

Dimensionamento de Máquina de Apanha e Limpeza de Castanhas

Emanuel dos Santos Gonçalves

Relatório da Dissertação Final apresentada à
Escola Superior de Tecnologia e Gestão
Instituto Politécnico de Bragança

para obtenção do grau de Mestre em:

Engenharia Industrial
Área de especialização em Engenharia Mecânica

Esta dissertação não inclui as críticas e sugestões feitas pelo Júri

dezembro de 2022

Dimensionamento de Máquina de Apanha e Limpeza de Castanhas

Emanuel dos Santos Gonçalves

Relatório da Dissertação Final apresentada à
Escola Superior de Tecnologia e Gestão
Instituto Politécnico de Bragança

para obtenção do grau de Mestre em:

Engenharia Industrial
Área de especialização em Engenharia Mecânica

Esta dissertação não inclui as críticas e sugestões feitas pelo Júri

Orientador:

Professor Doutor João Pinto Castro Ribeiro

Dedico este trabalho a quem tudo devo:
À minha mãe e ao meu pai pelo incansável apoio

Agradecimentos

Ao fim de vários meses de trabalho e dedicação, eis que finalmente vejo a minha dissertação concluída. O sentimento de satisfação e orgulho no trabalho realizado, faz com que todas as noites mal dormidas e todos os esforços realizados sejam postos em segundo plano, dando lugar a um sentimento de dever cumprido. O sucesso deste trabalho não dependeu só de mim, assim, gostaria de agradecer a todos os professores do IPB que nos últimos 6 anos contribuíram para a minha formação académica, sem eles este trabalho não era possível.

Gostaria de agradecer em especial ao professor Doutor João Eduardo Pinto Castro Ribeiro, pela sua dedicação e empenho, conhecimento e disponibilidade para ser o meu orientador na realização deste projeto.

Não menos importante, agradeço à minha mãe e ao meu pai pelo incansável apoio em todo o meu percurso académico, eles foram, são e serão a chave do meu sucesso, se em algum momento da minha vida tive sorte foi à nascença.

Um agradecimento especial à minha namorada, pelo apoio ao longo de todo este percurso e pela paciência. Obrigado por seres modelo de coragem e esperança.

A todos, o meu muito obrigado!

Página intencionalmente em branco

Resumo

Este trabalho diz respeito ao dimensionamento de uma máquina de recolha e limpeza de castanhas, capaz de suprimir a falta de mão de obra e possibilitar a redução do custo da operação de coleta, garantindo o aumento da qualidade do produto com um trabalho mais atempado. Inicialmente procedeu-se ao estudo dos vários tipos de máquinas presentes no mercado, afetas à recolha e limpeza de castanhas, com o intuito de compreender o modo de funcionamento e assentar melhorias. Uma das lacunas verificadas prende-se com o facto deste tipo de máquinas não produzir resultados aceitáveis em terrenos com inclinação, o que levou ao estudo de sistemas de nivelamento implementados em máquinas agrícolas com capacidade de operação em terrenos acidentados, de forma eficiente e segura.

Após a verificação inicial do estado da arte, sucedeu-se a fase de modelação geométrica de uma máquina de recolha de castanhas por vácuo, montada em trator agrícola. Nesta fase recorreu-se ao *software* SOLIDWORKS para criar inicialmente a geometria do chassis da máquina através de ferramentas específicas de membros estruturais, seguindo-se a criação de cada peça constituinte da máquina onde foram utilizadas frequentemente ferramentas para chapa. Para a montagem das várias peças, utilizaram-se subconjuntos para reduzir o número de peças por montagem e assim tornar mais prática a organização da montagem final que engloba todos os subconjuntos.

Uma vez que o chassis desempenha uma importante função estrutural, sendo responsável pela integridade da máquina, efetuou-se uma análise estática que permitiu determinar a combinação de tensões resultantes, a localização de concentração de tensões, os deslocamentos e o fator de segurança.

Posteriormente, efetuou-se o dimensionamento dos órgãos mecânicos, procedendo-se ao dimensionamento dos veios à cedência através de critérios de tensão limite de cedência, à rigidez tendo sido avaliada a flecha, rotação e torção e foi efetuada a verificação à fadiga considerando critérios específicos para o efeito. Para os rolamentos que dão suporte aos veios utilizados na sequência de transmissão de potência, foram calculadas as capacidades de carga estática e dinâmica e estimada a vida útil. Foram também dimensionados sistemas de transmissão de potência, por correia em V, por corrente de elos e por engrenagem de dentado reto. Considerando fatores como a potência de trabalho e a relação de transmissão pretendida em cada secção, foram também escolhidos a partir de catálogos, redutores e multiplicadores mecânicos.

Palavras-chave: Análise estática, Apanha de castanhas, Modelação geométrica, Órgãos mecânicos, Transmissão de potência.

Abstract

This work concerns the sizing of a machine for collecting and cleaning chestnuts, capable of suppressing the lack of manpower and making possible the reduction of the cost of the collection operation, guaranteeing the increase of the product quality with a timelier work. Initially we proceeded to the study of the various types of machines present in the market, assigned to the collection and cleaning of chestnuts, to understand the operation mode and to establish improvements. One of the gaps found is that this type of machines does not produce acceptable results on sloping terrain, which led to the study of leveling systems implemented in agricultural machines capable of operating on rough terrain, in an efficient and safe way.

After the initial verification of the state of the art, a geometric modeling phase was carried out for a tractor-mounted vacuum nut harvesting machine. In this phase, SOLIDWORKS software was used to initially create the geometry of the machine chassis using specific tools for structural members, followed by the creation of each constituent part of the machine where sheet metal tools were often used. For the assembly of the various parts, sub-assemblies were used to reduce the number of parts per assembly and thus make it more practical to organize the final assembly that encompasses all the sub-assemblies.

Since the chassis plays an important structural role, being responsible for the integrity of the machine, a static analysis was performed to determine the resulting combination of stresses, the stress concentration location, the displacements, and the safety factor.

Subsequently, the mechanical parts were sized, proceeding with the design of the shafts to yielding through yield stress criteria, to stiffness, having been evaluated the deflection, rotation and torsion and the fatigue verification was performed considering specific criteria for this purpose. For the bearings supporting the shafts used in the power transmission sequence, the static and dynamic load capacities were calculated, and the service life was estimated. Power transmission systems, by V-belt, link chain and spur gear, were also dimensioned. Considering factors such as the working power and the desired transmission ratio in each section, reducers and mechanical multipliers were also chosen from catalogs.

Keywords: Static analysis, Nut collection, Geometric modeling, Mechanical organs, Power transmission.

Página intencionalmente em branco

Índice

Agradecimentos.....	I
Resumo.....	III
Abstract	V
Índice de figuras	XI
Índice de tabelas	XIII
Lista de símbolos	XV
Lista de abreviaturas	XXI
1. Introdução.....	1
1.1. Contextualização.....	1
1.2. Objetivos e motivação	2
1.3. Estrutura do documento	3
2. Estado da arte	5
2.1. Equipamentos de recolha e limpeza de castanha	5
2.2. Sistemas de nivelamento em máquinas agrícolas	8
3. Fundamentos teóricos.....	11
3.1. Veios de transmissão de potência	11
3.1.1. Conceitos gerais	11
3.1.1.1. Introdução.....	11
3.1.1.2. Parâmetros de dimensionamento e verificação	11
3.1.2. Cálculo à cedência.....	12
3.1.2.1. Introdução.....	12
3.1.2.2. Diâmetro mínimo da secção do veio	14
3.1.3. Cálculo à rigidez.....	15
3.1.3.1. Introdução.....	15
3.1.3.2. Flecha e rotação	16
3.1.3.3. Torção.....	17

3.1.4.	Cálculo à fadiga.....	18
3.1.4.1.	Introdução.....	18
3.1.4.2.	Tensão limite de fadiga	20
3.1.4.3.	Resistência à fadiga	21
3.1.4.4.	Fatores de correção da tensão limite de fadiga.....	21
3.1.4.5.	Critérios de falha à fadiga.....	24
3.1.4.6.	Combinação de modos de carregamento.....	24
3.2.	Rolamentos	27
3.2.1.	Introdução.....	27
3.2.2.	Classificação dos rolamentos	28
3.2.3.	Dimensionamento de rolamentos	29
3.2.3.1.	Capacidade de carga estática.....	29
3.2.3.2.	Capacidade de carga dinâmica	30
3.2.3.3.	Vida útil do rolamento.....	31
3.3.	Engrenagens.....	33
3.3.1.	Engrenagens de eixos paralelos e dentado reto	34
3.3.1.1.	Dimensionamento do dentado reto.....	35
3.4.	Chavetas.....	38
3.5.	Transmissão de potência por correias	40
3.5.1.	Introdução.....	40
3.5.2.	Dimensionamento.....	40
3.6.	Transmissão de potência por corrente de elos	43
3.6.1.	Introdução.....	43
3.6.2.	Dimensionamento.....	43
4.	Desenho e modelação geométrica.....	47
4.1.	Breve abordagem	47
4.2.	Chassis tubular.....	47

4.3.	Sistema de ajuste de nível do chassis.....	48
4.4.	Estrutura de retenção	49
4.5.	Mecanismo de separação	49
4.6.	Estrutura de sopragem	50
4.7.	Estrutura de suporte	51
4.8.	Estrutura de crivagem	51
4.9.	Estrutura de recolha após crivagem	52
4.10.	Estrutura de separação final e armazenamento	52
4.11.	Montagem final.....	53
5.	Dimensionamento e verificação estrutural do chassis tubular	55
6.	Dimensionamento dos sistemas de transmissão de potência	59
6.1.	Transmissão por correias	61
6.2.	Transmissão por correntes	62
6.2.1.	Transmissão de potência ao sistema de crivagem	62
6.2.2.	Transmissão de potência ao sistema de separação	63
6.3.	Dimensionamento da engrenagem do sistema de separação	64
7.	Dimensionamento dos elementos da estrutura de crivagem	67
7.1.	Dimensionamento do veio	67
7.1.1.	Cálculo à cedência.....	67
7.1.2.	Cálculo à rigidez.....	70
7.1.3.	Verificação à fadiga.....	71
7.1.4.	Dimensionamento dos rolamentos	72
7.1.4.1.	Capacidade de carga estática	72
7.1.4.1.	Capacidade de carga dinâmica	72
7.1.4.2.	Vida útil do rolamento.....	73
7.1.5.	Dimensionamento das chavetas (veio da estrutura de crivagem).....	73
8.	Dimensionamento dos elementos do mecanismo de separação	75

8.1.	Dimensionamento dos veios	75
8.1.1.	Cálculo à cedência.....	75
8.1.2.	Cálculo à rigidez.....	78
8.1.2.1.	Verificação à fadiga.....	78
8.1.3.	Dimensionamento dos rolamentos	79
8.1.3.1.	Capacidade de carga estática	79
8.1.3.2.	Capacidade de carga dinâmica	80
8.1.3.3.	Vida útil do rolamento.....	80
8.1.4.	Dimensionamento das chavetas (veios mecanismo de separação).....	81
9.	Conclusões e propostas para trabalhos futuros	83
9.1.	Conclusões	83
9.2.	Propostas para trabalhos futuros	84
	Bibliografia	87
	Anexos	91

Índice de figuras

Figura 2.1 – Exemplos de máquinas de recolha de castanha: a) CIFARELLI V1200E [6]; b) TEKNA TK95R [7]; c) GIAMPI STAR 111 [8]; d) JOLLY 1500 [9]; e) MONCHIERO 498 [10] e f) MONCHIERO 20125 [10].	5
Figura 2.2 – Princípio de funcionamento das máquinas de recolha de castanhas.....	7
Figura 2.3 – Ceifeira debulhadora New Holland 4 TC5.90 Hillside [14, 15].....	9
Figura 3.1 – Ilustração da nucleação e propagação de fendas por fadiga em componentes mecânicos devido a carregamentos cíclicos, adaptado de [20].	18
Figura 3.2 – Tensão de fadiga do tipo harmónico (termo médio e alternado): (a) Tensão sinusoidal com reversão total, $\sigma_m = 0$; (b) Tensão sinusoidal baseada em zero, $\sigma_{min} = 0$	19
Figura 3.3 – Diagrama S-N com base em ensaios de fadiga com tensão do tipo harmónico. Material: aço UNS G41 300, normalizado; $\sigma_u = 810MPa$ [18].	20
Figura 3.4 – Nomenclatura de um rolamento de esferas, adaptado de Budynas & Nisbertt (2011).....	28
Figura 3.5 – Cronograma para a seleção de rolamentos.	29
Figura 3.6 – Cronograma para o dimensionamento de uma transmissão por correias [28].....	40
Figura 4.1 – Chassis tubular.....	48
Figura 4.2 – Sistema de ajuste de nível do corpo da máquina.	48
Figura 4.3 – Estrutura de retenção.	49
Figura 4.4 – Mecanismo de separação.	50
Figura 4.5 – Estrutura de sopragem.	50
Figura 4.6 – Estrutura de suporte.	51
Figura 4.7 – Estrutura de crivagem.	52
Figura 4.8 – Estrutura de recolha após crivagem.	52
Figura 4.9 – Estrutura de separação final e armazenamento.....	53
Figura 4.10 – Montagem final da máquina.	54
Figura 5.1 – Modelo de análise.	56
Figura 5.2 – Representação gráfica da combinação de tensões axiais e de flexão. ...	57
Figura 5.3 – Representação gráfica do deslocamento.....	57

Figura 6.1 – Veios a acionar pela tomada de força (PTO).....	59
Figura 6.2 – Características geométricas da roda dentada.....	63
Figura 7.1 – Diagrama de corpo livre (esforços transversos).	67
Figura 7.2 – Diagrama de corpo livre (momentos torsores).	67
Figura 7.3 – Diagrama de esforços transversos V	68
Figura 7.4 – Diagrama de momentos fletores Mf	68
Figura 7.5 – Diagrama de momentos torçores Mt	68
Figura 7.6 – Distribuição das tensões de corte compostas.....	69
Figura 7.7 – Variação do ângulo de torção ao longo do veio.	72
Figura 8.1 – Diagrama de corpo livre (esforços transversos).	75
Figura 8.2 – Diagrama de corpo livre (esforços torçores).	75
Figura 8.3 – Diagrama de esforços transversos V	76
Figura 8.4 – Diagrama de momentos fletores Mf	76
Figura 8.5 – Diagrama de momentos torçores Mt	76
Figura 8.6 – Distribuição das tensões de corte compostas.....	77

Índice de tabelas

Tabela 2.1 – Características dos tipos de equipamentos abordados.	8
Tabela 3.1 – Valores admissíveis indicativos de flecha e rotação em veios [17].	16
Tabela 3.2 – Limites sugeridos para o ângulo de torção unitário [19].	18
Tabela 3.3 – Parâmetros para o fator de acabamento superficial [18].	22
Tabela 3.4 – Fatores de fiabilidade K_e correspondentes a 8% de desvio padrão da tensão limite de fadiga [18].	23
Tabela 3.5 – Critérios de falha à fadiga e respectivas expressões de cálculo [18].	24
Tabela 3.6 – Principais tipos de rolamentos [23, 24].	28
Tabela 3.7 – Coeficiente de segurança (γ) [23].	30
Tabela 3.8 – Valores dos fatores de carga estática X_0 e Y_0 , para rolamentos de esferas [17].	30
Tabela 3.9 – valores médios para o fator de temperatura (f_t) [17].	31
Tabela 3.10 – Valores indicativos do fator de rotação, em função da rotação e rolamento [17].	31
Tabela 3.11 – Valores dos fatores de carga dinâmica X e Y para rolamentos de esferas [17].	31
Tabela 3.12 – Valores indicativos para o fator de falha por fadiga (a_1) [23].	32
Tabela 3.13 – Relação entre a vida nominal do rolamento (L_h), em horas, e o fator de esforço dinâmico (f_l).	33
Tabela 3.14 – Exemplo dos diferentes tipos de engrenagens.	33
Tabela 3.15 – características geométricas gerais de engrenagens de eixos paralelos e dentado reto.	34
Tabela 3.16 – Série de módulos métricos ISO 53: 1998.	35
Tabela 3.17 – Qualidade das engrenagens [17].	35
Tabela 3.18 – Relação entre o fator Y_F e a correção de dentado (x) [17].	36
Tabela 3.19 – Dimensões das chavetas paralelas em milímetro.	39
Tabela 3.20 – Tensão de esmagamento admissível σ_{d_adm} em chavetas (veios em aço).	39
Tabela 3.21 – Valores indicativos para o número de dentes da engrenagem menor [27].	43
Tabela 3.22 – valores indicativos para o passo da corrente [26].	44
Tabela 3.23 – Coeficientes de segurança para correntes de elos [27].	45

Tabela 5.1 – Esforços atuantes no chassis da máquina.....	55
Tabela 6.1 – Características genéricas de um trator agrícola de 50cv.	59
Tabela 6.2 – Regime de rotação necessário em cada veio.	60
Tabela 6.3 – Propriedades obtidas no veio de saída do multiplicador “ML52/SAE A-B”.....	60
Tabela 6.4 – Propriedades no veio de saída do redutor 2000K do fabricante MAKISHINKO.....	61
Tabela 6.5 – valores resultantes do dimensionamento da transmissão por correias. .	61
Tabela 6.6 – Resultados do dimensionamento da transmissão por corrente (sistema de crivagem).	62
Tabela 6.7 – Características das rodas dentadas RENOLD com o passo de 12,7mm. 63	
Tabela 6.8 – Resultados do dimensionamento da transmissão por corrente (sistema de separação).	63
Tabela 6.9 – Resultados do dimensionamento da engrenagem de dentes retos.....	64
Tabela 6.10 – Características das rodas dentadas escolhidas.	65
Tabela 7.1 – Tensão de cedência σ_y e de rotura σ_u em MPa.....	67
Tabela 7.2 – Distâncias em milímetro entre os esforços aplicados no veio.....	67
Tabela 7.3 – Flecha resultante no ponto A.....	70
Tabela 7.4 – Flecha resultante no ponto D.....	70
Tabela 7.5 – Rotação no ponto B.	70
Tabela 7.6 – Rotação no ponto F.	70
Tabela 7.7 – Verificações através de critérios de falha por fadiga.	71
Tabela 7.8 – Valores para o cálculo da carga estática C_0	72
Tabela 7.9 – Valores para o cálculo da carga estática C	72
Tabela 8.1 – Distâncias em milímetro entre os esforços aplicados no veio.....	76
Tabela 8.2 – Verificações através de critérios de falha por fadiga.	79
Tabela 8.3 – Valores para o cálculo da carga estática C_0	79
Tabela 8.4 – Valores para o cálculo da carga estática C	80

Lista de símbolos

Letras minúsculas latinas

a	Constante
a_1	Fator de probabilidade à fadiga do rolamento
a_{23}	Fator de matéria-prima e condição de serviço do rolamento
b	Constante; largura da chaveta paralela
d	Diâmetro interno do rolamento; diâmetro da polia movida
e	Distância entre dois veios paralelos (entre eixo)
f	Fração da resistência à fadiga
f_e	Coefficiente de carga axial
f_l	Fator de esforços dinâmicos do rolamento
f_n	Coefficiente de rotação do rolamento
f_s	Fator de serviço de transmissão por correia
f_t	Fator de temperatura do rolamento
g	Folga no entredente da engrenagem
g_{s1}	Escorregamento específico da roda dentada motora
g_{s2}	Escorregamento específico da roda dentada movida
h	Parâmetro; altura da chaveta paralela
h_c	Altura da cabeça do dente da roda dentada
h_f	Altura do pé do dente da roda dentada
h_t	Altura total do dente da roda dentada
i	Razão ou relação de transmissão
j	Folga da raiz da roda dentada
l_a	Comprimento l_a
l_f	Comprimento l_f
m	Módulo normal da roda dentada
n_1	Regime de rotação do elemento motor
n_2	Regime de rotação do elemento movido
p	Passo da roda dentada; passo da corrente de elos
q	Índice de sensibilidade ao entalhe
r	Raio de uma secção circular
s	Espessura do dente da engrenagem

t_1	Meia altura da chaveta paralela
u_1	Porcentagem de tempo até à estabilização do binário
u_2	Porcentagem de trabalho com binário estável
u_3	Porcentagem de trabalho com binário adicional
v	Velocidade periférica da correia
v_c	Velocidade periférica da corrente
ν	Viscosidade de serviço do rolamento
ν_1	Viscosidade relativa do rolamento
ν_p	Velocidade periférica da correia
y	Número de elos da corrente
z_a	Variante de transformação z_a

Letras maiúsculas latinas

A_b	Distância entre centros resultante (transmissão por correia)
A_c	Distância entre centros resultante (transmissão por corrente de elos)
C	Capacidade de carga dinâmica do rolamento
C_1	Binário máximo de arranque
C_2	Binário de trabalho contínuo
C_3	Binário adicional
C_0	Capacidade de carga estática do rolamento
C_L	Fator de correção do comprimento da correia
C_{L_m}	Fator largura (L)/módulo (m)
C_{med}	Binário médio de projeto
C_n	Comprimento normalizado da correia
D	Diâmetro de uma secção circular; diâmetro exterior do rolamento; diâmetro da polia motora
D_b	Diâmetro de base da roda dentada
D_e	Diâmetro externo da roda dentada
D_f	Diâmetro do pé do dente da roda dentada
D_p	Diâmetro primitivo da roda dentada
E	Módulo de elasticidade do material
F	Parâmetro
F_a	Força axial

F_e	Força estática de pré tensão da correia
F_r	Força radial
F_{rotura}	Força de rotura da corrente
F_t	Força tangencial atuante da corrente
G	Módulo de rigidez do material
G_{ca}	Fator de correção do arco gerado entre a polia e a correia
I	Momento de inércia da secção em relação ao eixo neutro
I_c	Comprimento do cubo de roda
I_p	Momento polar de inércia da secção resistente
K	Fator de operação da corrente de elos
K_A	Fator de alinhamento da roda dentada
K_a	Fator de acabamento superficial
K_b	Fator de escala ou de tamanho
K_{bL}	Fator de duração à fadiga por flexão do dente da roda dentada
K_c	Fator de carga
K_d	Fator de temperatura
K_e	Fator de fiabilidade
K_f	Fator de concentração de tensão de fadiga devido a flexão
K_{fa}	Fator de concentração de tensão de fadiga por esforços axiais
K_{fs}	Fator de concentração de tensão de fadiga por torção
K_{Hl}	Fator de fadiga à tensão de contato dos dentes da roda dentada
K_l	Fator de lubrificação da corrente de elos
K_M	Fator de efeito dinâmico da roda dentada
K_p	Fator de posição da corrente de elos
K_s	Fator de serviço da corrente de elos
K_t	Fator de concentração de tensões teórico
L	Comprimento da secção; largura da roda dentada;
L_{b_s}	Comprimento normalizado da correia
$L_{chaveta}$	Comprimento útil da chaveta
$L_{corrente}$	Comprimento da corrente de elos
L_{polia}	Largura da polia
L_f	Intervalo temporal até à fadiga do rolamento

L_h	Vida nominal do rolamento
L_{polia}	Largura da polia
M	Fator de correção da velocidade da correia
M_f	Momento fletor
M_t	Momentos torçor
N	Número de ciclos à fadiga
N_b	Número de correias necessárias à transmissão de potência
P	Carga dinâmica equivalente; carga transversal
P_0	Carga estática equivalente
P_A	Potência adicional atuante na correia
P_B	Potência adicional relativa à relação de transmissão por correia
P_C	Potência adicional relativa à vida útil estimada da correia
P_{ot}	Potência nominal
$P_{útil}$	Potência útil disponível
$P_{projeto}$	Potência de projeto
Q	Momento estático de área da secção
R	Fator de tensão inicial da correia
T	Temperatura de serviço
TBL	Comprimento provisório da correia
V	Esforço transversal
X	Fator radial de esforços dinâmicos
X_0	Fator radial de esforços estáticos
Y	Fator axial de esforços dinâmicos
Y_0	Fator axial de esforços estáticos
Y_ε	Fator de condução
Y_F	Fator de concentração de tensões à flexão
Z_1	Número de dentes da roda dentada menor (pinhão)
Z_2	Número de dentes da roda dentada maior (roda)

Letras minúsculas gregas

α	Ângulo de pressão do perfil do dente da roda dentada
δ	Flecha do veio
ε	Razão ou relação de condução

γ	Fator de segurança
η	Rendimento do sistema de transmissão de potência
\emptyset	Ângulo de torção na extremidade livre do veio
ν	Coefficiente de Poisson
θ_1	Ângulo de rotação do veio no apoio aplicado em $x = 0$
θ_2	Ângulo de rotação do veio no apoio aplicado em $x = L$
ρ	Raio de concordância da raiz do dente da roda dentada
σ_a	Tensão normal alternada
σ'_a	Tensão equivalente alternada de Von Misses
σ_b	Tensão normal de flexão
σ_{b_adm}	Resistência à flexão
σ_{b_Limite}	Tensão limite de fadiga à flexão do dente da roda dentada
σ_d	Tensão de esmagamento
σ_e	Tensão limite de fadiga da peça real a obter
σ'_e	Tensão limite de fadiga do provete a 10^8 ciclos da curva
σ_f	Resistência à fadiga
σ_{H_Limite}	Tensão limite de fadiga por contacto dos dentes da engrenagem
σ_{ij}	Tensão normal
σ_m	Tensão média
σ'_m	Tensão equivalente média de Von Misses
σ_{max}	Tensão normal máxima
σ_r	Gama de tensões
σ_u	Máxima tensão admissível
σ_y	Tensão de cedência do material
σ'_{VM_max}	Tensão máxima equivalente de Von Misses
τ_a	Tensão de corte alternada
τ_{a_adm}	Resistência ao corte devido a esforços transversos
τ_{ij}	Tensão tangencial de corte
τ_m	Tensão de corte média
τ_{max}	Tensão de corte máxima
τ_{t_adm}	Tensão de corte admissível à torção
τ_{t_max}	Tensão de corte máxima devida à torção

Lista de abreviaturas

ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
PTO	<i>Power Take-off</i>

1. Introdução

1.1. Contextualização

A castanha, fruto do castanheiro, possui grande importância histórico-cultural para os portugueses, uma vez que foi em tempos estrutural na sua alimentação, desempenhando uma importante função de subsistência. Atualmente, este produto constitui um recurso fundamental na economia das regiões de montanha, especialmente na região de Trás-os-Montes, onde a produção nacional está concentrada, atingindo os 85% [1].

Das atividades produtivas em áreas montanhosas, a cultura do castanheiro é aquela que em perspectiva, pode proporcionar os retornos mais interessantes, levando a que na última década a área de soutos em Portugal crescesse 53% [2], criando condições para um maior aproveitamento do fruto, através de unidades de transformação, apostando-se em produtos de valor acrescentado. Atualmente, Portugal é um forte produtor mundial de castanha, atingido sensivelmente as 50000 toneladas na campanha de 2021, um crescimento de 20% face ao ano anterior [2]. Porém, devido à falta de recursos humanos nas zonas rurais e também por ser um trabalho sazonal, os produtores de castanha têm dificuldade em contratar mão-de-obra para a apanha. De igual modo, para tornar as explorações agrícolas mais competitivas, aumentando a pontualidade das entregas, leva os agricultores à procura de outras soluções, nomeadamente a mecanização da apanha [1]. Neste contexto, surgiu a necessidade de dimensionar uma máquina de apanha e limpeza de castanhas, capaz de suprimir a falta de mão-de-obra.

Para melhor se determinar o método de apanha de castanhas, é importante perceber que os ouriços, frutos do castanheiro, amadurecem e abrem de forma gradual, libertando as sementes que são as castanhas. Assim, como os ouriços não amadurecem na totalidade ao mesmo tempo, não se adequaria um sistema de vibração mecânico uma vez que desta forma iriam obter-se sementes sem estarem totalmente desenvolvidas. Neste contexto, a colheita é restrita à coleta no solo ao ritmo da caída gradual das castanhas [3].

Assim, tendo em conta a natureza desta atividade agrícola, o método que tem vindo a ser desenvolvido por empresas do setor é a implementação de sucção por vácuo, com sistema de varredura integrado em alguns casos. Contudo há muitos fatores a serem considerados ao determinar o método ideal de colheita de castanhas, destacando-se:

- A disponibilidade de recursos humanos, influência as características da máquina;
- O nível de produção e área do souto, condiciona a eficiência da colheita;

- A recolha no solo, apresenta o desafio de como recolher as castanhas, mas não os detritos presentes no solo;
- O intervalo entre recolhas, condiciona a capacidade produtiva da máquina;
- A topologia de terreno, influencia a capacidade de operar com segurança e eficiência em declives;
- A preparação/cobertura do solo, determina a quantidade de detritos recolhidos;
- O custo da colheita, interfere na margem de lucro do produtor [4].

1.2. Objetivos e motivação

Este trabalho tem como principal objetivo, o dimensionamento de uma máquina de recolha e limpeza de castanhas, tendo como base a análise de máquinas já existentes no mercado, a fim de identificar e suprimir limitações existentes. O desenvolvimento desta máquina tem como finalidade contribuir para a mecanização do processo de recolha de castanha, contornando o problema da escassez de mão-de-obra.

O equipamento, será dimensionado para ser acoplado a um trator agrícola através do sistema tripolar de engate, assim como grande parte das alfaias agrícolas. O processo de dimensionamento passará inicialmente por efetuar o desenho e modelação geométrica das várias peças constituintes da máquina, efetuando, posteriormente, a montagem das mesmas, sendo ambos os processos executados com recurso a *software* CAD.

Numa segunda fase, pretende-se verificar a resistência estrutural dos componentes mais solicitados, nomeadamente, o chassis tubular, através de análise numérica com o método dos elementos finitos. Após este passo, torna-se necessário o dimensionamento dos órgãos mecânicos responsáveis pela transmissão de potência como os veios, rolamentos, e sistemas de transmissão de potência por correias e/ou correntes. Os cálculos relativos ao dimensionamento dos órgãos mecânicos, permitiram a escolha de elementos normalizados nos respetivos catálogos. De salientar, que no caso de elementos rotativos, é de grande importância a necessidade de efetuar, entre outros, os cálculos relativos ao estudo de fadiga.

Por último, verifica-se a necessidade de elaborar os desenhos de definição de cada peça e os respetivos desenhos de conjunto necessários para o fabrico futuro.

1.3. Estrutura do documento

Na estruturação deste trabalho, os tópicos abordados foram organizados em nove capítulos.

No primeiro capítulo (1) **“Introdução”**, são apresentadas as motivações e objetivos propostos para este projeto, bem como a estrutura do documento.

O segundo capítulo (2) **“Estado da arte”**, é destinado à verificação o estado da arte relativamente a sistemas de recolha e limpeza de castanhas, bem como de sistemas de nivelamento implementados em equipamentos agrícolas.

No terceiro capítulo (3) **“Fundamentos teóricos”**, são apresentados os métodos clássicos baseados na resistência dos materiais, para o dimensionamento dos órgãos mecânicos necessários ao funcionamento da máquina, tais como os veios transmissores de potência, as engrenagens, os rolamentos e as chavetas. É também abordado o processo de dimensionamento de transmissão de potência por correias em V e correntes de elos.

No quarto capítulo (4) **“Desenho e modelação geométrica”**, é aborda a evolução do processo de desenho das peças constituintes da máquina, bem como a montagem das mesmas.

Na sequência, o quinto capítulo (5) **“Dimensionamento e verificação estrutural do chassis tubular”** é dedicado á verificação estrutural do chassis da máquina após a aplicação do carregamento, através de análise numérica recorrendo ao método dos elementos finitos.

O sexto capítulo (6) **“Dimensionamento dos sistemas de transmissão de potência”**, é dedicado ao dimensionamento de sistemas de transmissão de potência por correia em V e por corrente de elos.

Por sua vez, o sétimo capítulo (7) **“Dimensionamento dos elementos do sistema de crivagem”** e o oitavo capítulo (8) **“Dimensionamento dos elementos do mecanismo de separação”**, dizem respeito ao dimensionamento dos órgãos mecânicos relativos a cada secção, salientando, os veios transmissores de potência, as engrenagens, os rolamentos e as chavetas.

Por último, o nono capítulo (9) **“Conclusões e propostas para trabalhos futuros”** diz respeito às conclusões e propostas para trabalhos futuros.

2. Estado da arte

2.1. Equipamentos de recolha e limpeza de castanha

A mecanização da coleta da castanha, pretende suprimir a falta de mão de obra, reduzir o tempo e o custo da operação e garantir o aumento da qualidade do produto uma vez que o trabalho mais atempado, evita a dessecação, o desenvolvimento de fungos e possíveis ataques de roedores [5].

Na última década, empresas maioritariamente europeias têm vindo a criar e a aperfeiçoar diversos tipos de máquinas para a recolha de castanhas, na Figura 2.1 destacam-se, desde pequenos aspiradores para costas, máquinas conectadas a tratores agrícolas e máquinas automotoras. Exemplos de empresas do setor, são: FACMA S.r.l. (Itália), Monchiero & C. Snc (Itália), Chianchia S.r.l. (Itália), GF Costruzioni Macchine Agricole S.r.l. (Itália), TEKNA S.r.l. (Itália), PACCHIANO (Itália), Cifarelli (Itália), Giampi S.r.l. (Itália), © TERRECO (França), HASATSAN (Turquia).



Figura 2.1 – Exemplos de máquinas de recolha de castanha: a) CIFARELLI V1200E [6]; b) TEKNA TK95R [7]; c) GIAMPI STAR 111 [8]; d) JOLLY 1500 [9]; e) MONCHIERO 498 [10] e f) MONCHIERO 20125 [10].

O equipamento (a), CIFARELLI V1200E, consiste num aspirador de dorso com depósito para castanhas e capacidade de limpeza de pequenos detritos. Antes da aspiração é necessário retirar a maior parte dos detritos, ficando praticamente só as castanhas na zona de sucção. Este equipamento é operado por uma pessoa e indicado para pequenos produtores [6].

O equipamento (b) TEKNA TK95R trata-se de uma máquina automotora¹ operável a pé por apenas um operador. Não possui sistema de limpeza e detém somente um sistema de recolha através de varredura por escovas rotativas, sendo necessário antes da aspiração, retirar o máximo de detritos presentes no solo deixando somente as castanhas. A largura de trabalho não justifica o encordoamento das castanhas, pelo que é opcional. Este equipamento é operado por uma pessoa e indicado para pequenos produtores [7].

A máquina (c), GIAMPI Star 111, consiste num equipamento montado² em trator agrícola e acionado por “tomada de força” ou PTO³. As castanhas presentes no solo são recolhidas através de sucção por vácuo, passando posteriormente de forma sequencial por um sistema de sopragem e sistema de crivagem, onde as castanhas são separadas dos detritos. Antes da aspiração é necessário aglomerar as castanhas e restante material presente no solo sob a forma de cordão para agilizar a recolha. Este equipamento necessita de um a três operadores, sendo que, um a três tubos flexíveis de sucção podem ser manipulados para aspirar o material reunido em cordão. Este equipamento destina-se a produtores médios [8].

A máquina (d), JOLLY 1500, trata-se de um equipamento montado em trator agrícola, acionado por PTO tal como o equipamento anterior (c). A principal diferença verifica-se no método de recolha do material através de sistema de varredura por escovas rotativas. O material recolhido passa, posteriormente, por um sistema de limpeza por sopragem e por crivagem com o mesmo princípio de funcionamento do tipo de máquina anterior. No final dos processos de limpeza, as castanhas são direcionadas para um mecanismo de descarga instalado na extremidade oposta do trator agrícola. Este equipamento necessita de um operador e destina-se a produtores médios [9].

A máquina (e), MONCHIERO 498, consiste num equipamento semi montado⁴ em trator agrícola. O seu modo de funcionamento é similar ao equipamento (c), porém, possui

¹ Que se move por si própria.

² Equipamento adaptado a trator por forma a que este suporte toda a sua massa, sendo a ligação assegurada pelo sistema tripolar de engate.

³ Power Take-off - eixo de transmissão, disponível em máquinas agrícolas automotoras, usado para transmissão de potência a alfaías agrícolas.

⁴ Equipamento adaptado ao trator por forma a que este suporte parte a sua massa, sendo a restante suportada pelo eixo do mesmo. A ligação é assegurada pelos dois braços inferiores do sistema hidráulico.

uma capacidade produtiva superior, uma vez que utiliza de forma combinada sistema de varredura e aspiração na recolha. Requer de um a dois operadores e destina-se a produtores médios [10].

O equipamento (f), MONCHIERO 20125, é numa máquina automotora, projetada para trabalhar apenas com um operador. Relativamente à recolha de castanhas, esta tipologia de máquina utiliza sistema de varredura por escovas rotativas ou sistema de varredura e aspiração de forma combinada. Destaca-se a vantagem de não necessitar de qualquer intervenção no material presente no solo antes da recolha e destina-se a grandes produtores [10].

Sintetizando, de acordo com o estudo efetuado pode concluir-se que o modo de funcionamento é transversal à maior parte das máquinas existentes no mercado. À exceção dos aspiradores de dorso e da máquina automotora operável a pé (ver Figura 2.1) que não permitem a limpeza das castanhas, os restantes equipamentos possuem o mesmo princípio de funcionamento definido no diagrama da Figura 2.2.

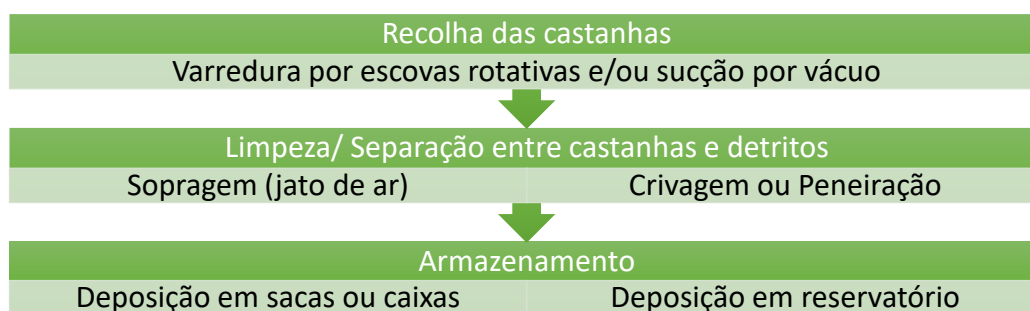


Figura 2.2 – Princípio de funcionamento das máquinas de recolha de castanhas.

Inicialmente, com recurso à varredura por escovas rotativas e/ou aspiração por vácuo com recurso a bombas centrífugas é efetuada a recolha das castanhas e ouriços presentes no solo. Posteriormente, através de jato de ar fornecido por bombas centrífugas, é efetuada a sopragem dos detritos mais leves como folhas. Numa fase subsequente, o material passa por um sistema de crivagem onde ocorre a separação entre castanhas e detritos de maior dimensão como, ouriços, sedimentos de madeira e pedras. No estágio final, as castanhas são depositadas em sacas, caixas ou em depósito integrado na máquina.

A Tabela 2.1 apresenta uma síntese das características principais dos tipos de equipamentos analisados.

Tabela 2.1 – Características dos tipos de equipamentos abordados.

Tipo de máquina	Aspirador de dorso	Máquinas acopladas a trator				Máquinas automotoras		
		a)	d)	c)	e)		b)	f)
Identificação ⁵	a)	d)	c)	e)		b)	f)	
Tipo de acoplamento	Costas do operador	Montada	Montada	Rebocada	Rebocada	----	----	----
Sistema de recolha	Aspiração	Varredura	Aspiração	Aspiração	Aspiração + varredura	Varredura	Aspiração + varredura	Varredura
Sistema de limpeza	----	Sopragem + crivagem	Sopragem + crivagem	Sopragem + crivagem	Sopragem + crivagem	----	Sopragem + crivagem	Sopragem + crivagem
Encordoamento do material a aspirar	Sim	Não	Sim	Sim	Sim	Opcional	Não	Não
Nº de operadores	1	1	1 - 3	1 - 3	1	1	1	1
Capacidade (kg/h)	50 - 200	100 - 450	200 - 900	200 - 900	200 - 1200	400 - 700	500 - 1700	500 - 1700

As máquinas já desenvolvidas, têm demonstrado produzir bons resultados em terrenos planos e firmes, contudo, em zonas montanhosas com terrenos sem uniformidade como as encostas, muitas vezes íngremes, são, de facto, pouco adequadas, com a exceção do aspirador de dorso uma vez que é suportado pelo operador, contudo, torna-se mais difícil e moroso o trabalho.

Os equipamentos acoplados a trator agrícola sem sistema de varredura seriam uma boa escolha para terrenos com declive, uma vez que podem permanecer imóveis enquanto os operadores manipulam os tubos flexíveis de sucção. Contudo, os sistemas integrados de remoção de detritos produzem um trabalho ineficaz em planos inclinados, acabando por reunir castanhas juntamente com detritos no final do processo de limpeza, que, por efeito abrasivo, danificam a integridade das castanhas, acabando por depreciar o seu valor comercial. Esta lacuna pode, em teoria, ser facilmente superada com a implementação de um sistema de nivelamento do corpo da máquina [5].

2.2. Sistemas de nivelamento em máquinas agrícolas

Tecnologias de nivelamento, estão cada vez mais presentes em máquinas agrícolas atuais, com a finalidade de manter a capacidade produtiva em terrenos com declive e possibilitar a operação em segurança. Algum trabalho de investigação tem sido desenvolvido relativamente a este tipo de tecnologias, no caso de Zhou et al. [11] desenvolveram um sistema de controlo de nível para uma alfaia agrícola afeta ao nivelamento do solo. O sistema possui dois atuadores hidráulicos que permitem corrigir o desnível entre os dois braços inferiores do sistema tripolar de engate do trator, permitindo, assim, o nivelamento da alfaia lateralmente e a eliminação de irregularidades no respetivo solo trabalhado [11].

⁵ Identificação efetuada na Figura 2.1.

Empresas como a Hillco Technologies (USA) e a FABERCOM (IT), especializaram-se em sistemas de controlo de estabilidade de máquinas agrícolas, florestais e industriais, quer estas sejam automotoras, montadas, semi-montadas ou rebocadas. Estes sistemas destinam-se a máquinas de série sem sistema de nivelamento, possibilitando-lhes após a instalação dos respetivos sistemas, regular a elevação do corpo da máquina de acordo com o declive do solo [12, 13].

As tecnologias desenvolvidas pelos dois fabricantes apresentam semelhanças relativamente ao modo como é controlada a inclinação do corpo da máquina, em síntese, sensores de nível detetam a inclinação do corpo da máquina e enviam a informação para uma unidade de controlo, que, por sua vez, controla os atuadores (cilindros hidráulicos) responsáveis pela compensação do declive do solo. A principal diferença entre ambos os sistemas, é que o sistema desenvolvido pela Hillco Technologies apenas permite a compensação transversal da máquina, permitindo que esta opere em declives até 27% [12], enquanto o sistema desenvolvido pela FABERCOM permite não só a compensação transversal, mas também a compensação longitudinal da máquina através de dois sistemas hidráulicos independentes, sendo possível trabalhar em qualquer orientação [13].

Máquinas agrícolas afetas à coleta de sementes ou frutos requerem sistema de compensação de nível para manter a eficiência em terrenos íngremes, uma vez que estando o corpo da máquina nivelado, é assegurada uma maior uniformidade da distribuição da massa pelas rodas, permitindo uma capacidade de tração mais eficaz e aumentando a estabilidade [14]. No mesmo sentido, o sistema de separação e armazenamento de sementes ou frutos, requer estar nivelado para manter a uniformidade do material nos respetivos sistemas de separação, limpeza e armazenamento, permitindo, assim, a máxima capacidade de trabalho. Simultaneamente, é possível ao operador manter-se numa posição vertical e confortável durante o trabalho. No caso da máquina New Holland 4 TC5.90 Hillside, Figura 2.3, segundo o fabricante o sistema de nivelamento de série permite operar em segurança e com eficácia em inclinações laterais até 36%, em descidas até 10% e em subidas até 30% [15].



Figura 2.3 – Ceifeira debulhadora New Holland 4 TC5.90 Hillside [14, 15].

3. Fundamentos teóricos

3.1. Veios de transmissão de potência

3.1.1. Conceitos gerais

3.1.1.1. Introdução

Um veio é um elemento mecânico, normalmente, de secção circular, utilizado para montagem de elementos rotativos transmissores de potência, como por exemplo, polias, engrenagens e volantes de inércia. O dimensionamento de um veio, é um processo iterativo que considera como parâmetros iniciais os esforços atuantes, influenciados pela potência a transmitir e velocidade de rotação, sendo a geometria resultado destes parâmetros. De igual modo, as soluções construtivas de fixação e apoio, seja do próprio veio, ou de todos os elementos a que este dá suporte, tais como estrias, chavetas, transições de diâmetro, entre outros, são fatores que também influenciam a geometria do veio. Dependendo do tipo de utilização, a solução normalmente utilizada para fixação e apoio de veios, passa pela utilização de rolamentos ou chumaceiras [16].

3.1.1.2. Parâmetros de dimensionamento e verificação

Os parâmetros de dimensionamento e verificação relativos ao uso seguro e correto desempenho de um veio, são:

- **Cedência:** A tensão máxima aplicada num veio, em condições de funcionamento correto, não pode exceder o limite previsto num critério de máxima tensão de cedência, sendo este parâmetro a base do processo de dimensionamento estático de um veio [16, 17];
- **Rigidez:** A tensão máxima aplicada, pode satisfazer o critério de limite de cedência, no entanto a flecha e rotação angular do veio além dos limites recomendados, pode interferir no bom funcionamento de componentes instalados, como as engrenagens, que podem girar com entre eixo e ângulo de pressão excessivos [17];
- **Fadiga:** Avaliar a integridade de um veio submetido a ações de cargas cíclicas, ao longo da sua vida útil (vida infinita ou finita). O cálculo à fadiga não é um procedimento de dimensionamento, mas sim de verificação que avalia fatores geométricos como o estado superficial, o tamanho, raios de concordância e outros que não são tidos em consideração aquando do dimensionamento estático [18].

Estes parâmetros podem ser tratados de duas formas distintas em termos de projeto:

- **Em termos de dimensionamento:** o veio é dimensionado por forma a proporcionar as condições de rigidez pretendidas e de acordo com a resistência à tensão limite de cedência e fadiga. Neste caso é necessário determinar os momentos fletores, torsões, forças axiais e transversais ao longo do comprimento do veio [17]. É, igualmente, necessário conhecer as características mecânicas dos materiais, determinar os fatores de concentração de tensões e o número de ciclos de trabalho [18];
- **Em termos de verificação:** assumem-se soluções para a geometria do veio compatíveis com a montabilidade dos componentes que deverão ser instalados e, posteriormente, efetuam-se os cálculos nas diferentes secções por forma a verificar as condições de rigidez, tensão limite de cedência e fadiga. Este é um processo iterativo até se obter uma solução segura e prática [17, 18].

3.1.2. Cálculo à cedência

3.1.2.1. Introdução

Para assegurar a condição de resistência mecânica de um veio, é necessário o cálculo à cedência e o cálculo à fadiga. Em ambos os casos, deve-se começar por determinar em cada secção do veio, os esforços atuantes, que consistem, normalmente, em cargas perpendiculares ao eixo principal (esforços transversos), e esforços de torção [16]. Os esforços transversos originam momentos fletores (M_f) e tensões de corte (τ_{ij}). Por sua vez, os momentos fletores, originam tensões normais (σ_{ij}) de tração e compressão na secção resistente. Tanto os momentos fletores como as tensões de corte, ambos variam com a distância ao plano central da secção resistente, sendo que neste plano, as tensões normais possuem valores nulos, aumentando com a distância perpendicular ao plano. Inversamente, as tensões de corte atingem o valor máximo ao nível no eixo neutro à flexão. Relativamente à variação da magnitude, as forças de corte variam ao longo da estrutura sempre que surge um esforço transversal, no caso dos momentos fletores estes variam com a distância ao ponto de aplicação das forças externas [19].

Por sua vez, momentos torçores (M_t), devido a elementos transmissores de potência como engrenagem, polias, etc., geram na estrutura tensões de corte (τ_t), cuja distribuição varia linearmente com a distância ao centro da secção. Na periferia da secção circular verifica-se o valor máximo ($\tau_{t\ max}$), e no centro, o valor é nulo. Contudo, as solicitações mais expressivas, são os momentos fletores (M_f), e os momentos torçores (M_t), sendo que,

para diminuir a magnitude dos momentos fletores, é boa prática colocar os elementos de transmissão de potência o mais perto possível dos apoios (rolamentos ou chumaceiras) [17, 19].

Para as tensões normais à secção resistente, devidas a momentos fletores, deve ser feita a seguinte verificação [19]:

$$\sigma_b = \frac{M_f \cdot r}{I} < \sigma_{b_adm} \quad (3.1)$$

sendo,

- σ_b – Tensão normal [Pa];
- σ_{b_adm} – Resistência à flexão⁶ [Pa];
- M_f – Momento fletor [N.m];
- r – Raio do veio [m];
- I – Momento de inércia de área da secção [m⁴].

Analogamente, para as tensões de corte máximas devidas a esforços transversos, deve ser feita a seguinte verificação [19]:

$$\tau_{max} = \frac{V \cdot Q}{I \cdot D} < \tau_{a_adm} \quad (3.2)$$

sendo,

- τ_{max} – Tensão de corte máxima [Pa];
- τ_{a_adm} – Resistência ao corte⁷ [Pa];
- V – Força de corte [N];
- Q – Momento estático de área [m³];
- D – Diâmetro do veio [m];
- I – Momento de inércia de área da secção [m⁴].

Relativamente à máxima tensão de corte (τ_{t_max}) na secção onde se verifica o momento torçor de maior magnitude, deve ser feita a seguinte verificação [19]:

$$\tau_{t_max} = \frac{M_t \cdot r}{I_p} < \tau_{t_adm} \quad (3.3)$$

sendo,

- τ_{t_max} – Tensão de corte máxima [Pa];

⁶ Para a resistência à flexão de um aço ao carbono com $E = 210GPa$, considerar σ_{b_adm} entre os 50 a 75MPa [17].

⁷ Para a resistência ao corte (solicitação cíclica), considerar $\tau_{a_adm} = \sigma_y/3$ [16].

- τ_{t_adm} – Tensão de corte admissível⁸ [Pa];
- M_t – Momento torçor aplicado à secção [N.m];
- r – Raio da secção resistente [m];
- I_p – Momento de inércia polar da secção resistente [m⁴].

Para veios de secção circular, o momento estático de área (Q), o momento de inércia de área (I) e o momento de inércia polar da secção resistente (I_p) são dados por [19]:

$$Q = \frac{2 \cdot r^3}{3} \quad (3.4)$$

$$I = \frac{\pi \cdot r^4}{4} \quad (3.5)$$

$$I_p = \frac{\pi \cdot D^4}{32} \quad (3.6)$$

em que r e D representam o raio e o diâmetro da secção resistente, respetivamente em metros.

3.1.2.2. Diâmetro mínimo da secção do veio

O diâmetro mínimo da secção do veio, é calculado tendo em conta que para a intensidade de forças aplicadas, a tensão máxima não ultrapasse determinado valor prescrito por um critério de resistência envolvendo as propriedades do material. Considerando um veio com secção transversal uniforme ou não, e analisando os diagramas de momentos fletores M_f e torçores M_t sobre o eixo do veio, importa localizar em que secção se verificam os momentos máximos. Em alternativa às equações (3.1) e (3.3), as tensões (normais e de corte) máximas resultantes dos esforços de flexão M_f e torção M_t , respetivamente, num veio de diâmetro D , podem ser igualmente obtidas por [16]:

$$\sigma_{max} = \frac{32M_f}{\pi D^3} \quad (3.7)$$

$$\tau_{max} = \frac{16M_t}{\pi D^3} \quad (3.8)$$

sendo,

- σ_{max} – Tensão normal máxima [Pa];
- τ_{max} – Tensão de corte máxima [Pa];
- D – Diâmetro do veio [m];

⁸ Para a resistência ao corte por torção, considerar τ_{t_adm} entre os 65 a 95MPa, para um aço ao carbono com $E = 210GPa$ [16]. No caso de um aço dúctil, considerar $\tau_{t_adm} = \frac{2}{5} \cdot \sigma_y$ [18].

- M_f – Momento fletor [N.m];
- M_t – Momento torçor [N.m].

Assim, tendo em conta que os materiais apresentam um modo característico de falha ou ruína, o diâmetro mínimo da secção de um veio, pode ser calculado recorrendo a critérios de dimensionamento estrutural, salientando [17]:

- Critério de *Tresca*, ou da máxima tensão tangencial (secção circular):

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \gamma}{\pi \cdot \sigma_y} \sqrt{M_f^2 + M_t^2}} \quad (3.9)$$

- Critério de *Von Mises* ou da máxima energia de distorção (secção circular):

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \gamma}{\pi \cdot \sigma_y} \sqrt{M_f^2 + 0,75 \cdot M_t^2}} \quad (3.10)$$

sendo,

- D – Diâmetro mínimo na secção considerada [m];
- γ – Fator de segurança⁹ [adimensional];
- σ_y – Tensão de cedência do material [Pa];
- M_f – Momento fletor [N.m];
- M_t – Momento torçor [N.m].

A determinação ou verificação o diâmetro mínimo D deve considerar o ponto em que a combinação de momentos fletor e torçor é a mais relevante e uma forma de favorecer a segurança é aumentar o valor de D se necessário. Contudo, ao escolher os rolamentos ou chumaceiras que suportam as reações dos apoios do veio, no caso de ser necessária uma redução ao diâmetro do veio nas extremidades para a montagem destes suportes, é boa prática considerar o caso mais desfavorável, em que o diâmetro do veio ao longo de todo o seu comprimento é igual ao menor diâmetro interno dos elementos de suporte.

3.1.3. Cálculo à rigidez

3.1.3.1. Introdução

A tensão máxima equivalente num veio, pode satisfazer um critério limite de cedência na secção onde se verifique a solitação combinada mais severa de momentos fletores (M_f)

⁹ É vulgarmente utilizado $\gamma = 1,5$ para colmatar incertezas quanto ao modo de solitação, evitando cálculos mais elaborados [16].

e torçores (M_t). Contudo, a rigidez é um parâmetro completamente distinto da tensão limite de cedência, sendo que os valores máximos de flecha e rotação podem não ocorrer na mesma secção onde a combinação de esforços atuantes é mais relevante. Assim, um veio pode estar bem dimensionado quanto a um critério de tensão limite de cedência, mas ser demasiado flexível, exibindo uma flecha excessiva nos pontos de engrenamento e rotação excessiva nas zonas dos rolamentos, prejudicando a precisão e a fiabilidade do mecanismo. A diminuição dos valores de flecha e rotação, obtém-se através do aumento do diâmetro mínimo do veio dimensionado/verificado num critério limite de cedência [17].

3.1.3.2. Flecha e rotação

A rigidez de um veio é fundamental para o bom funcionamento dos elementos que este suporta. No caso de engrenagens, uma flecha excessiva influencia negativamente a cinemática do engrenamento gerando vibrações, contribuindo para o desgaste precoce e ruído excessivo [20]. No mesmo sentido, ultrapassar o ângulo de rotação admissível nos apoios por flexão do veio, contribui para o mau funcionamento dos rolamentos danificando-o. Na Tabela 3.1 são apresentados alguns valores indicativos de flecha e rotação angular limites, para diferentes elementos associados a veios.

Tabela 3.1 – Valores admissíveis indicativos de flecha e rotação em veios [17].

Elemento do veio	θ_{max} (°)	δ_{max} (mm)
Engrenagens de máquinas ferramenta ou redutores de precisão	0,03	$< 0,01 \cdot m$
Engrenagens de caixa de velocidades automóvel ou redutores de grande dimensão	0,03	$< 0,05 \cdot m$
Rolamento de esferas	0,17	----
Rolamento de rolos cilíndricos	0,06	----
Rolamento de rolos cónicos	0,03	----
Rolamentos de fixação rápida ¹⁰ (FAG tipo S ou SKF tipo Y)	2,00	
Máximo geral	----	Comprimento/100

Por forma a simplificar o dimensionamento e/ou verificação de veios, impondo valores limite de flecha e rotação, é boa prática considerar um diâmetro constante ao longo de todo o comprimento do veio, assumindo como diâmetro de cálculo o menor diâmetro das diferentes secções do veio, considerando que esta simplificação será a mais desfavorável¹¹.

Assumindo o caso de um veio simplesmente apoiado e com uma carga de posição generalizada, os valores de flecha (δ) e rotação (θ) são obtidos pelas expressões [17]:

¹⁰ O ângulo de máxima rotação admissível considera a relubrificação dos rolamentos [22, 23].

¹¹ O veio terá ao longo do seu comprimento secções de diâmetro superior ao diâmetro mínimo, contribuindo positivamente para uma maior rigidez e, por consequência, valores menores de flecha e rotação do que os calculados ou verificados.

$$\delta(x) = \frac{P \cdot L_2 \cdot x}{6 \cdot L \cdot E \cdot I} \cdot (L^2 - x^2 - L_2^2) \text{ (se } x \leq L_1) \quad (3.11)$$

$$\delta(x) = \frac{P \cdot L_1 \cdot (L - x)}{6 \cdot L \cdot E \cdot I} (2 \cdot L \cdot x - x^2 - L_1^2) \text{ (se } x > L_1) \quad (3.12)$$

$$\delta_{max}(x \approx L_1) = \frac{P \cdot L_1^2 \cdot L_2^2}{3 \cdot L \cdot E \cdot I} \quad (3.13)$$

$$\theta_1 = \frac{P \cdot L_2 \cdot (L^2 - L_2^2)}{6 \cdot L \cdot E \cdot I} \quad (3.14)$$

$$\theta_2 = \frac{P \cdot L_1 \cdot L_2 \cdot (2 \cdot L - L_2)}{6 \cdot L \cdot E \cdot I} \quad (3.15)$$

sendo,

- δ – Flecha [mm];
- θ_1 – Rotação do veio no apoio aplicado em $x = 0$ [rad];
- θ_2 – Rotação do veio no apoio aplicado em $x = L$ [rad];
- I – Momento de inércia de área da secção resistente do veio [mm⁴];
- E – Módulo de elasticidade do material do veio [N/mm²];
- L – Comprimento total do veio [mm];
- L_1 – Distância desde a origem ao ponto de aplicação da carga [mm];
- L_2 – Distância desde o ponto de aplicação da carga ao comprimento total do veio ($x = L$) [mm];
- P – Carga transversal ao eixo do veio [N];
- x – Distância desde a origem ao ponto a calcular a flecha ou rotação [mm];

Em casos com mais do que uma força transversal aplicada no mesmo veio, obtém-se a flecha e rotação por sobreposição de efeitos, ou seja, somam-se as contribuições de todas as forças para a obtenção da flecha e rotação resultantes.

3.1.3.3. Torção

A rigidez torsional é também importante, mas não crítica em grande parte dos mecanismos de transmissão de potência, contudo é aconselhável o cálculo do ângulo de torção através do somatório da contribuição de todos os momentos torçores aplicados no veio, de acordo com a expressão [19]:

$$\phi = \sum_i \frac{M_{t_i} \cdot L_i}{I_{p_i} \cdot G_i} \quad (3.16)$$

sendo,

- ϕ – Ângulo de torção na extremidade livre [rad];

- M_{t_i} – Momento torçor na secção i [N.m];
- L_i – Distância da origem ao ponto de aplicação do momento torçor [m];
- I_{p_i} – Momento polar de inercia na secção resistente i [m⁴];
- G_i – Módulo de rigidez do material [N/m²].

A Tabela 3.2 apresenta limites indicativos para o ângulo de torção unitário.

Tabela 3.2 – Limites sugeridos para o ângulo de torção unitário [19].

Natureza das cargas	$(\phi/L)_{adm}$
Solicitação estática	0,30°/m
Solicitação alternada	0,25°/m

3.1.4. Cálculo à fadiga

3.1.4.1. Introdução

Quando um componente mecânico é submetido a forças variáveis no tempo, diz-se que está sujeito a solicitações de fadiga. O efeito destas solicitações pode ser mais prejudicial, do que, o de uma solicitação estática de valor mais elevado que a amplitude das solicitações variáveis. A magnitude das solicitações de fadiga é, muitas vezes, inferior à tensão de rotura do material (σ_u) e, em certos casos, menor até que a tensão de cedência (σ_y) [18].

A falha por fadiga, ocorre devido à microestrutura de grande parte dos materiais ser um agregado de cristais com planos de menor resistência mecânica, e sob esforço estas uniões colapsam, podendo não ocorrer falha instantânea, contudo, sob repetição sistemática da solicitação, os defeitos potenciam a propagação continuada das fendas de fadiga até à ruína, como apresentado na Figura 3.1 [21].

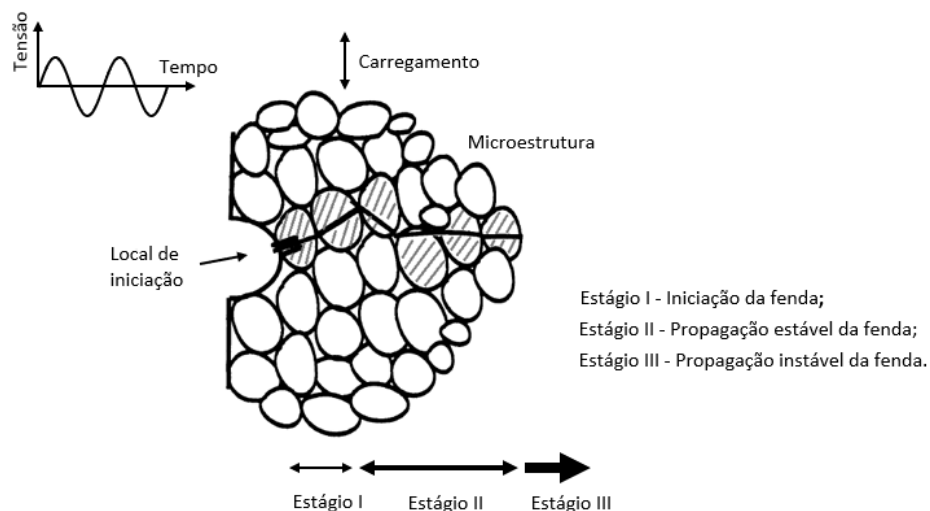


Figura 3.1 – Ilustração da nucleação e propagação de fendas por fadiga em componentes mecânicos devido a carregamentos cíclicos, adaptado de [20].

A falha por fadiga consiste num processo progressivo que se traduz numa fratura rápida e inesperada, provocada pelo processo de nucleação e propagação de fendas ou fissuras, estando este processo diretamente relacionado com a existência de descontinuidades e/ou singularidades no material onde se verifica uma concentração das tensões aplicadas. Sintetizando, fendas ou fissuras, podem surgir devido:

- Geometria com variações bruscas na secção transversal;
- Componentes rotativos e/ou que deslizam, sujeitos a choques e altas pressões de contato originando cavidades superficiais;
- Erros de manuseamento de ferramentas durante o processo de fabrico podem originar marcas, do mesmo modo, rebarbas podem originar riscos superficiais;
- Processo de conformação mecânica e tratamentos térmicos, podem produzir descontinuidades superficiais [20].

Um componente mecânico pode ser solicitado em regime de fadiga por um campo de tensões variáveis no tempo bastante complexo, porém, tal campo de tensões pode ser aproximado como resultando da sobreposição de um componente constante e de um componente alternado. Genericamente, uma tensão $\sigma(t)$ do tipo harmónico com uma amplitude σ_f , pode ser representada pela expressão [17]:

$$\sigma_f = \sigma_m + \sigma_a \quad (3.17)$$

Onde σ_f é a tensão total em regime de fadiga, σ_m é a tensão média (equivalente a uma componente estática) e σ_a é a tensão alternada pura, conforme definido na Figura 3.2.

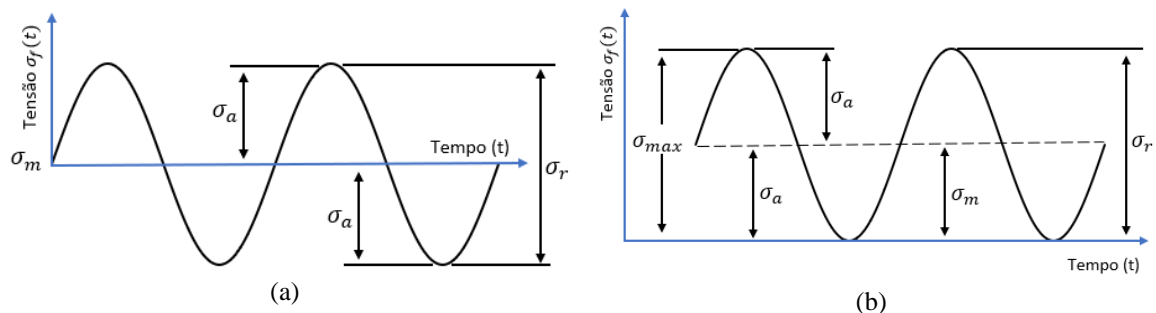


Figura 3.2 – Tensão de fadiga do tipo harmónico (termo médio e alternado): (a) Tensão sinusoidal com reversão total¹², $\sigma_m = 0$; (b) Tensão sinusoidal baseada em zero, $\sigma_{min} = 0$.

As componentes de tensão apresentadas na Figura 3.2, são definidas pelas seguintes expressões [18]:

$$\text{Tensão média } (\sigma_m) \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (3.18)$$

$$\text{Tensão alternada } (\sigma_a) \quad \sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad (3.19)$$

¹² As tensões máxima e mínima possuem a mesma magnitude e sentidos opostos.

$$\text{Gama de tensões } (\sigma_r) \qquad \sigma_r = \sigma_{max} - \sigma_{min} \qquad (3.20)$$

3.1.4.2. Tensão limite de fadiga

A resistência à fadiga de um material, é obtida através da repetição de vários ensaios de fadiga, onde são aplicadas cargas de forma cíclica até à rotura do provete. Os resultados de cada teste depois de anotados dão origem a um diagrama S-N ou diagrama de *Wöhler*. O primeiro ensaio é efetuado com uma tensão alternada superior à tensão de rotura do material, enquanto o segundo teste é efetuado com uma tensão inferior à utilizada no primeiro teste. Este processo repetitivo, dá origem a um diagrama S-N como apresentado na Figura 3.3.

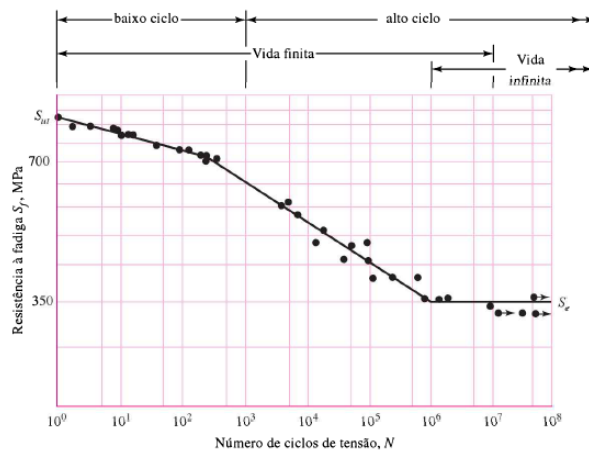


Figura 3.3 – Diagrama S-N com base em ensaios de fadiga com tensão do tipo harmónico. Material: aço UNS G41 300, normalizado; $\sigma_u = 810MPa$ [18].

Nas ordenadas do diagrama S-N encontram-se os valores da resistência à fadiga σ_f , sendo que a cada um destes valores corresponde um número de ciclos (N) que o provete resiste. No caso dos aços, para um determinado valor de tensão aplicada, um componente pode suportar quase indefinidamente um regime oscilatório sem colapsar [17]. Nestas circunstâncias, a tensão denomina-se tensão limite de fadiga (σ_e), que por norma se associa a um valor correspondente a um ensaio de $N \geq 10^8$ ciclos de tensão. No gráfico da Figura 3.3, é também possível distinguir duas regiões, à esquerda vida finita e à direita vida infinita, sendo que, no caso dos aços esta fronteira situa-se entre $N = 10^6$ e $N = 10^7$ [18].

As equações utilizadas para definir o comportamento dos materiais à fadiga, relacionam a amplitude das tensões com o número ciclos até à rutura, sendo estas equações geralmente obtidas experimentalmente através de ensaios a provetes. Segundo Budynas & Nisbertt (2011), através da análise de resultados de ensaios de fadiga apresentados no seu trabalho, para um projeto preliminar de análise de falha, pode estimar-se o limite de resistência à fadiga, no caso dos aços, pela expressão:

$$\sigma'_e = \begin{cases} 0,5 \cdot \sigma_u & \sigma_u \leq 1400\text{MPa} \\ 700\text{MPa} & \sigma_u > 1400\text{MPa} \end{cases} \quad (3.21)$$

Em que σ_u corresponde à tensão de rotura do material e σ'_e corresponde à tensão limite de fadiga do provete para $N = 10^8$ ciclos.

3.1.4.3. Resistência à fadiga

No caso dos aços, é possível determinar o valor da resistência à fadiga σ_f através de uma aproximação ao diagrama S-N na região de alto ciclo, que por sua vez se encontra compreendida no intervalo de $N = 10^3$ até cerca de $N = 10^6$ a $N = 10^7$. Esta aproximação é de grande relevância, uma vez que os resultados dos ensaios de fadiga de um material podem ser consideravelmente dispersos. Assim, para um componente mecânico verdadeiro o valor de σ_f pode ser determinado através da expressão [18]:

$$\sigma_f = a N^b \quad (3.22)$$

onde N corresponde ao número de ciclos até à falha e as constantes a e b são determinadas pelas expressões [18]:

$$a = \frac{(f\sigma_u)^2}{\sigma_e} \quad (3.23)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f\sigma_u}{\sigma_e}\right) \quad (3.24)$$

Através da Figura A.1 (ANEXO A), pode obter-se a fração da resistência à fadiga f para $490 \leq \sigma_u \leq 1400\text{MPa}$. Para ser conservativo, para $\sigma_u < 490\text{MPa}$ é boa prática considerar-se $f = 0,9$ [18].

3.1.4.4. Fatores de correção da tensão limite de fadiga

Um provete testado em ensaio experimental laboratorial para determinar a tensão limite de fadiga, é preparado muito cuidadosamente (superfície exterior extremamente polida) e ensaiado em condições controladas [21]. Assim, não se espera que a resistência à fadiga de um componente mecânico ou estrutural real iguale os resultados obtidos em laboratório. As diferenças entre uma peça real e um provete testado em laboratório dependem de inúmeros fatores, deste, os processos de fabrico, eventuais tratamentos térmicos, acabamento superficial exterior, condições ambientais como temperatura, humidade, etc. e características do projeto como tamanho, forma, estado de tensão, etc. Tendo em conta estas considerações [22], identificou fatores que quantificam os efeitos da condição da superfície,

do tamanho, do carregamento, da temperatura, entre outros fatores variados, tendo estabelecido a seguinte expressão:

$$\sigma_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot \sigma'_e \quad (3.25)$$

em que,

- σ_e – Tensão limite de fadiga da peça real a obter [MPa];
- σ'_e – Tensão limite de fadiga do provete a 10^8 ciclos da curva [MPa];
- K_a – Fator de acabamento superficial;
- K_b – Fator de escala ou de tamanho;
- K_c – Fator de carga;
- K_d – Fator de temperatura;
- K_e – Fator de fiabilidade;
- K_f – Fator para outros efeitos.

O fator de acabamento superficial (K_a) depende da qualidade do acabamento superficial do componente mecânico verdadeiro e da resistência à tração do material constituinte. Este fator pode ser determinado pela expressão [18]:

$$K_a = a \cdot \sigma_u^b \quad (3.26)$$

sendo que σ_u corresponde à tensão de rotura do material em MPa e as constantes a e b encontram-se na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Parâmetros para o fator de acabamento superficial [18].

Acabamento superficial	Parâmetro a	Parâmetro b
Retificado	1,58	-0,085
Maquinado ou laminado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,70	-0,718
Forjado	272,00	-0,995

Relativamente ao fator de escala ou de tamanho (K_b), os valores para flexão e torção podem ser obtidos pela expressão¹³ [18]:

$$K_b = \begin{cases} (D/7,62)^{-0,107} = 1,24 \cdot D^{-0,107} & 2,79 \leq D \leq 51\text{mm} \\ 1,5 \cdot D^{-0,157} & 51 < D \leq 254\text{mm} \end{cases} \quad (3.27)$$

Por sua vez, o fator de carga (K_c) depende do tipo de carregamento exercido nos componentes mecânicos, podendo ser obtido da seguinte forma [18]:

¹³ Para carregamento axial não há efeito de tamanho, $K_b = 1$ [18].

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{esforços axiais} \\ 0,59 & \text{torção}^{14} \end{cases} \quad (3.28)$$

Seguidamente, o fator de temperatura K_d relaciona a variação da resistência do aço à tração entre a temperatura de operação e a temperatura ambiente através da expressão [18]:

$$K_d = \frac{\sigma_T}{\sigma_{RT}} \quad (3.29)$$

sendo σ_T a resistência do aço à tração na temperatura de operação e σ_{RT} a resistência do aço à tração na temperatura ambiente. Na Tabela A.1 são apresentados os valores de σ_T/σ_{RT} , obtidos a partir da Figura A.2.

Na sequência, o fator de fiabilidade K_e pode ser calculado pela expressão [18]:

$$K_e = 1 - 0,08z_a \quad (3.30)$$

A Tabela 3.4, apresenta valores de z_a e do fator de fiabilidade K_e para alguns índices de fiabilidade padrão.

Tabela 3.4 – Fatores de fiabilidade K_e correspondentes a 8% de desvio padrão da tensão limite de fadiga [18].

Fiabilidade (%)	Variante de transformação z_a	Fator de fiabilidade K_e
50,0	0,000	1,000
90,0	1,288	0,897
95,0	1,645	0,868
99,0	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702

Por último, o fator para outros efeitos K_f destina-se a condicionar a tensão limite de fadiga em virtude de fatores diversos, podendo ser determinada pela expressão [16]:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (3.31)$$

Onde o fator de concentração de tensões teórico K_t é condicionado pelo fator de sensibilidade ao entalhe q , que é mínimo para um material dúctil e próximo de um para materiais frágeis. O gráfico presente na Figura A.3 apresenta valores orientados para o índice (q) de sensibilidade ao entalhe¹⁵ em componentes de aço e ligas de alumínio mais comuns. Relativamente ao fator de concentração de tensões teórico K_t , este depende das particularidades geométricas do componente mecânico. Os gráficos presentes nas Figuras

¹⁴ Usar somente para carregamento de fadiga torsional. Quando a torção está combinada com outros esforços, tais como flexão, usar $K_c = 1$ [18].

¹⁵ Na eventualidade da existência de dificuldades em determinar ou visualizar o valor do fator (q), é boa prática considerar o índice $q = 1$ e $K_f = K_t$ [17].

A.4 até A.8, apresentam valores orientados para o fator de concentração de tensões teórico (K_t) de acordo com várias particularidades geométricas.

3.1.4.5. Critérios de falha à fadiga

São largamente utilizados diferentes critérios de verificação à fadiga para o dimensionamento de veios transmissores de potência. Na Tabela 3.5 são apresentadas expressões de cálculo relativas aos critérios de falha mais utilizados. Estes critérios relacionam as componentes alternada σ_a e média σ_m , resultantes da tensão equivalente do estado de tensões aplicado, com a tensão limite de fadiga σ_e , a tensão de cedência do material constituinte σ_y e, noutros casos, a máxima tensão admissível σ_u [18].

Tabela 3.5 – Critérios de falha à fadiga e respetivas expressões de cálculo [18].

Critério	Expressão	Equação nº
Soderberg	$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_y} = \frac{1}{\gamma}$	(3.32)
Goodman	$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_u} = \frac{1}{\gamma}$	(3.33)
Gerber	$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u}\right)^2 = \frac{1}{\gamma}$	(3.34)
ASME	$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_y}\right)^2 = \frac{1}{\gamma^2}$	(3.35)

3.1.4.6. Combinação de modos de carregamento

Em termos de projeto de veios, casos de estudo reais podem envolver simultaneamente diferentes tipos de esforços atuantes, como tensões normais, de corte, momentos fletores, torçores e esforços axiais, possuindo cada tipo de esforço, componente média e alternada.

A teoria de falha da energia de distorção vem simplificar a análise de um carregamento complexo, uma vez que se traduz num método que transforma a combinação de múltiplas tensões atuantes numa única tensão equivalente de Von Misses [17].

Neste contexto, em situações de carregamento com vários tipos de esforços, é necessário recorrer a vários fatores de concentração de tensão de fadiga, apropriados a cada tipo de esforço, ou seja, deve aplicar-se $(K_f)_{flexão}$ para esforços de flexão, $(K_{fs})_{torção}$ para esforços de torção e $(K_{fa})_{axial}$ para esforços axiais. Posteriormente, podem calcular-se as tensões equivalentes de Von Misses, tensão alternada (σ'_a) e tensão média (σ'_m) e por último selecionar um critério de falha por fadiga apresentado na Tabela 3.5.

Contudo, em situações reais e no caso dos veios maciços, cargas axiais são geralmente muito pequenas em locais críticos, comparativamente com esforços fletores e a torções. Assim, a componente **média** e **alternada** dos esforços de flexão e torção, para as tensões normais e de corte, são dadas pelas expressões [18]:

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_{f_a}}{\pi D^3} \quad \sigma_m = K_f \frac{32M_{f_m}}{\pi D^3} \quad (3.36)$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16M_{t_a}}{\pi D^3} \quad \tau_m = K_{fs} \frac{16M_{t_m}}{\pi D^3} \quad (3.37)$$

em que,

- K_f – Concentração de tensão de fadiga para flexão [adimensional];
- K_{fs} – Concentração de tensão de fadiga para torção [adimensional];
- M_{f_m} – Momento fletor médio [N.m];
- M_{f_a} – Momento fletor alternado [N.m];
- M_{t_m} – Momento torçor médio [N.m];
- M_{t_a} – Momento torçor alternado [N.m];
- D – Diâmetro do veio [m].

