento superficial para prevenir corrosão, apesar de que a máquina não estará num ambiente propício à corrosão, é importante garantir isso. Quanto aos processos de fabrico, foram selecionados os processos mais comuns, maquinagem, torneamento e soldadura. Ambas as informações estão referidas no subcapítulo 3.2.1. Todos os componentes tem essa informação na legenda dos desenhos que se encontram em anexo.

Por fim, a sequência de montagem foi criada visando a segurança do operador, todos os passos estão cuidadosamente explicados, com notas no relatório e nos desenhos, dos cuidados a ter para a correta montagem do equipamento, como sugere o subcapítulo 3.3.1.

É importante referir que existiu um especial cuidado em reutilizar ao máximo os componentes já existentes, assumindo assim uma responsabilidade ambiental, que deve ser partilhada por todos.

Considera-se que os contributos que a presente dissertação teve tanto para a instituição como para o aluno resultam na concretização de um projeto sólido e com possibilidades de implementação. Esses contributos possibilitam o estudo mais aprofundado de algumas matérias, reforçando assim a componente técnica inerente à instituição.

4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

A nível do projeto:

- Desenvolver um apoio com a possibilidade de variar o diâmetro exterior para ampliar as possibilidades de ensaio;
- Adaptar a máquina para ensaios com cargas e/ou rotações superiores;
- Adaptar o projeto para poder obter outro tipo de medição, vibrações, temperatura, entre outros.

A nível de implementação:

- Implementar o projeto para que se possa realizar estudos, principalmente com os rolamentos submersos devido às fragilidades que os modelos apresentam nessa matéria.

BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

5.1 ARTIGOS E OUTRAS FONTES CITADAS EM TEXTO

5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

5.1 ARTIGOS E OUTRAS FONTES CITADAS EM TEXTO

- [1] C. L. N. Nakicenovic, “Siemens review R&D special,” p. 4, 1995.
- [2] K. O’Rielly and J. Jeswiet, “Strategies to Improve Industrial Energy Efficiency,” *Procedia CIRP*, vol. 15, pp. 325–330, Jan. 2014.
- [3] B. J. H. Duncan Dowson, “History of Ball Bearings,” *Nasa Tech. Momerandum 81689*, p. 386, 1981.
- [4] S. Kulkarni and S. B. Wadkar, “Experimental Investigation for Distributed Defects in Ball Bearing Using Vibration Signature Analysis,” in *Procedia Engineering*, 2016.
- [5] S. G. E. Lampaert and R. A. J. van Ostayen, “Experimental results on a hydrostatic bearing lubricated with a magnetorheological fluid,” *Curr. Appl. Phys.*, vol. 19, no. 12, pp. 1441–1448, Dec. 2019.
- [6] C. G. Fernandes, “Power loss in rolling bearings and gears lubricated with wind turbine gear oils.,” 2015.
- [7] N. De Laurentis, A. Kadiric, P. Lugt, and P. Cann, “The influence of bearing grease composition on friction in rolling/sliding concentrated contacts,” *Tribol. Int.*, vol. 94, pp. 624–632, Feb. 2016.
- [8] “SKF,” 2019. [Online]. Available: <https://www.skf.com/pt/products/bearings-units-housings/principles/general-bearing-knowledge/bearing-basics/index.html>.
- [9] P. R. N. Childs, *Rolling elements bearings*. 2019.
- [10] “LLH Bearing,” *Oct 09*, 2019. [Online]. Available: <https://www.bearing-manufacturers.com/difference-between-radial-and-thrust-bearing/>.
- [11] D. De Sousa, “Design of a Rolling Bearings Test Rig,” 2017.
- [12] ISO, *Rolling bearings - Internal clearance - Part 1: Radial internal clearence for radial bearing*. 2017, p. 11.
- [13] B. Warda and A. Chudzik, “Effect of ring misalignment on the fatigue life of the radial cylindrical roller bearing,” *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 111–112, pp. 1–11, 2016.
- [14] I. Couronné, P. Vergne, D. Mazuyer, N. Truong-Dinh, and D. Girodin, “Nature and properties of the lubricating phase in grease lubricated contact,” *Tribol. Trans.*, vol. 46, no. 1, pp. 37–43, 2003.
- [15] T. Cousseau, “Film thickness and friction in grease lubricated contacts.

- Application to rolling bearing torque loss,” *Dep. Eng. Mec. E Gest. Ind.*, vol. PhD, 2013.
- [16] S. P. Pinho, “Friction torque in thrust ball bearings : influence of the thickener type and concentration,” 2014.
- [17] G. W. Stachowiak, A. W. Batchelor, G. W. Stachowiak, and A. W. Batchelor, “3 – Lubricants and Their Composition,” in *Engineering Tribology*, 2006, pp. 51–101.
- [18] J. A. de S. P. Brandão, “Gear Micropitting prediction using the Dang Van high-cycle fatigue criteion. PhD thesis,” Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2007.
- [19] A. E. A. et al., *ASM HandBook Volume 18 - Friction, Lubrication and Wear Techonology*. 1992.
- [20] G. W. Stachowiak, A. W. Batchelor, G. W. Stachowiak, and A. W. Batchelor, “Physical Properties of Lubricants,” *Eng. Tribol.*, pp. 11–50, Jan. 2006.
- [21] A. C. R. F. Crouch, “Viscosity-temperature equations for lubricants,” *J. Inst. Pet.*, vol. 47, pp. 307–313, 1961.
- [22] H. P. Bloch, “How Oil Viscosity & Temperature Influence Bearing Function,” *Pumps & Systems*, Jan 09, 2019. [Online]. Available: <https://www.pumpsandsystems.com/how-oil-viscosity-temperature-influence-bearing-function>.
- [23] A. D341-14, *Standard Praticce for Viscosity-Temperature Charts for Liquid Petroleum Products*. West Conshohocken, PA: ASTM International, 2017.
- [24] A. W. B. G. W. Stachowiak, “Engineering Tribology,” *Elsevier Sci. Publ. B.V.*, 1993.
- [25] P. Products and C. Derivatives, “American Society for Testing and Materials - Standard practice for calculating viscosity index from kinematic viscosity at 40 °C and 100 °C,” *Astm D2270*, vol. 10, no. Reapproved 2016, pp. 1–5, 2018.
- [26] A. Paar, “Viscosity index.” [Online]. Available: <https://wiki.anton-paar.com/en/viscosity-index/>.
- [27] C. Barus, “Isothermals, isopiestic and isometrics relative to viscosity,” *Am. J. Sci.*, vol. s3-45, no. 266, pp. 87–96, 1893.
- [28] M. Nosonovsky and B. Bhushan, “Green tribology: Principles, research areas and challenges,” *Philos. Trans. R. Soc. A Math. Phys. Eng. Sci.*, vol. 368, no. 1929, pp. 4677–4694, 2010.
- [29] C. Roelands, “Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature Pressure Relationship of Lubricating Oils,” *PhD thesis*, no. April, p. 495, 1966.
- [30] H. Eyring, “Viscosity, plasticity, and diffusion as examples of absolute reaction rates,” *J. Chem. Phys.*, vol. 4, no. 4, pp. 283–291, 1936.
- [31] V. Stepina and V. Veselý, “Chapter two - The general proprieties of lubricants,” in *Tribology Series*, 1992, pp. 9–124.

- [32] B. J. Hamrock, D. Dowson, and J. Wiley, "Ball Bearing Lubrication - The Elastohydrodynamics of Elliptical Contacts)," *J. Lubr. Techonology*, pp. 279–281, 1981.
- [33] SKF, "SKF General Catalogue 6000 EN." 2013.
- [34] L. Magalhães, "Tribologia - Texto de apoio às aulas." p. 33, 2017.
- [35] G. M. Espejal, *Using a friction model as an engeneering tool*. 2006.
- [36] D. Fischer, H. Mues, G. Jacobs, and A. Stratmann, "Effect of over rolling frequency on the film formation in grease lubricated EHD contacts under starved conditions," *Lubricants*, vol. 7, no. 2, pp. 1–14, 2019.
- [37] N. Corporation, "Lubrication Regimes Explained - Machinery Lubrication," *Nov 27*, 2019. [Online]. Available: <https://www.machinerylubrication.com/Read/30741/lubrication-regimes>.
- [38] SKF, "The SKF model for calculating the frictional moment," *Skf*, pp. 1–15, 2017.
- [39] N. Europe, "Technical Insight - Low-Friction Tapered Roller Bearing <Gen6>."
- [40] W. Gao, Y. Lyu, Z. Liu, and D. Nelias, "Validation and application of a numerical approach for the estimation of drag and churning losses in high speed roller bearings," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 153, no. March 2018, pp. 390–397, 2019.
- [41] M. Purchase, "Should your bearing be put to the test?," *Machine Design*, *Dec 29*, 2019. [Online]. Available: <https://www.machinedesign.com/automation-iiot/article/21828650/should-your-bearings-be-put-to-the-test>.
- [42] K. Lee, J. K. Kim, J. Kim, K. Hur, and H. Kim, "CNN and GRU combination scheme for Bearing Anomaly Detection in Rotating Machinery Health Monitoring," *1st IEEE Int. Conf. Knowl. Innov. Invent. ICKII 2018*, pp. 102–105, 2018.
- [43] T. Cousseau, B. Graça, A. Campos, and J. Seabra, "Experimental measuring procedure for the friction torque in rolling bearings," *Lubr. Sci.*, vol. 22, no. April, pp. 133–147, 2009.
- [44] I. Geonea, N. Dumitru, and I. Dumitru, "Experimental and theoretical study of friction torque from radial ball bearings," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 252, no. 1, 2017.
- [45] T. Cousseau, B. Graça, A. Campos, and J. Seabra, "Método Experimental Para Determinação Do Momento de atrito em rolamentos," in *II Jornada Luso-Brasileira de Ensino e Tecnologia em Engenharia - JLBE 2009*, 2009.
- [46] A. P. Daga, A. Fasana, S. Marchesiello, and L. Garibaldi, "The Politecnico di Torino rolling bearing test rig: Description and analysis of open access data," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 120, pp. 252–273, 2019.
- [47] M. TU, M. SOSA TORRES, and U. L. F. SELLGREN, "Validation and modeling of power losses of NJ406 cylindrical roller bearings," *Validering och Model. av Eff. för NJ406 Cylind. rullager*, 2016.
- [48] E. Messtechnik, "Datasheet DRVL - Torque Tranducer," vol. 49, no. 0, pp. 8–11.

- [49] J. Sabino, "Cálculo de veios," 2003.
- [50] J. Sabino, "Fadiga - Orgãos de máquinas," ISEP, 2003.
- [51] R. G. Budynas and J. K. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hil. 2008.
- [52] J. M. de S. Morais, *Desenho técnico básico - 3*, 25ª Edição. 2012.

ANEXOS

- 6.1 ANEXO A – Dimensão da folga radial interna (medidas em micrómetros)
- 6.2 ANEXO B – Binário de atrito devido aos retentores: Expoentes e constantes [33]
- 6.3 ANEXO C – Código em MATLAB para o cálculo da flecha
- 6.4 ANEXO D – Gráfico para determinar o fator geométrico K_t
- 6.5 ANEXO E – Desenhos dos componentes e conjuntos
- 6.6 ANEXO F – Detalhes célula de binário
- 6.7 ANEXO G – Detalhes porca de bloqueio e anilha de pressão
- 6.8 ANEXO H – Detalhes retentor rotativo
- 6.9 ANEXO I – Detalhes válvula alívio de pressão
- 6.10 ANEXO J – Detalhes válvula antirretorno
- 6.11 ANEXO L – Detalhes indicador nível de óleo
- 6.12 ANEXO M – Detalhes acopladores flexíveis
- 6.13 ANEXO N – Detalhes chumaceira

6 ANEXOS

6.1 ANEXO A – Dimensão da folga radial interna (dimensões em micrómetros)

d mm		G _r									
		Group 2		Group N		Group 3		Group 4		Group 5	
>	≤	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.
2,5	6	0	7	2	13	8	23	—	—	—	—
6	10	0	7	2	13	8	23	14	29	20	37
10	18	0	9	3	18	11	25	18	33	25	45
18	24	0	10	5	20	13	28	20	36	28	48
24	30	1	11	5	20	13	28	23	41	30	53
30	40	1	11	6	20	15	33	28	46	40	64
40	50	1	11	6	23	18	36	30	51	45	73
50	65	1	15	8	28	23	43	38	61	55	90
65	80	1	15	10	30	25	51	46	71	65	105
80	100	1	18	12	36	30	58	53	84	75	120
100	120	2	20	15	41	36	66	61	97	90	140
120	140	2	23	18	48	41	81	71	114	105	160
140	160	2	23	18	53	46	91	81	130	120	180
160	180	2	25	20	61	53	102	91	147	135	200
180	200	2	30	25	71	63	117	107	163	150	230
200	225	2	35	25	85	75	140	125	195	175	265
225	250	2	40	30	95	85	160	145	225	205	300
250	280	2	45	35	105	90	170	155	245	225	340
280	315	2	55	40	115	100	190	175	270	245	370
315	355	3	60	45	125	110	210	195	300	275	410
355	400	3	70	55	145	130	240	225	340	315	460
400	450	3	80	60	170	150	270	250	380	350	520
450	500	3	90	70	190	170	300	280	420	390	570
500	560	10	100	80	210	190	330	310	470	440	630
560	630	10	110	90	230	210	360	340	520	490	700
630	710	20	130	110	260	240	400	380	570	540	780
710	800	20	140	120	290	270	450	430	630	600	860
800	900	20	160	140	320	300	500	480	700	670	960
900	1 000	20	170	150	350	330	550	530	770	740	1 040
1 000	1 120	20	180	160	380	360	600	580	850	820	1 150
1 120	1 250	20	190	170	410	390	650	630	920	890	1 260
1 250	1 400	30	200	190	440	420	700	680	1 000	—	—
1 400	1 600	30	210	210	470	450	750	730	1 060	—	—

6.2 ANEXO B – Binário de atrito devido aos retentores: Expoentes e constantes [33]

Seal frictional moment: Exponent and constants						
Seal type Bearing type	Bearing outside diameter [mm]		Exponent and constants			Seal counterface diameter $d_s^{(1)}$
	D over	incl.	β	K_{S1}	K_{S2}	
RSL seals						
Deep groove ball bearings	– 25	25 52	0 2,25	0 0,0018	0 0	d_2 d_2
RSH seals						
Deep groove ball bearings	–	52	2,25	0,028	2	d_2
RS1 seals						
Deep groove ball bearings	– 62 80 100	62 80 100	2,25 2,25 2,25 2,25	0,023 0,018 0,018 0,018	2 20 15 0	d_1, d_2 d_1, d_2 d_1, d_2 d_1, d_2
Angular contact ball bearings	30	120	2	0,014	10	d_1
Self-aligning ball bearings	30	125	2	0,014	10	d_2
LS seals						
Cylindrical roller bearings	42	360	2	0,032	50	E
CS, CS2 and CS5 seals						
Spherical roller bearings	62	300	2	0,057	50	d_2
CARB toroidal roller bearings	42	340	2	0,057	50	d_2

6.3 ANEXO C – Código em MATLAB para o cálculo da flecha

```

clc % Limpar command windows
clear % Limpar workspace
format compact;
diametro = 20; %Medida em mm
force = 5000; %Medida em N
a = 39; %Distância entra o rolamento e apoio em mm
l = 127; %Medida total do veio em mm
b = l-2*a; %Distância entre os rolamentos do meio em mm
E = 210000; %modulo de elasticidade em MPa
I = (3.14*(diametro/2)^4)/4;

%Determinar esforços nos apoios
syms S1;
eqn1 = -(force*a + force*(b+a)) + S1*l == 0;
Rby = solve (eqn1,S1)
syms S2;
eqn2 = S2 - (force + force) + Rby == 0;
Ray = solve (eqn2,S2)

%Secção S1
syms S3;
eqn3 = force - S3 == 0;
V1 = solve (eqn3,S3)
syms S4;
for x1 = 0;
eqn4 = force * x1 + S4 == 0;
M1_1 = solve (eqn4,S4)
end
for x1 = a;
eqn4 = force * x1 + S4 == 0;
M1_2 = solve (eqn4,S4)
end

%Secção S2
syms S5;
eqn5 = force - force == 0;
V2 = solve (eqn5,S5)
syms S6;
for x2 = 0;
eqn6 = -force*(a+x2) + force*x2 + S6 == 0;
M2_1 = solve (eqn6,S6)
end
for x2 = b;
eqn6 = -force*(a+x2) + force*x2 + S6 == 0;
M2_2 = solve (eqn6,S6)
end

%Secção S3
syms S7;
eqn7 = force + S7 == 0;
V3 = solve (eqn7,S7)
syms S8;
for x3 = 0;
eqn8 = force*x3 - S8 == 0;
M3_1 = solve (eqn8,S8)
end
for x3 = -a;
eqn8 = force*x3 - S8 == 0;
M3_2 = solve (eqn8,S8)
end

```

```

%Método da carga unitária

%Reação nos apoios
apoio1 = (b+a)/l
apoio2 = a/l

%Momentos da carga unitária

%A-B
for xcu1 = 0;
mcu1_1 = apoio1*xcu1
end
for xcu1 = a;
mcu1_2 = apoio1*xcu1
end

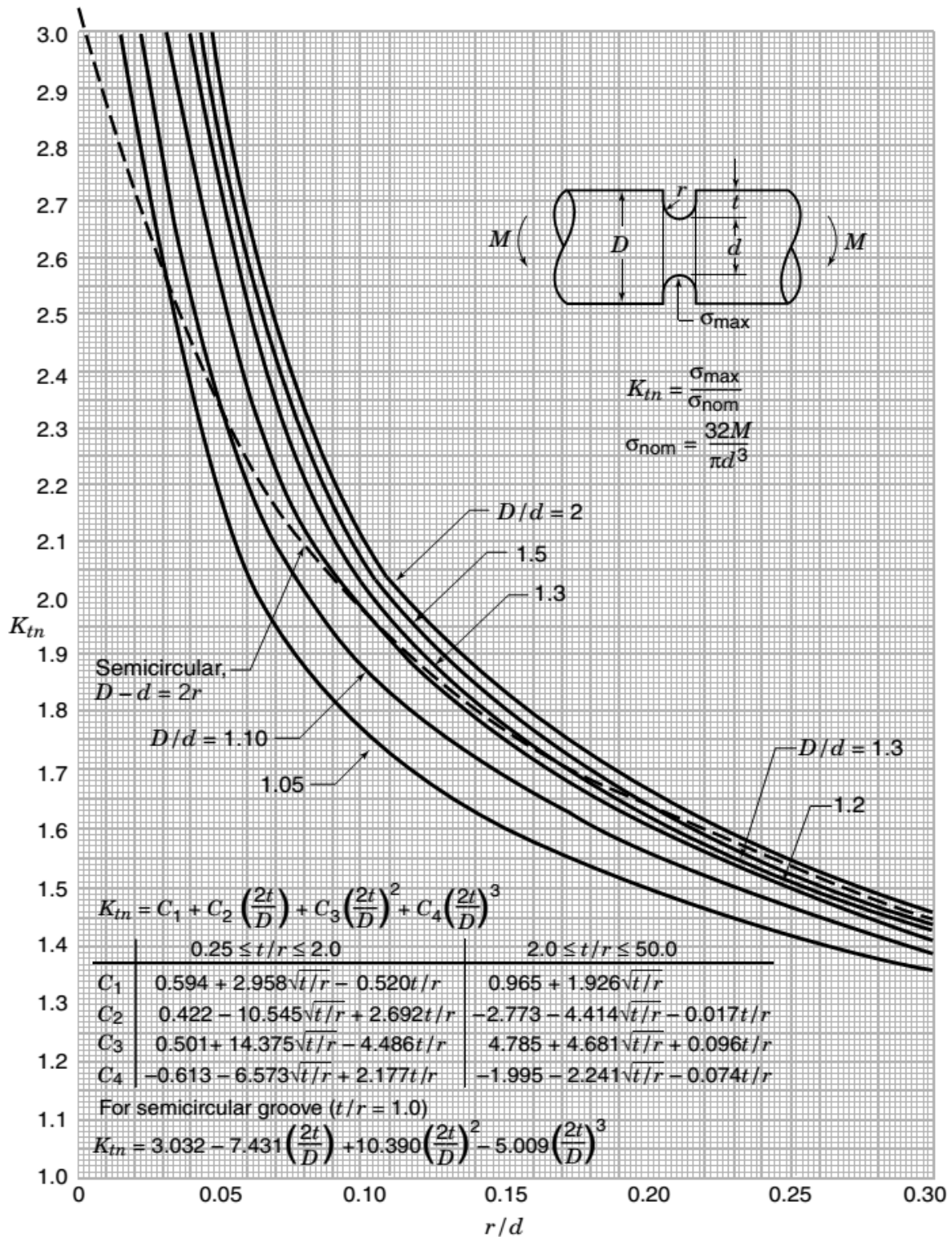
%B-C
for xcu2 = b+a;
mcu2_1 = apoio2*xcu2
end
for xcu2 = a;
mcu2_2 = apoio2*xcu2
end

%C-D
for xcu3 = a;
mcu3_1 = apoio2*xcu3
end
for xcu3 = 0;
mcu3_2 = apoio2*xcu3
end

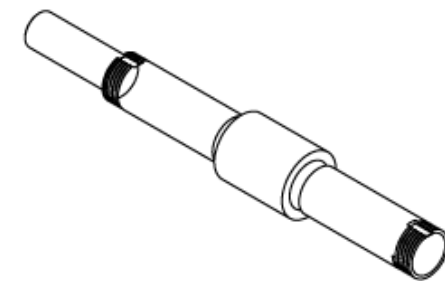
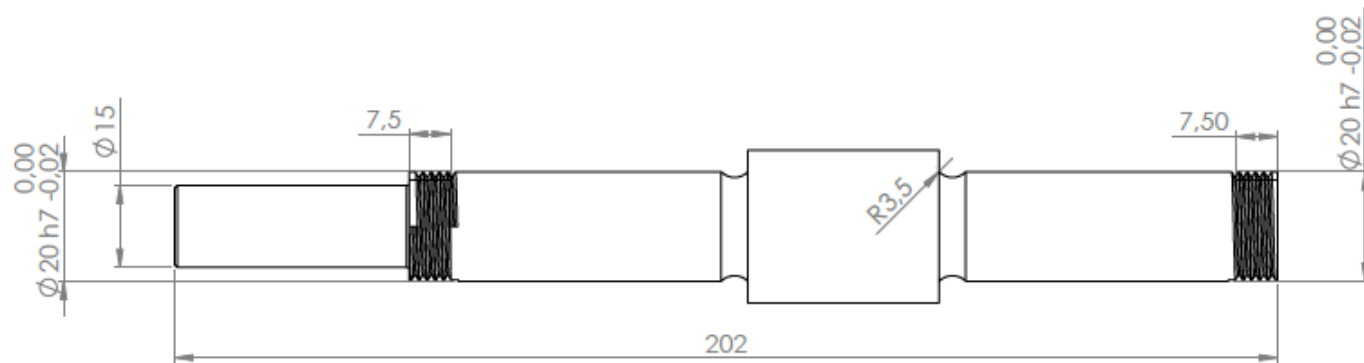
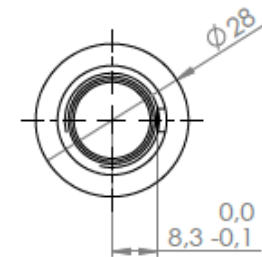
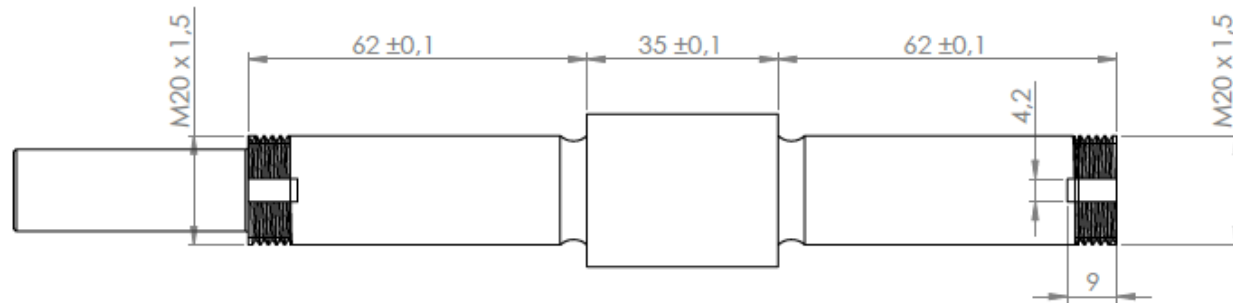
P1 = 0;
deltaP = 0;
val1 =
(1/(E*I))*(a/6)*(2*(M1_1*mcu1_1+M1_2*mcu1_2)+M1_1*mcu1_2+mcu1_1*M1_2)+((a^3*P1)/24)*(mcu1_1+mcu1_2)+((a^3*deltaP)/360)*(7*mcu1_1+8*mcu1_2)
val2 =
(1/(E*I))*(b/6)*(2*(M2_1*mcu2_1+M2_2*mcu2_2)+M2_1*mcu2_2+mcu2_1*M2_2)+((b^3*P1)/24)*(mcu2_1+mcu2_2)+((b^3*deltaP)/360)*(7*mcu2_1+8*mcu2_2)
val3 =
(1/(E*I))*(a/6)*(2*(M3_1*mcu3_1+M3_2*mcu3_2)+M3_1*mcu3_2+mcu3_1*M3_2)+((a^3*P1)/24)*(mcu3_1+mcu3_2)+((a^3*deltaP)/360)*(7*mcu3_1+8*mcu3_2)
format short
AB = single(val1)
BC = single(val2)
DC = single(val2)
Flecha = AB + BC + DC



```

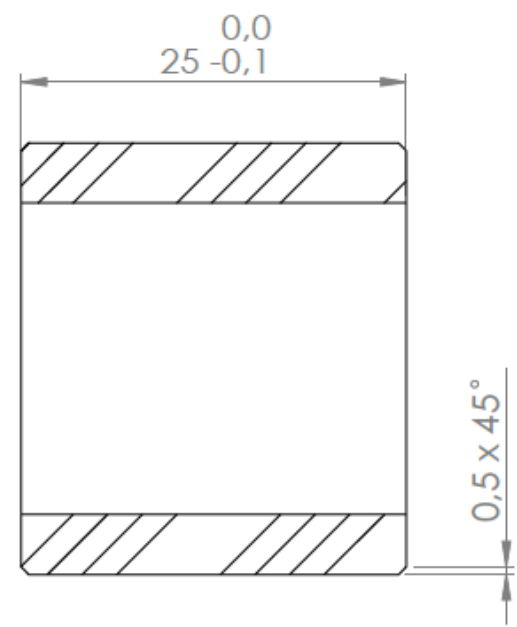
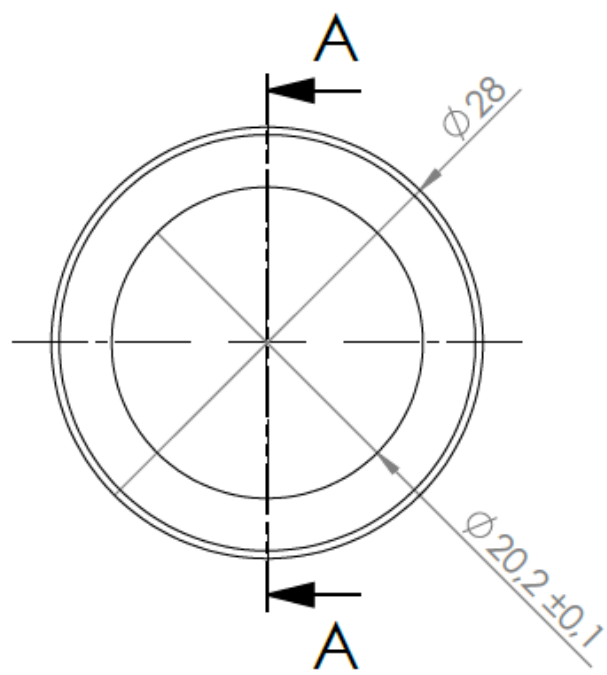
6.4 ANEXO D – Gráfico para determinar o fator geométrico K_t