Combinando as equações (3.36) e (3.37) em concordância com a teoria da falha da energia de distorção, as tensões equivalentes de von Mises para eixos maciços rotativos de seção circular, desprezando as cargas axiais, são dadas por [18]:

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} = \left[\left(K_f \frac{32M_{f_a}}{\pi D^3} \right)^2 + 3 \left(K_{fs} \frac{16M_{t_a}}{\pi D^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.38)$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \left[\left(K_f \frac{32M_{f_m}}{\pi D^3} \right)^2 + 3 \left(K_{fs} \frac{16M_{t_m}}{\pi D^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.39)$$

Estas tensões equivalentes, alternada (σ'_a) e média (σ'_m), podem ser avaliadas através de um critério de falha por fadiga (ver Tabela 3.5). A título de exemplo, a equação para o critério de Soderber definida inicialmente na equação (3.32), assumindo $\sigma'_a = \sigma_a$ e $\sigma'_m = \sigma_m$, resulta:

$$\frac{\sigma'_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma'_m}{\sigma_y} = \frac{1}{\gamma} \quad (3.40)$$

Substituindo σ'_a e σ'_m das equações 39 e 40, resulta [18]:

DE-Soderberg¹⁶

$$\frac{1}{\gamma} = \frac{16}{\pi D^3} \left\{ \frac{1}{\sigma_e} \left[4(K_f M_{f a})^2 + 3(K_{fs} M_{t a})^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{\sigma_y} \left[4(K_f M_{f m})^2 + 3(K_{fs} M_{t m})^2 \right]^{1/2} \right\} \quad (3.41)$$

Para propósitos de dimensionamento, torna-se útil resolver a equação anterior em ordem ao diâmetro (D), resultando [18]:

$$D = \left(\frac{16}{\pi} \left\{ \frac{1}{\sigma_e} \left[4(K_f M_{f a})^2 + 3(K_{fs} M_{t a})^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{\sigma_y} \left[4(K_f M_{f m})^2 + 3(K_{fs} M_{t m})^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad (3.42)$$

A seguir, são apresentadas equações semelhantes para os restantes critérios de falha à fadiga, inicialmente definidos na Tabela 3.5 [18].

DE-Goodman

$$\frac{1}{\gamma} = \frac{16}{\pi D^3} \left\{ \frac{1}{\sigma_e} \left[4(K_f M_{f a})^2 + 3(K_{fs} M_{t a})^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{\sigma_u} \left[4(K_f M_{f m})^2 + 3(K_{fs} M_{t m})^2 \right]^{1/2} \right\} \quad (3.43)$$

$$D = \left(\frac{16}{\pi} \left\{ \frac{1}{\sigma_e} \left[4(K_f M_{f a})^2 + 3(K_{fs} M_{t a})^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{\sigma_u} \left[4(K_f M_{f m})^2 + 3(K_{fs} M_{t m})^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad (3.44)$$

DE-Gerber

$$\frac{1}{\gamma} = \frac{8A}{\pi d^3 \sigma_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2B\sigma_e}{A\sigma_u} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad (3.45)$$

$$D = \left(\frac{8A}{\pi \sigma_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2B\sigma_e}{A\sigma_u} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad (3.46)$$

em que

$$A = \sqrt{4(K_f M_{f a})^2 + 3(K_{fs} M_{t a})^2} \quad (3.47)$$

$$B = \sqrt{4(K_f M_{f m})^2 + 3(K_{fs} M_{t m})^2} \quad (3.48)$$

DE-ASME Elítico

$$\frac{1}{\gamma} = \frac{16}{\pi D^3} \left[4 \left(\frac{K_f M_{f a}}{\sigma_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} M_{t a}}{\sigma_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_{f m}}{\sigma_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} M_{t m}}{\sigma_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.49)$$

$$D = \left(\frac{16}{\pi} \left\{ 4 \left(\frac{K_f M_{f a}}{\sigma_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} M_{t a}}{\sigma_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_{f m}}{\sigma_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} M_{t m}}{\sigma_y} \right)^2 \right\} \right)^{1/3} \quad (3.50)$$

¹⁶ Identificação da teoria de falha da máxima energia de distorção, seguida do critério de falha por fadiga.

Em situações reais, os veios montados em grande parte das máquinas, giram com um binário aproximadamente constante fornecido por um motor e estão também sujeitos a cargas de flexão alternadas devido aos componentes neles montados como engrenagens. Assim, pode considerar-se que um eixo sujeito a **cargas de flexão alternadas e torção constante**, a tensão de flexão é alternada e a torção é estável. Neste sentido, as equações (36) a (43) podem ser simplificadas considerando $M_{f m}$ e $M_{t a}$ **igual a zero**, o que elimina alguns dos termos.

Optando por utilizar os critérios de Gerber e Goodman (equações 38 a 43), uma vez que não se resguardam do limite de escoamento, verifica-se a necessidade de efetuar uma verificação adicional através da tensão de Von Misses definida para este propósito [18]:

$$\sigma'_{VM_{max}} = \left[\left(\frac{32K_f(M_{f m} + M_{f a})}{\pi D^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs}(M_{t m} + M_{t a})}{\pi D^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.51)$$

Sendo o fator de segurança obtido pela expressão:

$$\gamma = \frac{S_y}{\sigma'_{VM_{max}}} \quad (3.52)$$

3.2. Rolamentos

3.2.1. Introdução

Um rolamento é um elemento de suporte que permite o movimento relativo controlado entre dois componentes de um órgão mecânico, normalmente, um fixo e outro em movimento. A sua utilização evita o atrito de deslizamento entre as superfícies em movimento relativo, passando a haver movimento de contacto sem deslizamento entre os corpos rolantes e as paredes das pistas de corpos rolantes [16]. A constituição destes componentes admite grandes velocidades de rotação com reduzido ruído e baixo atrito. Perdas mecânicas reduzidas, reduzido consumo de energia e desgaste são também características devido à sua alta precisão. São económicos e facilmente substituíveis devido a serem produzidos segundo padronização dimensional, nacional e internacional [17].

Quanto à constituição, um rolamento é formado pelos seguintes componentes: anel interno, anel externo, corpos rolantes (esferas, rolos cilíndricos, rolos cónicos, rolos curvos e agulhas) e gaiola. Os elementos de revolução encontram-se distribuídos de forma homogénea na ranhura formada entre os dois anéis (interno e externo), designada por “caminho”. A referida disposição dos corpos rolantes é assegurada pela gaiola [18]. Na Figura 3.4, é apresentada a nomenclatura de um rolamento de esferas.

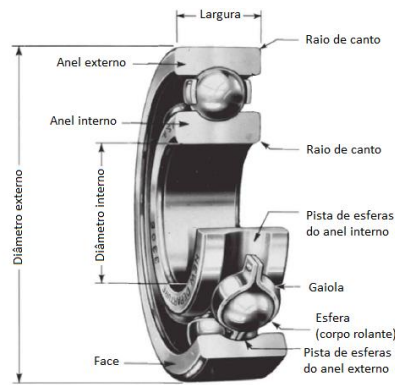


Figura 3.4 – Nomenclatura de um rolamento de esferas, adaptado de Budynas & Nisbertt (2011).

3.2.2. Classificação dos rolamentos

Existe no mercado uma vasta diversidade de rolamentos, sendo classificados de acordo com várias características, tais como, geometria do elemento de revolução, direção da carga suportada, número de carreiras de elementos de revolução e tipo de vedação. Contudo, estes componentes mecânicos são vulgarmente divididos em dois grandes grupos, conforme apresentado na Tabela 3.6 [17]:

- Rolamentos radiais – suportam grandes forças radiais (F_r), perpendiculares ao eixo de rotação. Alguns rolamentos radiais podem suportar apenas cargas puramente radiais, enquanto a maioria pode acomodar algumas cargas axiais numa direção e, em alguns casos, em ambas as direções.
- Rolamentos axiais – suportam grandes forças axiais (F_a), paralelas ao eixo de rotação em uma ou ambas as direções. Alguns tipos podem admitir cargas combinadas, isto é, força axial e radial que atuam simultaneamente.

Tabela 3.6 – Principais tipos de rolamentos [23, 24].

Grupo	Tipo	Esforços suportados
Radiais	Esferas	
	Série Y (SKF)/ Série S (FAG)	
	Esferas de contacto angular	
	Autocompensado de esferas	
	Rolos cilíndricos	
	Rolos de agulhas	
	Rolos cónicos	
	Autocompensado de rolos	
Rolos toroidais		
Axiais	Esferas	
	Esferas de contacto angular	
	Rolos cilíndricos	
	Rolos agulha	
	Rolos cónicos	
Autocompensado de rolos		

3.2.3. Dimensionamento de rolamentos

O processo de dimensionamento tem em consideração inúmeros fatores, como o espaço disponível, as cargas a suportar, a sua direção, velocidade e atrito, precisão e desalinhamento, entre outros. De forma resumida, o processo de dimensionamento de um rolamento encontra-se esquematizado na Figura 3.5 [23, 24].

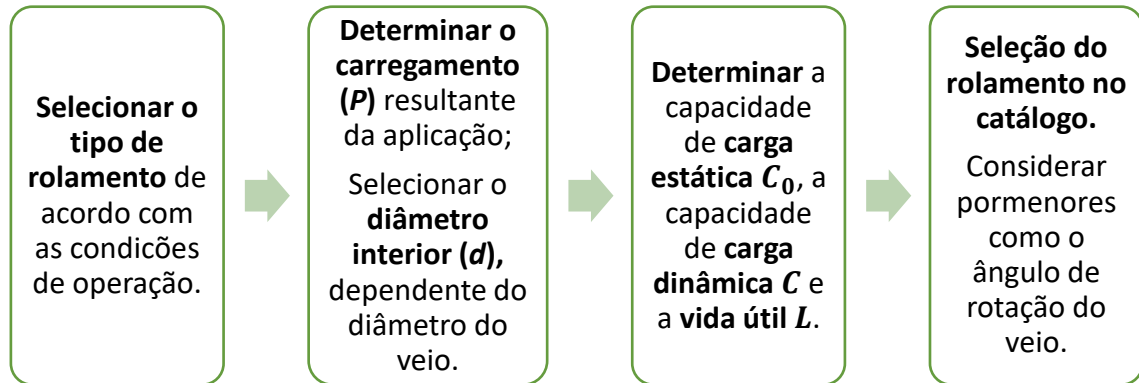


Figura 3.5 – Cronograma para a seleção de rolamentos.

Um veio sujeito a um carregamento e suportado por rolamentos, pode encontrar-se parado com uma carga estática, ou em rotação com uma carga dinâmica. Assim, para o dimensionamento de um rolamento e posterior seleção num catálogo, importa calcular a carga estática (C_0) e a carga dinâmica (C) que este deve suportar.

3.2.3.1. Capacidade de carga estática

A carga estática C_0 é a força que gera a maior tensão, no centro da área de contacto, do corpo rolante com os anéis do rolamento, neste sentido, para fins de dimensionamento desta carga, considera-se que o rolamento se encontra parado, ou em rotação inferior a 10 rpm. A carga estática (C_0) é dada por [23]:

$$C_0 = f_s \cdot P_0 \quad (3.53)$$

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad (3.54)$$

em que,

- C_0 – Capacidade de carga estática [kN];
- f_s – Coeficiente de segurança [adimensional];
- P_0 – Carga estática equivalente [kN];
- X_0 – Fator radial [adimensional];
- Y_0 – Fator axial [adimensional];
- F_r – Carga radial [kN];
- F_a – Carga axial [kN].

O fator de segurança (γ), que evita a ocorrência de deformação plástica no contato entre os corpos rolantes e a pista, é apresentado na Tabela 3.7.

Tabela 3.7 – Coeficiente de segurança (γ) [23].

Grau de exigência	Reduzida	Normal	Elevada
Coeficiente de segurança (γ)	$0,7 < \gamma < 1,0$	$1,0 < \gamma < 1,5$	$1,5 < \gamma < 2,5$

Os fatores radial (X_0) e axial (Y_0) são característicos do tipo de rolamento selecionado, como apresentado na Tabela 3.8.

Tabela 3.8 – Valores dos fatores de carga estática X_0 e Y_0 , para rolamentos de esferas [17].

Tipo de rolamento	Ângulo de contato (α)	carreira simples		Carreira dupla	
		X_0	Y_0	X_0	Y_0
Selecionar o maior valor de:	$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$ ou $P_0 = F_r$				
Esferas radial	0°	0,6	0,5	0,6	0,5

3.2.3.2. Capacidade de carga dinâmica

A capacidade de carga dinâmica¹⁷ (C) de um rolamento, está associada à sua vida útil, que, por sua vez, se encontra relacionada com o processo de falha por fadiga dos elementos rolantes. O dimensionamento envolve fatores associados à velocidade de rotação, ao tipo de aplicação, à temperatura de funcionamento, estimativa de vida útil e probabilidade de falha. A capacidade que o rolamento deve possuir, para suportar com segurança as cargas dinâmicas, é determinada pelas expressões [17]:

$$C = \frac{f_l}{f_n \cdot f_t} P \quad (3.55)$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (3.56)$$

em que,

- C – Capacidade de carga dinâmica [kN];
- f_n – Coeficiente de rotação [adimensional];
- f_l – Fator de esforços dinâmicos [adimensional];
- f_t – Fator de temperatura [adimensional];
- P – Carga dinâmica equivalente [kN];
- X – Fator radial [adimensional];
- Y – Fator axial [adimensional];

¹⁷ A carga é considerada dinâmica quando o rolamento se encontra com uma velocidade de rotação superior a 10 rpm.

- F_r – Carga radial [kN];
- F_a – Carga axial [kN].

Os valores médios para o fator de temperatura (f_t), variam de acordo com a temperatura de serviço conforme apresentado na Tabela 3.9.

Tabela 3.9 – valores médios para o fator de temperatura (f_t) [17].

Temperatura máxima de serviço	<120°	até 200°	até 250°	até 300°
Fator de temperatura (f_t)	1,0	0,73	0,42	0,22

Relativamente ao valor do fator de esforços dinâmicos (f_l), no caso de máquinas agrícolas de trabalho sazonal, deve ser considerado um valor entre 1,5 e 2,0 tendo em consideração a potência máxima de operação e o número de rotações nominal [23]. Por sua vez, o fator de rotação (f_n) depende do tipo de rolamento e do regime de rotação, conforme apresentado na Tabela 3.10.

Tabela 3.10 – Valores indicativos do fator de rotação, em função da rotação e rolamento [17].

Tipo de rolamentos:	Rolamento de esferas	Rolamento de rolos e agulhas
n (rpm)	f_n	f_n
10	1,49	1,44
100	0,693	0,719
500	0,405	0,444
1000	0,322	0,36
1500	0,281	0,319
2600	0,234	0,271
4000	0,203	0,238

Os fatores radial (X) e axial (Y) dependem das características do rolamento selecionado no catálogo do fabricante. Na Tabela 3.11 são apresentados valores típicos dos fatores de carga dinâmica X e Y para rolamentos de esferas.

Tabela 3.11 – Valores dos fatores de carga dinâmica X e Y para rolamentos de esferas [17].

Tipo de rolamento	Ângulo de contato (α)	Coeficiente de carga axial (f_e)	Carreira simples				Carreira dupla			
			$\frac{F_a}{F_r} \leq f_e$		$\frac{F_a}{F_r} > f_e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq f_e$		$\frac{F_a}{F_r} > f_e$	
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
Esferas radial	0°	$0,28 \cdot \left(\frac{15 \cdot F_a}{C_0}\right)^{0,23}$	1,0	0	0,56	$\frac{0,44}{e}$	1,0	0	0,56	$\frac{0,44}{e}$

3.2.3.3. Vida útil do rolamento

A vida útil do rolamento termina quando ocorre desgaste causado pela fadiga do material. Para a sua determinação são tidos em conta fatores como a probabilidade de falha,

qualidade do aço e lubrificação (DIN ISSO 281). De uma forma simplificada, o número de horas até ocorrer fadiga nos elementos rolantes, pode ser estimado pela expressão [17]:

$$L_f = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_h \quad (3.57)$$

Sendo,

- L_f – Intervalo temporal até à fadiga [h];
- a_1 – Fator de probabilidade à fadiga [adimensional];
- a_{23} – Fator da matéria-prima e condição de serviço [adimensional];
- L_h – Vida nominal [h].

O fator de probabilidade de falha (a_1) por fadiga do rolamento, é tratado em termos estatísticos para uma determinada vida nominal conforme definido na Tabela 3.12.

Tabela 3.12 – Valores indicativos para o fator de falha por fadiga (a_1) [23].

Probabilidade de falha	10% (L_{h10})	5% (L_{h5})	4% (L_{h4})	3% (L_{h3})	2% (L_{h2})	1% (L_{h1})
Fator (a_1)	1,0	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Por sua vez, o fator da matéria-prima e condição de serviço (a_{23}), depende de fatores relacionados com o carregamento e condições de operação ambientais. Um ambiente sem poeiras, com humidade controlada, lubrificação adequada e temperatura aceitável, são fatores que potenciam a longevidade dos rolamentos [17]. O fator (a_{23}) pode ser obtido através dos gráficos (a), (b) e (c) presentes no ANEXO B. Estes gráficos relacionando os seguintes fatores:

- Gráfico (a) – permite relacionar o diâmetro médio do rolamento $(D + d)/2$ com a rotação nominal (n), para a obtenção da viscosidade relativa (v_1).
- Gráfico (b) – permite relacionar a temperatura de serviço (T) com a viscosidade cinemática do óleo lubrificante a 40°C, para a obtenção da viscosidade de serviço (v).
- Gráfico (c) – permite relacionar o rácio entre a viscosidade de serviço e a viscosidade relativa (v/v_1) com duas linhas, uma inferior pessimista e outra superior otimista, possibilitando a obtenção de dois fatores (a_{23}). O fator (a_{23}) pessimista permite a obtenção de uma vida útil mínima, enquanto, o fator (a_{23}) otimista permite estimar uma vida útil máxima para o rolamento [17].

A vida útil do rolamento depende, em grande parte, das propriedades do lubrificante utilizado, uma vez que a sua principal função é manter as superfícies de contacto separadas por uma película lubrificante, reduzindo o atrito e, desta forma, o desgaste. A lubrificação

de rolamentos de uso geral é, tipicamente, efetuada com recurso a massas lubrificantes, compostas por 65% a 95% de um óleo base, espessante e aditivos específicos [25]. Assim, uma das características mais importantes na escolha de uma massa lubrificante é a viscosidade cinemática do óleo base, uma vez que a viscosidade em serviço (ν) deve ser, pelo menos, tão elevada como a viscosidade relativa (ν_1) (DIN ISO 281).

Por sua vez, a vida nominal do rolamento (L_h) pode ser relacionada com o fator de esforço dinâmico (f_l) através da Tabela 3.13 [17].

Tabela 3.13 – Relação entre a vida nominal do rolamento (L_h), em horas, e o fator de esforço dinâmico (f_l).




Tipo de rolamento	f_l	L_h (horas)	f_l	L_h (horas)	f_l	L_h (horas)
Esferas	0,585	100	1,3	1100	2,88	12000
	0,638	130	1,44	1500	3,24	17000
	0,711	180	1,56	1900	3,53	22000
	0,783	240	1,73	2600	3,91	30000
	0,862	320	1,89	3400	4,24	38000
	0,928	400	2,03	4200	4,51	46000
	0,986	480	2,15	5000	4,93	60000
	1,090	650	2,41	7000	5,43	80000
	1,190	850	2,62	9000	5,85	100000


3.3. Engrenagens

Uma engrenagem é um sistema mecânico composto por duas rodas dentadas que se engrenam para transmitir potência através de contato mútuo da superfície dos dentes conjugados. Pode ser composta por um par pinhão/roda, coroa/parafuso sem-fim ou pinhão/cremalheira e, no caso de um mecanismo composto por mais de duas rodas, este passa a designar-se trem de engrenagens [17]. A geometria mais utilizada nos dentes das rodas dentadas, é o perfil de envolvente de círculo e o rendimento deste tipo transmissão é, geralmente, superior a 95%, sendo a relação das velocidades angulares de entrada e saída da engrenagem, designada por “relação de transmissão” que depende do número de dentes do pinhão e roda [20].

As engrenagens podem dividir-se de acordo com o tipo de dentado, e a disposição dos eixos em que se encontram montadas, como apresentado na Tabela 3.14 [20].

Tabela 3.14 – Exemplo dos diferentes tipos de engrenagens.

Designação do par	Tipo de dentado possível	Disposição dos eixos	Ilustração
Pinhão/roda	Reto, helicoidal, duplo- helicoidal	Paralelos	
Pinhão/roda	Reto, helicoidal	Concorrentes	
Roda de coroa/parafuso sem-fim	De parafuso	Não concorrentes	

Pinhão/cremalheira	Reto	Não concorrentes	
--------------------	------	------------------	---

3.3.1. Engrenagens de eixos paralelos e dentado reto

As engrenagens cilíndricas de dentado reto e de eixos paralelos, consiste num par de rodas dentadas engrenadas no mesmo plano, cujo perfil do dente é, normalmente, em envolvente de círculo como apresentado na Figura C.1. A simplicidade de projeto, fabrico, montagem e manutenção, são características que proporcionam a sua popularidade. Os parâmetros geométricos mais relevantes e o seu relacionamento através de várias expressões matemáticas, encontram-se exibidos na Tabela 3.15 [17, 20, 26].

Tabela 3.15 – características geométricas gerais de engrenagens de eixos paralelos e dentado reto¹⁸.

Parâmetro	Expressão	Unidade
Passo (p)	$p = m \cdot \pi = (2 \cdot \pi \cdot r) / z$ (3.58)	mm
Módulo normal (m)	$m = p / \pi = D / z$ (3.59)	mm
Número de dentes (Z)	$Z = D_p / m$ (3.60)	Adim.
Diâmetro externo (D_e)	$D_e = D_p + 2 \cdot m = m \cdot (Z + 2)$ (3.61)	mm
Diâmetro primitivo (D_p)	$D_p = m \cdot Z$ (3.62)	mm
Diâmetro de base (D_b)	$D_b = D \cdot \cos \alpha$ (3.63)	mm
Diâmetro do pé do dente (D_f)	$D_f = D_p - 2 \cdot h_f = D_p - 2,5 \cdot m$ (3.64)	mm
Largura (L)	$9 \cdot m < L < 14 \cdot m$ (3.65)	mm
Entre eixo (e)	$e = [(Z_1 + Z_2) / 2] \cdot m = (D_{p1} + D_{p2}) / 2$ (3.66)	mm
Altura total do dente (h)	$h = 2,25 \cdot m$ (3.67)	mm
Altura da cabeça do dente (h_c)	$h_c = m$ (3.68)	mm
Altura do pé do dente (h_f)	$h_f = 1,25 \cdot m$ (3.69)	mm
Folga da cabeça (j)	$j = 0,25 \cdot m$ (3.70)	mm
Espessura do dente (s)	$s = p / 2$ (3.71)	mm
Folga no entredente (g)	$g = p - 2 \cdot s$ (3.72)	mm
Raio de concordância da raiz (ρ)	$\rho = (1/3) \cdot m$ (3.73)	mm
Razão de transmissão (i)	$i = Z_2 / Z_1 = D_2 / D_1 = n_1 / n_2$ (3.74)	Adim.
Razão de condução (ε)	*	Adim.
Escorregamento específico pinhão (g_{s1})	**	Adim.
Escorregamento específico roda (g_{s2})	***	Adim.
Comprimento (l_a)	****	mm
Comprimento (l_f)	*****	mm

$$* \quad \varepsilon = \frac{\sqrt{\left(\frac{D_{e1}}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_{b1}}{2}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{D_{e2}}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_{b2}}{2}\right)^2} - e \cdot \sin \alpha}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}$$

$$** \quad (g_{s1})_{max} = 1 - \left(\frac{1}{i} \cdot \frac{D_{p2} \cdot \sin \alpha + 2l_a}{D_{p1} \cdot \sin \alpha - 2l_a} \right)$$

¹⁸ A norma DIN 867 recomenda o ângulo de pressão $\alpha = 20^\circ$ [19].

$$*** \quad (g_{s2})_{max} = \left(i \cdot \frac{D_{p1} \cdot \text{sen} \alpha + 2l_f}{D_{p2} \cdot \text{sen} \alpha - 2l_f} \right) - 1$$

$$**** \quad l_a = \sqrt{\left(\frac{D_{p2}}{2} + h_{c2}\right)^2 - \left(\frac{D_{p2}}{2}\right)^2 \cdot \cos^2 \alpha} - \left(\frac{D_{p2}}{2}\right) \cdot \text{sen} \alpha$$

$$***** \quad l_f = \sqrt{\left(\frac{D_{p1}}{2} + h_{c1}\right)^2 - \left(\frac{D_{p1}}{2}\right)^2 \cdot \cos^2 \alpha} - \left(\frac{D_{p1}}{2}\right) \cdot \text{sen} \alpha$$

Na Tabela 3.16, encontram-se apresentados os módulos normalizados para qualquer tipo de engrenagem, segundo a norma ISO 53:1998 [17].

Tabela 3.16 – Série de módulos métricos ISO 53: 1998.

Módulo m (mm)	Incremento (mm)
0,3 a 1,0	+ 0,10
1,0 a 4,0	+ 0,25
4,0 a 7,0	+ 0,50
7,0 a 16,0	+ 1,00
16,0 a 24,0	+ 2,00
24,0 a 45,0	+ 3,00
45,0 a 75,0	+ 5,00

Além dos aspetos geométricos já apresentados, existem aspetos qualitativos que deverão ser considerados no projeto de uma engrenagem, estando estes relacionados com o nível de qualidade (IT), a aplicação e a velocidade periférica da engrenagem, como apresentado na Tabela 3.17.

Tabela 3.17 – Qualidade das engrenagens [17].

Qualidade (IT)	Aplicação	Velocidade periférica [m/s]
10	Utilizadas em máquinas agrícolas	3 - 4
11 - 12		< 2

3.3.1.1. Dimensionamento do dentado reto

Em função da potência a transmitir pelas rodas dentadas, os dentes como parte mais frágil, estão sujeitos a dois modos de solicitação que requerem ser verificados: A **flexão do dente**, uma vez que a força de engrenamento gera um momento fletor máximo na base do dente e as **tensões de contacto de Hertz** devido ao contacto mútuo entre flancos de dois dentes conjugados. Contudo, a solicitação de compressão por tensões de contato de Hertz, combinado com corte por ação do atrito no flanco dos dentes, é a situação mais crítica [17, 20].

A verificação à rotura por fadiga em flexão do dente, pode ser efetuada através da expressão para o módulo mínimo (m) [17]:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{1,96 \cdot 10^4 \cdot P \cdot K_M \cdot K_{bL} \cdot Y_\varepsilon}{C_{Lm} \cdot \sigma_{b_Limite} \cdot n_1 \cdot K_A \cdot Z_1 \cdot Y_F} \cdot \left(\frac{i \pm 1}{i}\right)} \quad (3.80)$$

em que,

- m – Módulo real da engrenagem [mm];
- P – Potência a transmitir pela engrenagem [W];
- σ_{b_Limite} – Tensão limite de fadiga à flexão¹⁹ (108 ciclos) [MPa];
- i – Razão de transmissão [adimensional];
- C_{Lm} – Fator largura (L)/módulo (m) [adimensional];
- n_1 – Rotação do pinhão [rpm];
- Z_1 – Número de dentes do pinhão [adimensional];
- K_M – Fator de efeito dinâmico [adimensional];
- K_A – Fator de alinhamento [adimensional];
- K_{bL} – Fator de fadiga por flexão [adimensional];
- Y_ε – Fator de condução [adimensional];
- Y_F – Fator de concentração de tensões à flexão [adimensional];
- " \pm " – Utilizar "+" em engrenagens externas e "-" em engrenagens internas.

Para a determinação do módulo (m), Y_ε e Y_F são obtidos pelas expressões [17]:

- $Y_\varepsilon = 1/\varepsilon$ sendo ε a razão de condução. Para $Z_1 > 19$ e $i \geq 1,5: 1$, pode assumir-se que $Y_\varepsilon = 0,8$ (para $1,2 < \varepsilon < 1,6$).
- $Y_F = 1/K_F$ sendo K_F o fator de concentração de tensões, associado ao raio de concordância na raiz do dente, sendo dependente do valor de correção de dentado (x) conforme definido na Tabela 3.18.

Tabela 3.18 – Relação entre o fator Y_F e a correção de dentado (x) [17].

Fator Y_F	Correção de dentado (x)
0,4	0,0
0,5	+0,5
0,333	-0,5

O fator de duração a fadiga por flexão (K_{bL}), está relacionado a 10^8 ciclos de fadiga e é estimado pela seguinte expressão [17]:

$$K_{bL} = \frac{\log_{10}(N_{Lh})}{8} \quad (3.81)$$

¹⁹ Consultar as Tabelas C.1 e C.2 (ANEXO C) para a obtenção de valores de tensão limite de fadiga à flexão do dente da roda dentada.

Sendo, N_{Lh} o úmero de ciclos²⁰ [adimensional].

Relativamente ao fator de efeitos dinâmicos (K_M), para uma máquina acionada em regime uniforme por uma máquina motriz a motor de combustão interno, o fator K_M assume os valores: $K_M = 1,25$ (máquina motriz com elevado número de cilindros) e $K_M = 1,50$ (máquina motriz com reduzido número de cilindros).

O fator $C_{L,m}$ para mecânica geral pode assumir o valor de 10 a 12 valores. Pode também ser calculado pela expressão $C_{L,m} = L/m$ sendo sempre recomendável que o rácio largura/diâmetro primitivo do pinhão não exceda 2, sendo recomendável $L / D_{p1} \leq 1$.

O fator de alinhamento K_A toma o valor $K_A = 1$ para uma relação $L/D_{p1} < 1$ e $K_A = 0,95$ se $1 < L/D_{p1} < 2$.

A verificação à fadiga por ação das tensões de contato de Hertz durante o engrenamento, pode ser efetuada através da expressão para o módulo mínimo (m) [17]:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 10^4 \cdot P \cdot K_M}{\pi^2 \cdot C_{L,m} \cdot \sigma_{H_Limite}^2 \cdot n_1 \cdot K_A \cdot Z_1^2 \cdot K_{HL} \cdot \sin(2\alpha)} \cdot \left(\frac{2 \cdot E}{1 - \nu^2}\right) \cdot \left(\frac{i \pm 1}{i}\right)} \quad (3.82)$$

em que,

- m – Módulo real da engrenagem [mm];
- P – Potência a transmitir pela engrenagem [W];
- K_M – Fator de efeito dinâmico [adimensional];
- E – Módulo de elasticidade [MPa];
- u – Razão de transmissão [adimensional];
- $C_{L,m}$ – Fator largura (L)/módulo (m_n) [adimensional];
- σ_{H_Limite} – Tensão limite de fadiga de contacto²¹ [MPa];
- n_1 – Rotação do pinhão [rpm];
- Z_1 – Número de dentes do pinhão [adimensional];
- K_{HL} – Fator de fadiga à tensão de contato [adimensional];
- K_A – Fator de alinhamento [adimensional];
- α – Ângulo de pressão [°];
- ν – Coeficiente de *Poisson* [adimensional];

²⁰ Para $N_{Lh} = 10^8$ ciclos, $K_{bl} = 1$ [17].

²¹ Consultar as Tabelas C.3 e C.4 (ANEXO C) para a obtenção valores de tensão limite de fadiga de contacto entre os dentes engrenados.

- " ± " – Utilizar "+" em engrenagens externas e "-" em engrenagens internas.

Do fator de fadiga à tensão de contato K_{HI} a $N = 10^8$ ciclos é dado pela expressão [17]:

$$K_{HI} = \frac{8}{\log_{10}(N_{Lh})} \quad (3.83)$$

onde N_{Lh} representa o número de ciclos [adimensional].

3.4. Chavetas

Para a transmissão de potência (binário) entre veios e elementos transmissores de potência, como polias, engrenagens, volantes de inércia, etc., podem utilizar-se elementos de fixação designados chavetas. Estes elementos são colocados em ranhuras longitudinais (escatéis) de um veio e de um cubo de roda, para impedir o movimento relativo entre ambos, conforme definido na Figura D.1. Há, no entanto, diferentes tipos de chavetas normalizadas, sendo escolhidas de acordo com as características geométricas da ligação, a potência a transmitir, sentido de rotação e o tipo de fixação pretendida [27]. Alguns tipos de chavetas comuns são, as paralelas, de disco e inclinadas. Contudo, neste trabalho vão apenas ser exploradas as chavetas paralelas, visto que é o tipo que melhor se adequa ao projeto. Este tipo de chaveta, permite um enchavetamento livre em translação, sendo necessária uma ligação aparafusada para impedir o movimento relativo entre o veio e o cubo. Estes elementos possuem dimensões normalizadas, pelo que, são selecionadas a partir de catálogos dependendo do diâmetro do veio. Após a seleção, é necessário verificar a junção em termos de resistência mecânica.

O dimensionamento/verificação das chavetas está relacionado com a resistência ao corte do material da chaveta (τ_{a_adm}), devido ao esforço gerado pela ação da força tangencial (F_t) na secção horizontal da chaveta ($L \times b$), e com a resistência à compressão e esmagamento (σ_{d_adm}) do material, uma vez que a força tangencial tende a esmagar a chaveta contra o cubo. Assim o comprimento útil da chaveta, é dado pelas expressões [17]:

$$L > \frac{2 \cdot M_t}{\tau_{a_adm} \cdot b \cdot D} \quad (3.84)$$

$$L > \frac{2 \cdot M_t}{\sigma_{d_adm} \cdot D \cdot (h - t_1)} \quad (3.85)$$

sendo,

- L – Comprimento útil da chaveta [m];
- M_t – Momento torçor [N.m];

- τ_{a_adm} – Resistência ao corte [Pa];
- σ_{d_adm} – Resistência à compressão-esmagamento [Pa];
- b – Largura da chaveta [m];
- D – Diâmetro do veio [m];
- h – Altura da chaveta [m];
- t_1 – Meia altura da chaveta [m].

O comprimento do cubo (I_c) deve ser, aproximadamente, 10 mm mais longo do que o comprimento da chaveta, e por questões de irregularidades da distribuição de tensões ao longo da altura e comprimento da chaveta, o comprimento do cubo deve ser limitado a $I_c < 2,5 \cdot D$. Se o comprimento do cubo for $I_c > 2,5 \cdot D$ deve optar-se por outro tipo de ligação²².

A Tabela 3.19 apresenta as dimensões normalizadas para chavetas paralelas conforme a norma ISO/R 773 [26] e a norma DIN 6885 [17].

Tabela 3.19 – Dimensões das chavetas paralelas em milímetro.

Diâmetro do veio D de até		Chavetas				Parafuso Md x L	Escatéis	
		Largura b	Altura h	Comprimento			do veio t_1	do cubo t_2
				L_{min}	L_{max}			
6	8	2 h9	2 h9	6	20	----	1,2 0/-0,1	1 +0,1/0
8	10	3 h9	3 h9	6	36	----	1,8 0/-0,1	1,4 +0,1/0
10	12	4 h9	4 h9	8	45	----	2,5 0/-0,1	1,8 +0,1/0
12	17	5 h9	5 h9	10	56	----	3 0/-0,1	2,3 +0,1/0
17	22	6 h9	6 h9	14	70	M2,5x6	3,5 0/-0,2	2,8 +0,1/0
22	30	8 h9	7 h11	18	90	M3x8	4 0/-0,2	3,3 +0,2/0
30	38	10 h9	8 h11	22	110	M4x10	5 0/-0,2	3,3 +0,2/0
38	44	12 h9	8 h11	28	140	M5x10	5 0/-0,2	3,3 +0,2/0
44	50	14 h9	9 h11	36	160	M6x10	5,5 0/-0,2	3,8 +0,2/0
50	58	16 h9	10 h11	45	180	M6x10	6 0/-0,2	4,3 +0,2/0

A norma DIN6885, além de definir as características geométricas das chavetas paralelas, determina que, no caso de veios de aço, estas são constituídas por aços ao carbono com tensões máximas de tração $\sigma_u > 590$ MPa. Os valores admissíveis de tensão de esmagamento (σ_{d_adm}) estão dependentes das condições de funcionamento da ligação, sendo os valores mais elevados para uma solicitação constante e os valores mais reduzidos para solicitações irregulares com choque, conforme apresentado na Tabela 3.20 [17].

Tabela 3.20 – Tensão de esmagamento admissível σ_{d_adm} em chavetas (veios em aço).

Tipo de ligação	σ_{d_adm} (MPa)
Fixa, cubo em aço	130 - 200
Fixa, cubo em ferro fundido ou aço	80 - 110
Deslizante sem carga, cubo em aço	20 - 40

²² Utilizar uma ligação estriada ou montagem por interferência, em vez de chaveta.

No caso da tensão de corte admissível (τ_{a_adm}), esta situa-se entre os 70 e 100 MPa, sendo o valor mínimo para o caso de solicitação alternada e o valor máximo para solicitação constante.

3.5. Transmissão de potência por correias

3.5.1. Introdução

Uma transmissão por correia, é composta por um par de polias, a motora D e a movida d , montadas cada uma num veio e ligadas por uma correia constituída por material flexível, que permite a transmissão do momento torçor entre as polias. A flexibilidade do material das correias, permite o amortecimento de choques e reduzir a transmissibilidade dinâmica entre o elemento motor e resistente. Contudo, a transmissão de potência só é possível quando existe atrito entre as polias e a correia, sendo necessária uma tensão inicial. Deste modo, a capacidade de transmissão de potência é limitada pelo coeficiente de atrito e pela pressão de contato entre a correia e a polia. Manutenção reduzida, instalação simples e económica, são algumas características deste sistema de transmissão de potência.

3.5.2. Dimensionamento

De forma resumida, o processo de dimensionamento de uma correia encontra-se esquematizado na Figura 3.6 [28].

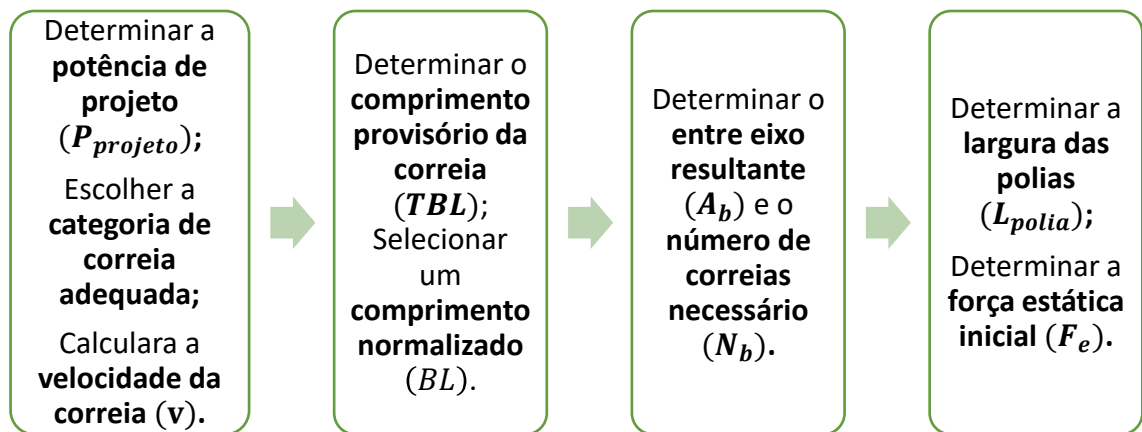


Figura 3.6 – Cronograma para o dimensionamento de uma transmissão por correias [28].

No início do processo de dimensionamento de uma correia, é boa prática escolher um catálogo relativo a correias com secção transversal adequada ao projeto (ex.: secção plana, trapezoidal ou dentada). Na sequência, é necessário determinar a potência de projeto, através da potência útil fornecida por um motor e um fator de serviço f_s de acordo com a expressão:

$$P_{projeto} = P_{\acute{u}til} \cdot f_s \quad (3.86)$$

Considerando uma máquina agrícola, acionada por tomada de força, pode considerar-se um fator de serviço f_s igual a 1,2 ou 1,3 na existência de choques reduzidos ou moderados, respetivamente [28].

A seleção da categoria de secção transversal da correia é feita com recurso a gráficos presentes em catálogos (ver Figura E.1), através do cruzamento da potência de projeto no eixo da ordenadas, com o regime de rotação mais elevado de entre as duas polias.

Considerando a categoria de correias obtida, pode agora escolher-se o diâmetro das polias existentes para a mesma categoria e de acordo com a relação de transmissão pretendida. A relação de transmissão pode ser obtida pelo rácio dos regimes de rotação entre a polia motora e a polia movida, de forma semelhante às engrenagens (ver Tabela 3.15).

A velocidade da correia é dada pela expressão [28]:

$$v = \frac{D \cdot n_1}{199100} \quad (3.87)$$

sendo,

- v – Velocidade da correia [m/s];
- D – Diâmetro da polia movida [mm];
- n_1 – Regime de rotação da polia movida [rpm].

Para a seleção de uma correia com um comprimento normalizado, é boa prática efetuar, antecipadamente, o cálculo do comprimento provisório considerando o entre eixo pretendido e o diâmetro das polias de acordo com a expressão [28]:

$$TBL = 2 \cdot e \cdot + 1,57 \cdot (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 \cdot e} \quad (3.88)$$

sendo,

- TBL – Comprimento provisório da correia [mm];
- e – Entre eixo considerado [mm];
- D – Diâmetro da polia motora [mm];
- d – Diâmetro da polia movida [mm];

Após a escolha de uma correia com comprimento normalizado, pode agora ser calculada a distância entre centros resultante da correia e polias selecionadas, através da expressão [28]:

$$A_b = \frac{F - h \cdot (D - d)}{2} \quad (3.89)$$

onde,

$$F = BL - 1,57 \cdot (D + d) \quad (3.90)$$

$$h = \frac{(D - d)}{F} \quad (3.91)$$

sendo,

- A_b – Distância entre centros resultante [mm];
- D – Diâmetro da polia motora [mm];
- d – Diâmetro da polia movida [mm];
- BL – Comprimento normalizado da correia [mm].

Relativamente ao número de correias necessárias à transmissão de potência, é necessário obter, previamente, várias classes de potência e fatores de correção, permitindo o cálculo posterior pela expressão [28]:

$$N_b = \frac{P_{projeto}}{(P_A + P_B + P_C) \cdot G_{ca} \cdot C_L} \quad (3.92)$$

sendo,

- N_b – Número de correias;
- P_A – Potência adicional [kW];
- P_B – Potência adicional relativa à relação de transmissão [kW];
- P_C – Potência adicional relativa à vida útil estimada [kW];
- G_{ca} – Fator de correção do arco de contacto entre a correia e as polias [adimensional];
- C_L – Fator de correção do comprimento da correia [adimensional].

Relativamente às polias, a sua largura é dada pelo número de correias (N_b) multiplicado pela dimensão e , mais duas vezes a dimensão²³ f , conforme a expressão:

$$L_{polia} = N_b \cdot e + 2 \cdot f \quad (3.93)$$

Relativamente à montagem das correias, a tensão estática inicial mínima para o melhor rendimento de transmissão, é dada pela expressão:

$$F_e = 475 \cdot \frac{(R - G_{ca})}{G_{ca}} \cdot \frac{P_{projeto}}{N_b \cdot v} + M \cdot v^2 \quad (3.94)$$

sendo,

- F_e – Força estática [N];

²³ As dimensões e e f encontram-se representadas na Figura E.2 (ANEXO E).

- R – Fator de tensão inicial²⁴ [adimensional];
- G_{ca} – Fator de correção do arco de contacto entre a correia e as polias [adim.];
- N_b – Número de correias [adimensional];
- v – Velocidade da correia [m/s];
- M – Fator M ²⁵.

3.6. Transmissão de potência por corrente de elos

3.6.1. Introdução

Uma transmissão por corrente de elos, é constituída por um par de rodas dentadas, montadas cada uma num veio e ligadas por uma corrente constituída por elementos articulados com elevada rigidez extensional, que permite a transmissão do momento torçor entre o pinhão e a roda. Ao contrário das correias, as correntes possibilitam uma razão de transmissão constante, uma vez que não permitem o escorregamento, contudo estão mais suscetíveis a choques, que reduzem a sua vida útil. As correntes são utilizadas essencialmente na transmissão de potência a baixa e média velocidade, 3 a 4m/s. Fatores ambientais como humidade reduzida e sem poeiras e fatores de serviço como ausência de choques e lubrificação continua, potenciam uma vida longa de serviço. As correntes possuem dimensões normalizadas e em termos de dimensionamento a dimensão mais importante é o passo, que consiste na distância linear entre os centros dos elos.

3.6.2. Dimensionamento

O dimensionamento de um sistema de transmissão por corrente, consiste num processo iterativo, em que, por tentativas testa-se a resistência à tração da corrente selecionada, verificando-se se esta resiste aos esforços atuantes. Assim, o processo inicia-se com a seleção do número de dentes das rodas dentadas, sendo que a utilização de um número reduzido de dentes na engrenagem menor, diminui a vida útil da corrente e aumenta o ruído [27]. Deste modo, para contornar este inconveniente, na Tabela 3.21 apresentaram-se valores indicativos para o número de dentes da engrenagem menor, de acordo com a relação de transmissão.

Tabela 3.21 – Valores indicativos para o número de dentes da engrenagem menor [27].

Tipo de corrente	Relação de Transmissão					
	1	2	3	4	5	6
Corrente de elos	31	27	25	23	21	17

²⁴ Para correias em V, considerar $R = 2,5$ [27].

²⁵ Para correias em V da Gates e de secção XPA, considerar $M = 0,104$ [27].

Na impossibilidade de utilizar os valores presentes na Tabela 3.21, deve utilizar-se $Z_{min} \geq 9$ e $Z_{max} \leq 120$. Contudo, na presença de choques, é boa prática considerar um número mínimo de 25 dentes para as rodas dentadas, independentemente da relação de transmissão.

Relativamente à seleção do passo da corrente, na Tabela 3.22, são apresentados valores indicativos, de acordo com o número máximo de rotações.

Tabela 3.22 – valores indicativos para o passo da corrente [26].

Nº de dentes do pinhão	Regime de rotação [rpm]				
	12	15	20	25	30
15	2300	1900	1350	1150	1000
19	2400	2000	1450	1200	1050
23	2500	2100	1500	1250	1100
Passo da corrente [mm]	12,70	15,87	19,05	25,40	31,75

Após a escolha do número de dentes das rodas dentadas e do passo da transmissão, deve verificar-se que a força máxima atuante é menor que a força máxima suportada. Assim, a força tangencial que atua na corrente, é dada pela expressão [27]:

$$F_T = \frac{P}{V_c} \quad (3.95)$$

sendo,

- F_T – Força tangencial atuante na corrente [N];
- P – Potência atuante na engrenagem motora [W].

A velocidade da corrente V_c é dada pela expressão [27]:

$$V_c = \frac{Z_1 \cdot p \cdot n_1}{60 \cdot 100} \quad (3.96)$$

sendo,

- V_c – Velocidade periférica da corrente [m/s];
- Z_1 – Número de dentes do pinhão [adimensional];
- p – Passo da corrente [mm];
- n_1 – Regime de rotação do pinhão [rpm].

A força de projeto que atua na corrente é dada pela expressão [27]:

$$F_{projeto} = F_T \cdot \gamma \cdot K \quad (3.97)$$

em que,

- $F_{projeto}$ – Força de projeto [N];
- F_T – Força tangencial atuante na corrente [N];

- γ – Fator de segurança [adimensional];
- K – Fator de operação [adimensional].

Na Tabela 3.23, apresentam-se fatores de segurança para correntes, de acordo com o passo e a rotação da engrenagem menor.

Tabela 3.23 – Coeficientes de segurança para correntes de elos [27].

Passo	Regime de rotação da engrenagem menor [rpm]								
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000
1/2" – 5/8"	7,0	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,7	13,2	14,8
3/4" – 1/4"	7,0	8,2	9,4	10,3	11,7	12,9	14,0	16,3	----
1 1/4" – 1 1/2"	7,0	8,6	10,2	13,2	14,8	16,3	19,5	----	----

O fator de operação K é dado pela expressão [27]:

$$K = K_s \cdot K_l \cdot K_p \quad (3.98)$$

sendo,

- K_s – Fator de serviço
 - $K_s = 1,0$ – Carga constante, operação intermitente;
 - $K_s = 1,3$ – Com impactos, operação contínua;
 - $K_s = 1,5$ – Impactos fortes, operação contínua.
- K_l – Fator de lubrificação;
 - $K_l = 1,0$ – Lubrificação contínua;
 - $K_l = 1,3$ – Lubrificação periódica.
- K_p – Fator de posição;
 - $K_p = 1,0$ – Quando a linha de transmissão é horizontal, ou possui uma inclinação de até 45° em relação à horizontal;
 - $K_p = 1,3$ – Quando a linha de transmissão possui uma inclinação superior a 45° em relação à horizontal.

Antes de prosseguir o dimensionamento, deve efetuar-se a seguinte verificação, $F_{projeto} \leq F_{rotura}$. Caso a força de projeto seja superior à força de rotura do material resistente, a solução passa por selecionar um passo superior. A Figura F.1 apresenta valores recomendados para as forças admissível das correntes de elos, de acordo com o passo.

O número de elos da corrente é dado pela expressão [27]:

$$y = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2 \cdot e}{p} + \left(\left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{e} \right) \quad (3.99)$$

sendo,

- y – Número de elos da corrente²⁶ [adimensional];
- Z_1 – Número de dentes do pinhão [adimensional];
- Z_2 – Número de dentes da roda [adimensional];
- p – Passo [mm];
- e – Entre eixo [mm].

Ao número de elos calculados, deve considerar-se uma folga de mais dois elos ou mais 2% do número de elos obtidos pela equação anterior²⁷ [18].

A distância entre centros, resultante do número de elos considerados, é dada pela expressão [26]:

$$A_c = \frac{p}{8} \left[(2 \cdot y - Z_2 - Z_1) + \sqrt{(2 \cdot y - Z_2 - Z_1)^2 - \frac{\pi}{3,88} \cdot (Z_2 - Z_1)^2} \right] \quad (3.100)$$

sendo,

- A_c – Distância entre centros resultante²⁸ [mm].
- p – Passo [mm];
- y – Número de elos da corrente [adimensional];
- Z_1 – Número de dentes do pinhão [adimensional];
- Z_2 – Número de dentes da roda [adimensional].

O comprimento da corrente é dado pela expressão [18]:

$$L_{corrente} = y \cdot p \quad (3.101)$$

sendo,

- $L_{corrente}$ – Comprimento da corrente [mm];
- y – Número de elos [adimensional];
- p – Passo [mm].

²⁶ O resultado deve ser um número par, arredondado por excesso [27].

²⁷ Escolher o menor valor [16].

²⁸ A distância entre centros deve corresponder, 30 a 50 vezes o passo [27].

4. Desenho e modelação geométrica

4.1. Breve abordagem

Após o estudo dos vários tipos de máquinas existentes, atualmente, no mercado, iniciou-se o processo de desenho e modelação geométrica recorrendo ao *software* SOLIDWORKS. Grande parte dos componentes foram criados com recurso a funcionalidades específicas para chapa metálica e membros estruturais soldados. Este foi um processo iterativo, iniciando o processo com o desenho das várias peças constituintes da máquina de forma sequencial, sendo, posteriormente, efetuada a montagem das respetivas peças em pequenos subconjuntos. Os subconjuntos resultam do estabelecimento de relações geométricas entre as várias peças, tendo sido criados para facilitar a organização do processo de montagem. Na sequência, foram reunidos todos os subconjuntos numa montagem final.

Durante a fase de projeto, foram, sempre que possível, implementadas melhorias face às máquinas já existentes, com o intuito de suprimir as limitações verificadas. A título de exemplo, nos vários componentes, foram utilizadas superfícies curvas para evitar a abrasão da casca das castanhas, facilitando também o fluxo do material. Da mesma forma, foram implementadas, sempre que oportunas, aberturas com tampa para permitir a remoção de objetos estranhos e efetuar operações de limpeza, bem como, orifícios para expulsar pequenos detritos. No mesmo sentido, para a fixação nos subconjuntos modulares, foram priorizadas ligações aparafusadas, possibilitando uma desmontagem rápida e acesso fácil a qualquer componente, sempre que resulte a necessidade de manutenções. Em concordância, o desenho das várias peças constituintes da máquina, teve em vista facilitar os processos de fabrico, optando-se por dividir elementos mais complexos em peças mais simples, permitindo facilitar os processos de conformação de chapa. Evitou-se ainda, sempre que viável, a necessidade de cordões de soldadura em locais de difícil acesso, sendo, assim, requerida menor habilidade do soldador.

Nos próximos subcapítulos, vão ser apresentados os pormenores relativos a cada conjunto modular.

4.2. Chassis tubular

O chassis da máquina foi desenvolvido para assegurar a conexão dos vários subconjuntos de peças, garantindo a integridade da máquina. Esta estrutura é constituída por tubo estrutural, maioritariamente de secção quadrada de 40mm de largura. Na retaguarda, a estrutura possui uma secção para suporte de sacas ou caixas relativas ao armazenamento das

castanhas. Opostamente, na zona frontal, foi implementado um sistema tripolar de engate para acoplar o sistema de nivelamento abordado no subcapítulo seguinte.

Na Figura 4.1 encontra-se representado o chassis tubular da máquina de recolha e limpeza de castanhas.

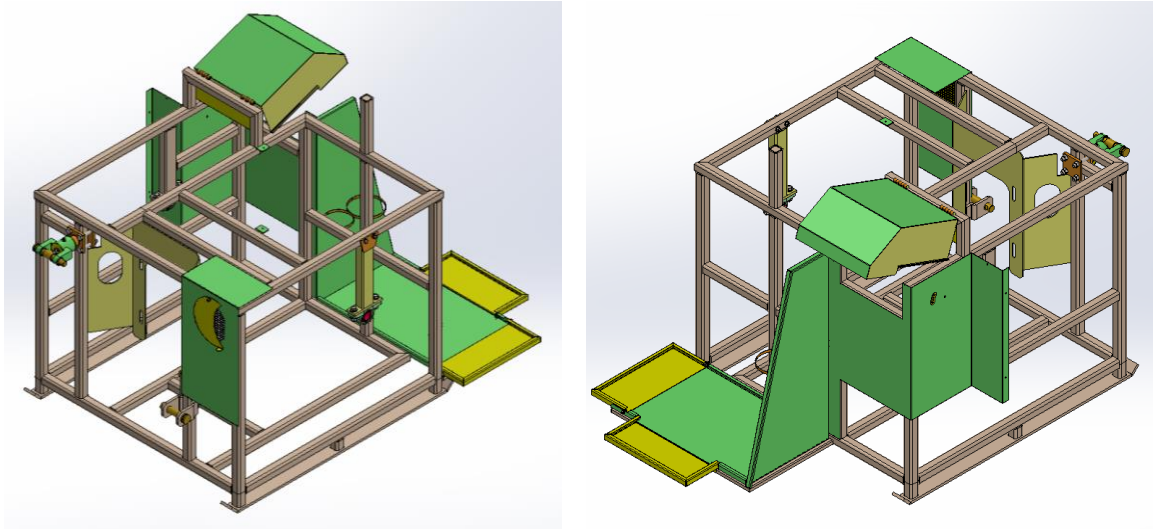
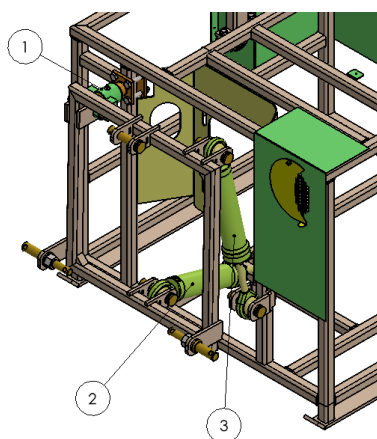


Figura 4.1 – Chassis tubular.

4.3. Sistema de ajuste de nível do chassis

Devido à necessidade de manter o corpo da máquina nivelado para assegurar a máxima capacidade de separação e limpeza de castanhas nos respetivos sistemas, desenvolveu-se um sistema que possibilita o referido nivelamento. Este é constituído por uma estrutura tubular de secção igual ao chassis da máquina, que através de uma face permite a ligação entre si e o chassis através de dois cilindros hidráulicos e um elemento articulado com dois graus de liberdade. Na face oposta, esta estrutura detém três suportes cilíndricos que possibilitam a conexão com um trator agrícola através do sistema tripolar de engate.

Na Figura 4.2 encontra-se representada a constituição do sistema de nivelamento.



Legenda:

- 1 - Mecanismo com dois graus de liberdade;
- 2 - Cilindro hidráulico, responsável pelo controlo da inclinação longitudinal;
- 3 - Cilindro hidráulico, responsável pelo controlo da inclinação transversal.

Figura 4.2 – Sistema de ajuste de nível do corpo da máquina.

4.4. Estrutura de retenção

Na sequência do processo de sucção por vácuo do material presente no solo, verificou-se a necessidade de projetar uma estrutura com sistema de retenção de castanhas e detritos por gravidade, impedindo a progressão do material na corrente de ar. Esta estrutura foi idealizada para desempenhar não só a função de reter o material, mas também de o direcionar para o mecanismo de separação abordado no subcapítulo seguinte. Foi implementada uma tampa superior articulada, para possibilitar trabalhos de limpeza e orifícios nas laterais que possibilitam a conexão de até quatro tubos flexíveis de sucção.

Na Figura 4.3 encontra-se representada a constituição da estrutura de retenção.

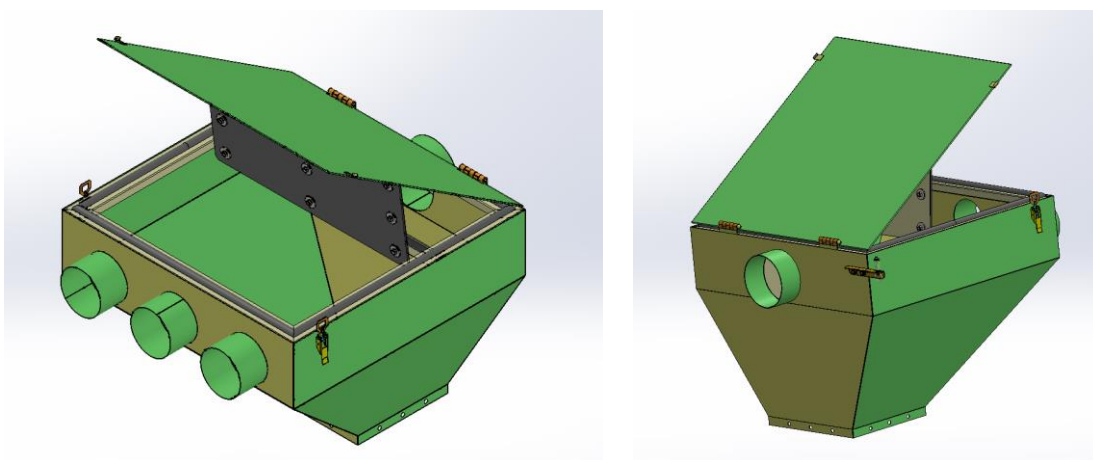


Figura 4.3 – Estrutura de retenção.

4.5. Mecanismo de separação

Do material presente na estrutura de retenção (castanhas e detritos), poderão verificar-se castanhas que se encontram presas no interior dos ouriços, havendo a necessidade de projetar um mecanismo de separação, idealmente, capaz de libertar as castanhas dos ouriços.

Quanto à sua constituição e modo de funcionamento, este mecanismo consiste em dois veios colocados de forma transversal, relativamente às paredes exteriores da estrutura, que rodam em sentidos opostos. Cada veio possui seis pás fixas longitudinalmente que acompanham o movimento de rotação do veio, sendo estas constituídas por material flexível para permitir a libertação das castanhas sem as danificar. O mecanismo obriga todo o material aspirado a passar de forma centralizada pelo sistema de pás rotativas, permitindo que as castanhas que ainda estão presas no interior dos ouriços, sejam, assim, libertadas através de fricção e impacto.

A Figura 4.4 apresenta a configuração do mecanismo de separação.

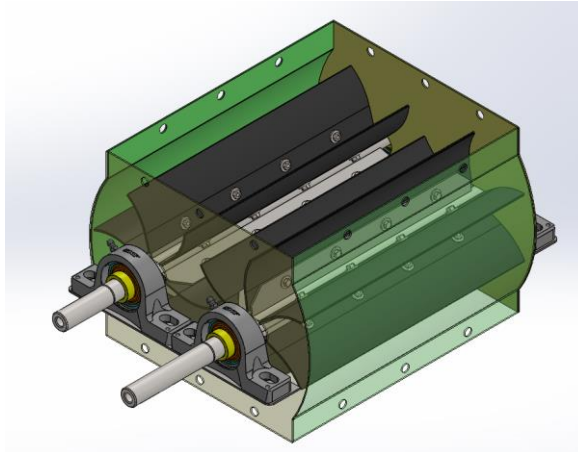


Figura 4.4 – Mecanismo de separação.

4.6. Estrutura de sopragem

Após o material passar pelo mecanismo de separação é libertado e, devido à ação da força gravitacional, cai verticalmente. Uma vez que o referido material possui detritos mais leves que as castanhas como, por exemplo, folhas ou sedimentos de ramos, foi criada uma estrutura com o objetivo de direcionar um jato de ar numa posição ascendente à queda do material proveniente do mecanismo de separação. Este mecanismo é fixo, por forma a direcionar o jato de ar perpendicularmente à queda do material, direcionando os referidos detritos mais leves para o exterior. Relativamente à geometria, a estrutura possui um orifício de entrada de ar que permite a conexão a uma bomba centrífuga e, opostamente, permite direcionar o jato de ar em toda a largura de passagem do material em queda.

Na Figura 4.5 é apresentada a geometria da estrutura de sopragem.

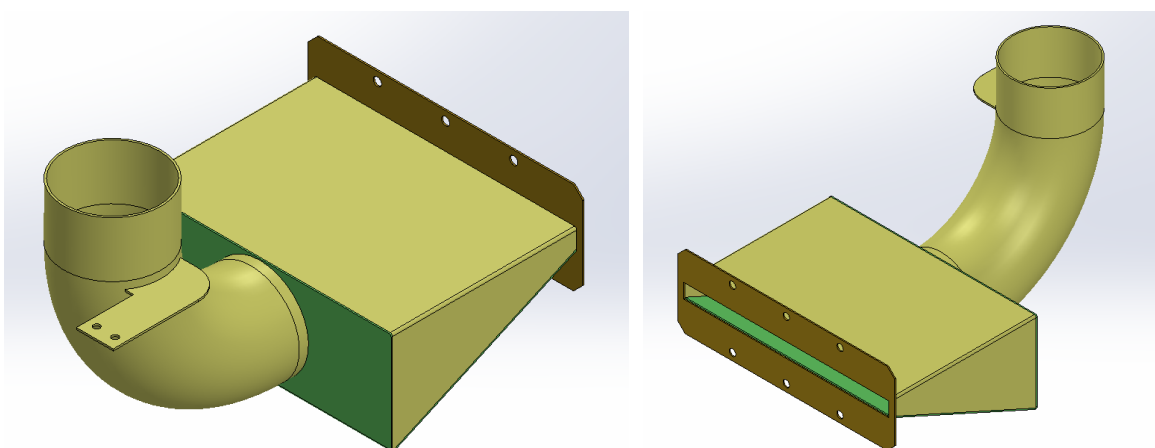


Figura 4.5 – Estrutura de sopragem.

4.7. Estrutura de suporte

Por forma a recolher o material em queda, resultante do processo de sopragem e, simultaneamente, com a finalidade de permitir a sua progressão para o próximo estágio de limpeza/ separação, surgiu a necessidade de projetar uma estrutura de suporte. Esta estrutura possui uma forma cilíndrica, como apresentado na Figura 4.6, para permitir a movimentação transversal do material com recurso a um mecanismo sem-fim disposto internamente.

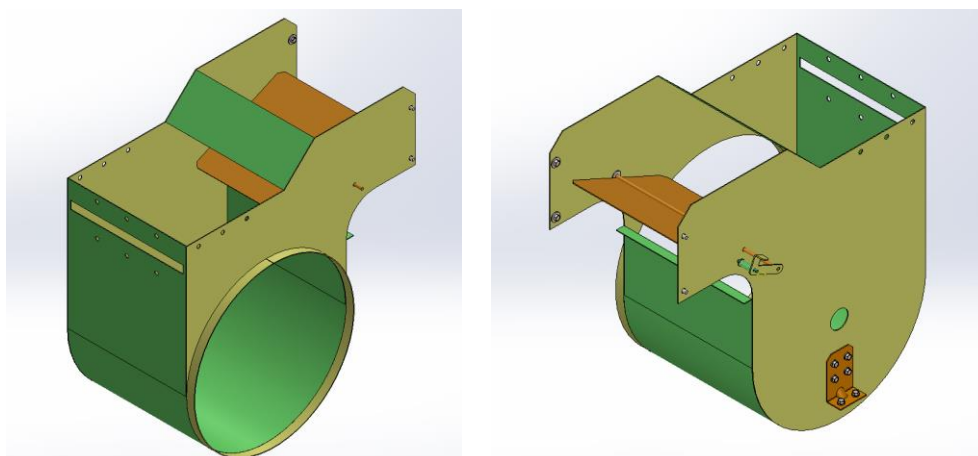


Figura 4.6 – Estrutura de suporte.

4.8. Estrutura de crivagem

Por forma a separar as castanhas dos detritos de maior dimensão como pedras, ouriços ou sedimentos de madeira, foi desenvolvido um sistema de separação por crivagem. A estrutura consiste, essencialmente, em dois cilindros concêntricos interligados que rodam em concordância. O cilindro interno possui uma sequência de furos com um padrão idêntico a um favo de mel, maximizando as hipóteses de as castanhas caírem num dos orifícios, permanecendo no seu interior apenas os detritos de maior dimensão. As castanhas caídas em qualquer um dos furos são direcionadas para o espaço gerado entre os dois cilindros, sendo que o cilindro de diâmetro superior possui ranhuras aumentando a libertação de pequenos detritos. A progressão do material no interior do sistema de crivagem, é assegurado através de lâminas com geometria helicoidal. O material avança, assim, longitudinalmente e com uma taxa proporcional à velocidade de rotação de ambos os cilindros, sendo o material libertado na extremidade de cada cilindro. A Figura 4.7 apresenta a estrutura de crivagem, fixa num eixo de rotação que detém, também, o sem-fim mencionado anteriormente, responsável por efetuar o deslocamento transversal do material até aos cilindros de crivagem.

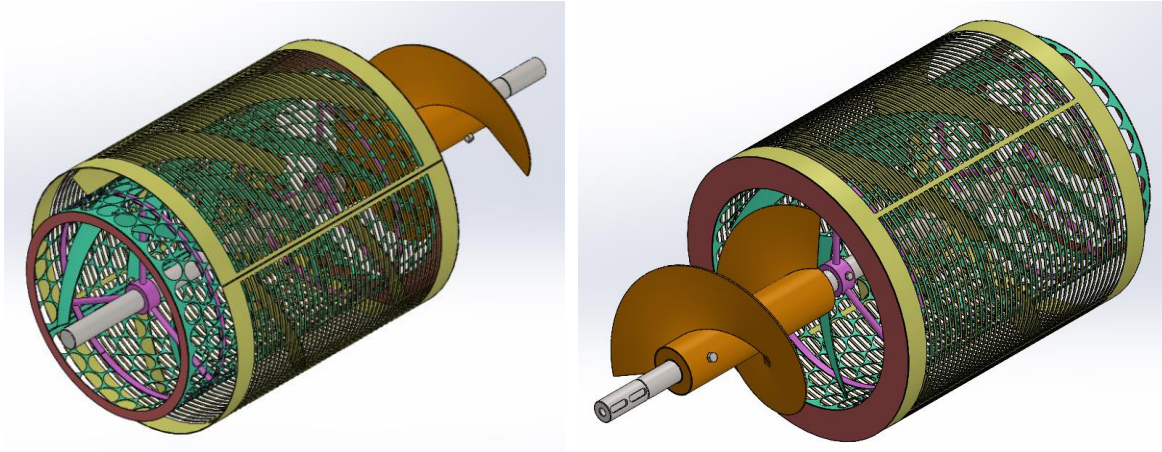


Figura 4.7 – Estrutura de crivagem.

4.9. Estrutura de recolha após crivagem

Uma vez separadas as castanhas dos restantes detritos na estrutura de crivagem, verificou-se a necessidade de projetar uma outra estrutura, seguindo o princípio de um funil, para reunir as castanhas já limpas, libertadas na extremidade do cilindro de diâmetro superior, concentrando-as numa secção cilíndrica inferior, a fim de serem direccionadas para a estrutura de separação final e armazenamento, abordada no subcapítulo seguinte.

Na Figura 4.8 é apresentada a geometria da estrutura de recolha após crivagem.

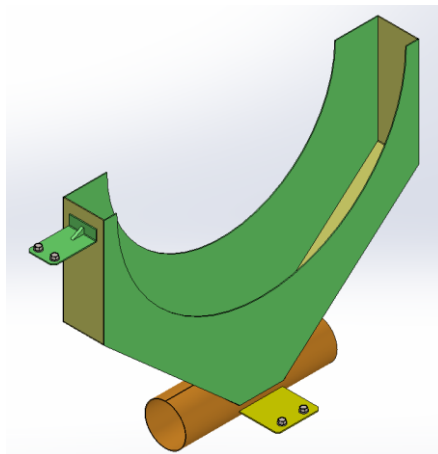


Figura 4.8 – Estrutura de recolha após crivagem.

4.10. Estrutura de separação final e armazenamento

Por forma a realizar a separação final das castanhas e o respetivo armazenamento, projetou-se uma estrutura que pode ser subdividida em três partes. A primeira parte, permite a receção das castanhas provenientes da estrutura de recolha após crivagem, com a particularidade de reduzir a velocidade de chegada das mesmas, permitindo atenuar o impacto destas nas paredes da estrutura, evitando-se abrasões. Esta solução passou por implementar uma secção de abrandamento vertical, onde as paredes contêm uma sequência

de rascos, permitindo também eliminar eventuais detritos de pequenas dimensões. Foram, ainda, implementadas duas aberturas para facilitar possíveis trabalhos de limpeza.

A segunda parte da estrutura foi concebida para separar as castanhas próprias para consumo das castanhas que não se encontrem totalmente desenvolvidas, que tenham sido atacadas por roedores ou que tenham sido danificadas em alguma parte do processo de recolha. Uma vez que em qualquer um destes casos, as castanhas danificadas são mais leves que as restantes, implementou-se um sistema de separação com recurso a jato de ar.

A terceira e última parte da estrutura é constituída por três saídas possíveis que permitem a deposição das castanhas em sacas ou caixas. Uma das saídas é relativa ao caminho das castanhas com anomalias que podem ser utilizadas para outros fins que não o consumo humano, como, por exemplo, rações para animais. As restantes saídas são relativas às castanhas de boa qualidade e foram implementadas duas para permitir o desvio do fluxo sempre que ocorra a necessidade de troca do reservatório (saca ou caixa). Desenvolveu-se ainda uma estrutura complementar, utilizável de forma opcional para uma seleção manual mais rigorosa.

Na Figura 4.9 é apresentada a geometria da estrutura de separação final e armazenamento, bem como da estrutura opcional de seleção.

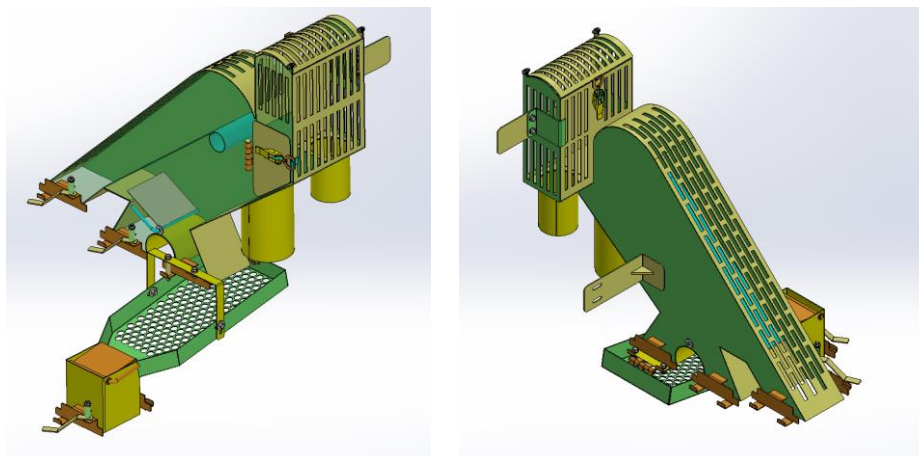


Figura 4.9 – Estrutura de separação final e armazenamento.

4.11. Montagem final

Após a montagem dos subconjuntos, procedeu-se à sua montagem na estrutura tubular base, resultando a montagem final apresentada na Figura 4.10.

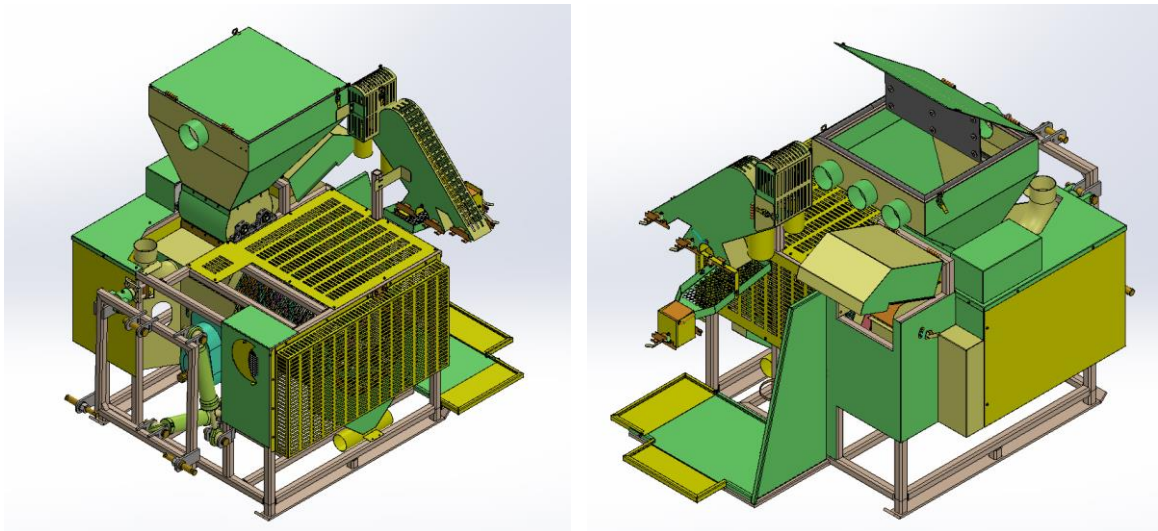


Figura 4.10 – Montagem final da máquina.

Com a criação dos subconjuntos foi possível manter um nível de organização aceitável, possibilitando reduzir a complexidade da montagem.

5. Dimensionamento e verificação estrutural do chassis tubular

Devido à importância estrutural que o chassis desempenha face à integridade da máquina, verifica-se a necessidade de dimensionar e avaliar o seu comportamento após a aplicação de forças permanentes, resultantes do peso próprio de todos os constituintes, bem como, de forças momentâneas resultantes da massa do material aspirado ou de um operador na secção de descarga e armazenamento. Assim, as forças transmitidas por cada subconjunto, foram aplicadas nos respetivos locais de fixação do chassis da máquina. A Tabela 5.1 apresenta as características das forças consideradas.

Tabela 5.1 – Esforços atuantes no chassis da máquina.

Origem da força	Magnitude [N]
Massa de 3 sacas de castanha (90kg) + 1 pessoa (70kg)	1570,0
Peso próprio da estrutura de retenção + peso próprio do mecanismo de separação + peso próprio da estrutura de sopragem	181,0
Peso próprio das bombas centrifugas	313,0
Peso próprio da estrutura de crivagem + massa do material no interior (20kg)	474,0
Peso próprio da estrutura de apoio + massa do material no interior (10kg)	187,0
Peso próprio da estrutura de separação final e armazenamento	82,0

Para a escolha do tipo de estudo a efetuar, considerou-se que, em funcionamento, a máquina permanece parada na maior parte do tempo e, idealmente, em contacto com o solo, sendo esta a situação menos exigente para a estrutura tubular do chassis. Contudo, quando há a necessidade de mudar de local de trabalho, ou em situações de operação em terrenos com declive, a máquina permanece elevada, suportada pelo sistema tripolar de engate do trator, constituindo a situação mais crítica para o chassis. Assim, considerando que a estrutura tubular está sujeita a esforços constantes, recorreu-se a uma análise estática para determinar o campo de deslocamentos, campo de deformações, gama de tensões equivalentes e o fator de segurança a partir das propriedades do material considerado.

A análise estática foi efetuada recorrendo ao *software* SOLIDWORKS, já utilizado no desenho e modelação geométrica do chassis tubular. Para fins de análise, foram efetuadas algumas simplificações ao modelo, que consistiram na substituição dos elementos que permitem o nivelamento do chassis, por membros estruturais tubulares de secção quadrada igual à restante estrutura, como apresentado na Figura 5.1.

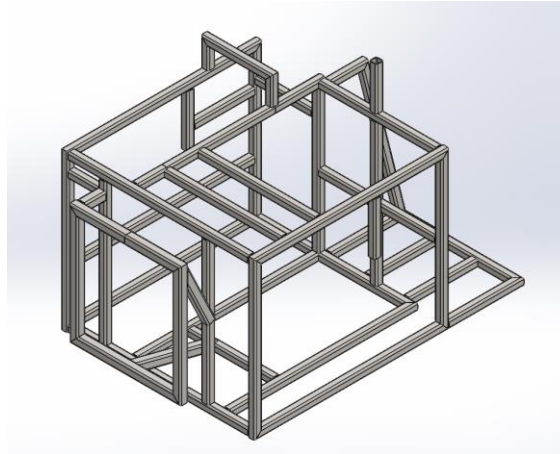


Figura 5.1 – Modelo de análise.

Para a análise de elementos finitos, inicialmente, procedeu-se à atribuição do material constituinte da estrutura, definição das condições de fronteira e esforços atuantes. Para simular que a máquina se encontra elevada, os nós da estrutura localizados na zona de ligação ao sistema tripolar de engate do trator, foram considerados como fixos (anulados os três deslocamentos e as três rotações). Foram também aplicadas as forças definidas na Tabela 5.1 e considerada a ação da gravidade.

Posteriormente, procedeu-se à criação da malha, sendo que, no SOLIDWORKS, a seleção do tipo de elemento finito para a criação da malha, é feita de forma automática, e neste caso, tratando-se de elementos esbeltos criados com membros estruturais soldados, foram utilizados elementos de viga²⁹ (estrutura tridimensional) [28]. Ainda relativamente à criação da malha, procedeu-se ao seu controlo estipulando o tamanho do elemento finito, por forma a analisar a variação das tensões resultantes de acordo com a variação do elemento finito. Após o teste de vários tamanhos de elemento finito, verificou-se que com o tamanho máximo de 10mm as tensões resultantes estabilizaram, sendo assim considerado este tamanho de elemento na análise final.

Relativamente à execução da análise, recorreu-se ao solver automático, obtendo-se como resultados, a combinação de tensões axiais e de flexão, os deslocamentos e o fator de segurança. Na Figura 5.2 encontra-se representada a combinação de tensões axiais e de flexão, sendo notório que a zona mais crítica é o ponto superior de ligação ao sistema tripolar de engate do trator, onde se obteve uma tensão resultante de 247,1MPa.

²⁹ Incisados para modelar elementos estruturais usados para suportar cargas axiais, de flexão, esforço transverso e torção. Cada nó tem 6 graus de liberdade (3 translações e 3 rotações).

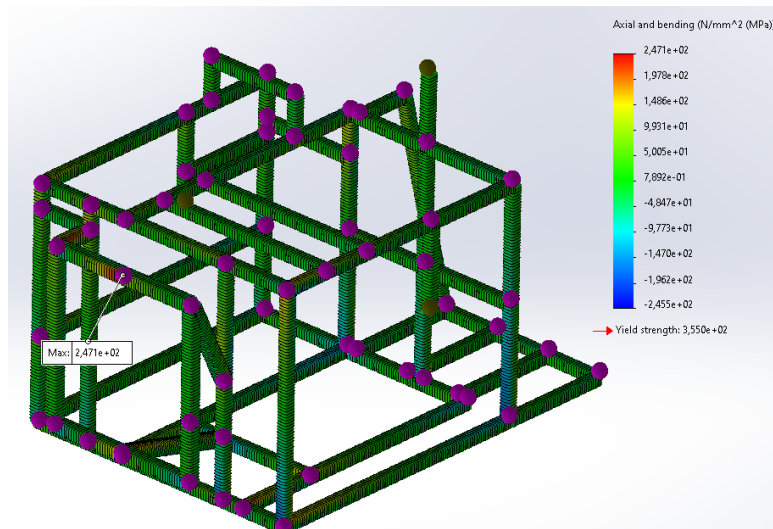


Figura 5.2 – Representação gráfica da combinação de tensões axiais e de flexão.

Por sua vez, a Figura 5.3 apresenta o deslocamento resultante da aplicação do carregamento, verificando-se que o deslocamento mais elevado ocorre na extremidade da secção para suporte de sacas ou caixas relativas ao armazenamento das castanhas, obtendo-se o deslocamento máximo de 2,9cm. Este valor mostra que a estrutura apresenta elevada flexibilidade, contribuindo positivamente para a resistência a possíveis impactos.

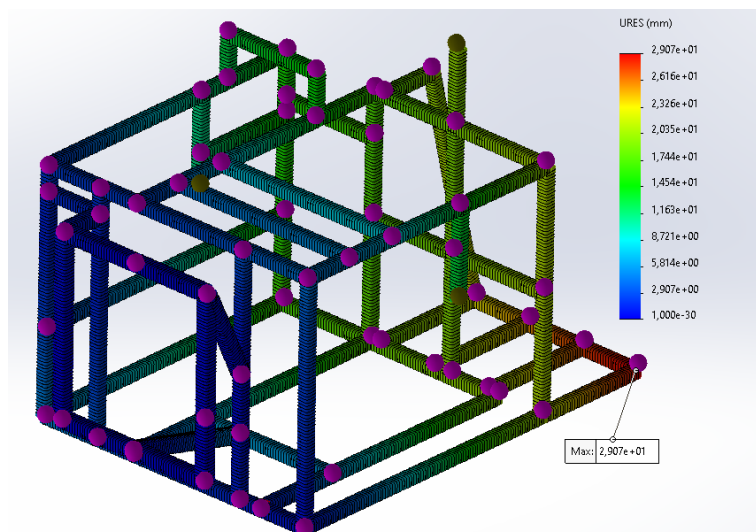


Figura 5.3 – Representação gráfica do deslocamento.

Para a execução da análise estática foi considerado o tubo de secção transversal quadrada com 40mm de altura e 4mm de espessura, produzido em aço S355JR, com uma tensão de cedência de 355MPa. Nestas circunstâncias, obteve-se um fator de segurança aceitável de 1,34.

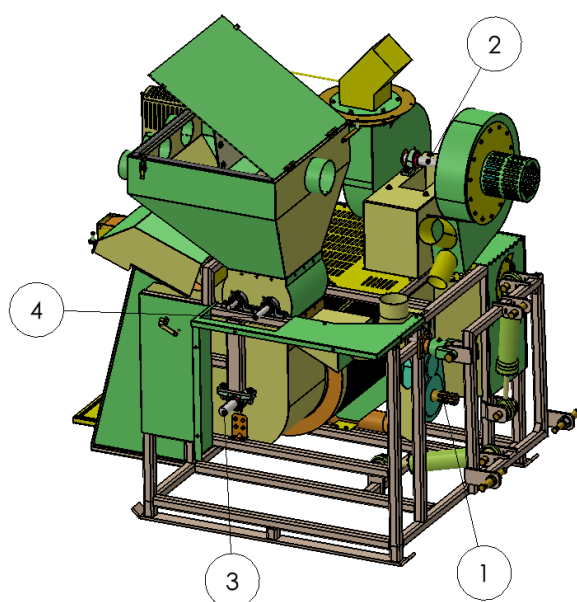
6. Dimensionamento dos sistemas de transmissão de potência

A máquina de recolha e limpeza de castanhas foi pensada para ser montada num trator agrícola, portanto, considerou-se para efeitos de dimensionamento dos sistemas de transmissão de potência, o acionamento através do binário disponível na tomada de força de um trator com as características apresentadas na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 – Características genéricas de um trator agrícola de 50cv.

Motor do trator			Veio da tomada de força (PTO)		
Caraterísticas	Valor	Unidade	Caraterísticas	Valor	Unidade
Potência do motor	36,8	kW	Potência ³⁰	33,9	kW
Regime nominal do motor	2000,0	rpm	Regime	540,0	rpm
Binário	175,6	N.m	Binário	599,6	N.m

A partir das características da tomada de força e de acordo com as necessidades de cada veio a acionar, iniciou-se a escolha dos sistemas de transmissão de potência. As bombas centrífugas não vão ser dimensionadas neste trabalho, contudo, o dimensionamento e escolha dos sistemas de transmissão de potência, vão considerar a sua existência. Na Figura 6.1, encontram-se representados os veios da máquina que requerem ser acionados.



Legenda:

- 1 – Veio recetor do binário fornecido pela tomada de força do trator;
- 2 – Veio das bombas centrífugas;
- 3 – Veio da estrutura de crivagem;
- 4 – Veio motor do mecanismo de separação.

Figura 6.1 – Veios a acionar pela tomada de força (PTO).

Assim, para o cálculo das relações de transmissão, as necessidades em termos de regime de rotação estimadas para cada veio, encontram-se definidas na Tabela 6.2.

³⁰ Foi considerado um rendimento de 83% [17].

Tabela 6.2 – Regime de rotação necessário em cada veio.

Veio	Regime de rotação [rpm]
Veio das bombas centrífugas	>2000
Veio do sistema de crivagem	70
Veio do mecanismo de separação	200

Uma vez que se pretende que o veio das bombas centrífugas trabalhe com um regime superior a 2000rpm e a tomada de força fornece 540rpm ao regime nominal do motor, torna-se necessário utilizar um multiplicador de rotação. Para o efeito, escolheu-se o multiplicador “ML52/SAE A-B” do fabricante BREVINI, Figura G.1, com uma relação de transmissão de 1:3,8 sendo que este modelo é específico para máquinas agrícolas.

O fabricante apresenta um método de cálculo para vida útil do multiplicador “ML52/SAE A-B”, tendo sido utilizada a seguinte expressão [29]:

$$C_{méd} = \sqrt[3]{\frac{C_1^3 \cdot u_1 + C_2^3 \cdot u_2 + C_3^3 \cdot u_3}{u_1 + u_2 + u_3}} \quad (6.1)$$

sendo,

- C_1 - Binário máximo de arranque [N.m];
- C_2 - Binário de trabalho contínuo [N.m];
- C_3 - Binário adicional [N.m];
- $u_1 = 10\%$ - Tempo até à estabilização do binário [%];
- $u_2 = 30\%$ - Tempo de trabalho contínuo [%];
- $u_3 = 60\%$ - Tempo com binário adicional [%];

Assim, através da equação (6.1) obteve-se um binário médio de projeto igual a 121,24N.m e recorrendo ao gráfico presente na Figura G.2, relacionando o binário médio de projeto com a curva 11, o gráfico indica uma vida útil de 3600horas.

Na sequência, à saída do multiplicador “ML52/SAE A-B” obtiveram-se as propriedades apresentadas na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 – Propriedades obtidas no veio de saída do multiplicador “ML52/SAE A-B”.

Caraterísticas	Valor	Unidade
Potência ³¹	31,26	kW
Regime de rotação	2052,00	rpm
Binário	145,48	N.m

³¹ Foi considerado um rendimento do multiplicador, igual a 92% [29].

Na sequência, para a transmissão de potência ao veio do sistema de crivagem identificado na Figura 6.1 com o número (3), verifica-se a necessidade de utilizar um redutor mecânico, uma vez que se pretende reduzir o regime de rotação. Assim, considerando que o veio de saída do multiplicador “ML52/SAE A-B” se encontra num plano perpendicular ao veio do sistema de crivagem, escolheu-se o redutor 2000K do fabricante MAKISHINKO, que consiste num redutor com eixo de entrada perpendicular ao eixo de saída e com uma relação de transmissão de 10:1 (ver Figuras G.3 e G.4).

Considerando uma transmissão por correia em V com um rendimento de 97% [17] entre o multiplicador e o redutor (a ser dimensionada mais à frente neste trabalho) e com uma relação de transmissão de 1:1, à saída do redutor ortogonal obtêm-se as propriedades apresentadas na Tabela 6.4.

Tabela 6.4 – Propriedades no veio de saída do redutor 2000K do fabricante MAKISHINKO.

Caraterísticas	Valor	Unidade
Potência ³²	20,39	kW
Regime de rotação	205,20	rpm
Binário	948,67	N.m

6.1. Transmissão por correias

Devido à velocidade de rotação elevada no veio de saída do multiplicador, a transmissão de potência entre o multiplicador e o redutor foi dimensionada para um sistema de transmissão por correias. Inicialmente, considerando a potência útil de 31,26kW disponível no veio de saída do multiplicador e um fator de serviço de 1,2 obteve-se uma potência de projeto igual a 37,5kW. Na sequência, através do gráfico de seleção da secção transversal da correia (Figura E.1), cruzando a potência de projeto calculada com o regime de rotação da polia motora, obtiveram-se os perfis de correia recomendados XPA e SPA. Contudo, após efetuados os cálculos relativos ao dimensionamento de ambos os tipos de correia, optou-se pela correia de secção XPA uma vez que possui maior resistência e, por consequência, requer menor número de correias para assegurar a transmissão de potência. Assim, considerando uma relação de transmissão de 1:1 e um entre eixo de 370mm, obtiveram-se os valores resultantes do dimensionamento da correia de secção XPA de acordo com a Tabela 6.5.

Tabela 6.5 – valores resultantes do dimensionamento da transmissão por correias.

Parâmetro	Valor	Unidade
Diâmetro das polias (motora D e movida d)	132,00	mm

³² Foi considerado um rendimento do redutor, igual a 67% [31].

Velocidade da correia (v)	14,20	m/s
Comprimento provisório da correia (TBL)	1154,00	mm
Comprimento normalizado da correia (BL)	1157,00	mm
Distância entre centros resultante (A_b)	371,26	mm
Potência adicional (P_A)	10,51	kW
Potência adicional relativa à relação de transmissão (P_B)	0,00	kW
Potência adicional relativa à vida útil estimada (P_C) (6000 horas)	0,08	kW
Fator de correção do arco de contacto entre a correia e as polias (G_{ca})	1,00	adimensional
Fator de correção do comprimento da correia (C_L)	0,89	adimensional
Número de correias (N_b)	4,00	adimensional
Largura das polias (L_{polia})	80,00	mm
Tensão estática inicial mínima (F_e)	492,10	N

Assim, de acordo com os resultados obtidos, verifica-se a necessidade de utilizar 4 correias da categoria “Quad-Power II V-belt” da Gates, com a referência ISO XPA 1157 e duas polias de 132mm de diâmetro e 80mm de largura.

6.2. Transmissão por correntes

6.2.1. Transmissão de potência ao sistema de crivagem

Para a transmissão de potência entre o veio de saída do redutor ortogonal e o veio do sistema de crivagem, optou-se por um sistema de transmissão por corrente de elos, devido à velocidade de trabalho reduzida e a fatores como a ausência de escorregamento e longa vida útil. Considerando o regime de rotação de 205,20rpm do veio de saída do redutor ortogonal (veio motor), uma rotação pretendida para o veio do sistema de crivagem de, aproximadamente, 70rpm e um entre eixo de, aproximadamente, 460mm, obtiveram-se os valores resultantes do dimensionamento da transmissão de potência por corrente de elos de acordo com a Tabela 6.6.

Tabela 6.6 – Resultados do dimensionamento da transmissão por corrente (sistema de crivagem).

Parâmetro	Valor	Unidade
Número de dentes do pinhão (Z_1)	25,0	adimensional
Número de dentes da roda (Z_2)	76,0	adimensional
Relação de transmissão (i)	3:1	adimensional
Passo (p)	12,7	mm
Velocidade da corrente (v_c)	1,1	m/s
Força tangencial à corrente (F_T)	18,8	kN
Fator de operação (K)	1,3	adimensional
Fator de segurança (γ)	7,8	adimensional
Força de rotura (F_{rotura})	190,4	kN
Número de elos (γ)	128,0	adimensional
Distância entre centros resultante (A_c)	481,1	mm

Comprimento da corrente ($L_{corrente}$)	1625,6	mm
--	--------	----

Assim, para verificar a resistência à tração da corrente, efetuou-se a seguinte verificação:

$$F_{atuante} < F_{resistente} \Leftrightarrow 190,4kN < 250kN \Rightarrow \text{Verifica!}$$

De acordo com o dimensionamento, optou-se por uma corrente da RENOLD com o passo de 12,7mm, categoria “DUPLEX” e com lubrificação por gotejamento. As rodas dentadas possuem as propriedades definidas na Tabela 6.7, de acordo com as características geométricas definidas na Figura 6.2.

Tabela 6.7 – Características das rodas dentadas RENOLD com o passo de 12,7mm.

Nº de dentes	Designação comercial	Dimensões					
		D_{min}	D_{max}	A	C	E	F
25	08B2/25T	16	48	101,33	106,2	80	40
76	08B2/76T	38	68	307,33	313,9	110	45

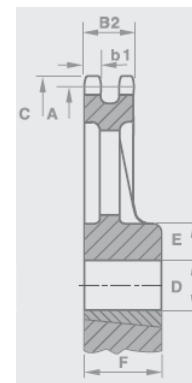


Figura 6.2 – Características geométricas da roda dentada

6.2.2. Transmissão de potência ao sistema de separação

Por sua vez, para a transmissão de potência entre o veio da estrutura de crivagem e o veio motor do sistema de separação optou-se igualmente por um sistema de transmissão por corrente de elos. Considerando o regime de rotação do pinhão de 67,5rpm, o regime de rotação da roda é de, aproximadamente, 200rpm e um entre eixo de 426mm obtiveram-se os valores resultantes do dimensionamento de acordo com a Tabela 6.8.

Tabela 6.8 – Resultados do dimensionamento da transmissão por corrente (sistema de separação).

Parâmetro	Valor	Unidade
Número de dentes do pinhão (Z_1)	25,0	adimensional
Número de dentes da roda (Z_2)	76,0	adimensional
Relação de transmissão (i)	1:3	adimensional
Passo (p)	12,7	mm
Velocidade da corrente (v_c)	1,1	m/s
Força tangencial à corrente (F_T)	18,4	kN
Fator de operação (K)	1,3	adimensional
Fator de segurança (γ)	7,8	adimensional
Força resultante (F_{rotura})	186,6	kN
Número de elos (γ)	122	adimensional
Distância entre centros resultante (A_c)	442,0	mm

Comprimento da corrente ($L_{corrente}$)	1524,0	mm
--	--------	----

Assim, para verificar a resistência à tração da corrente, efetuou-se a seguinte verificação:

$$F_{atuante} < F_{resistente} \Leftrightarrow 186,6 < 250kN \Rightarrow \text{Verifica!}$$

De acordo com o dimensionamento, optou-se por uma corrente da RENOLD com o passo de 12,7mm, categoria “DUPLEX” e com lubrificação por gotejamento. Relativamente às rodas dentadas, escolheu-se um pinhão com 76 dentes e uma roda com 25 dentes, cujas características se encontram na Tabela 6.7.

6.3. Dimensionamento da engrenagem do sistema de separação

Os dois veios que integram o sistema de separação, requerem rodar em sentidos opostos para forçarem o material a passar através do sistema de pás rotativas. Por sua vez, as pás no interior da estrutura necessitam de rodar de forma sincronizada e com o mesmo regime de rotação. Assim, procedeu-se ao dimensionamento de uma engrenagem, partindo-se do pressuposto que a relação de transmissão é de 1:1 e o entre eixo é de aproximadamente 130mm. Considerando-se inicialmente 23 dentes para o par pinhão/roda, obtendo-se os valores das características geométricas da engrenagem de acordo com a Tabela 6.9.

Tabela 6.9 – Resultados do dimensionamento da engrenagem de dentes retos.

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidades
Passo	p	12,57	mm
Módulo normal	m	4,0	mm
Ângulo de pressão	α	20,0	°
Número de dentes	Z	32,0	Adimensional
Diâmetro externo	D_e	136,0	mm
Diâmetro primitivo	D_p	128,0	mm
Diâmetro de base	D_b	120,28	mm
Diâmetro do pé do dente	D_f	118,0	mm
Largura	L	36,0-56,0	mm
Entre eixo	e	128,0	mm
Altura total do dente	h	9,0	mm
Altura da cabeça do dente (saliência)	h_c	4,0	mm
Altura do pé do dente (reentrância)	h_f	5,0	mm
Folga da cabeça	j	1,0	mm
Espessura do dente	s	6,28	mm
Folga no entredente	g	0,0	mm
Raio de concordância da raiz	ρ	1,33	mm
Razão ou relação de transmissão	i	1:1	Adimensional
Razão ou relação de condução	ε	1,67	Adimensional
Escorregamentos específicos	$(g_{s1})_{max}$	-1,64	Adimensional
	$(g_{s2})_{max}$	1,64	Adimensional
Comprimento l_a	l_a	9,85	mm

Comprimento l_f	l_f	9,85	mm
Rendimento da engrenagem	η	99,39	%

Relativamente ao valor da relação de condução obtido, pode concluir-se que a engrenagem apresenta boa continuidade do engrenamento, uma vez que, em média, há cerca de 1,67 dentes em contacto. Este valor está claramente acima das indicações de projeto, isto é, $\varepsilon > 1,3$ [20]. No entanto, pelo facto do valor da relação de condução não ser demasiado elevado, não é espectável a existência de interferências de funcionamento. Por sua vez, os escorregamentos específicos máximos que se verificam no pinhão e na roda são bastante equilibrados.

Considerando o aço ligado temperado (óleo) 34NiCrMo6 com $\sigma_{b_limite} = 410MPa$ e $\sigma_{H_limite} = 1260MPa$, para a verificação à rotura por fadiga em flexão do dente, através da expressão para o módulo mínimo, resultou $m \geq 3,51mm$. Por sua vez, a verificação à fadiga por ação das tensões de contato de Hertz durante o engrenamento, através da expressão para o módulo mínimo, resultou $m \geq 3,73mm$. Assim, de acordo com os resultados obtidos, conclui-se que se pode manter o módulo normalizado de 4mm, tendo sido escolhida a roda dentada do fabricante EUROCORREIAS cujas características se encontram na Tabela 6.10.

Tabela 6.10 – Características das rodas dentadas escolhidas.

Material	Qualidade (IT)	Módulo (m) [mm]	Diâmetro externo (D_e) [mm]	Diâmetro primitivo (D_p) [mm]	Furo central para acoplamento do veio (D) [mm]	Largura (L)
34NiCrMo6	11-12	4,0	136,0	128,0	20,0	40,0

7. Dimensionamento dos elementos da estrutura de crivagem

7.1. Dimensionamento do veio

Para o dimensionamento do veio da estrutura de crivagem, considerou-se o aço ao carbono Ck45 com as características mecânicas apresentadas na Tabela 7.1.

Tabela 7.1 – Tensão de cedência σ_y e de rotura σ_u em MPa.

DIN	Estado	$16 \leq d_{mm} \leq 40$	
		σ_y	σ_u
Ck 45	normalizado	305	580

7.1.1. Cálculo à cedência

Inicialmente, considerou-se o carregamento definido nos diagramas de corpo livre apresentados nas Figuras 7.1 e 7.2.

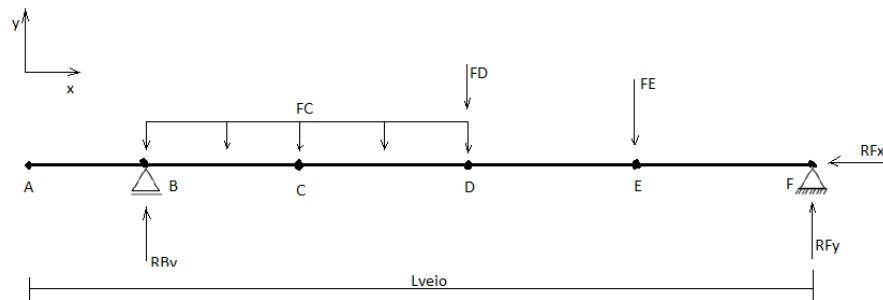


Figura 7.1 – Diagrama de corpo livre (esforços transversos).

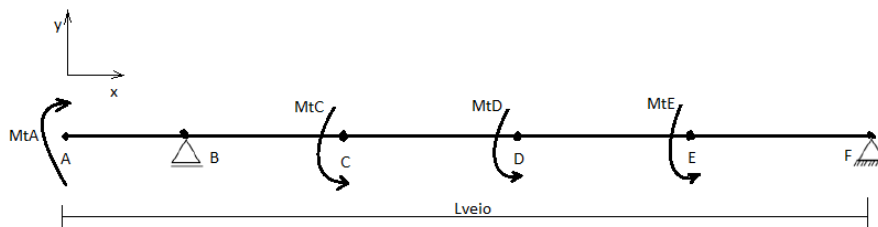


Figura 7.2 – Diagrama de corpo livre (momentos torsões).

As distâncias entre os esforços aplicados no veio, encontram-se definidas na Tabela 7.2.

Tabela 7.2 – Distâncias em milímetro entre os esforços aplicados no veio.

Distância A-B	Distância B-C	Distância C-D	Distância D-E	Distância E-F
90	211	211	451	127

Obtiveram-se os diagramas de esforços transversos, momentos fletores e momentos torçores, conforme apresentado na Figura 7.3, Figura 7.4 e Figura 7.5, respetivamente.

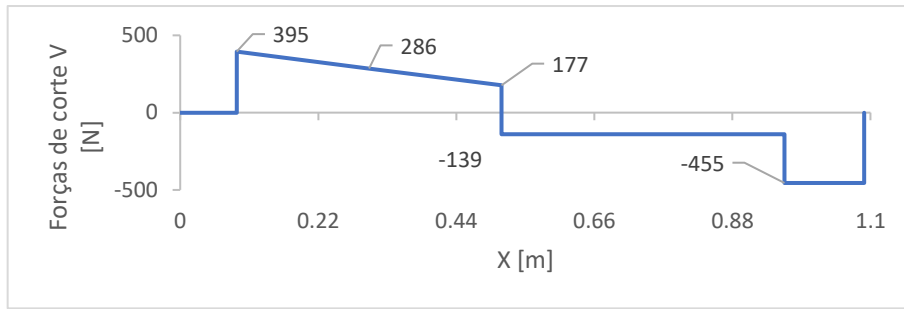


Figura 7.3 – Diagrama de esforços transversos V .

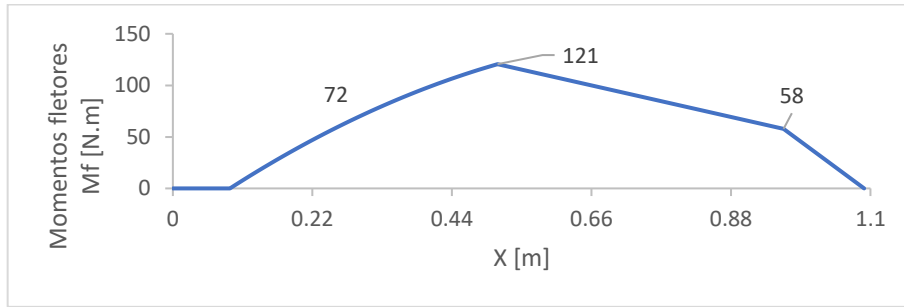


Figura 7.4 – Diagrama de momentos fletores M_f .

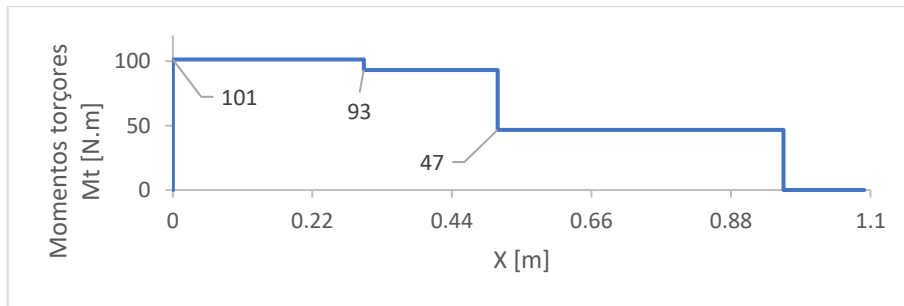


Figura 7.5 – Diagrama de momentos torçores M_t .

Analisando os diagramas de esforços atuantes, verifica-se que o ponto D corresponde ao local mais solicitado do veio. Assim, o cálculo do diâmetro mínimo através dos critérios de tensão limite de cedência, na secção de solicitação combinada mais severa, resultou:

- Critério de *Tresca*, ou da máxima tensão tangencial (secção circular):
 $D_{\text{ponto D}} \geq 18,64\text{mm} \Rightarrow \text{adotamos } 19\text{mm}.$
- Critério de *Von Mises* ou da máxima energia de distorção (secção circular):
 $D_{\text{ponto D}} \geq 18,54\text{mm} \Rightarrow \text{adotamos } 19\text{mm}.$

Estes critérios de dimensionamento estrutural consideram as tensões normais (σ_b), paralelas ao plano neutro do veio (com sentidos de tração ou compressão) e de corte (τ_t) que atuam na direção paralela à secção transversal do veio, devidas aos esforços de flexão (M_f) e torção (M_t), respetivamente. Assim, por forma a avaliar também as tensões de corte devidas aos esforços transversos, procedeu-se a uma avaliação da distribuição das tensões de corte compostas na secção mais crítica, verificada no ponto B (ver Figura 7.1). Deste

modo, procedeu-se ao cálculo da tensão de corte máxima instalada na secção transversal *ABEN* do veio ilustrado na Figura 7.6, considerando o diâmetro de 19mm já determinado.

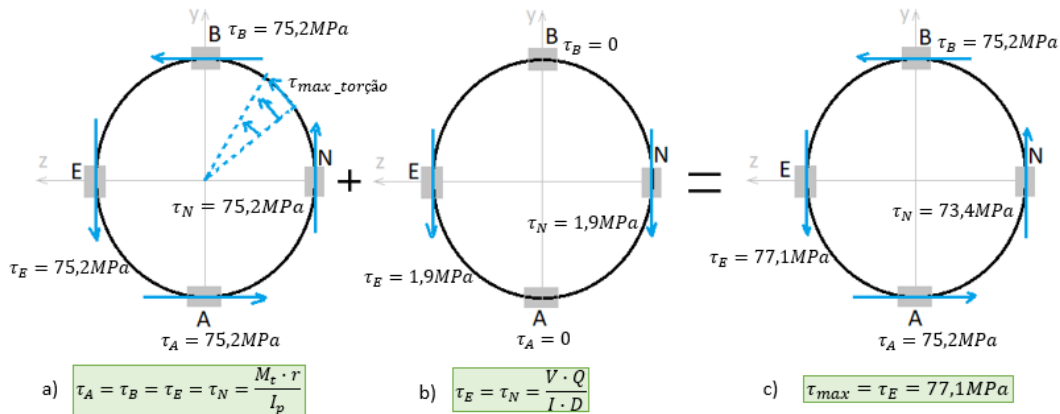


Figura 7.6 – Distribuição das tensões de corte compostas.

As tensões de corte instaladas na secção *ABEN* devidas ao momento torsor M_t , variam linearmente a partir do eixo central do veio e atingem o valor máximo na periferia da secção transversal do veio. Estas tensões de corte máximas, com o mesmo sentido do momento de torção interno M_t , e estão representadas nas zonas *A, B, E, N* da Figura 7.6a).

As tensões de corte devidas ao esforço cortante V encontram-se representadas na Figura 7.6b), sendo que estas atuam de cima para baixo em coerência com o esforço cortante V . Nas zonas *A* e *B* estas tensões de corte são nulas, dado serem nulos os correspondentes momentos estáticos de inércia³³ Q e atingem o seu valor máximo ao nível do eixo neutro a reflexão *EN*.

Para se determinar a tensão de corte composta Máxima na secção, as tensões representadas na Figura 7.6a) e b), foram sobrepostas conforme ilustrado na Figura 7.6c). Assim, verificando-se a tensão de corte máxima na zona elementar *E* igual a 77,1MPa e considerando a tensão admissível ao corte para um material dúctil $\tau_{adm} = (2/5) \cdot \sigma_y$ [18], procedeu-se à seguinte verificação:

$$\tau_{max} \leq \tau_{adm} \Leftrightarrow 77,1 \leq 122MPa \Rightarrow \text{Verifica!}$$

Pode concluir-se assim que a zona elementar *E* está localizada no eixo neutro à flexão da secção transversal do veio e não está sujeita a tensões normais.

³³ O momento estático Q foi obtido pelo produto entre a área do semicírculo e a distância do seu centro de gravidade com a localização $\bar{y} = 4r/(3\pi)$ até o eixo neutro [19].

7.1.2. Cálculo à rigidez

O veio encontra-se dimensionado quanto à tensão limite de cedência, contudo, pode ser demasiado flexível, exibindo uma flecha excessiva nos pontos de engrenamento, e rotação excessiva nos apoios. Assim, procedeu-se ao cálculo da flecha no ponto de engrenamento A e no ponto D, bem como ao cálculo da rotação nos apoios presentes nos pontos B e F.

Aplicando o princípio da sobreposição de efeitos, obtiveram-se as flechas nos pontos A e D, de acordo com as Tabelas 7.3 e 7.4, respetivamente.

Tabela 7.3 – Flecha resultante no ponto A.

Primeiro efeito - aplicar a força FC=P1	δ (x=90; L2=789)	0,71	mm
Segundo efeito - aplicar a força FD=P2	δ (x=90; L2=578)	1,34	mm
Segundo efeito - aplicar a força FE=P3	δ (x=90; L2=127)	0,44	mm
	δ total (x=90)	2,50	mm

Tabela 7.4 – Flecha resultante no ponto D.

Primeiro efeito - aplicar a força FC=P1	δ (x=422; L1=211)	2,05	mm
Segundo efeito - aplicar a força FD=P2	δ (x=422; L1=422)	4,66	mm
Segundo efeito - aplicar a força FE=P3	δ (x=578; L1=127)	1,69	mm
	δ total (x=422)	8,40	mm

Claramente, este veio é muito flexível. Apesar de satisfazer os critérios de tensão limite de cedência, não poderá assegurar um engrenamento preciso da roda dentada montada no ponto A. Assim, considerando $\delta_{max} = L_{veio}/100$ e uma vez que o momento de inercia de 2ª ordem depende da 4ª potência do diâmetro, obteve-se o diâmetro novo pela expressão:

$$D_{novo} = \sqrt[4]{D_{inicial}^4 \cdot \frac{\delta_{inicial}}{\delta_{novo}}} \Leftrightarrow D_{novo} = 25mm.$$

Relativamente à rotação, esta foi calculada nos pontos de apoio B e F, considerando o novo diâmetro de 25mm, de acordo com as Tabelas 7.5 e 7.6, respetivamente.

Tabela 7.5 – Rotação no ponto B.

Θ (x=422; L2=789)	0,0027	rad
Θ (x=422; L2=578)	0,0050	rad
Θ (x=578; L2=873)	0,0027	rad
Θ total (x=422)	0,0104	rad
	0,6	°

Tabela 7.6 – Rotação no ponto F.

Θ (x=422; L1=211)	0,0018	rad
Θ (x=422; L1=422)	0,0045	rad
Θ (x=578; L1=127)	0,0016	rad
Θ total (x=422)	0,0080	rad
	0,5	°

A rotação de um veio, é um fator importante que deve ser considerado na escolha do tipo de rolamentos de suporte. De acordo com a rotação máxima obtida é possível implementar, por exemplo, um rolamento SKF da série Y ou FAG da série S.

Por sua vez, considerando o diâmetro do veio de 25mm, calculou-se o ângulo de torção máximo ao longo do seu comprimento, obtendo-se o valor de $0,62^\circ$ no ponto A. Este valor excede o limite admissível de $0,25^\circ/m$ (Tabela 3.2) logo o diâmetro do veio deve ser aumentado.

7.1.3. Verificação à fadiga

Para uma análise preliminar de falha, estimou-se o limite de resistência à fadiga $\sigma'_e = 290MPa$. Por sua vez, considerando 10000 ciclos de trabalho, o valor da resistência à fadiga, resultou: $\sigma_f = 419,5MPa$.

Para a tensão limite de fadiga da peça real a obter σ_e , obtiveram-se os seguintes fatores:

- $K_a = 0,60$
- $K_b = 0,88$
- $K_c = 1,0$
- $K_d = 1,0$
- $K_e = 0,81$
- $K_f = 1,24$
- $K_{fs} = 2,0$

Resultando, $\sigma_e = 154,27MPa$.

Considerando que o eixo está sujeito a cargas de flexão alternadas devido aos componentes neles montados como engrenagens e torção constante devido ao binário ser, aproximadamente, constante do PTO, a tensão de flexão é alternada e a torção é estável. Neste sentido, considerando $M_{tm} = 46,63N.m$ e $M_{fa} = 120,56N.m$, obtendo-se as tensões equivalentes, alternada $\sigma'_a = 97,46MPa$ e média $\sigma'_m = 52,66MPa$. Estas tensões foram validadas através de critérios de falha por fadiga, obtendo-se os resultados apresentados na Tabela 7.7.

Tabela 7.7 – Verificações através de critérios de falha por fadiga.

Critério	Fator de segurança ³⁴	Diâmetro (d) [mm]	Adotar o diâmetro (d) [mm]
Soderberg	1,2	34,05	35,0
Goodman	1,4	32,85	33,0

³⁴ Fator de segurança, considerando o diâmetro de 25mm.

Gerber	1,6	21,60	22,0
Asme	1,5	21,71	22,0

Finalmente, de acordo com o cálculo à cedência, cálculo à rigidez e a verificação à fadiga, considerou-se o diâmetro final de 35mm.

Considerando o diâmetro de 35mm, por forma a reavaliar se o ângulo de torção máximo ao longo do comprimento do veio, não excede o limite de 0,25°/m (Tabela 3.2), obteve-se a variação do ângulo de torção ao longo do veio de acordo com a Figura 7.7.

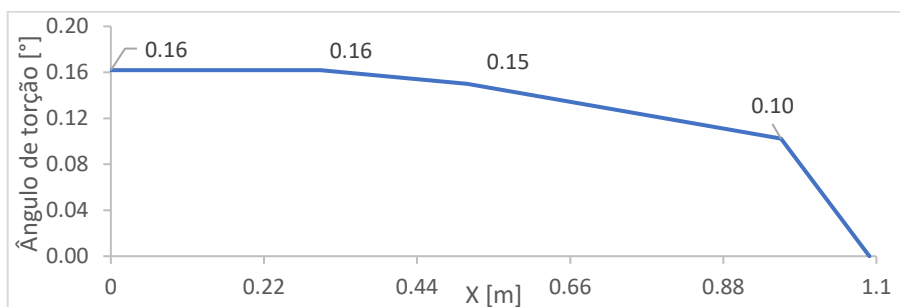


Figura 7.7 – Variação do ângulo de torção ao longo do veio.

Assim, $\phi_{max} \leq 0,25^\circ/m \Leftrightarrow 0,16^\circ \leq 0,25^\circ/m \Rightarrow$ Verifica!

7.1.4. Dimensionamento dos rolamentos

7.1.4.1. Capacidade de carga estática

Relativamente à capacidade de carga estática dos rolamentos a utilizar como suporte nos pontos B e F do veio, obtiveram-se os resultados apresentados na Tabela 7.8.

Tabela 7.8 – Valores para o cálculo da carga estática C_0 .

Parâmetro	Valor	Unidade
Capacidade de carga estática C_0	556,68	N
Coefficiente de segurança f_s	1,50	adimensional
Carga estática equivalente P_0	455,03	N
Fator radial X_0	0,60	adimensional
Fator axial Y_0	0,50	adimensional
Carga radial F_r	455,03	N
Carga axial F_a	196,20	N

7.1.4.1. Capacidade de carga dinâmica

Por sua vez, relativamente à capacidade de carga dinâmica dos rolamentos a escolher devem possuir, obtiveram-se os resultados apresentados na Tabela 7.9.

Tabela 7.9 – Valores para o cálculo da carga estática C .

Parâmetro	Valor	Unidade
Capacidade de carga dinâmica C	2296,45	N

Coeficiente de rotação f_n	0,41	adimensional
Fator de esforços dinâmicos f_l	2,0	adimensional
Fator de temperatura f_t	1,0	adimensional
Carga dinâmica equivalente P	465,03	N
Fator radial X	0,56	adimensional
Fator axial Y	1,07	adimensional
Carga radial F_r	455,03	N
Carga axial F_a	196,20	N

7.1.4.2. Vida útil do rolamento

De acordo com o dimensionamento/verificação do veio da estrutura de crivagem, resultou um diâmetro mínimo de 35mm. Por sua vez, de acordo com o dimensionamento do sistema de transmissão por corrente de elos, as rodas dentadas a colocar no referido veio, levaram a que fosse aumentado o seu diâmetro para 40mm.

Neste contexto, para o cálculo da vida útil do par de rolamentos que dá suporte ao veio da estrutura de crivagem, considerou-se um rolamento com o diâmetro interno (d) de 40mm e diâmetro externo (D) de 80mm. Recorrendo aos gráficos presentes no ANEXO B, considerando $(D + d)/2 = 60\text{mm}$ e um regime de rotação de 67,5rpm, através do gráfico (a) obteve-se uma viscosidade relativa $v_1 = 170\text{mm}^2/\text{s}$.

No gráfico (b), para a temperatura ambiente de 25°C e uma viscosidade de óleo de 110mm²/s, a viscosidade de serviço (v) apresenta o valor de 290mm²/s.

No gráfico (c), para o rácio entre a viscosidade de serviço e a viscosidade relativa (v_1/v), obteve-se o fator a_{23} entre 0,9 (mínimo) e 2,0 (máximo).

Considerando uma probabilidade de avaria de 10%, o fator a_1 toma o valor de 1. Para a determinação da vida nominal (L_h), considerou-se o fator de esforço dinâmico de valor 3, que equivale a 14000horas (Tabela 3.13).

Resultou assim, uma vida mínima $L_f = 12600$ horas e uma vida máxima $L_f = 28000$ horas.

De acordo com os resultados obtidos, escolheu-se o rolamento SKF YAT 208.

7.1.5. Dimensionamento das chavetas (veio da estrutura de crivagem)

O veio do sistema de crivagem necessita de dar suporte a duas rodas dentadas, relativas ao sistema de transmissão de potência por corrente de elos. Por sua vez, o cubo das rodas dentadas possui um comprimento de 45mm, e por questões de irregularidades este deve ser aproximadamente 10mm mais longo do que o comprimento da chaveta. Neste sentido, de acordo com o diâmetro de 40mm do veio da estrutura de crivagem, consultando

a Tabela 3.19 escolheu-se uma chaveta com as seguintes dimensões normalizadas: $b=12\text{mm}$; $h=8\text{mm}$; $t_1=5\text{mm}$; $t_2=3,3\text{mm}$; $L_{min}=28\text{mm}$; $L_{max}=140\text{mm}$.

Considerando a resistência ao corte do material da chaveta, $\tau_{adm} = 70\text{MPa}$, da verificação ao corte através da equação (3.84) para o comprimento útil da chaveta, resultou $L > 6,0\text{mm}$. Por sua vez, considerando a resistência à compressão e esmagamento do material, $\sigma_{adm} = 130\text{MPa}$, da verificação à compressão e esmagamento através da equação (3.85) para o comprimento útil da chaveta, resultou $L > 13,0\text{mm}$.

Assim, de acordo com o dimensionamento escolheram-se duas chavetas paralelas A ISO/R 773 12x8x40 - St.

8. Dimensionamento dos elementos do mecanismo de separação

8.1. Dimensionamento dos veios

O dimensionamento vai considerar apenas o veio motor que é o veio mais solicitado e no final dos cálculos vai considerar-se para veio movido, o mesmo diâmetro calculado/verificado para o veio motor.

Para o dimensionamento dos veios do sistema de separação considerou-se o aço ao carbono Ck45, com as propriedades mecânicas já apresentadas na Tabela 7.1 do capítulo anterior.

8.1.1. Cálculo à cedência

Inicialmente considerou-se o carregamento definido nos diagramas de corpo livre apresentados nas Figuras 8.1 e 8.2.

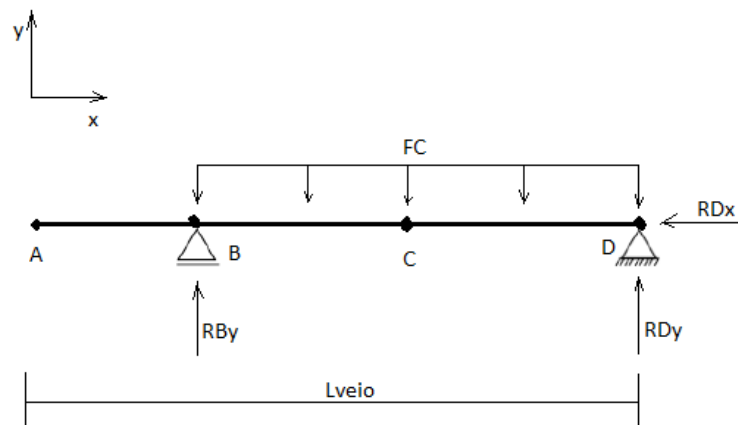


Figura 8.1 – Diagrama de corpo livre (esforços transversos).

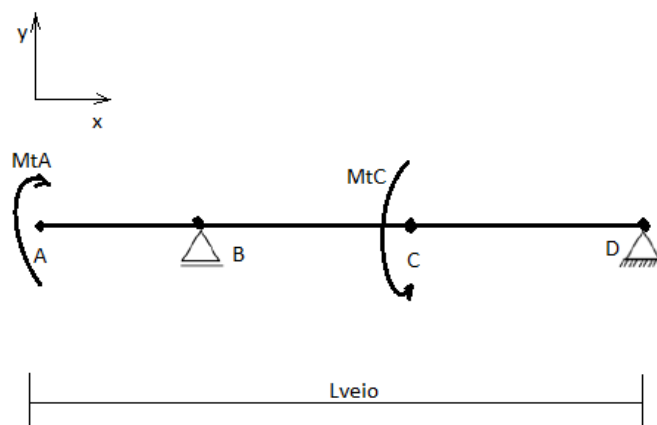


Figura 8.2 – Diagrama de corpo livre (esforços torçores).

As distâncias entre os esforços aplicados no veio, encontram-se definidas na Tabela 8.1.

Tabela 8.1 – Distâncias em milímetro entre os esforços aplicados no veio.

Distância A-B	Distância B-C	Distância C-D
90	170	170

Obtiveram-se os diagramas de esforços transversos, momentos fletores e momentos torçores, conforme apresentado na Figura 8.3, Figura 8.4 e Figura 8.5, respetivamente.

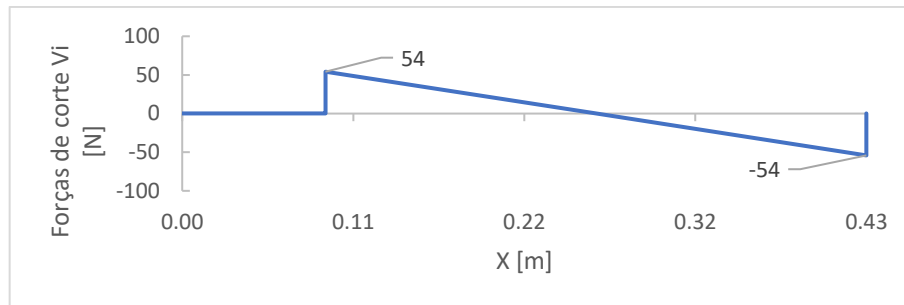


Figura 8.3 – Diagrama de esforços transversos V .

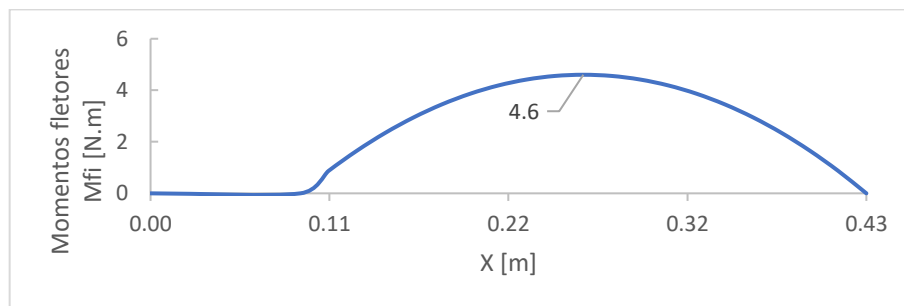


Figura 8.4 – Diagrama de momentos fletores M_f .

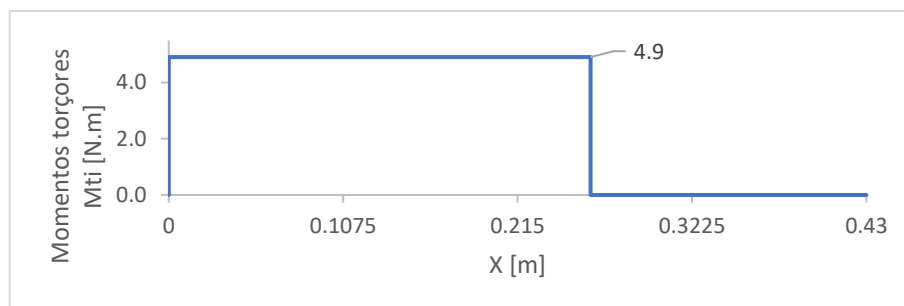


Figura 8.5 – Diagrama de momentos torçores M_t .

Analisando os diagramas de esforços atuantes, verifica-se que o ponto C corresponde ao local mais solicitado do veio. Assim, o cálculo do diâmetro mínimo através dos critérios de tensão limite de cedência, na secção de solicitação combinada mais severa, resultou:

- Critério de *Tresca*, ou da máxima tensão tangencial (secção circular):

$$D_{ponto\ C} \geq 7,00\text{mm};$$

- Critério de *Von Mises* ou da máxima energia de distorção (secção circular):

$$D_{\text{ponto } C} \geq 6,83\text{mm} \Rightarrow \text{adotamos } 7\text{mm}.$$

Estes critérios de dimensionamento estrutural consideram as tensões normais (σ_b), paralelas ao plano neutro do veio (com sentidos de tração ou compressão) e de corte (τ_t) que atuam na direção paralela à secção transversal do veio, devidas aos esforços de flexão (M_f) e torção (M_t), respetivamente. Assim, por forma a avaliar também as tensões de corte devidas aos esforços transversos, procedeu-se à avaliação da distribuição das tensões de corte compostas na secção mais crítica, verificada no ponto *B* (ver Figura 8.3). Deste modo, procedeu-se ao cálculo da tensão de corte máxima instalada na secção transversal *ABEN* do veio ilustrado na Figura 8.6, considerando o diâmetro de 7mm já calculado.

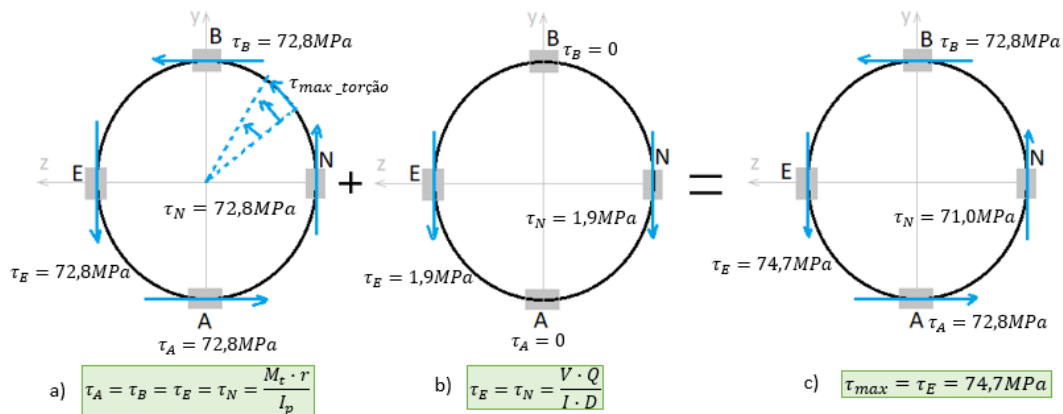


Figura 8.6 – Distribuição das tensões de corte compostas.

As tensões de corte instaladas na secção *ABEN* devidas ao momento torsor M_t , variam linearmente a partir do eixo central do veio e atingem o valor máximo na periferia da secção transversal do veio. Estas tensões de corte máximas, com o mesmo sentido do momento de torção interno M_t , e estão representadas nas zonas *A, B, E, N* da Figura 8.6a).

As tensões de corte devidas ao esforço cortante V e encontram-se representadas na Figura 8.6b), sendo que estas atuam de cima para baixo em coerência com o esforço cortante V . Nas zonas *A* e *B* estas tensões de corte são nulas, dado serem nulos os correspondentes momentos estáticos de inércia³⁵ Q e atingem o seu valor máximo ao nível do eixo neutro a reflexão *EN*.

Para se determinar a tensão de corte composta Máxima na secção, as tensões representadas na Figura 8.6a) e b), foram sobrepostas conforme ilustrado na Figura 8.6c). Assim, verificando-se a tensão de corte máxima na zona elementar *E* igual a 74,7MPa e

³⁵ O momento estático Q foi obtido pelo produto entre a área do semicírculo e a distância do seu centro de gravidade com a localização $\bar{y} = 4r/(3\pi)$ até o eixo neutro.

considerando a tensão admissível ao corte para um material dúctil $\tau_{adm} = (2/5) \cdot \sigma_y$ [18], procedeu-se à seguinte verificação:

$$\tau_{max} \leq \tau_{adm} \Leftrightarrow 74,7 \leq 122MPa \Rightarrow \text{Verifica!}$$

Pode concluir-se, assim, que a zona elementar E está localizada no eixo neutro à flexão da secção transversal do veio e não está sujeita a tensões normais.

8.1.2. Cálculo à rigidez

O veio encontra-se dimensionado quanto à tensão limite de cedência, contudo, pode ser demasiado flexível, exibindo uma flecha excessiva nos pontos de engrenamento, e rotação excessiva nos apoios. Assim, procedeu-se ao cálculo da flecha no ponto de engrenamento A e no ponto C, bem como ao cálculo da rotação nos apoios B e D.

- Flecha no ponto A: $\delta (x = 170; L1 = 170) = 3,58mm$;
- Flecha no ponto C: $\delta (x = 90; L1 = 170) = 2,58mm$.

Claramente, este veio é muito flexível. Apesar de satisfazer o critério de tensão limite de cedência, não poderá assegurar um engrenamento preciso do pinhão ou roda montados no ponto A. Assim, considerando $\delta_{max} = L_{veio}/100$ e uma vez que o momento de inercia de 2ª ordem depende da 4ª potência do diâmetro, obteve-se o diâmetro novo pela expressão:

$$D_{novo} = \sqrt[4]{D_{inicial}^4 \cdot \frac{\delta_{inicial}}{\delta_{novo}}} \Leftrightarrow D_{novo} = 10mm.$$

Relativamente à rotação nos apoios B e D , considerando o diâmetro novo de 10mm, resultou, $\theta(x = 170; L1 = 170) = 0,4^\circ$.

Por sua vez, considerando o diâmetro do veio de 10mm, calculou-se o ângulo de torção máximo ao longo do seu comprimento, obtendo-se o valor de $0,93^\circ$. Este valor excede o limite admissível $\phi_{max} = 0,12^\circ/0,48m$ (Tabela 3.2) logo o diâmetro do veio deve ser aumentado.

8.1.2.1. Verificação à fadiga

Para uma análise preliminar de falha, estimou-se o limite de resistência à fadiga $\sigma'_e = 290MPa$. Por sua vez, considerando 10000 ciclos de trabalho, o valor da resistência à fadiga, resultou: $\sigma_f = 419,5MPa$.

Para a tensão limite de fadiga da peça real a obter σ_e , obtiveram-se os seguintes fatores:

- $K_a = 0,60$
- $K_b = 0,97$

- $K_c = 1,0$
- $K_d = 1,0$
- $K_e = 0,81$
- $K_f = 1,24$
- $K_{fs} = 2$

Resultando, $\sigma_e = 170,16MPa$.

Considerando que o eixo está sujeito a cargas de flexão alternadas devido a componentes nele montados como engrenagens e torção constante devido ao binário, aproximadamente, constante fornecido pela tomada de força, a tensão de flexão é alternada e a torção é estável. Neste sentido, considerando $M_{tm} = 4,9N.m$ e $M_{fa} = 4,6N.m$, obtendo-se as tensões equivalentes, alternada $\sigma'_a = 58,13MPa$ e média $\sigma'_m = 86,54MPa$. Estas tensões foram validadas através de critérios de falha por fadiga, obtendo-se os resultados apresentados na Tabela 8.2.

Tabela 8.2 – Verificações através de critérios de falha por fadiga.

Critério	Fator de segurança ³⁶	Diâmetro (d) [mm]	Adotar o diâmetro (d) [mm]
Soderberg	1,6	12,52	13,0
Goodman	2,0	11,55	12,0
Gerber	2,5	7,35	8,0
Asme	2,3	7,63	8,0

Finalmente, de acordo com o cálculo à cedência, cálculo à rigidez e a verificação à fadiga, considerou-se o diâmetro final de 13mm.

8.1.3. Dimensionamento dos rolamentos

8.1.3.1. Capacidade de carga estática

Relativamente à capacidade de carga estática dos rolamentos a utilizar como suporte nos pontos B e D do veio, obtiveram-se os resultados apresentados na Tabela 8.3.

Tabela 8.3 – Valores para o cálculo da carga estática C_0 .

Parâmetro	Valor	Unidade
Capacidade de carga estática C_0	122,31	N
Coefficiente de segurança f_s	1,50	adimensional
Carga estática equivalente P_0	81,54	N
Fator radial X_0	0,60	adimensional
Fator axial Y_0	0,50	adimensional
Carga radial F_r	54,15	N

³⁶ Fator de segurança, considerando o diâmetro de 10mm.

Carga axial F_a	98,10	N
-------------------	-------	---

Para a escolha do rolamento selecionado, é necessário que se verifique a seguinte desigualdade: $C_0 \text{ calculada} < C_0 \text{ suportada} \Leftrightarrow 0,122kN < 4,75 \Rightarrow \text{Verifica!}$

8.1.3.2. Capacidade de carga dinâmica

Por sua vez, relativamente à capacidade de carga dinâmica dos rolamentos a escolher devem possuir, obtiveram-se os resultados apresentados na Tabela 8.4.

Tabela 8.4 – Valores para o cálculo da carga estática C .

Parâmetro	Valor	Unidade
Capacidade de carga dinâmica C	579,34	N
Coefficiente de rotação f_n	0,41	adimensional
Fator de esforços dinâmicos f_l	2,00	adimensional
Fator de temperatura f_t	1,00	adimensional
Carga dinâmica equivalente P	117,32	N
Fator radial X	0,56	adimensional
Fator axial Y	0,89	adimensional
Carga radial F_r	54,15	N
Carga axial F_a	98,10	N

Para a escolha do rolamento selecionado, é necessário que se verifique a seguinte desigualdade: $C_{calculada} < C_{suportada} \Leftrightarrow 0,579kN < 9,56 \Rightarrow \text{Verifica!}$

8.1.3.3. Vida útil do rolamento

De acordo com o dimensionamento/verificação do veio do sistema de separação, resultou um diâmetro mínimo de 13mm. Por sua vez, de acordo com as dimensões da roda dentada do sistema de transmissão por corrente de elos e considerando as dimensões da roda dentada pertencente à engrenagem montada nos veios do sistema de separação, resultou a necessidade de aumentar o diâmetro para 20mm. Neste contexto, para o cálculo do ângulo de torção máximo ao longo do comprimento do veio, obteve-se o valor de $0,06^\circ$ na extremidade livre A, logo, $\phi_{max} \leq 0,25^\circ/m \Leftrightarrow 0,06^\circ \leq 0,52^\circ \Rightarrow \text{Verifica!}$

Neste contexto, para o cálculo da vida útil dos pares de rolamentos que dão suporte aos veios do sistema de separação, considerou-se um rolamento com o diâmetro interno (d) de 20mm e diâmetro externo (D) de 47mm. Recorrendo aos gráficos presentes no ANEXO B, considerando $(D + d)/2 = 33,5\text{mm}$ e um regime de rotação de 205,2rpm, através do gráfico (a) obteve-se uma viscosidade relativa $v_1 = 100\text{mm}^2/\text{s}$.

No gráfico (b), para a temperatura ambiente de 25°C e uma viscosidade de óleo de $110\text{mm}^2/\text{s}$, a viscosidade de serviço (v) apresenta o valor de $290\text{mm}^2/\text{s}$.

No gráfico (c), para o rácio entre a viscosidade de serviço e a viscosidade relativa (v_1/v), obteve-se o fator a_{23} entre 1,5 (mínimo) e 2,9 (máximo).

Considerando uma probabilidade de avaria de 10%, o fator a_1 toma o valor de 1. Para a determinação da vida nominal (L_h), considerou-se o fator de esforço dinâmico de valor 3, que equivale a 14000 horas (Tabela 3.13).

Resultou assim, uma vida mínima $L_f = 21000$ horas e uma vida máxima $L_f = 40600$ horas.

De acordo com os resultados obtidos, escolheu-se o rolamento SKF YAT 204.

8.1.4. Dimensionamento das chavetas (veios mecanismo de separação)

Considerando o diâmetro do veio motor do mecanismo de separação igual a 20mm, consultando a Tabela 3.19, escolheu-se uma chaveta com as seguintes dimensões normalizadas: $b=6\text{mm}$; $h=6\text{mm}$; $t_1=3,5\text{mm}$; $t_2=3,8\text{mm}$; $L_{min}=14\text{mm}$; $L_{max}=70\text{mm}$.

Considerando a resistência ao corte do material da chaveta, $\tau_{a adm} = 70\text{MPa}$, da verificação ao corte através da equação (3.84) para o comprimento útil da chaveta, resultou $L > 1,2\text{mm}$. Por sua vez, considerando a resistência à compressão e esmagamento do material, $\sigma_{a adm} = 130\text{MPa}$, da verificação à compressão e esmagamento através da equação (3.85) para o comprimento útil da chaveta, resultou $L > 1,5\text{mm}$.

Decorrente do dimensionamento do sistema de transmissão por corrente de elos, o cubo da roda dentada possui uma largura de 40mm, do mesmo modo, de acordo com o dimensionamento da engrenagem montada nos veios do sistema de separação, o cubo das rodas dentadas possui igualmente uma largura de 40mm. Assim, considerando que o comprimento do cubo deve ser, aproximadamente, 10mm mais longo do que o comprimento da chaveta [16], de acordo com o dimensionamento verifica-se a necessidade de utilizar uma chaveta paralela A ISO/R 773 6x6x32 – St e duas chavetas paralelas A ISO/R 773 6x6x50 – St, uma vez que o veio motor dá suporte a duas rodas dentadas e o veio movido possui apenas uma roda dentada.

9. Conclusões e propostas para trabalhos futuros

9.1. Conclusões

O presente estudo teve como principal motivação o dimensionamento de uma máquina de recolha e limpeza de castanhas, capaz de suprimir a falta de mão de obra que se faz sentir em regiões de montanha. A redução do tempo e custo da operação de coleta, garantindo o aumento da qualidade do produto com um trabalho mais atempado, foram também questões tidas em consideração.

Com o estudo do modo de funcionamento dos tipos de máquinas já desenvolvidas, verificou-se que a maioria revela dificuldades em operar em terrenos íngremes, uma vez que a própria configuração do sistema de remoção de detritos, permite apenas um trabalho eficaz em terrenos planos. Neste contexto, considerou-se como ponto de partida a criação de uma máquina idealmente operável por apenas uma pessoa, com a capacidade de trabalhar em declives de forma eficiente e ser compatível com a montagem em tratores agrícolas.

Numa fase inicial de projeto, procedeu-se à modelação geométrica do chassis da máquina e dos restantes elementos através do *software* SOLIDWORKS, recorrendo-se a ferramentas específicas de membros estruturais no caso do chassis e de chapa para grande parte dos restantes elementos. Durante esta fase foi perceptível a importância das tolerâncias dimensionais nos ajustamentos, para ser possível a ligação entre componentes.

Para ser exequível o ajuste de nível do corpo da máquina, foi concebida uma estrutura adicional unida ao chassis por dois atuadores hidráulicos e um elemento articulado com dois graus de liberdade, permitindo compensar inclinações transversais e longitudinais. Uma vez que esta estrutura desempenha um papel importante face à integridade de todos os órgãos mecânicos, efetuou-se uma análise estrutural com recurso ao método de elementos finitos para avaliar o seu comportamento após a aplicação de forças permanentes, resultantes do peso próprio de todos os constituintes, bem como, das forças momentâneas resultantes da massa do material aspirado. Este procedimento permitiu testar várias secções tubulares com diferentes larguras e espessuras até à obtenção de deslocamentos e coeficiente de segurança aceitáveis. Como escolha final, considerou-se o tubo estrutural de secção transversal quadrada de 40mm de altura e 4mm de espessura produzido em aço S355JR, que permitiu obter um deslocamento máximo de 2,9cm na extremidade da secção de suporte de sacas ou caixas relativas ao armazenamento das castanhas. Este valor mostra que a estrutura apresenta elevada flexibilidade, contribuindo positivamente para a resistência a possíveis impactos. Resultou também um fator de segurança de 1,34 no local de conexão da barra superior do

sistema tripolar de engate do trator agrícola, onde a combinação de esforços axiais e esforços fletores se revelou mais severa, podendo considerar-se um fator de segurança aceitável.

Relativamente ao dimensionamento dos órgãos mecânicos, inicialmente, procedeu-se ao cálculo dos veios, sendo que o dimensionamento destes componentes envolveu três fases distintas. Na primeira fase, considerando os esforços atuantes, efetuou-se o cálculo à cedência através de critérios de resistência. Na fase posterior avaliou-se a rigidez, onde se verificou que, mesmo estando os veios bem dimensionados quanto a um critério de resistência, estes apresentaram elevada flexibilidade, exibindo uma flecha, rotação e ângulo de torção excessivos e que são incompatíveis com o normal funcionamento dos elementos a que os veios dão suporte. Na última fase, foi efetuada a verificação à fadiga através dos critérios mais comuns, verificando-se que desta fase de verificação, resultou o incremento do diâmetro obtido nas fases anteriores de cálculo à cedência e à rigidez.

Após o cálculo dos veios, o dimensionamento dos vários componentes, foi efetuado, de forma sequencial, de acordo com a sequência de transmissão de potência. Durante a fase de dimensionamento dos elementos transmissores de potência foi perceptível a importância do dimensionamento/verificação à fadiga, uma vez que um componente solicitado com cargas cíclicas, apesar de satisfazer um critério de tensão limite de cedência na secção onde se verifica a solicitação combinada mais severa, sob a ação de cargas cíclicas, o componente pode falhar, mesmo com solicitações de fadiga inferiores à tensão de rotura do material, ou até que a tensão de cedência.

Após a conclusão do dimensionamento dos órgãos mecânicos, procedeu-se à criação dos desenhos de definição e de conjunto que se traduziu na fase mais morosa do projeto devido ao considerável número de peças.

Em suma, pode concluir-se que os objetivos inicialmente estabelecidos, foram concluídos com sucesso, resultado uma base sólida para futuros desenvolvimentos. O principal contributo do projeto, resume-se no aprofundamento de algumas matérias, reforçando assim a componente técnica inerente à instituição.

9.2. Propostas para trabalhos futuros

Este projeto pode ser considerado como uma primeira aproximação para o fabrico de uma máquina de recolha e limpeza de castanhas. Tentou-se investigar quais os aspetos a melhorar face aos equipamentos já existentes e foram implementadas algumas melhorias como o sistema de separação, o sistema de ajuste de nível do chassis e a implementação se

elementos modulares, priorizando-se as ligações aparafusadas, facilitando a substituição de componentes e operações de limpeza.

Futuros desenvolvimentos propostos incluiriam a criação de um protótipo onde seria incluído um sistema de auto nivelamento que permitisse o ajuste do corpo da máquina em situações de operação em declive, através do ajuste inteligente do curso dos cilindros hidráulicos já implementados. Não menos importante seria o dimensionamento das bombas centrífugas que possibilitam a coleta das castanhas a partir do solo e o seu movimento no interior da máquina através de vácuo.

Bibliografia

- [1] R. Costa, Manual de Boas Práticas de Fruticultura - 6.º Fascículo | Castanheiro, Oeiras, Lisboa: Revista Frutas, Legumes e Flores, em parceria com INIAV, I.P. (Estação Nacional de Fruticultura Vieira Natividade) e COTR, 2020.
- [2] Agência Lusa, “Produção de castanha pode crescer 20% nesta campanha,” 6 Novembro 2021. [Online]. Available: <https://www.publico.pt/2021/11/06/economia/noticia/producao-castanha-crescer-20-campanha-1983926>. [Acedido em 2022 janeiro 20].
- [3] J. Laranjo, J. Cardoso, E. Portela e C. Abreu, Castanheiros, Vila Real: Esag- Estúdio de Artes Gráficas Lda., 2007.
- [4] Michigan State University, “Chestnuts,” 2022. [Online]. Available: https://www.canr.msu.edu/chestnuts/harvest_storage/harvesting. [Acedido em 15 janeiro 2022].
- [5] A. Almeida e Â. Monteiro, “Farm Machinery and Processes Management in Sustainable Agriculture,” em *Performance of a Chestnut Vacuum Harvester – First Results*, Lublin, Poland, 2019.
- [6] Cifarelli S.p.A., “Vacuum V1200E,” 2022. [Online]. Available: <https://www.cifarelli.it/index.php/Prodotto?l=2&p=9>.
- [7] Tekna SRL., “Harvesters,” 2017. [Online]. Available: <https://www.tekna-srl.com/en/product-range/harvesters.html>.
- [8] Giampi S.r.l., “Suction Harvester Model Star 111,” 2019. [Online]. Available: <https://www.giampimacchineagricole.com/en/star-111-aspirazione-2/>.
- [9] GF Costruzioni Macchine Agricole srl, “Mechanical Mounted Harvester - Jolly 1500,” 2022. [Online]. Available: <https://www.gf-srl.it/en/harvesters-machines/jolly-1500/>.
- [10] Monchiero & C. Snc, “Le macchine Monchiero,” 2022. [Online]. Available: <https://www.monchiero.com/>.
- [11] H. Zhou, L. Hu, X. Luo, L. Tang, P. Du, T. Mao, R. Zhao e J. He, “Design and test of laser-controlled paddy field levelling-beater,” pp. 58 - 61, January 2020.

- [12] Hillco Technologies, “Leving Systems,” 21 March 2022. [Online]. Available: <https://www.hillcotechnologies.com/>.
- [13] Faber-Com srl., “Harvester Self Levelling System,” Italy, 2022.
- [14] J. Peça, “Máquinas Agrícolas Automotrizes,” Universidade de Évora - Escola de Ciência e Tecnologia, Évora, 2019.
- [15] New Holland Agriculture, “Ceifeiras Debulhadoras TC - TIER 4B,” 2022. [Online]. Available: <https://assets.cnhindustrial.com/nhag/eu/pt-pt/assets/pdf/combine-harvesters/tc-tier-4b-brochure-portugal-pt.pdf>. [Acedido em 6 fevereiro 2022].
- [16] J. Collins, H. Busby e G. Staab, Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas - 2ª Edição, Rio de Janeiro: CLivros Técnicos e Científicos Editora (LTC), 2019.
- [17] A. Completo e F. Q. d. Melo, Introdução ao Projeto Mecânico - 2.ª edição, Porto: Quântica Editora - Conteúdos Especializados, Lda, 2019.
- [18] R. G. Budynas e J. Nisbertt, Elementos de Máquinas de Shigley's - 8.ª Edição, Porto Alegre - Brasil: Artmed Editora S.A. e Mcgraw-Hill Education, 2011.
- [19] P. Gomes, Resistência dos Materiais, Porto: Lidergraf, S.A., 2015.
- [20] P. Flores e J. Gomes, Cinemática e Dinâmica de Engrenagens: Teoria e Exercícios de Aplicação, Porto: Publindústria, Edições Técnicas, 2018.
- [21] B. Farahmand, G. Bockrath e J. Galassco, Fatigue and fracture mechanics of high risk parts: Application of LEFM & FMDM theory, New York: Chapman & Hall, 1997.
- [22] J. Martin, Mechanical Behavior of Engineering Materials., Englewood Cliffs, N.J.: Prentice-Hall, 1962.
- [23] FAG Ltda., “Rolamentos FAG: Rolamentos de esferas; Rolamentos de rolos; Caixas; Acessórios,” 2022.
- [24] SKF, “Rolamentos de esferas,” 2022. [Online]. Available: https://www.skf.com/binaries/pub45/Images/0901d19680416a2b-10000_2-PT-BR---Rolling-bearings_tcm_45-121486.pdf#cid-121486.

- [25] SKF, “Massa biodegradável LGGB 2,” 2022. [Online]. Available: <https://www.skf.com/pt/products/lubrication-management/lubricants/biodegradable>.
- [26] J. Morais, *Desenho Técnico Básico 3 - 26ª edição*, Porto: Porto Editora, Lda., 2020.
- [27] S. Melconian, *Elementos de Máquinas - 9ª Edição*, São Paulo: Érica, 1991.
- [28] Gates Europe, “Design Manual - Industrial V-belts,” Belgium, 2004.
- [29] R. Campilho, *Método dos Elementos Finitos - Ferramentas para Análise Estrutural*, Porto: Publindústria, 2012.
- [30] Dana Brevini S.p.a., “P.T.O. Gearboxes - Technical Catalogue,” Italy, 2018.
- [31] Correias e Acessórios Industriais, Lda, “Cylindrical Gears,” Lisboa, 2020.
- [32] Makishinko, “Makishinko Worm Reducer S.A Series (Single Reduction),” Japan, 2022.
- [33] International Organization of Standardization, “ISO 76 Rolling bearing - Static load ratings,” 2006.
- [34] International Organization of Standardization, “ISO 208 Rolling bearings - Dynamic load ratings,” 2007.
- [35] Instituto Nacional de Investigação Agrária e Veterinária, I.P., “Estudo Económico do Desenvolvimento da Fileira da Castanha,” *Forum Florestal - Estrutura Federativa da Floresta Portuguesa*, Oeiras, Lisboa, 2018.
- [36] J. Carvalho e P. Moraes, *Órgãos de Máquinas - Dimensionamento*, Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora, 1978.
- [37] P. Martins, *Desenho de Construção Metálomecânica*, Lisboa: FCA - Editora Informática, Lda, 2020.

Anexos

ANEXO A – Parâmetros relativos ao cálculo à fadiga

ANEXO B – Cálculo da vida útil de rolamentos (fator a23)

ANEXO C – Engrenagem de eixos paralelos e dentada reto

ANEXO D – Características geométricas de um enchavetamento

ANEXO E – Transmissão de potência para correia

ANEXO F – Transmissão de potência por correntes de elos

ANEXO G – Multiplicador e redutor utilizados

ANEXO H – Rolamentos

ANEXO I – Desenhos de definição

ANEXO J – Desenhos de conjunto

ANEXO A – Parâmetros relativos ao cálculo à fadiga

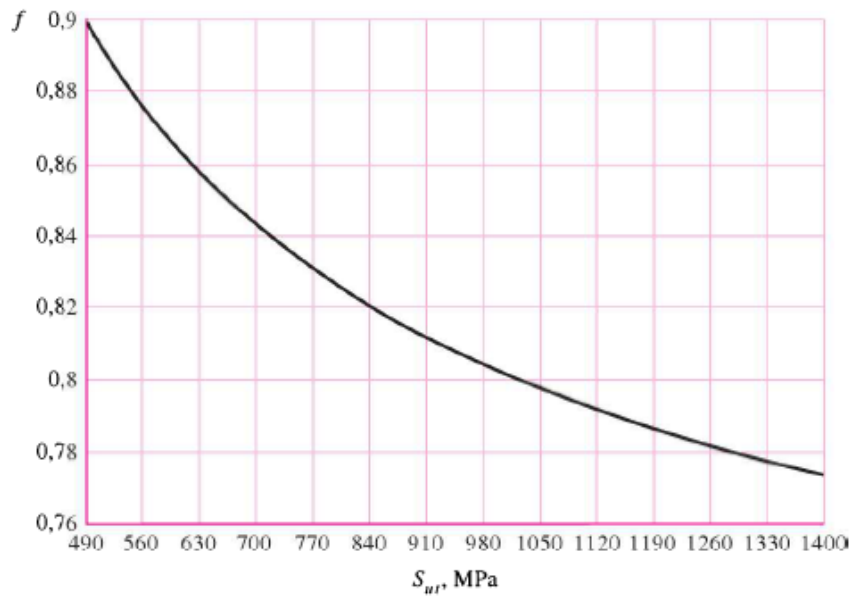


Figura A.1 - Fração da resistência à fadiga f de σ_u a 10^3 ciclos para $\sigma_e = \sigma'_e = 0,5 \cdot \sigma_u$.

Tabela A.1 – Efeito da temperatura de operação na resistência à tração do aço.

Temperatura, °C	K_d (σ_T/σ_{RT})
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020

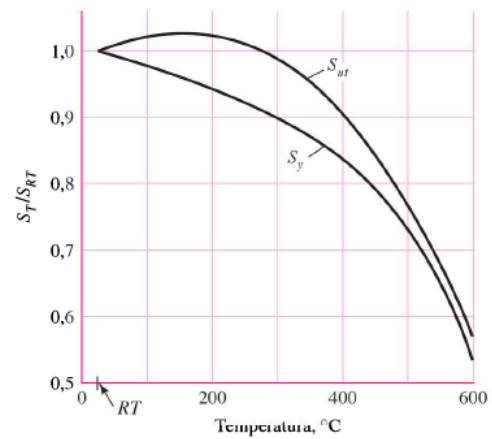


Figura A.2 – Resultados de 145 testes de 21 aços ao carbono e aços-liga mostrando o efeito da temperatura de operação na tensão de cedência σ_y e máxima tensão admissível σ_u [17].