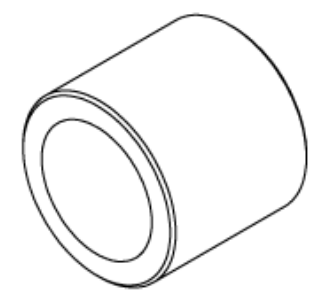
6.5 ANEXO E – Desenhos dos componentes e conjuntos





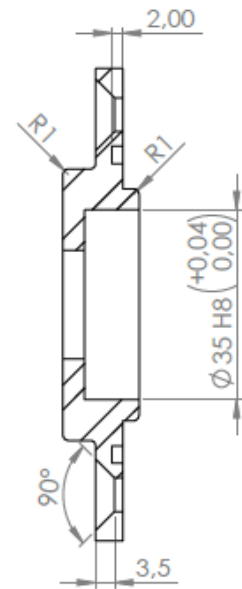
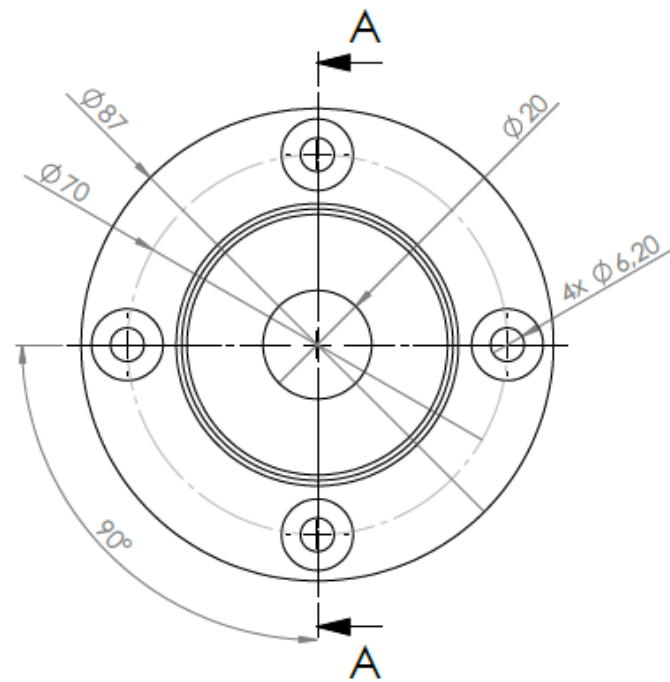
Des.	Pedras	17/03/2020				Dissertação		Quantidade	1
Vist.								Massa (g)	524,06
Aprov.	Pedras	08/07/2020	ISO 2768	mK	Escala-	1:1		Treatmento	-
Nome	HP-001 - Veio 20 mm							Material	34 CrNiMo 6
								Descrição	Torno e fresa
								Desenho	HP-001 1/1



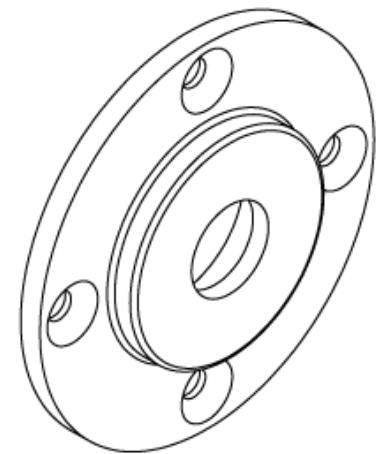
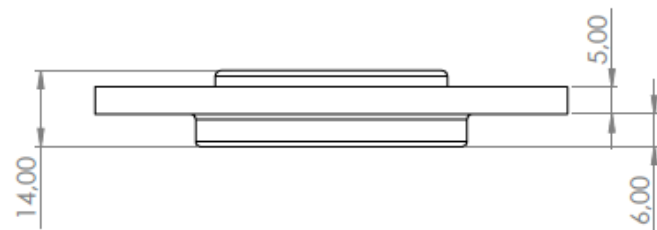
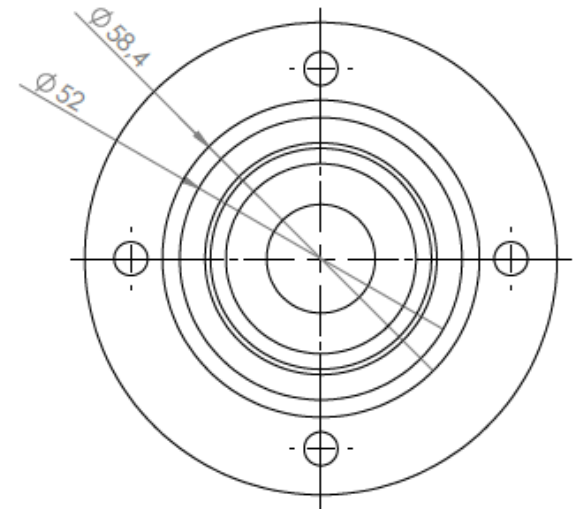
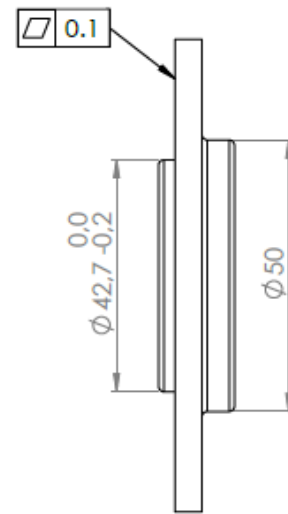
Secção A-A



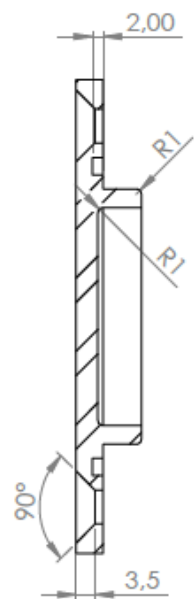
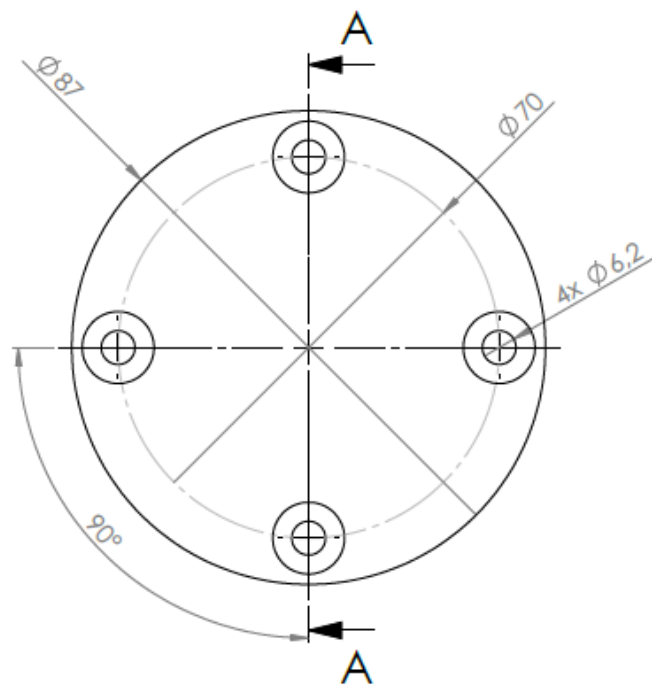
	Nome	Data	 Dissertação				Quantidade	2
Des.	Pedras	27/02/2019					Massa (g)	57.41
Vist.							Tratamento	Zincar Zn 25
Aprov.	Pedras	21/04/2020	ISO 2768	mK	Escala- 2:1	 A4	Material	Ck 45
Nome	HP-003 - Espaçador						Descrição	Torno
							Desenho	HP-003
								1/1



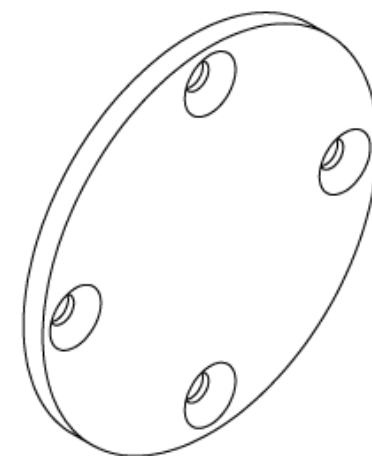
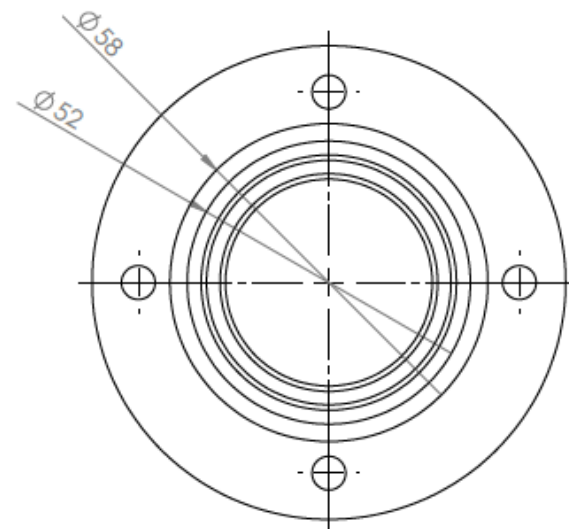
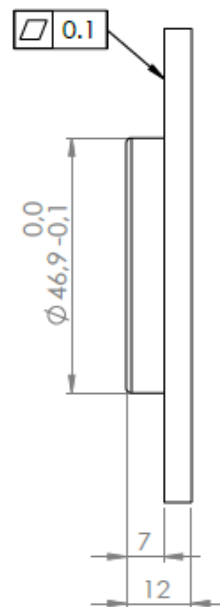
Secção A-A





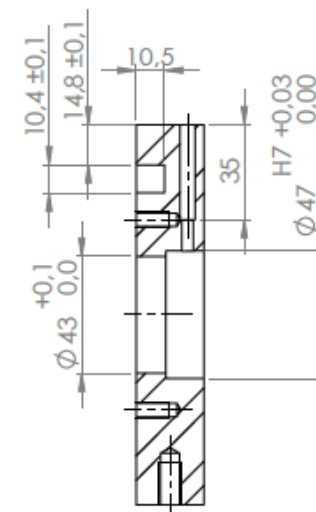
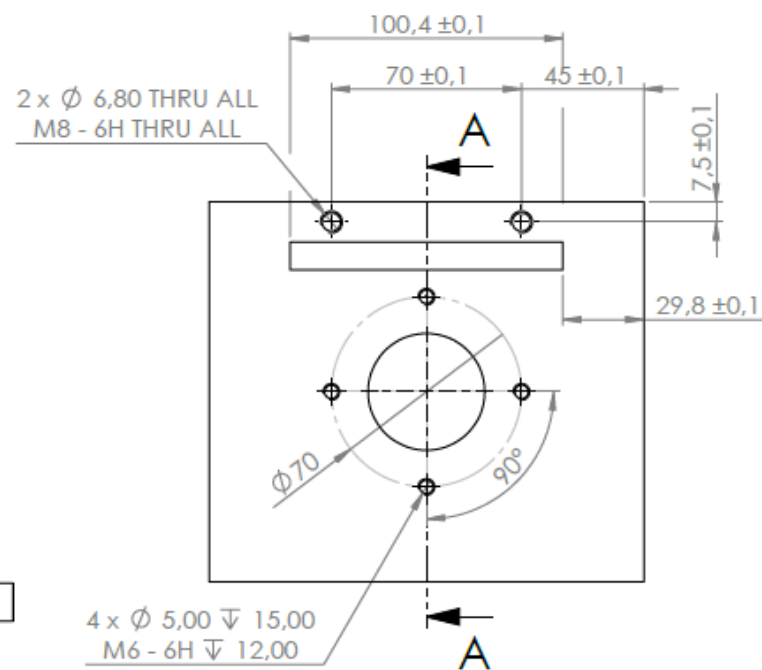
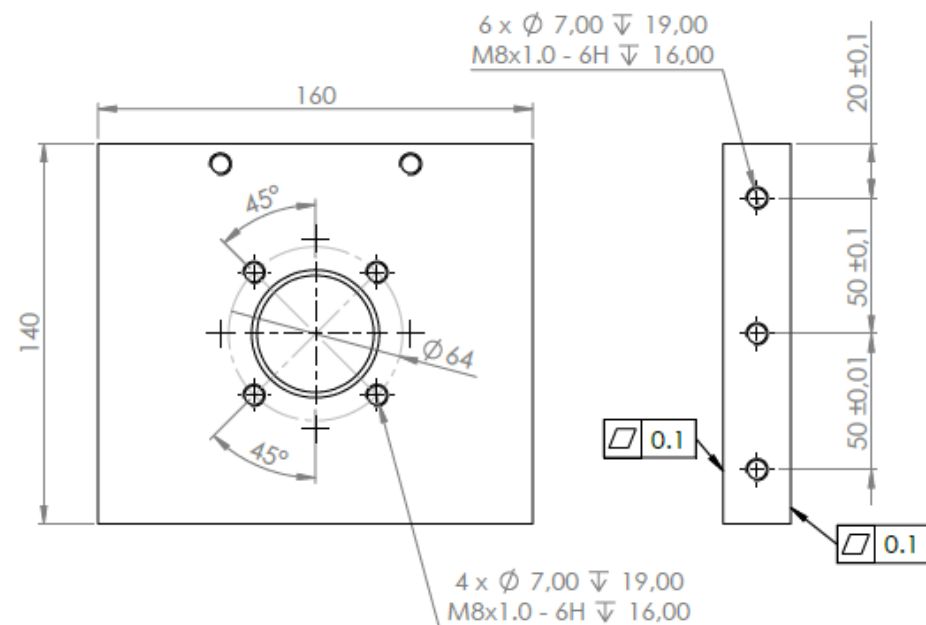
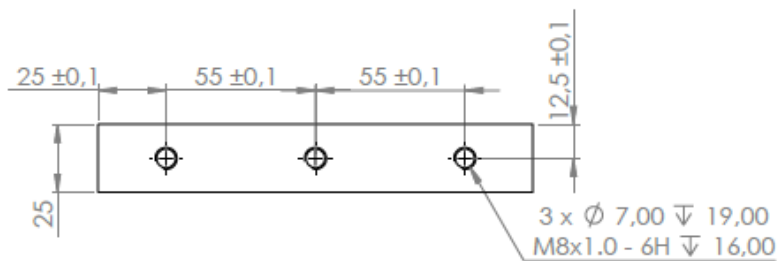
Nome	Des.	Nome	Data	isep INSTITUTO DE INVESTIGACOES EM ENGENHARIA DE PRODUCO			Dissertação		Quantidade	2
Pedras			24/03/2020					Massa (g)	255.58	
Vist.								Tratamento	Zincar Zn 25	
Aprov.	Pedras		21/04/2020	ISO 2768	mK	Escala-	1:1	Material	Ck 45	
Nome	HP-004 - Tampa frontal							Descrição	Torno e Fresa	
								Desenho	HP-004 1/1	



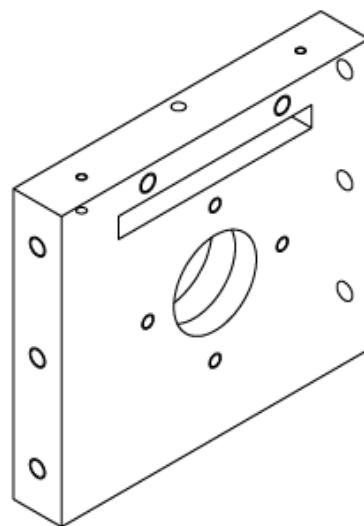
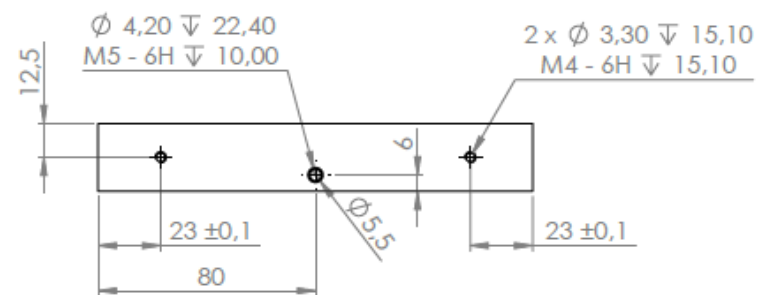
Secção A-A



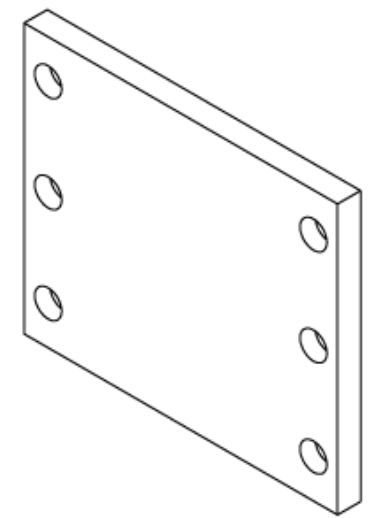
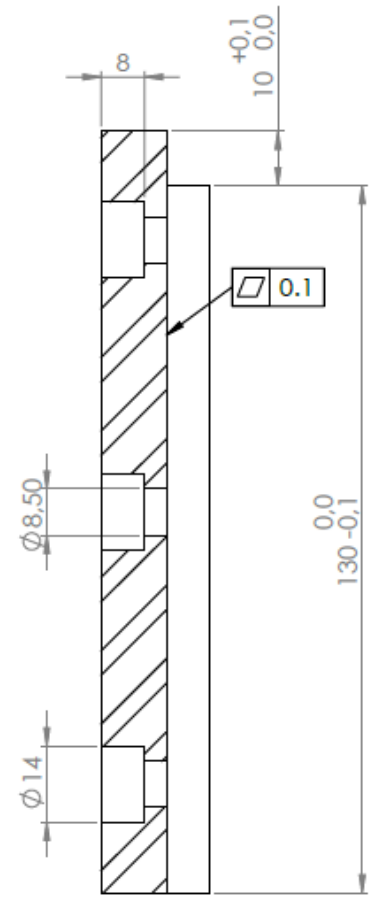
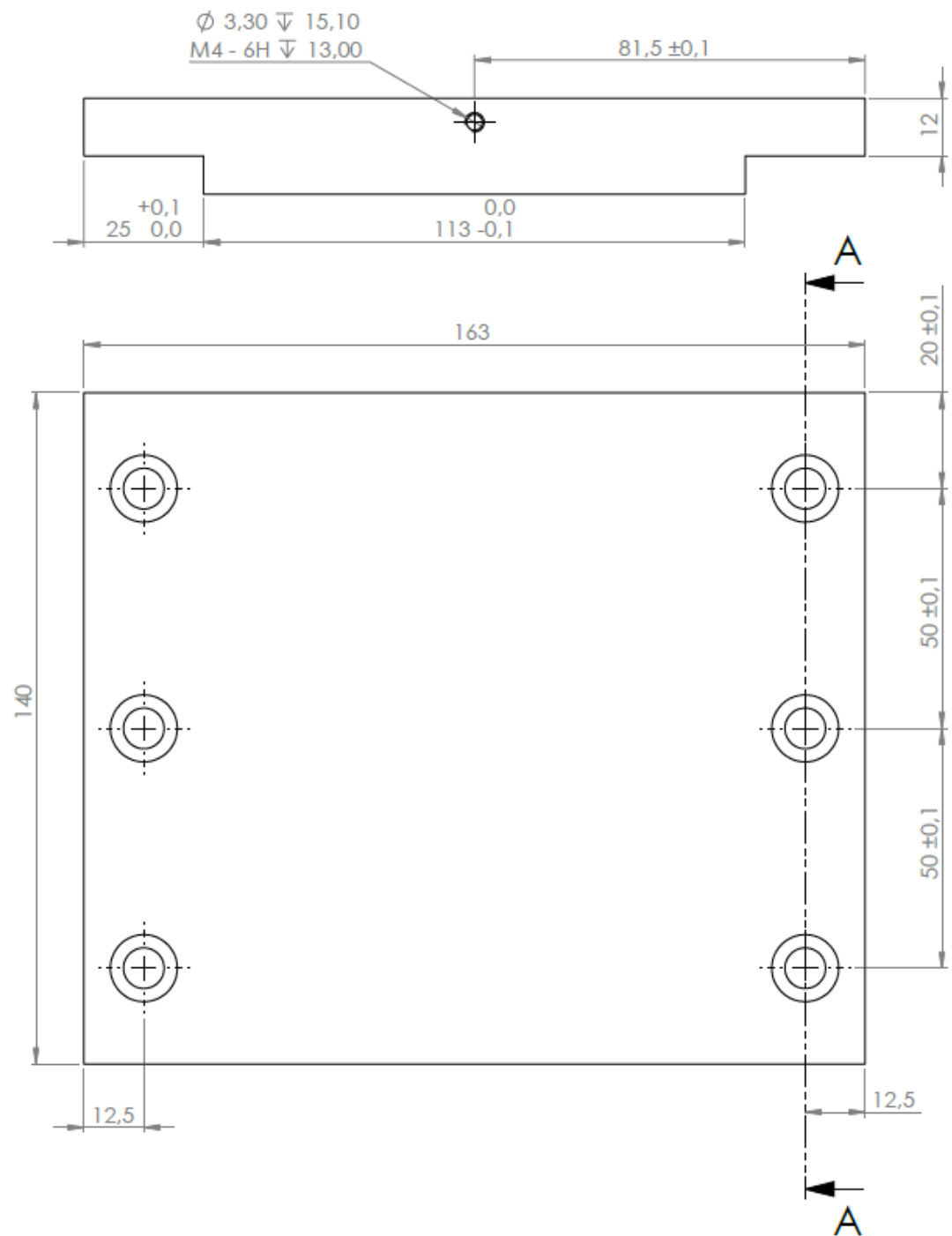
Des.	Pedras	24/03/2020				Dissertação		Quantidade	1
Vist.								Massa (g)	230.93
Aprov.	Pedras	21/04/2020	ISO 2768	mK	Escala- 1:1		A3	Tratamento	Zincar Zn 25
Nome	HP-006 - Tampa traseira							Material	Ck 45
								Descrição	Torno e fresa
								Desenho	HP-006 1/1



Secção A-A

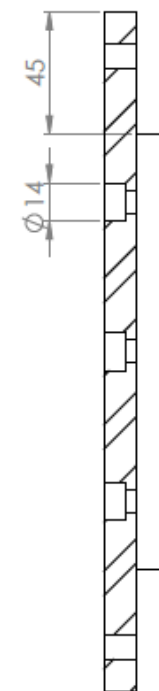
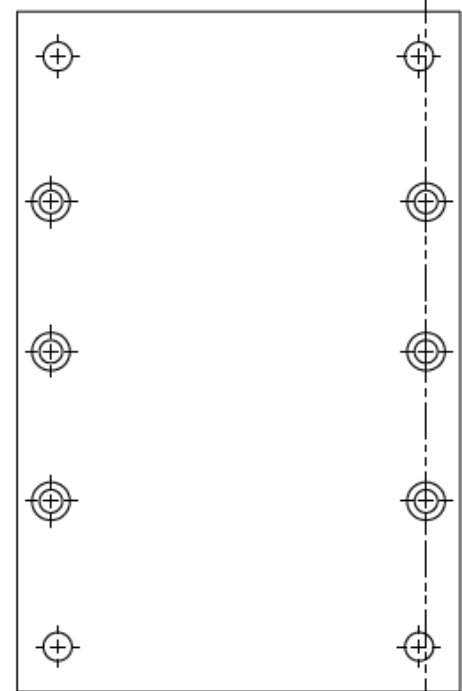
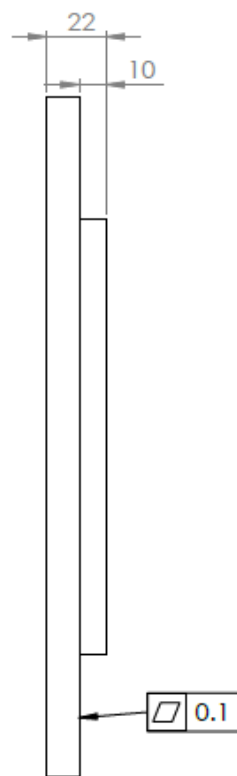
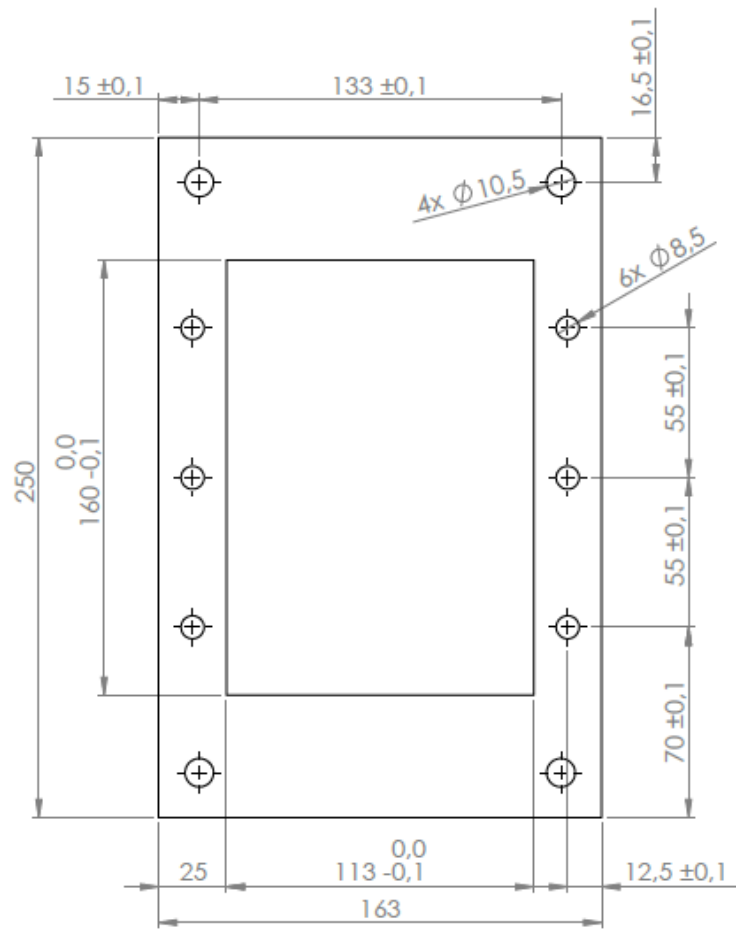


Nome	Data		Dissertação			Quantidade	1
Des.	Pedras		26/03/2020	Massa (g)	3886.79		
Vist.			Tratamento	Zincar Zn 25			
Aprov.	Pedras	28/05/2020	Material	Ck 45			
Nome	HP-007 - Suporte frontal			Descrição	Fresa		
			Desenho	HP-007	1/1		

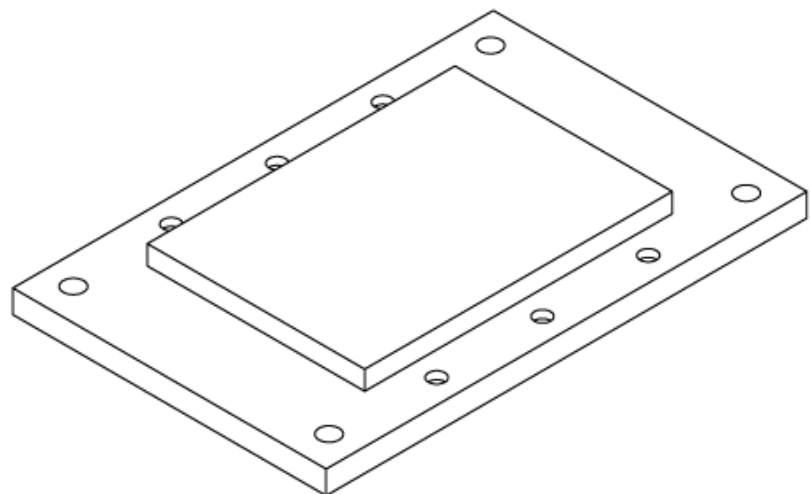


Secção A-A

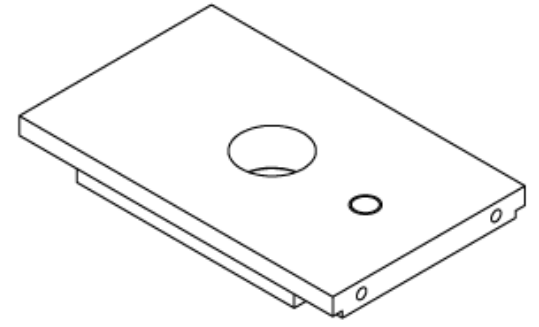
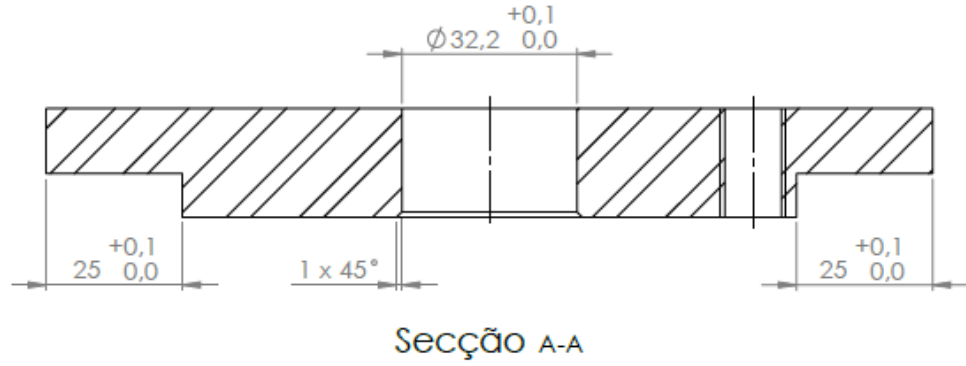
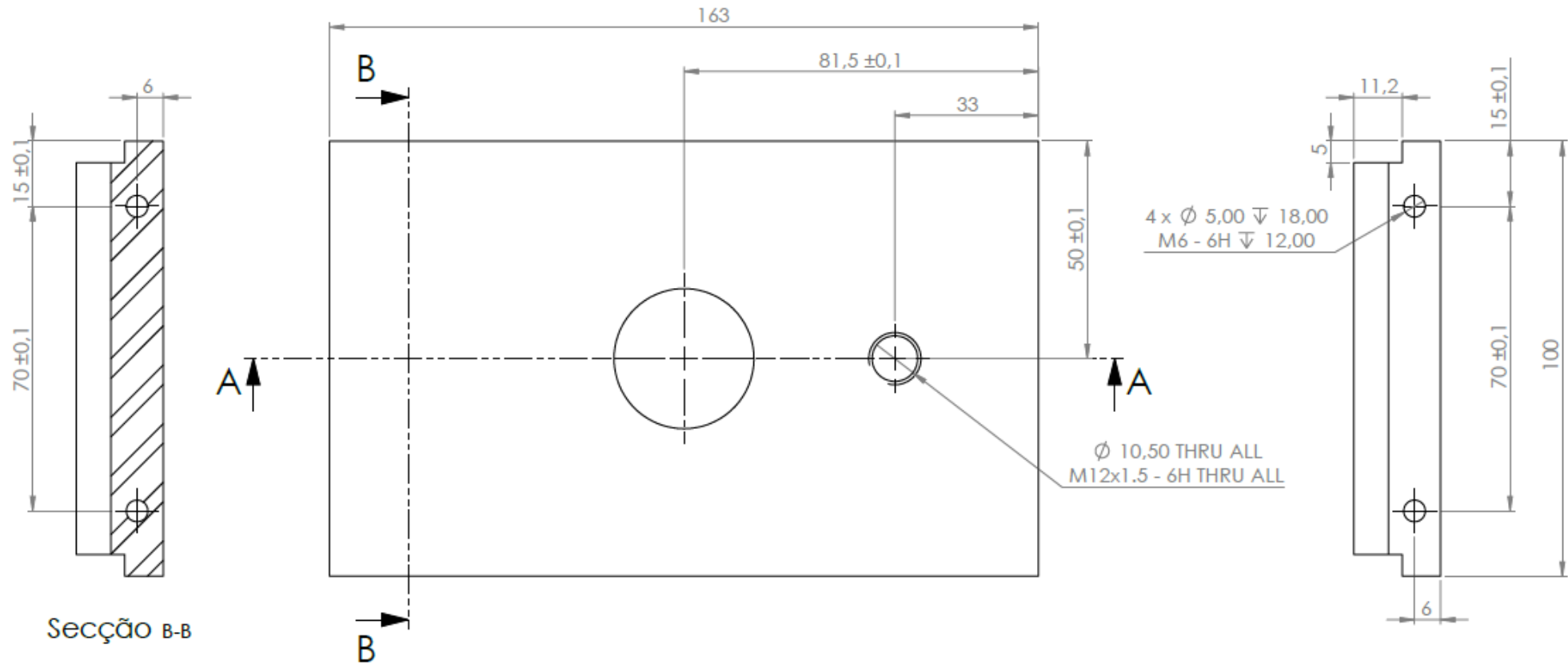
Nome	Des.	Data	isep INSTITUTO DE INVESTIGACO EM PEDRAS			Dissertao	Quantidade	1
Pedras		02/04/2020					Massa (g)	3005.51
Vist.							Tratamento	Zincar Zn 25
Aprov.	Pedras	14/05/2020	ISO 2768	mK	Escala- 1:1	A3	Material	Ck 45
Nome	HP-008 - Lateral						Descrio	Fresa
							Desenho	HP-008 1/1



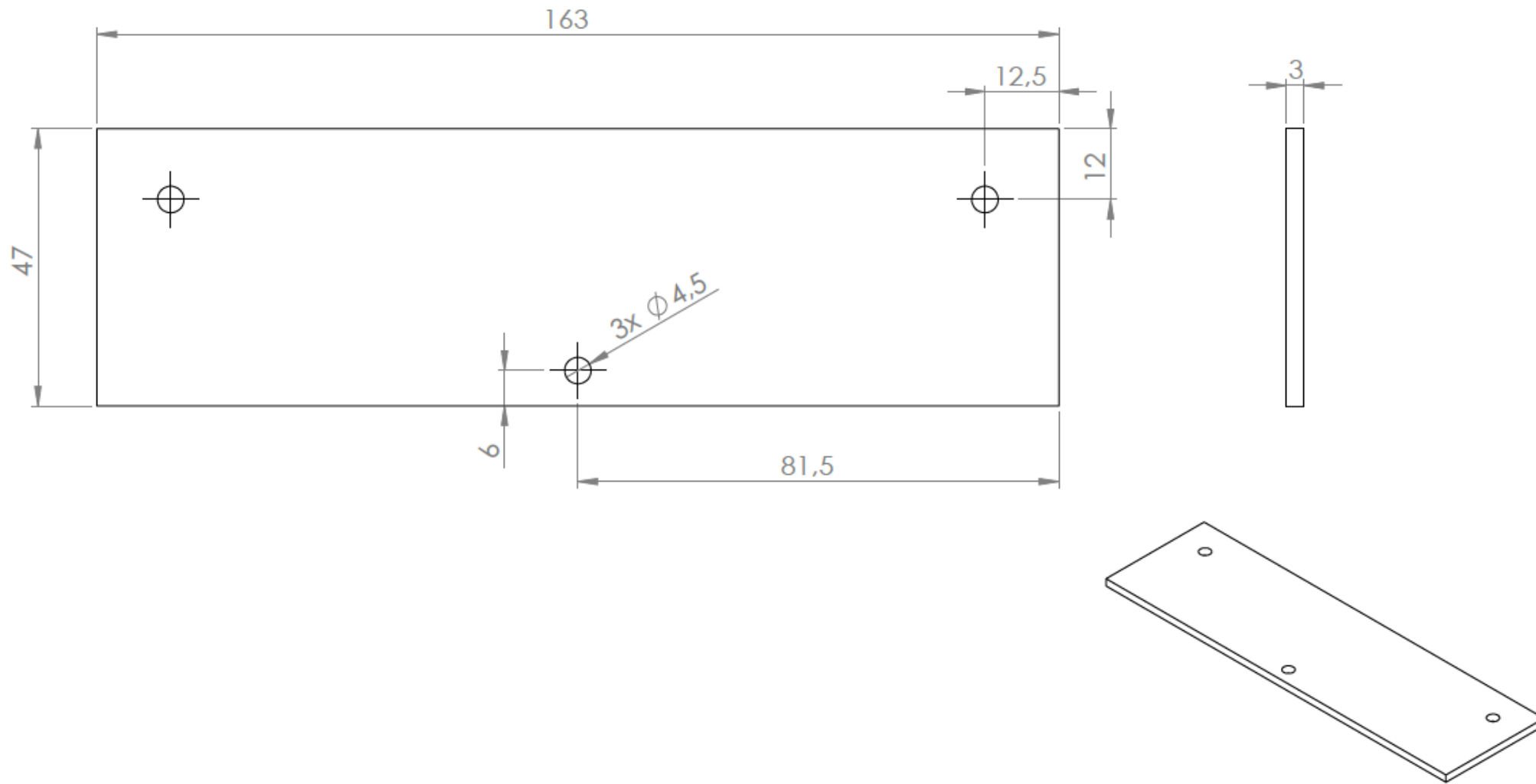
Secção A-A





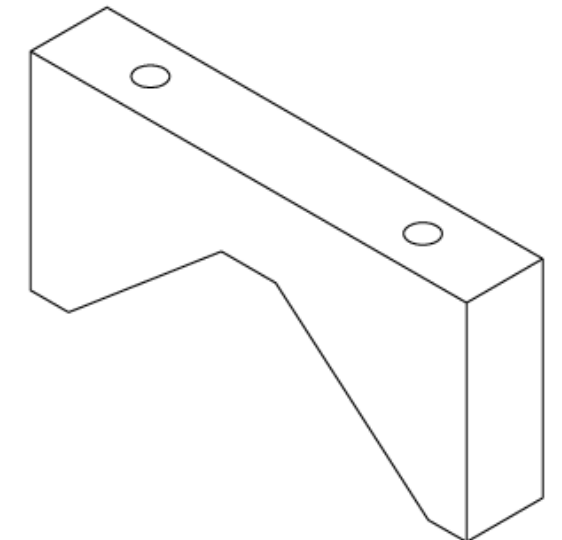
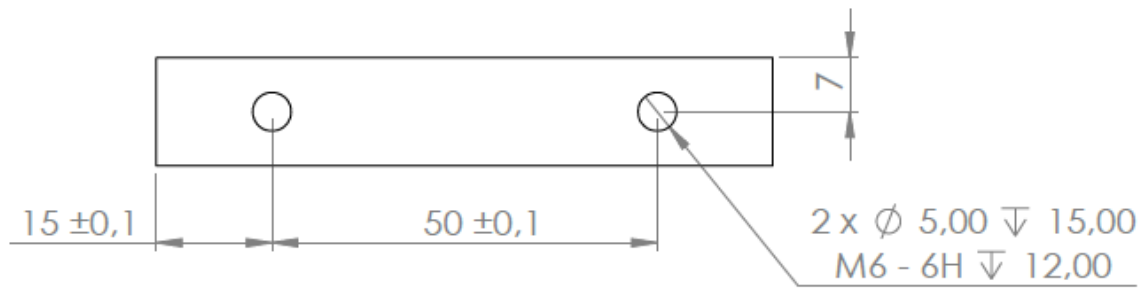
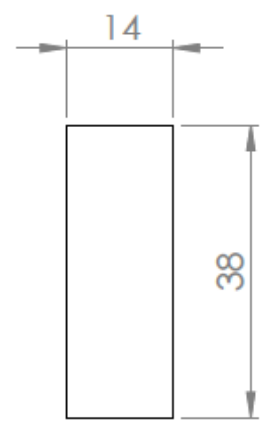
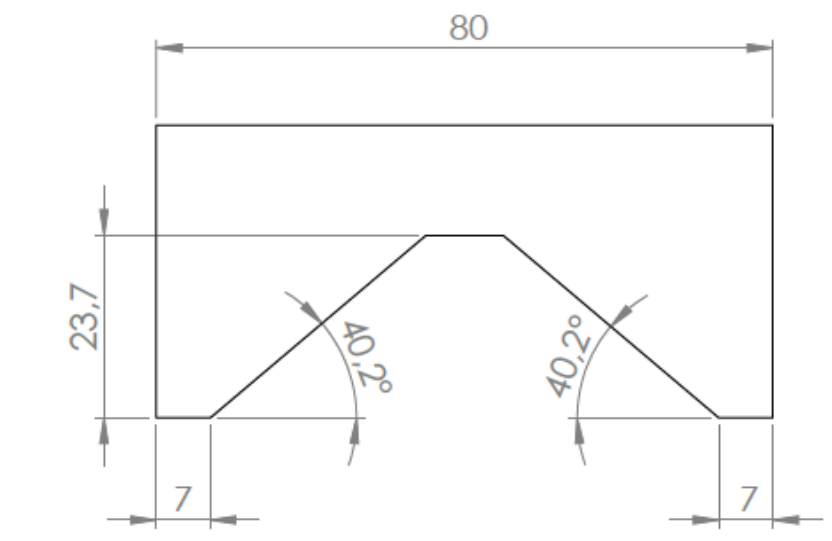
Nome	Des.	Data	isep INSTITUTO DE INVESTIGACOES EM PEDRAS			Dissertação		Quantidade	1
Pedras		02/04/2020					Massa (g)	5161.86	
Vist.							Tratamento	Zincar Zn 25	
Aprov.	Pedras	14/05/2020	ISO 2768	mK	Escala- 1:2	A3	Material	Ck 45	
Nome	HP-009 - Base							Descrição	Fresa
								Desenho	HP-009 1/1




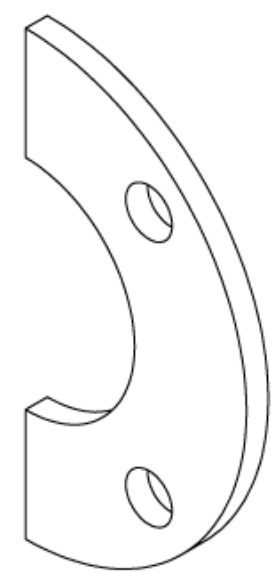
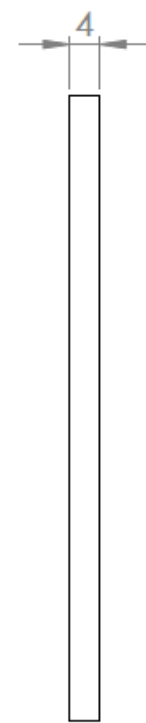
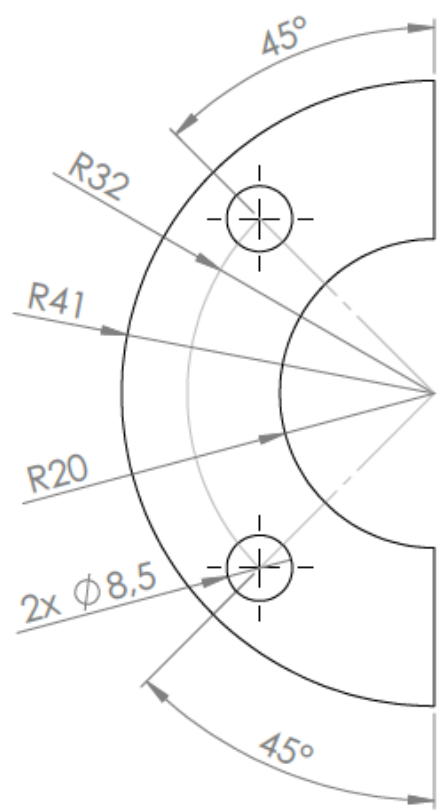
Nome	Des.	Nome	Data	iSep INSTITUTO DE INVESTIGACO EM SCULOS			Dissertao		Quantidade	1
Pedras	06/04/2020	ISO 2768	mK	Escala-	1:1		A3	Massa (g)	1981.95	
Aprov.	Pedras	18/05/2020						Tratamento	Zincar Zn 25	
Nome	HP-010 - Suporte superior							Material	Ck 45	
								Descrio	Fresa	
								Desenho	HP-010 1/1	


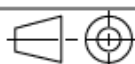


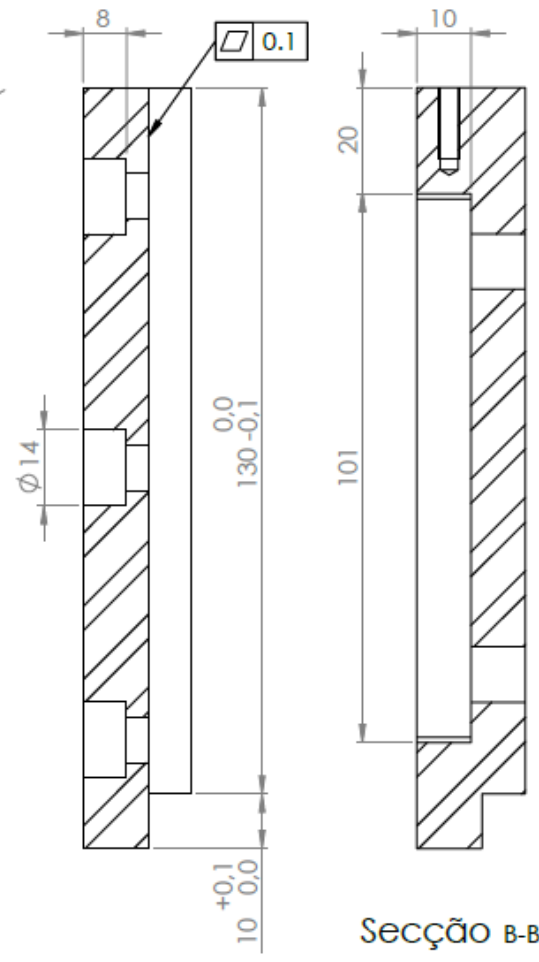
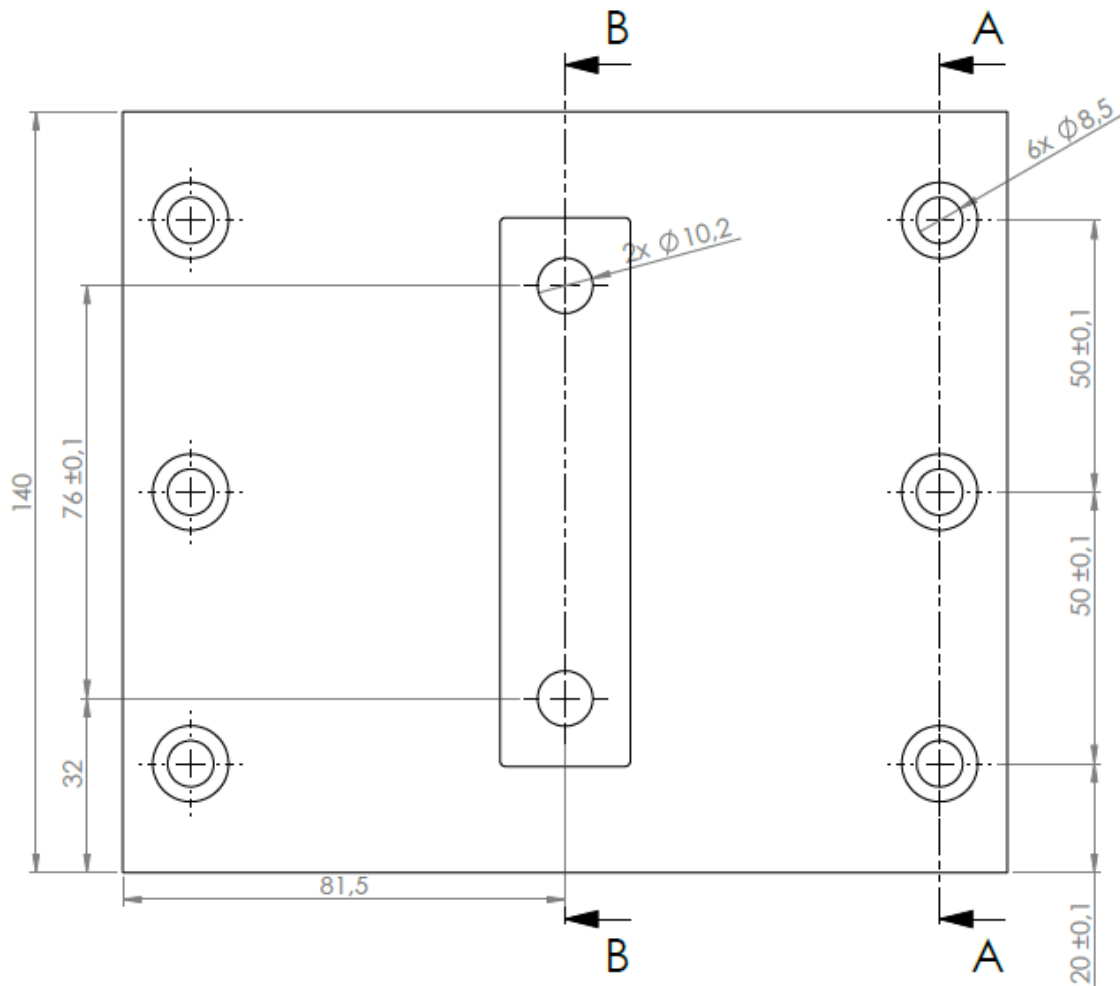
	Nome	Data	 Dissertação				Quantidade	2
Des.	Pedras	06/04/2020					Massa (g)	27.41
Vist.							Tratamento	-
Aprov.	Pedras	19/05/2020	ISO 2768	mK	Escala- 1:1	 A4	Material	PC (Policarbonato)
Nome	HP-012 - Visor						Descrição	Corte laser
							Desenho	HP-012
								1/1



	Nome	Data	 Dissertação				Quantidade	2
Des.	Pedras	19/03/2019					Massa (g)	230.67
Vist.							Tratamento	Zincar Zn 25
Aprov.	Pedras	13/05/2020	ISO 2768	mK	Escala- 1:1	 A4	Material	Ck 45
Nome	HP-014 - Atuador						Descrição	Fresa
							Desenho	HP-014
								1/1

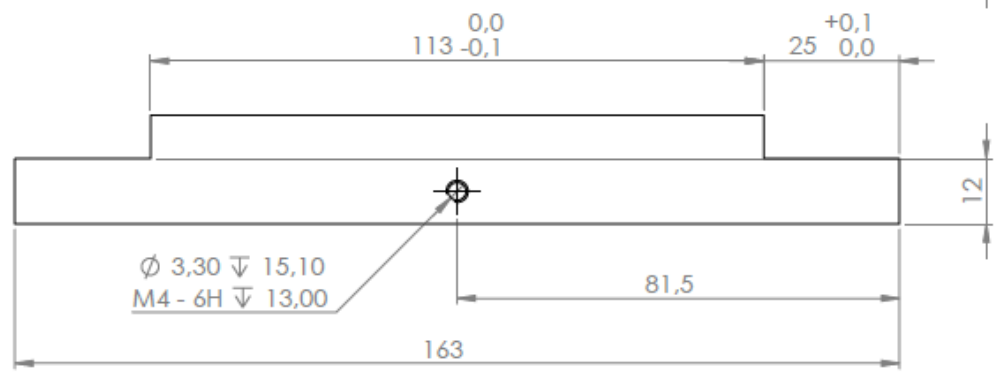
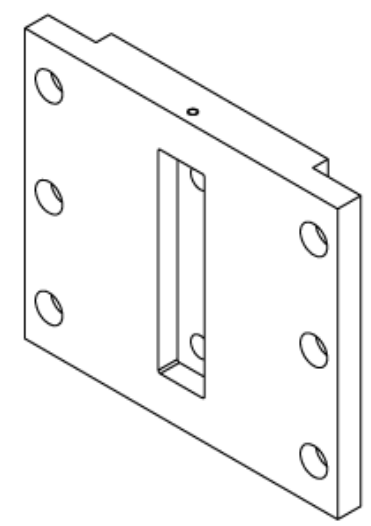


	Nome	Data	 Faculdade de Engenharia do Porto				Dissertação		Quantidade	2	
Des.	Pedras	06/04/2020							Massa (g)	57.67	
Vist.									Tratamento	Zincar Zn 25	
Aprov.	Pedras	12/05/2020	ISO 2768	mK	Escala- 1:1		A4		Material	Ck 45	
	Nome	HP-016 - Batente								Descrição	Corte laser
									Desenho	HP-016	

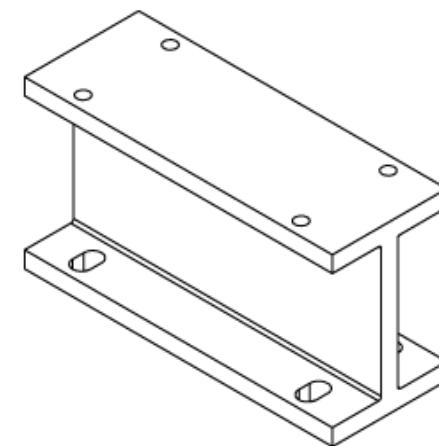
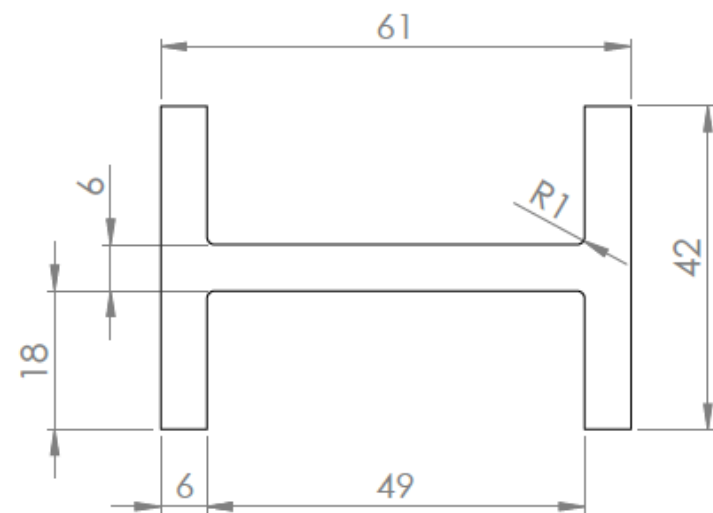
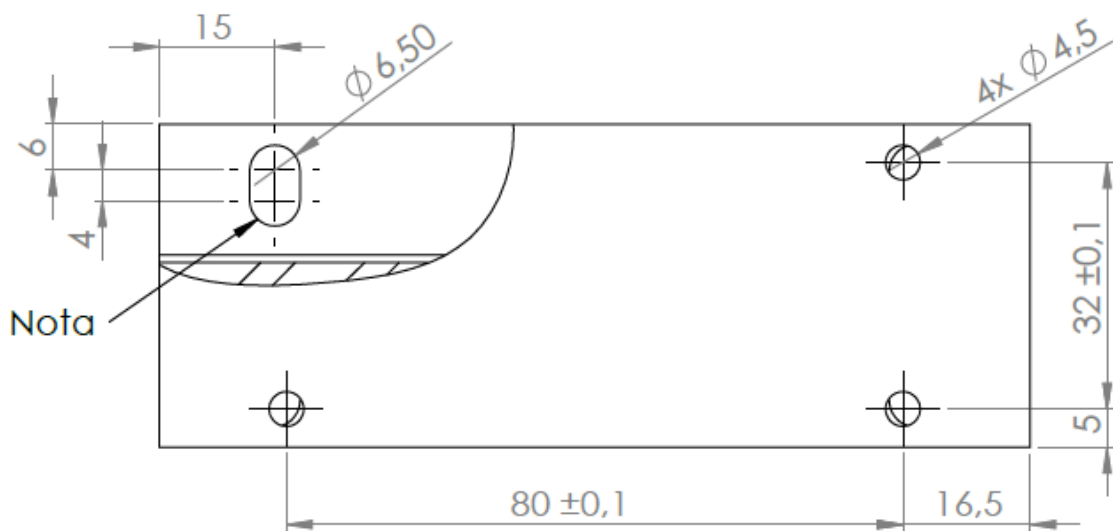