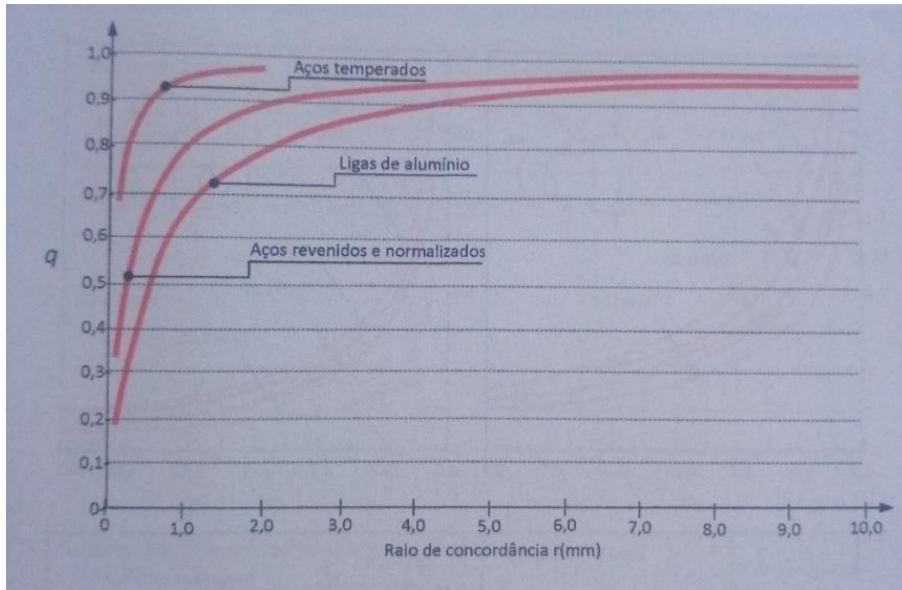


Figura A.3 – Índice de sensibilidade ao entalhe (q) de aços e ligas de alumínio.

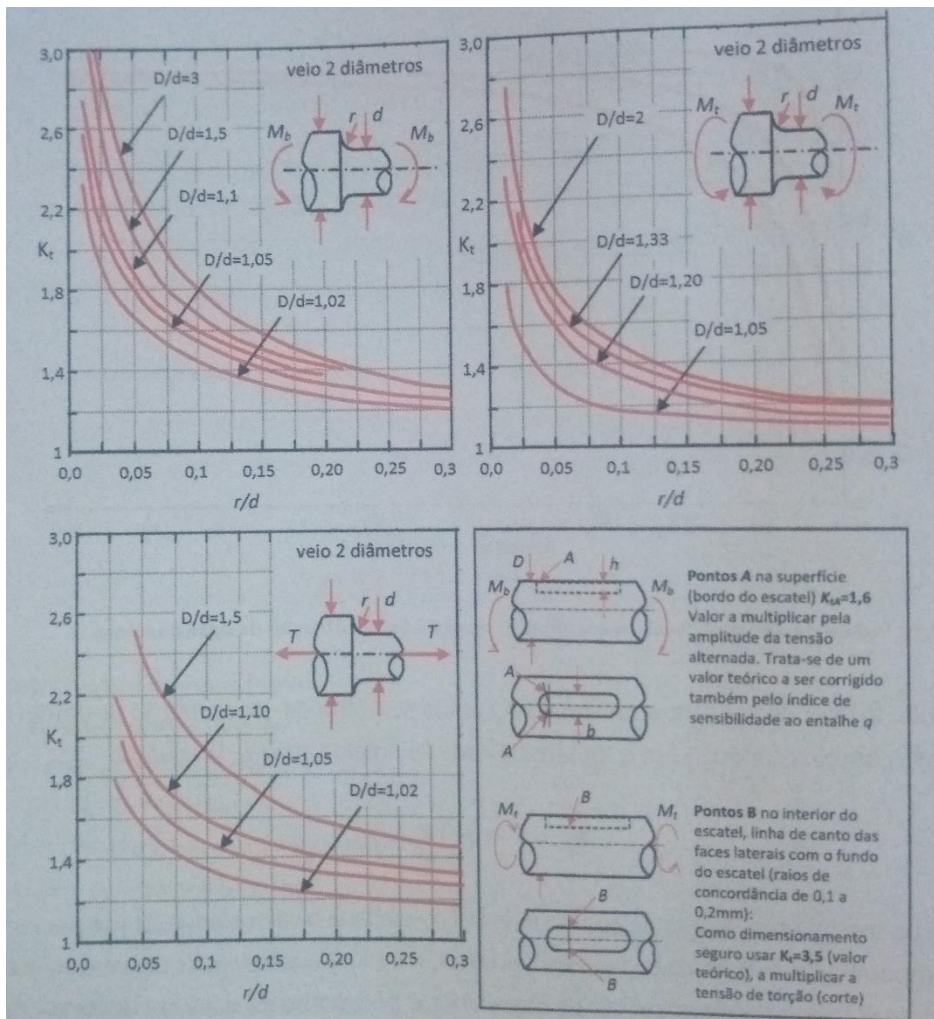


Figura A.4 – Fator K_t para veios sob flexão (M_f) com transição de secção; Fator K_t para veios sob torção (M_t) com transição de secção; Fator K_t para veios sob tensão axial (T) com transição de secção; Fator K_t para veios com chavetas ou escatéis em flexão e torção.

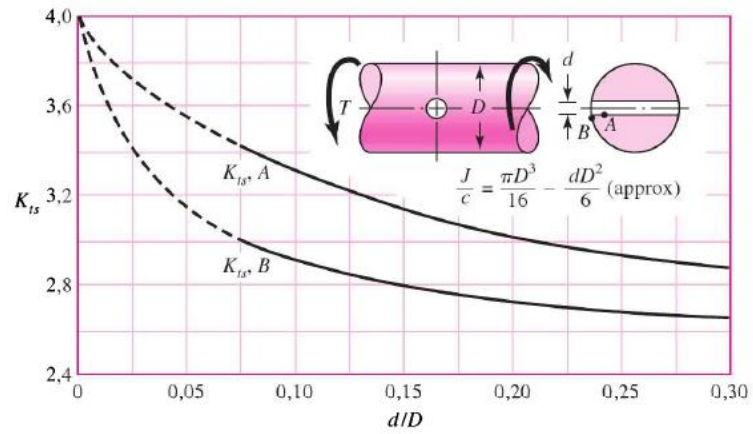


Figura A.5 – Fator K_t para veios sob torção com furo transversal.

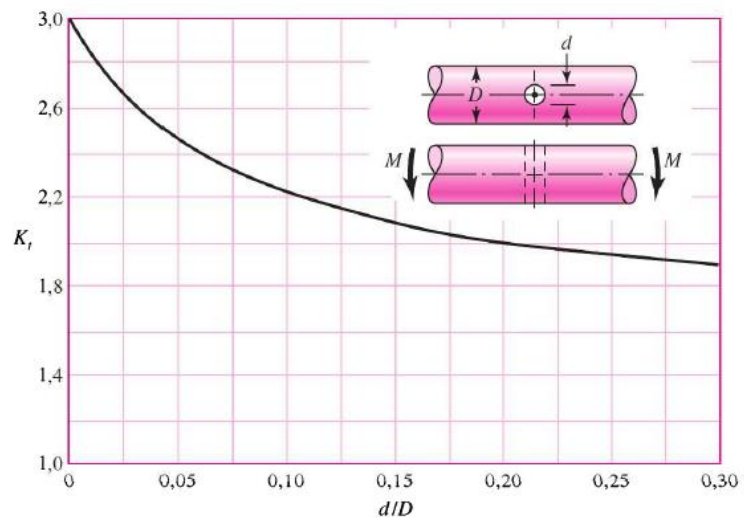


Figura A.6 – Fator K_t para veios sob flexão com furo transversal.

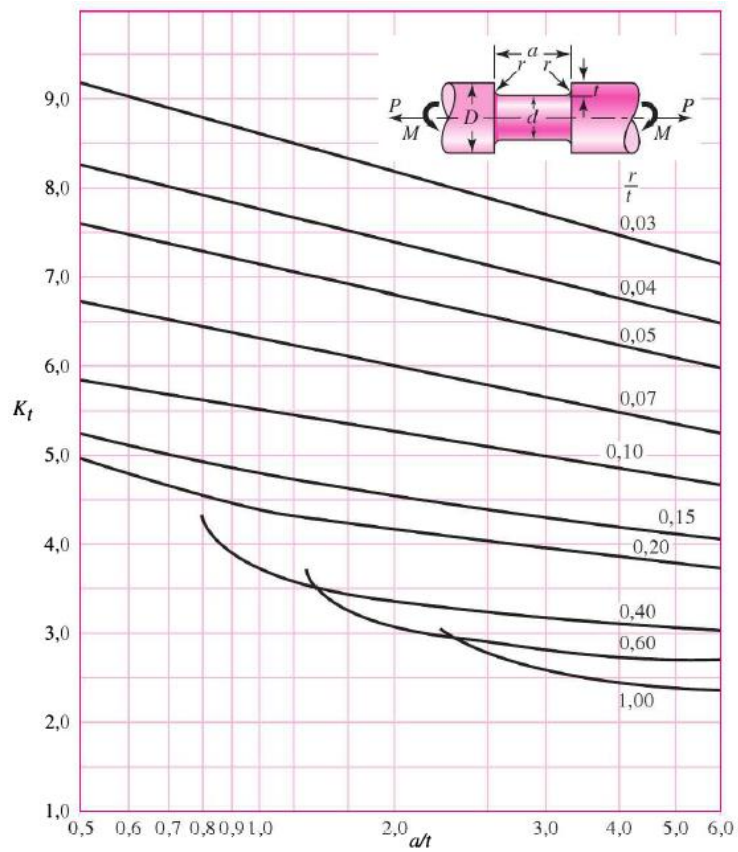


Figura A.7 – Fator K_t para veios sob flexão ou tração com ranhura.

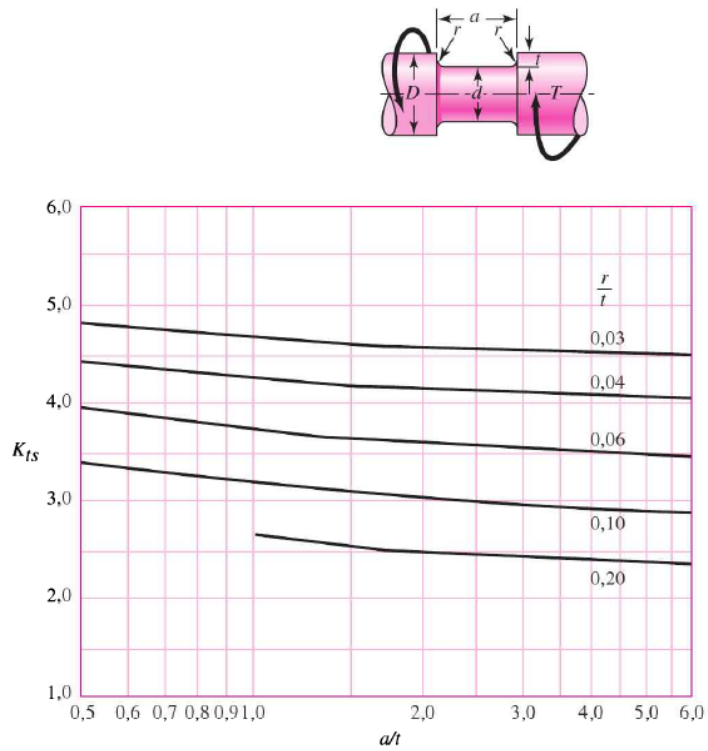


Figura A.8 – Fator K_t para veios sob torção com ranhura.

ANEXO B – Cálculo da vida útil de rolamentos (fator a_{23})

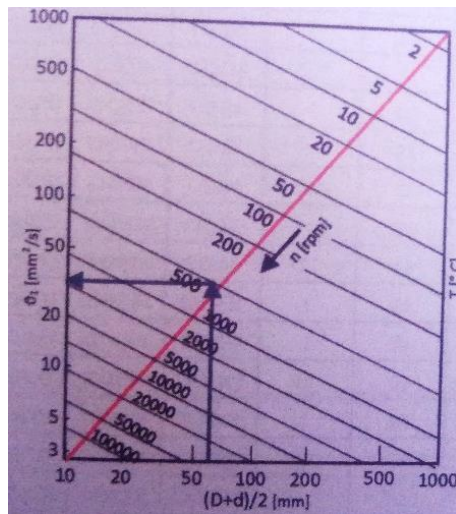


Figura B.1 – Gráfico (a) para a obtenção da viscosidade relativa v_1 .

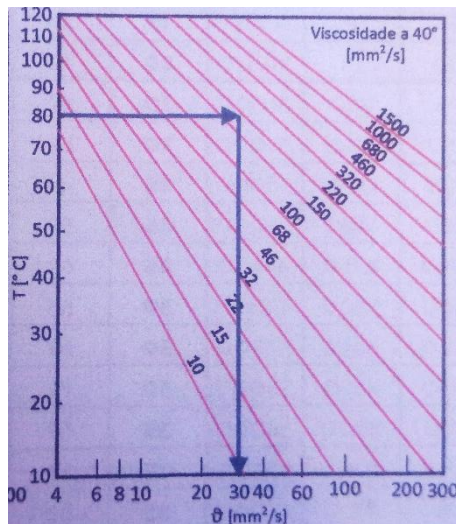


Figura B.2 – Gráfico (b) para a obtenção da viscosidade de serviço v .

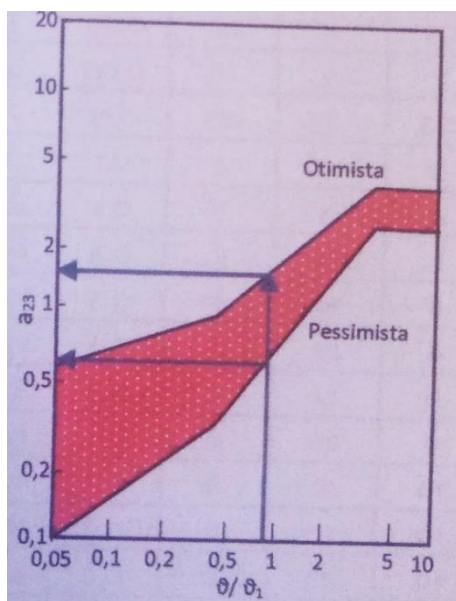


Figura B.3 – Gráfico (c) para a obtenção do fator a_{23} .

ANEXO C – Engrenagem de eixos paralelos e dentada reto

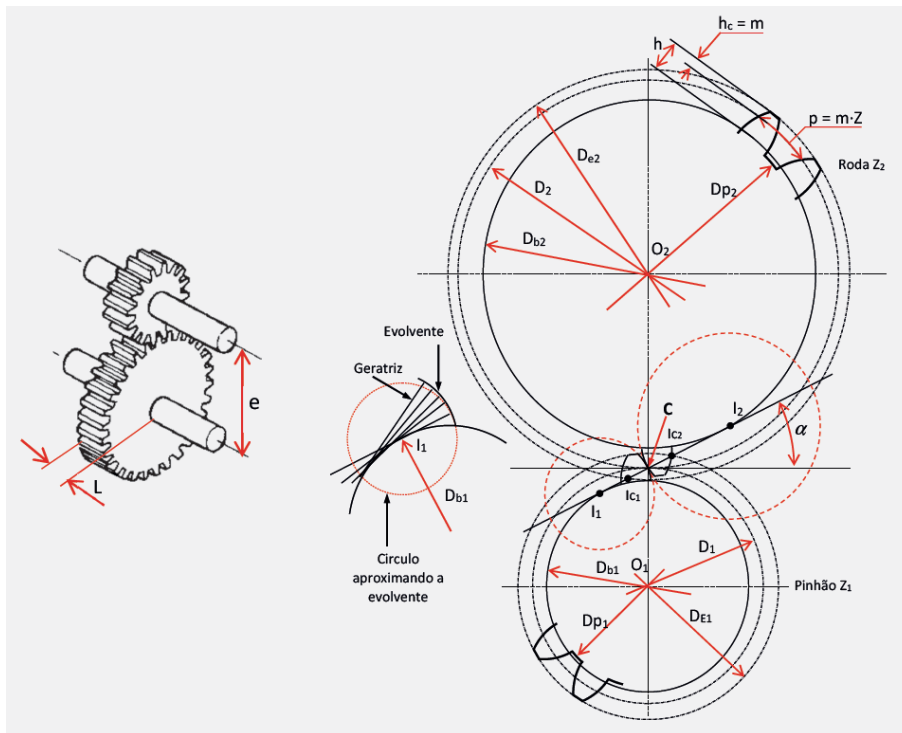


Figura C.1 - Principais características geométricas de uma engrenagem de eixos paralelos e dentada reto [16].

MODULO 4
ANGULO DI PRESSIONE 20°

A	B
60	40

Materiale: Acciaio C45

Z	codice	de	dp	dm	D1	Kg.
12	401040012	56	48	35	14	0.63
13	401040013	60	52	40	14	0.78
14	401040014	64	56	45	14	0.93
15	401040015	68	60	45	14	1.05
16	401040016	72	64	50	16	1.20
17	401040017	76	68	50	16	1.33
18	401040018	80	72	50	16	1.47
19	401040019	84	76	60	16	1.75
20	401040020	88	80	60	16	1.90
21	401040021	92	84	70	16	2.22
22	401040022	96	88	70	16	2.39
23	401040023	100	92	75	20	2.60
24	401040024	104	96	75	20	2.79
25	401040025	108	100	75	20	2.98
26	401040026	112	104	75	20	3.18
27	401040027	116	108	75	20	3.39
28	401040028	120	112	75	20	3.60
29	401040029	124	116	75	20	3.83
30	401040030	128	120	75	20	4.06
31	401040031	132	124	80	20	4.39
32	401040032	136	128	80	20	4.64

Z	codice	de	dp	dm	D1	Kg.
110	411040110	448	440	30	30	47.38
114	411040114	464	456	30	30	50.91

Figura C.2 – Dimensões de engrenagem de eixos paralelos e dentada reto [30].

Tabela C.1 – Tensão máxima admissível (σ_u) e tensão limite de fadiga em flexão (σ_{b_limite}), em engrenagens sem endurecimento superficial [16].

Material	Designação DIN	σ_u (MPa)	σ_{b_limite} (MPa)
Aço vazado	ST370	370	104
	ST460	460	132
	ST520	550	158
Aço ao carbono normalizado	C25	390	138
	C35, C25, C43	450 - 580	158 - 190
	C35, C25, C45, C50, C60	610 - 740	195 - 215
	C50, C60	810	225
Aço ao carbono temperado (óleo)	C50, C40, 2C45	710	235
	C50, C40, C45, C50, C60	740 - 870	240 - 260
	C50, C60	900	265
	35Mn5	710 - 810	250 - 285
Aços ligados temperados (óleo)	35Mn5, 30NiCr14, 42CrMo4	840 - 980	295 - 340
	35Mn5, 30NiCr14, 42CrMo4	980	340
	30NiCr14, 42CrMo4, 34NiCrMo6	1030	365
	42CrMo4, 34NiCrMo6	1060 - 1100	375 - 390
	34NiCrMo6	1170	410

Tabela C.2 – Tensão máxima admissível (σ_u) e tensão limite de fadiga em flexão (σ_{b_limite}), em engrenagens com endurecimento superficial [16].

Material	Designação DIN	σ_u (MPa)	σ_{b_limite} (MPa)
Aço ao carbono	C50	550 - 610	210 - 215
	C40, C50	640	220
Aços carbono temperado (óleo)	C50, C40, 2C45	680 - 710	230 - 235
	C50, C40, C45, C50, C60	740	240
	C50, C40, C45, C50, C60	770 - 870	245 - 260
	C50, C60	900	265
Aços ligados temperados (óleo)	35Mn5	710 - 810	250 - 285
	35Mn5, 30NiCr14, 42CrMo4	840 - 980	295 - 340
	30NiCr14, 42CrMo4, 34NiCrMo6	1030	365

Tabela C.3 – Tensão máxima admissível (σ_u) e tensão limite de fadiga de contacto (*Hertz*) ($\sigma_{H,limite}$), em engrenagens sem endurecimento superficial [16].

Material	Designação DIN	Dureza no núcleo (HB)	σ_u (MPa)	$\sigma_{H,lim}$ (MPa)
Aço vazado	ST370	-	370	340
	ST460	-	460	360
	ST490	-	490	370
	ST520	-	600	400
Aço normalizado	C25	130	420	425
	C35, C25, C43	140 - 180	450 - 580	440 - 490
	C35, C25, C45, C50, C60	190 - 250	610 - 810	500 - 575
Aço temperado (óleo)	C35, C25, C45, C50, C60	160 - 220	510 - 710	510 - 600
	C35, C25, C45, C50, C60	230 - 290	740 - 930	610 - 700
	C50, C60	300	970	710
	C50	310 - 340	1000 - 1100	725 - 770
	C50, C40	350	1130	785
Aços ligados temperados (óleo)	35Mn5		710 - 810	700 - 745
	35Mn5, 30NiCr14, 42CrMo4		840 - 980	760 - 825
	30NiCr14, 42CrMo4, 34NiCrMo6		1000 - 1260	840 - 950
	42CrMo4, 34NiCrMo6		1300 - 1350	965 - 980

Tabela C.4 – Dureza (HB) e tensão limite de fadiga de contacto (*Hertz*) ($\sigma_{H,limite}$), em engrenagens com flanco com endurecimento superficial por indução [16].

Material	Designação DIN	Tratamento	Dureza no núcleo (HB)	$\sigma_{H,lim}$ (MPa)
Aço ao carbono estrutural	C40; C43	Normalizado	420 - 500	770 - 870
			520 - 600	900 - 960
Aço ao carbono	C40; C43	Têmpera e revenido	500 - 580	960 - 1050
			600 - 680	1065 - 1095
Aços de liga	35Mn5, 30NiCr14, CrMo4, 41CrMo4, 34CrNiMo6	Têmpera e revenido	520	1120
			560	1170
			600	1210
			640	1240
			680 +	1260

ANEXO D – Características geométricas de um enchavetamento

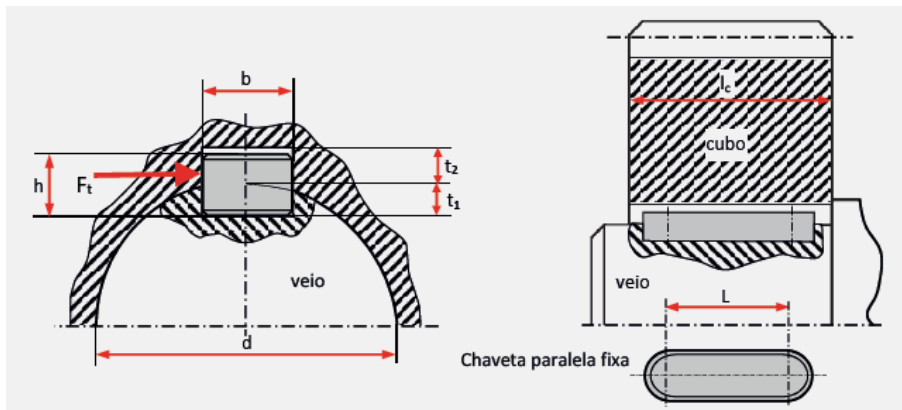


Figura D.1 – Representação de chave paralela montada: dimensões e força tangencial [16].

ANEXO E – Transmissão de potência para correia

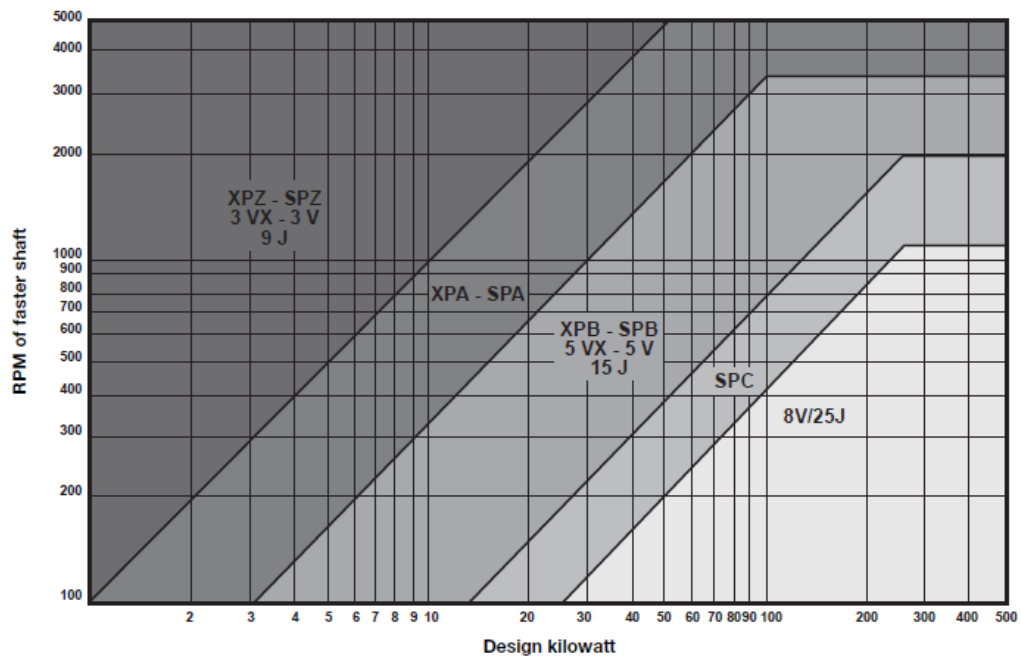


Figura E.1 – Gráfico de seleção de seção transversal para correias em V [27].

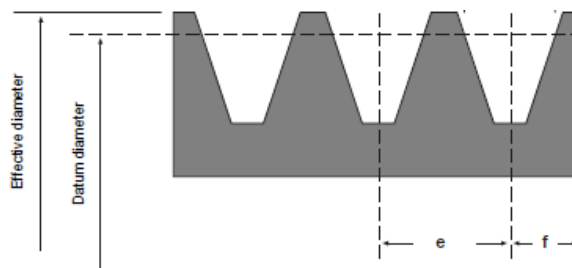
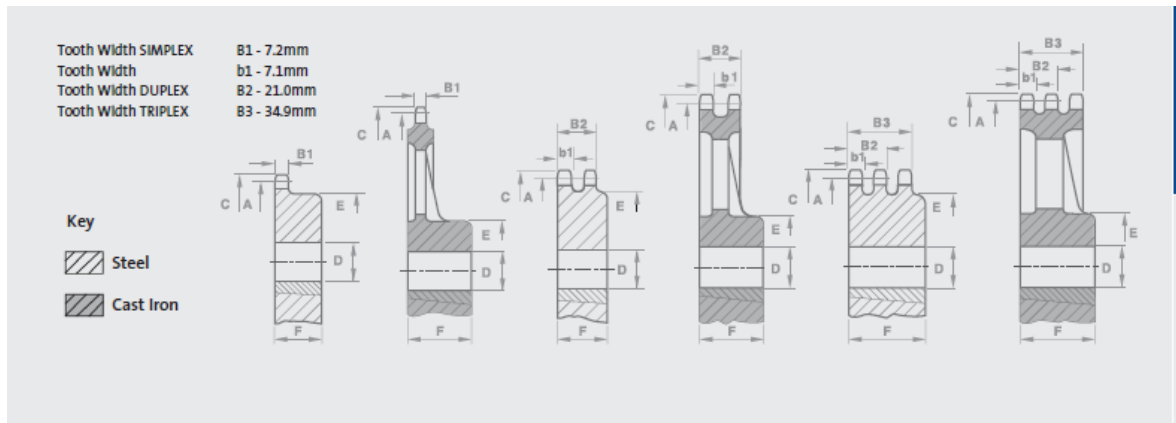


Figura E.2 – Nomenclatura de uma polia de três correias [27].

ANEXO F – Transmissão de potência por correntes de elos

GKW Nº	ASA Nº	Passo	Rolo		Lateral		Piso G	Largura L / LL mm	Carga de ruptura N
			Largura B	Diâmetro D	Espessura T	Altura H = mm			
SIMPLEX									
Import.	40	1/2"	5/16"	5/16"	1,5 mm	12,0	5/32"	15,5	15.000
Import.	50	5/8"	3/8"	0,400"	2,0 mm	15,2	3/16"	20,2	20.000
S 401	60	3/4"	1/2"	15/32"	2,5 mm	18,4	1/4"	24,6	25.000
S 501	80	1"	5/8"	5/8"	1/8"	24,4	5/16"	32,5	43.000
S 601	100	1 1/4"	3/4"	3/4"	3/16"	29,0	3/8"	41,5	70.000
S 701	120	1 1/2"	1"	7/8"	3/16"	34,0	7/16"	48,5	100.000
S 801	140	1 3/4"	1"	1"	1/4"	42,0	1/2"	57,0	135.000
S 901	160	2"	1 1/4"	1 1/8"	1/4"	47,6	9/16"	63,5	170.000
S 901 R	160 H	2"	1 1/4"	1 1/8"	5/16"	47,6	9/16"	70,0	200.000
S 901 RR	-	2"	1 1/4"	1 1/8"	3/8"	47,6	3/4"	77,0	260.000
S 1001	200	2 1/2"	1 1/2"	1 9/16"	5/16"	57,0	51/64"	76,0	275.000
DUPLEX									
Import.	D 40	1/2"	5/16"	5/16"	1,5 mm	12,0	5/32"	31,5	250.000
Import.	D 50	5/8"	3/8"	0,400"	2,0 mm	15,2	3/16"	39,2	40.000
S 402	D 60	3/4"	1/2"	15/32"	2,5 mm	18,4	1/4"	47,2	50.000
S 502	D 80	1"	5/8"	5/8"	1/8"	24,4	5/16"	65,0	86.000
S 602	D 100	1 1/4"	3/4"	3/4"	3/16"	29,0	3/8"	78,5	140.000
S 702	D 120	1 1/2"	1"	7/8"	3/16"	34,0	7/16"	93,5	200.000
S 802	D 140	1 3/4"	1"	1"	1/4"	42,0	1/2"	138,0	270.000
S 902	D 160	2"	1 1/4"	1 1/8"	1/4"	47,6	9/16"	122,5	340.000
S 1002	D 200	2 1/2"	1 1/2"	1 9/16"	5/16"	57,0	51/64"	147,0	550.000
TRIPLEX									
S 403	E 60	3/4"	1/2"	15/32"	2,5 mm	18,4	1/4"	70,7	75.000
S 503	E 80	1"	5/8"	5/8"	1/8"	24,4	5/16"	95,0	129.000
S 603	E 100	1 1/4"	3/4"	3/4"	3/16"	29,0	3/8"	117,5	210.000
S 703	E 120	1 1/2"	1"	7/8"	3/16"	34,0	7/16"	139,5	300.000
S 803	E 140	1 3/4"	1"	1"	1/4"	42,0	1/2"	161,0	405.000
S 903	E 160	2"	1 1/4"	1 1/8"	1/4"	47,6	9/16"	181,5	510.000
S 1003	E 200	2 1/2"	1 1/2"	1 9/16"	5/16"	57,0	51/64"	218,0	825.000

Figura F.1 – Forças de rotura admissíveis para correntes de elos [26].



Technical Details (mm)			Simplex				Duplex				Triplex						
No. of Teeth	PCD	Top Diam.	Part No.	Bore	Bore	Boss Diam.	Dist. Thro.	Part No.	Bore	Bore	Boss Diam.	Dist. Thro.	Part No.	Bore	Bore	Boss Diam.	Dist. Thro.
				MIN	MAX				MIN	MAX				MIN	MAX		

Plain Bore - steel

	A	C		D	D	E	F		D	D	E	F		D	D	E	F
11	45.07	49.9	08B1/11T	10.0	19.0	29.0	25.0	08B2/11T	12.0	20.0	32.0	35.0	08B3/11T	16.0	20.0	32.0	50.0
12	49.07	53.9	08B1/12T	10.0	22.0	33.0	28.0	08B2/12T	12.0	22.0	35.0	35.0	08B3/12T	16.0	22.0	35.0	50.0
13	53.07	57.9	08B1/13T	10.0	25.0	37.0	28.0	08B2/13T	12.0	25.0	38.0	35.0	08B3/13T	16.0	25.0	38.0	50.0
14	57.07	61.9	08B1/14T	10.0	25.0	41.0	28.0	08B2/14T	12.0	28.0	42.0	35.0	08B3/14T	16.0	28.0	42.0	50.0
15	61.09	65.9	08B1/15T	10.0	32.0	45.0	28.0	08B2/15T	12.0	32.0	46.0	35.0	08B3/15T	16.0	32.0	46.0	50.0
16	65.10	69.9	08B1/16T	12.0	33.0	50.0	28.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
17	69.11	74.0	08B1/17T	12.0	35.0	52.0	28.0	08B2/17T	16.0	38.0	54.0	38.0	08B3/17T	16.0	38.0	54.0	50.0
18	73.14	78.0	08B1/18T	12.0	35.0	56.0	28.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
19	77.16	82.0	08B1/19T	12.0	40.0	60.0	28.0	08B2/19T	16.0	42.0	62.0	38.0	08B3/19T	16.0	42.0	62.0	50.0
20	81.18	86.0	08B1/20T	12.0	42.0	64.0	28.0	08B2/20T	16.0	42.0	66.0	38.0	08B3/20T	16.0	42.0	66.0	50.0
21	85.22	90.1	08B1/21T	14.0	45.0	68.0	28.0	08B2/21T	16.0	45.0	70.0	40.0	08B3/21T	16.0	45.0	70.0	55.0
22	89.24	94.1	08B1/22T	14.0	45.0	70.0	28.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
23	93.27	98.1	08B1/23T	14.0	45.0	70.0	28.0	08B2/23T	16.0	45.0	70.0	40.0	08B3/23T	16.0	45.0	70.0	55.0
24	97.29	102.1	08B1/24T	14.0	45.0	70.0	28.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
25	101.33	106.2	08B1/25T	14.0	45.0	70.0	28.0	08B2/25T	16.0	48.0	80.0	40.0	08B3/25T	16.0	48.0	80.0	55.0
26	105.36	110.2	08B1/26T	16.0	45.0	70.0	30.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
27	109.40	114.2	08B1/27T	16.0	45.0	70.0	30.0	08B2/27T	16.0	58.0	85.0	40.0	08B3/27T	20.0	58.0	85.0	55.0
30	121.50	126.3	08B1/30T	16.0	48.0	80.0	30.0	08B2/30T	16.0	60.0	100.0	40.0	08B3/30T	20.0	60.0	100.0	55.0
38	153.80	158.6	08B1/38T	16.0	60.0	90.0	35.0	08B2/38T	20.0	60.0	100.0	40.0	08B3/38T	25.0	72.0	120.0	55.0

Plain Bore - heavy duty cast iron

	A	C		D	D	E	F		D	D	E	F		D	D	E	F
57	230.54	237.1	08B1/57T	19.0	60.0	110.0	32.0	08B2/57T	28.0	65.0	110.0	32.0	08B3/57T	28.0	65.0	110.0	45.0
76	307.33	313.9	08B1/76T	19.0	60.0	110.0	32.0	08B2/76T	38.0	65.0	110.0	45.0	08B3/76T	38.0	75.0	130.0	64.0
95	384.11	390.7	08B1/95T	24.0	50.0	90.0	45.0	08B2/95T	38.0	65.0	110.0	52.0	08B3/95T	38.0	75.0	130.0	64.0
114	460.90	467.4	08B1/114T	34.0	50.0	90.0	45.0	08B2/114T	38.0	65.0	110.0	58.0	08B3/114T	38.0	75.0	130.0	72.0

Figura F.2 – Dimensões de rodas dentadas.

ANEXO G – Multiplicador e redutor utilizados



Figura G.1 – Multiplicador “ML52/SAE A-B” do fabricante BREVINI [29].

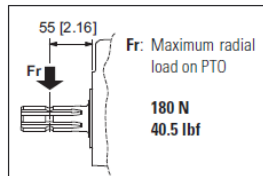
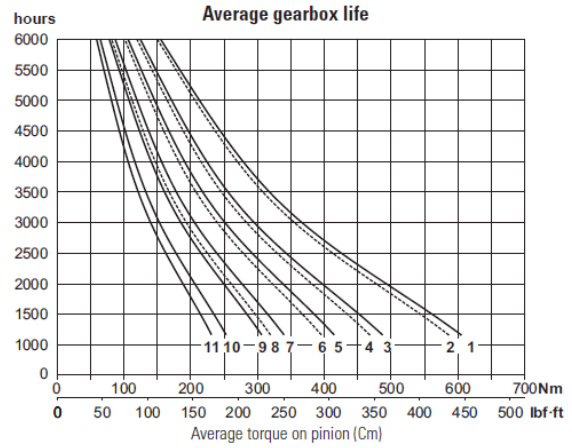
ML52/SAE A-B



TECHNICAL DATA

Transmission ratio	Maximum torque Nm [lbf-ft]				Weight kg [lb]
	540 rpm		1000 rpm		
	C1*	C2*	C1*	C2*	
1 : 1.0	604 [445]	318 [235]	585 [431]	308 [227]	9 [19.8]
1 : 1.5	486 [358]	256 [189]	467 [344]	246 [181]	8,4 [18.5]
1 : 2.0	414 [305]	218 [161]	395 [291]	208 [153]	8 [17.6]
1 : 2.6	339 [250]	178 [131]	319 [235]	168 [124]	7,9 [17.4]
1 : 3.0	306 [226]	161 [119]	—	—	7,7 [17]
1 : 3.4	253 [187]	133 [98]	—	—	8,1 [17.9]
1 : 3.8	231 [170]	122 [89]	—	—	8,1 [17.9]

* Maximum torque on pump:
C1= maximum starting torque; C2= maximum torque for continuous duty.



Mounting positions	Oil liters [US gallon]
1	0.34 [0.09]
2	0.80 [0.21]
3	0.52 [0.14]
4	0.75 [0.20]

Input rpm		Output (transmission ratio)						
		1 : 1.0	1 : 1.5	1 : 2.0	1 : 2.6	1 : 3.0	1 : 3.4	1 : 3.8
540	curve	1	3	5	7	9	10	11
	rpm	540	810	1080	1408	1620	1836	2057
1000	curve	2	4	6	8	—	—	—
	rpm	1000	1500	2000	2607	—	—	—

Figura G.2 – Dados técnicos do multiplicador “ML52/SAE A-B” do fabricante DANA BREVINI [29].



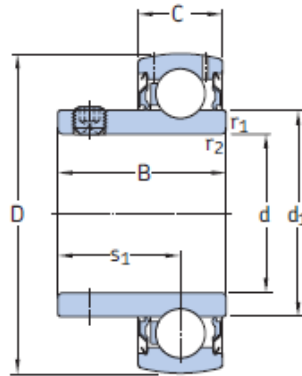
Figura G.3 – Redutor 2000K do fabricante MAKISHINKO [31].

B/W/K/A/AO

Model	RPM	1800		1500		1200		900		600		300		100	
	Reduction Ratio	Input Capacity	Output Torque	Input Capacity	Output Torque	Input Capacity	Output Torque	Input Capacity	Output Torque	Input Capacity	Output Torque	Input Capacity	Output Torque	Input Capacity	Output Torque
		kW	N.m	kW	N.m	kW	N.m	kW	N.m	kW	N.m	kW	N.m	kW	N.m
175	10(9.66)	33.8	1450	30.8	1590	27.3	1750	22.9	1940	18.1	2260	12.0	2880	4.96	3380
	15(14.5)	24.0	1500	21.5	1610	18.8	1750	16.1	2000	12.6	2270	8.34	2840	3.56	3380
	20(19.5)	16.7	1380	14.9	1470	13.2	1620	11.1	1790	8.88	2080	5.77	2560	2.69	3380
	25	11.7	1220	10.6	1330	9.31	1430	7.93	1590	6.32	1840	4.06	2230	1.93	2866
	30(29)	13.9	1590	12.5	1710	10.9	1850	9.43	2060	7.47	2370	4.91	2850	2.18	3380
	40(39)	9.76	1460	8.69	1550	7.67	1680	6.59	1860	5.21	2120	3.43	2580	1.71	3315
	50	7.22	1340	6.39	1410	5.75	1540	4.85	1680	3.86	1900	2.53	2260	1.25	2865
	60(58)	6.02	1290	5.45	1380	4.85	1500	4.09	1630	3.26	1830	2.13	2190	1.03	2745
200	10(10.33)	45.4	2090	41.3	2280	36.6	2510	30.8	2790	24.4	3280	15.8	4080	6.51	4780
	15(15.5)	32.4	2180	29.1	2340	25.4	2540	21.4	2820	16.8	3250	11.2	4120	4.66	4780
	20	23.2	1990	20.6	2110	18.3	2330	15.4	2570	12.2	3000	7.95	3670	3.73	4770
	25	17.1	1800	15.4	1940	13.4	2100	11.4	2320	9.08	2700	5.83	3260	2.75	4210
	30(31)	18.7	2300	16.8	2470	14.6	2660	12.6	2990	10.0	3460	6.51	4110	2.82	4780
	40	13.3	2080	12.1	2260	10.5	2420	9.07	2690	6.99	3000	4.68	3660	2.28	4710
	50	10.2	1940	9.03	2030	8.00	2210	6.81	2420	5.37	2740	3.54	3280	1.72	4160
	60(59)	8.60	1870	7.70	1990	6.87	2170	5.80	2360	4.57	2650	3.00	3160	1.47	4010

Figura G.4 – Características dos redutores MAKISHINKO das séries B, W, K, A e AO [31].

ANEXO H – Rolamentos



Dimensões			Classificações básicas de carga		Limite de carga de fadiga	Velocidade-limite com tolerância do eixo h6	Massa	Designação				
d	D	B	C	d ₁	s ₁	r _{1,2} min.	C	C ₀	P _u	r/min	kg	-
mm												
							kN		kN			
12	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,11	YAR 203/12-2F
15	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,1	YAR 203/15-2F
17	40	22,1	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,07	YAT 203
	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,09	YAR 203-2F
20	47	25,5	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,11	YAT 204
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,14	E2.YAR 204-2F
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,14	YAR 204-2F
25	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	5 000	0,14	YAR 204-2RF
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	10,8	6,55	0,28	5 000	0,14	YAR 204-2RF/HV
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	5 000	0,14	YAR 204-2RF/VE495
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	1 800	0,15	YARAG 204
	52	27,2	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,14	YAT 205
25	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,19	E2.YAR 205-2F
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,17	YAR 205-2F
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	4 300	0,17	YAR 205-2RF
30	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	11,9	7,8	0,335	4 300	0,18	YAR 205-2RF/HV
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	4 300	0,18	YAR 205-2RF/VE495
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	1 500	0,19	YARAG 205
	62	30,2	18	39,7	21	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,23	YAT 206
	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,3	E2.YAR 206-2F
35	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,28	YAR 206-2F
	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	3 800	0,28	YAR 206-2RF
	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	16,3	11,2	0,475	3 800	0,29	YAR 206-2RF/HV
	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	3 800	0,29	YAR 206-2RF/VE495
	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	1 200	0,3	YARAG 206
	72	33	19	46,1	23,3	1	25,5	15,3	0,655	5 300	0,31	YAT 207
35	72	42,9	19	46,1	25,4	1	25,5	15,3	0,655	5 300	0,44	E2.YAR 207-2F
	72	42,9	19	46,1	25,4	1	25,5	15,3	0,655	5 300	0,41	YAR 207-2F
	72	42,9	19	46,1	25,4	1	25,5	15,3	0,655	3 200	0,41	YAR 207-2RF
40	72	42,9	19	46,1	25,4	1	21,6	15,3	0,655	3 200	0,42	YAR 207-2RF/HV
	72	42,9	19	46,1	25,4	1	25,5	15,3	0,655	3 200	0,42	YAR 207-2RF/VE495
	72	42,9	19	46,1	25,4	1	25,5	15,3	0,655	1 100	0,44	YARAG 207
	80	36	21	51,8	25,3	1	30,7	19	0,8	4 800	0,43	YAT 208
	80	49,2	21	51,8	30,2	1	30,7	19	0,8	4 800	0,59	E2.YAR 208-2F
40	80	49,2	21	51,8	30,2	1	30,7	19	0,8	4 800	0,55	YAR 208-2F
	80	49,2	21	51,8	30,2	1	30,7	19	0,8	2 800	0,55	YAR 208-2RF
	80	49,2	21	51,8	30,2	1	26	19	0,8	2 800	0,56	YAR 208-2RF/HV
	80	49,2	21	51,8	30,2	1	30,7	19	0,8	2 800	0,56	YAR 208-2RF/VE495
	80	49,2	21	51,8	30,2	1	30,7	19	0,8	950	0,59	YARAG 208

Figura H.1 – Dimensões de rolamentos SKF série Y [23].

Tabela 11

Ajustes recomendados		Tolerância classe ¹⁾
Condições operacionais		
Rolamentos Y com pinos roscados ou com um colar excêntrico de fixação P > 0,05 C e/ou altas velocidades		h6
0,035 C < P ≤ 0,05 C		h7
0,02 C < P ≤ 0,035 C e/ou velocidades baixas		h8
Arranjos de rolamentos simples ou P ≤ 0,02 C		h9 – h11
Rolamentos Y com furo cônico em uma bucha de fixação ou rolamentos Y SKF ConCentra Todas as cargas e velocidades		h9/IT5
Rolamentos Y com um anel interno padrão P > 0,035 C Diâmetro do eixo ≤ 17 mm Diâmetro do eixo ≥ 20 mm		j5 k5
P ≤ 0,035 C Diâmetro do eixo ≥ 20 mm		j6

¹⁾ Todas as classes de tolerância ISO são válidas com o requisito de envelope (como h7(E)), de acordo com a norma ISO 14405-1.

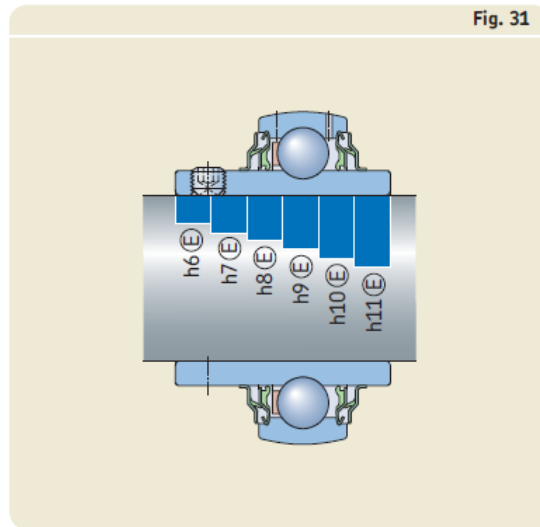


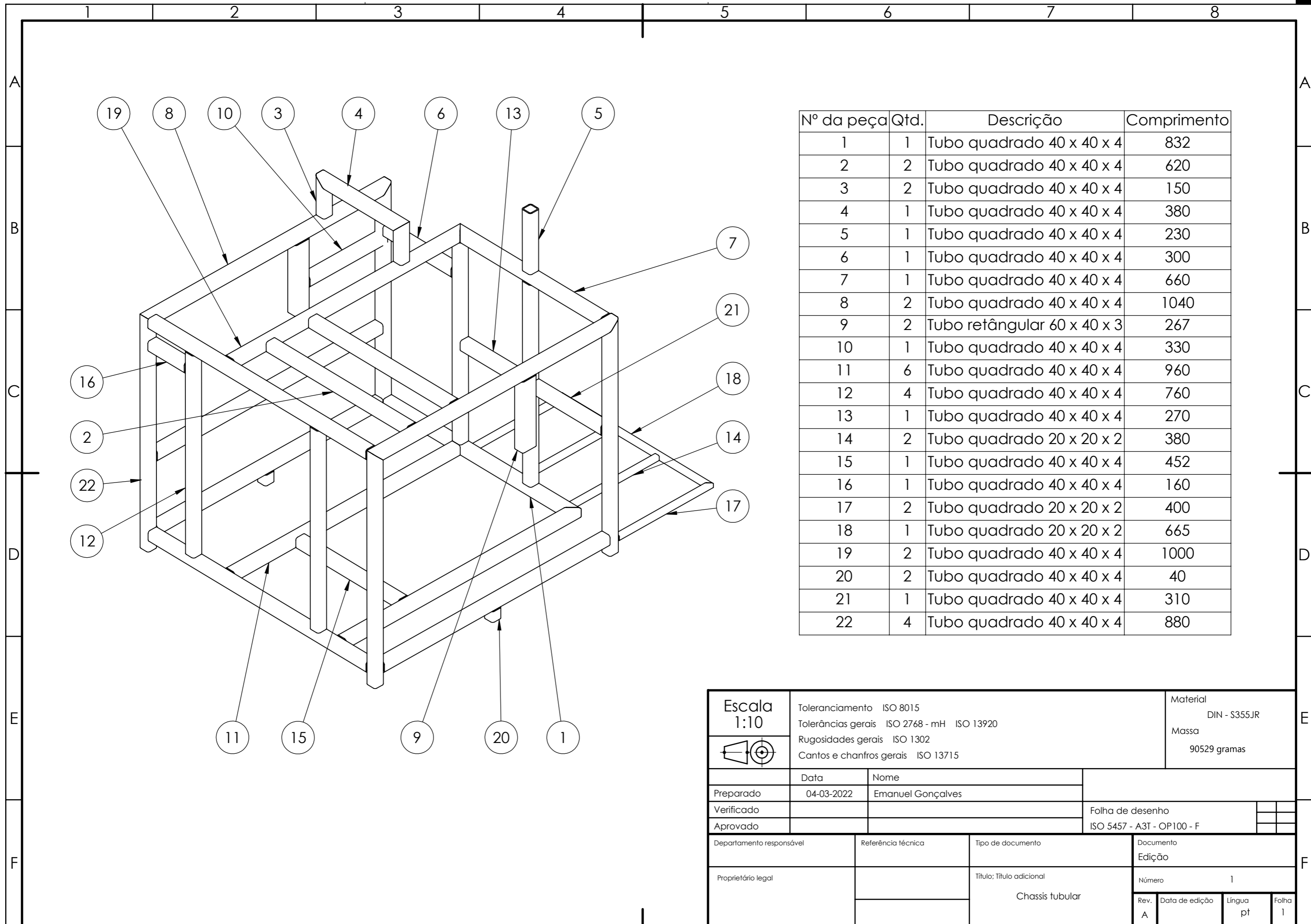
Figura H.2 – Ajustamentos recomendados para rolamentos SKF série Y [23].

Tabela 12


Desvio de eixo ISO para rolamentos Y, exceto para rolamentos Y com anel interno padrão													
Diâmetro do eixo d		Desvios de diâmetros do eixo											
		Classe de tolerância h6(E)		h7(E)		h8(E)		h9(E)		h10(E)		h11(E)	
sobre	incl.	alta	baixa	alta	baixa	alta	baixa	alta	baixa	alta	baixa	alta	baixa
–		µm											
10	18	0	-11	0	-18	0	-27	0	-43	0	-70	0	-110
18	30	0	-13	0	-21	0	-33	0	-52	0	-84	0	-130
30	50	0	-16	0	-25	0	-39	0	-62	0	-100	0	-160
50	80	0	-19	0	-30	0	-46	0	-74	0	-120	0	-190
80	120	0	-22	0	-35	0	-54	0	-87	0	-140	0	-220

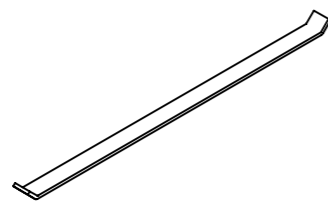
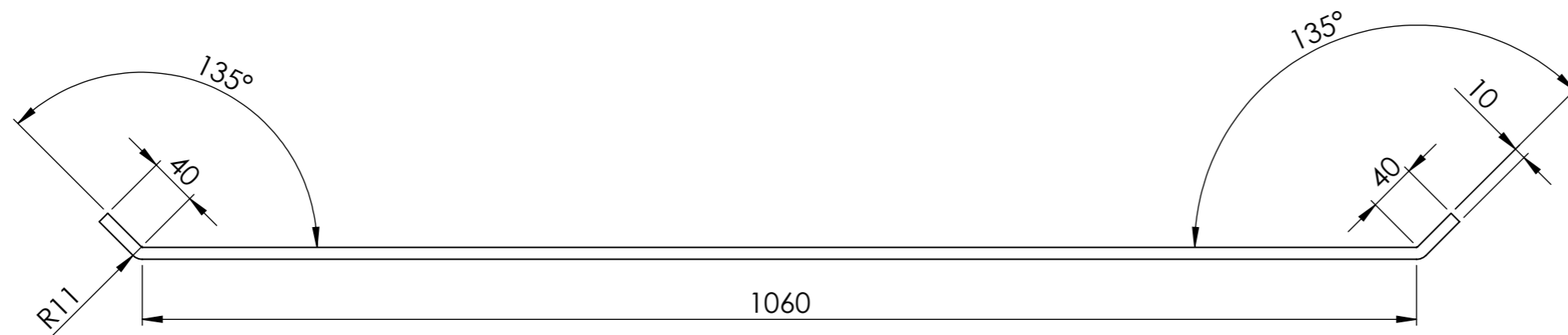
Figura H.3 – Desvios do veio ISO para rolamentos SKF série Y [23].

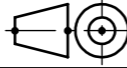
ANEXO I – Desenhos de definição

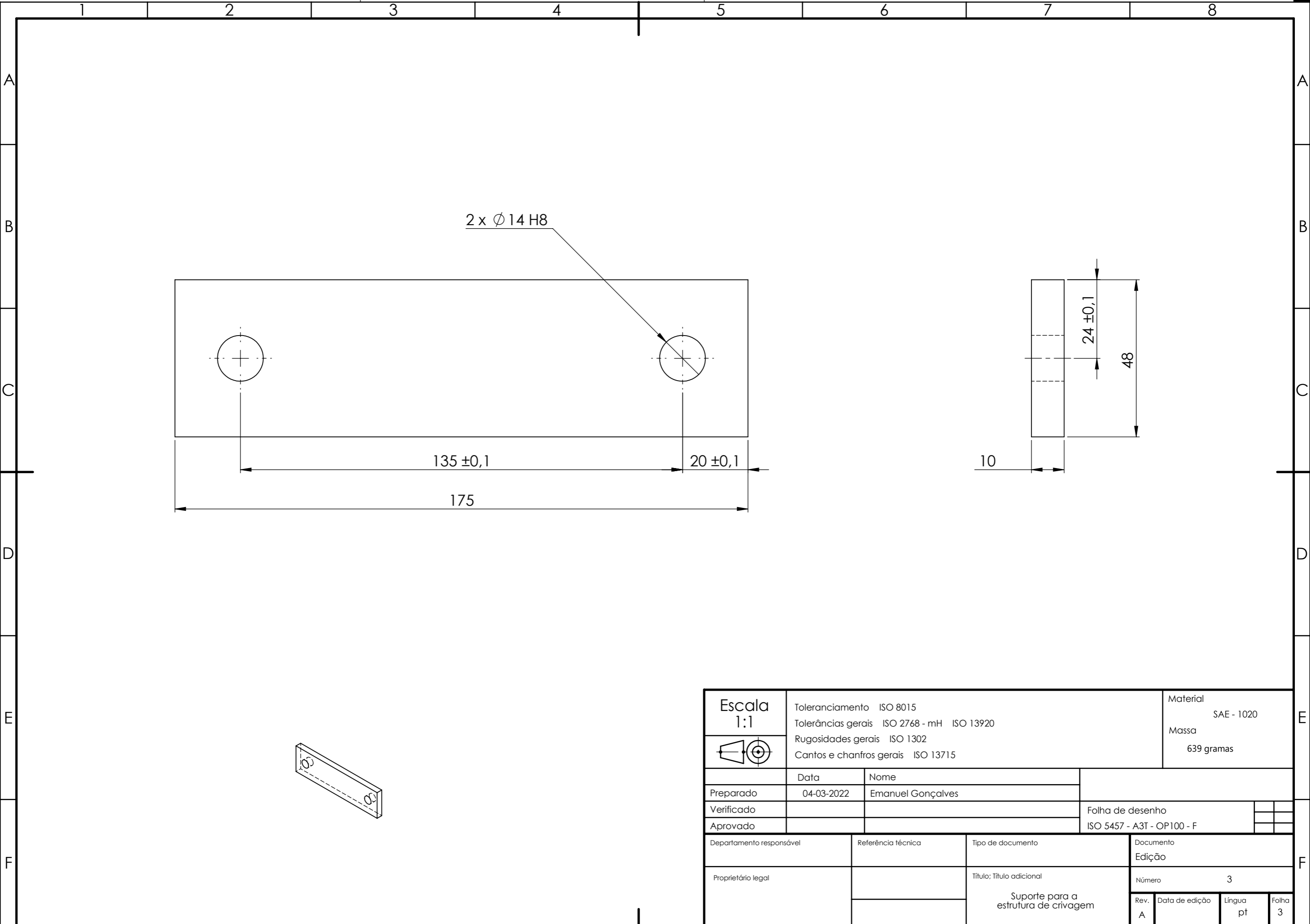


Nº da peça	Qty.	Descrição	Comprimento
1	1	Tubo quadrado 40 x 40 x 4	832
2	2	Tubo quadrado 40 x 40 x 4	620
3	2	Tubo quadrado 40 x 40 x 4	150
4	1	Tubo quadrado 40 x 40 x 4	380
5	1	Tubo quadrado 40 x 40 x 4	230
6	1	Tubo quadrado 40 x 40 x 4	300
7	1	Tubo quadrado 40 x 40 x 4	660
8	2	Tubo quadrado 40 x 40 x 4	1040
9	2	Tubo retângular 60 x 40 x 3	267
10	1	Tubo quadrado 40 x 40 x 4	330
11	6	Tubo quadrado 40 x 40 x 4	960
12	4	Tubo quadrado 40 x 40 x 4	760
13	1	Tubo quadrado 40 x 40 x 4	270
14	2	Tubo quadrado 20 x 20 x 2	380
15	1	Tubo quadrado 40 x 40 x 4	452
16	1	Tubo quadrado 40 x 40 x 4	160
17	2	Tubo quadrado 20 x 20 x 2	400
18	1	Tubo quadrado 20 x 20 x 2	665
19	2	Tubo quadrado 40 x 40 x 4	1000
20	2	Tubo quadrado 40 x 40 x 4	40
21	1	Tubo quadrado 40 x 40 x 4	310
22	4	Tubo quadrado 40 x 40 x 4	880

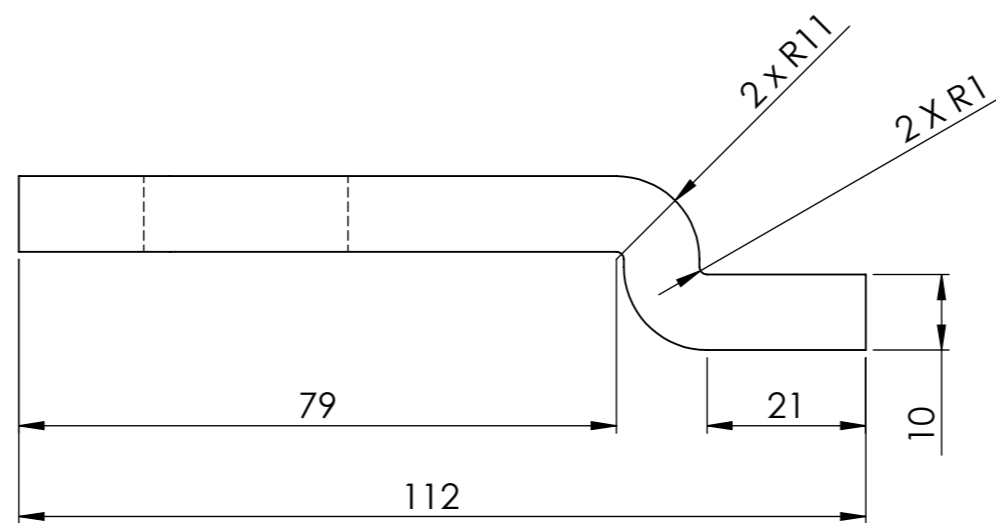
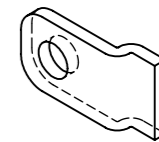
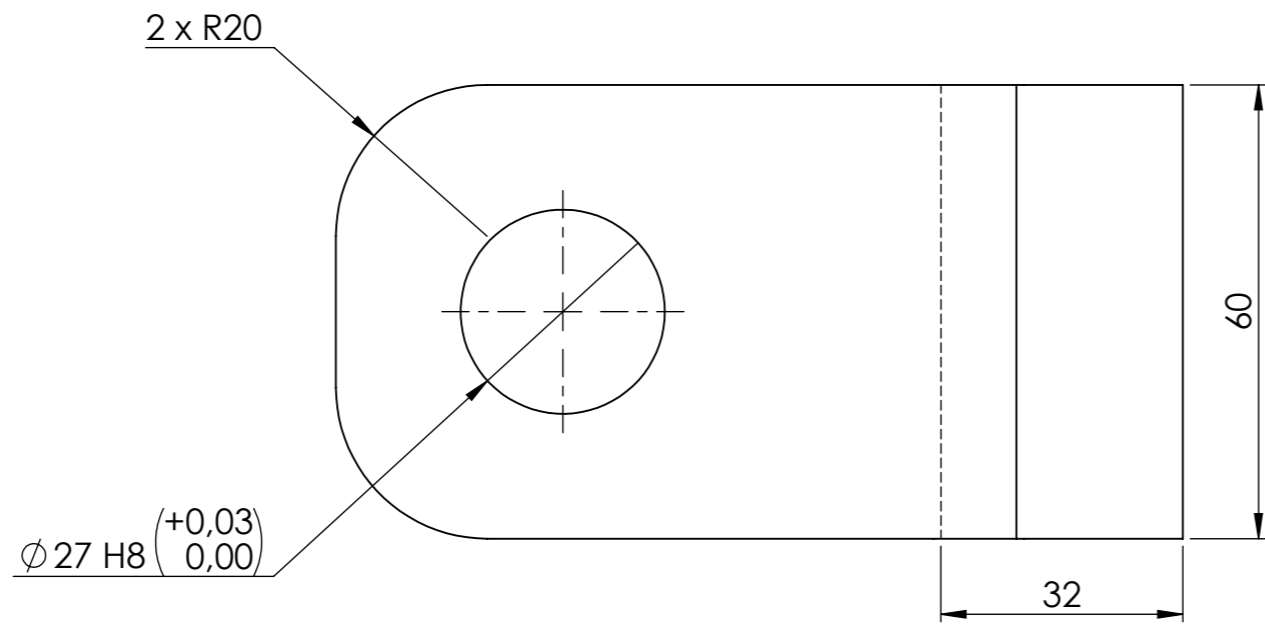
Escala 1:10 	Toleranciamento ISO 8015		Material DIN - S355JR	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 90529 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado				Folha de desenho
Aprovado				ISO 5457 - A3T - OP100 - F
Departamento responsável		Referência técnica	Tipo de documento	
Proprietário legal			Documento Edição	
			Número 1	
			Rev. A	
			Data de edição	
			Língua pt	
			Folha 1	
			Chassis tubular	




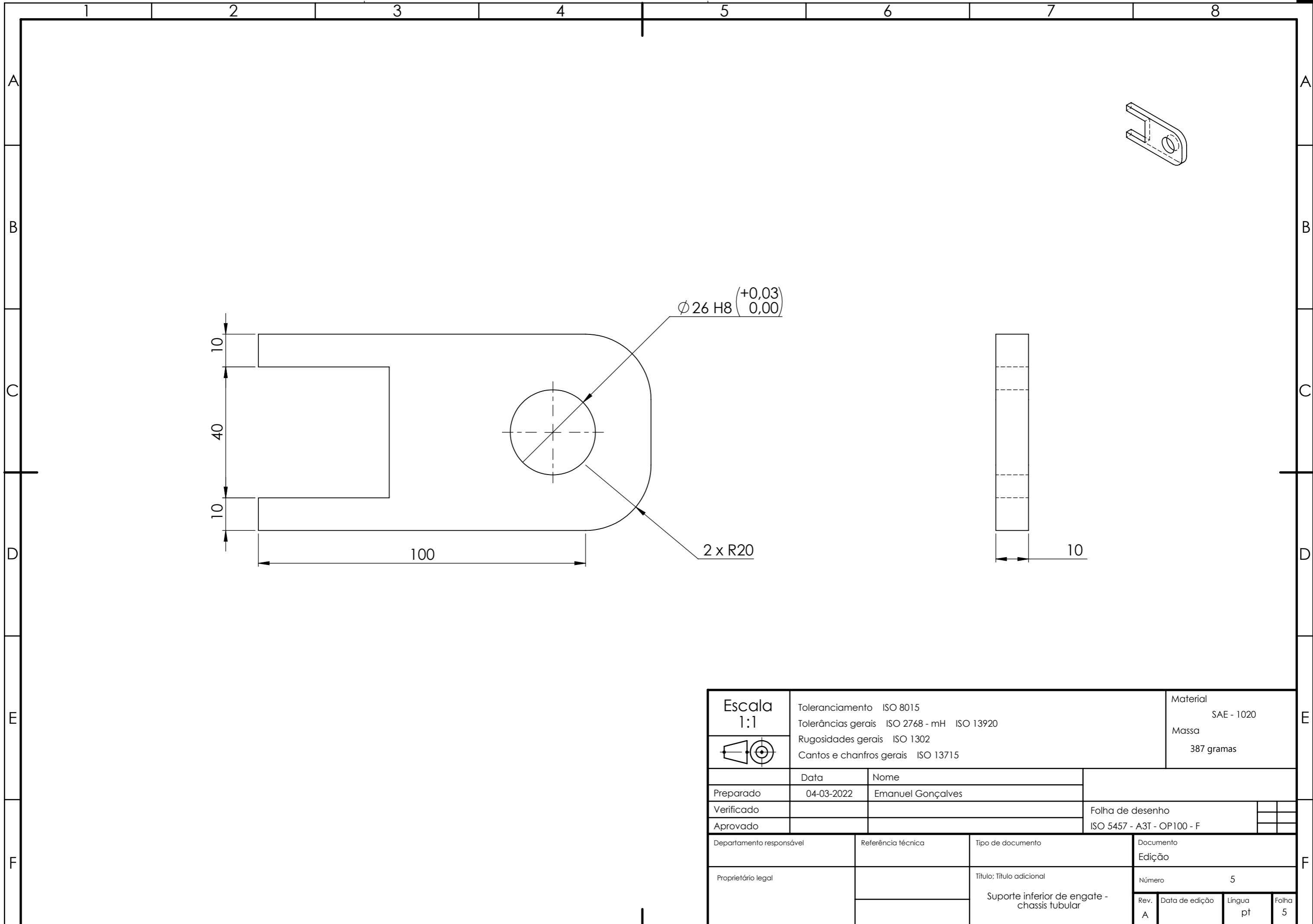
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 4991 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado				Folha de desenho
Aprovado				ISO 5457 - A3T - OP100 - F
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento		Documento
				Edição
Proprietário legal		Título; Título adicional		Número
		Rasto do chassis tubular		2
		Rev.	Data de edição	Língua
		A		pt
				Folha
				2




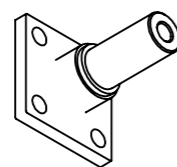
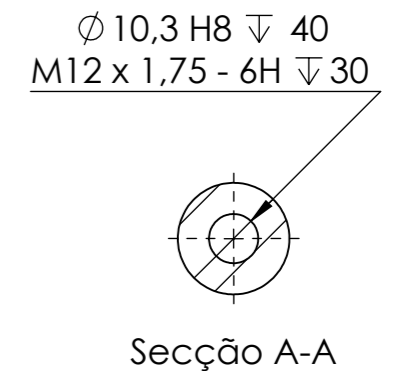
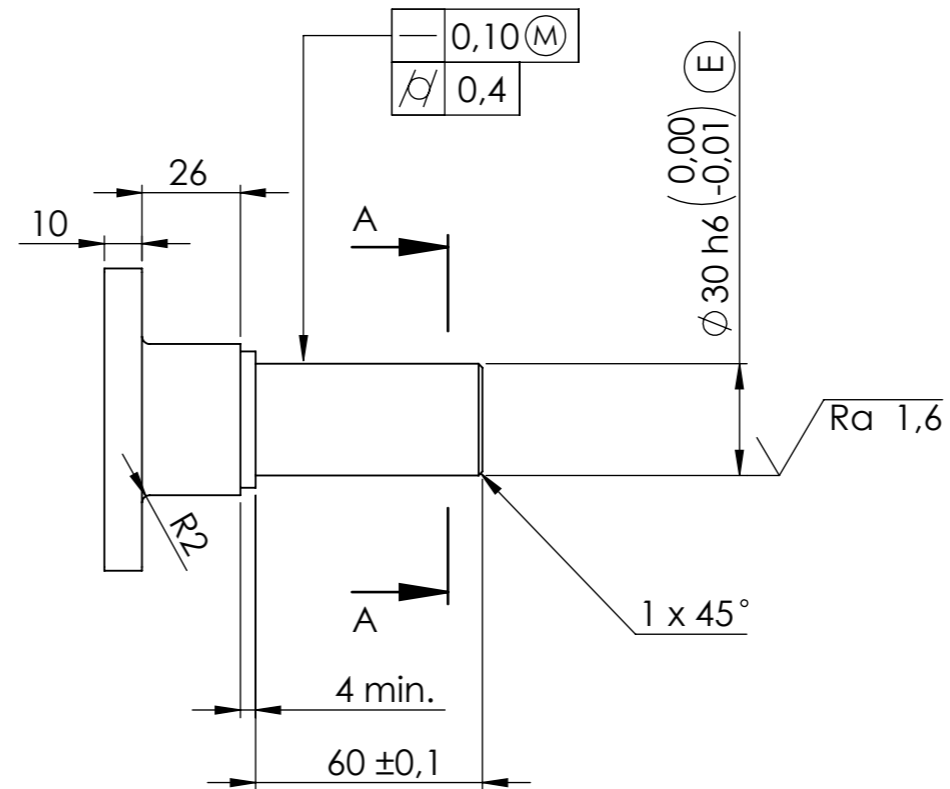
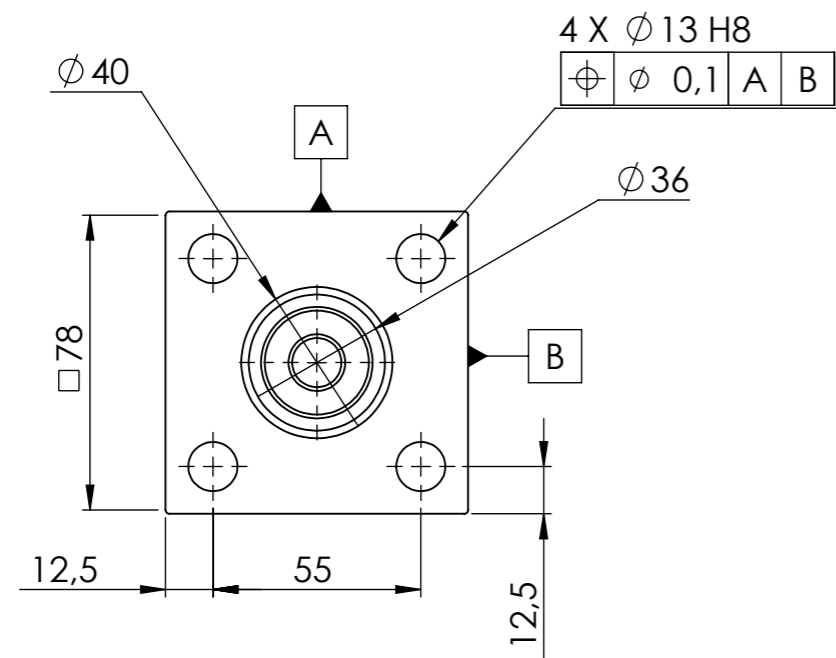
Escala 1:1	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 639 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 3	
		Suporte para a estrutura de crivagem	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 3



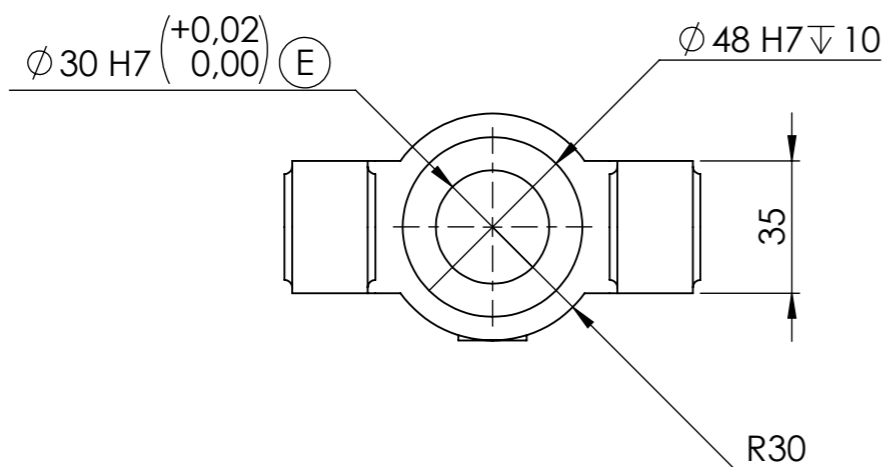
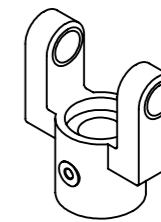
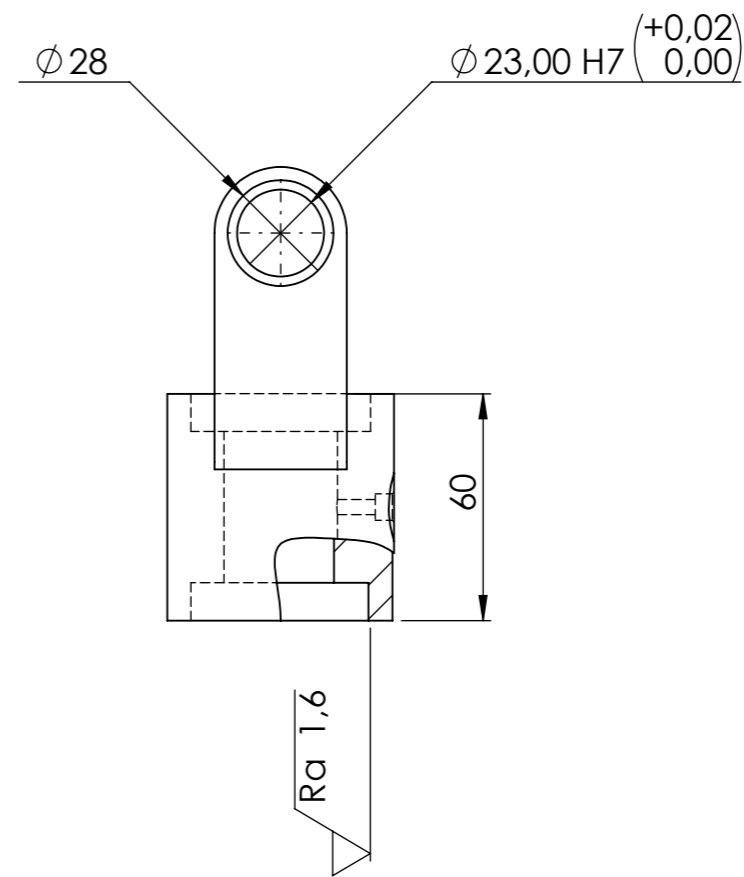
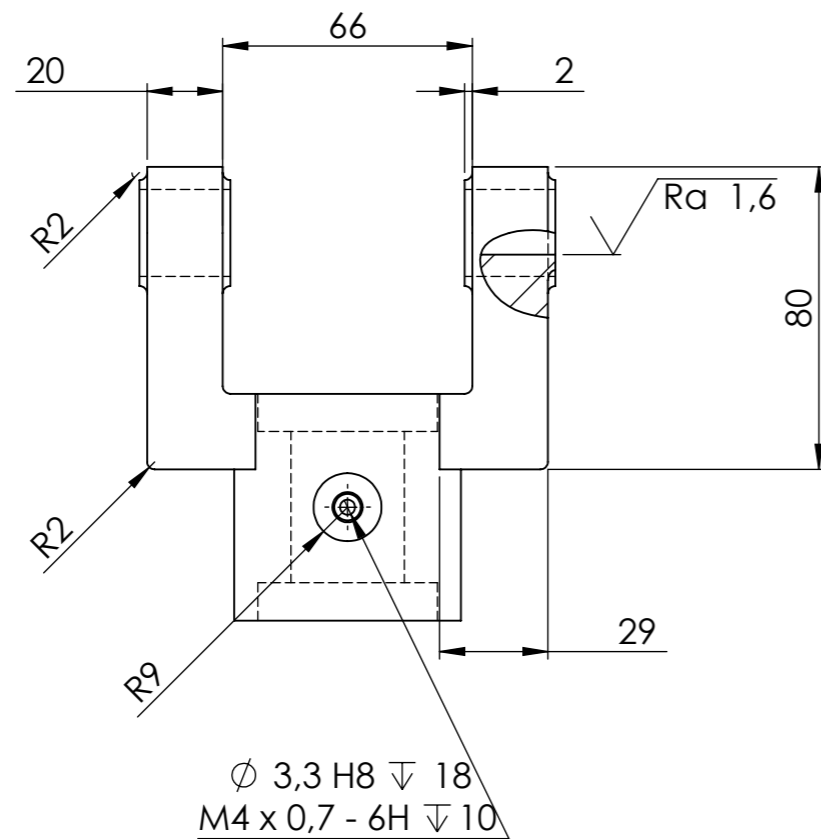
Escala 1:2 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 509 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 4	
		Suporte lateral de engate - chassis tubular	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 4



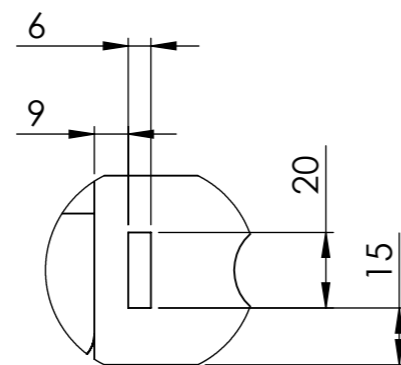
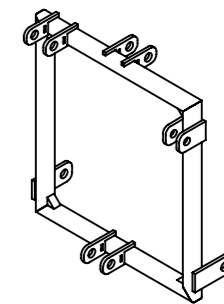
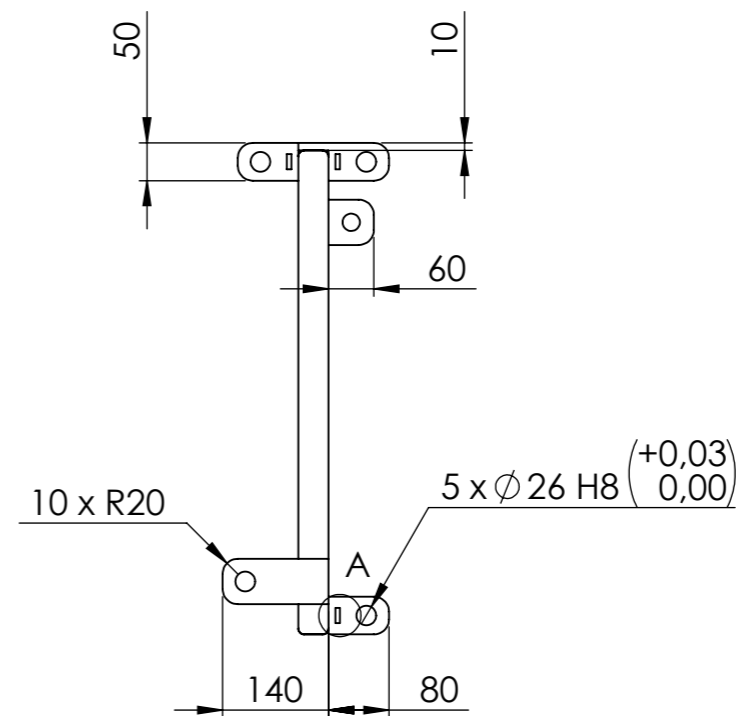
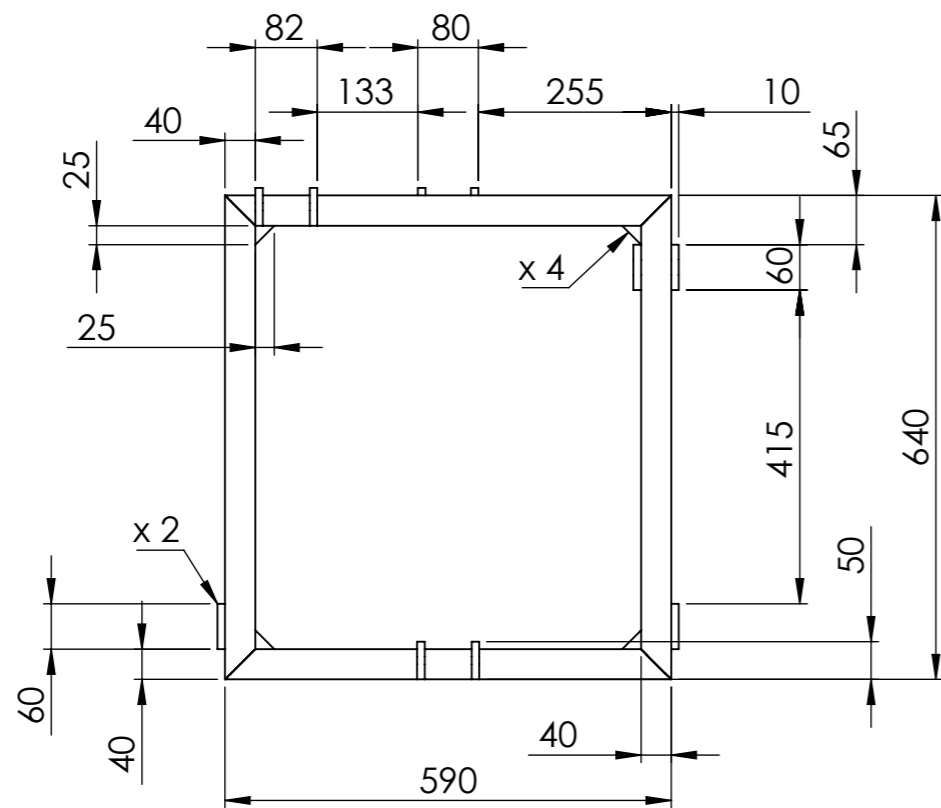
Escala 1:1 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 387 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 5	
		Suporte inferior de engate - chassis tubular	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 5



Escala 1:2	Toleranciamento ISO 8015		Material DIN - Ck45	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 1047 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado				Folha de desenho
Aprovado				ISO 5457 - A3T - OP100 - F
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento		Documento
				Edição
Proprietário legal		Título; Título adicional		Número
		Peça inferior - mecanismo com dois graus de liberdade		6
		Rev.	Data de edição	Língua
		A		pt
				Folha
				6



Escala 1:2	Toleranciamento ISO 8015		Material DIN - Ck45	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 1615 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado				Folha de desenho
Aprovado				ISO 5457 - A3T - OP100 - F
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento		Documento
				Edição
Proprietário legal		Título; Título adicional		Número
		Peça superior - mecanismo com dois graus de liberdade		7
		Rev.	Data de edição	Língua
		A		pt
				Folha
				7

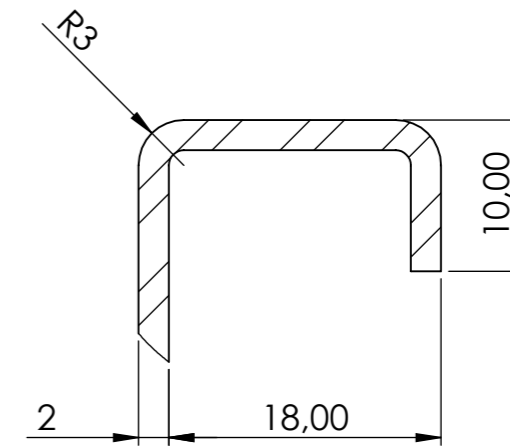
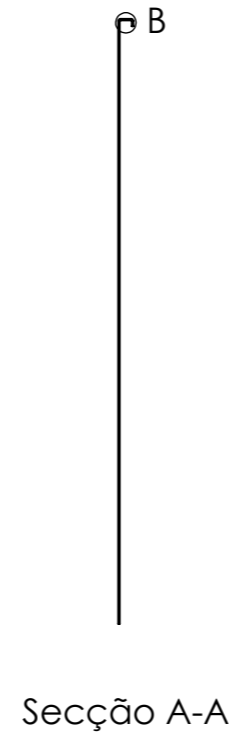
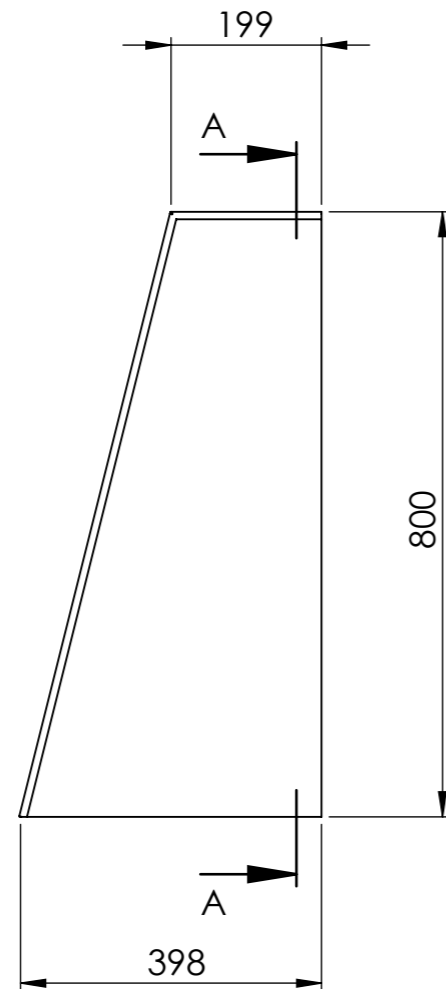


Detalhe A
Escala 1 : 2

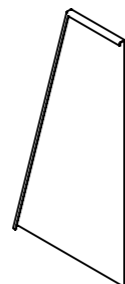
Nota:


- Todos os suportes cilindricos possuem a mesma espessura.