Secção A-A

Secção B-B


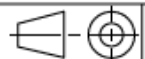


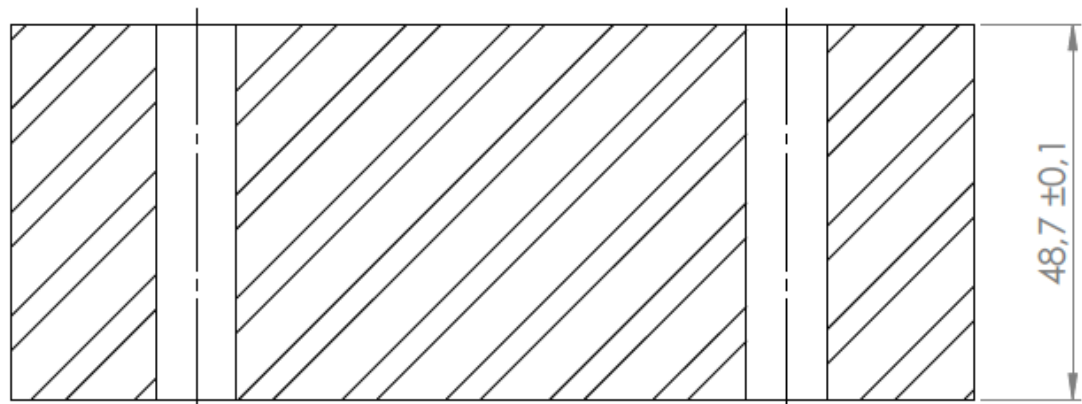
Nome	HP-017 - Lateral	Data	02/04/2020	isep INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA			Quantidade	1
Des.	Pedras			Dissertação			Massa (g)	2802.25
Vist.				ISO 2768	mK	Escala- 1:1	Tratamento	Zincar Zn 25
Aprov.	Pedras	14/05/2020		A3			Material	Ck 45
Nome							Descrição	Fresa
							Desenho	HP-017 1/1



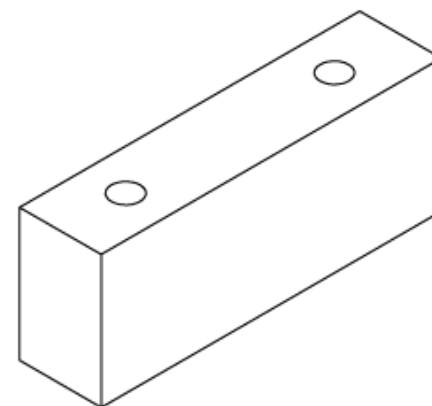
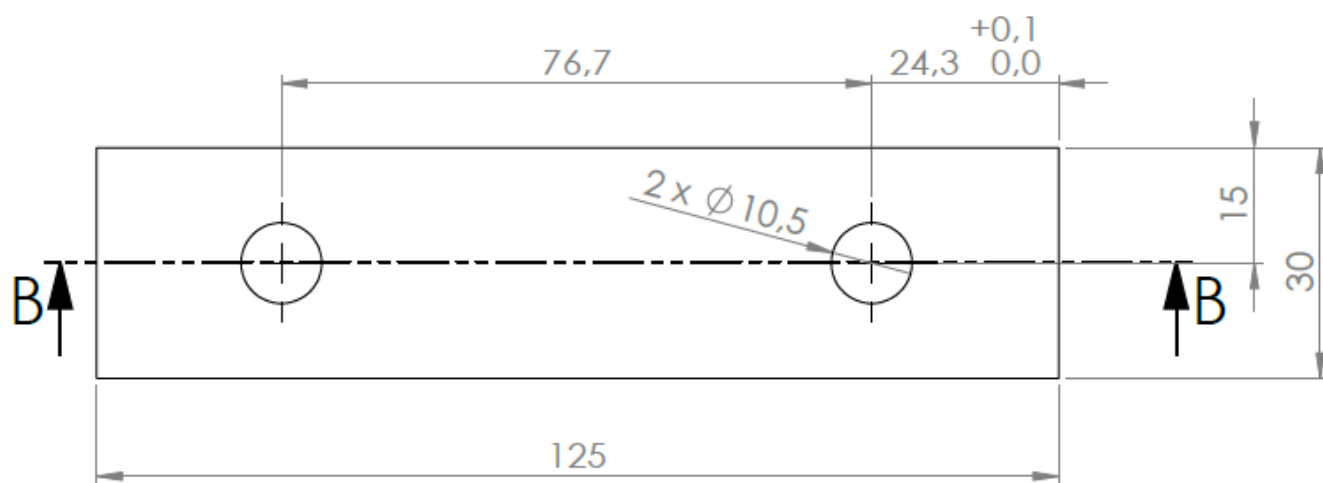
Nota


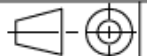
- Os restantes oblongos têm as mesmas dimensões.

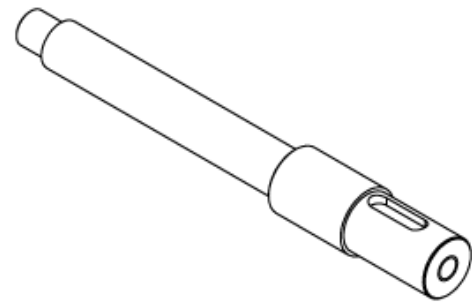
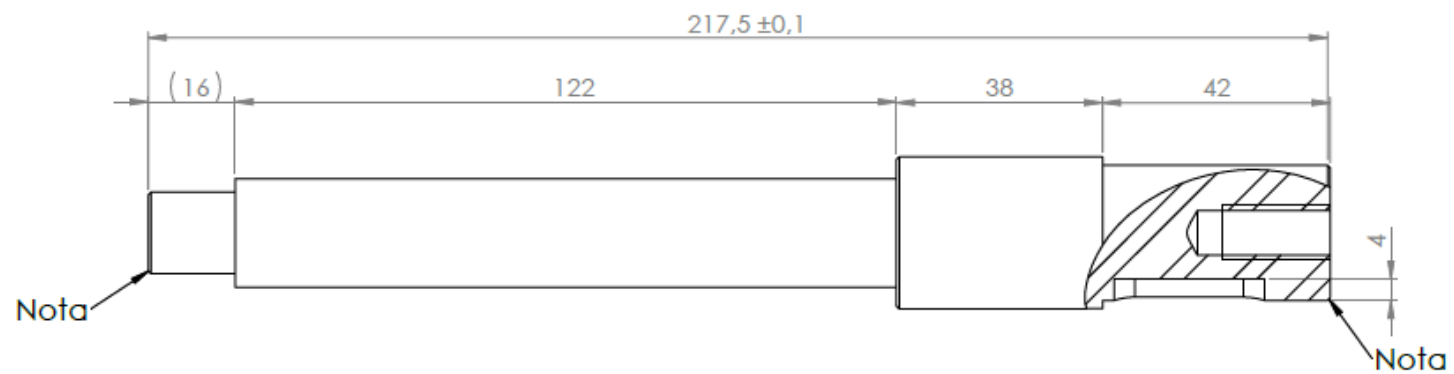
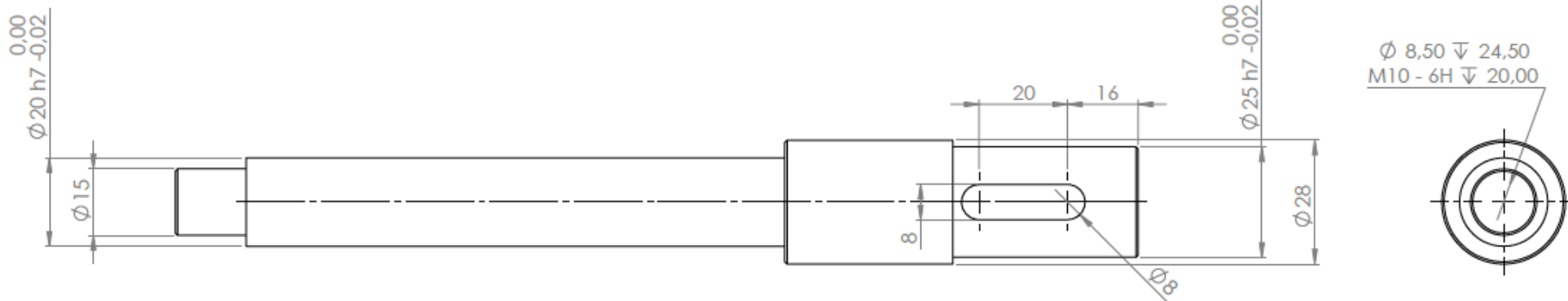
	Nome	Data	 Dissertação				Quantidade	1
Des.	Pedras	06/04/2020					Massa (g)	695.19
Vist.							Tratamento	Zincar Zn 25
Aprov.	Pedras	12/05/2020	ISO 2768	mK	Escala- 1:1	 A4	Material	Ck 45
Nome	HP-019 - Suporte célula						Descrição	Fresa
							Desenho	HP-019
								1/1



Secção B-B

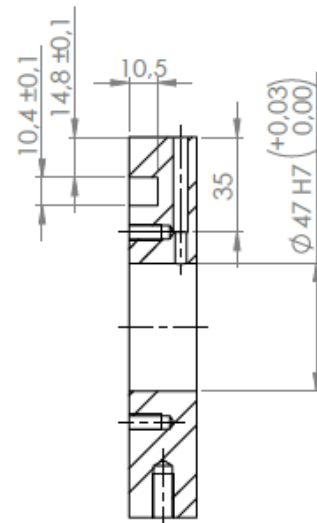
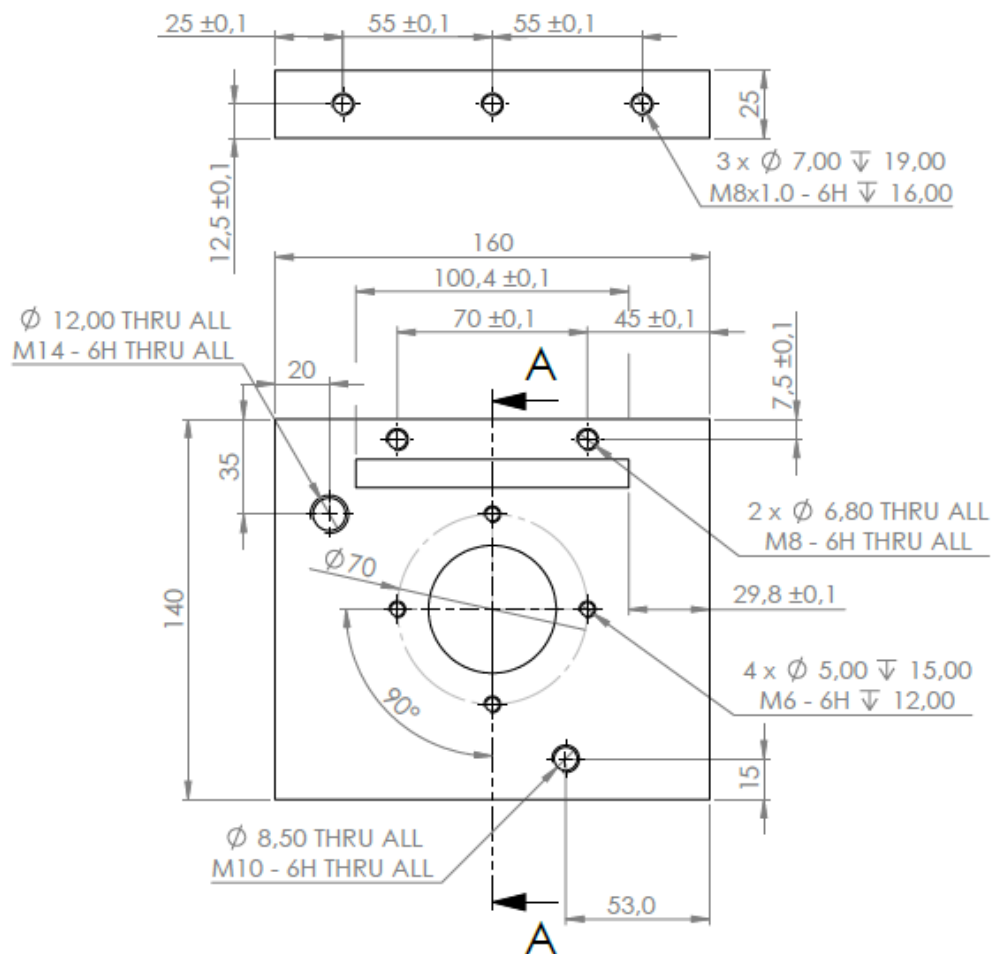


	Nome	Data	 Dissertação				Quantidade	2
Des.	Pedras	06/04/2020					Massa (g)	1368.79
Vist.							Tratamento	Zincar Zn25
Aprov.	Pedras	06/07/2020	ISO 2768	mK	Escala- 1:1	 A4	Material	Ck 45
Nome	HP-020 - Suporte chumaceira						Descrição	Fresa
							Desenho	HP-020
								1/1

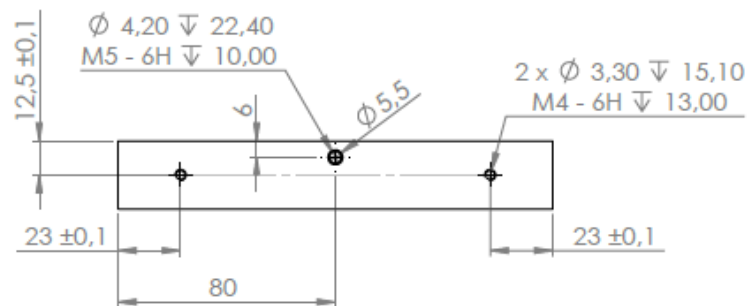
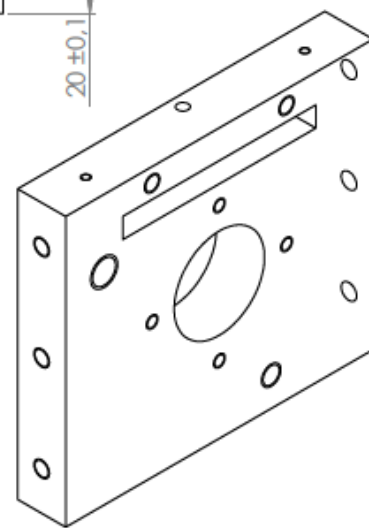
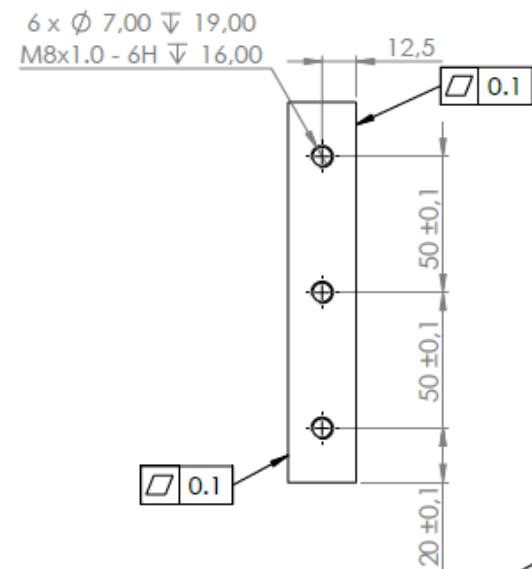


Nota
 - As arestas seleccionadas devem ter um pequeno chanfro até um máximo de 1 mm.

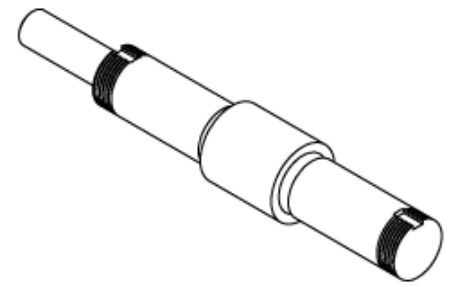
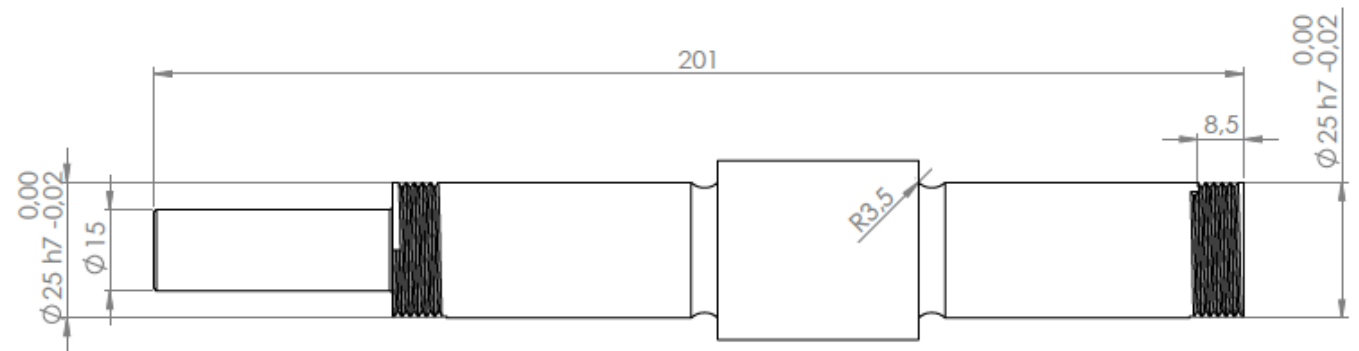
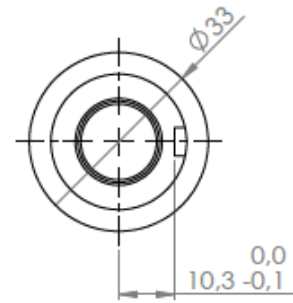
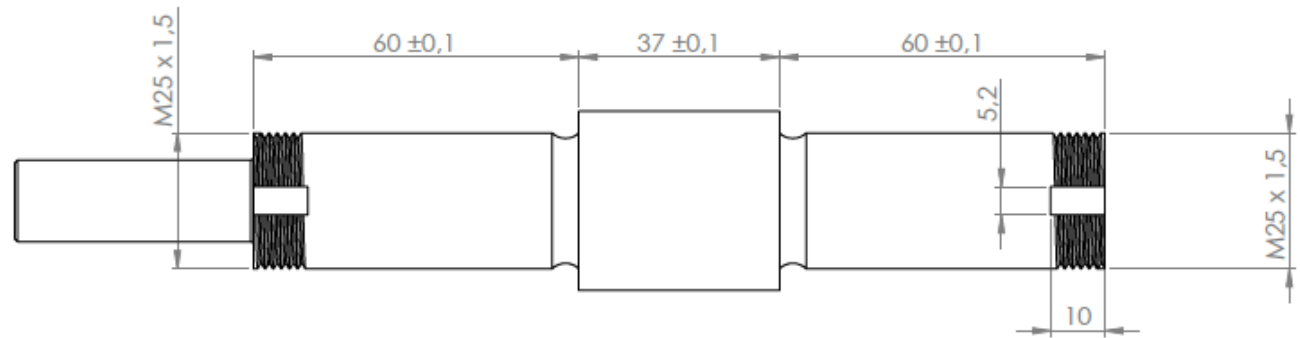
Nome	Data		Dissertação			Quantidade	1
Des.	Pedras 06/04/2020					Massa (g)	651.48
Vist.		ISO 2768 mK Escala- 1:1		A3	Tratamento	Zincar Zn25	
Aprov.	Pedras 06/07/2020				Material	Ck 45	
Nome	HP-021 - Veio polia			Descrição	Torno e fresa		
					Desenho	HP-021 1/1	


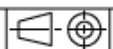


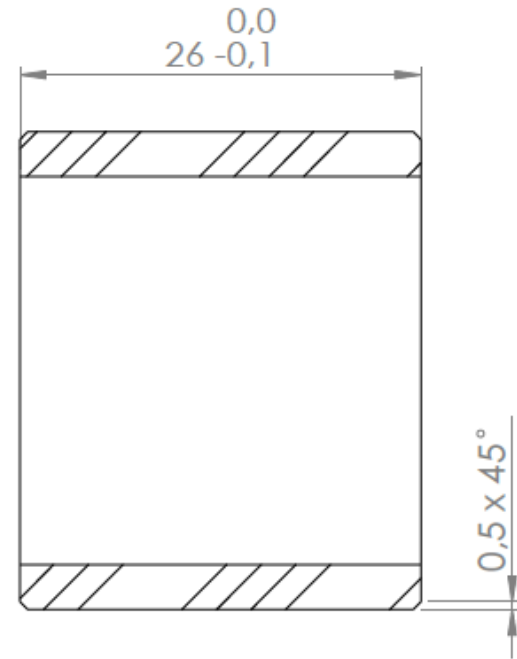
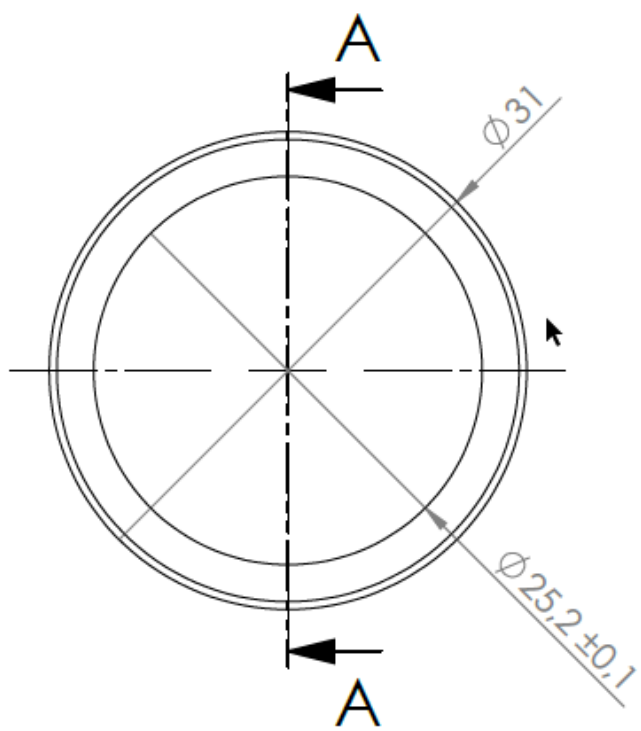
Secção A-A



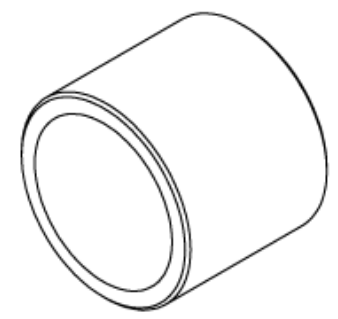
Nome	Pedras	Data	26/03/2020				Dissertação	Quantidade	1
Des.	Pedras	Data	28/05/2020	ISO 2768	mK	Escala-	1:2	Massa (g)	3852.81
Vist.								Treatamento	Zincar Zn 25
Aprov.	Pedras	Data	28/05/2020					Material	Ck 45
Nome	HP-035 - Suporte traseiro							Descrição	Fresa
								Desenho	HP-035 1/1


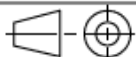


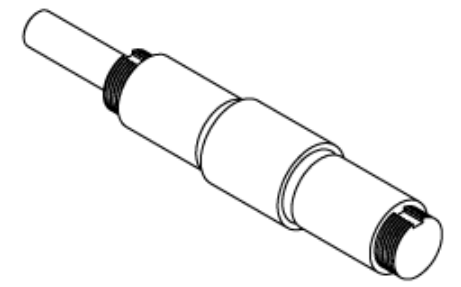
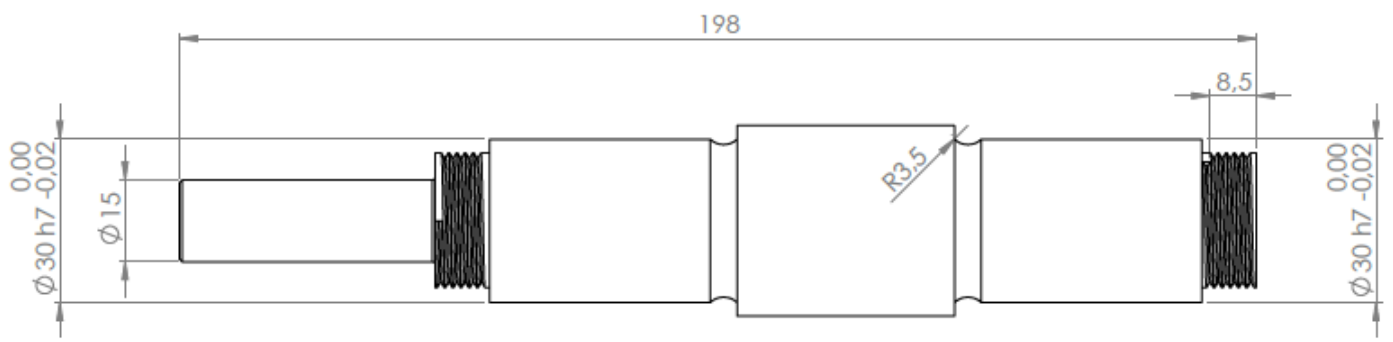
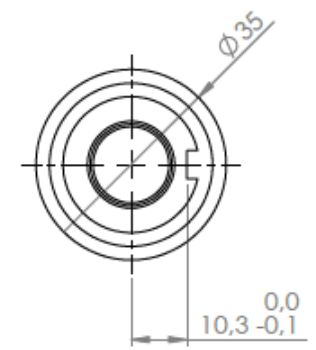
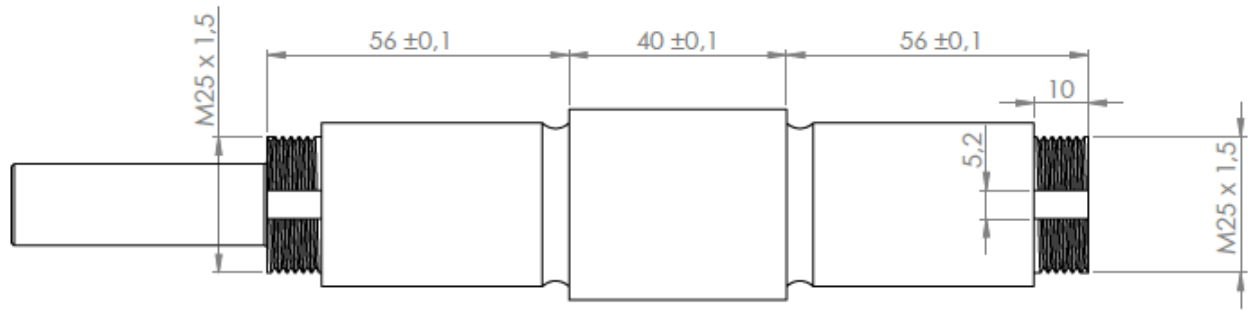
Des.	Pedras	17/03/2020					Dissertação		Quantidade	1
Vist.									Massa (g)	756.91
Aprov.	Pedras	08/07/2020	ISO 2768	mK	Escala-	1:1		A3	Tratamento	-
Nome	HP-039 - Velo 25 mm								Material	34 CrNiMo 6
									Descrição	Torno e fresa
									Desenho	HP-039 1/1





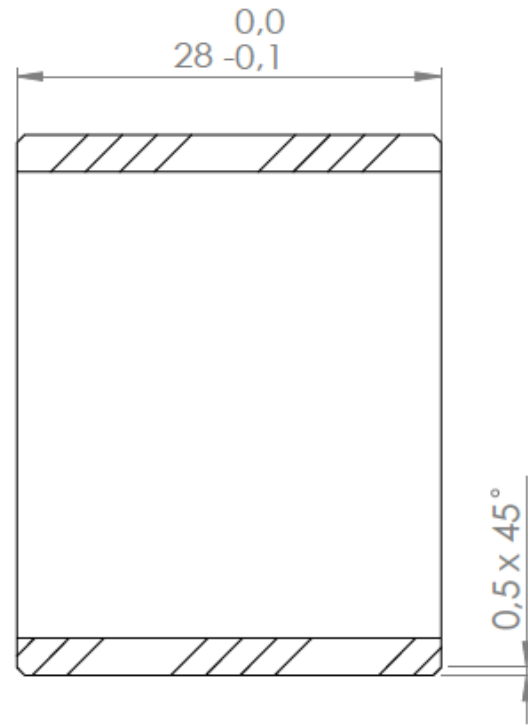
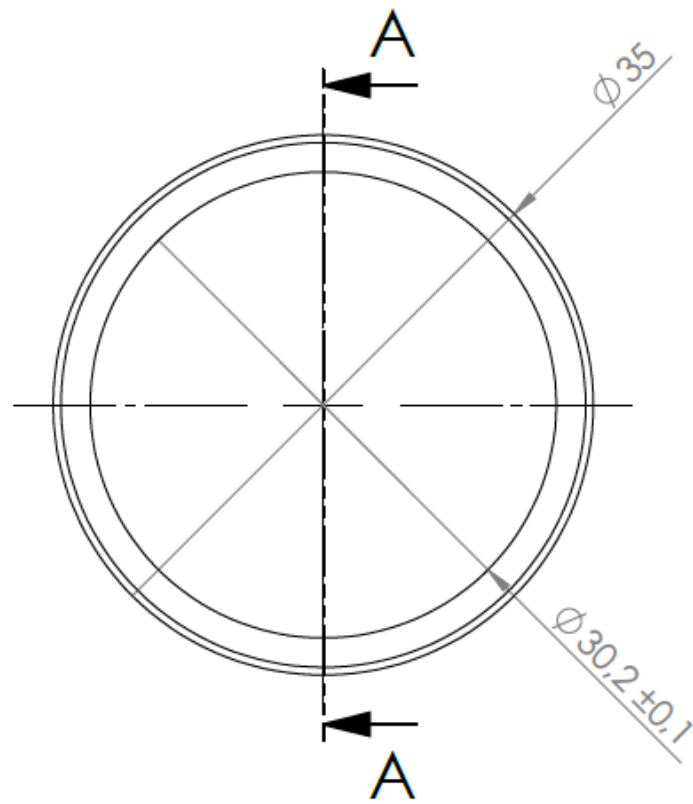
Secção A-A



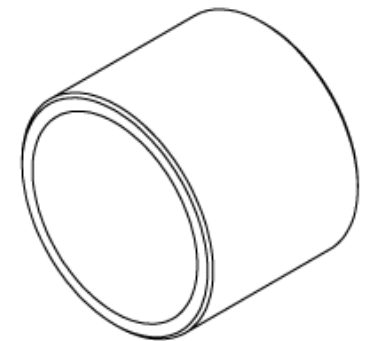
	Nome	Data	 Dissertação				Quantidade	2
Des.	Pedras	27/02/2019					Massa (g)	51.73
Vist.							Tratamento	Zincar Zn 25
Aprov.	Pedras	11/05/2020	ISO 2768	mK	Escala- 2:1	 A4	Material	Ck 45
Nome	HP-040 - Espaçador						Descrição	Torno
							Desenho	HP-040
								1/1





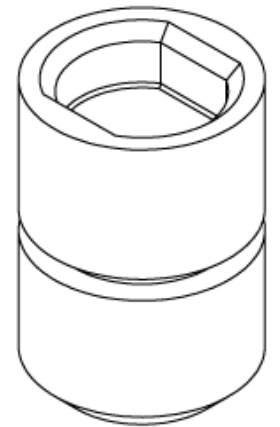
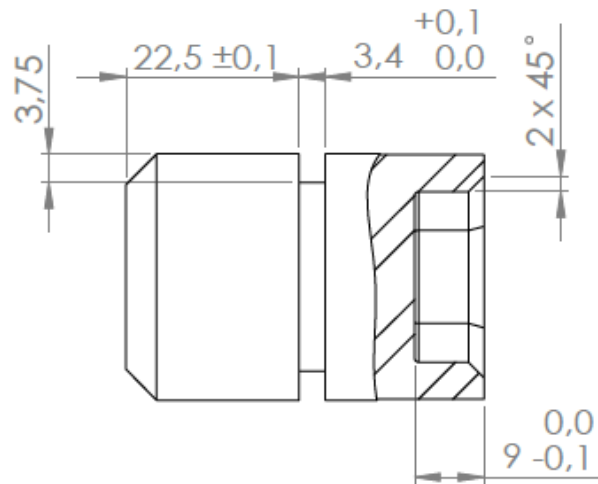
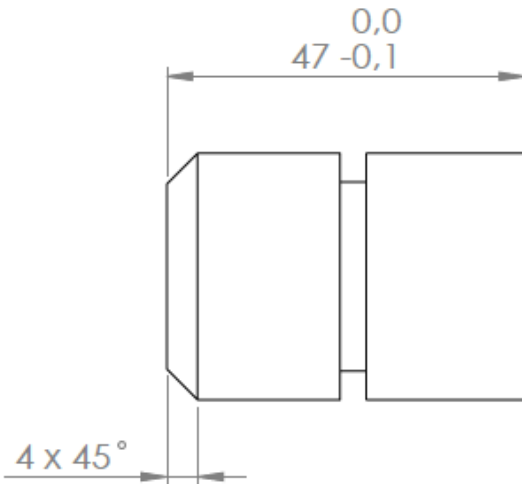
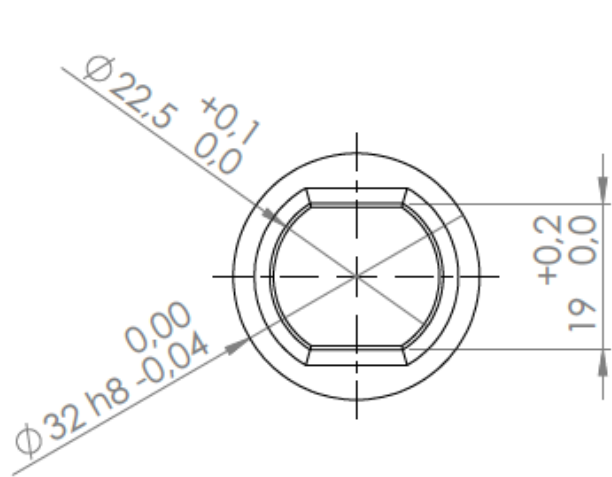
	Nome	Data					Dissertação		Quantidade	1
Des.	Pedras	17/03/2020							Massa (g)	932.41
Vist.									Tratamento	-
Aprov.	Pedras	08/07/2020	ISO 2768	mK	Escala-	1:1		A3	Material	34 CrNiMo 6
Nome	HP-042 - Velo 30 mm								Descrição	Torno e fresa
									Desenho	HP-042 1/1







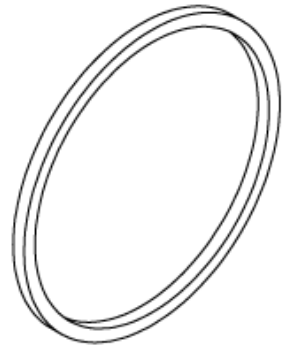
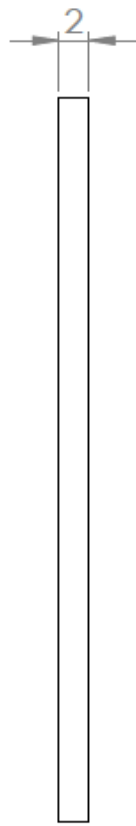
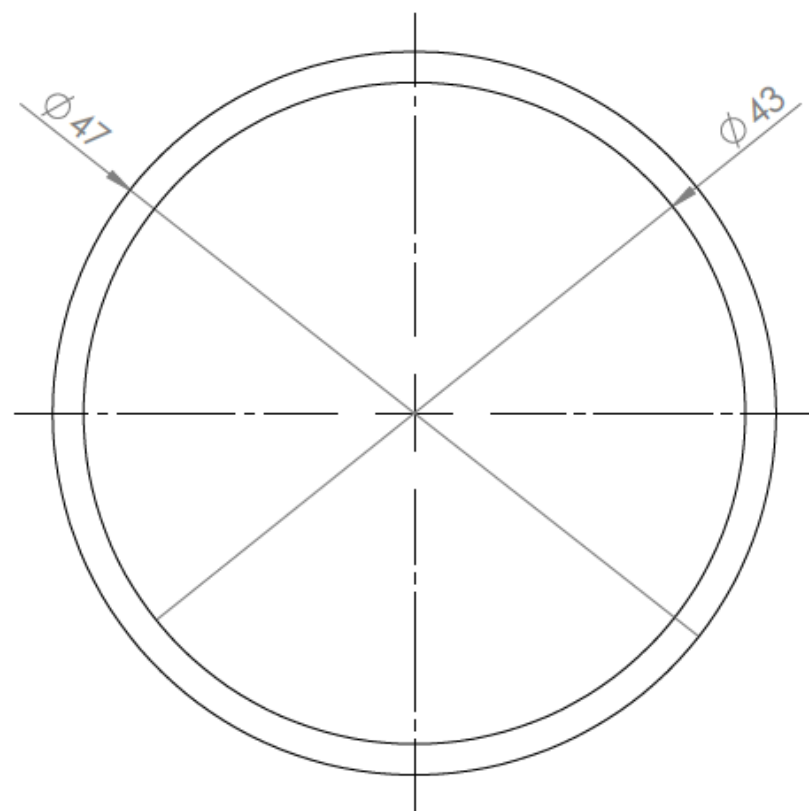
Secção A-A


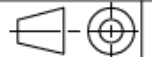


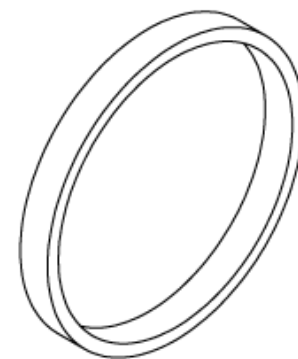
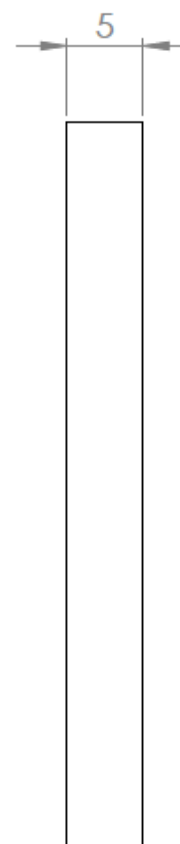
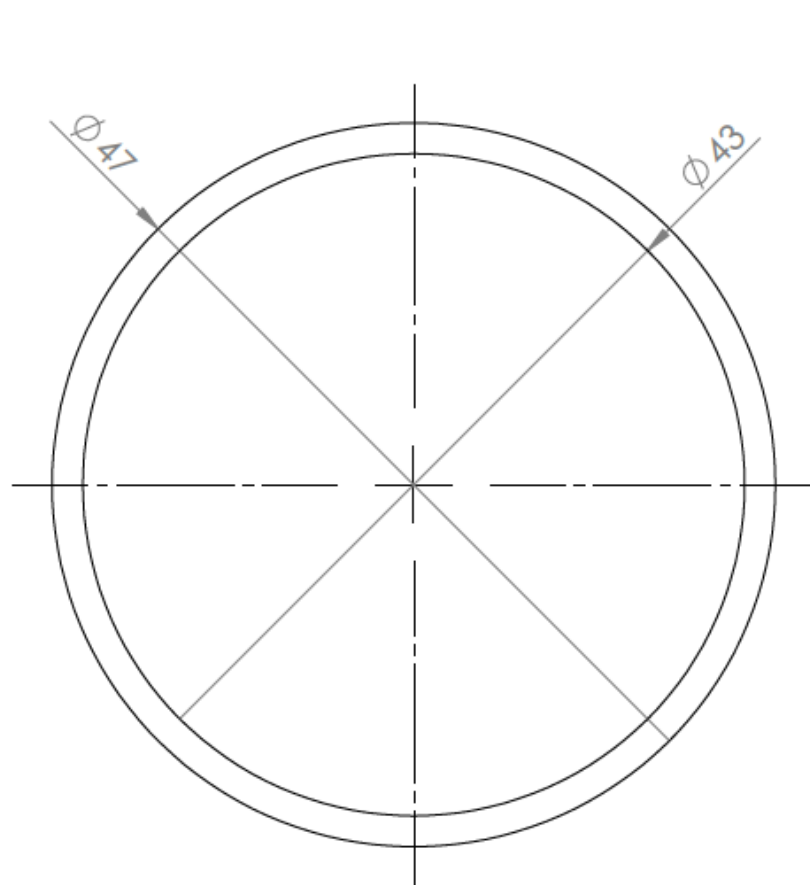
	Nome	Data	 Dissertação				Quantidade	2
Des.	Pedras	27/02/2019					Massa (g)	52.51
Vist.							Tratamento	Zincar Zn 25
Aprov.	Pedras	27/05/2020	ISO 2768	mK	Escala- 2:1		Material	Ck 45
Nome	HP-043 - Espaçador						Descrição	Torno
							Desenho	HP-043
								1/1






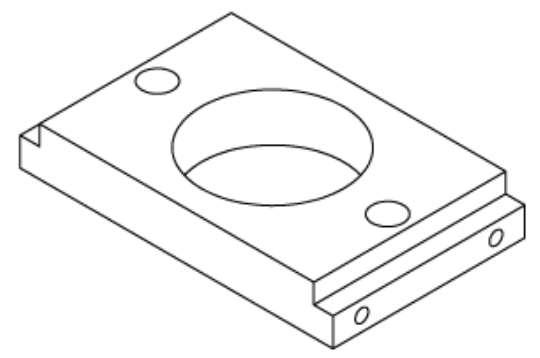
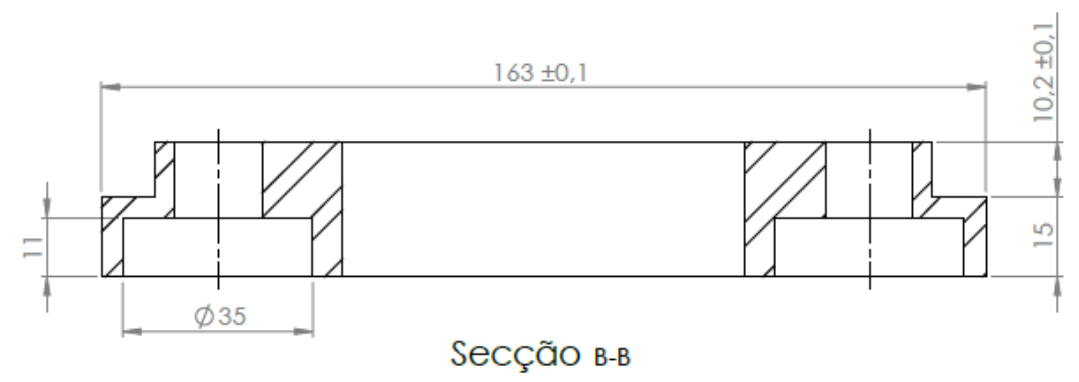
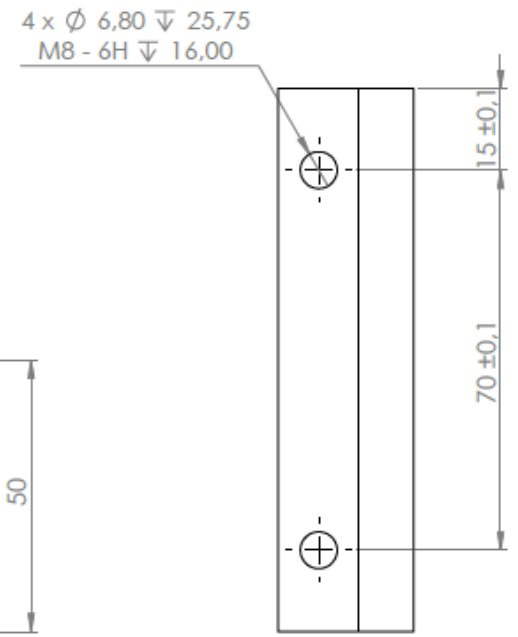
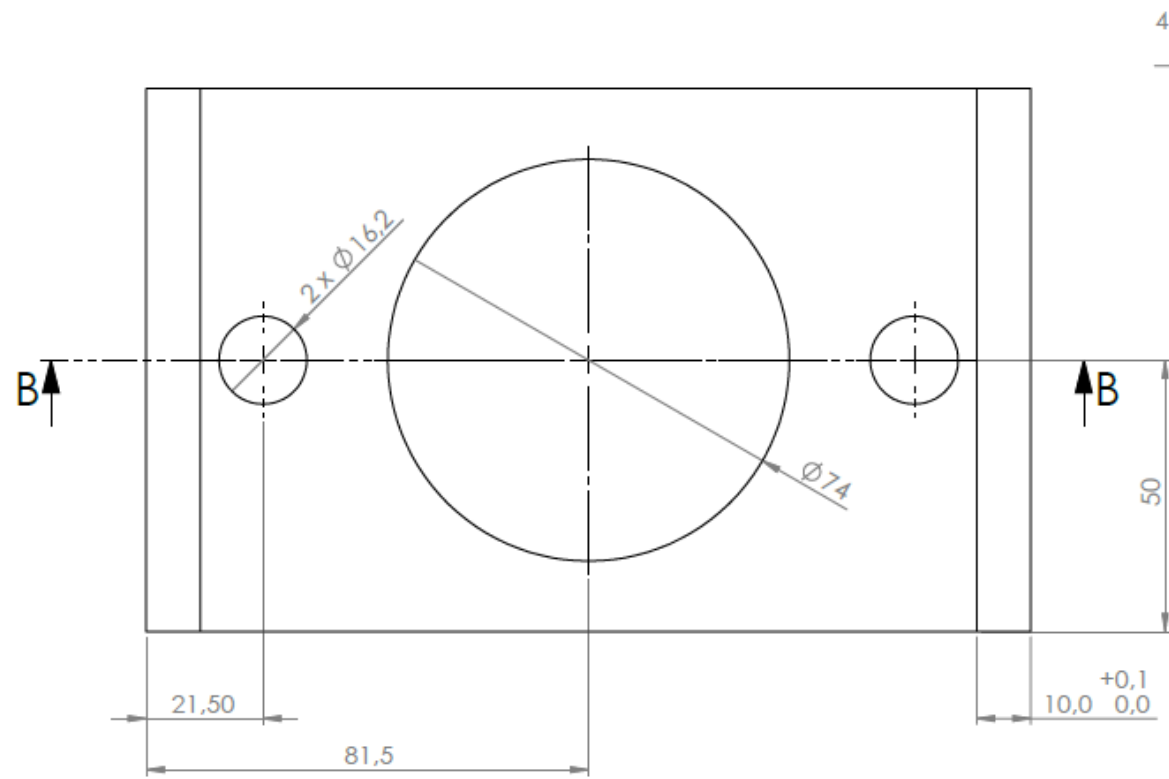
	Nome	Data	 Dissertação				Quantidade	1
Des.	Pedras	11/05/2020	 Escala- 1:1				Massa (g)	251.96
Vist.			 A4				Tratamento	-
Aprov.	Pedras	13/05/2020	 A4				Material	Ck 45
Nome	HP-048 - Haste atuador					Descrição	Torno e fresa	
							Desenho	HP-048 1/1



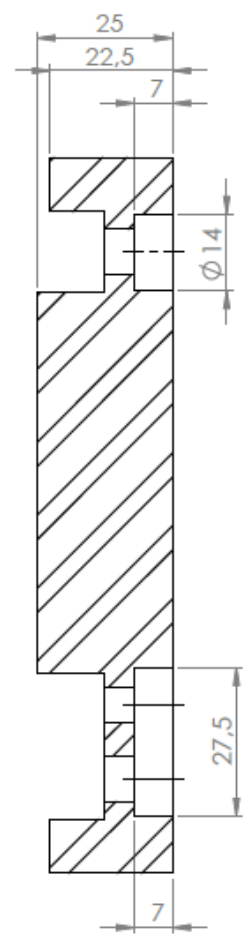
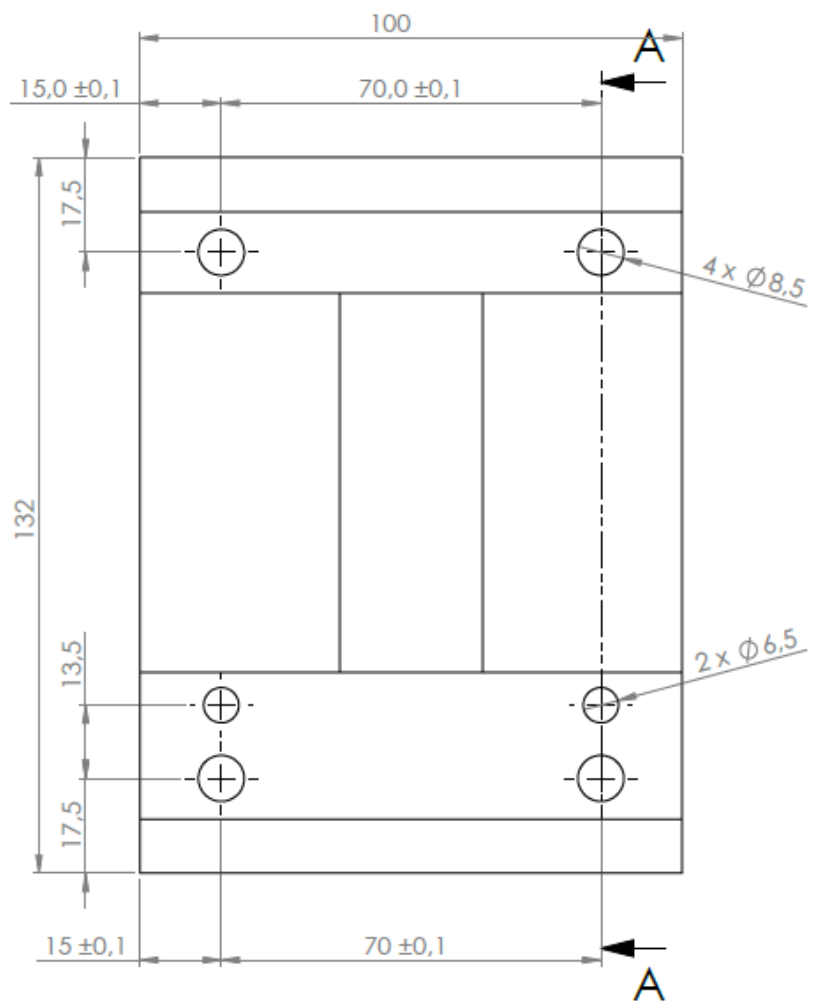
	Nome	Data	 Dissertação				Quantidade	1
Des.	Pedras	11/05/2020					Massa (g)	4.44
Vist.							Tratamento	Zincar Zn25
Aprov.	Pedras	19/05/2020	ISO 2768	mK	Escala- 2:1	 A4	Material	Ck 45
Nome	HP-052 - Espaçador 25 mm						Descrição	Corte laser
							Desenho	HP-052
								1/1



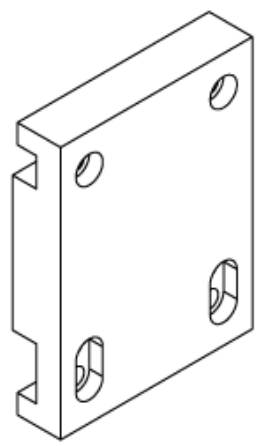
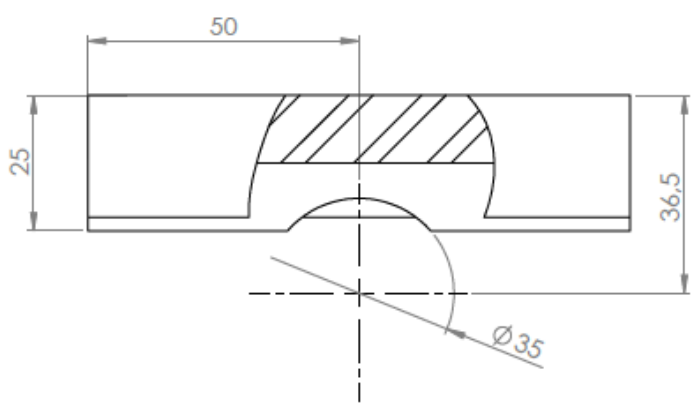
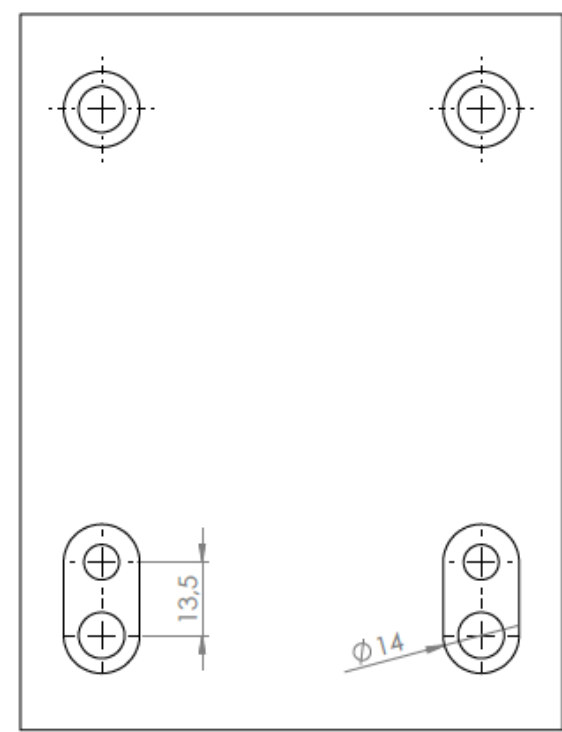
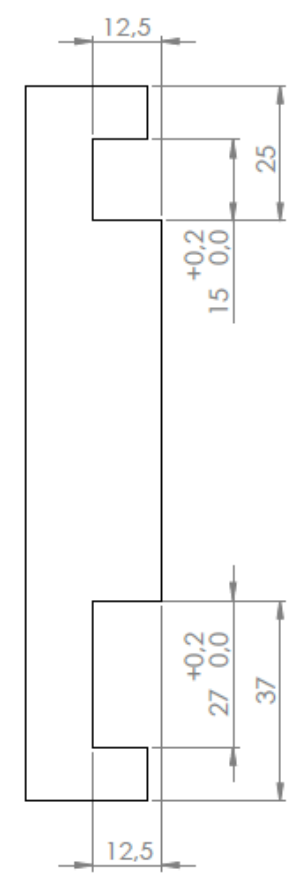
	Nome	Data	 Faculdade de Engenharia do Porto Dissertação				Quantidade	1
Des.	Pedras	11/05/2020					Massa (g)	11.11
Vist.							Tratamento	Zincar Zn25
Aprov.	Pedras	19/05/2020	ISO 2768	mK	Escala- 2:1	  A4	Material	Ck 45
Nome	HP-053 - Espaçador 30 mm						Descrição	Corte laser
							Desenho	HP-053
								1/1