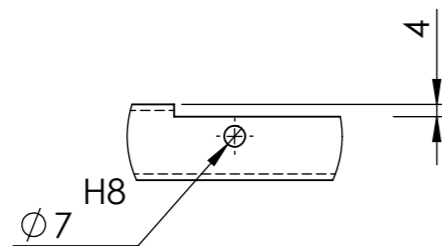
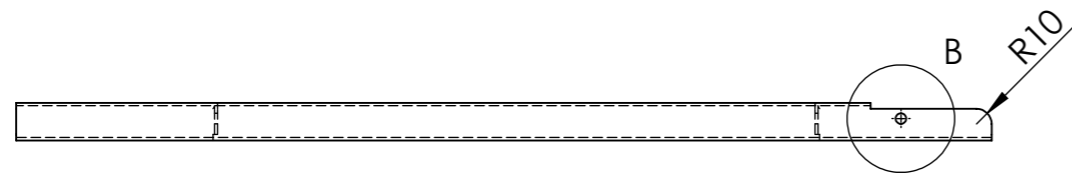
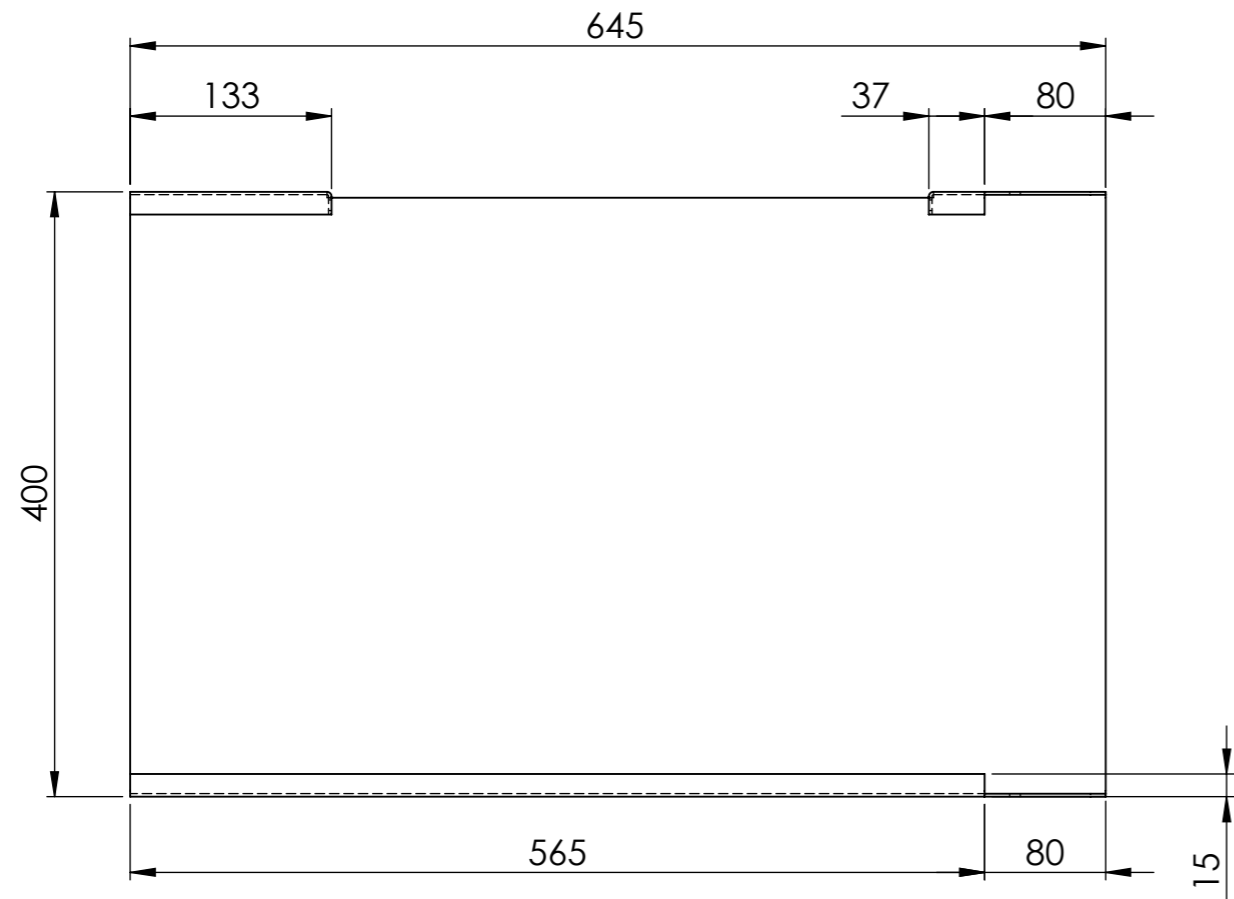
Escala 1:10	Toleranciamento ISO 8015		Material DIN - S355JR	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 13605 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 8	
		Estrutura de ajuste de nível do chassis	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 8



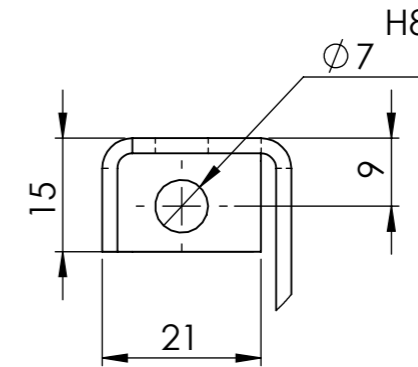
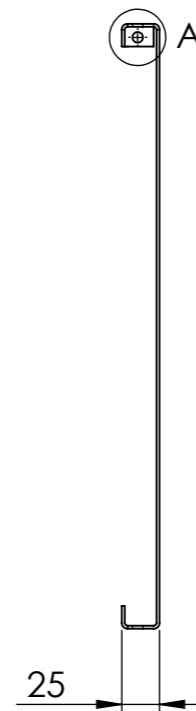
Detalhe B
Escala 2 : 1



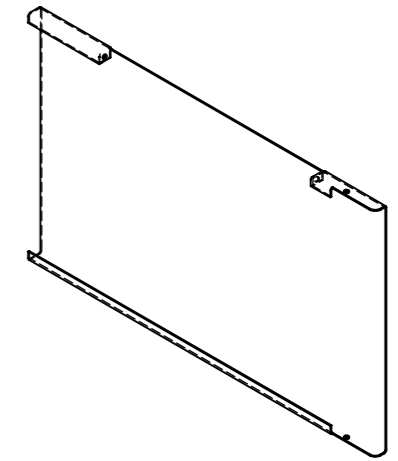
Escala 1:10 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 4183 grams	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 9	
		Suporte lateral para armazenamento de castanhas	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 9




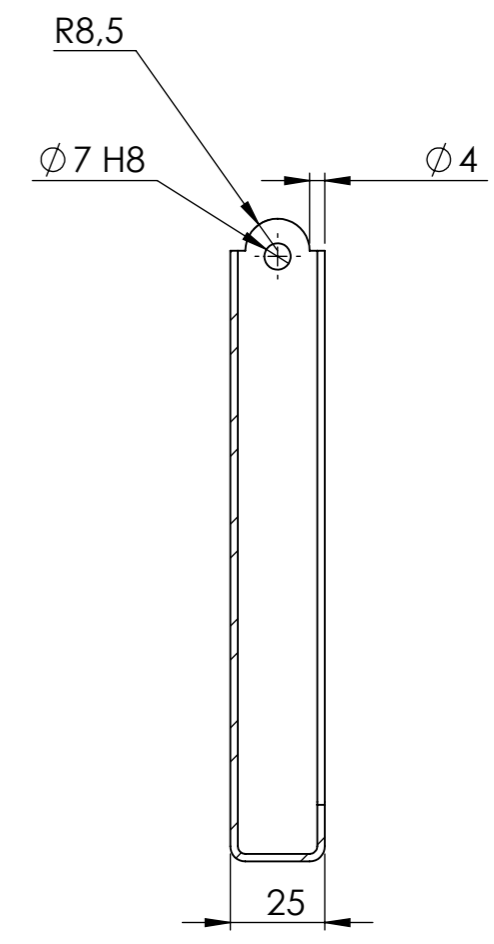
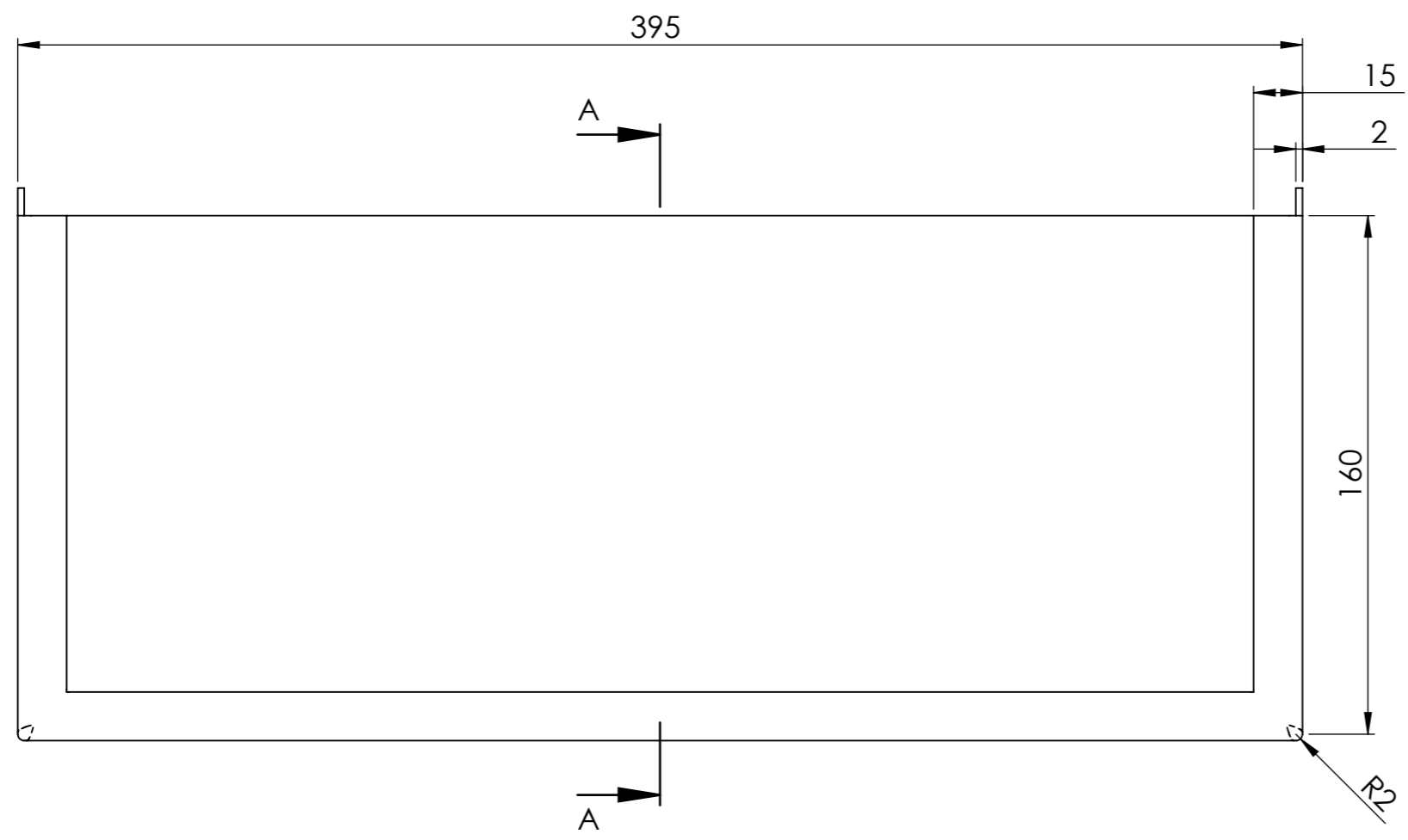
Detalhe B
Escala 2 : 5



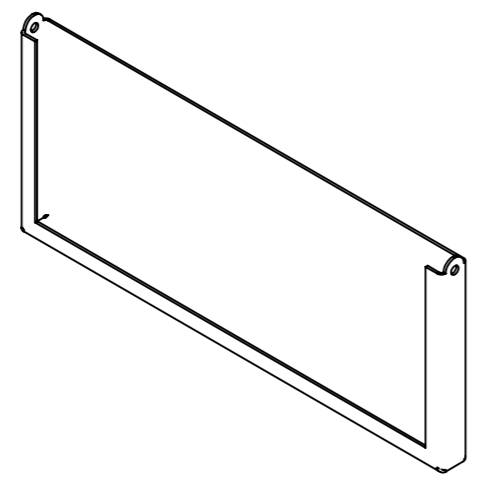
Detalhe A
Escala 1 : 1




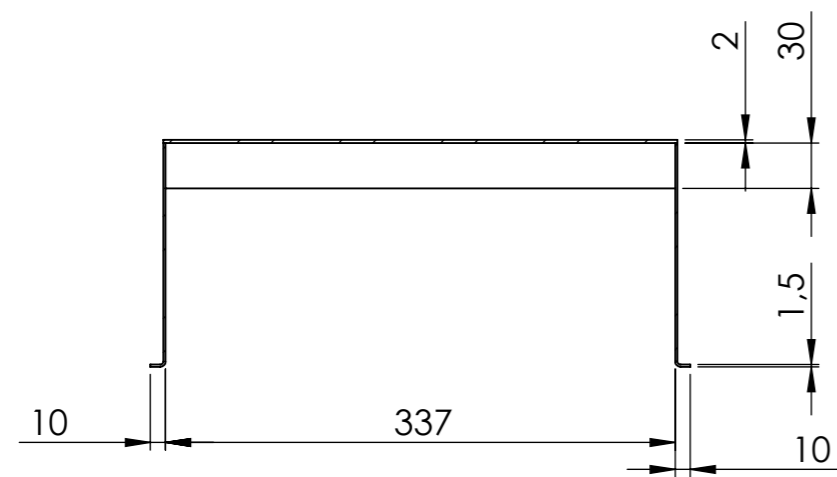
Escala 1:5	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 4488 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 10	
		Suporte de base para armazenamento de castanhas	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 10



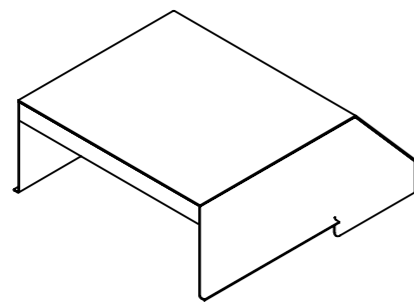
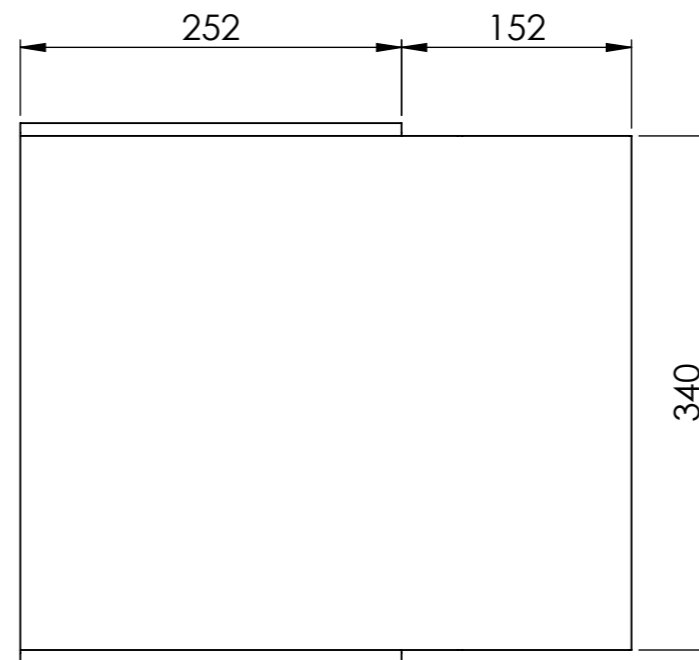
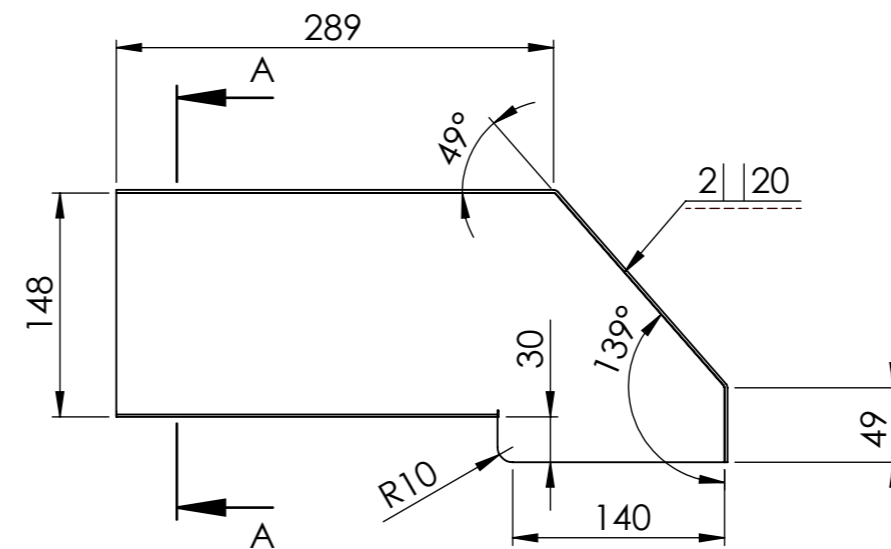
Secção A-A
Escala 1 : 2



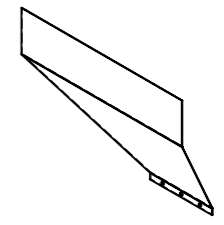
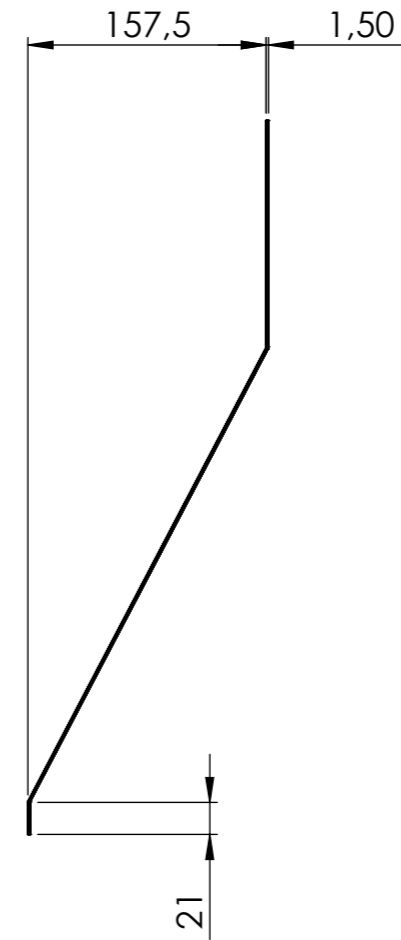
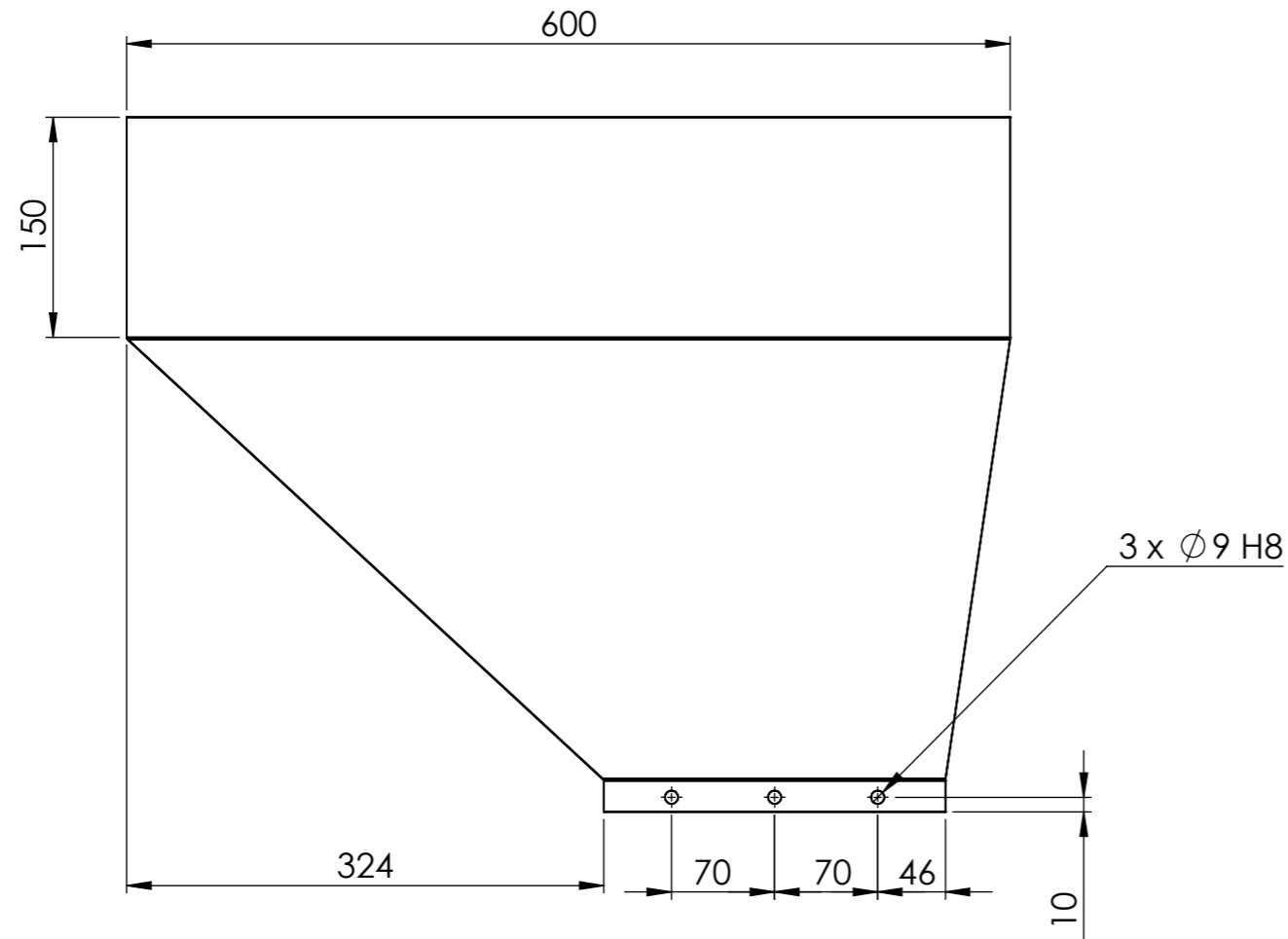
Escala 1:2 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 1381 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 11	
		Suporte auxiliar para armazenamento de castanhas	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 11



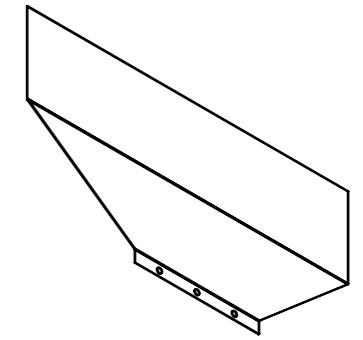
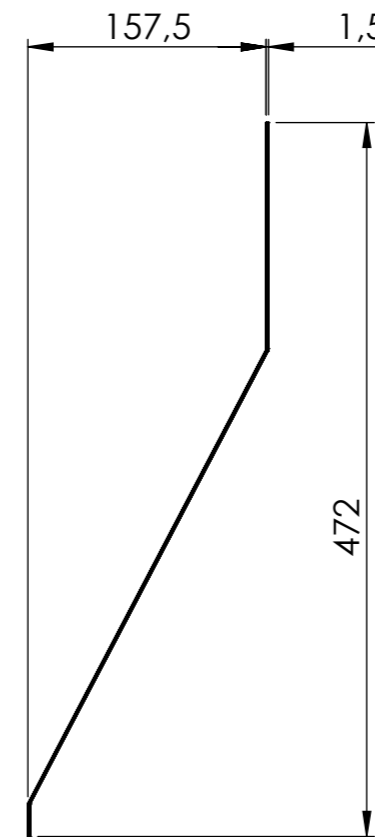
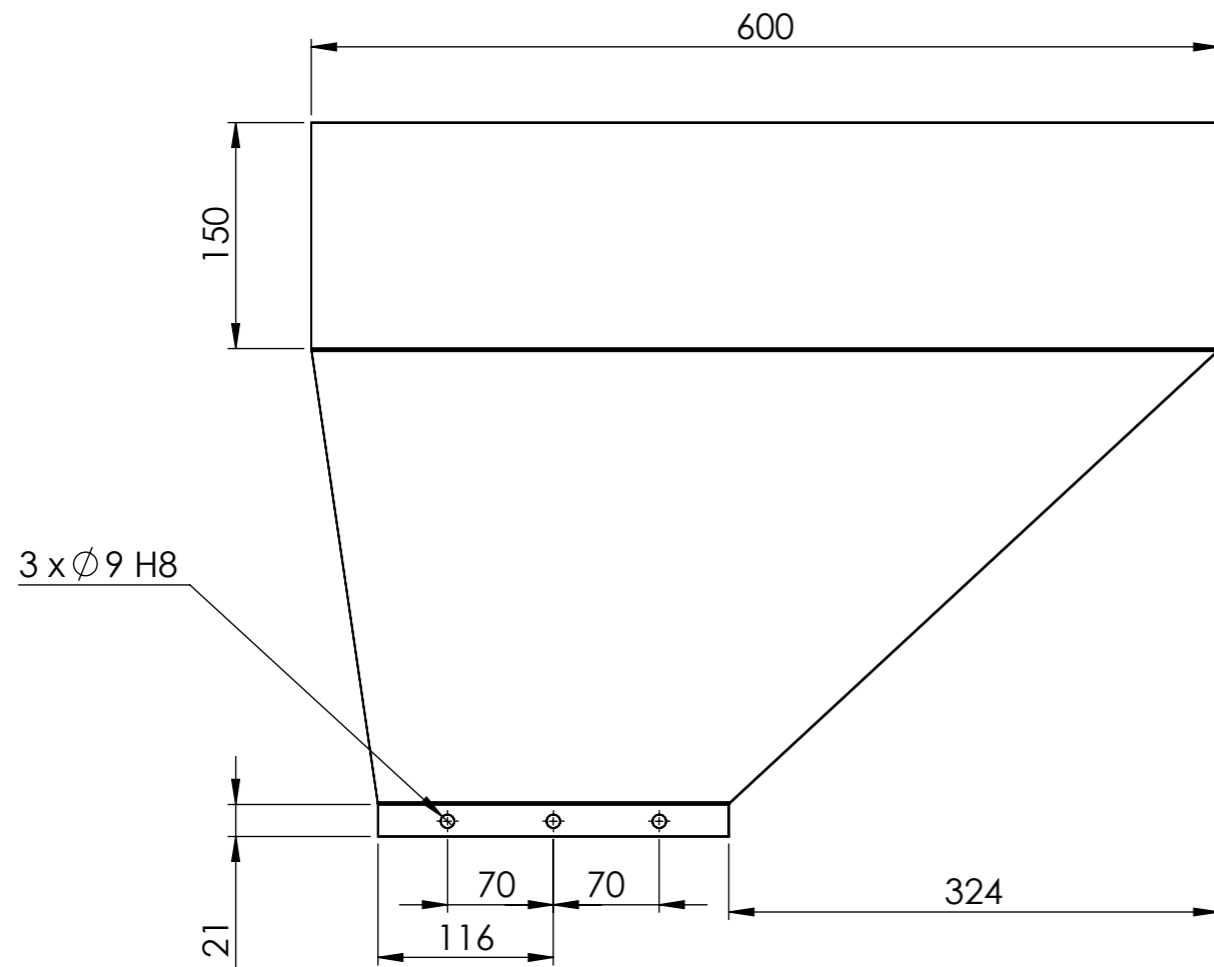
Secção A-A




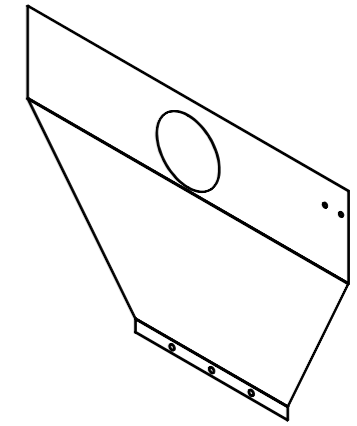
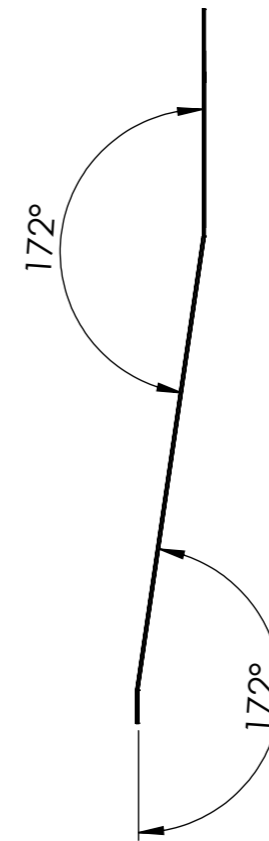
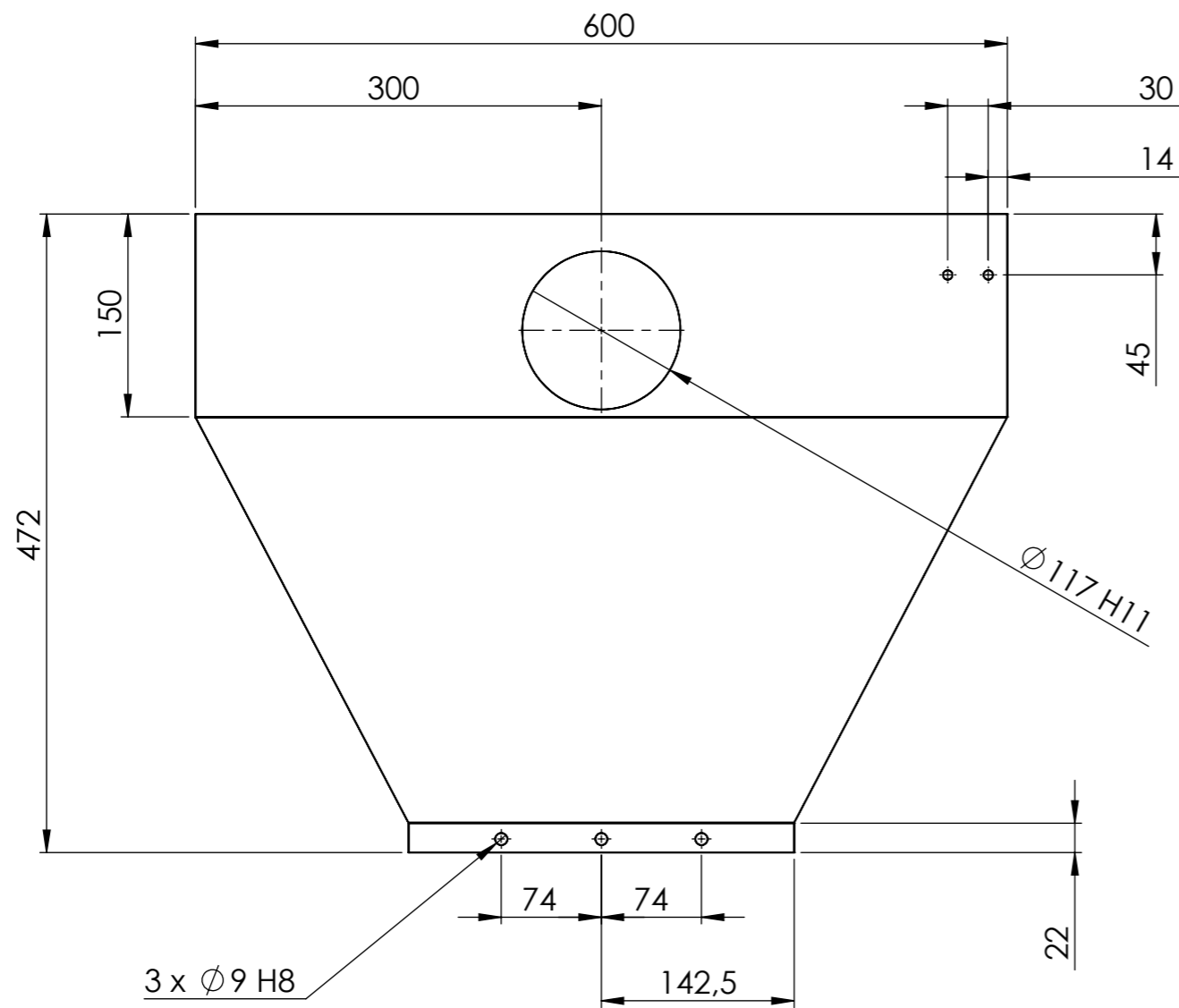
Escala 1:5	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 4273 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Edição	
		Tampa de saída de detritos	Número	12
			Rev.	Data de edição
			A	
			Língua	Folha
			pt	12




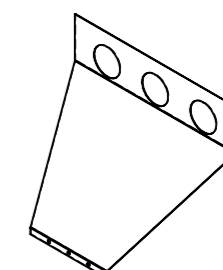
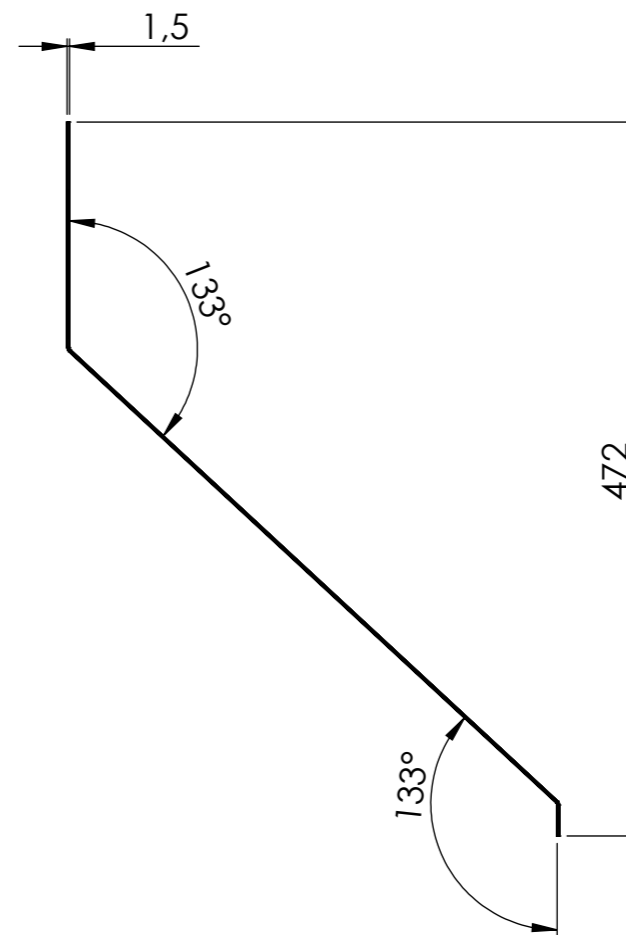
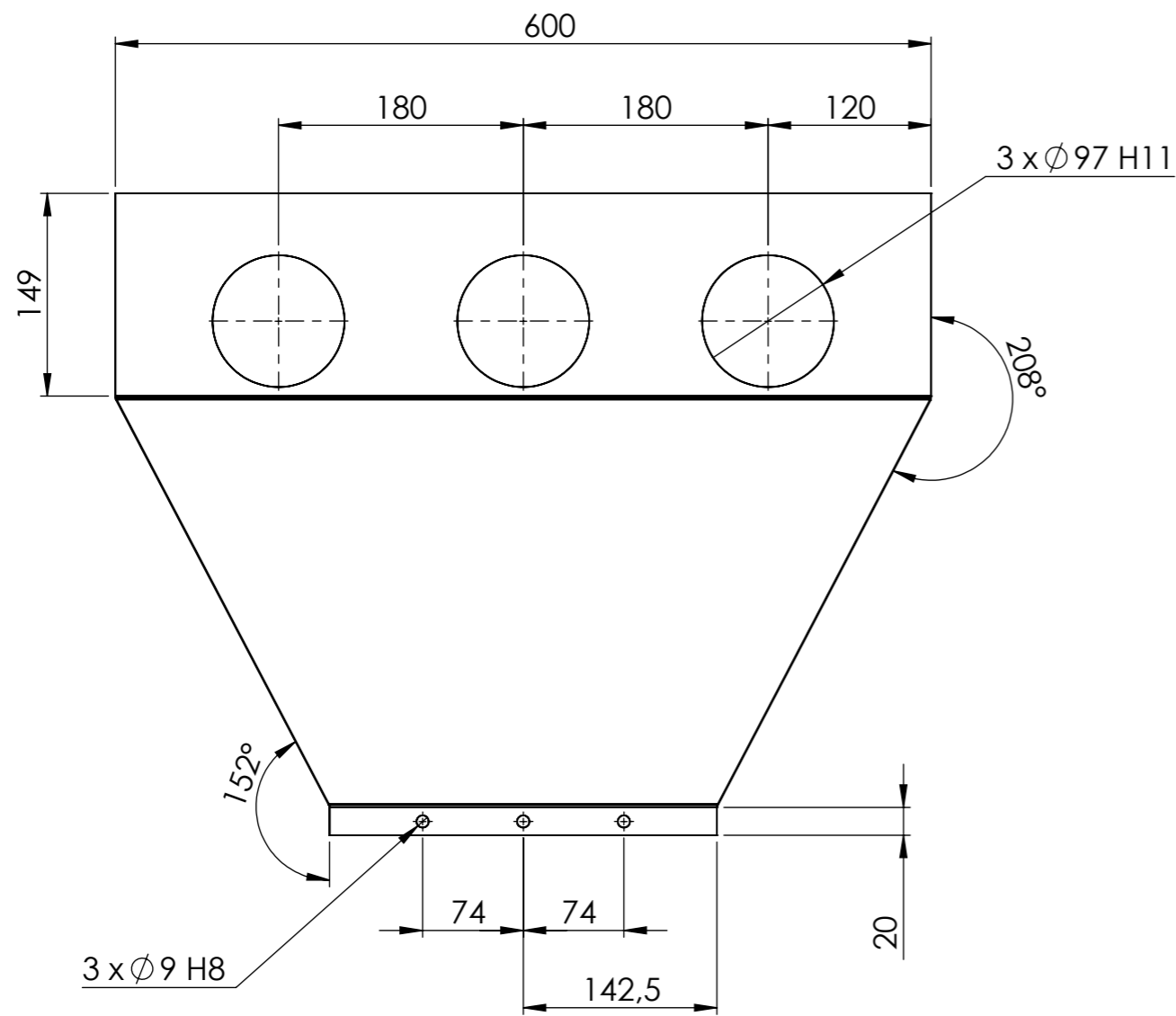
Escala 1:5	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 2796 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Edição	
		Lado direito - estrutura de retenção	Número 13	
			Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 13



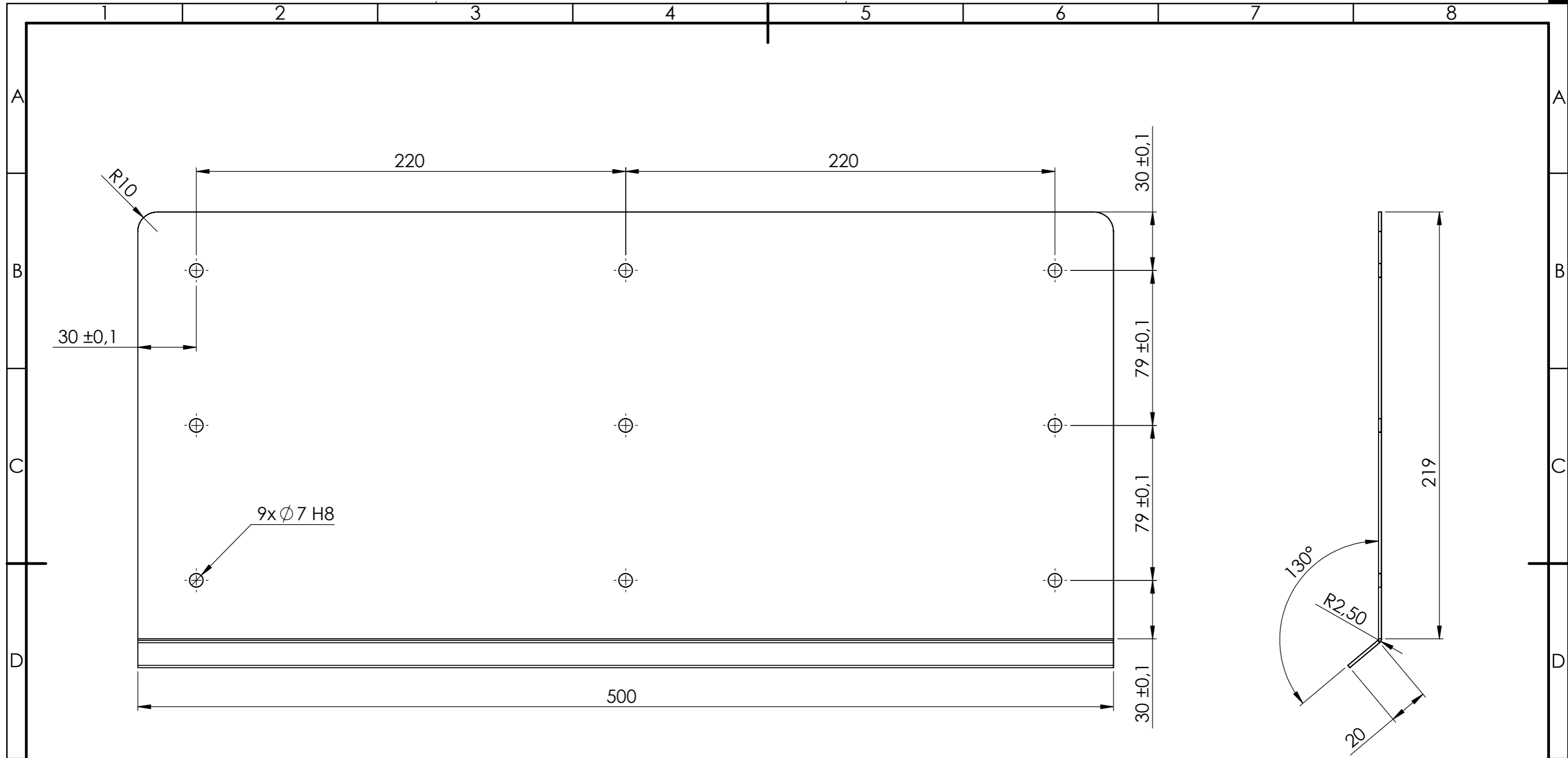
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 2796 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 14	
		Lado esquerdo - estrutura de retenção	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 14

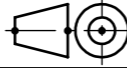


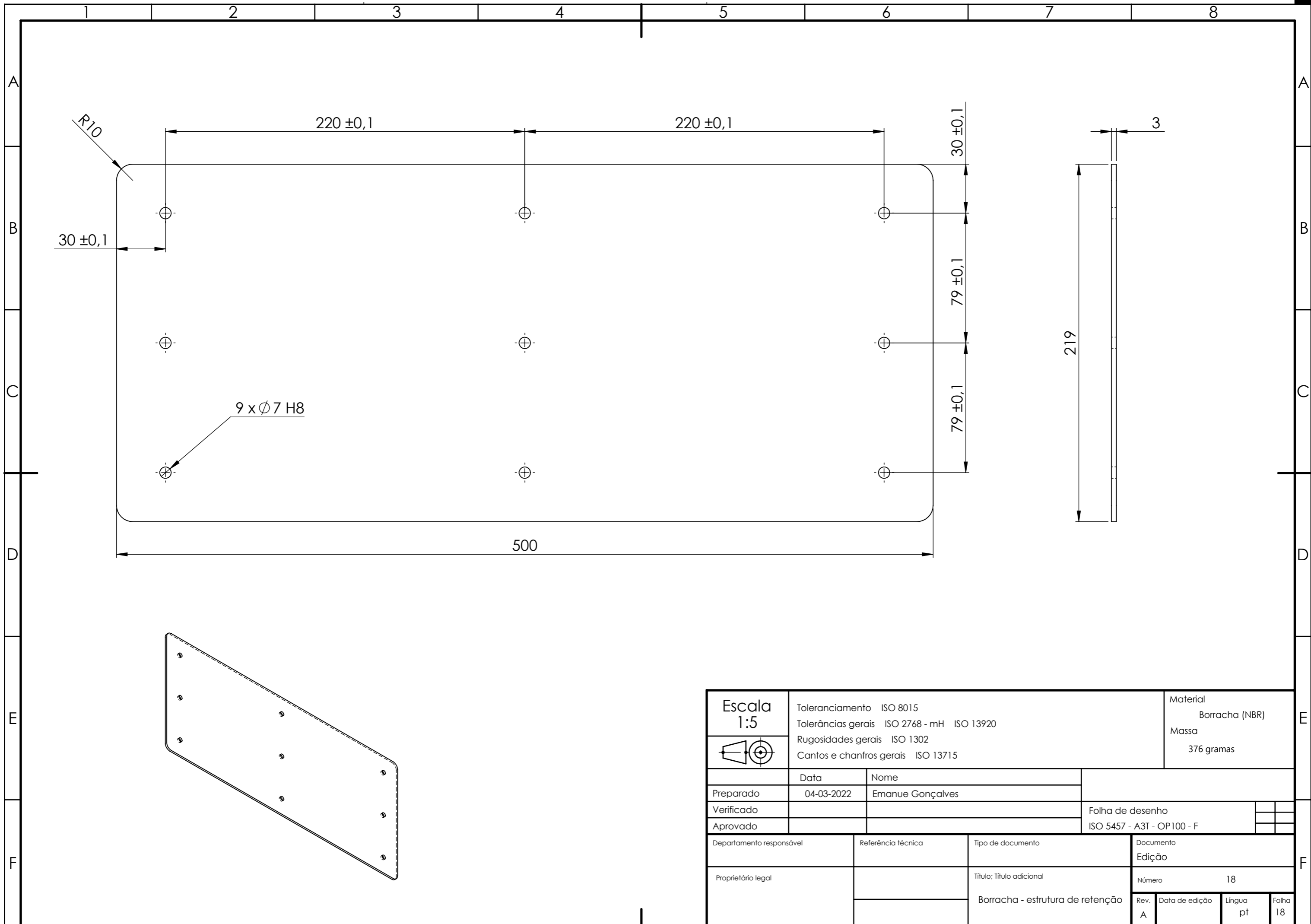
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 2601 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 15	
		Lado de trás - estrutura de retenção	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 15




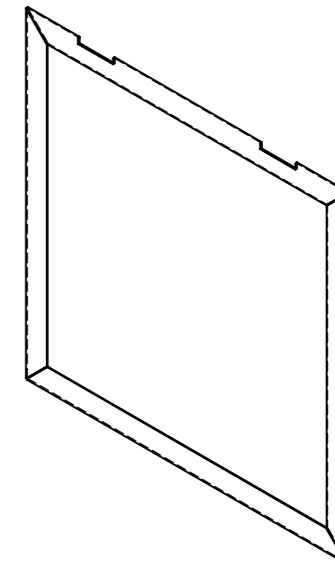
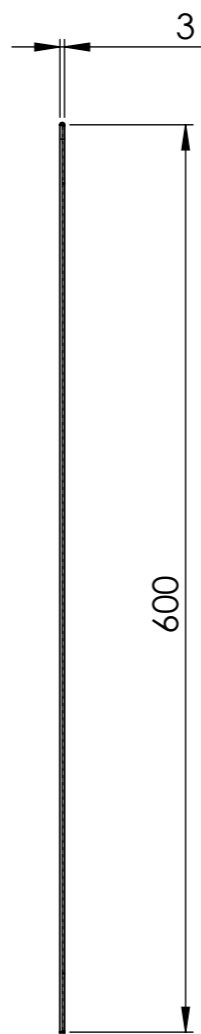
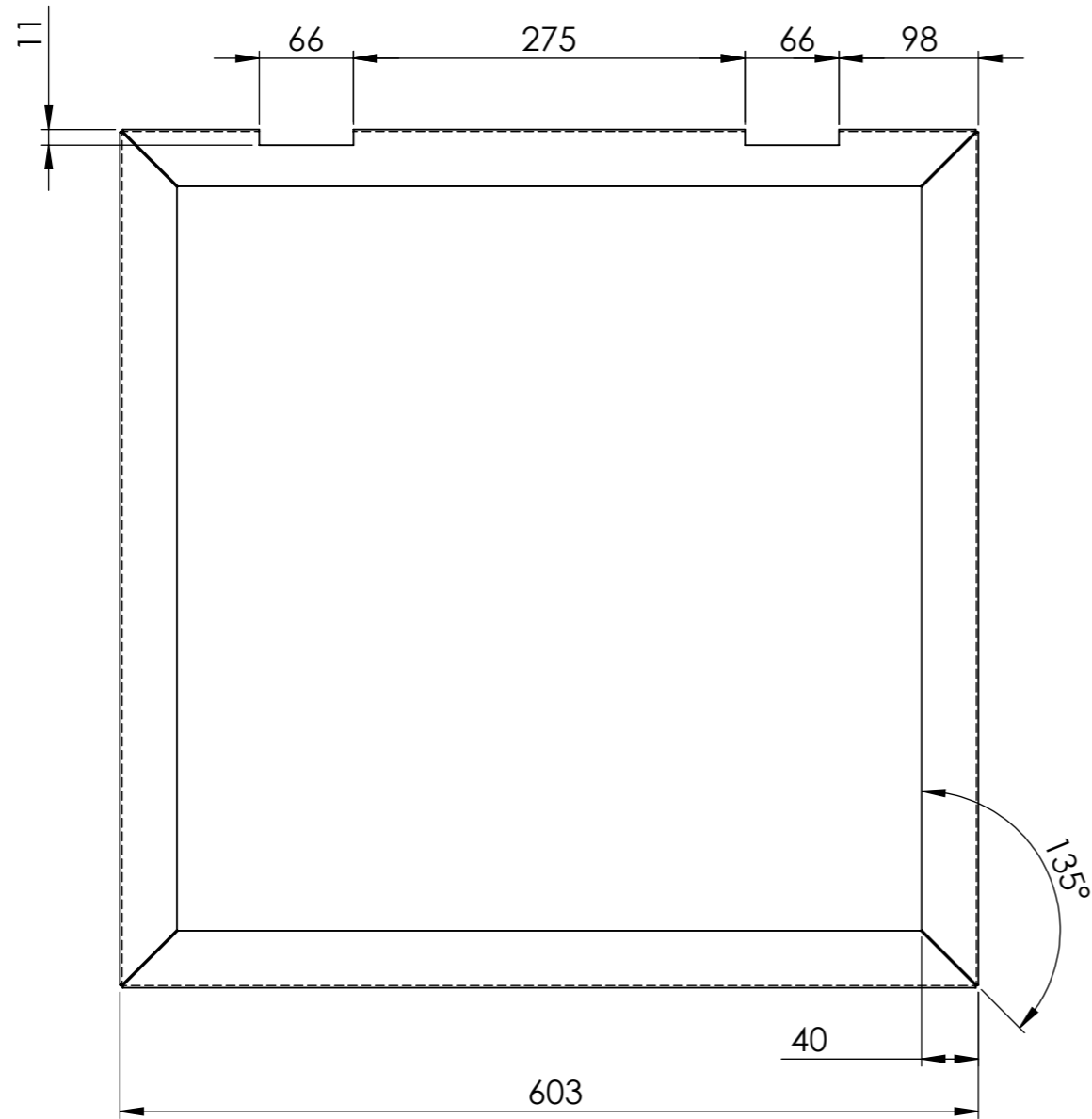
Escala 1:5	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 3178 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 16	
		Lado da frente - estrutura de retenção	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 16




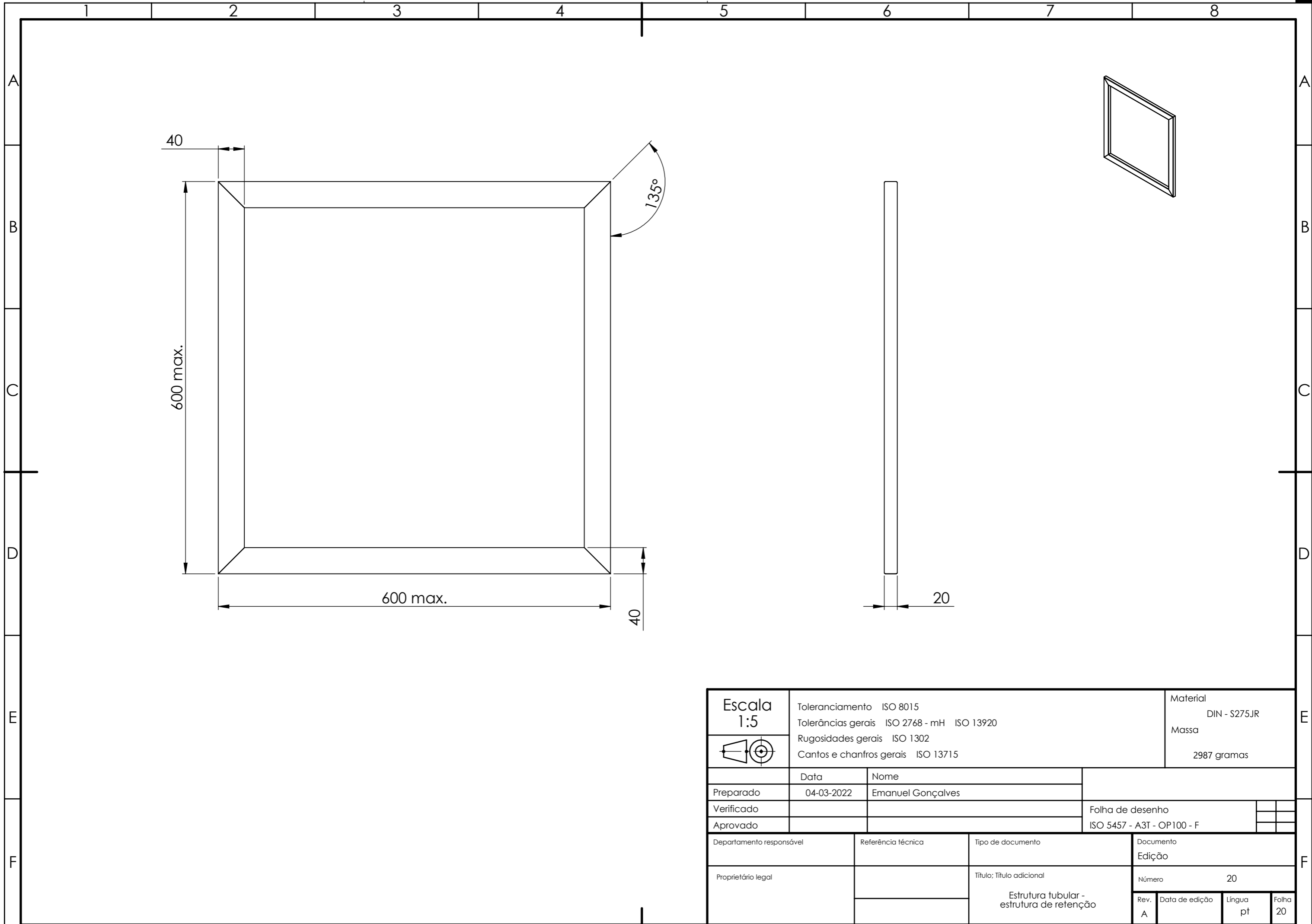
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 1419 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado				Folha de desenho
Aprovado				ISO 5457 - A3T - OP100 - F
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento		Documento
Proprietário legal		Título; Título adicional		Edição
		Chapa interior (sup./inf.) - estrutura de retenção		Número 17
		Rev.	Data de edição	Língua
		A		pt
				Folha 17




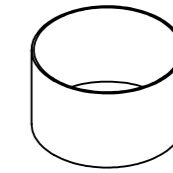
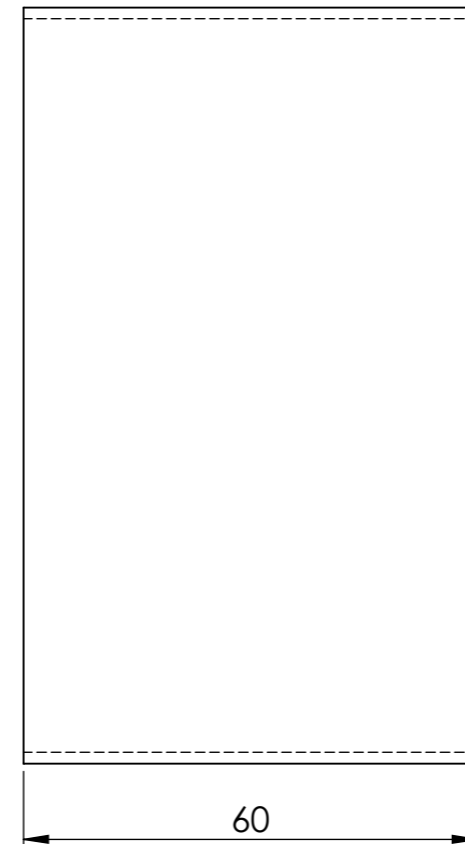
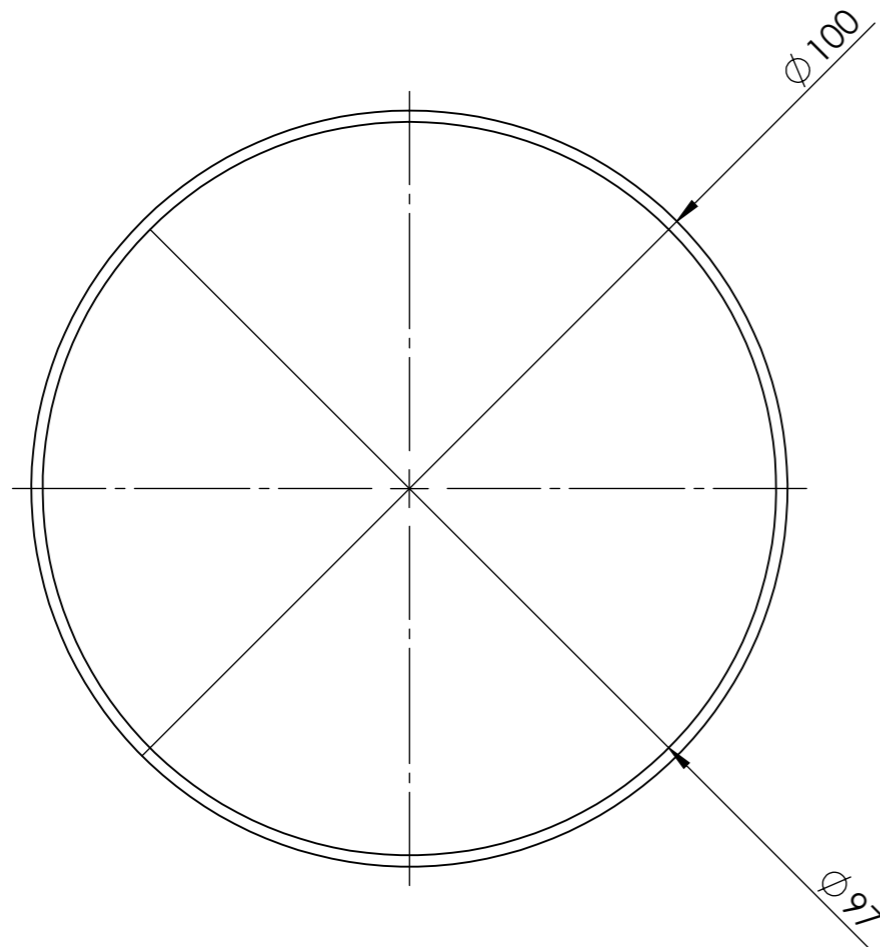
Escala 1:5	Toleranciamento ISO 8015		Material	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Borracha (NBR)	
	Rugosidades gerais ISO 1302		Massa	
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715		376 gramas	
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanue Gonçalves		
Verificado				Folha de desenho
Aprovado				ISO 5457 - A3T - OP100 - F
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento		Documento
				Edição
Proprietário legal		Título; Título adicional		Número
		Borracha - estrutura de retenção		18
		Rev.	Data de edição	Língua
		A		pt
				Folha
				18




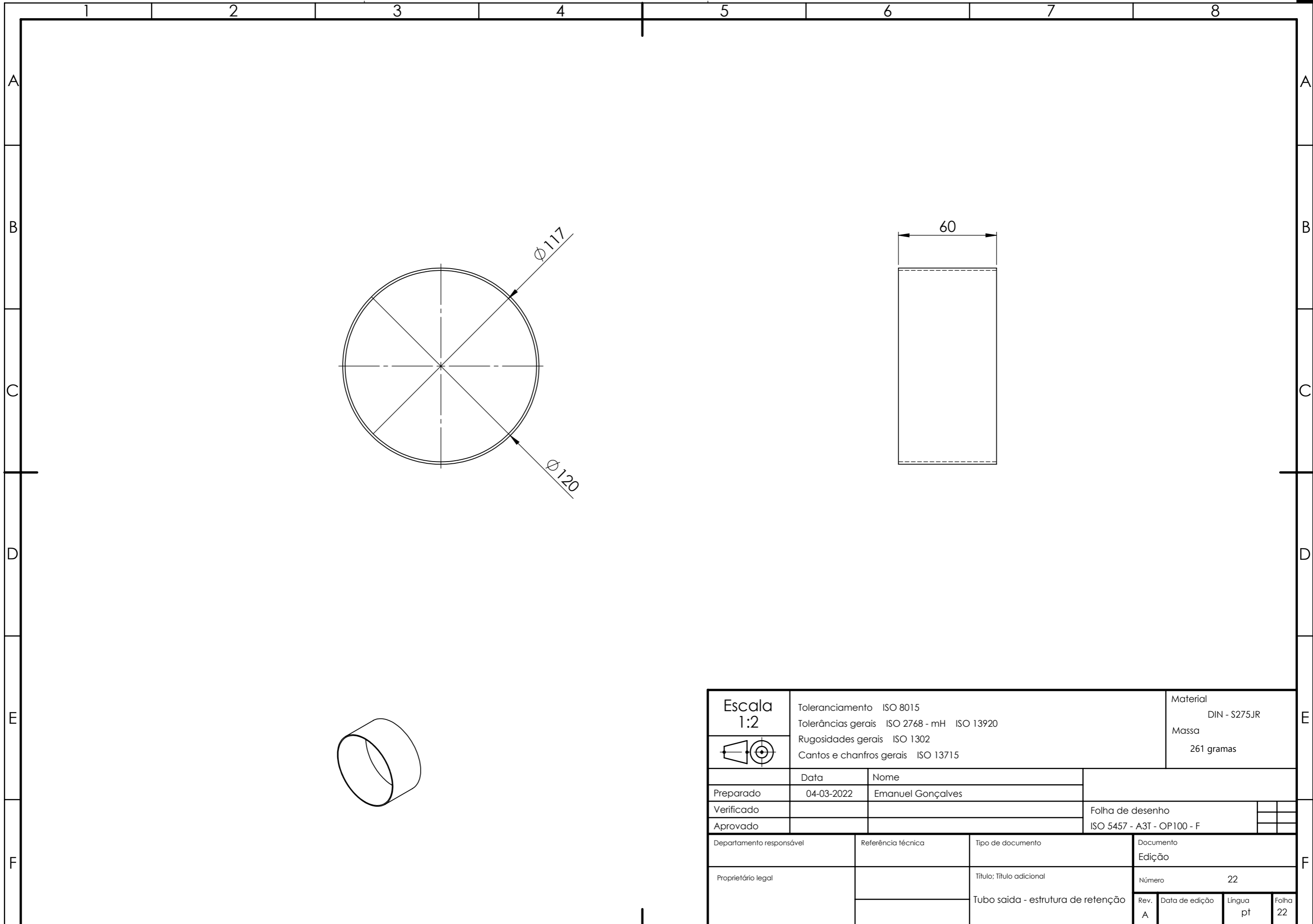
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 5322 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 19	
		Tampa - estrutura de retenção	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 19



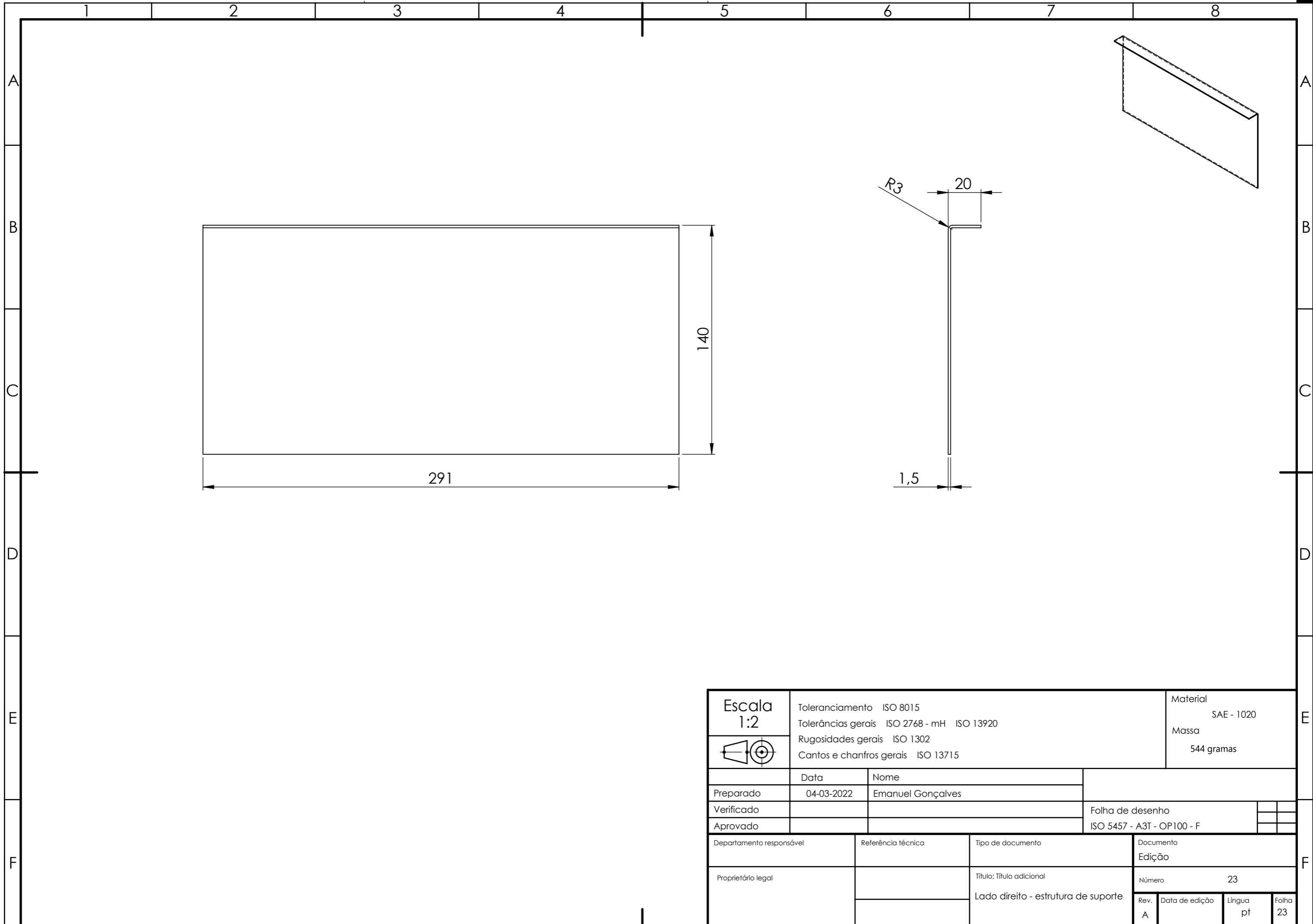
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015 Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920 Rugosidades gerais ISO 1302 Cantos e chanfros gerais ISO 13715		Material DIN - S275JR Massa 2987 gramas	
	Preparado 04-03-2022 Emanuel Gonçalves	Verificado 	Aprovado 	Folha de desenho ISO 5457 - A3T - OP100 - F
Departamento responsável 	Referência técnica 	Tipo de documento 	Documento Edição 	
Proprietário legal 	 	Título; Título adicional Estrutura tubular - estrutura de retenção	Número 20	Rev. A Data de edição Língua pt Folha 20