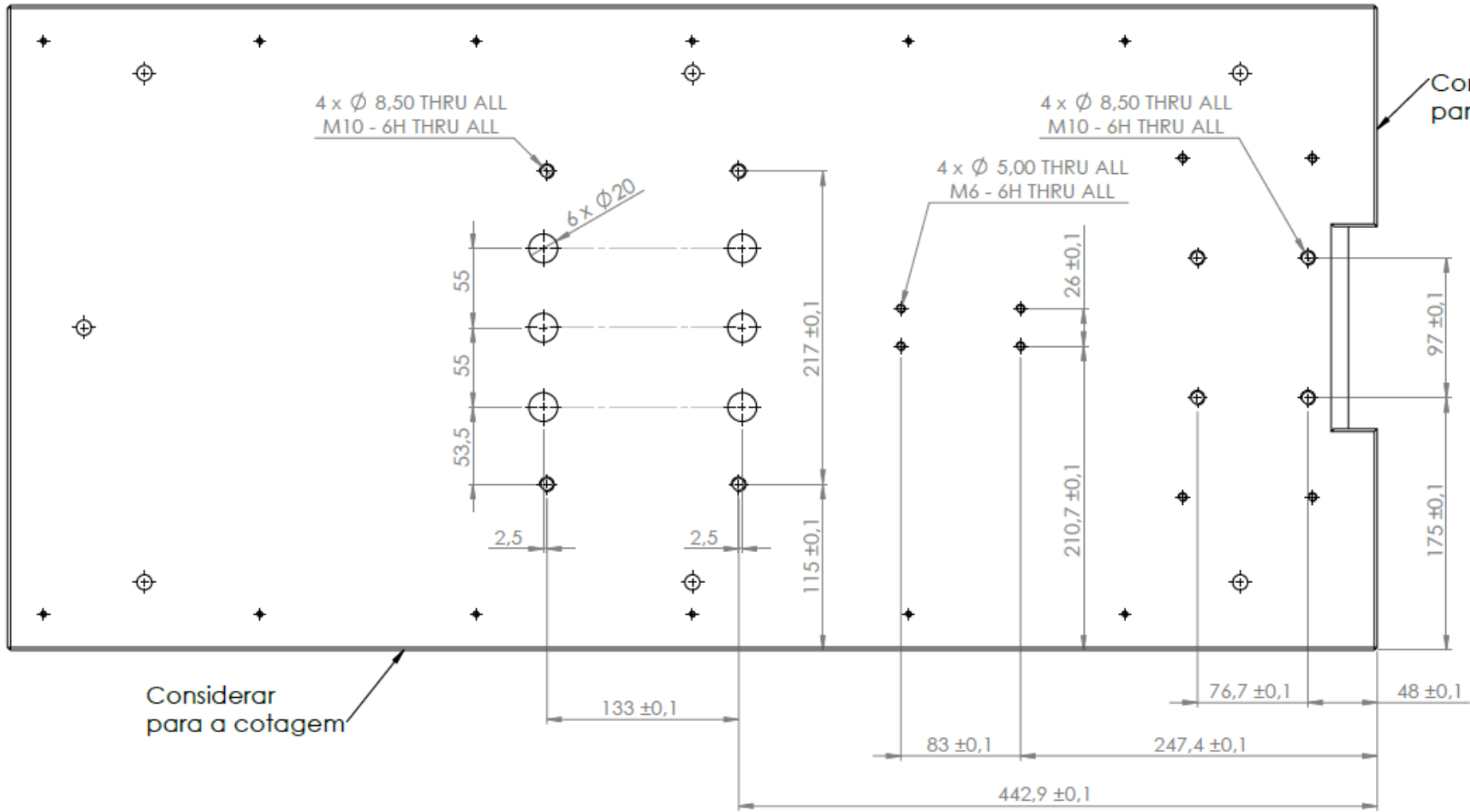
Nome	Des.	Pedras	Data	12/05/2020				Dissertação		Quantidade	1
Vist.										Massa (g)	1955,08
Aprov.	Pedras	15/05/2020	ISO 2768	mK	Escala-	1:1		A3		Tratamento	Zincar Zn25
Nome	HP-054 - Suporte cilindro									Material	Ck 45
										Descrição	Fresa
										Desenho	HP-054 1/1



Secção A-A



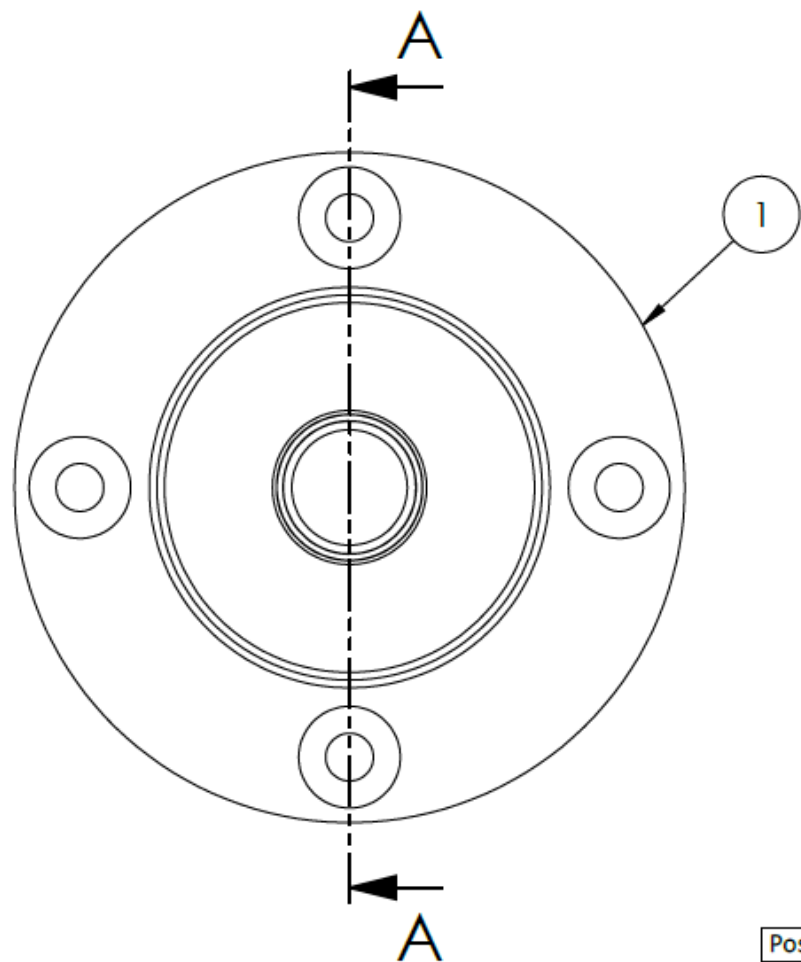
Nome	Des.	Pedras	Data	12/05/2020				Dissertação		Quantidade	2
Vist.	Aprov.	Pedras	15/05/2020	ISO 2768	mK	Escala-	1:1		A3	Massa (g)	2013,58
Nome	HP-055 - Suporte lateral cilindro								Tratamento	Zincar Zn25	
									Material	Ck 45	
									Descrição	Fresa	
									Desenho	HP-055	1/1



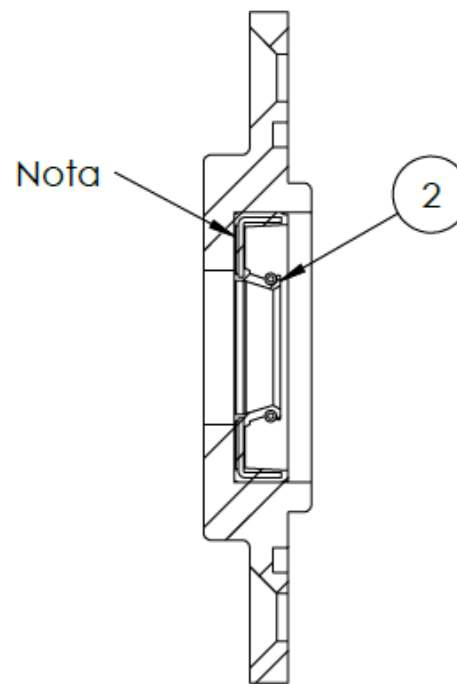
Nota

- Serve o desenho como suplemento de furação, apenas devem ser considerados os furos cotados. Os restantes são meramente representativos.
- É importante que as cotas sejam referentes as mesmas duas faces, como indica a cotagem.

Nome	Pedras	Data	13/02/2019				Dissertação		Quantidade	1
Des.	Pedras			ISO 2768	mK	Escala-	1:3		Massa (g)	-
Vist.									Tratamento	-
Aprov.	Pedras	06/07/2020						Material	-	
Nome	HP-022 - Tampo								Descrição	Furação
								Desenho	HP-022	1/1



Secção A-A


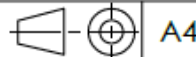


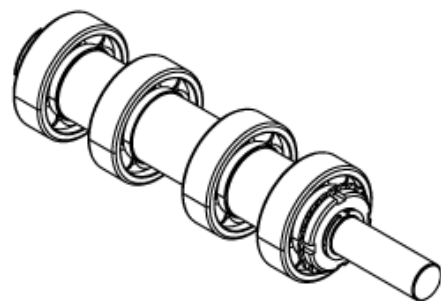
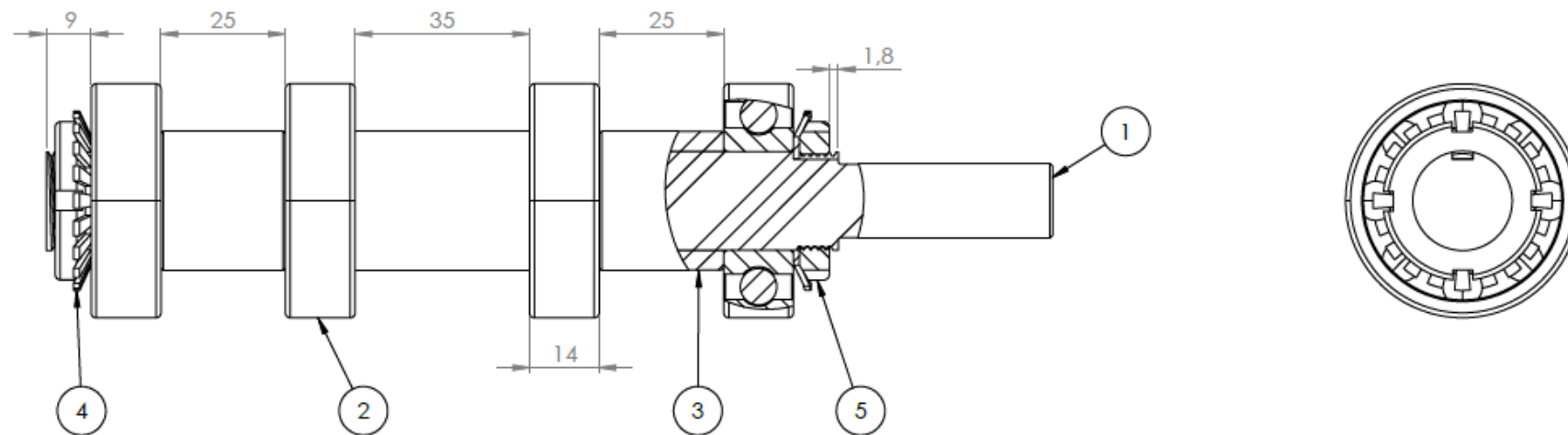
Nota

- Garantir que o retentor ficou devidamente encostado e preso.



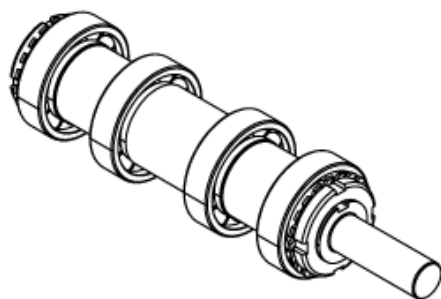
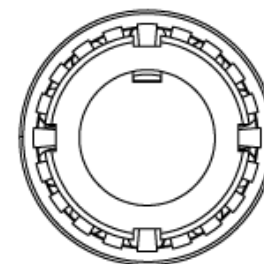
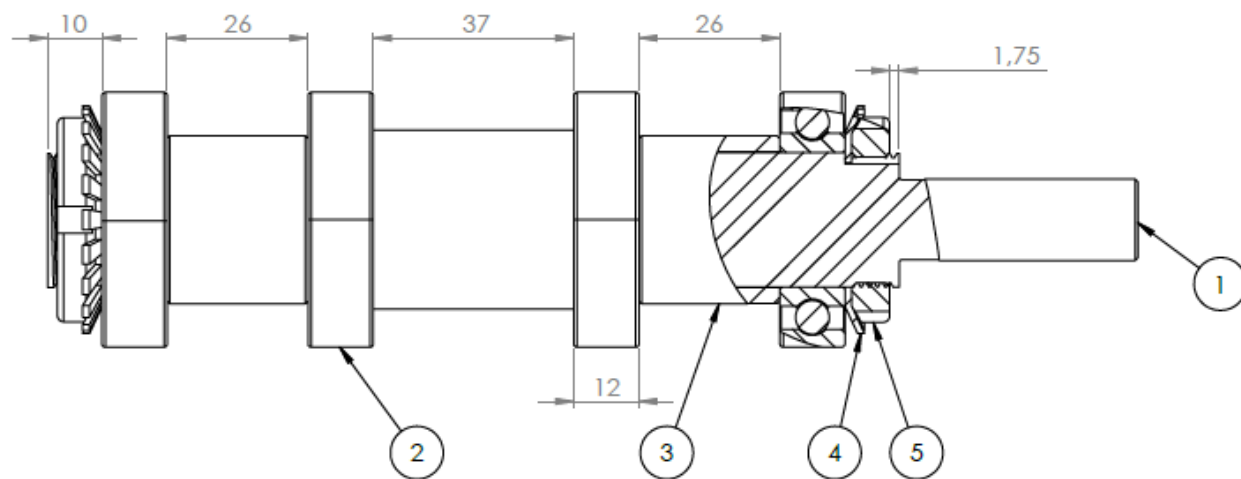
Pos.	Nome	Des. Nº	Material	Descrição	Qty.
1	HP-004 - Tampa frontal	HP-004	Ck 45	Torno e Fresa	1
2	trelleborg_trad00150-n7mm_b5f9rk11le7j4gqoudd6ocosf	-	-	SOVE	1

	Nome	Data	 Dissertação				Quantidade	1
Des.	Pedras	24/03/2020	<small>Faculdade de Engenharia do Porto</small>				Massa (g)	257.79
Vist.			ISO 2768	mK	Escala- 1:1		Tratamento	-
Aprov.	Pedras	21/04/2020					Material	-
Nome	HP-005 - Tampa montada					Descrição	Montagem	
							Desenho	HP-005
								1/1



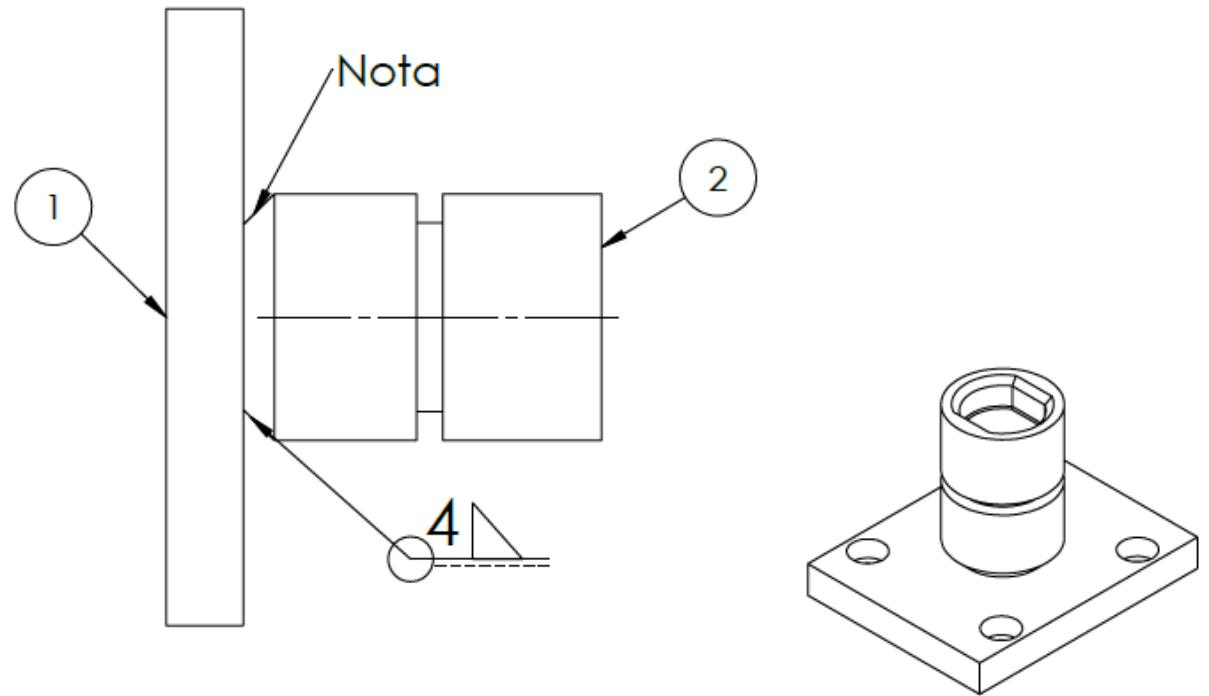
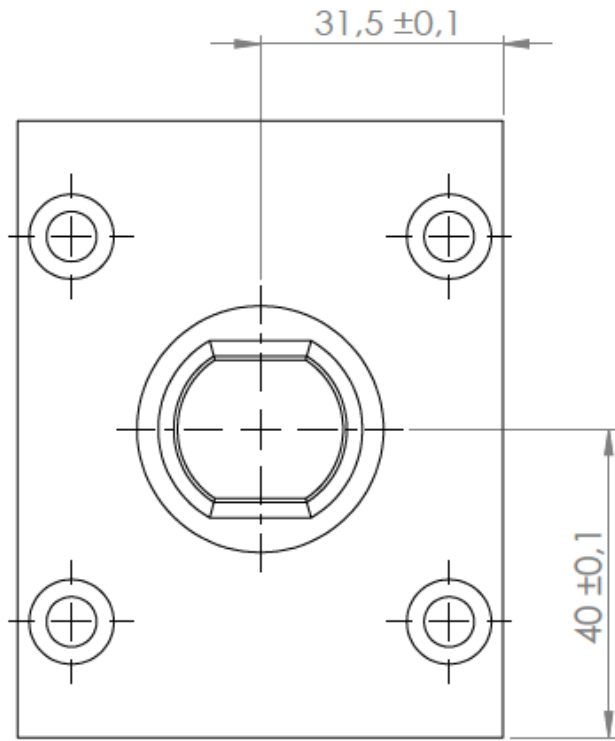
Pos.	Nome	Des. N°	Material	Descrição	Qty.
1	HP-001 - Veio 20 mm	HP-001	34 CrNiMo 6	Torno e fresa	1
2	W_6204	-	-	SKF - W6204	4
3	HP-003 - Espaçador	HP-003	Ck 45	Torno	2
4	MB_4_A	-	-	SKF - MB4	2
5	KM_4	-	-	SKF - KM4	2

Nome	Data	isep INSTITUTO DE ENGENHARIA DE PORTO			Dissertação		Quantidade	1
Des.	Pedras	20/04/2020					Massa (g)	-
Vist.							Tratamento	-
Aprov.	Pedras	19/05/2020	ISO 2768	mK	Escala- 1:1		Material	-
Nome	HP-038 - Veio montado 20 mm						Descrição	Montagem
							Desenho	HP-038 1/1



Pos.	Nome	Des. N°	Material	Descrição	Qty.
1	HP-039 - Veio 25 mm	HP-039	34 CrNiMo 6	Torno e fresa	1
2	6005	-	-	SKF - 6005	4
3	HP-040 - Espaçador	HP-040	Ck 45	Torno	2
4	MB_5	-	-	SKF - MB5	2
5	KM_5	-	-	SKF - KM5	2


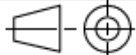
Nome	Data	isep INSTITUTO DE ENGENHARIA DE SOFTWARE				Quantidade	1
Des. Pedras	20/04/2020	Dissertação				Massa (g)	-
Vist.		ISO 2768 mK Escala- 1:1				Tratamento	-
Aprov. Pedras	03/06/2020	A3				Material	-
Nome	HP-041 - Veio montado 25 mm					Descrição	Montagem
						Desenho	HP-041 1/1

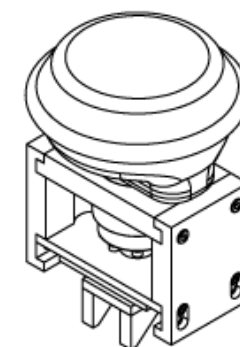
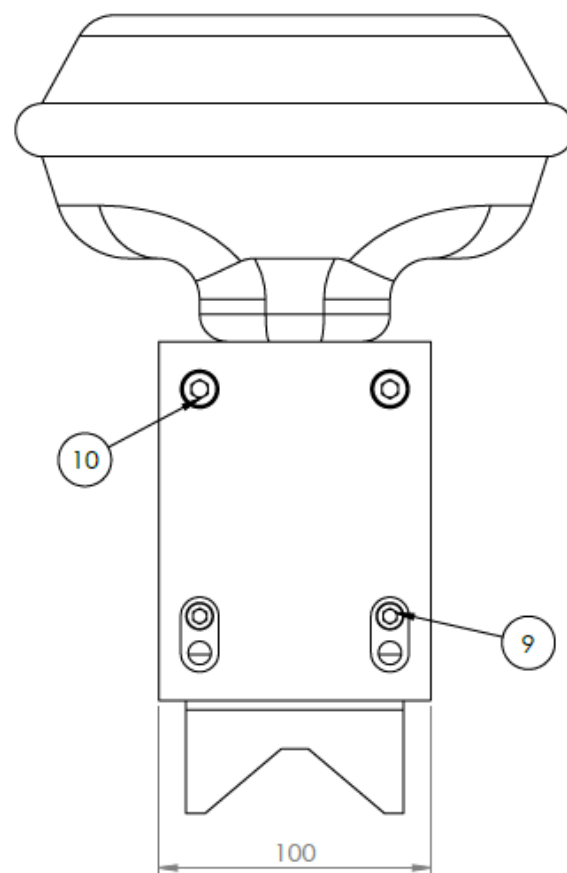
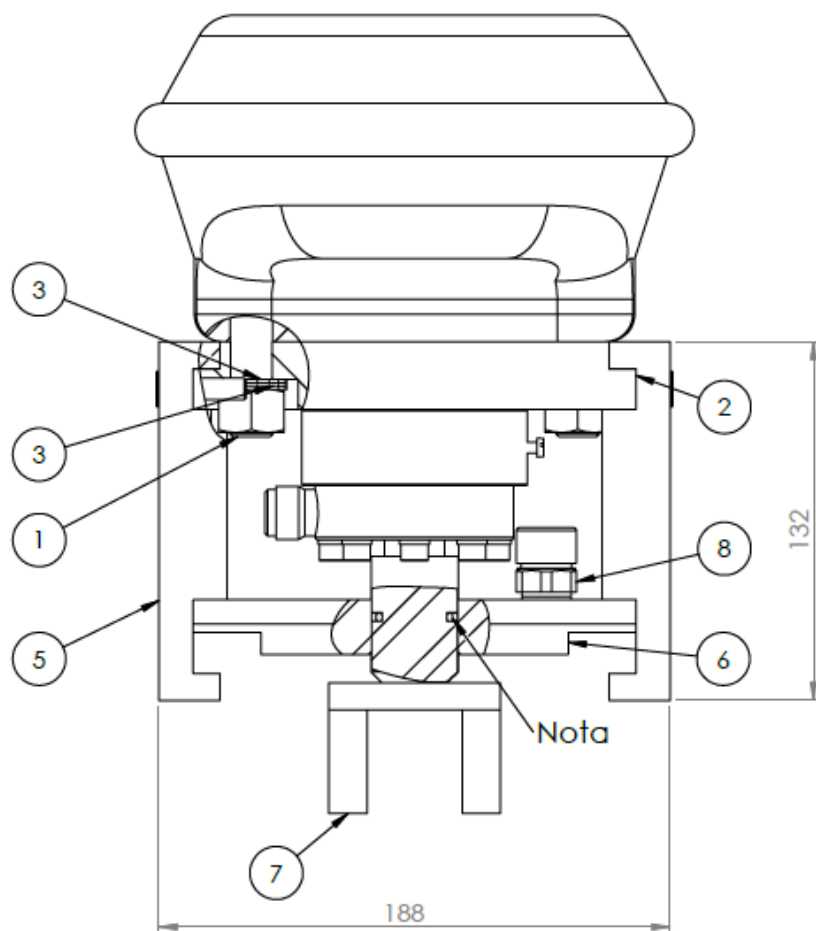


Nota

- Garantir que a peça está centrada e soldar até encher o chanfro.
- Se necessário maquinar para melhorar o acabamento.