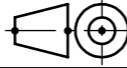


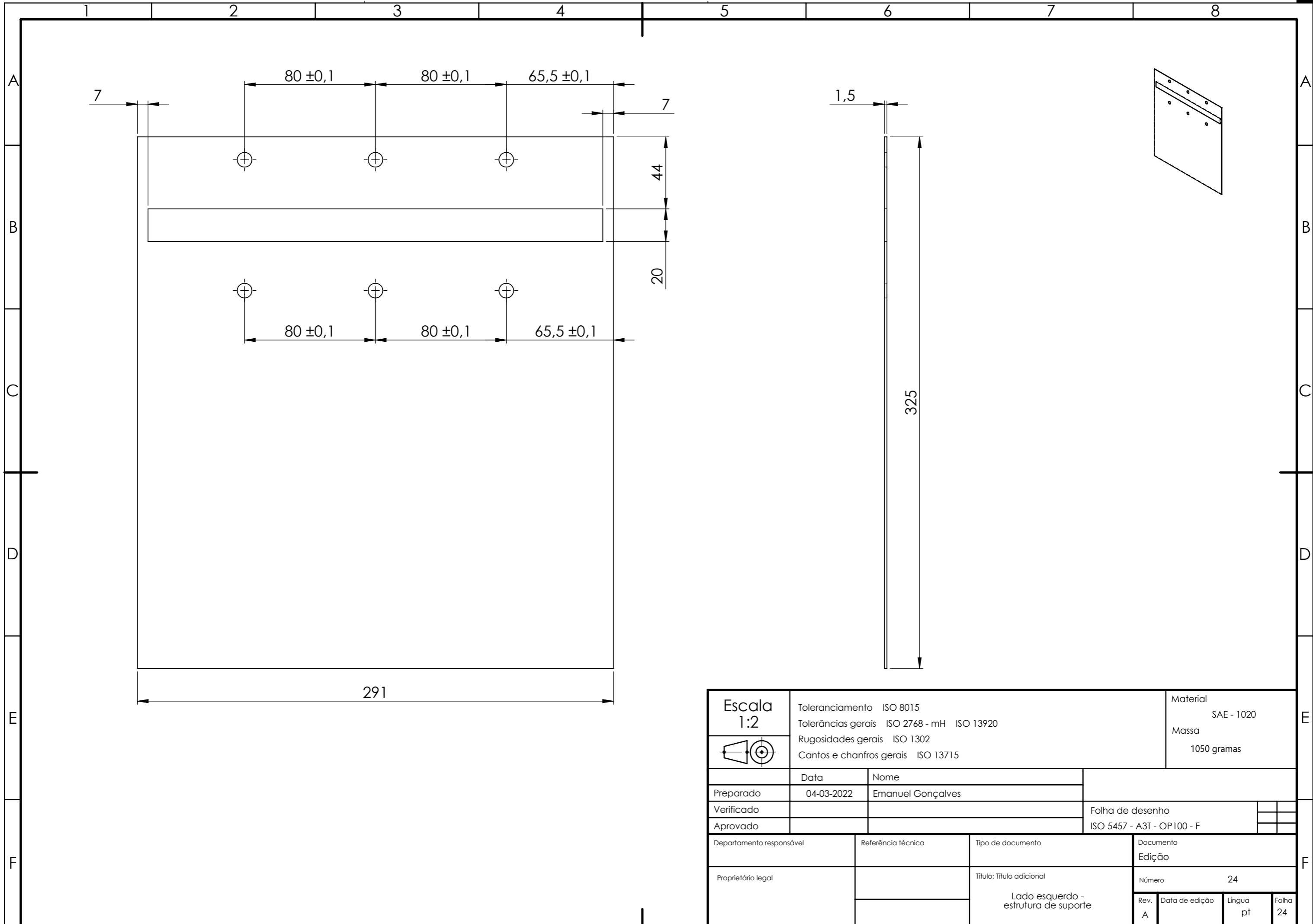
Escala 1:1 	Toleranciamento ISO 8015		Material DIN - S275JR	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 217 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 21	
		Tubo de entrada - estrutura de retenção	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 21

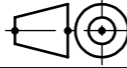


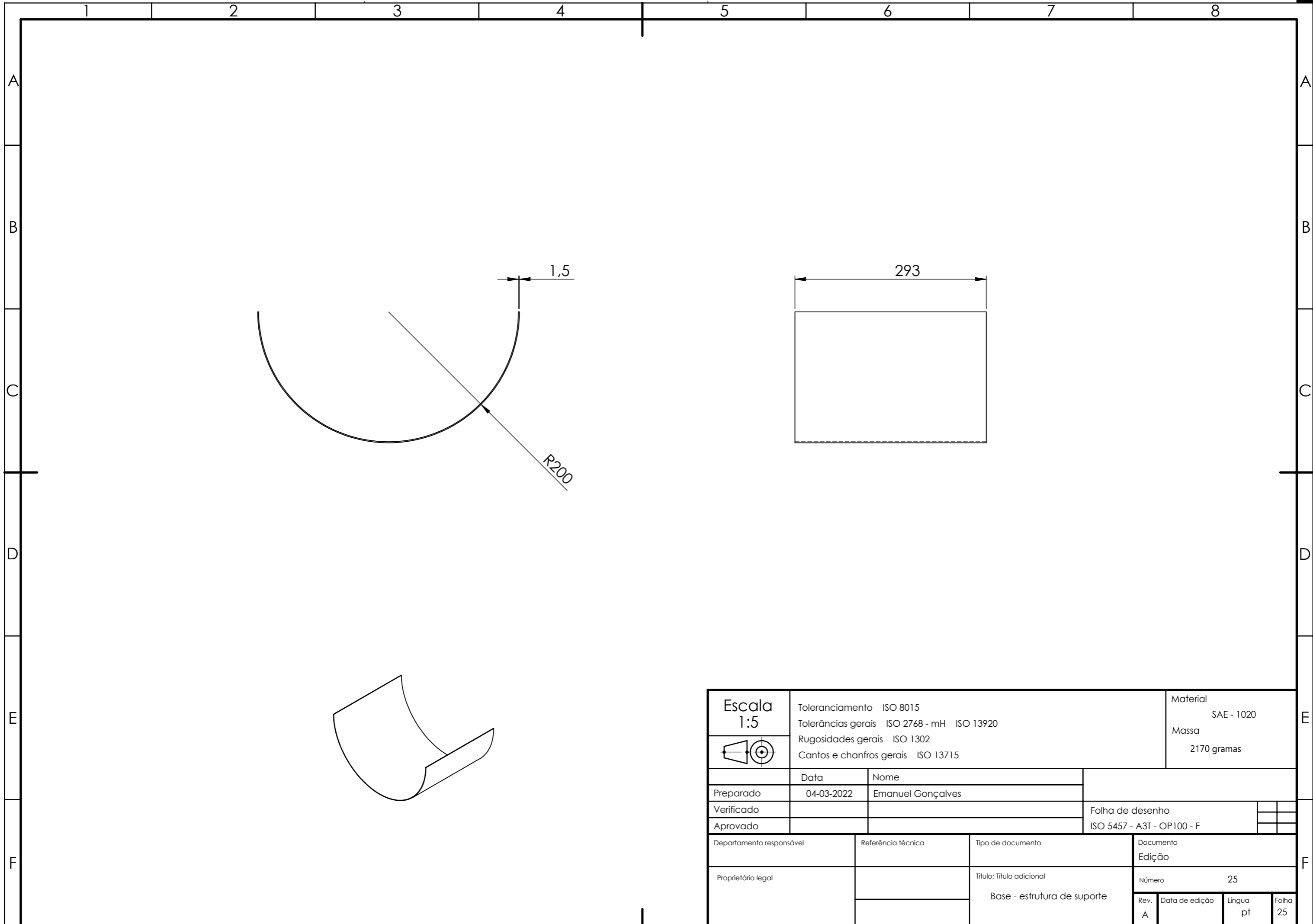
Escala 1:2	Toleranciamento ISO 8015		Material DIN - S275JR	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 261 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 22	
		Tubo saída - estrutura de retenção	Rev.	Data de edição
			A	
			Língua	Folha
			pt	22




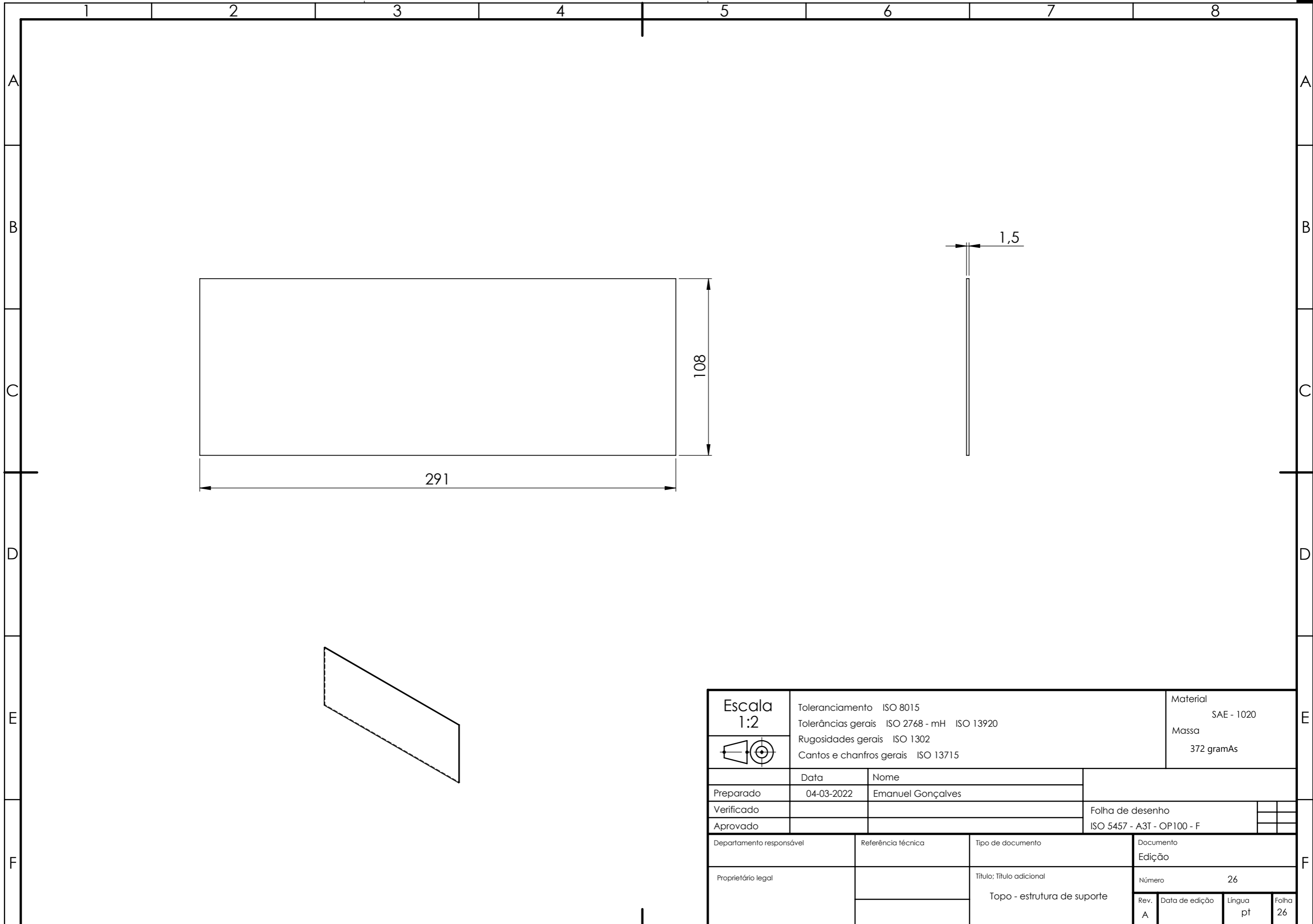
Escala 1:2 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 544 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 23	
		Lado direito - estrutura de suporte	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 23

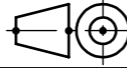


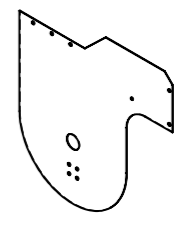
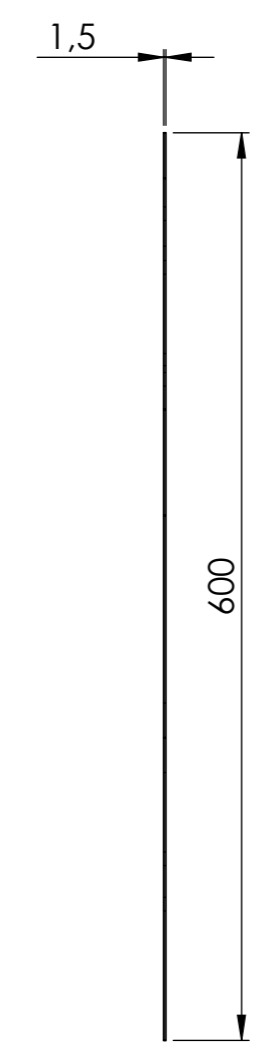
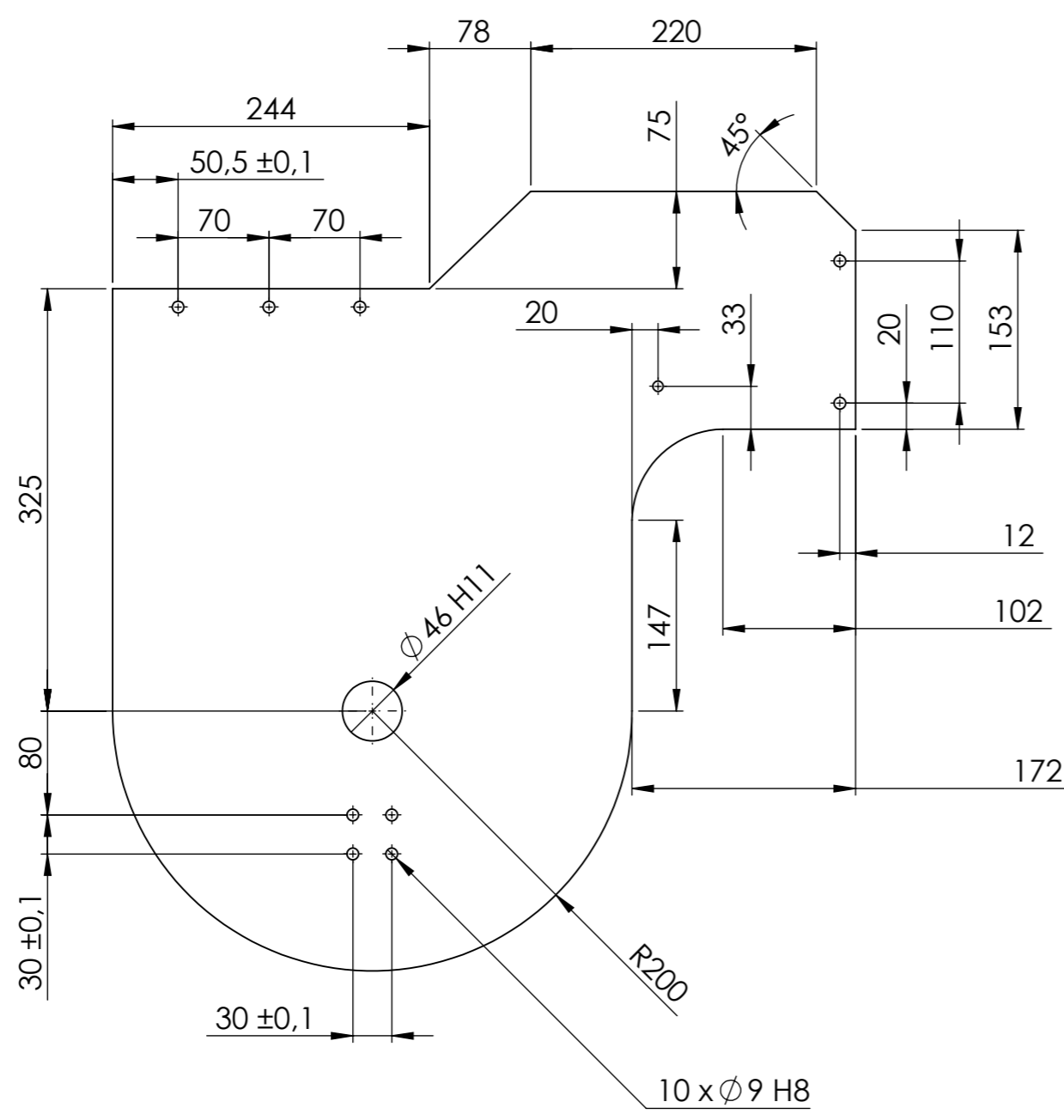
Escala 1:2 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 1050 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 24	
		Lado esquerdo - estrutura de suporte	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 24




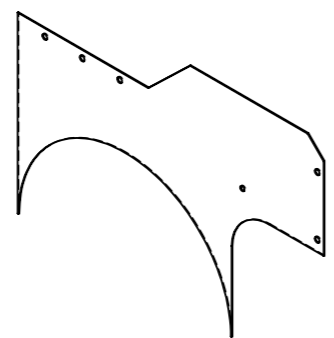
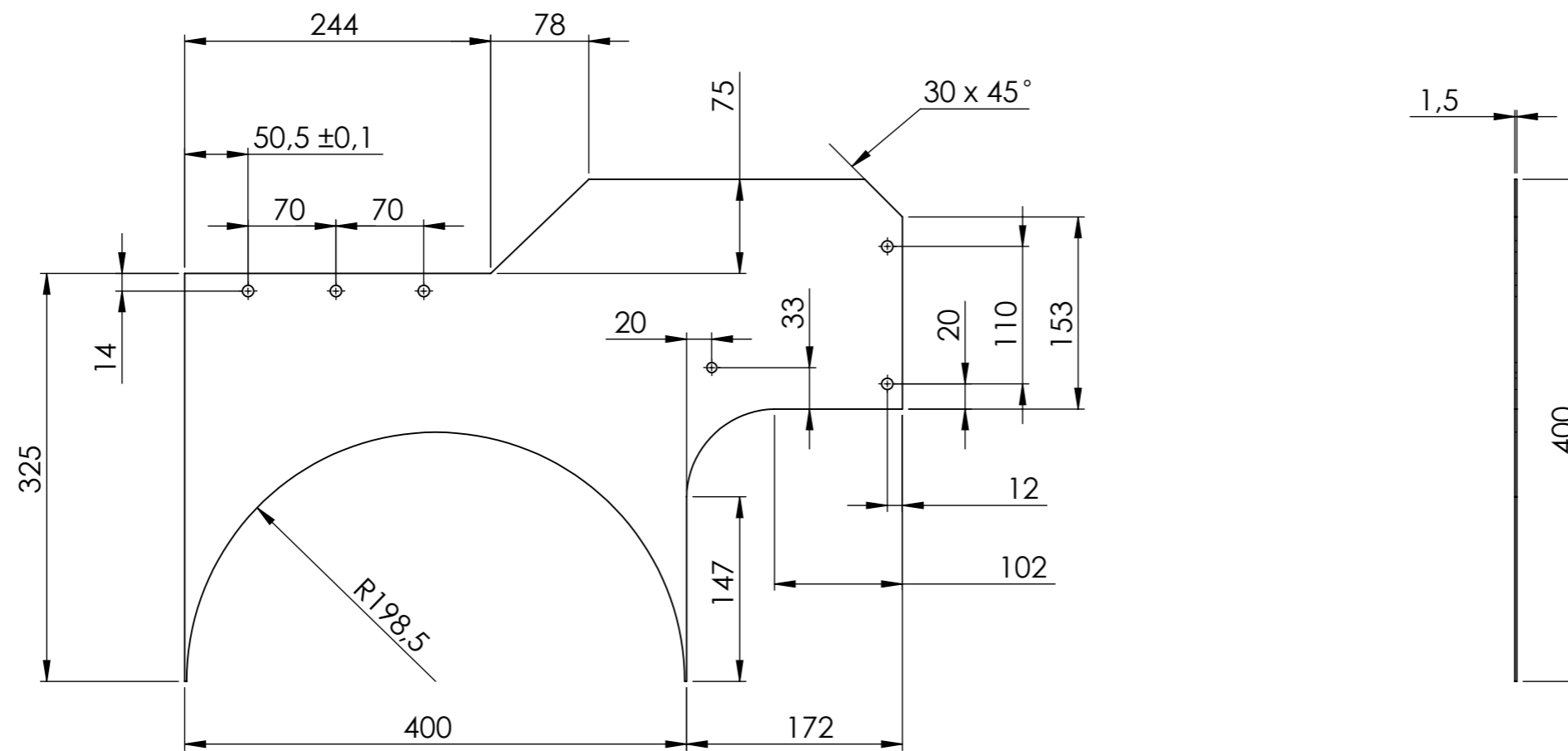
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015 Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920 Rugosidades gerais ISO 1302 Cantos e chanfros gerais ISO 13715		Material SAE - 1020 Massa 2170 gramas	
	Preparado 04-03-2022 Verificado Aprovado	Nome Emanuel Gonçalves	Folha de desenho ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável Proprietário legal	Referência técnica	Tipo de documento Base - estrutura de suporte	Documento Edição Número 25 Rev. A Data de edição Língua pt Folha 25	



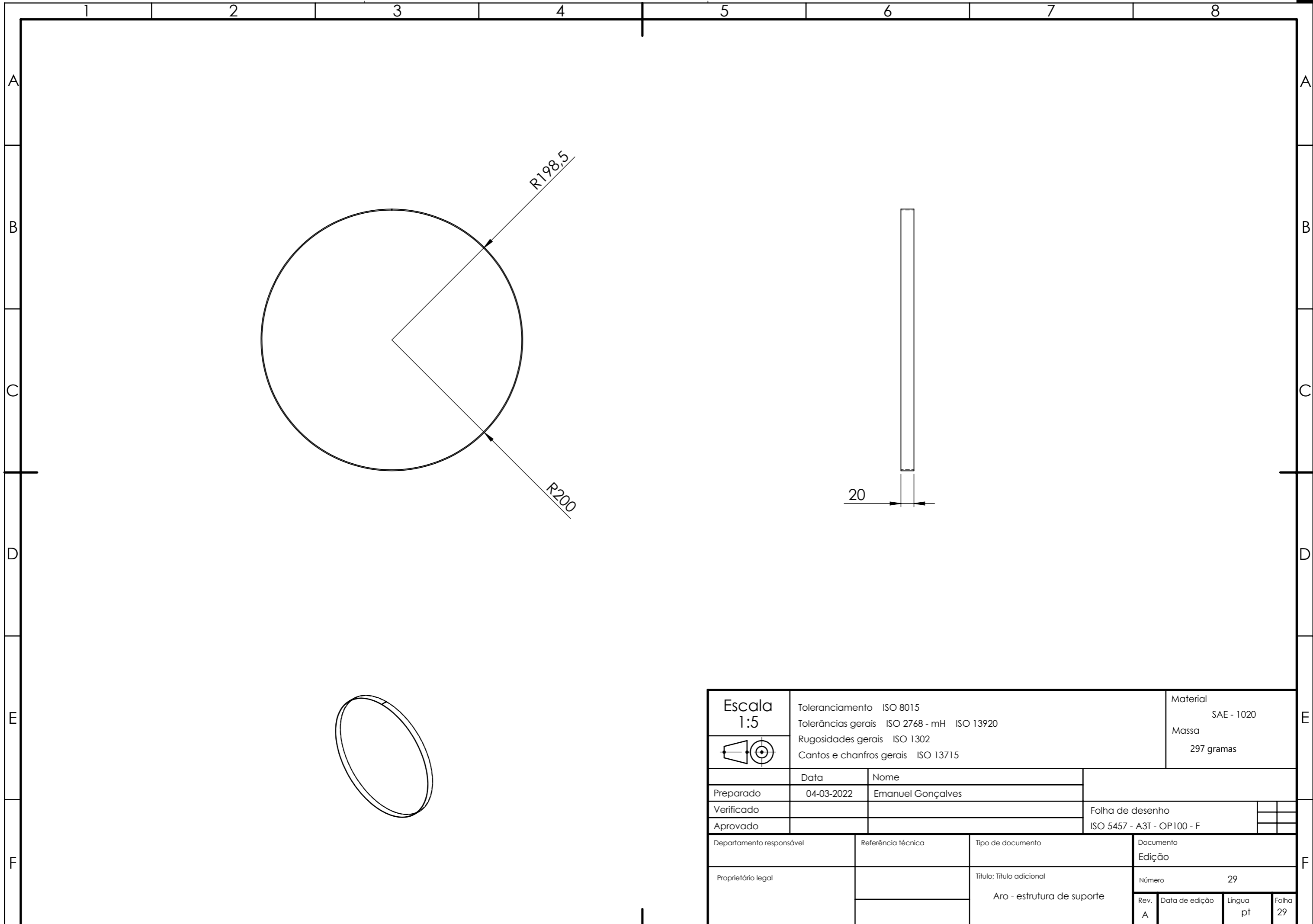
Escala 1:2 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 372 gramAs	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 26	
		Topo - estrutura de suporte	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 26




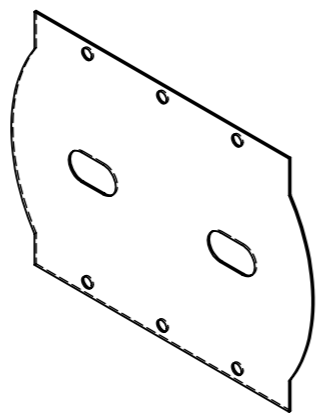
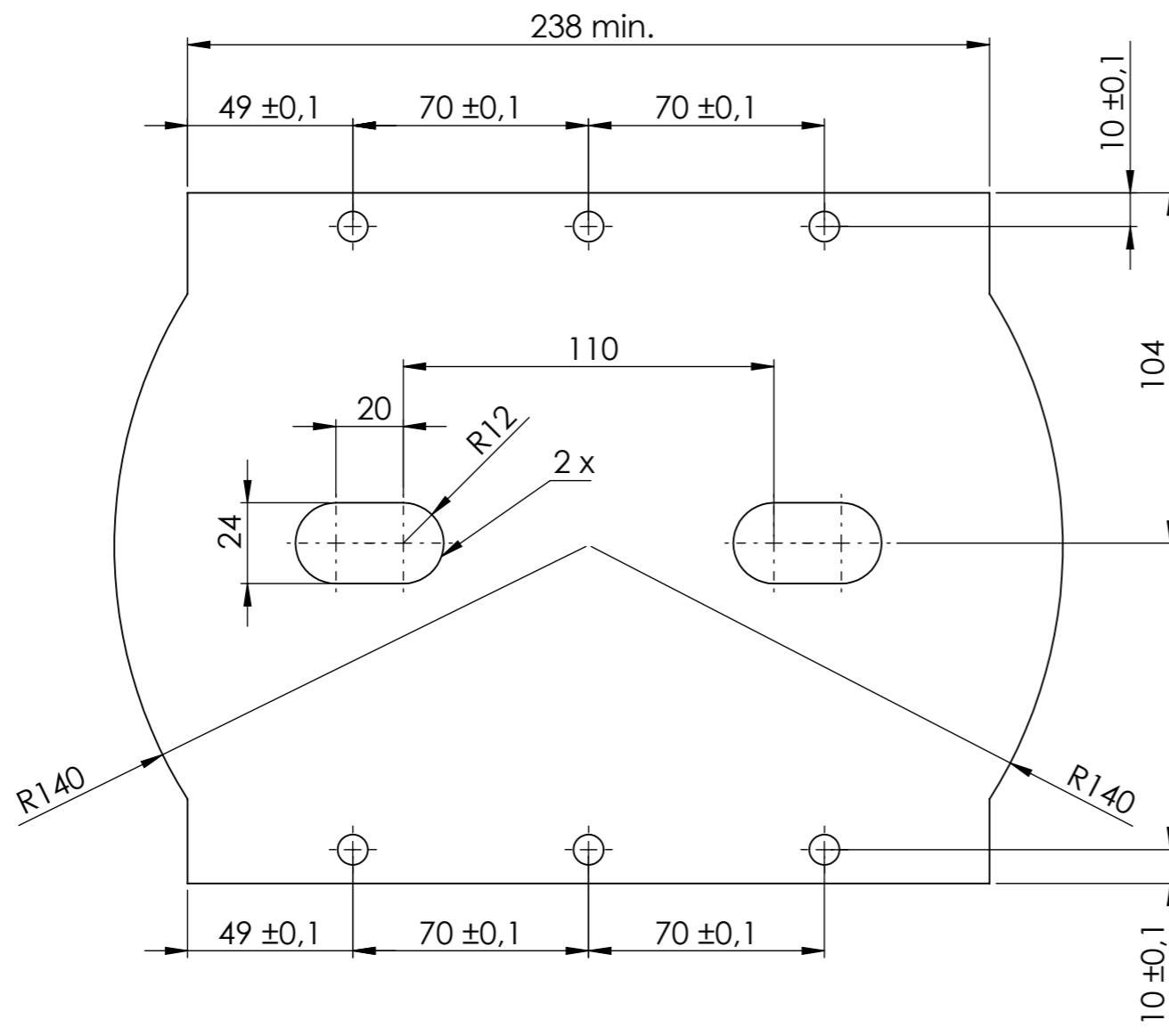
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 2743 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional Frente - estrutura de suporte	Número 27	
			Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 27



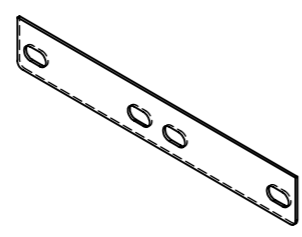
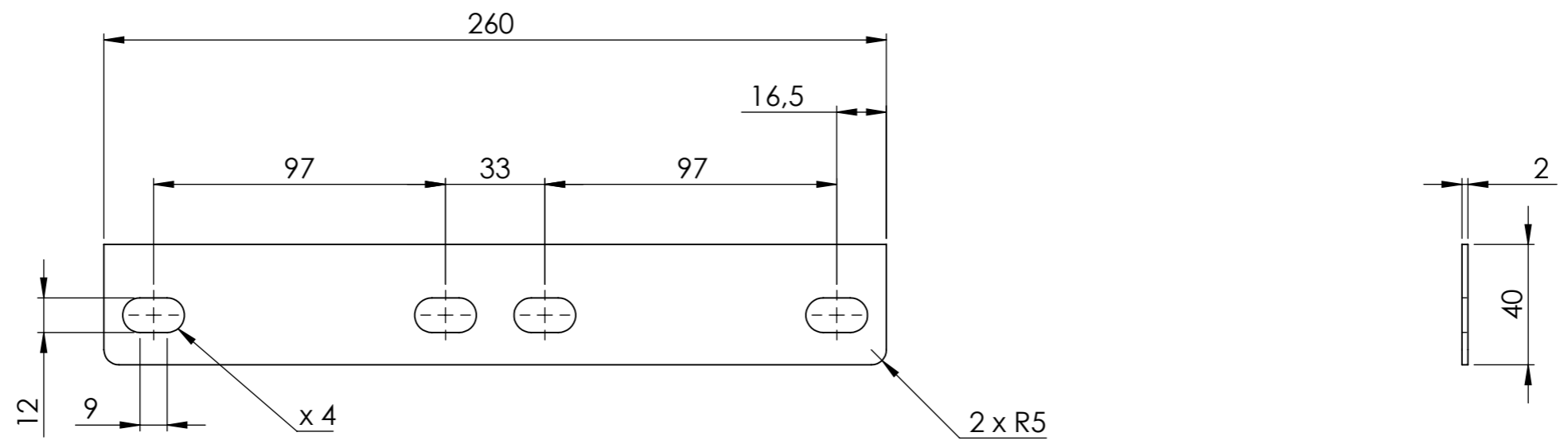
Escala 1:5	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 1287 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 28	
		Lado de trás - estrutura de suporte	Rev.	Data de edição
			A	
			pt	Folha 28




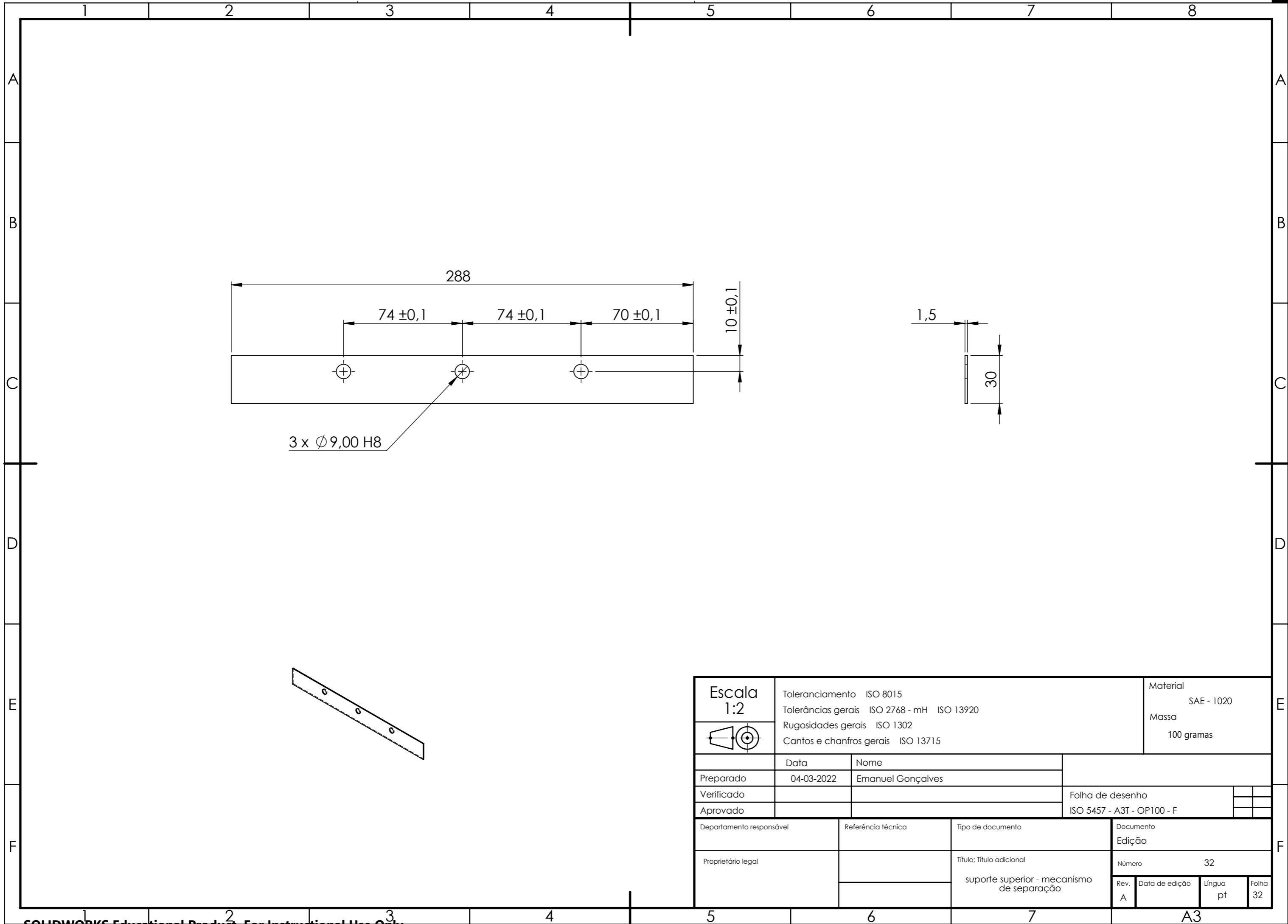
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015 Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920 Rugosidades gerais ISO 1302 Cantos e chanfros gerais ISO 13715		Material SAE - 1020 Massa 297 gramas	
	Preparado 04-03-2022 Verificado Aprovado	Nome Emanuel Gonçalves	Folha de desenho ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável Proprietário legal	Referência técnica	Tipo de documento Aro - estrutura de suporte	Documento Edição Número 29 Rev. A Data de edição Língua pt Folha 29	



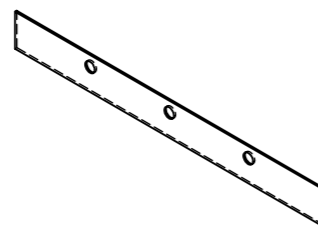
Escala 1:2	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE -1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 604 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado				Folha de desenho
Aprovado				ISO 5457 - A3T - OP100 - F
Departamento responsável		Referência técnica	Tipo de documento	
Proprietário legal			Documento Edição	
			Número 30	
			Rev. A	
			Data de edição	
			Língua pt	
			Folha 30	



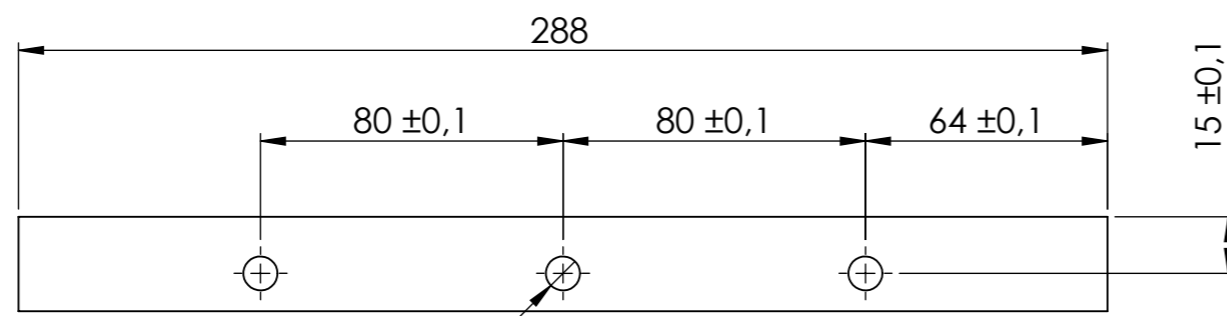
Escala 1:2 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 151 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
Preparado	Data	Nome		
Verificado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Aprovado			Folha de desenho	
			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 31	
		Suporte de fixação - mecanismo de separação	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 31



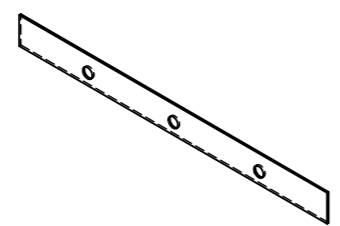
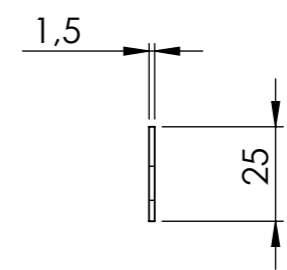
3 x Ø 9,00 H8



Escala 1:2	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 100 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 32	
		suporte superior - mecanismo de separação	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 32

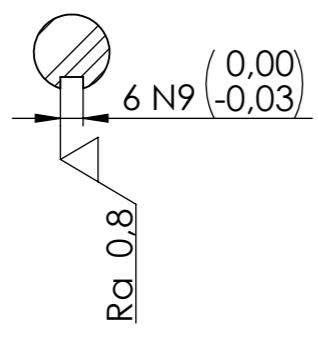
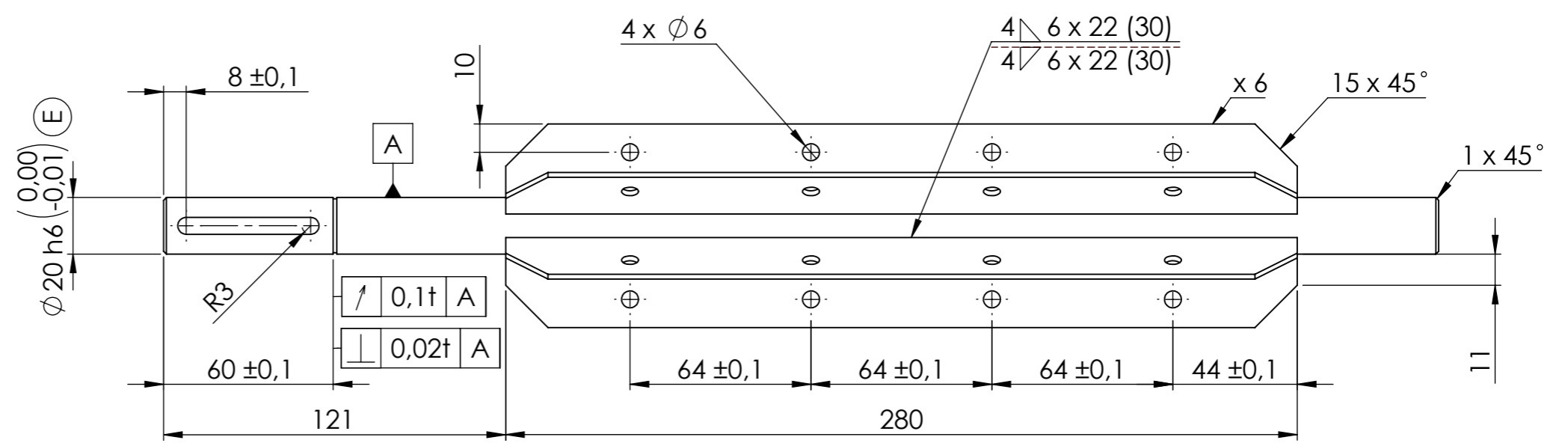
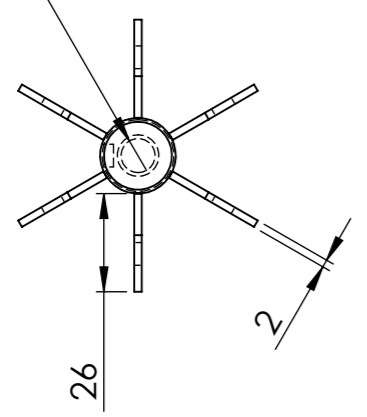


3 x Ø 9,00 H8

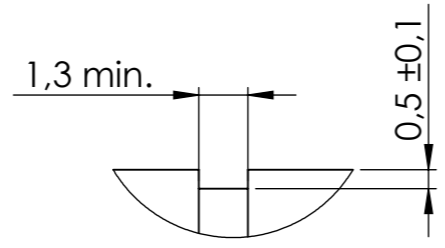
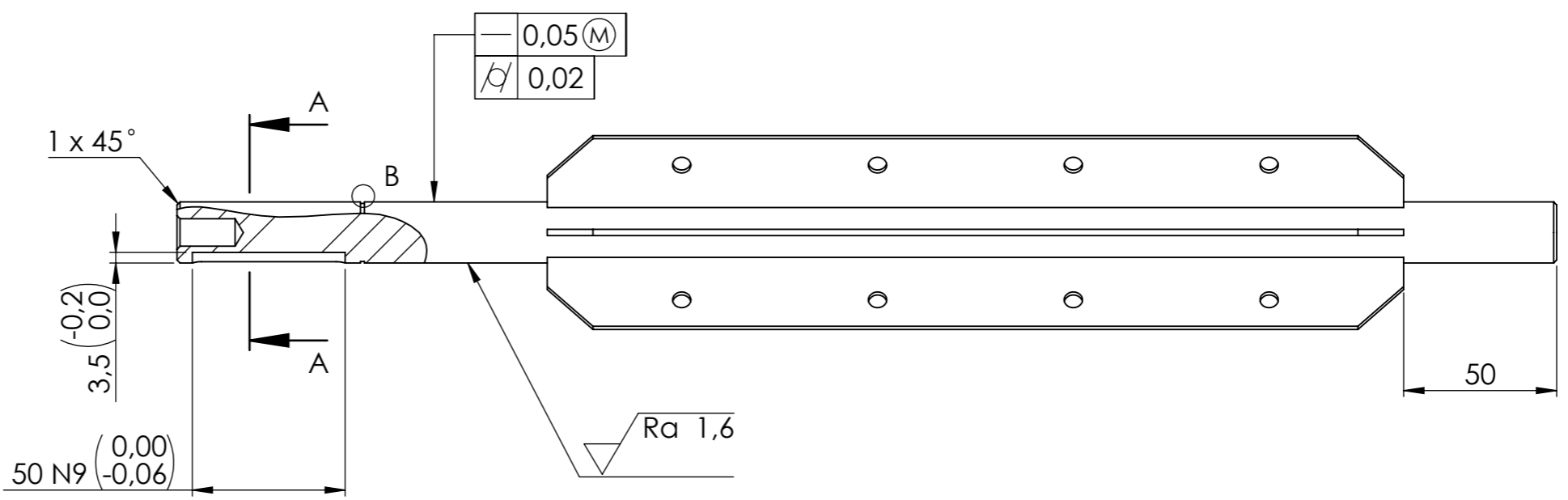


Escala 1:2	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 83 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável		Referência técnica	Tipo de documento	
Proprietário legal			Documento Edição	
			Número 33	
			Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 33

$\phi 6,75 \text{ H8 } \nabla 20$
 $\text{M8 x 1,25 - 6H } \nabla 10$



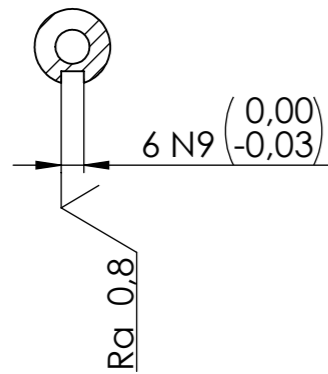
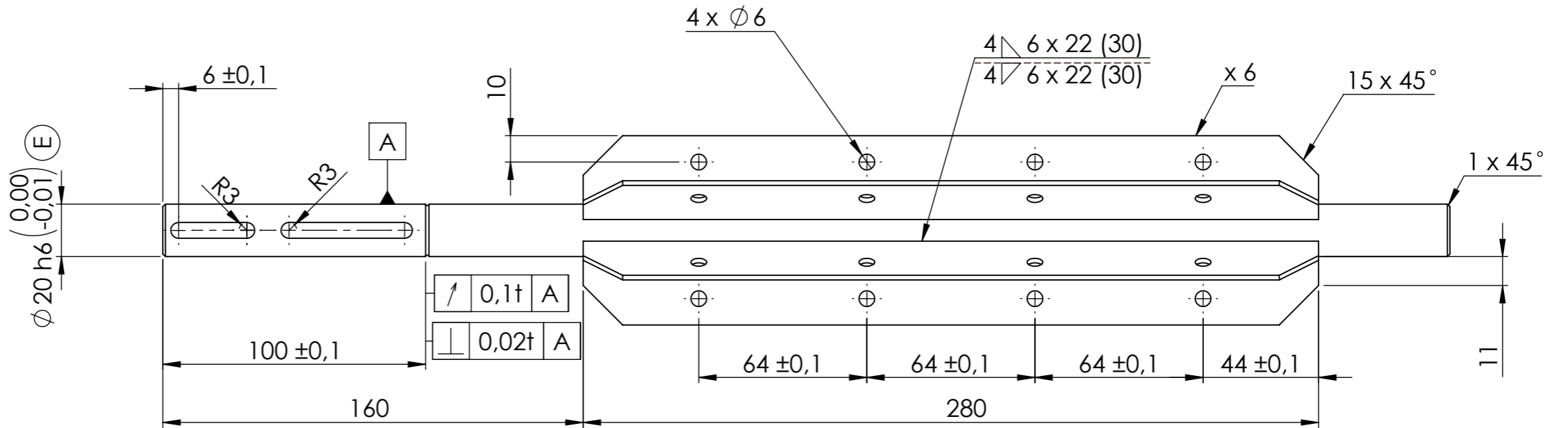
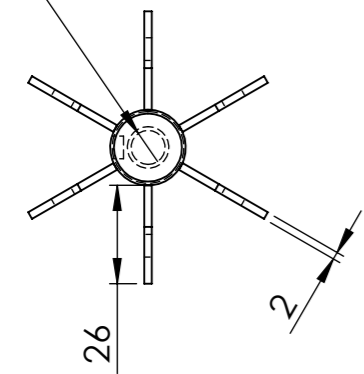
Secção A-A
 Escala 1 : 2



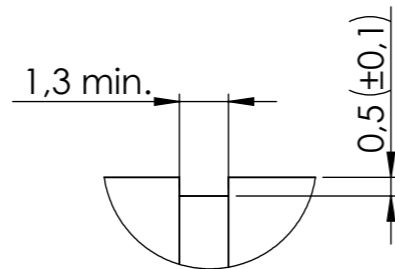
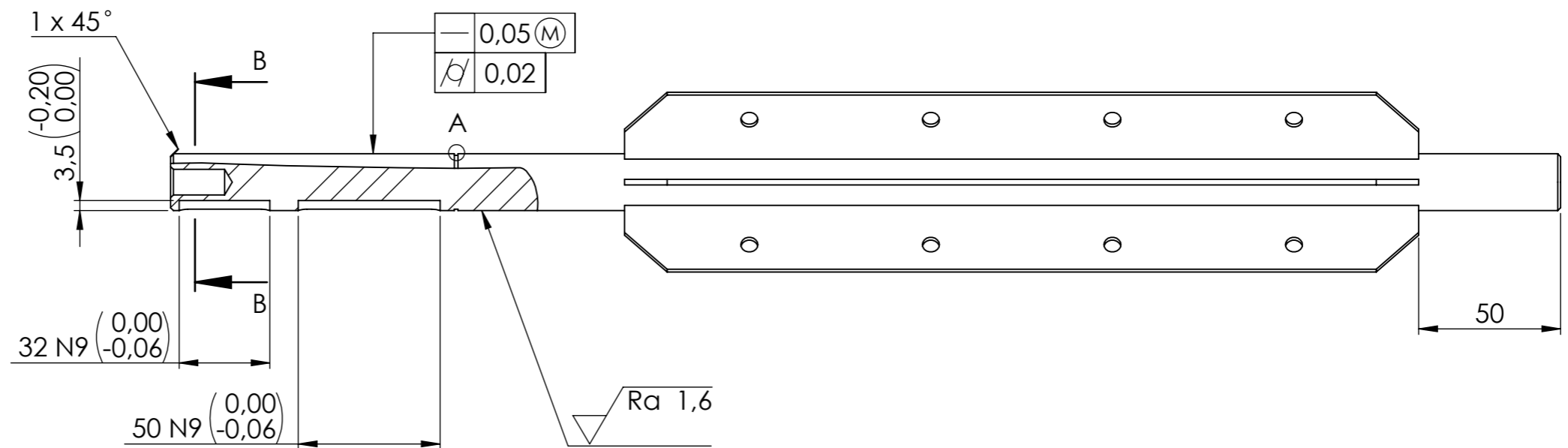
Detalhe B
 Escala 5 : 1

Escala 1:2 	Toleranciamento ISO 8015 Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920 Rugosidades gerais ISO 1302 Cantos e chanfros gerais ISO 13715		Material DIN - Ck45 Massa 1745 grams	
	Data 04-03-2022	Nome Emanuel Gonçalves		
Preparado			Folha de desenho ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Verificado				
Aprovado				
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento Edição	
Proprietário legal	Título; Título adicional Veio movido (com pás) - mecanismo de separação		Número 34	Edição
			Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 34

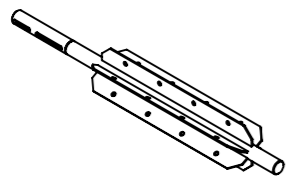
$\varnothing 6,75 \text{ H8 } \nabla 20$
 $\text{M8 x 1,25 } \nabla 10$



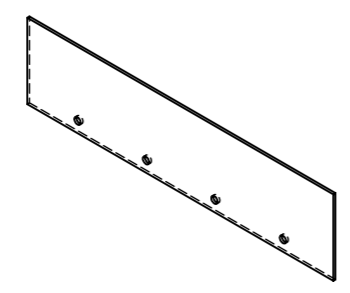
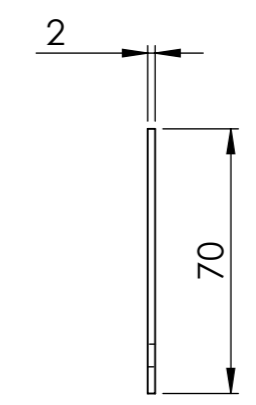
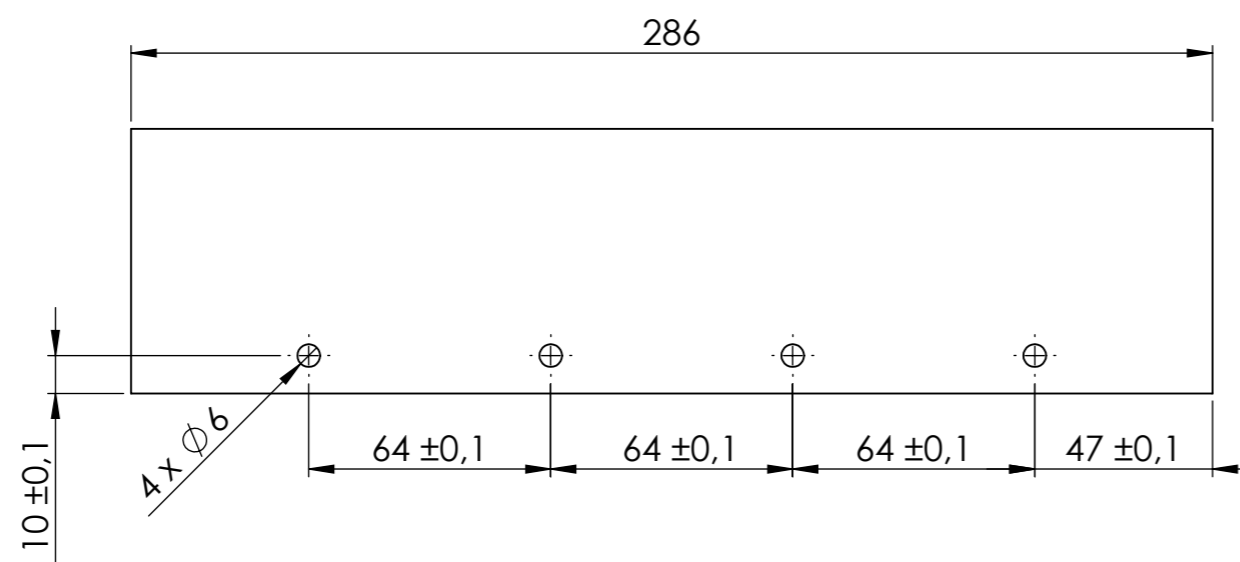
Secção B-B
 Escala 1 : 2



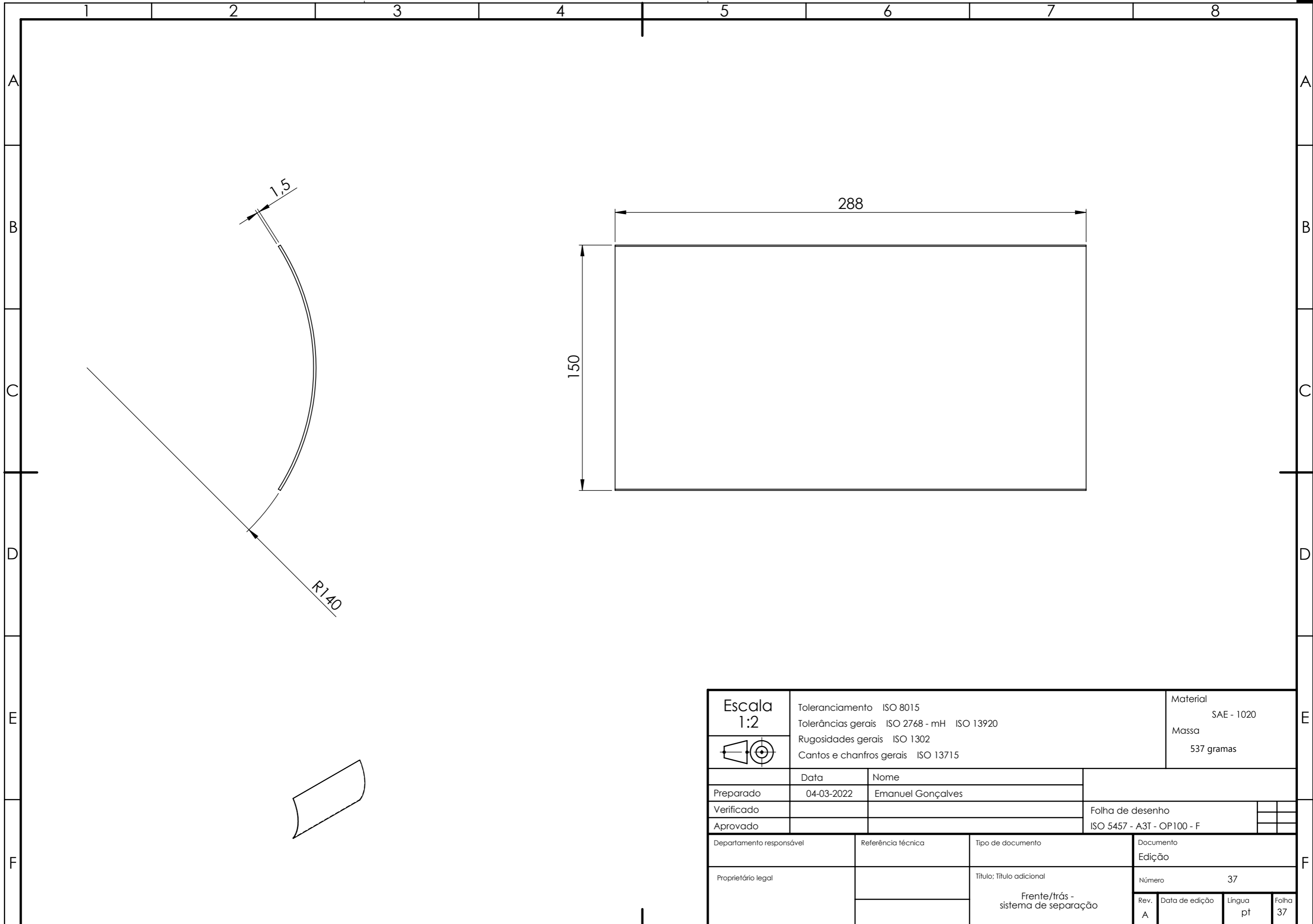
Detalhe A
 Escala 5 : 1

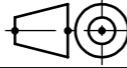


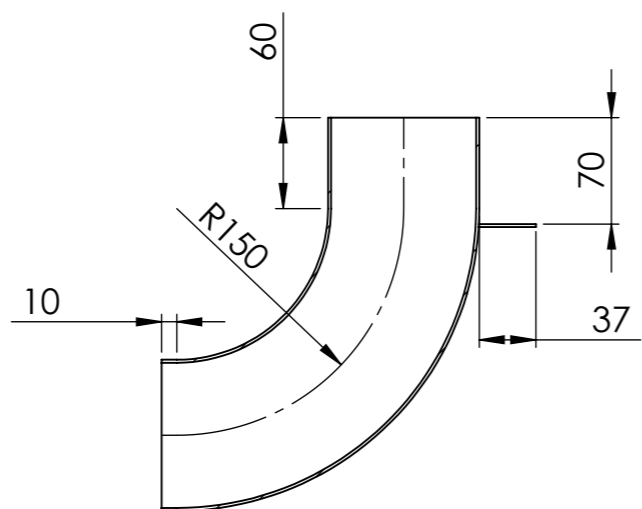
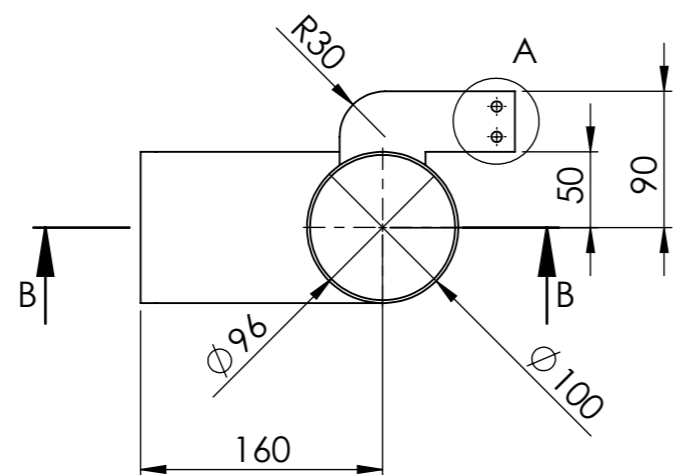
Escala 1:2	Toleranciamento ISO 8015		Material DIN - Ck45	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 1836 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302		Cantos e chanfros gerais ISO 13715	
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado				Folha de desenho
Aprovado				ISO 5457 - A3T - OP100 - F
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento		Documento
Proprietário legal		Título; Título adicional		Edição
		Veio motor (com pás) - mecanismo de separação		Número 35
		Rev. A	Data de edição	Língua pt
				Folha 35



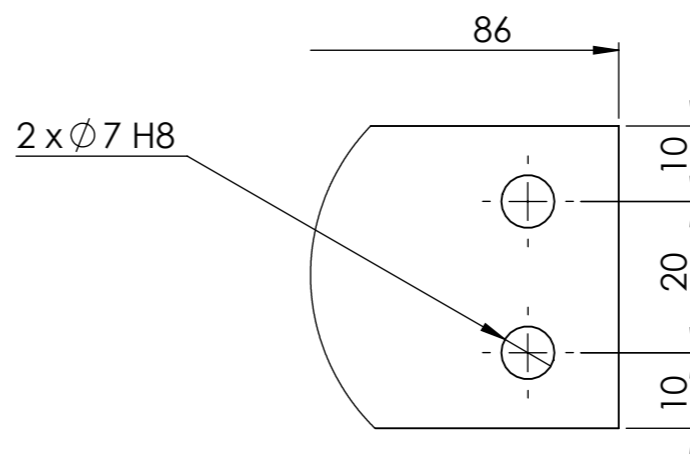
Escala 1:2	Toleranciamento ISO 8015		Material	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Borracha (NBR)	
	Rugosidades gerais ISO 1302		Massa	
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715		46 gramas	
Preparado	Data	Nome		
Verificado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Aprovado			Folha de desenho	
			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número	
		Pá (borracha) - mecanismo de separação	36	
			Rev.	Data de edição
			A	
			Língua	Folha
			pt	36



Escala 1:2 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 537 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 37	
		Frente/trás - sistema de separação	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 37

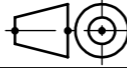


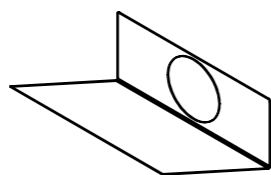
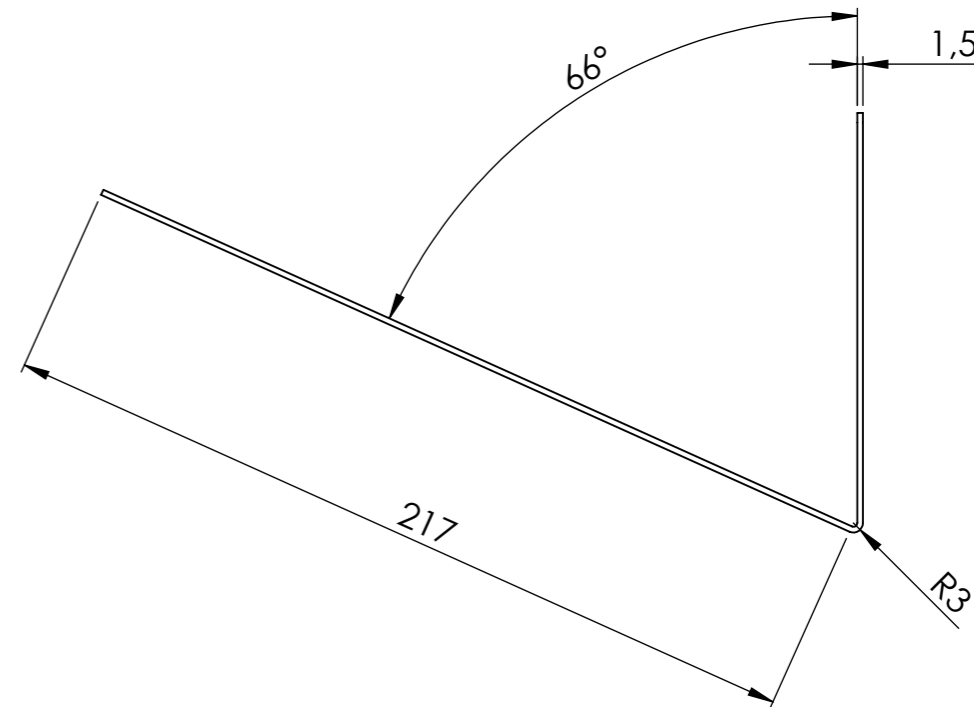
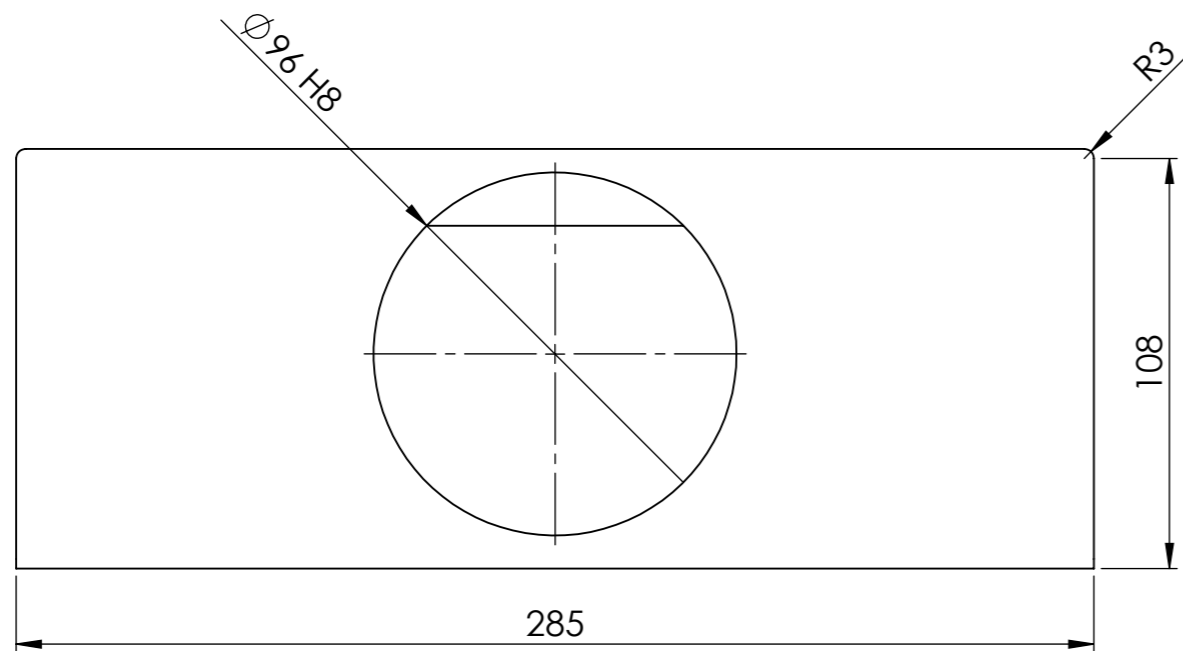
Secção B-B




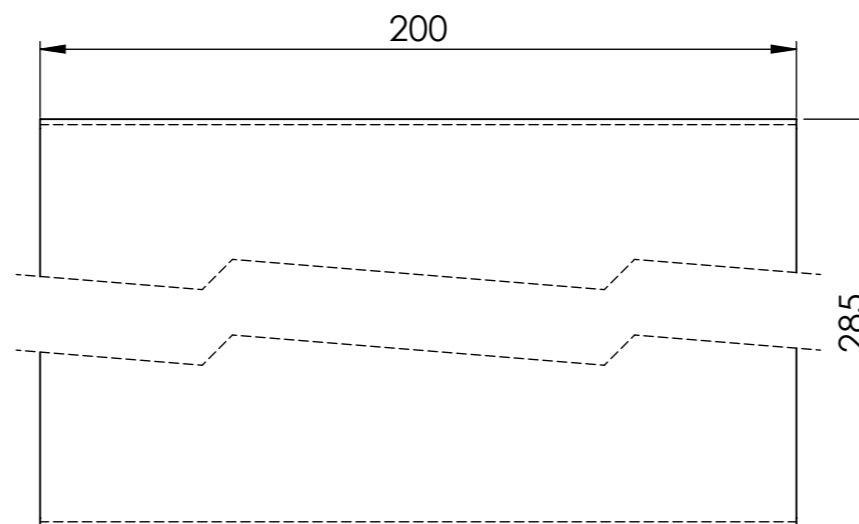
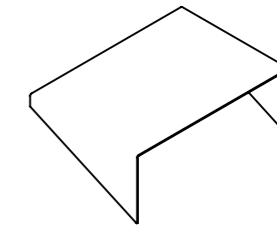
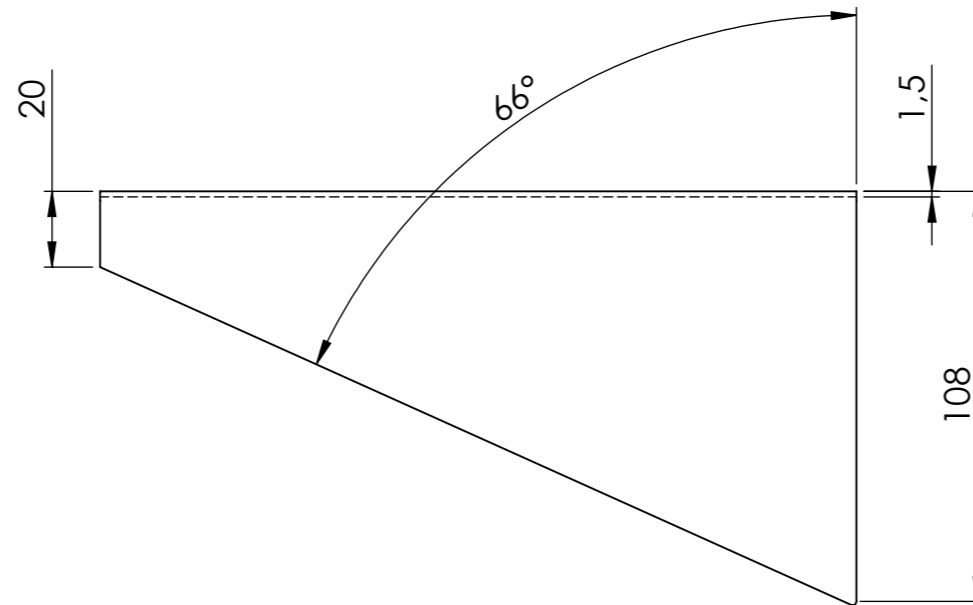
Detalhe A
Escala 1 : 1




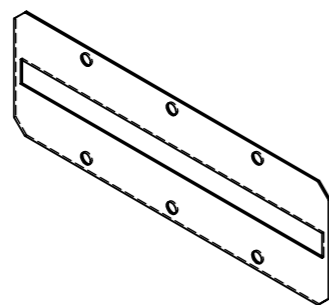
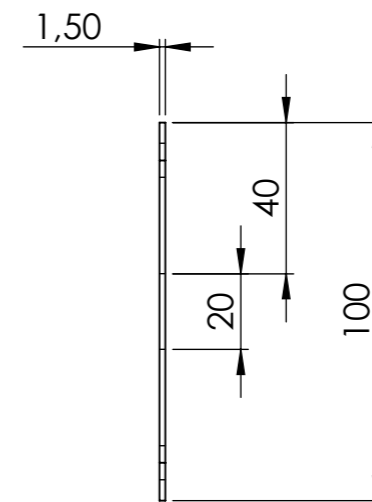
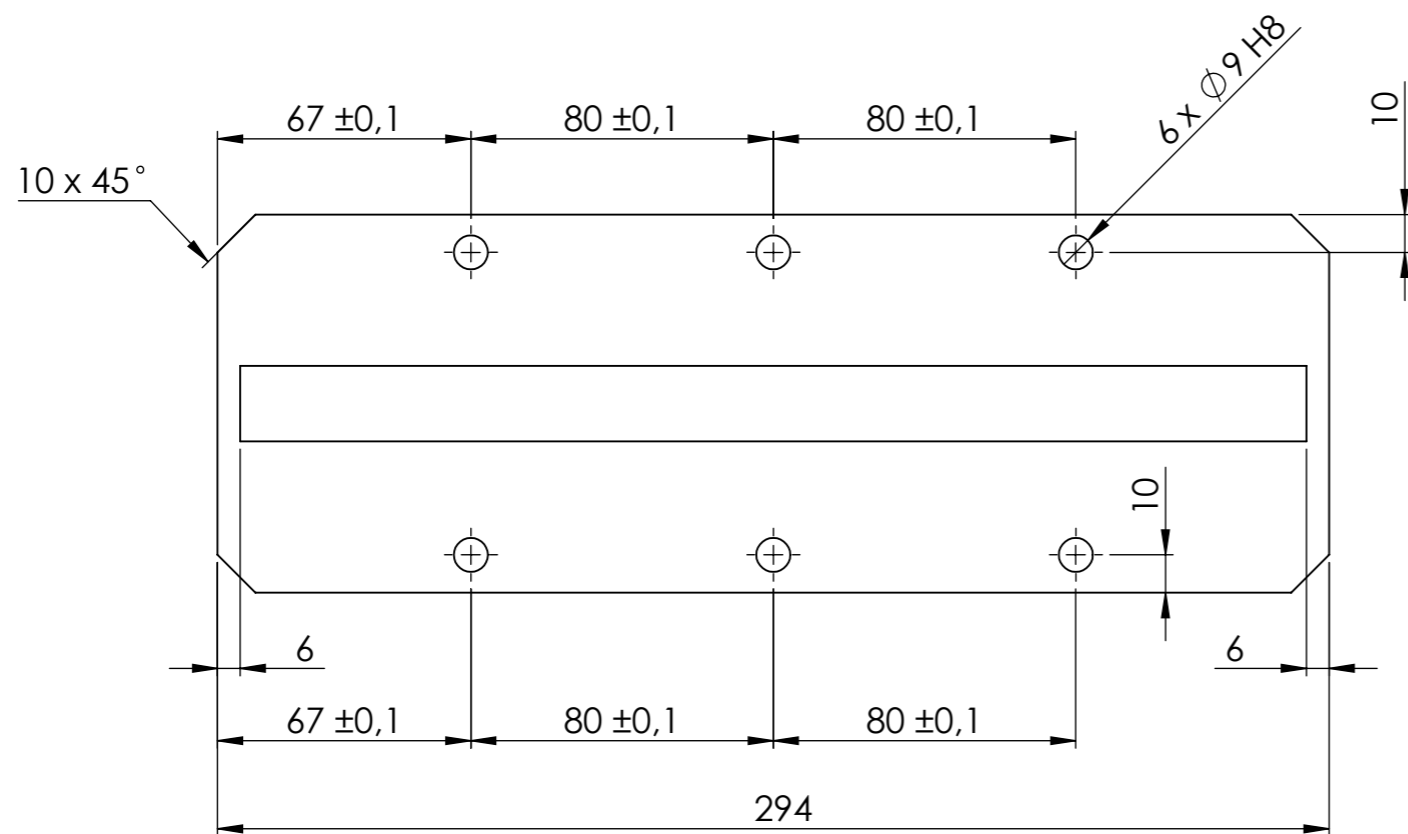
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015		Material DIN - S275JR	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 1538 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado				Folha de desenho
Aprovado				ISO 5457 - A3T - OP100 - F
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento		Documento
				Edição
Proprietário legal		Título; Título adicional		Número 38
		Tubo - estrutura de sopragem		Rev. A
		Data de edição	Língua pt	Folha 38




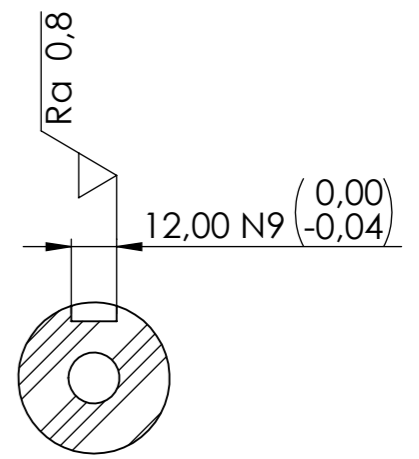
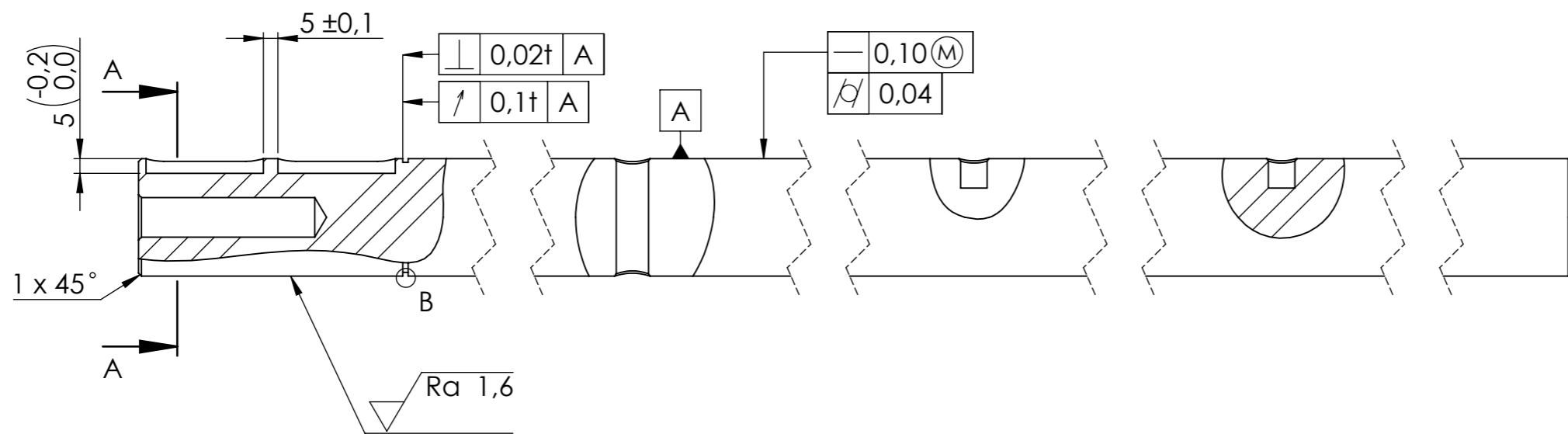
Escala 1:5	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 1025 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 39	
		Base - estrutura de sopragem	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 39



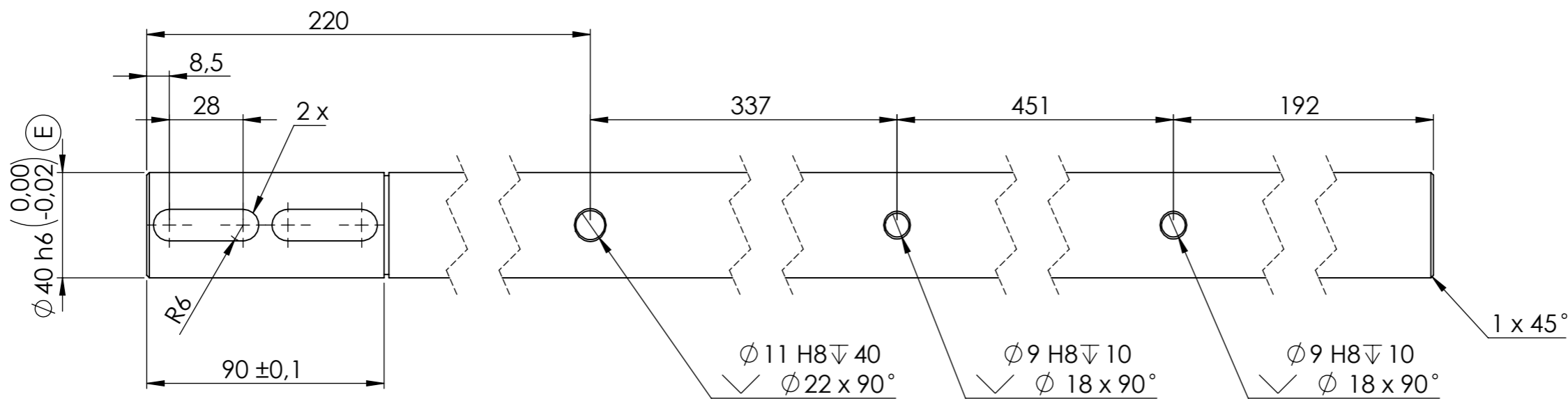
Escala 1:2 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 973 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 40	
		Topo - estrutura de sopragem	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 40



Escala 1:2	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 275 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	09-09-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 41	
		Suporte de fixação - estrutura de sopragem	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 41

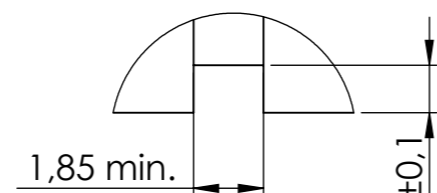
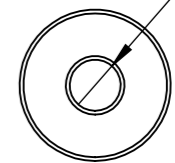


Secção A-A
Escala 1 : 2

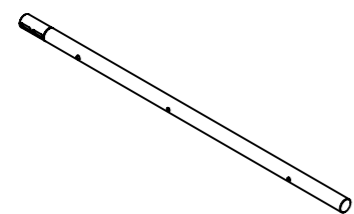


Ø 40 h6 (0,00 / -0,02) (E)

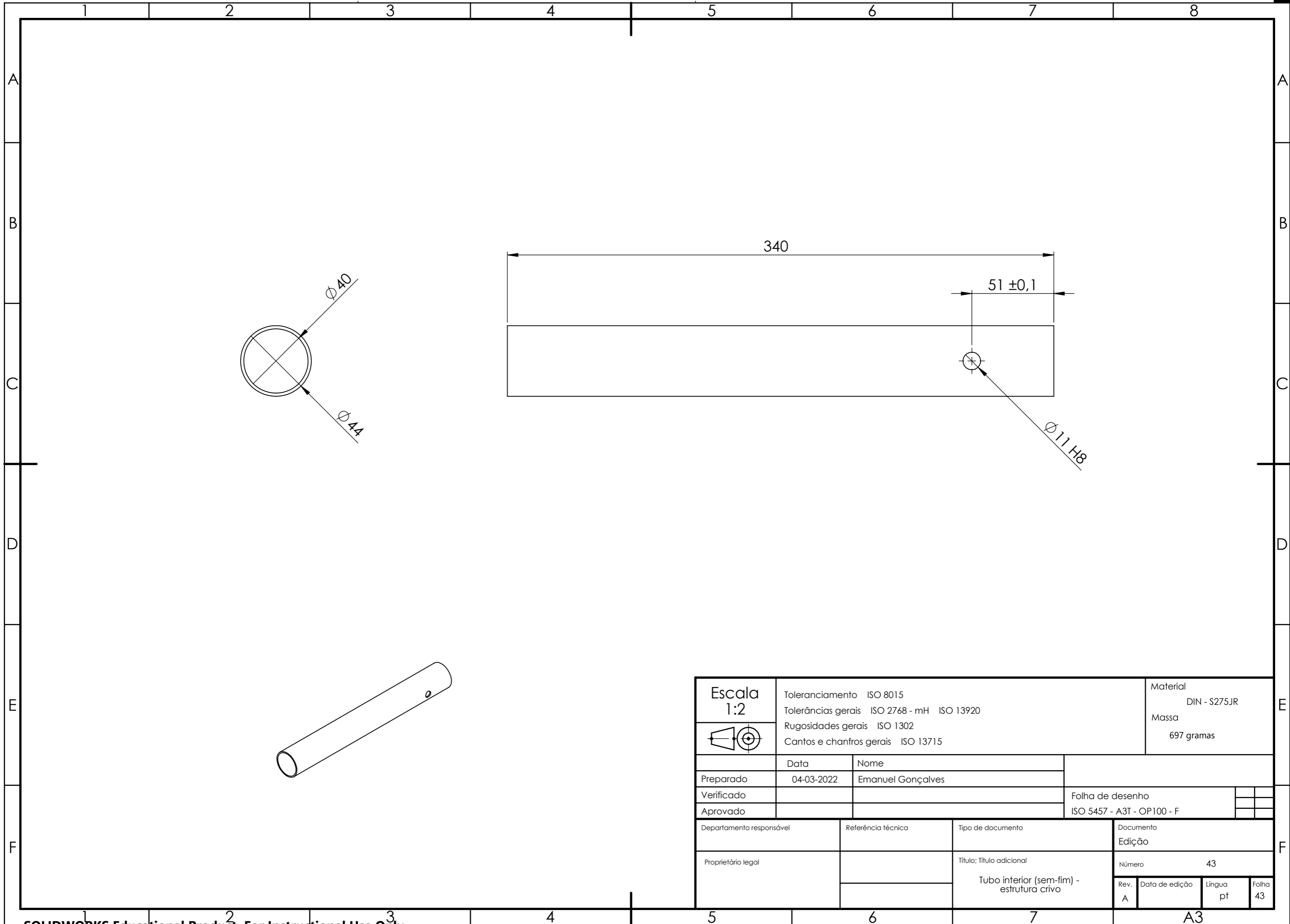
Ø 10,3 H8 / 60
M12 x 1,75 - 6H / 50



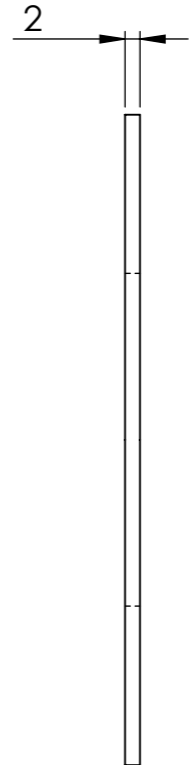
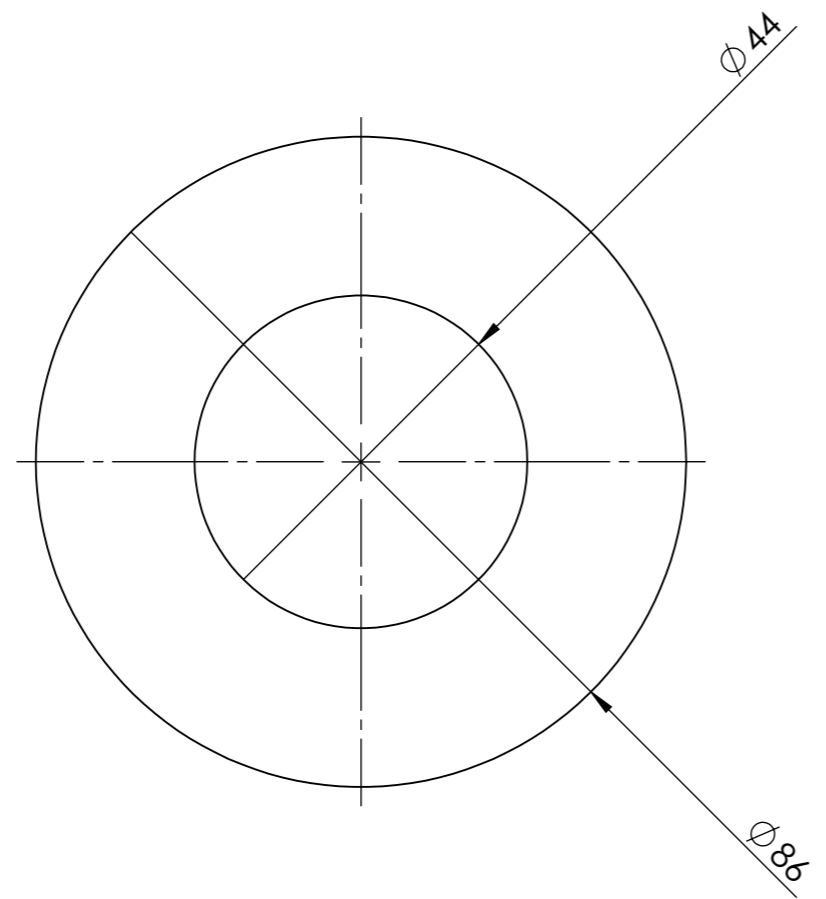
Detalhe B
Escala 5 : 1




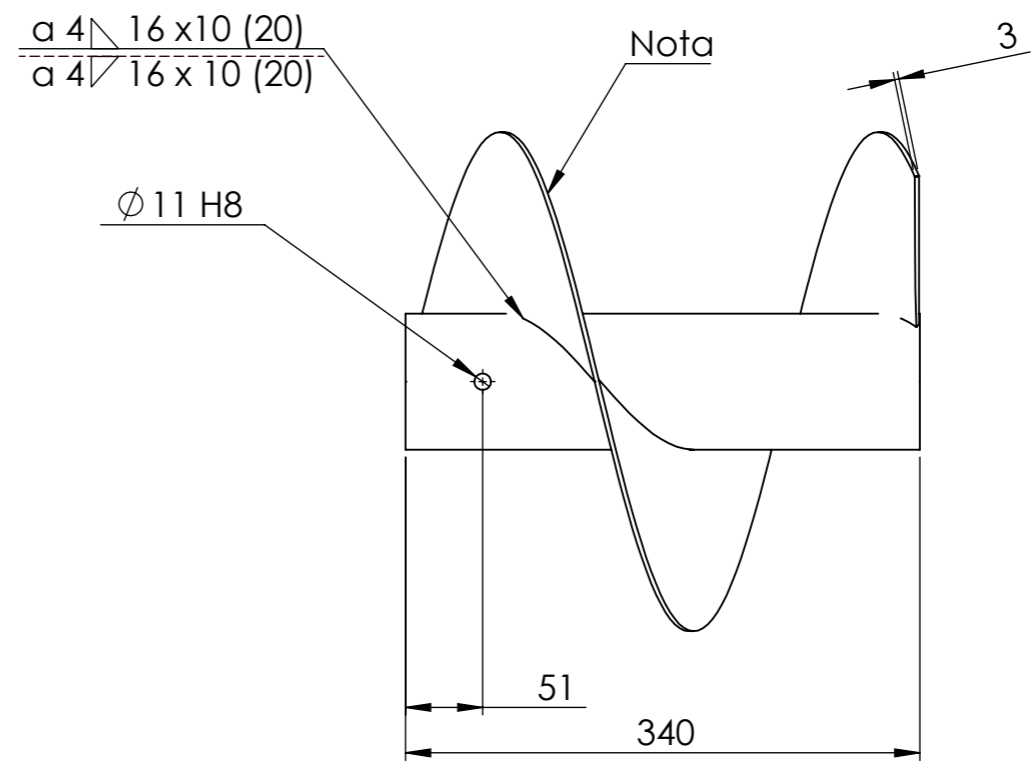
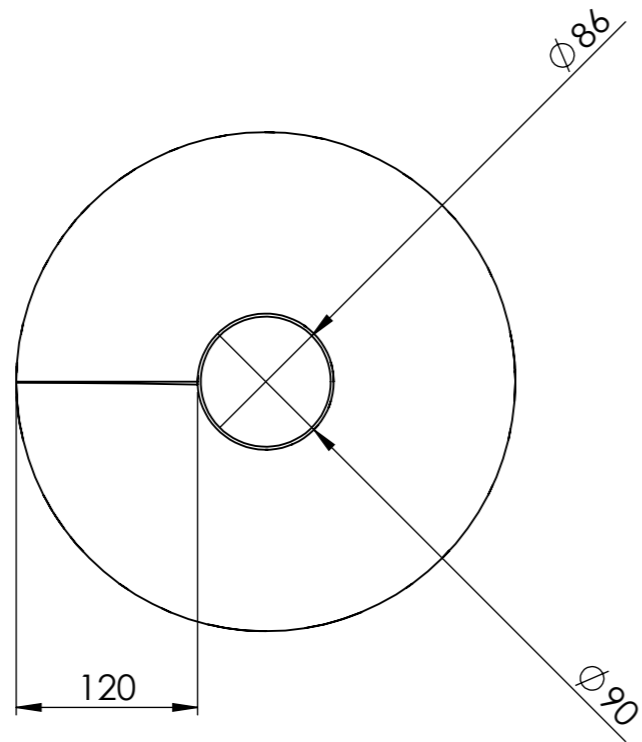
Escala 1:2	Toleranciamento ISO 8015		Material DIN - Ck45	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 11618 gramas	
Preparado	Rugosidades gerais ISO 1302		Folha de desenho	
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715		ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Verificado	Data	Nome		
Aprovado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Edição	
		Veio - estrutura de crivagem	Número	42
			Rev.	Data de edição
			A	pt
			Língua	Folha
			pt	42



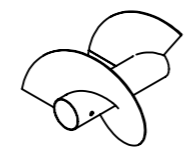
Escala 1:2	Toleranciamento ISO 8015		Material DIN - S275JR	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 697 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 43	
		Tubo interior (sem-fim) - estrutura crivo	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 43



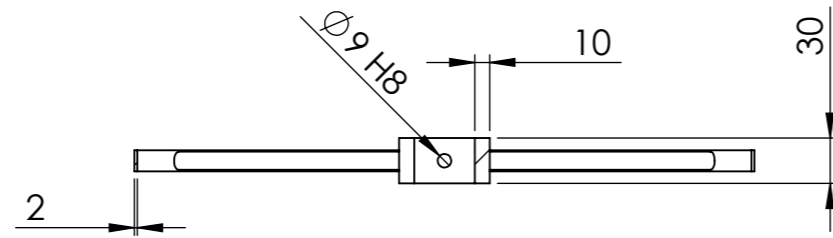
Escala 1:1 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 68 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 44	
		Anél interior do sem-fim - estrutura de crivagem	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 44



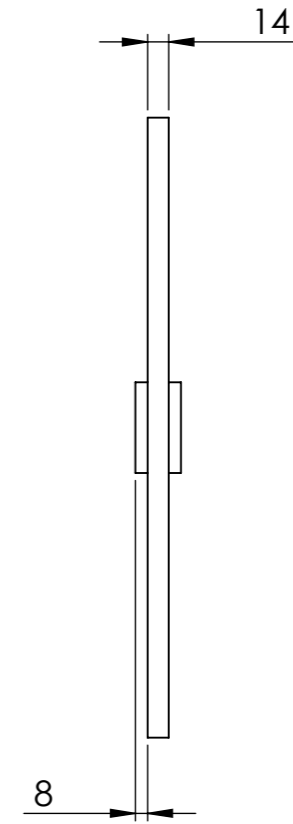
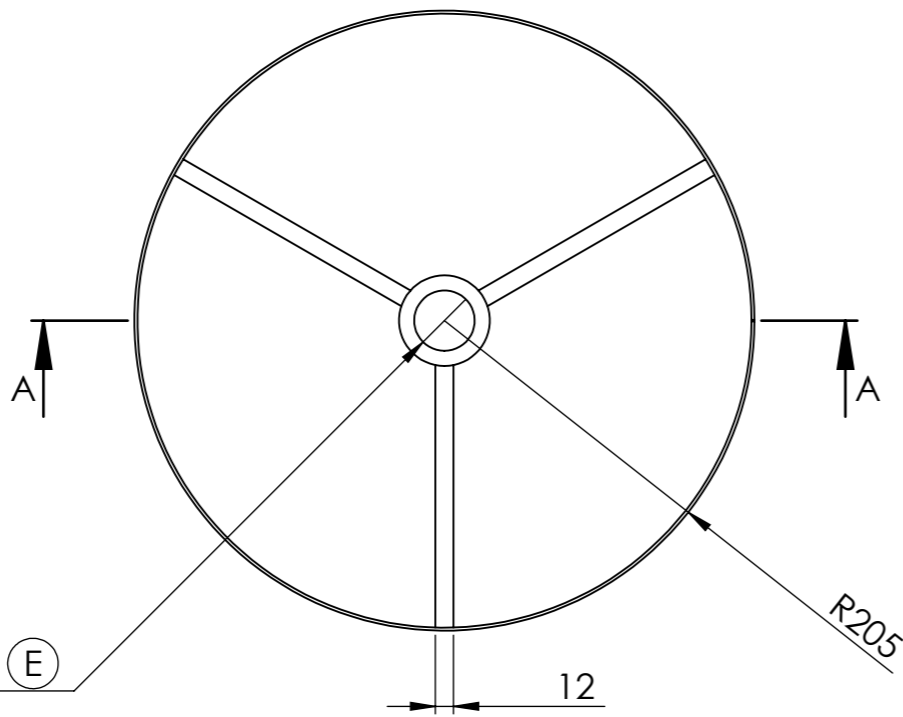
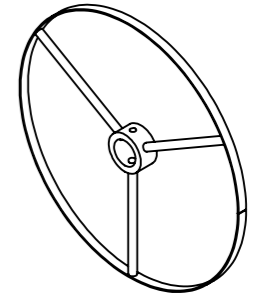
Nota:
 - Passo = 250
 - Revoluções = 1,25




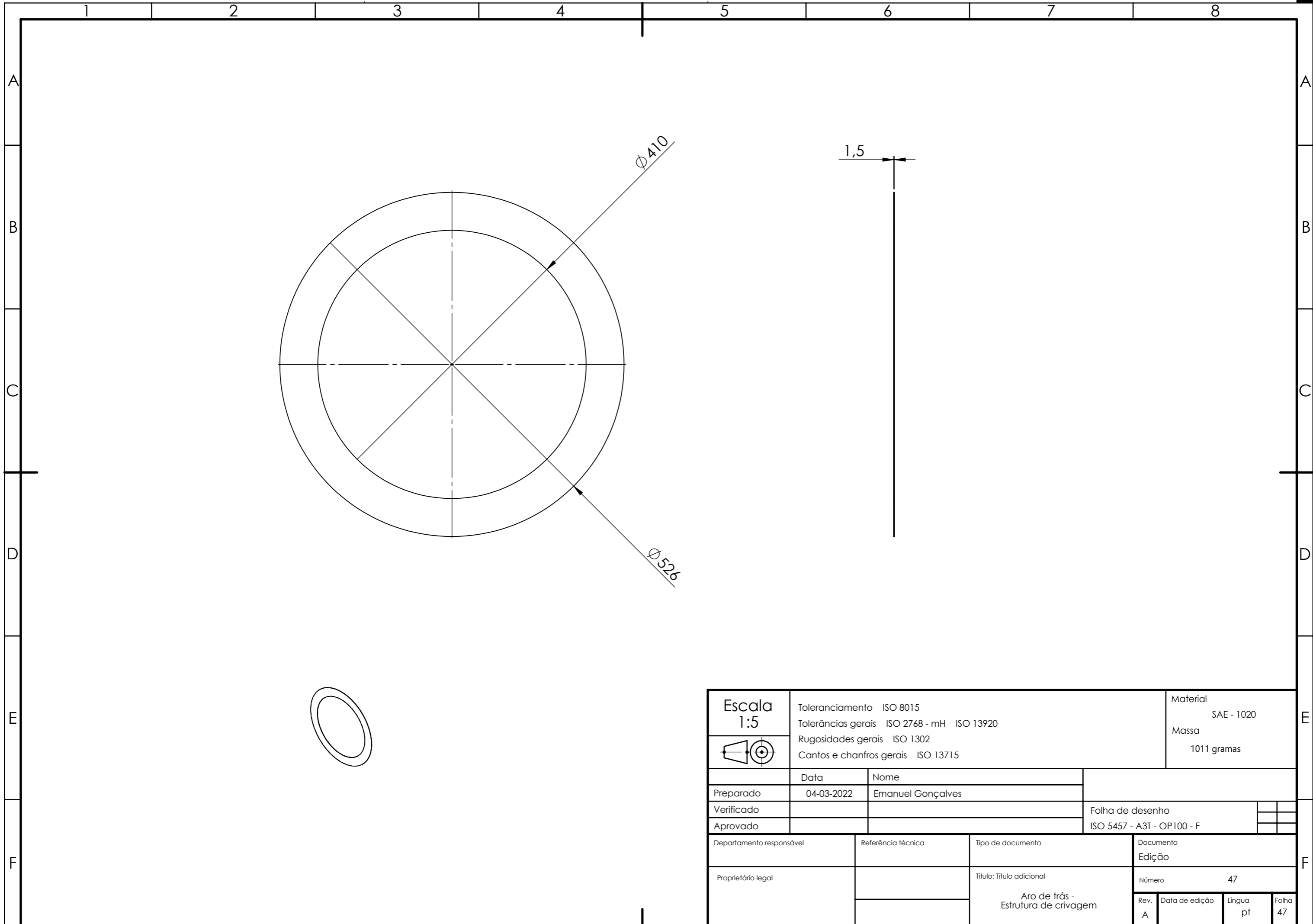
Escala 1:5	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 5456 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 45	
		Sem fim - estrutura de crivagem	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 45

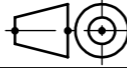


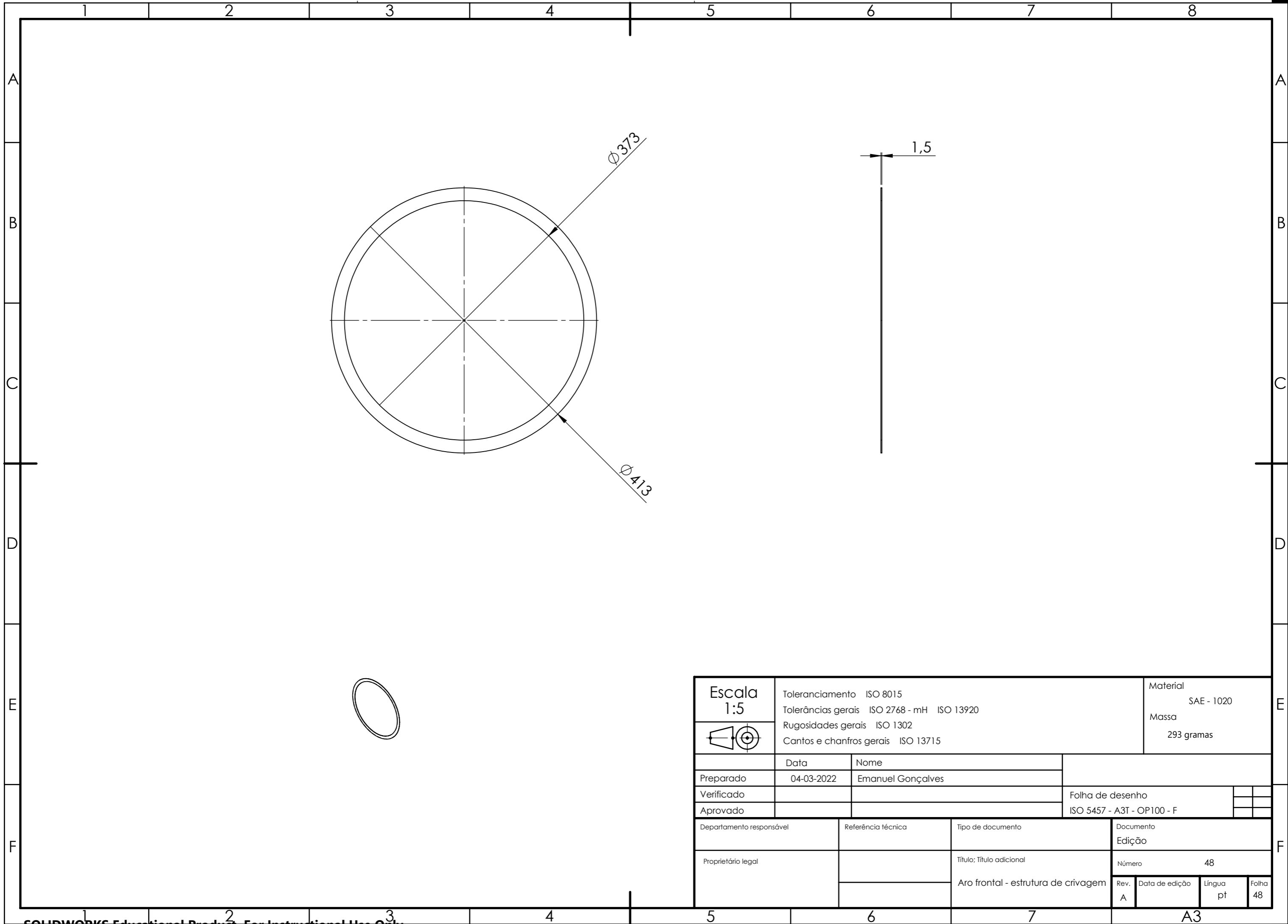
Secção A-A




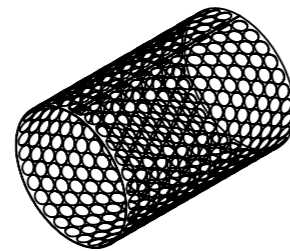
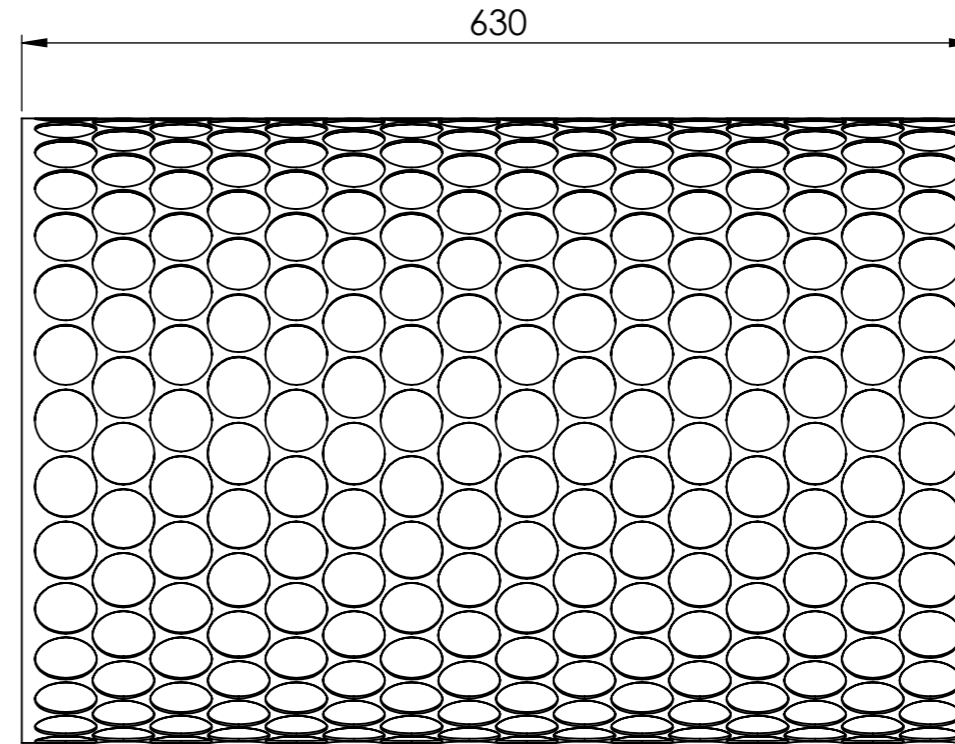
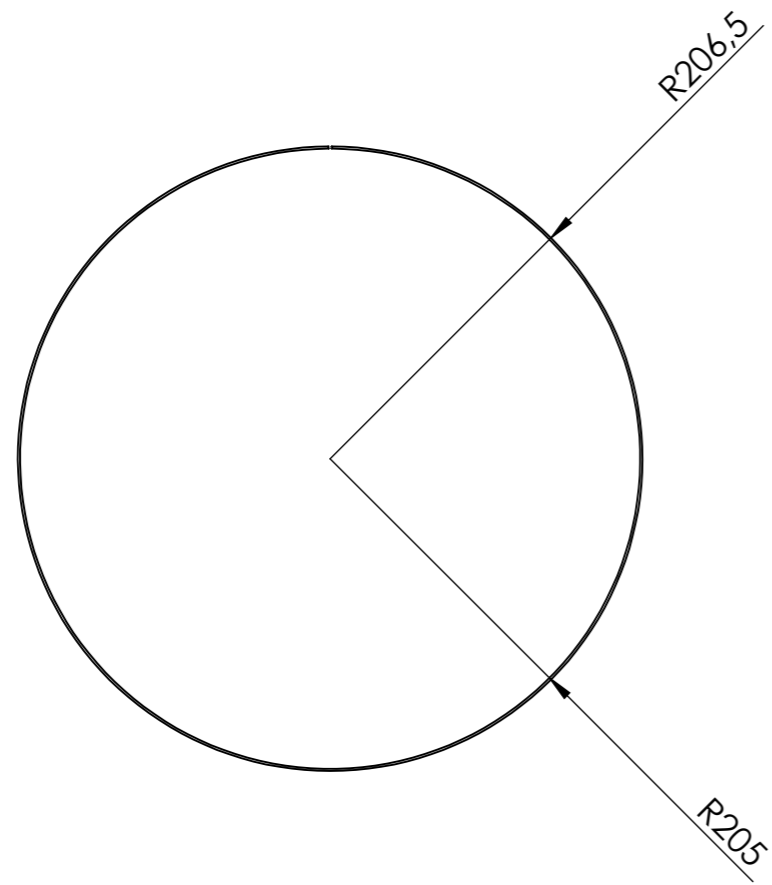
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 1115 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado				Folha de desenho
Aprovado				ISO 5457 - A3T - OP100 - F
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento		Documento
				Edição
Proprietário legal		Título; Título adicional		Número 46
		Roda - estrutura de crivagem		Rev. A
				Data de edição
				Língua pt
				Folha 46




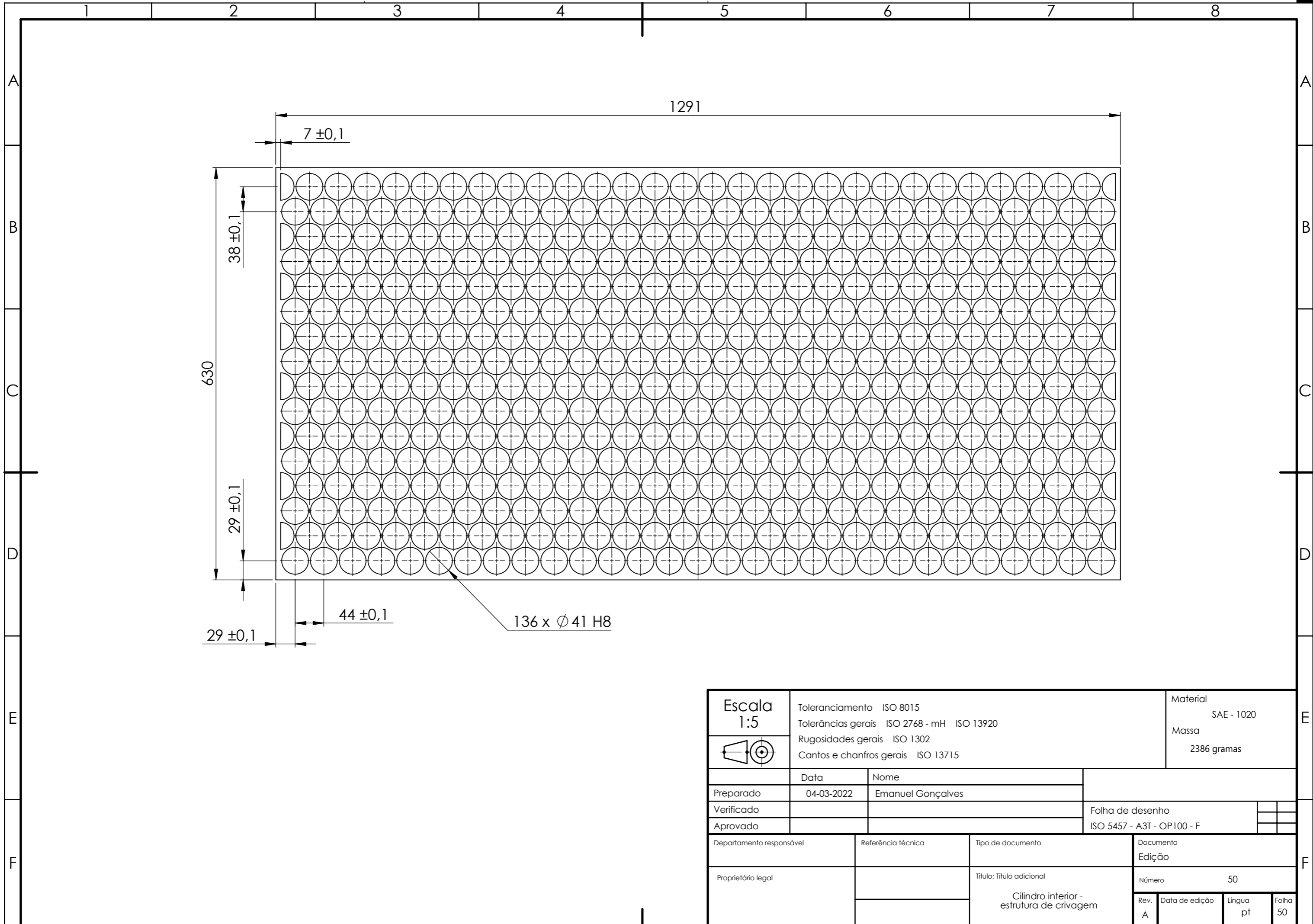
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015 Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920 Rugosidades gerais ISO 1302 Cantos e chanfros gerais ISO 13715		Material SAE - 1020 Massa 1011 gramas	
	Preparado 04-03-2022 Verificado Aprovado	Nome Emanuel Gonçalves	Folha de desenho ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável Proprietário legal	Referência técnica	Tipo de documento Título; Título adicional Aro de trás - Estrutura de crivagem	Documento Edição Número 47 Rev. A Data de edição Língua pt Folha 47	

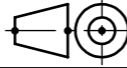


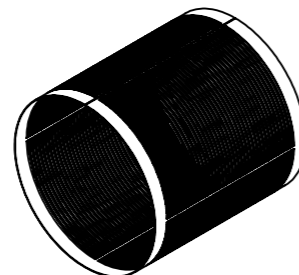
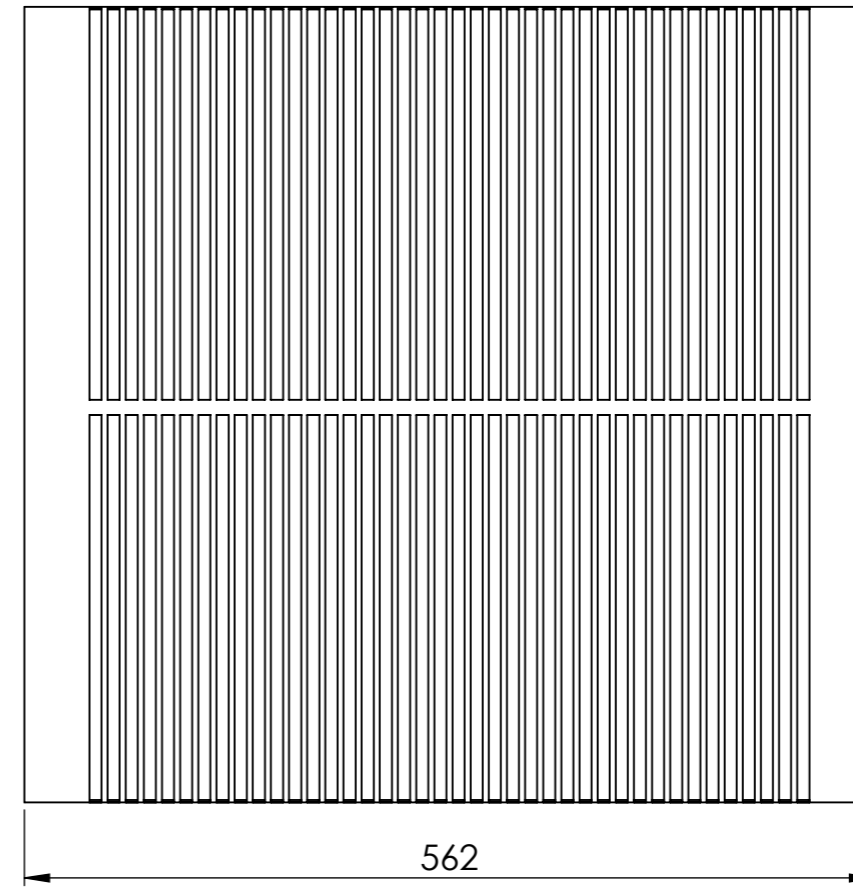
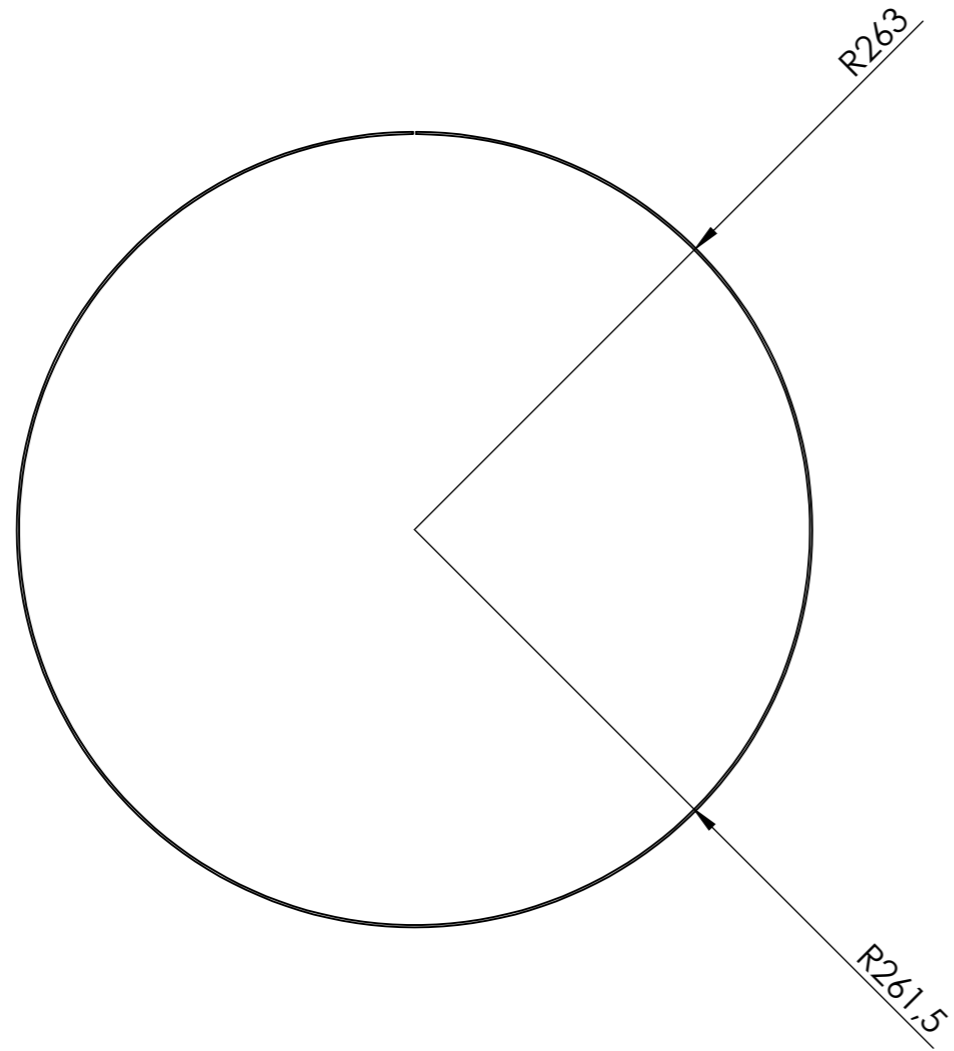
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015 Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920 Rugosidades gerais ISO 1302 Cantos e chanfros gerais ISO 13715		Material SAE - 1020 Massa 293 gramas	
	Data 04-03-2022	Nome Emanuel Gonçalves	Folha de desenho ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento Edição	
Proprietário legal	Título; Título adicional Aro frontal - estrutura de crivagem		Número 48	Rev. A
			Data de edição	Língua pt
			Folha 48	A3




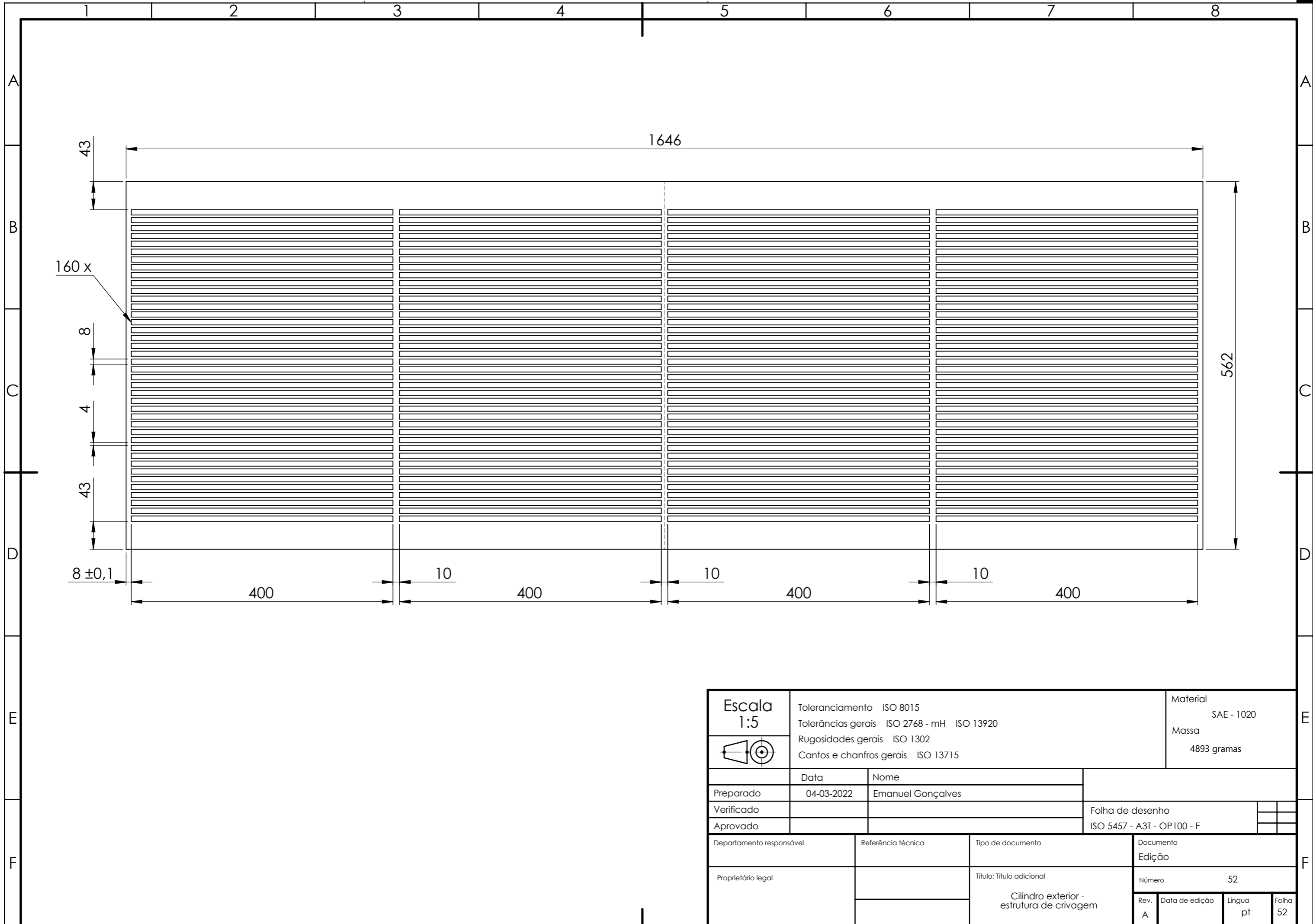
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 2386 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 49	
		Cilindro interior - estrutura de crivagem	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 49

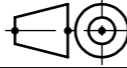


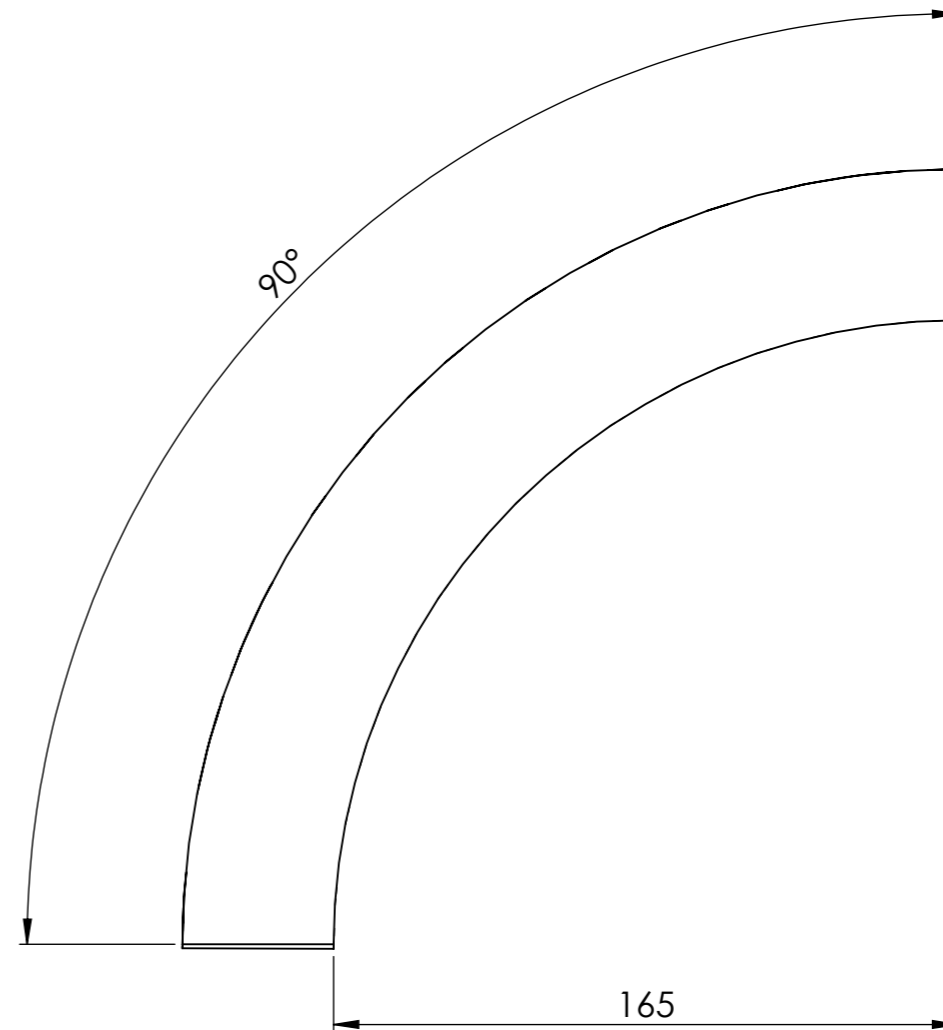
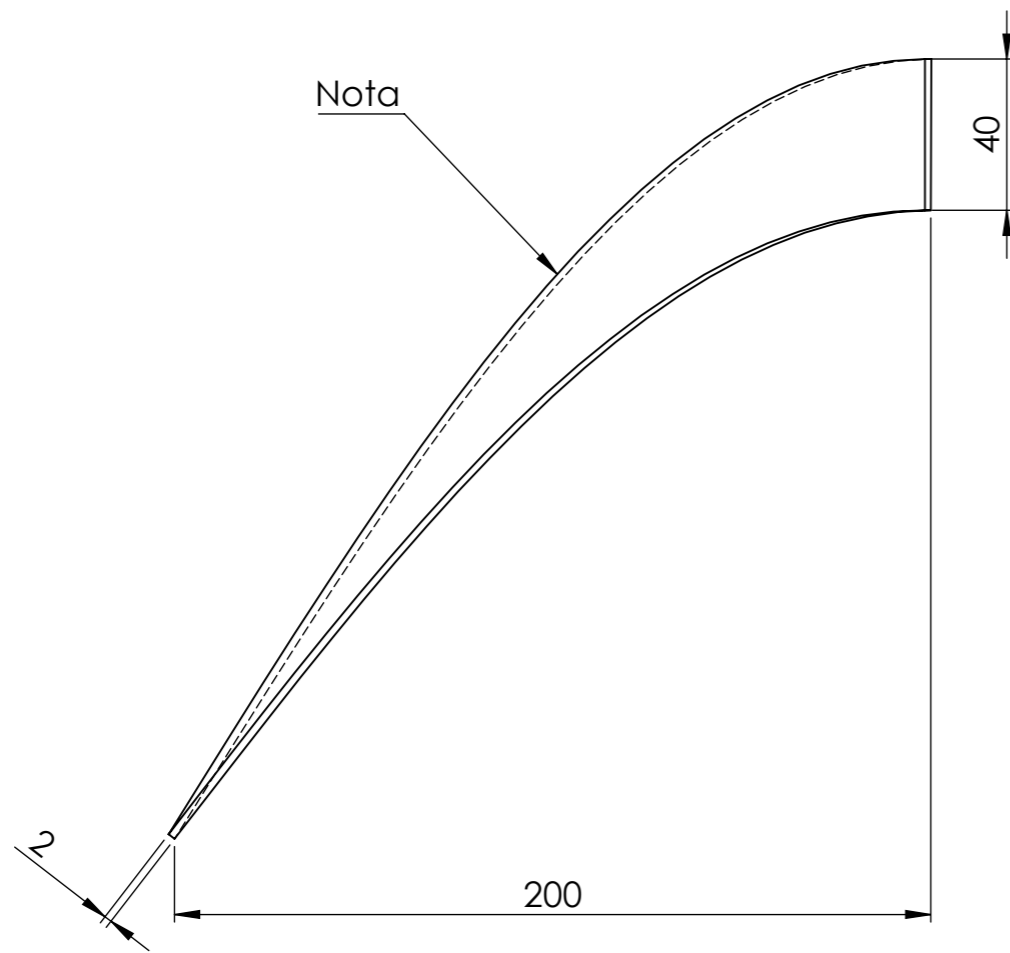
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 2386 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 50	
		Cilindro interior - estrutura de crivagem	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 50



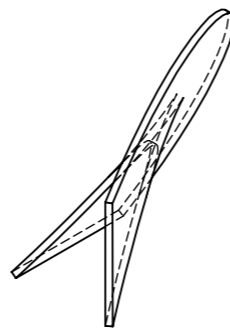
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 4893 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 51	
		Cilindro exterior - estrutura de crivagem	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 51



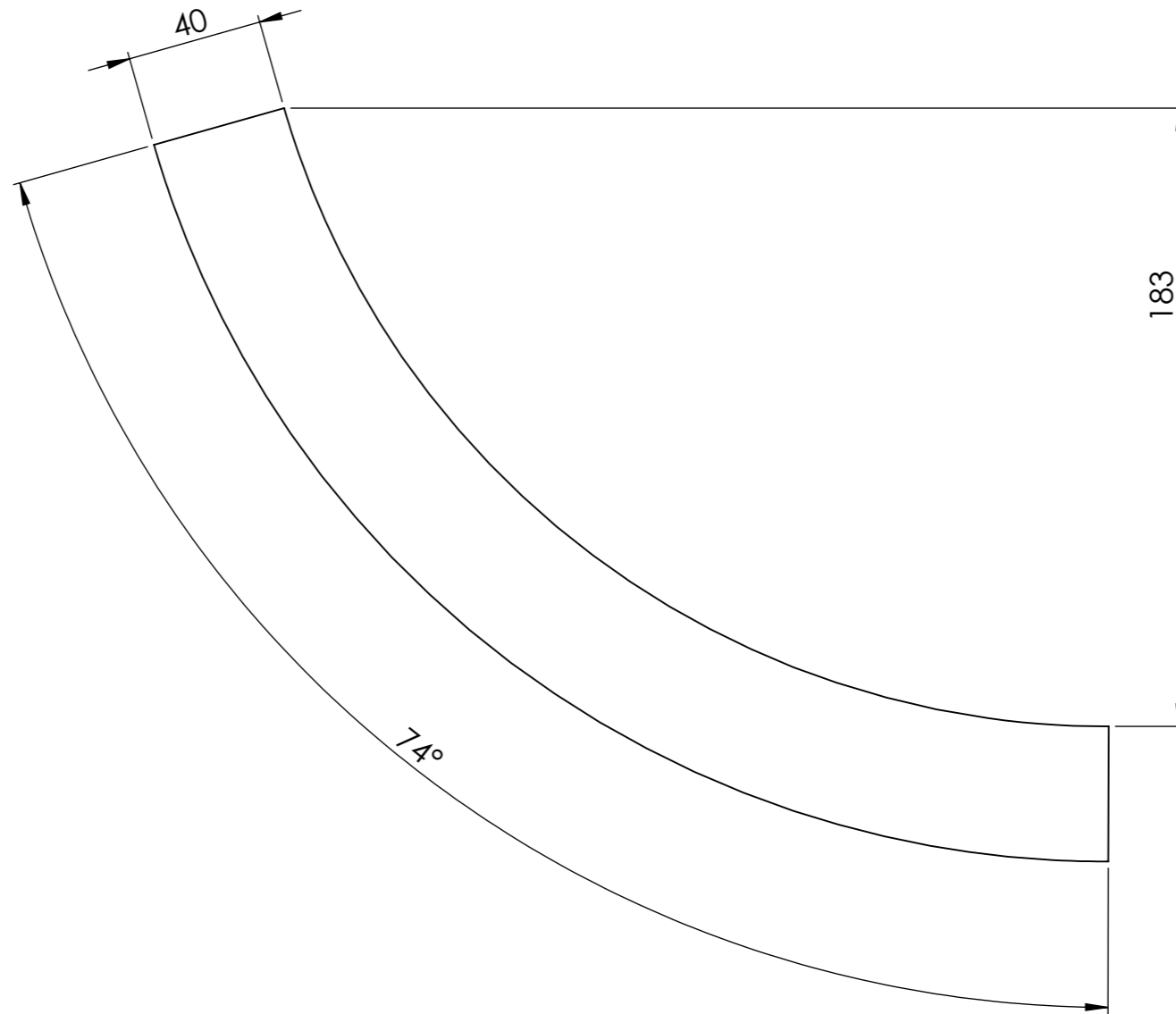
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 4893 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 52	
		Cilindro exterior - estrutura de crivagem	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 52




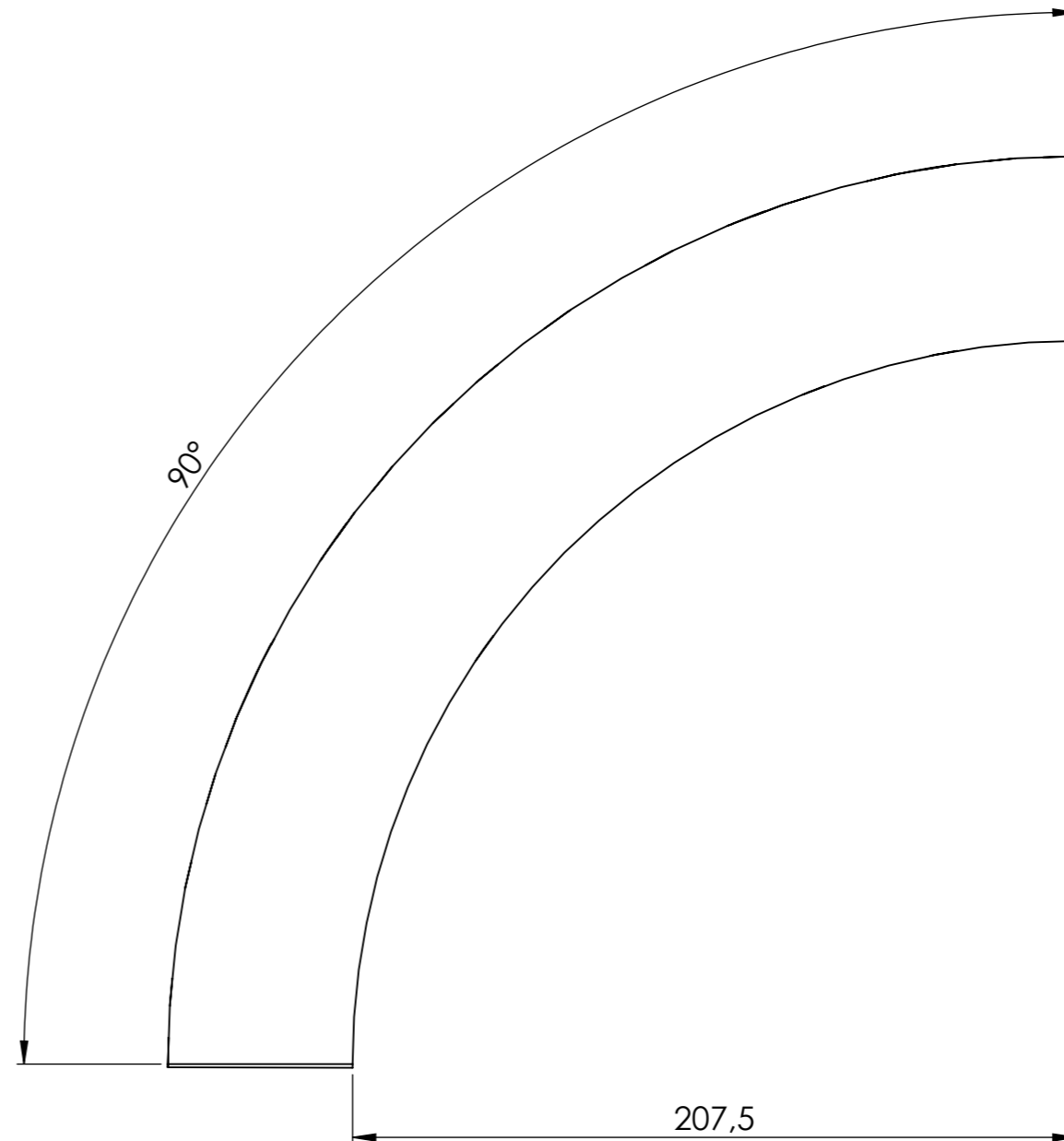
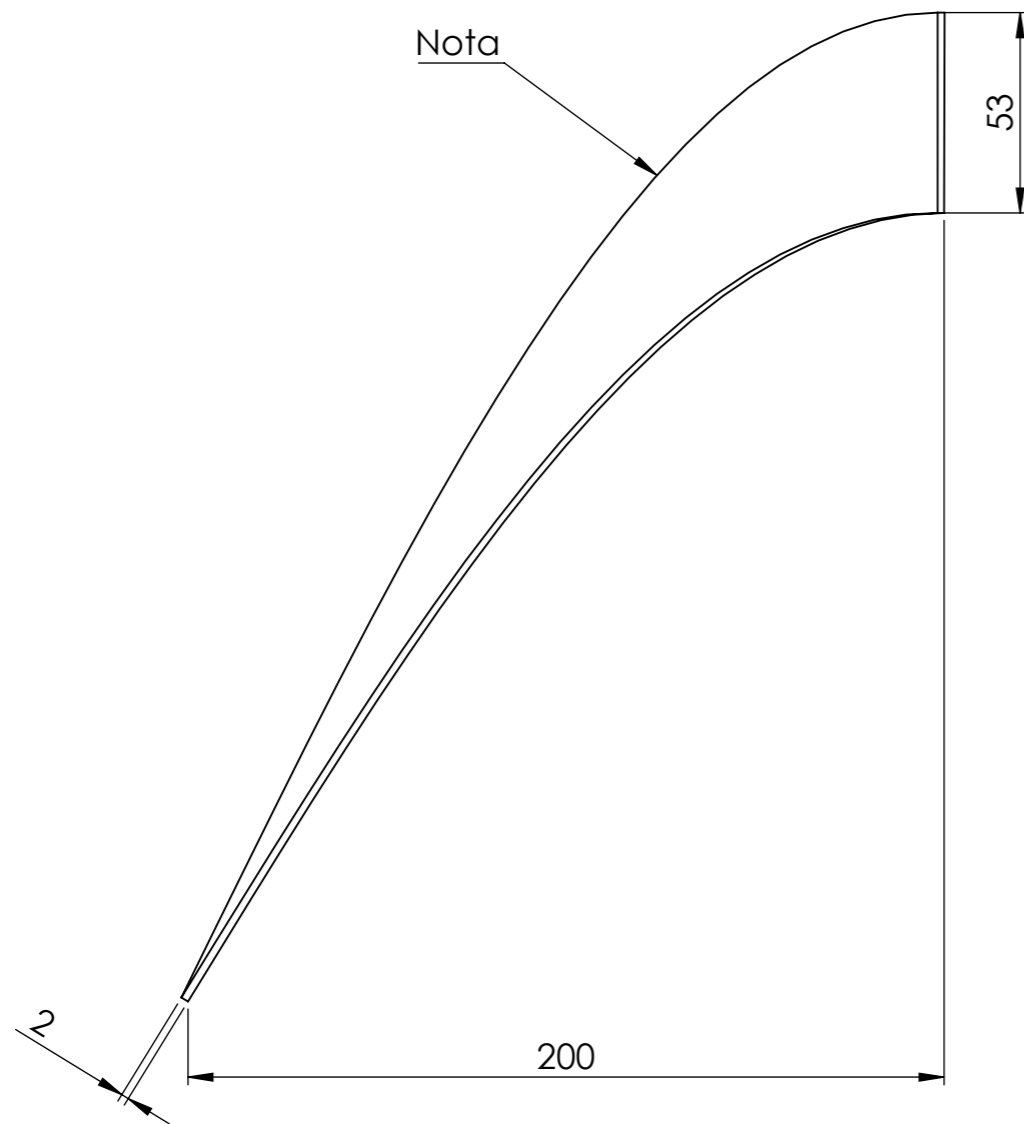
Nota:
 - Passo = 800
 - Revoluções = 0,25




Escala 1:2	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 223 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 53	
		Lâmina do cilindro interior - estrutura de crivagem	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 53

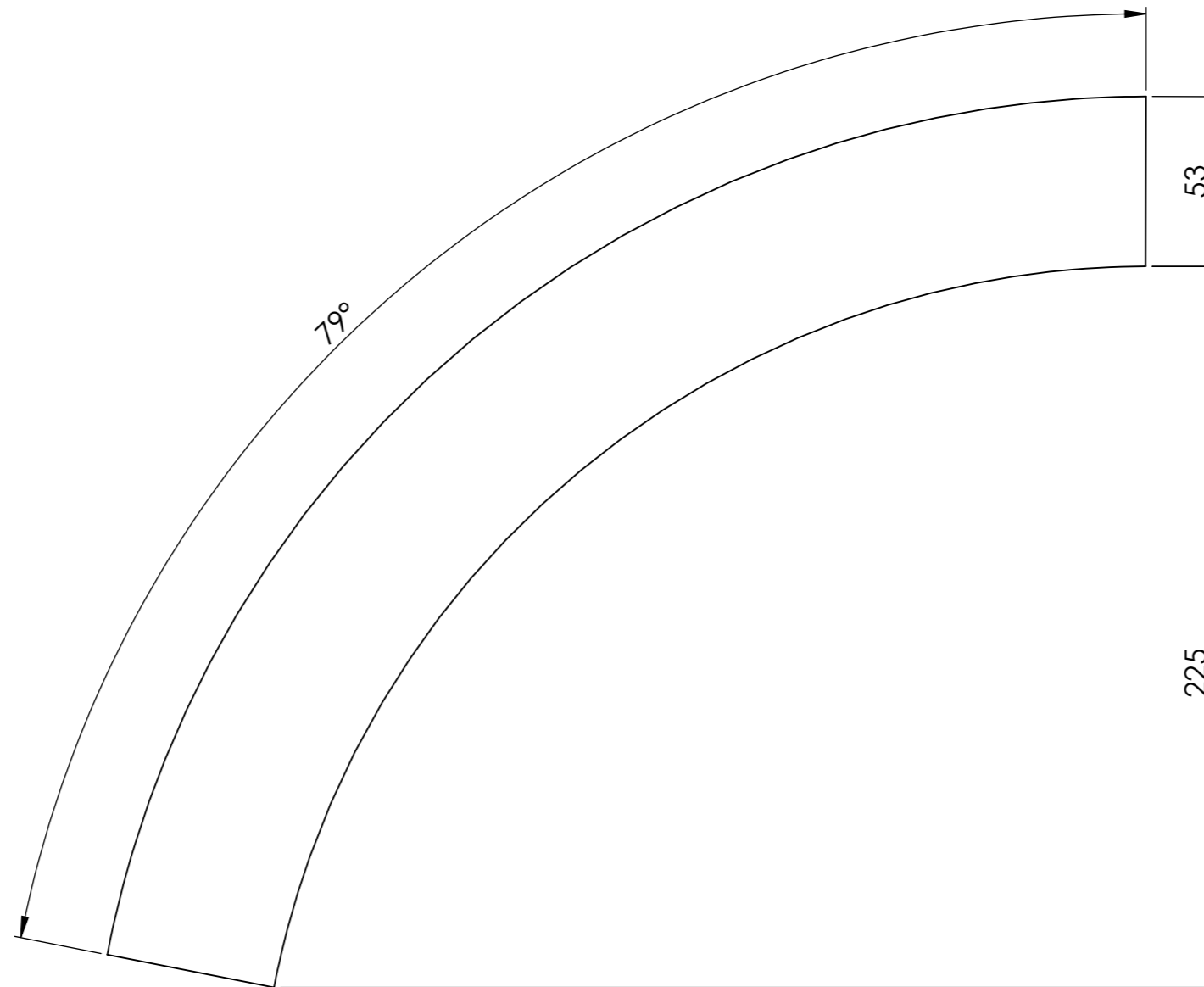



Escala 1:2 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 223 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 54	
		Lâmina do cilindro interior - estrutura de crivagem	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 54

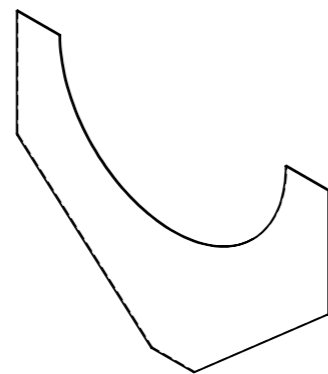
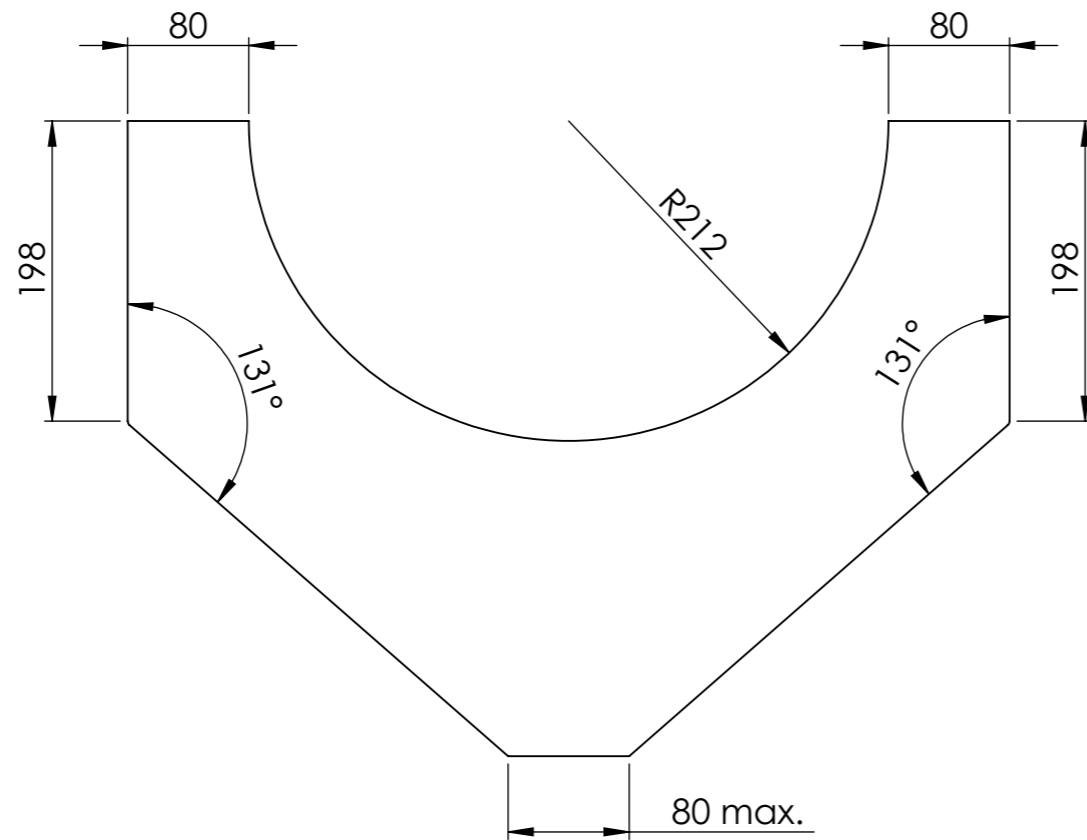



Nota:
 - Passo = 800
 - Revoluções = 0,25

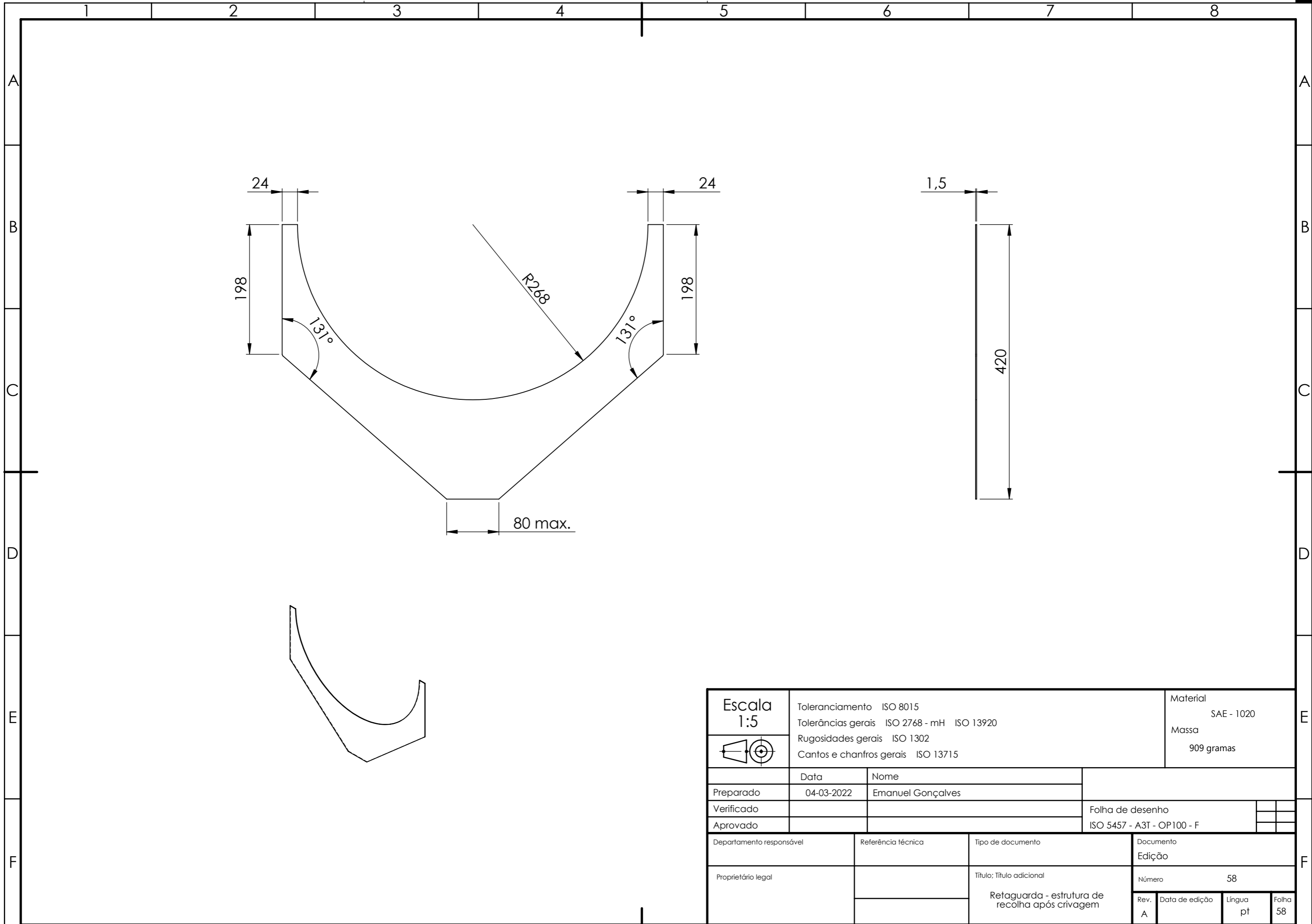
Escala 1:2 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 351 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 55	
		Lâmina do cilindro exterior - estrutura de crivagem	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 55

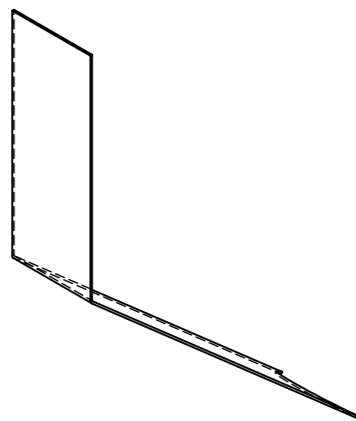
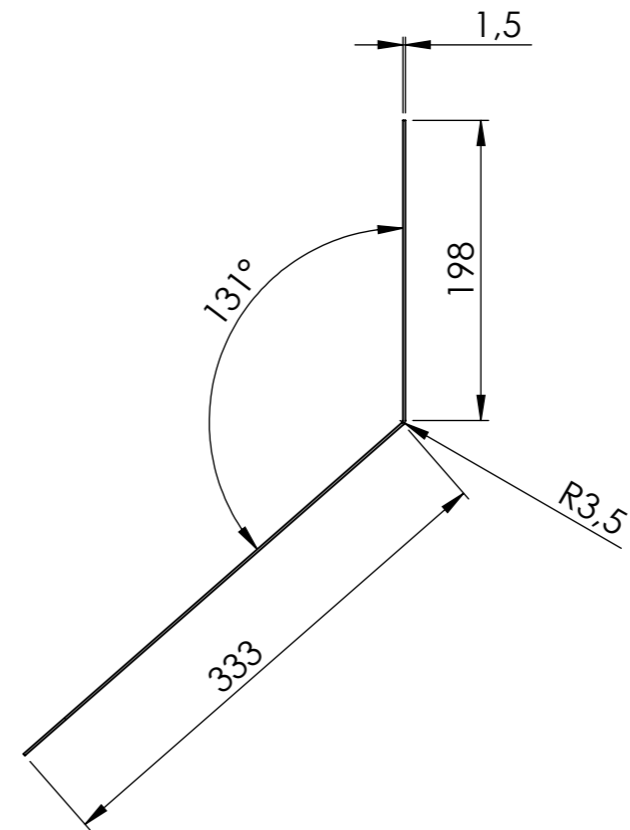
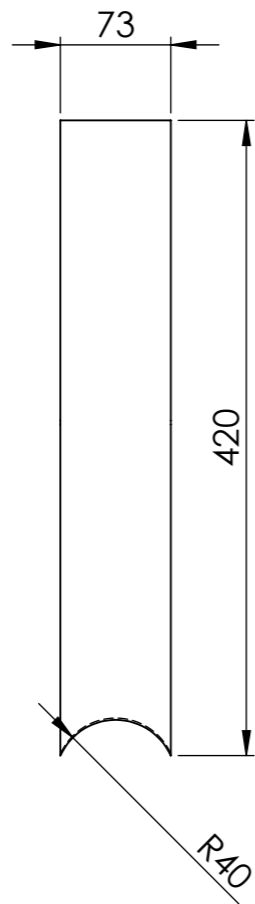