Pos.	Nome	Des. Nº	Material	Descrição	Qty.
1	HP-013 - Suporte atuador	HP-013	Ck 45	Fresa	1
2	HP-048 - Haste atuador	HP-048	Ck 45	Torno e fresa	1

Nome	Des.	Data	 Dissertação				Quantidade	1
Vist.	Pedras	11/05/2020	Faculdade de Engenharia do Porto				Massa (g)	625.91
Aprov.	Pedras	13/05/2020	ISO 2768	mK	Escala- 1:1	 A4	Tratamento	Zincar Zn 25
Nome	HP-049 - Atuador soldado						Material	-
							Descrição	Soldar
							Desenho	HP-049
								1/1

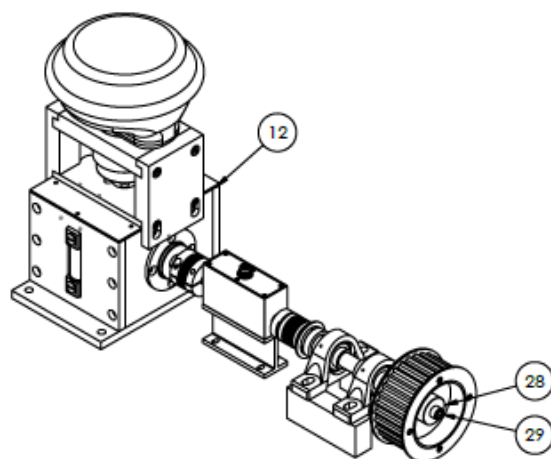
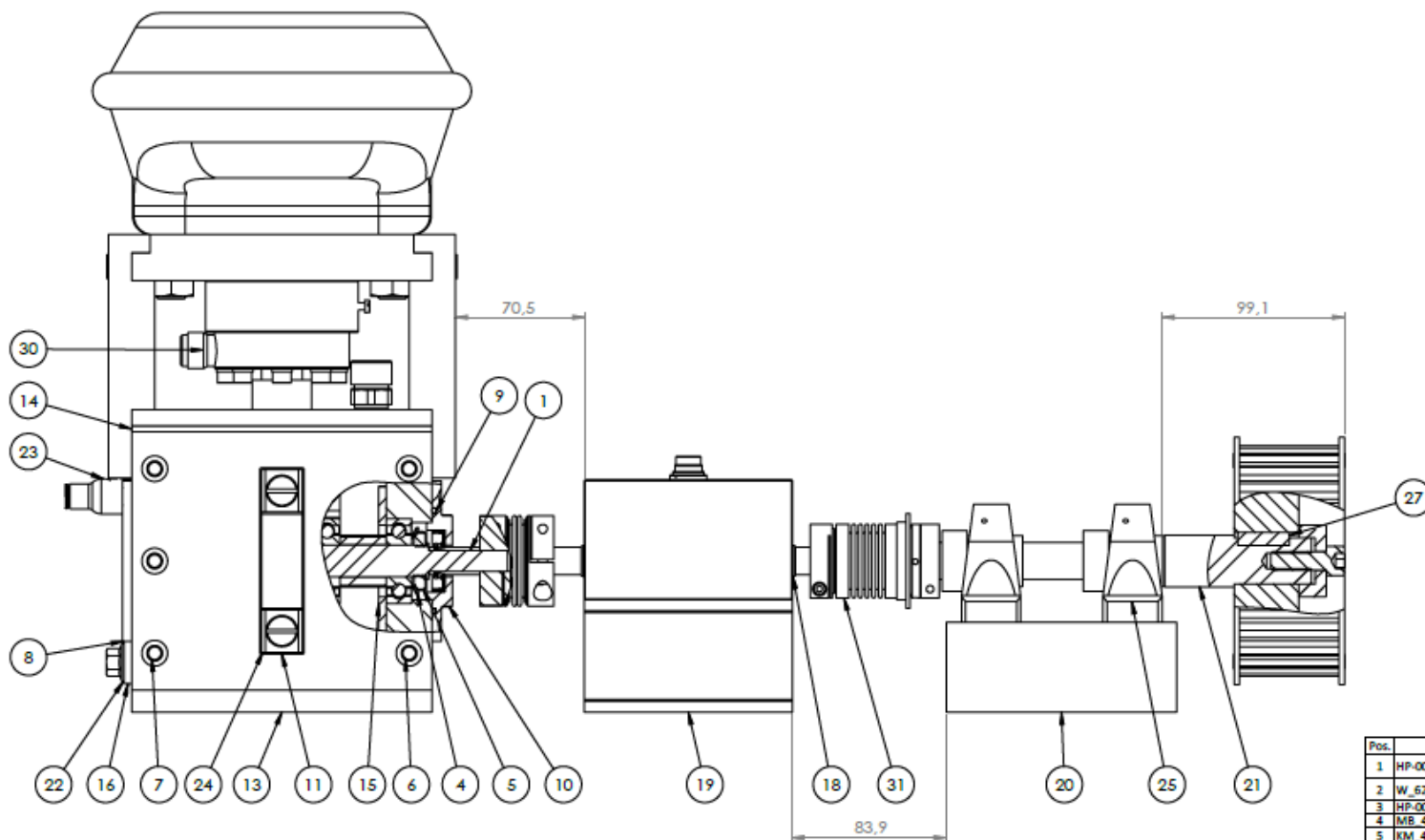


Nota

- Garantir que a haste do atuador é montada sem vincar o retentor.

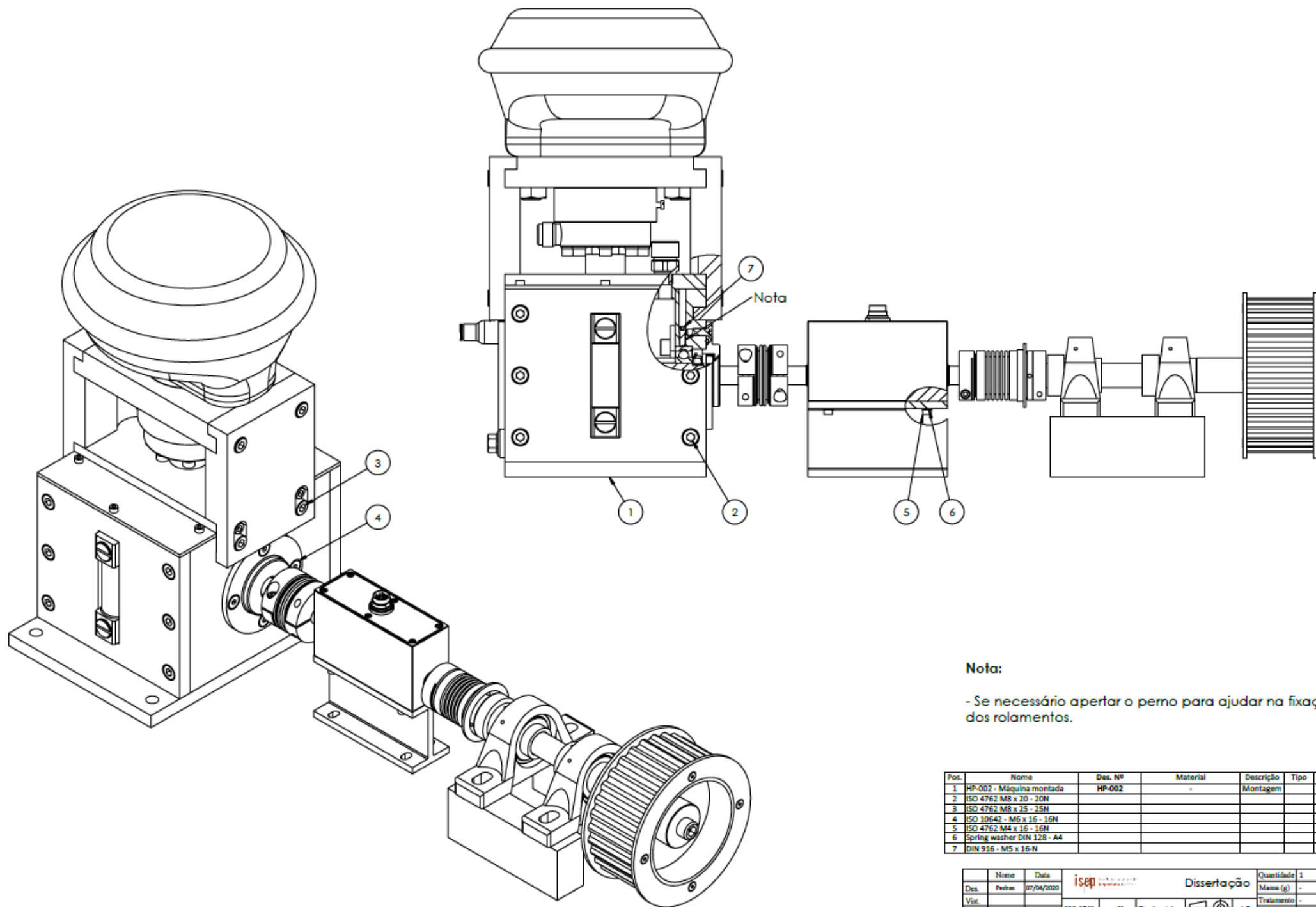
Pos.	Nome	Des. Nº	Material	Descrição	Qty.
1	Cilindro	-	-	-	1
2	HP-054 - Suporte cilindro	HP-054	Ck 45	Fresa	1
3	DIN 6798-A17				6
4	ISO - 4034 - M16 - N				2
5	HP-055 - Suporte lateral cilindro	HP-055	Ck 45	Fresa	2
6	HP-010 - Suporte superior	HP-010	Ck 45	Fresa	1
7	HP-015 - Atuador montado	HP-015	-	Montagem	1
8	gn_881-m12x1_5-200-ms-m	-	-	REIMAN GN 881	1
9	ISO 4762 M6 x 20 - 20N				4
10	ISO 4762 M8 x 25 - 25N				4

Des.	Pedras	Data	12/05/2020		Dissertação			Quantidade	1	
Vist.					Massa (g)	-				
Aprov.	Pedras	Data	18/05/2020	ISO 2768	mK	Escala-	1:2		Tratamento	-
Nome	HP-056 - Cilindro montado							Material	-	
								Descrição	Montagem	
								Desenho	HP-056 1/1	



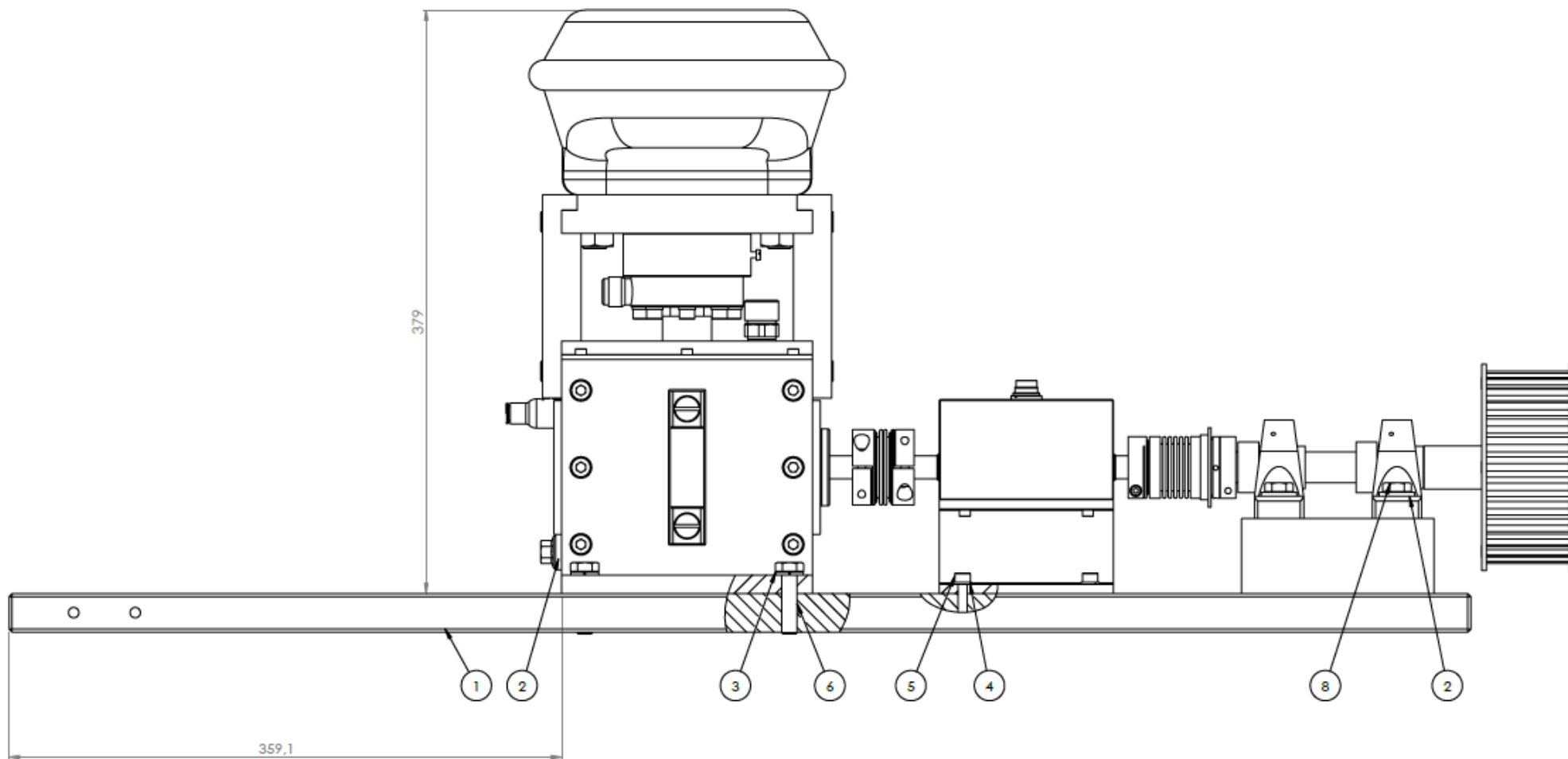
Pos.	Nome	Des. Nº	Material	Descrição	Qty.
1	HP-001 - Velo 20 mm	HP-001	34 CrNiMo 6	Torno e fresa	1
2	W_6204	-	-	SKF - W6204	4
3	HP-003 - Espaçador	HP-003	Ck 45	Torno	2
4	MB 4 A	-	-	SKF - MB4	2
5	KM 4	-	-	SKF - KM4	2
6	HP-007 - Suporte frontal	HP-007	Ck 45	Fresa	1
7	HP-035 - Suporte traseiro	HP-035	Ck 45	Fresa	1
8	HP-006 - Tampa traseira	HP-006	Ck 45	Torno e fresa	1
9	O-ring 53x2,65 A-ISO 3601-1	-	-		2
10	HP-005 - Tampa montada	HP-005	-	Montagem	1
11	HP-017 - Lateral	HP-017	Ck 45	Fresa	1
12	HP-008 - Lateral	HP-008	Ck 45	Fresa	1
13	HP-009 - Base	HP-009	Ck 45	Fresa	1
14	HP-012 - Visor	HP-012	PC (Polícarbonato)	Corte laser	2
15	HP-016 - Batente	HP-016	Ck 45	Corte laser	2
17	r_w_bkm_20_eubtq6ru44jt ozitui4a0u	-	-	R+W-Coupling BKM 20 - Equinotec	1
18	DRDL-II	-	-	ETH Messtechnik - DRDL II	1
19	HP-019 - Suporte célula	HP-019	Ck 45	Fresa	1
20	HP-020 - Suporte chumaceira	HP-020	Ck 45	Fresa	2
21	HP-021 - Velo polia	HP-021	Ck 45	Torno e fresa	1
22	ISO 4162 - M10 x 30 x 30-N	-	-		1
23	7985_08_13	-	-	Legris - 7985_08_13	1
24	Column level indicators HCZ.75	-	-	REIMAN - HCZ.75	1
25	rase20-nd-n	-	-	Schaeffler - RASE20	2
27	Parallel key A8 x 7 x 28 DIN 6885	-	-		1
29	ISO 4762 M10 x 30 - 30N	-	-		1
30	HP-056 - Cilindro montado	HP-056	-	Montagem	1
31	r_w_sk_5_10_70_f_ba51e47f 79jham9o63pf2e	-	-		1

Nome	Data	isep	Dissertação	Quantidade	1
Des. Pedras	17/03/2020			Massa (g)	-
Vis.				Tratamento	-
Aprov. Pedras	06/07/2020	ISO 2768	mK	Escala	1:2
Nome	HP-002 - Máquina montada			Material	-
				Descrição	Montagem
				Desenho	HP-002



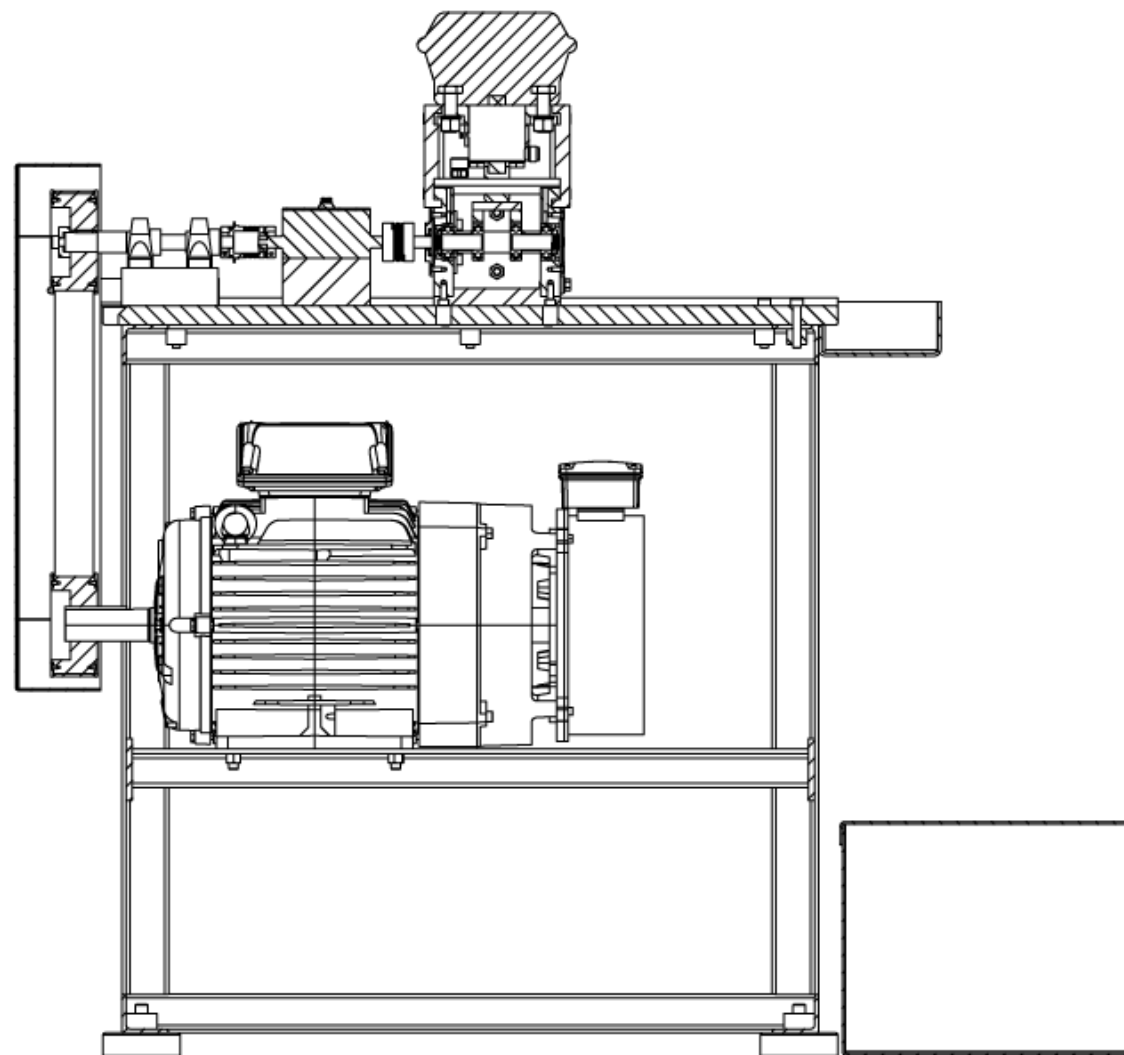
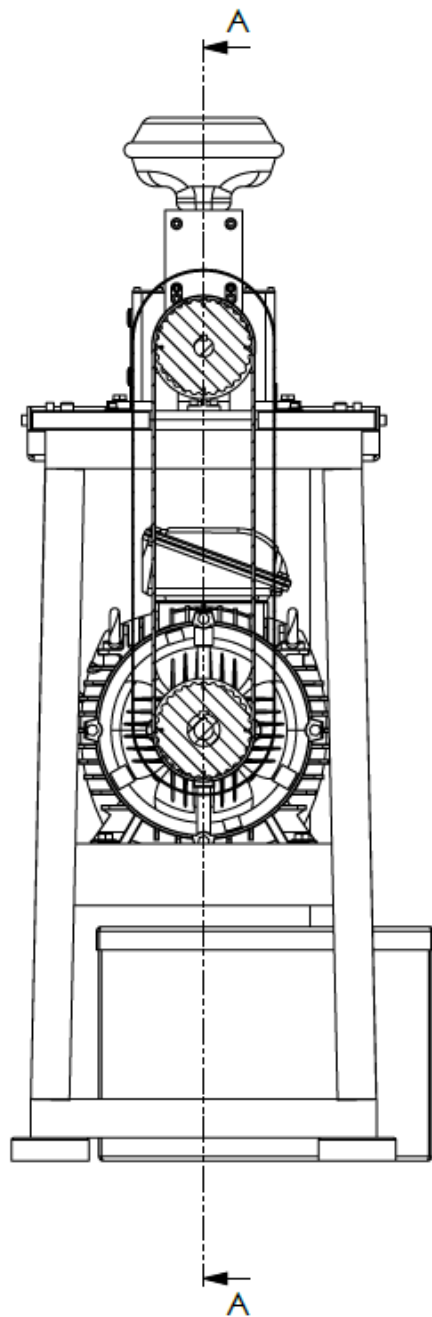
Pos.	Nome	Des. NR	Material	Descrição	Tipo	Qty.	CL
1	HP-002 - Máquina montada	HP-002	-	Montagem		1	
2	ISO 4762 M8 x 20 - 20N					22	
3	ISO 4762 M8 x 25 - 25N					4	
4	ISO 10642 - M5 x 16 - 16N					8	
5	ISO 4762 M4 x 16 - 16N					10	
6	Spring washer DIN 128 - A4					4	
7	DIN 916 - M5 x 16-N					2	

Des.	Nome	Data	isep INSTITUTO DE PESQUISA E DESENVOLVIMENTO			Dissertação	Quantidade
Des.	Pedras	07/04/2020					1
Vis.							Massa (g) -
Aprov.	Pedras	06/07/2020	ISO 2768	mK	Escala: 1:2	A2	Tratamento -
Nome	HP-002 - Máquina acessórios						Material -
							Descrição Montagem
							Desenho HP-002 1/1



Pos.	Nome	Des. Nº	Material	Descrição	Qty.
1	HP-022 - Tampo	HP-022	-	Furação	1
2	HP-023 - Máquina acessórios	HP-023	-	Montagem	1
3	Spring washer DIN 128 - A10				4
4	Spring washer DIN 128 - A6				4
5	ISO 4762 M6 x 20 - 20N				4
6	ISO 4017 - M10 x 40-N				4
7	DIN 6796-10				4
8	ISO 4014 - M10 x 90 x 26-N				4

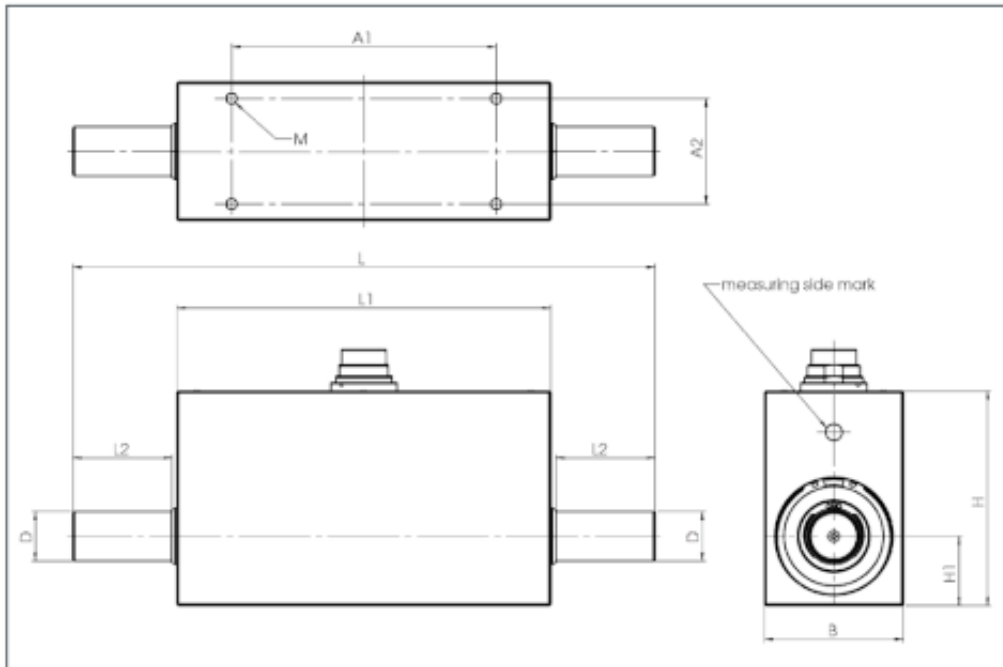
Nome	Data		Dissertação	Quantidade	1
Des.	Pedras 07/04/2020			Massa (g)	-
Vis.				Tratamento	-
Aprov.	Pedras 06/07/2020	ISO 2768	mK	Escala- 1:2	A2
Nome	HP-024 - Máquina tampo			Descrição	Montagem
				Desenho	HP-024 1/1



Secção A-A

Nome	Des.	Data	isep INSTITUTO DE ENGENHARIA DE SOFTWARE			Dissertação	Quantidade	1
Pedras	08/04/2020						Massa (g)	-
Vis.							Tratamento	-
Aprov.	Pedras	07/07/2020	ISO 2768	mK	Escala- 1:5	A2	Material	-
Nome	HP-033 - Máquina						Descrição	Montagem
							Desenho	HP-033 1/1

6.6 ANEXO F – Detalhes célula de binário

Mechanical Dimensions DRDL

	DRDL-I	DRDL-II	DRDL-III	DRDL-IV	DRDL-V
1. Torque Range (±0 - ... Nm)	0,5 1 2	5 10 20 50	50 100 200 300	500 1000 1500	2000 3000 4000 5000
2. Torque Range		selectable when ordering (1/10 to 1/2 of the 1st range) - other measuring ranges on request! -			
L (mm)	108	176	184	280	352
L1 (mm)	76	113	92	107	129
L2 (mm)	14	30	45	85	110
B (mm)	44	42	60	97	125
H (mm)	65	65	75	106	136
H1 (mm)	20	21	28	45	58
D g6 (∅ mm)	6	15	26	45	70
A1 (mm)	60	80	70	70	105
A2 (mm)	32	32	48	70	100
M	M3 x 6 deep	M4 x 8 deep	M5 x 10 deep	M6 x 15 deep	M8 x 16 deep
Weight approx. (g)	420	800	1500	5600	14.000
Speed max. (min ⁻¹)	36.000	19.000	13.500	7900	7900

General tolerances DIN 2768-m

Technical Specifications DRDL

Supply voltage:	12 V DC \pm 10 %
Current consumption:	< 200 mA
Rise time 10-90 %:	2 ms
Limit frequency -3 dB:	200 Hz
Voltage output:	0 to \pm 10 V
Internal resistance:	100 Ω
Ripple:	< 100 mVss
Nonlinearity:	< 0,1 %
Hysteresis:	< 0,1 %
Deviation at zero point:	$\leq \pm$ 100 mV
Max measurement error:	0,1 % (FS / of full scale)
Operating temperature:	0 - 60 °C
Compensated temperature range:	5 - 45 °C
Temperature error	
Zero point:	0,02 % / K
Sensitivity:	0,01 % / K
Mechanical overload:	100 %
Internal protection:	IP40
Connection:	12pin- connector
Factory calibration Right-/ left load in 25% steps. Special calibration on request.	
EMV Immunity for interference (DIN EN 61326-1 / EN 61000-6) *1	
Enclosure	Severity
HF line interference	
150 kHz - 80 MHz (AM)	10 V
ESD (Electrostatic discharge)	Air 8 kV / Contact 4 kV
Enclosure	
Electromagnetic Field	
80 MHz - 1000 MHz (AM)	10 V/m
150 kHz - 80 MHz (AM)	20 V/m
Leads - Connection Cable	
Burst (fast transients)	2 kV
*1 Severity / Criterion: industrial environment; Cable length \leq 30 m. Application not outside buildings.	
Interference Emission (EN 55011)	
Disturbance Voltage (electromagnetic Disturbances)	Class B (150 kHz - 30 MHz)
Radiated Emission (electromagnetic Disruption axis)	Class B (30 MHz - 1000 MHz)

Speed Option (n)	
max. rev.:	10.000 min ⁻¹ *
Output:	open-collector
Internal pull up:	10 k Ω (5 V Level)
External pull up:	24 V max.
I _{max} :	20 mA
Pulses / rev.:	60
* with additional external wiring 20.000 min ⁻¹ (or speed max.)	

Angle Option (w)	
max. rev.:	3000 min ⁻¹ **
Output:	open-collector
Internal pull up:	10 k Ω (5 V Level)
External pull up:	24 V max.
I _{max} :	20 mA
Pulses / rev.:	360
Resolution:	1°
Phase shift	Channel A 90° at right spin of propulsion side.
** with additional external wiring 15.000 min ⁻¹ (or speed max.)	

6.7 ANEXO G – Detalhes porca de bloqueio e anilha de pressão

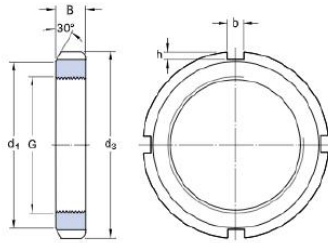


KM 4

Popular item

Lock nuts requiring a keyway (metric)

Technical Specification



DIMENSIONS

G	M 20x1
d_3	32 mm
B	6 mm
d_1	26 mm
b	4 mm
h	2 mm

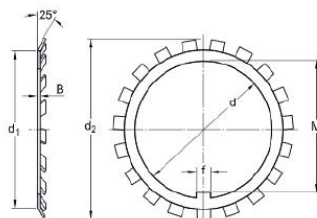


MB 4

Popular item

MB(L) lock washers

Technical Specification



DIMENSIONS

d	20 mm
d_1	26 mm
d_2	36 mm
B	1 mm
f	4 mm
M	18.5 mm

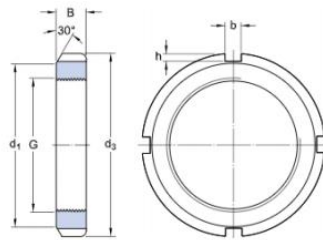


KM 5

Popular item

Lock nuts requiring a keyway (metric)

Technical Specification



DIMENSIONS

G	M 25x1.5
d ₃	38 mm
B	7 mm
d ₁	32 mm
b	5 mm
h	2 mm

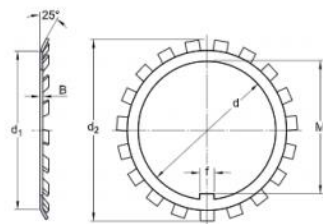


MB 5

Popular item

MB(L) lock washers

Technical Specification



DIMENSIONS

d	25 mm
d ₁	32 mm
d ₂	42 mm
B	1.25 mm
f	5 mm
M	23 mm

6.8 ANEXO H – Detalhes retentor rotativo

■ Type TRA

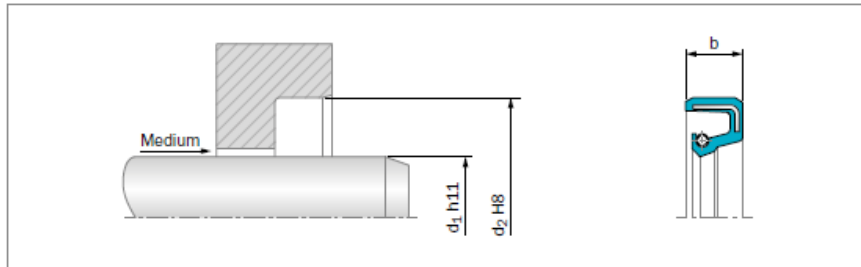


Figure 14: Installation Drawing

GENERAL DESCRIPTION

Trelleborg Sealing Solutions type TRA are seals with completely rubber covered outer diameter. Two different O.D design are available: Flat rubber sheath and wavy.

This type is not recommended for use in heavily polluted environments.

ADVANTAGES

- Good static sealing
- Compensation of different thermal expansion
- Reduced risk of fretting corrosion
- Higher bore surface roughness is allowed
- Installation in split-housings
- Modern lip design provides low radial forces

APPLICATION EXAMPLES

- Transmission systems (e.g. gearboxes)
- Pumps
- Electrical motors
- Machine tools

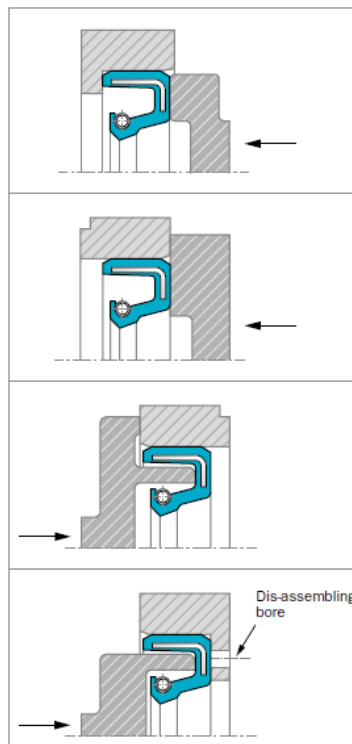
OPERATING CONDITIONS

Pressure:	Up to 0,05 MPa
Temperature:	-40 °C to +200 °C (depending on material)
Speed:	Up to 10 m/s (depending on material)
Media:	Mineral and synthetic lubricants (CLP, HLP, APGL etc.)

Trelleborg Sealing Solutions has carried out several thousand compatibility tests. Please ask your local Trelleborg Sealing Solutions marketing company for details.

IMPORTANT NOTE

The above data are maximum values and cannot be used at the same time, e. g. the maximum operating speed depends on material type, pressure and temperature.



■ Installation Recommendation

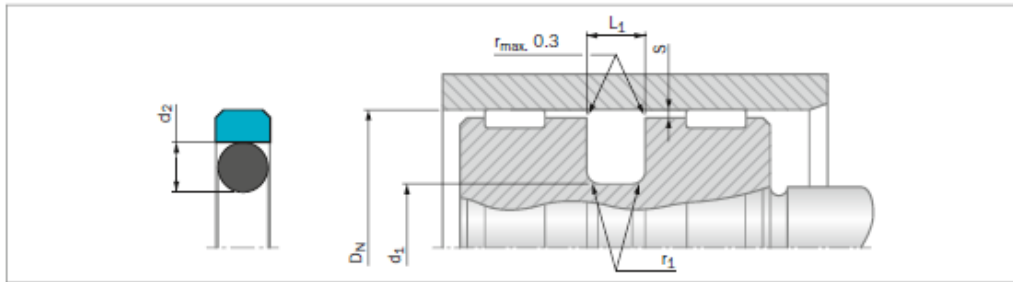


Figure 117: Installation Drawing

Table 100: Installation Dimensions – Standard Recommendations

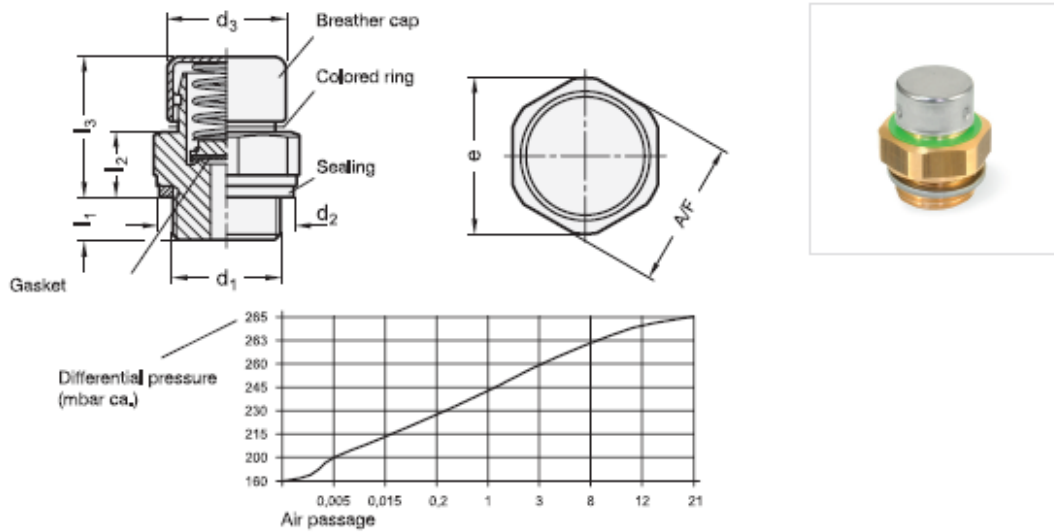
Bore Diameter D_N H9			Groove Diameter d_1 h9	Groove Width L_1 +0.2	Radius r_1 max	Radial Clearance S_{max}^*			O-Ring Cross Section d_2
Series No. PG 44 Standard Application	Series No. PG 46 Light Application	Series No. PG 42 Heavy Duty Application				10 MPa	20 MPa	40 MPa	
8 - 14.9	15 - 39.9	-	$D_N - 4.9$	2.2	0.4	0.30	0.20	0.15	1.78
15 - 39.9	40 - 79.9	8 - 14.9	$D_N - 7.5$	3.2	0.6	0.40	0.25	0.15	2.62
40 - 79.9	80 - 132.9	15 - 39.9	$D_N - 11.0$	4.2	1.0	0.40	0.25	0.20	3.53
80 - 132.9	133 - 329.9	40 - 79.9	$D_N - 15.5$	6.3	1.3	0.50	0.30	0.20	5.33
133 - 329.9	330 - 669.9	80 - 132.9	$D_N - 21.0$	8.1	1.8	0.60	0.35	0.25	7.00
330 - 669.9	670 - 999.9	133 - 329.9	$D_N - 24.5$	8.1	1.8	0.60	0.35	0.25	7.00
670 - 999.9	1,000 - 1,200	330 - 669.9	$D_N - 28.0$	9.5	2.5	0.70	0.50	0.30	8.40
1,000 - 2,700**	-	670 - 999.9	$D_N - 38.0$	13.8	3.0	1.00	0.70	0.60	12.00

* At pressures > 40 MPa use diameter tolerance HB/FB (bore/piston) in the area of the seal or consult your local Trelleborg Sealing Solutions marketing company for alternative material or profiles.

Slyding* / Wear Rings are not applicable at very small radial clearances please consult the Slyding* catalog.

** O-Rings with 12 mm cross section are delivered as special profile ring.

6.9 ANEXO I – Detalhes válvula alívio de pressão



¹ d ₁		² Opening pressure in mbar ±20%	d ₂	d ₃	e =	l ₁	l ₂	l ₃	A/F
M 12 x 1,5	-	200	18	20	23,5	8,5	11,5	24,5	22
M 14 x 1,5	G ¼	200	20	20	23,5	8,5	11,5	24,5	22
M 16 x 1,5	-	200	22	20	23,5	8,5	11,5	24,5	22
-	G ⅜	200	23	20	23,5	8,5	11,5	24,5	22
M 18 x 1,5	-	200	24	20	23,5	8,5	11,5	24,5	22
M 20 x 1,5	-	200	26	20	29	8,5	11,5	24,5	27
M 22 x 1,5	-	200	27	20	29	8,5	11,5	24,5	27
-	G ½	200	26	20	29	8,5	11,5	24,5	27
M 24 x 1,5	-	200	29	20	32,5	8	12	25	30
M 26 x 1,5	G ¾	200	32	20	34	8	12	25	32
M 30 x 1,5	-	200	36	20	39	8	12	25	36
-	G 1	200	39	20	44	8	12	25	41

Specification

- Valve body
Brass **MS**
- Breather cap
Stainless Steel AISI 304 **M**
- Gasket
Brass with silicone-rubber coating (VMQ)
- Spring
Stainless Steel AISI 301
- Sealing DIN 7603 A
Soft iron 1.0338
- temperature resistant from -30 °C to +100 °C
- RoHS

On request

- other materials
- with opening pressure 50 mbar (yellow ring)
- with dipstick

Information

Once the opening pressure given in the table is exceeded, breather valves GN 881 with gasket will vent into a container and so protect against excessive inside container pressure. A green color ring marks an opening pressure of 200 mbar.

In its normal state, the gasket closes the container and so prevents dirt or dust getting inside the container.

The above diagram shows the air outlet as factor of the opening pressure. The installation position is vertical to the top.

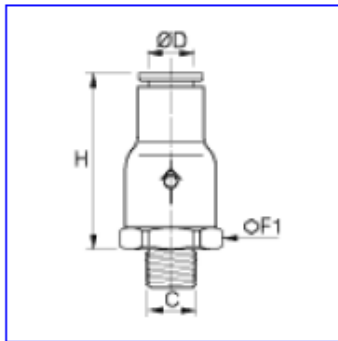
The valves are checked for leak tightness and opening pressure.

Assembly instruction:

For mounting on walls of less than 4 mm thickness please use mounting nuts GN 7430.

How to order	1 d ₁
	2 Opening pressure
GN 881-G½-200-MS-M	3 Material of the valve body
	4 Material of the breather cap

6.10 ANEXO J – Detalhes válvula antirretorno



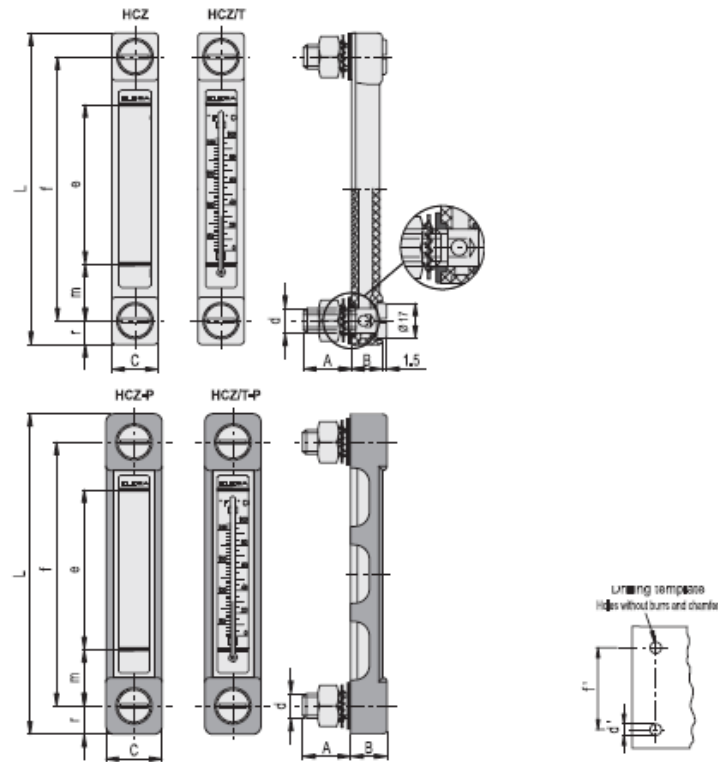
7985

NON-RETURN VALVE, SUPPLY FLOW, BSP
TAPER
for metric tubing

7985

Part No	ØD (mm)	C	F (mm)	H (mm)	(kg)
7985 04 10	4	R1/8	16,0	28,5	0,016
7985 06 10	6	R1/8	16,0	30,5	0,016
7985 06 13	6	R1/4	16,0	30,5	0,021
7985 08 10	8	R1/8	19,0	36,0	0,022
7985 08 13	8	R1/4	19,0	36,0	0,020

6.11 ANEXO L – Detalhes indicador nível de óleo



HCZ

Code	Description	f	d	A	B	C	L	e	m	r	d'±0.2	f'±0.2	C# (Nm)	Δ
11382	HCZ.76	76	M10	22	15	22	99	40	18	11.5	10.5	76	12	90
11385	HCZ.127	127	M12	22	15	22	150	80	23	11.5	12.5	127	12	120
11388	HCZ.254	254	M12	22	15	24	278	203	25	12.5	12.5	254	12	150

HCZ/T

Code	Description	f	d	A	B	C	L	e	m	r	d'±0.2	f'±0.2	Thermometer scale °C	Thermometer scale °F	C# (Nm)	Δ
11383	HCZ.76/T	76	M10	22	15	22	99	40	18	11.5	10.5	76	20÷100	68÷210	12	91
11386	HCZ.127/T	127	M12	22	15	22	150	80	23	11.5	12.5	127	0÷100	32÷210	12	121
11389	HCZ.254/T	254	M12	22	15	24	278	203	25	12.5	12.5	254	0÷100	32÷210	12	170

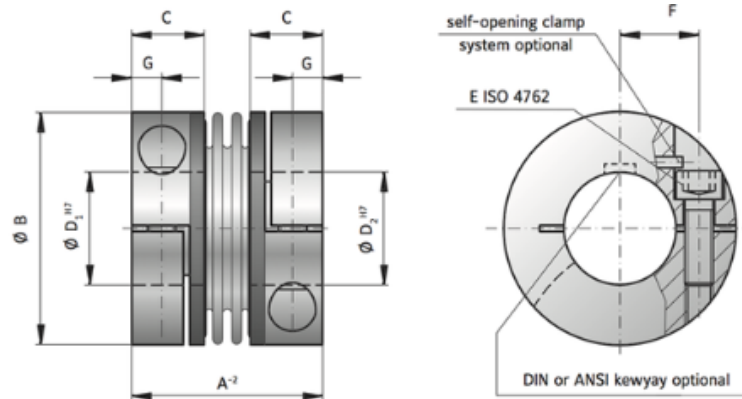
HCZ-P

Code	Description	f	d	A	B	C	L	e	m	r	d'±0.2	f'±0.2	C# (Nm)	Δ
11392	HCZ.76-P	76	M10	22	17.5	27	105	40	18	14.5	10.5	76	12	101
11395	HCZ.127-P	127	M12	22	17.5	27	156	80	23	14.5	12.5	127	12	138
11398	HCZ.254-P	254	M12	22	17.5	29	284	203	25	15.5	12.5	254	12	150

HCZ/T-P

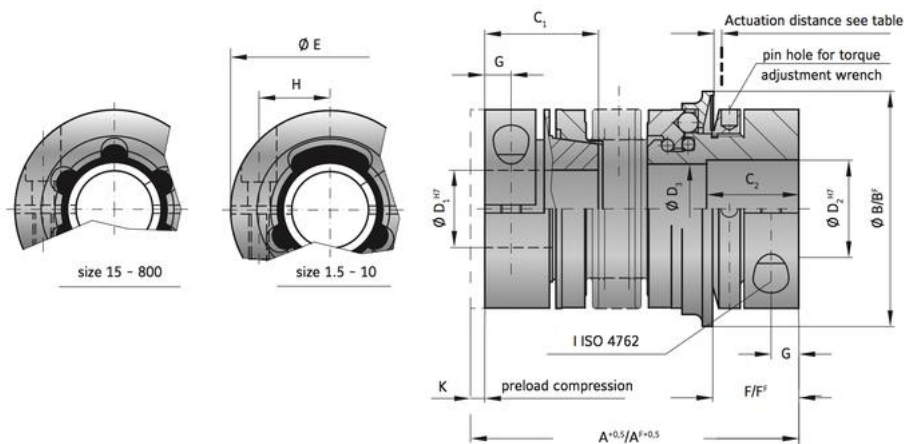
Code	Description	f	d	A	B	C	L	e	m	r	d'±0.2	f'±0.2	Thermometer scale °C	Thermometer scale °F	C# (Nm)	Δ
11393	HCZ.76/T-P	76	M10	22	17.5	27	105	40	18	14.5	10.5	76	20÷100	68÷210	12	102
11396	HCZ.127/T-P	127	M12	22	17.5	27	156	80	23	14.5	12.5	127	0÷100	32÷210	12	139
11399	HCZ.254/T-P	254	M12	22	17.5	29	284	203	25	15.5	12.5	254	0÷100	32÷210	12	150

6.12 ANEXO M – Detalhes acopladores flexíveis



+ ESPECIFICAÇÕES BKM

BKM Série		20	200	400	1000
Rated torque (Nm)	T_{KN}	20	200	400	1000
Overall length (mm)	A^{-2}	40	59	75	89
Fit length (mm)	C	16,5	23	27,5	34
Inside diameter possible from \emptyset to \emptyset H7 (mm)	D_1/D_2	15-28	24-35	32-42	40-60
Outside diameter (mm)	B	49	66	82	110
Moment of inertia (10^{-3} kgm ²)	$J_{ges.}$	0,05	0,18	0,62	7,2
Approximate weight (kg)		0,13	0,4	0,7	3,5
Torsional stiffness (10^3 Nm/rad)	C_T	41,9	138	170	570
Axial \pm (mm)	max.	1	1,5	1	2
Lateral \pm (mm)	max.	0,06	0,08	0,1	0,1
Angular \pm (degree)	max.	0,5	0,5	0,5	0,5
Axial spring stiffness (N/mm)	C_a	55,8	153	114	148
Lateral spring stiffness (N/mm)	C_r	3710	11000	6058	9010
Fastening screw ISO 4762	E	M5	M8	M10	M12
Tightening torque of the fastening screw (Nm)	E	8	40	60	130
Distance between centerlines (mm)	F	17	23	27	39
Distance (mm)	G	6	9,5	11	13
Hub material		Alumínio	Alumínio	Alumínio	Aço
Speed max. with G = 2.5 balancing (min-1)		80000	60000	50000	40000



SKS Series		1,5	2	4,5	10	15	30
Overall length +0.5 (mm)	A	44	48 54	60 68	70 79	76 83	89 97
Overall length +0.5 ("F" Version) (mm)	AF	44	48 54	60 68	70 79	76 83	89 97
Clamping fit length C1/C2 (mm)	C ₁ /C ₂	14/11	16/13	19/16	21/16	28/22	33/27
Inside diameter range H7 (mm)	D ₁	3-8	4-12	5-16	5-20	8-22	10-25
Inside diameter range H7 (mm)	D ₂	3-8	4-12	5-14	5-20	8-26	10-30
Outside diameter (mm)	E	19	25	32	40	49	55
Moment of inertia (10 ⁻³ kgm ²)	J _{ges.}	0,01	0,01 0,01	0,02 0,02	0,06 0,07	0,10 0,15	0,27 0,32
Approximate weight (kg)		0,038	0,07	0,2	0,3	0,4	0,6
Torsional stiffness (10 ³ Nm/rad)	C _T	0,7	1,2 1,3	7 5	8 7	12 10	18 16
Lateral \pm (mm)	max.	0,15	0,15 0,20	0,20 0,25	0,20 0,30	0,15 0,20	0,20 0,25
Angular \pm (degree)	max.	1	1 1,5	1,5 2	1,5 2	1 1,5	1 1,5
Tightening torque of the fastening screw (Nm)	I	1	2	4	4,5	8	15
Distance between centerlines (mm)	F	12	13	15	17	19	24
Distance between centerlines (mm)	H	6	8	10	15	17	19
Distance (mm)	G	3,5	4	5	5	6,5	7,5
Distance, ("F" Version) (mm)	FF	11,5	12	14	16	19	22
Screw ISO 4762	I	M2,5	M3	M4	M4	M5	M6
Axial recovery force at max. preload compression (N)	K	4	8 5	15 10	25 30	20 12	50 30
Pretensioning, approx (mm)	K	0,1-0,5	0,2-0,7	0,2-0,7	0,2-1,0	0,2-1,0	0,5-1,0
Adjustment range available from - to (approx. values) (Nm)	T _{KN}	0,1-0,6 0,4-1 0,8-1,5	0,2-1,5 0,5-2	1-3 3-6	2-6 4-12	5-10 8-20	10-25 20-40
Adjustment range available from - to (approx. values) ("F" Version) (Nm)	T _{KN}	0,3-0,8 0,6-1,3	0,2-1 0,7-2	2,5-4,5	2-5 5-10	7-15	8-20 16-30
Actuation ring \varnothing (mm)	B	23	29	35	45	55	65
Actuation ring \varnothing , ("F" Version) (mm)	BF	24	32	42	51,5	62	70
Diameter	D ₃	9,1	12,1	14,1	20,1	21,1	24,1
Actuation distance (mm)		0,7	0,8	0,8	1,2	1,5	1,5
Lateral spring stiffness		70	40 30	290 45	280 145	475 137	900 270

CLAMPING HUB CONNECTION: MODEL BK2 / BKL / BKC / MK2 / BKH / MKH / BKM / BKS

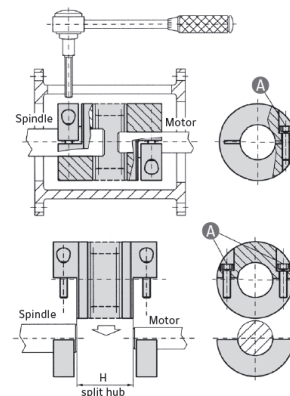
Mounting:

Prior to mounting make sure that the shafts to be connected do not exceed the angular or lateral misalignment limits for the coupling to be used. This data can be found in the catalog. Slide the metal bellows coupling onto the motor shaft end. When the correct axial position has been reached, tighten the clamping screw (A) to the correct tightening torque as indicated in table 1 with a torque wrench. Insert the spindle shaft into the other end of the coupling to the proper axial position. Make sure that the coupling is free of any axial forces before tightening. Tighten the clamping screw (A) as above using a torque wrench to the proper tightening torque. For the split hub model, it is necessary to maintain the proper separation between shaft ends (dimension H in the catalog).

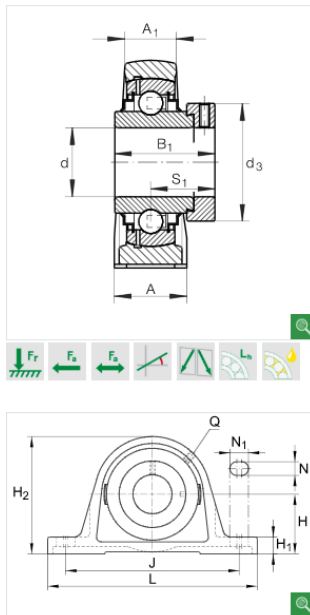


Caution! For the split hub design the shafts must extend into the coupling to the full width of the fully split clamping hubs.

Dismounting: Simply loosen the clamping screws and remove the coupling.



6.13 ANEXO N – Detalhes chumaceira



d	20 mm
L	130 mm
H ₂	64 mm

A	32 mm
A ₁	19 mm
B ₁	43,7 mm
d _{3 max}	33 mm
H	33,3 mm
H ₁	14,5 mm
J	97,5 mm
N	11 mm
N ₁	19 mm
Q	M6
S ₁	26,6 mm

m	0,63 kg	Peso
C _r	13600 N	capacidade de carga dinâmica, radial
C _{0r}	6600 N	capacidade de carga estática, radial
	ASE04	denominação da carcaça
	GE20-XL-KRR-B	denominação do rolamento
	KASK04	tampa de proteção do rolamento, versão fechada. Encomendar separadamente.
		ranhura para tampa de proteção do rolamento