Escala 1:2 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 351 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 56	
		Lâmina do cilindro exterior - estrutura de crivagem	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 56

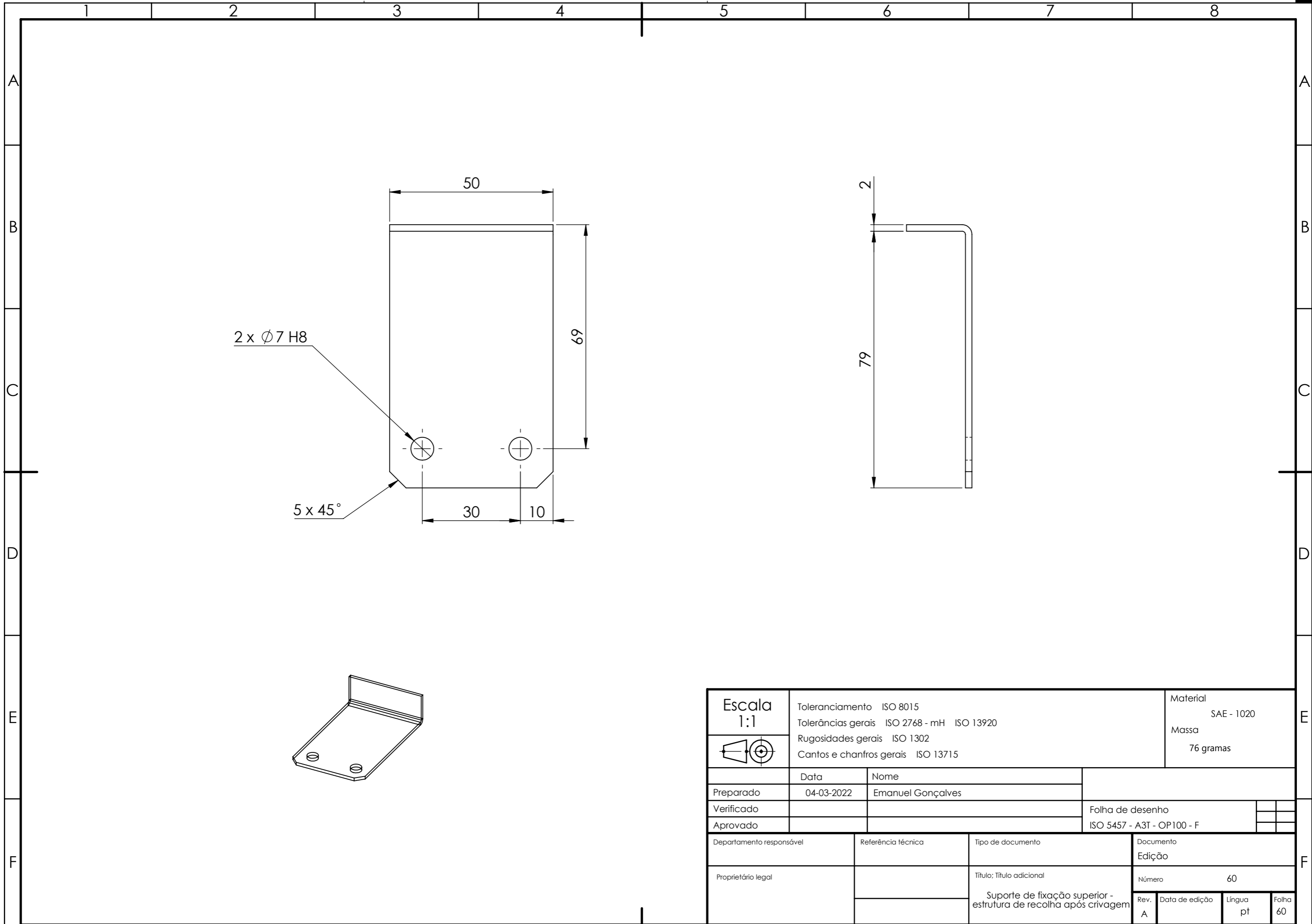



Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 1413 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 57	
		Frente - estrutura de recolha após crivagem	Rev. A	Data de edição Língua pt Folha 57

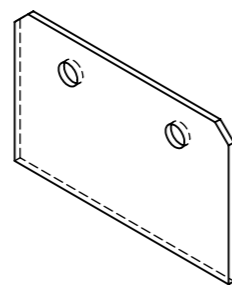
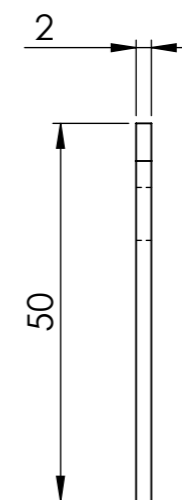
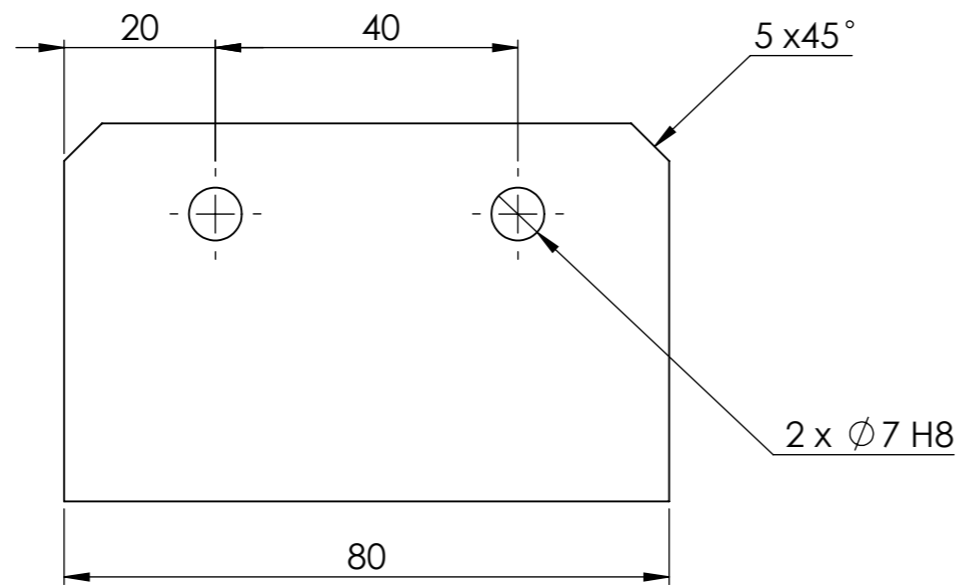




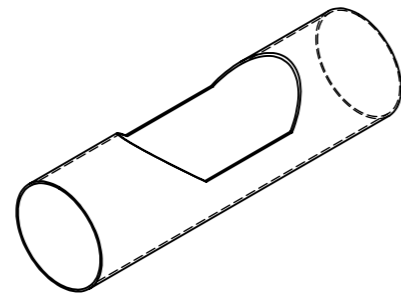
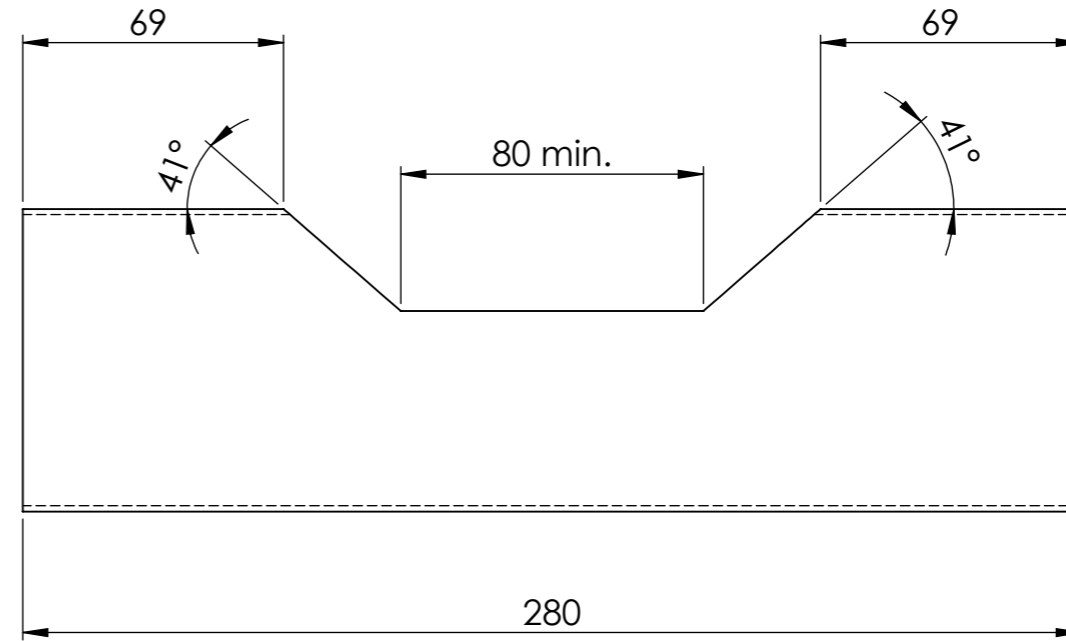
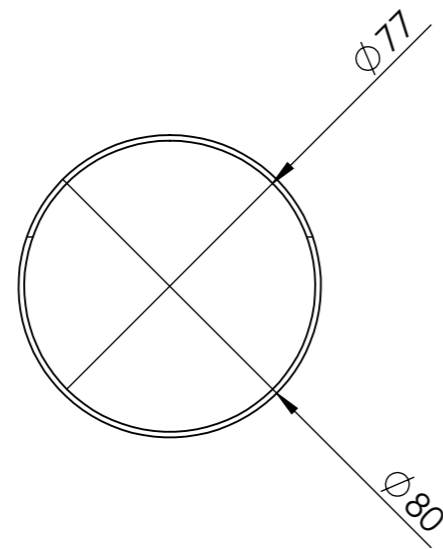
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015 Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920 Rugosidades gerais ISO 1302 Cantos e chanfros gerais ISO 13715		Material SAE - 1020 Massa 439 gramas	
	Preparado	04-03-2022	Nome	Emanuel Gonçalves
Verificado		Folha de desenho		
Aprovado		ISO 5457 - A3T - OP100 - F		
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento		Documento
Proprietário legal		Título; Título adicional		Edição
		Laterais - estrutura de recolha após crivagem		Número 59
		Rev.	Data de edição	Língua
		A		pt
				Folha 59




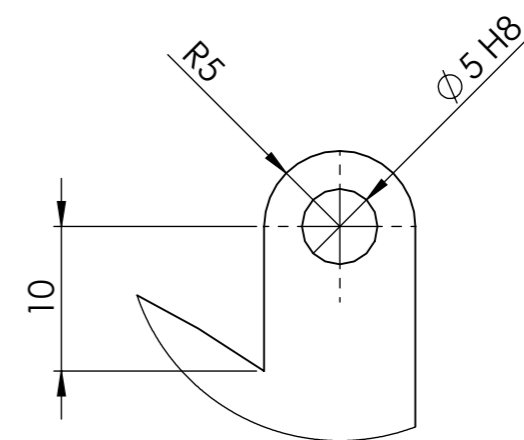
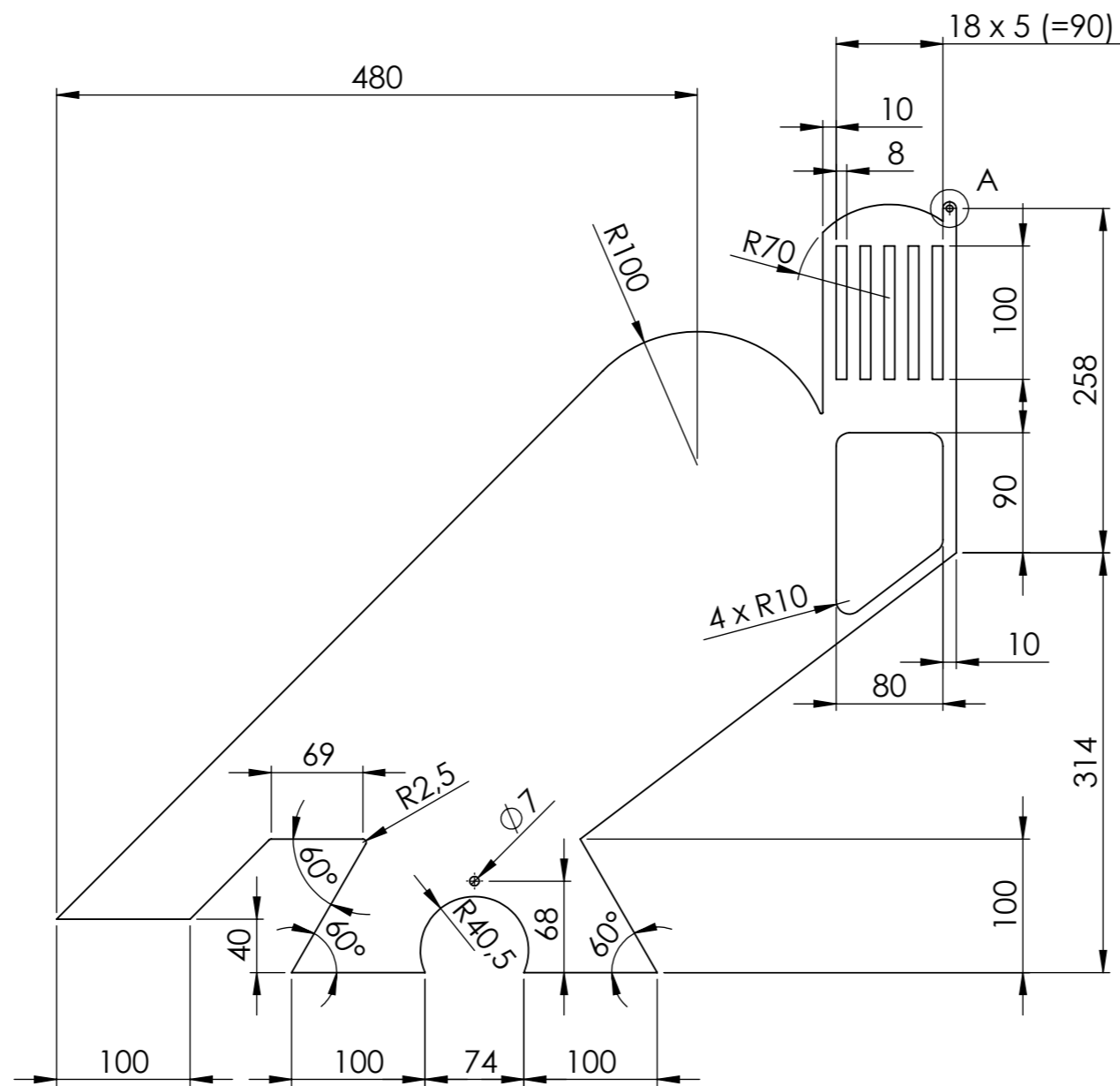
Escala 1:1 	Toleranciamento ISO 8015 Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920 Rugosidades gerais ISO 1302 Cantos e chanfros gerais ISO 13715		Material SAE - 1020 Massa 76 gramas	
	Preparado 04-03-2022 Verificado Aprovado	Nome Emanuel Gonçalves		Folha de desenho ISO 5457 - A3T - OP100 - F
Departamento responsável Proprietário legal	Referência técnica	Tipo de documento Título; Título adicional Suporte de fixação superior - estrutura de recolha após crivagem	Documento Edição Número 60 Rev. A Data de edição Língua pt Folha 60	



Escala 1:1	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 62 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 61	
		Suporte de fixação inferior - estrutura de recolha após crivagem	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 61

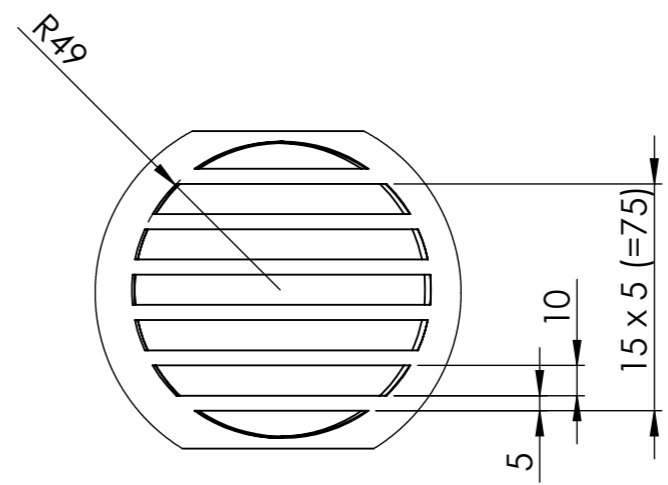
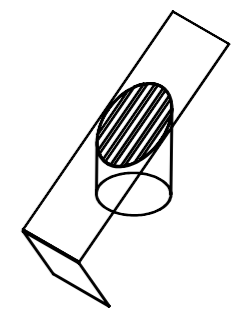
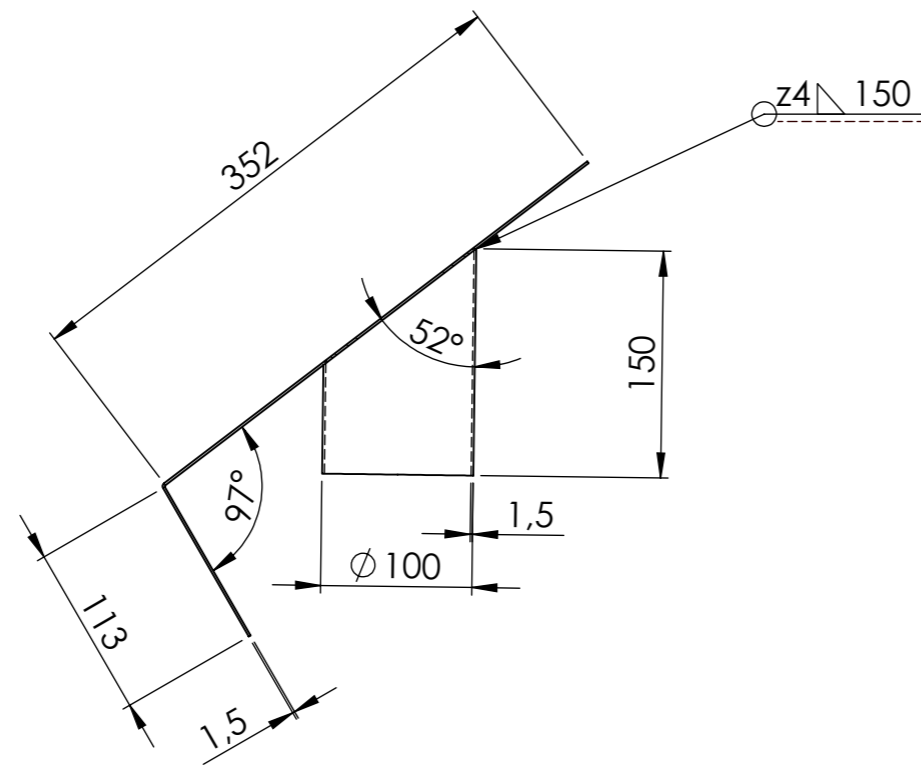


Escala 1:2	Toleranciamento ISO 8015		Material DIN - S275JR	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 673 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 62	
		Tubo - estrutura de recolha após crivagem	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 62

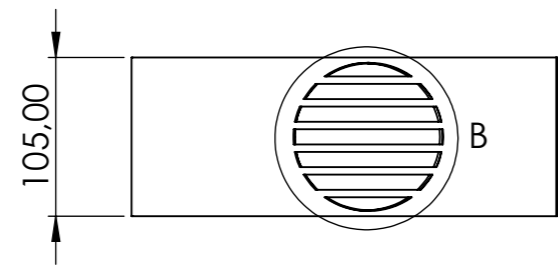



Detalhe A
Escala 2 : 1

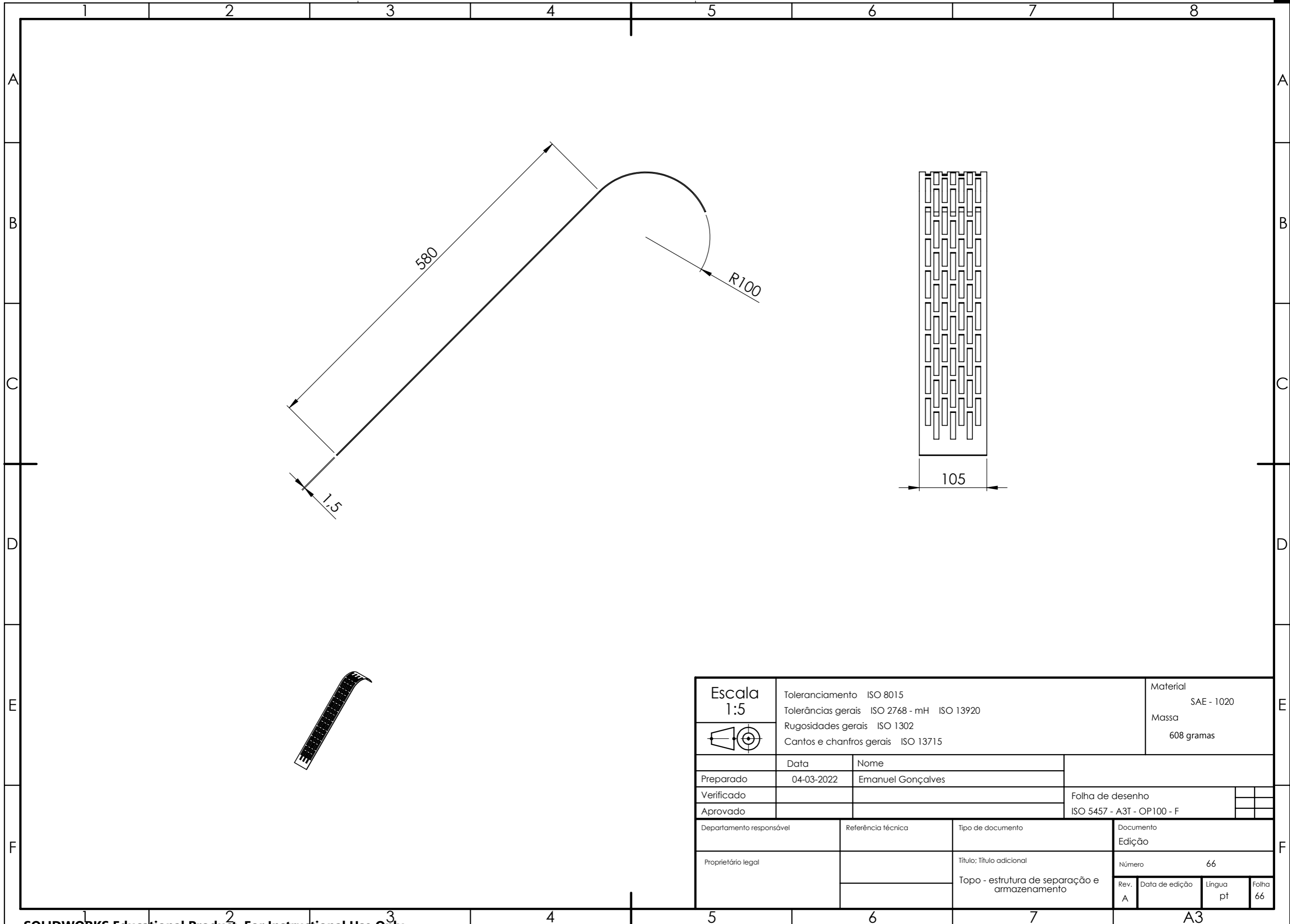
Escala 1:5	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 1766 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 63	
		Frente - estrutura de separação e armazenamento	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 63




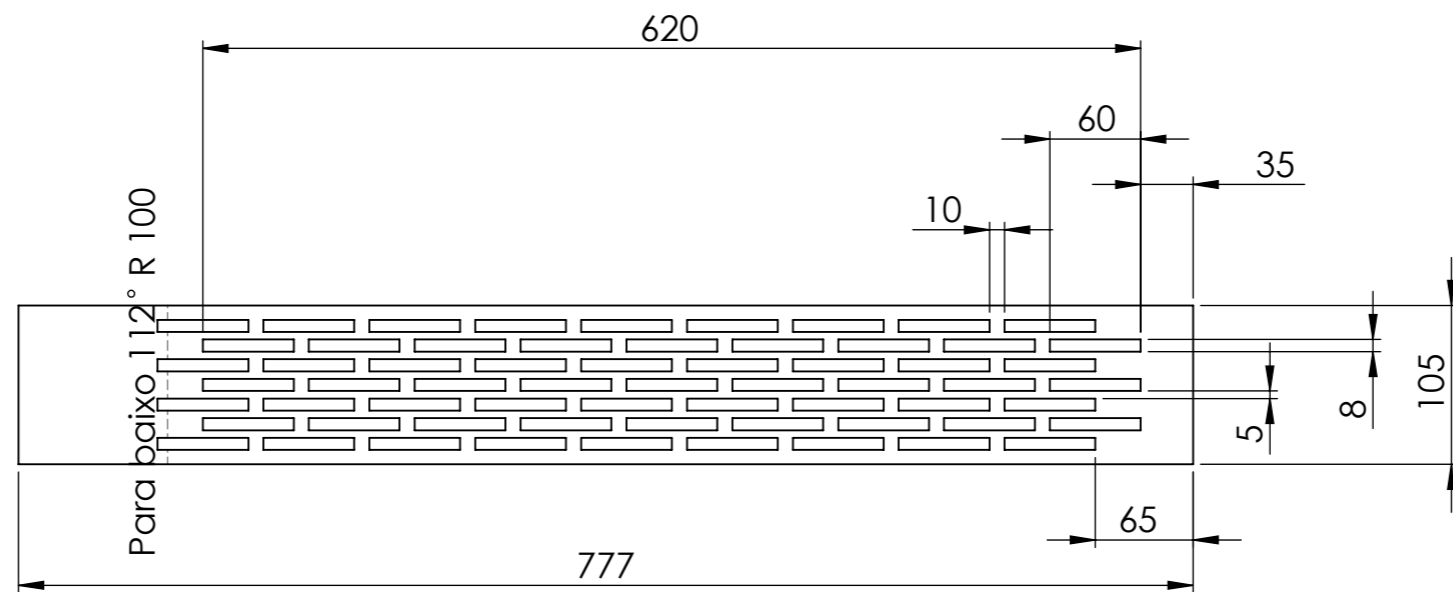
Detalhe B
Escala 2 : 5



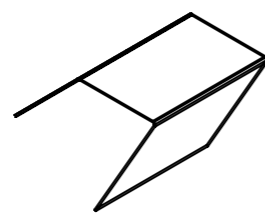
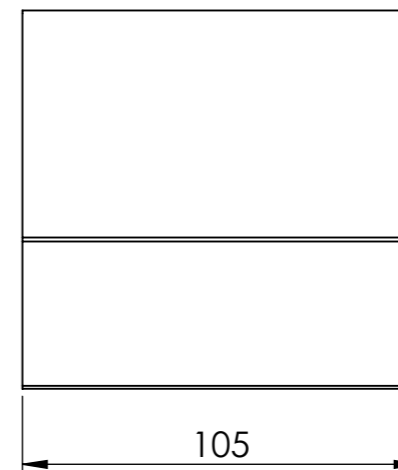
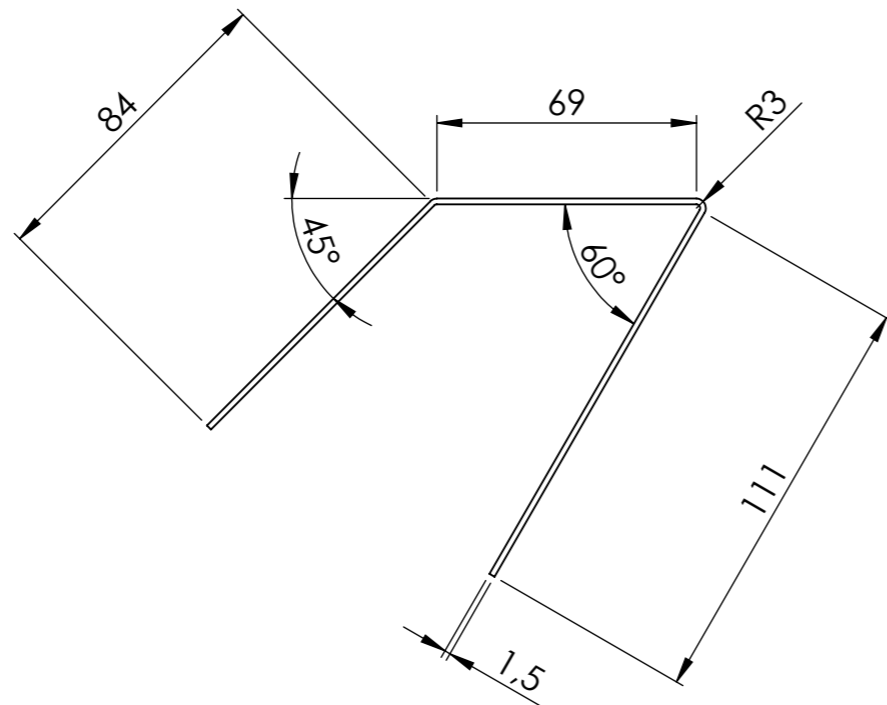
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 912 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 65	
		Secção de sopragem - estrutura de separação e armazenamento	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 65




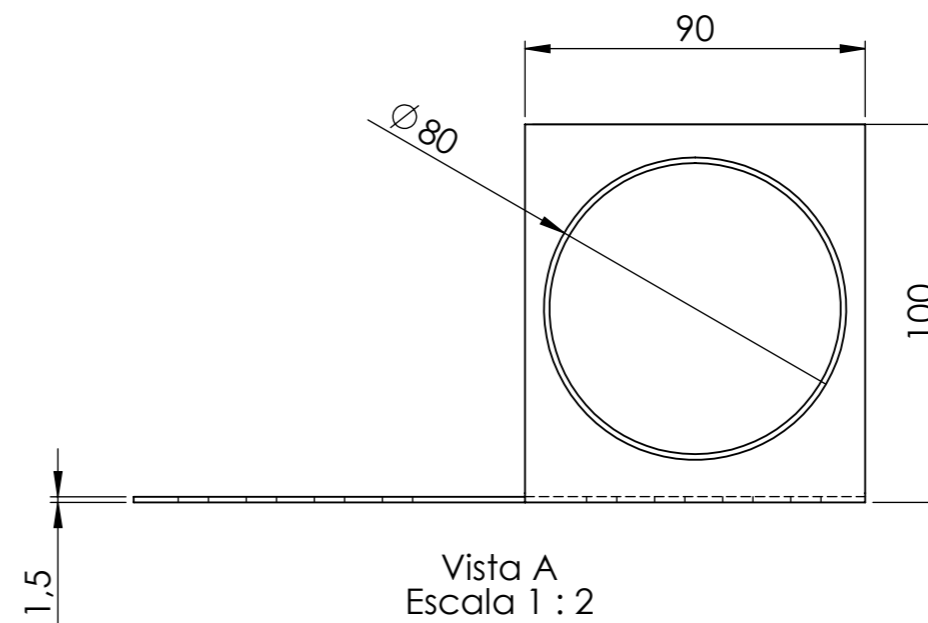
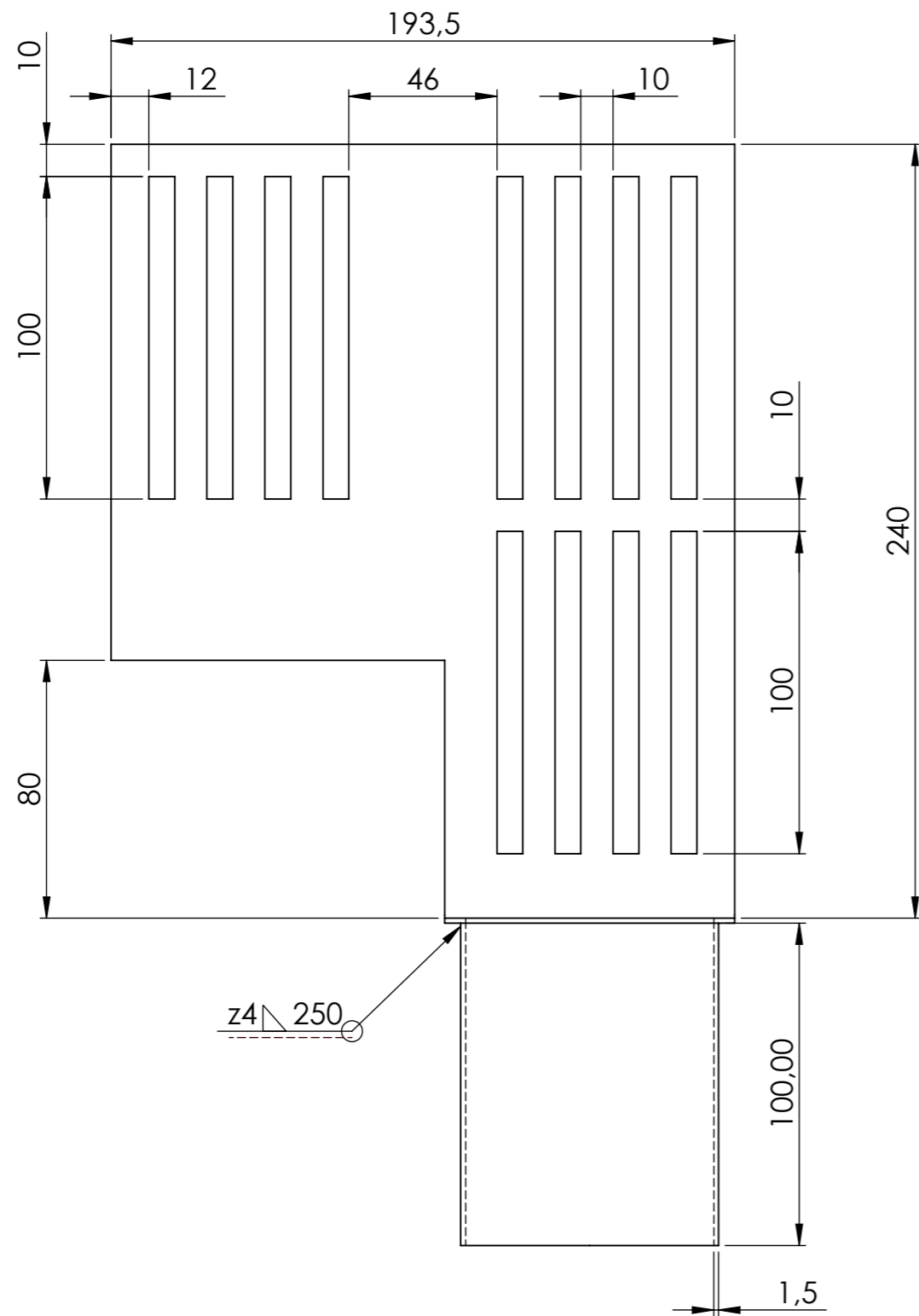
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015 Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920 Rugosidades gerais ISO 1302 Cantos e chanfros gerais ISO 13715		Material SAE - 1020 Massa 608 gramas	
	Preparado	04-03-2022	Nome	Emanuel Gonçalves
Verificado		Folha de desenho		
Aprovado		ISO 5457 - A3T - OP100 - F		
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Edição	
		Topo - estrutura de separação e armazenamento	Número	66
			Rev.	Data de edição
			A	
			Língua	Folha
			pt	66




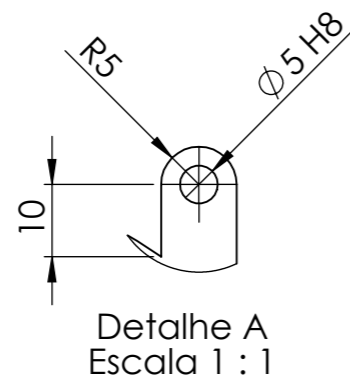
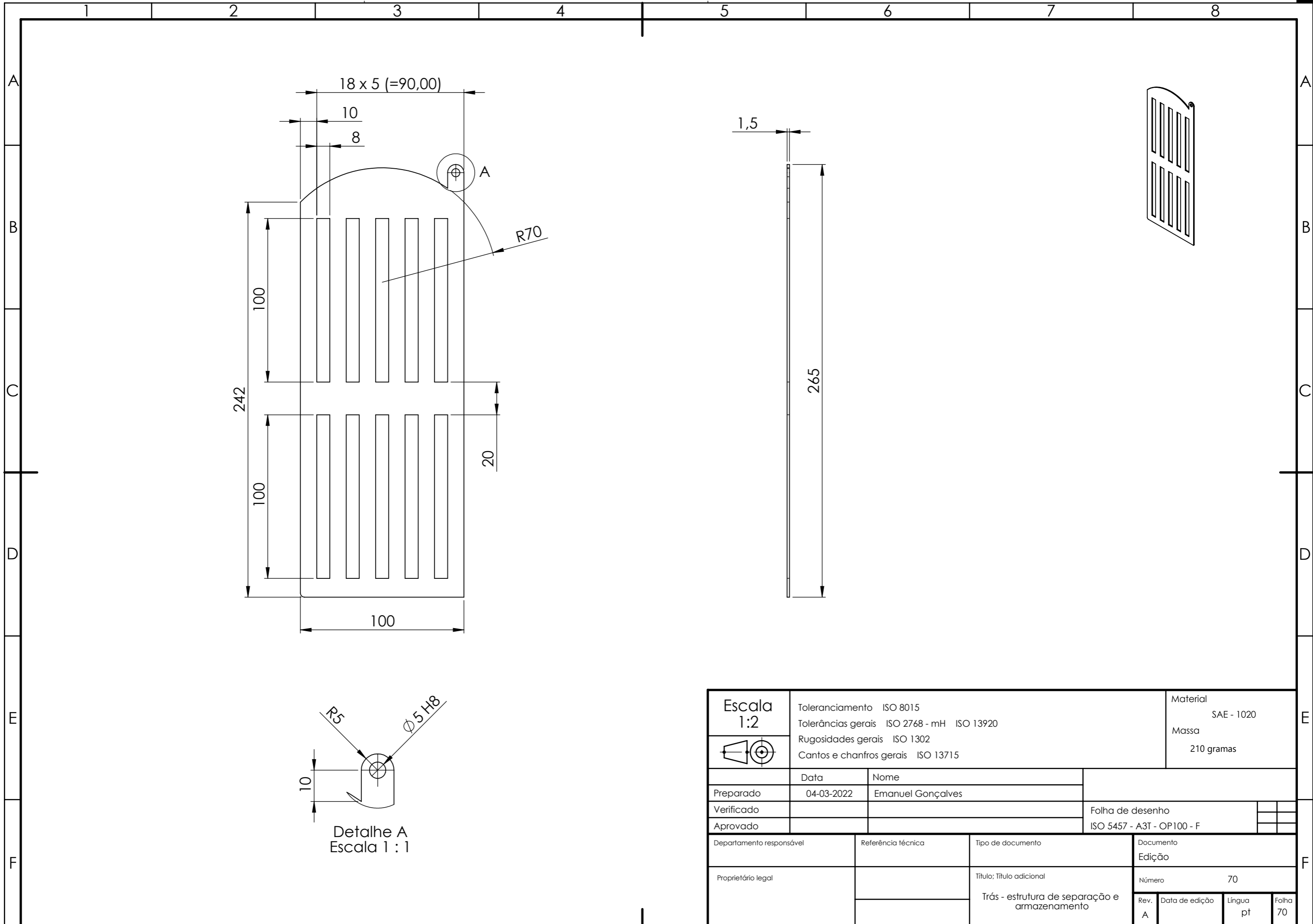
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015 Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920 Rugosidades gerais ISO 1302 Cantos e chanfros gerais ISO 13715		Material SAE - 1020 Massa 608 gramas	
	Preparado 04-03-2022 Verificado Aprovado	Nome Emanuel Gonçalves	Folha de desenho ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável Proprietário legal	Referência técnica	Tipo de documento Título; Título adicional Topo - estrutura de separação e armazenamento	Documento Edição Número 67 Rev. A Data de edição Língua pt Folha 67	



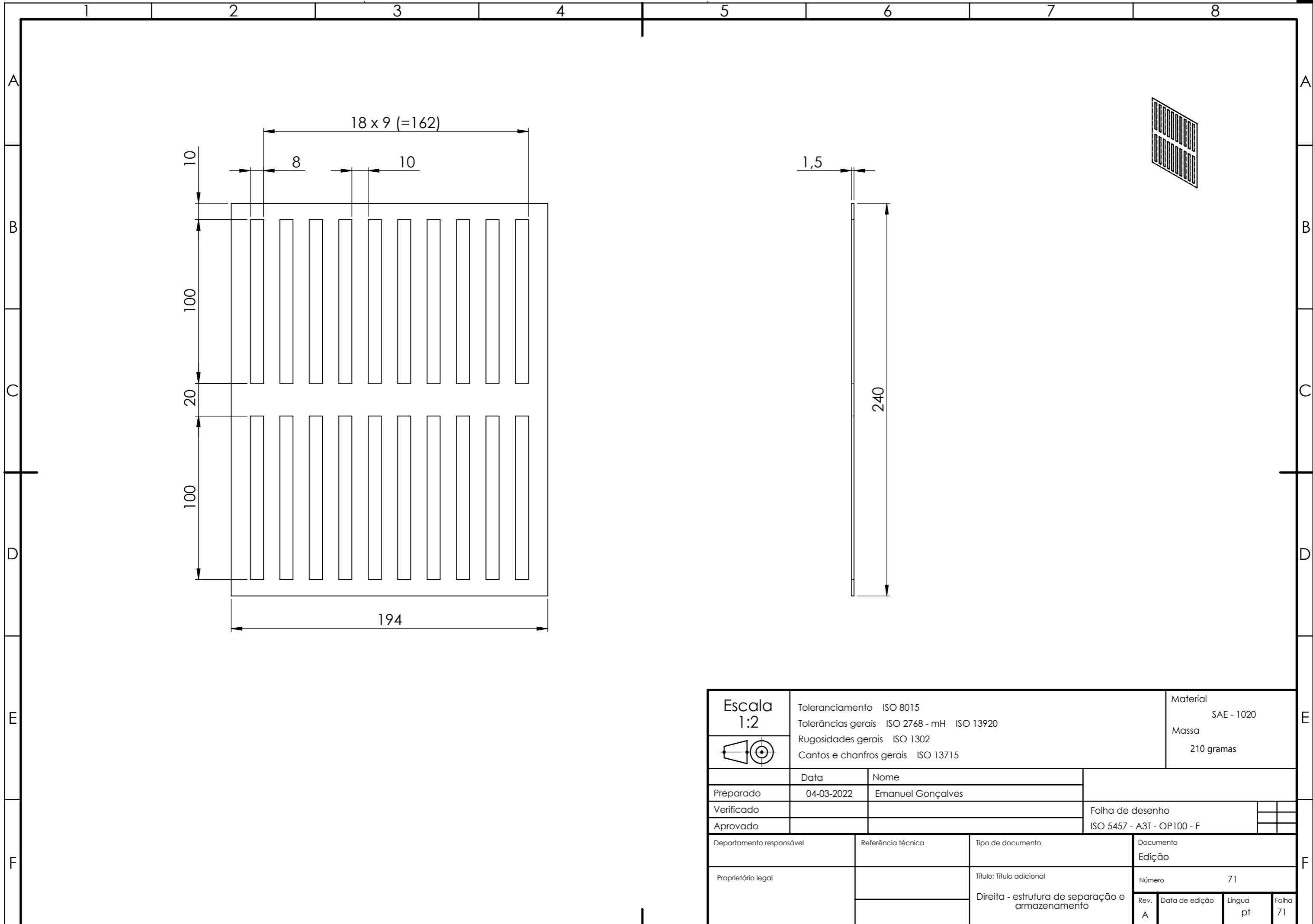
Escala 1:2	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 334 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Edição	
		Base - estrutura de separação e armazenamento	Número	68
			Rev.	Data de edição
			A	
			Língua	Folha
			pt	68

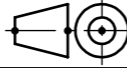


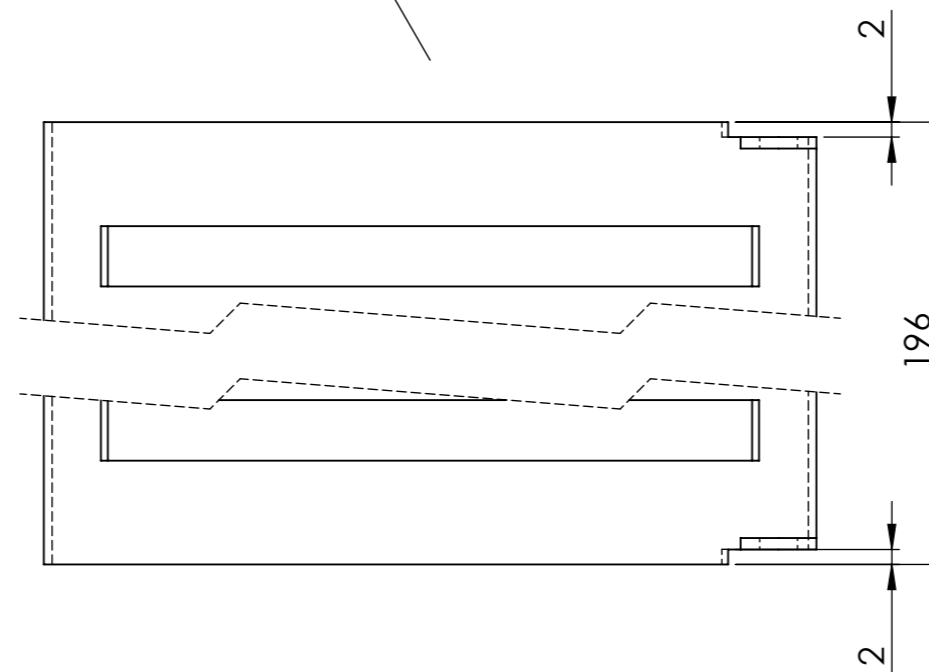
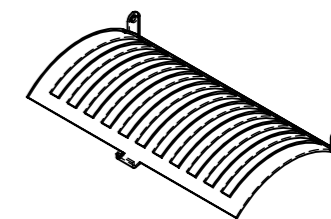
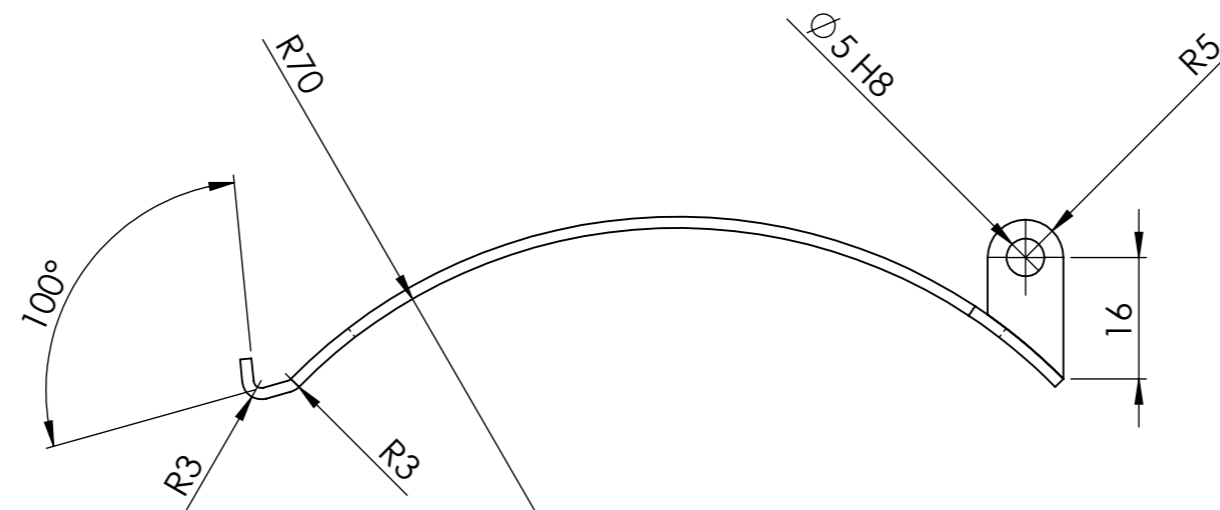
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 681 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 69	
		Secção de entrada - estrutura de separação e armazenamento	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 69



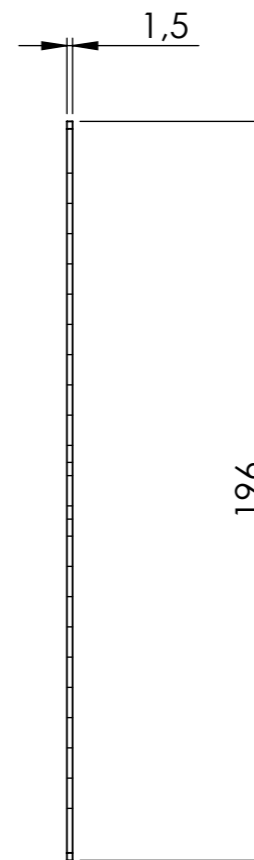
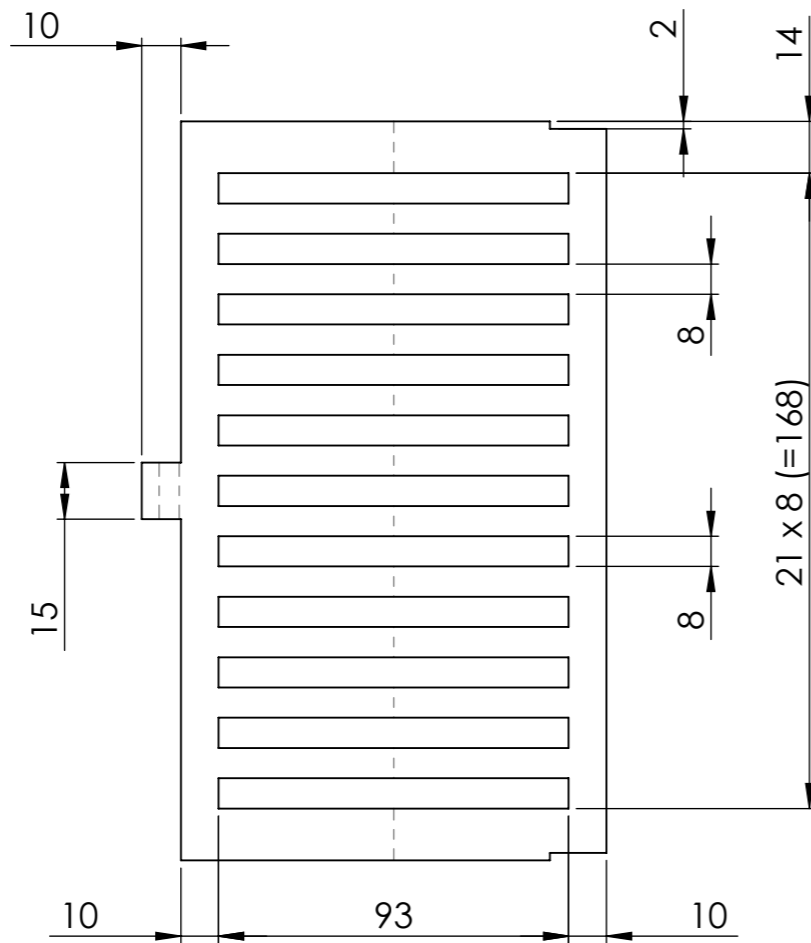
Escala 1:2	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 210 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 70	
		Trás - estrutura de separação e armazenamento	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 70




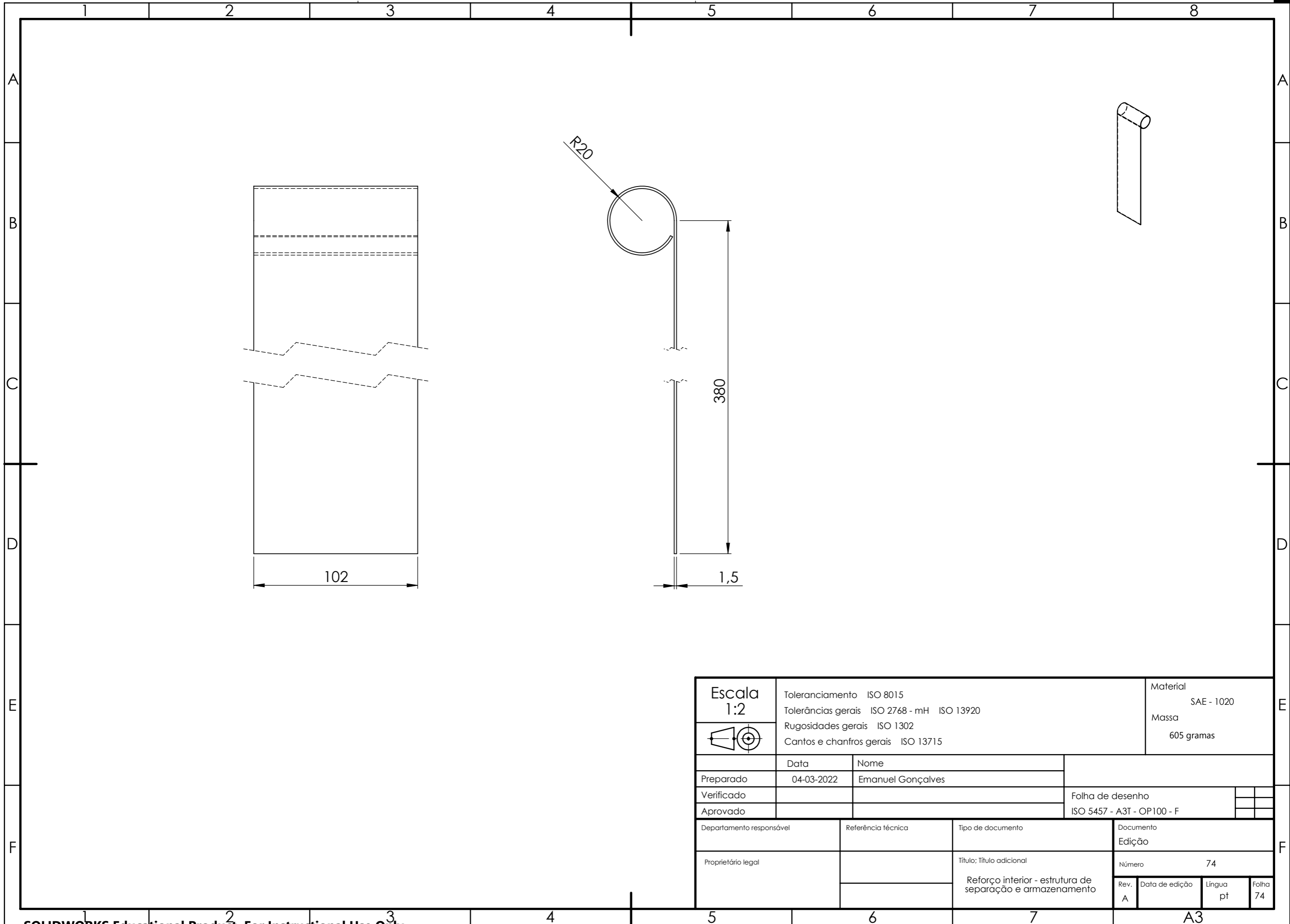
Escala 1:2 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 210 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 71	
		Direita - estrutura de separação e armazenamento	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 71




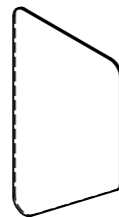
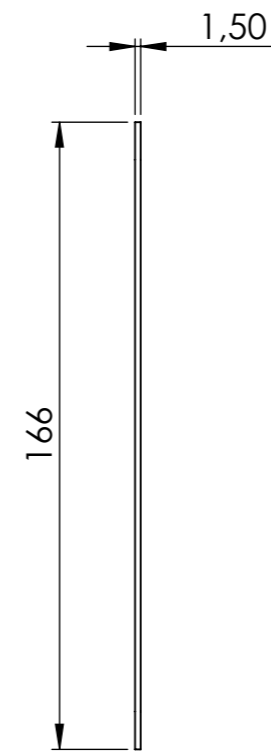
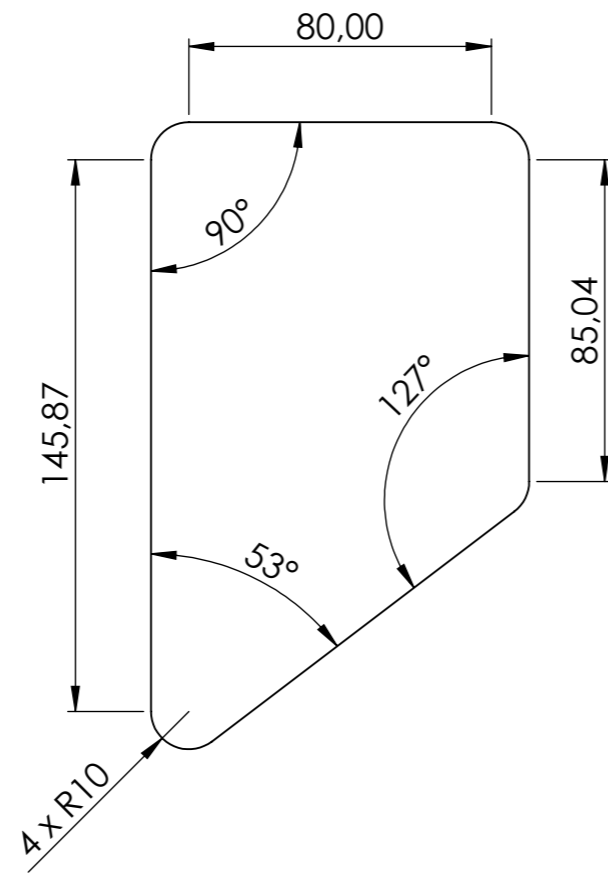
Escala 1:2	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 169 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 72	
		Tampa superior - estrutura de separação e armazenamento	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 72



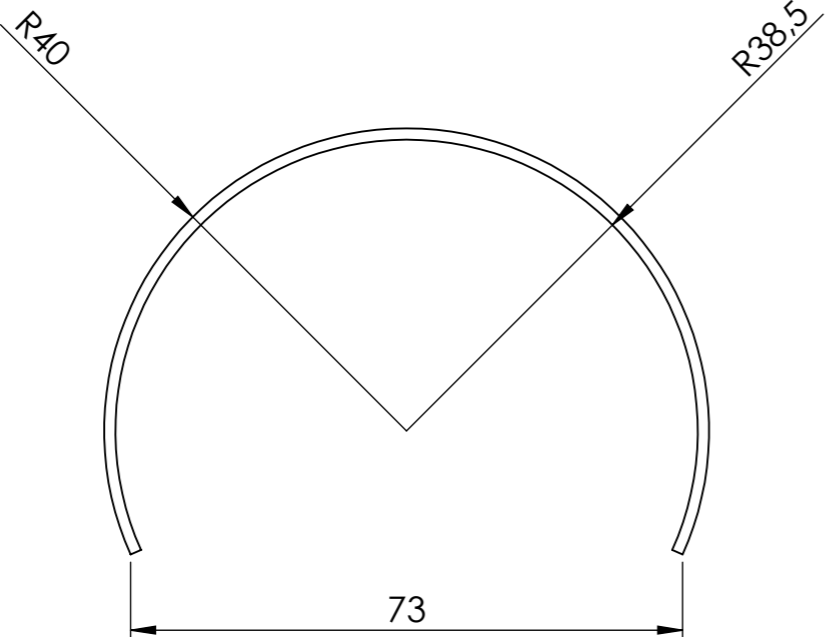
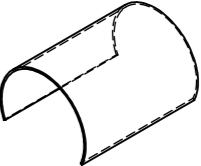
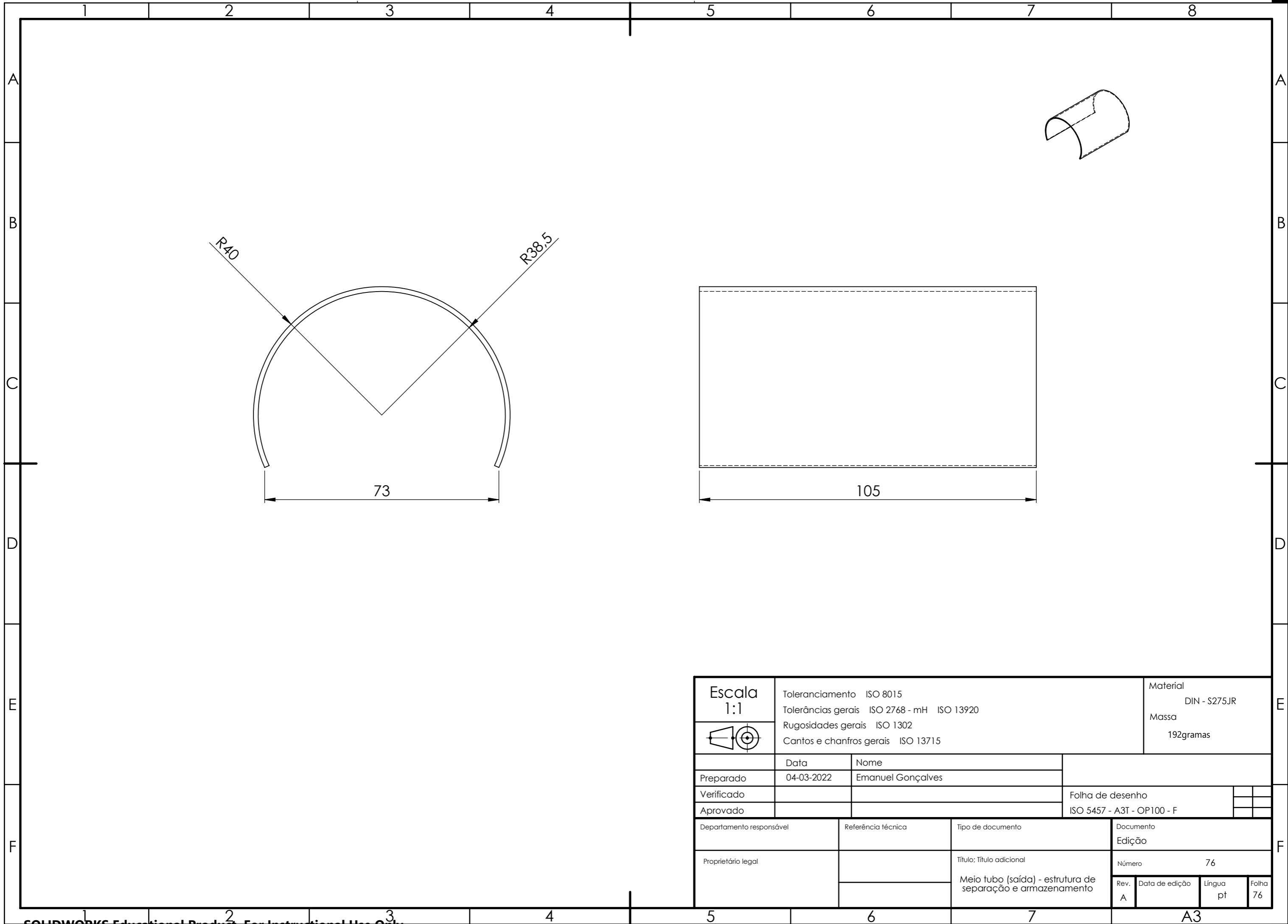
Escala 1:2 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 169 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 73	
		Tampa superior - estrutura de separação e armazenamento	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 73



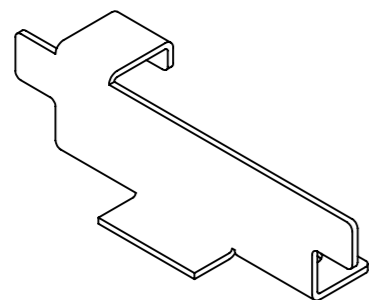
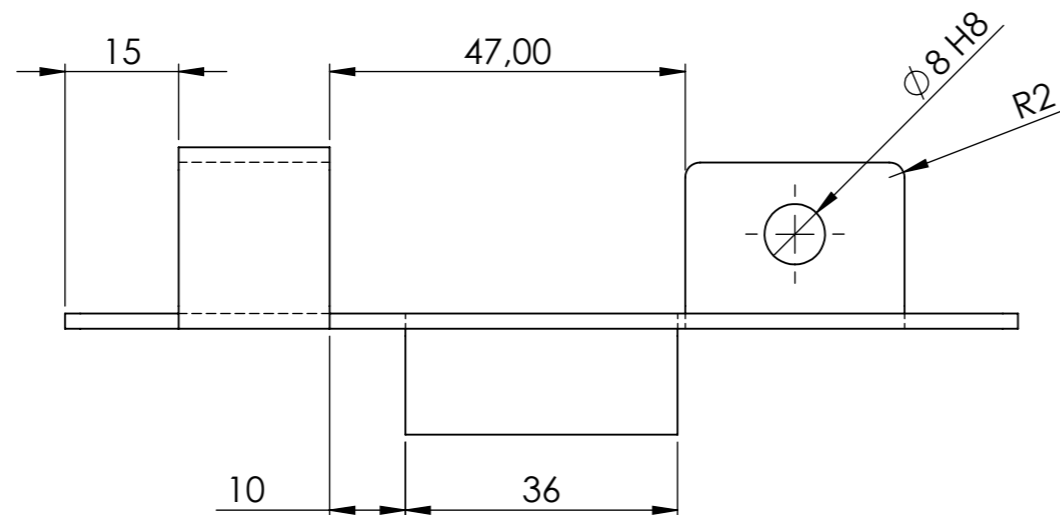
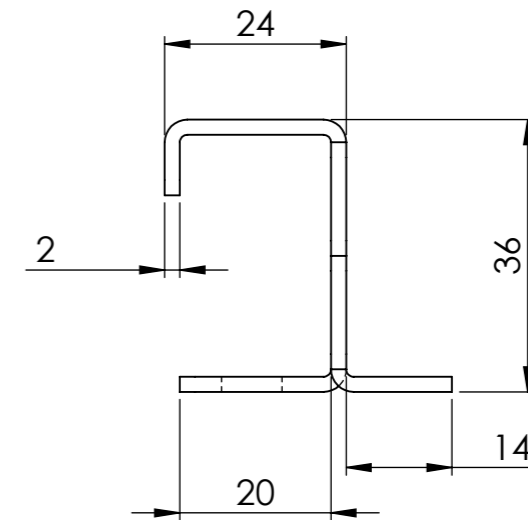
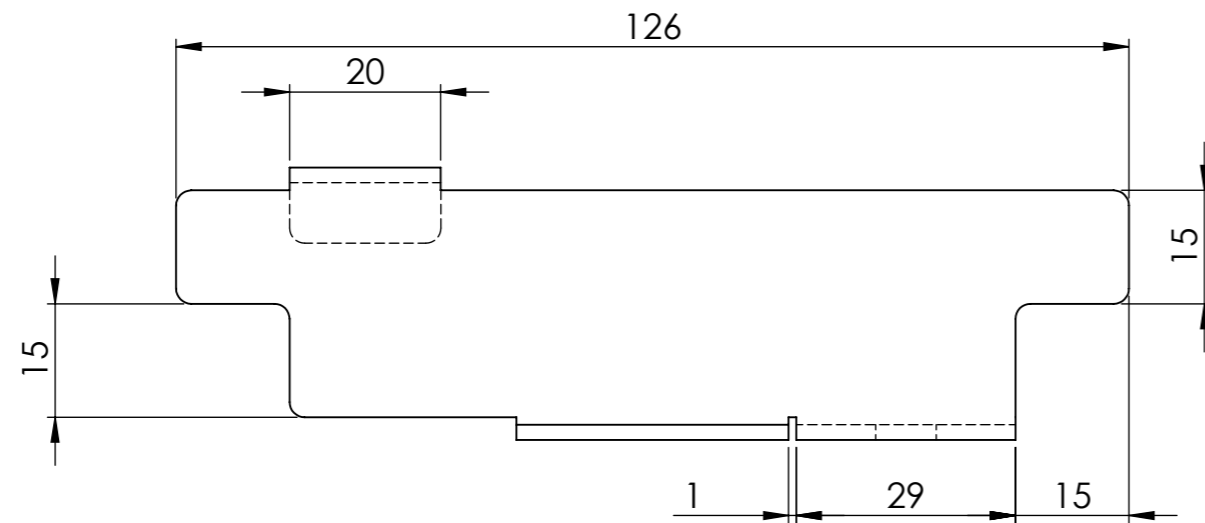
Escala 1:2 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 605 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 74	
		Reforço interior - estrutura de separação e armazenamento	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 74



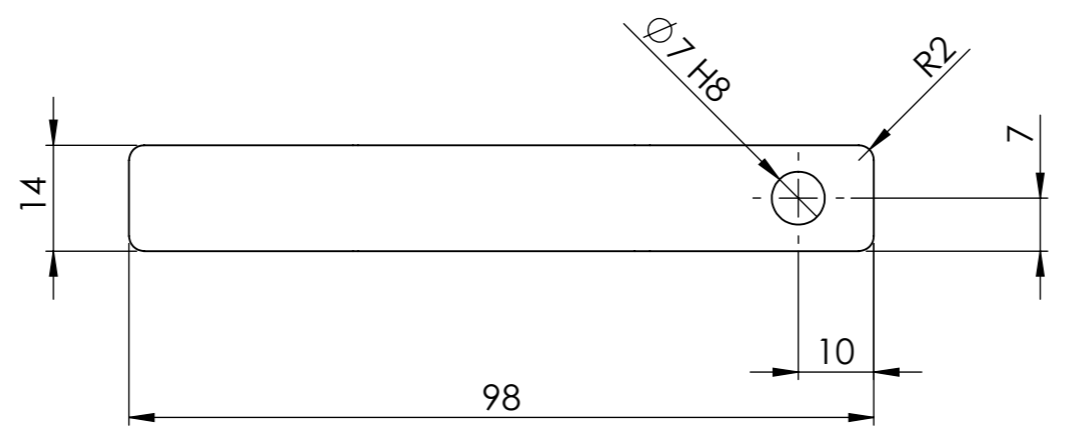
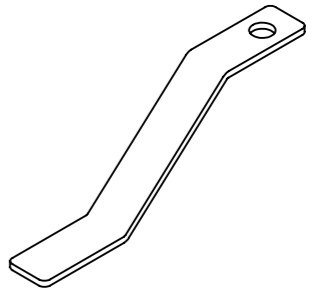
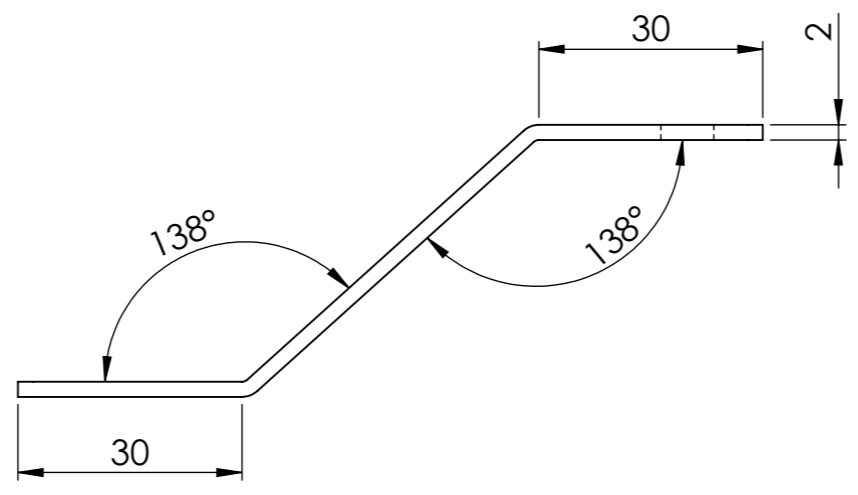
Escala 1:2	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 162 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 75	
		Porta frontal - estrutura de separação e armazenamento	Rev. A	Data de edição Língua pt Folha 75



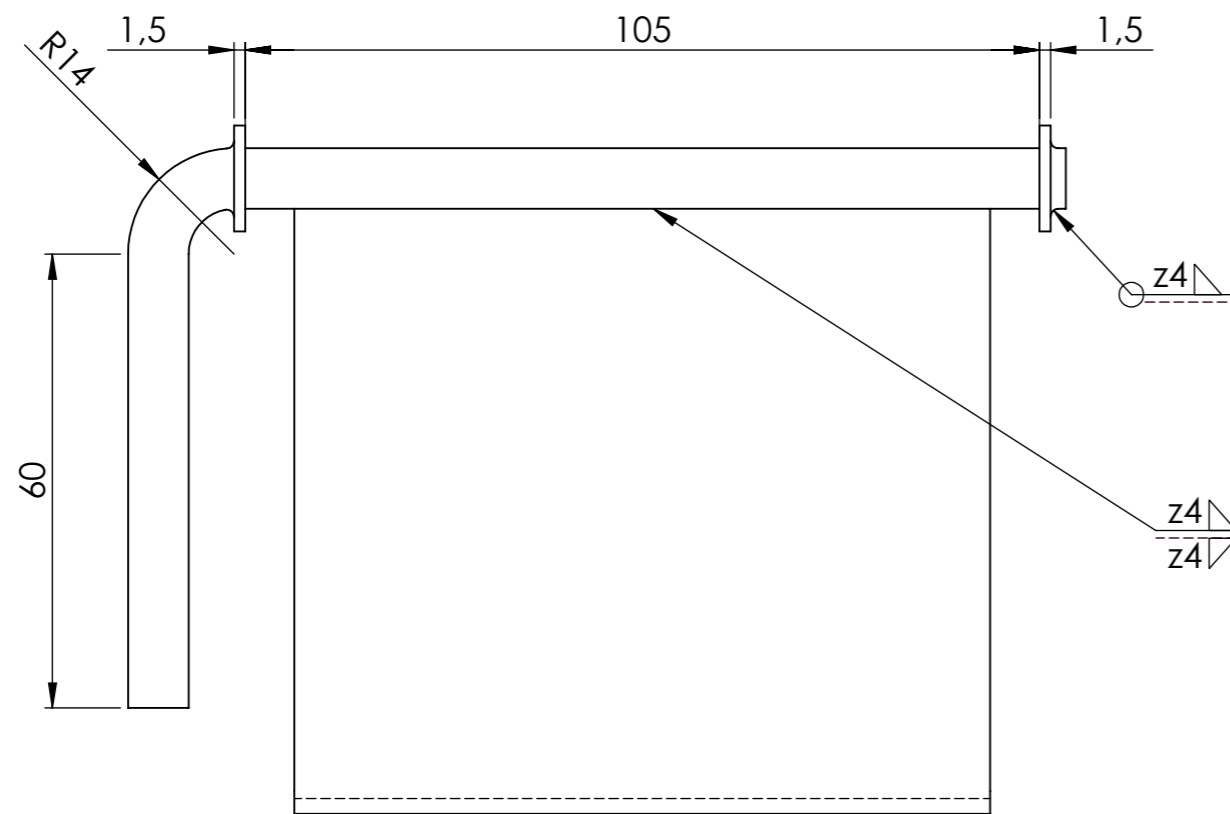
Escala 1:1 	Toleranciamento ISO 8015		Material DIN - S275JR	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 192gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 76	
		Meio tubo (saída) - estrutura de separação e armazenamento	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 76



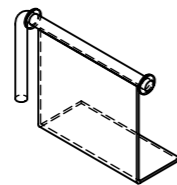
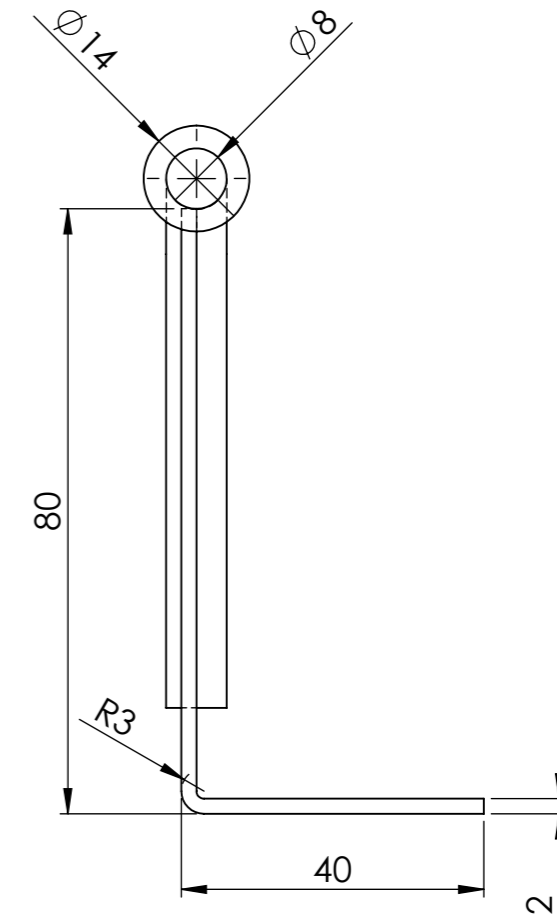
Escala 1:1	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 81 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 77	
		Suporte inferior para sacas - estrutura de separação e armazenamento	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 77




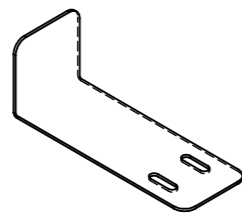
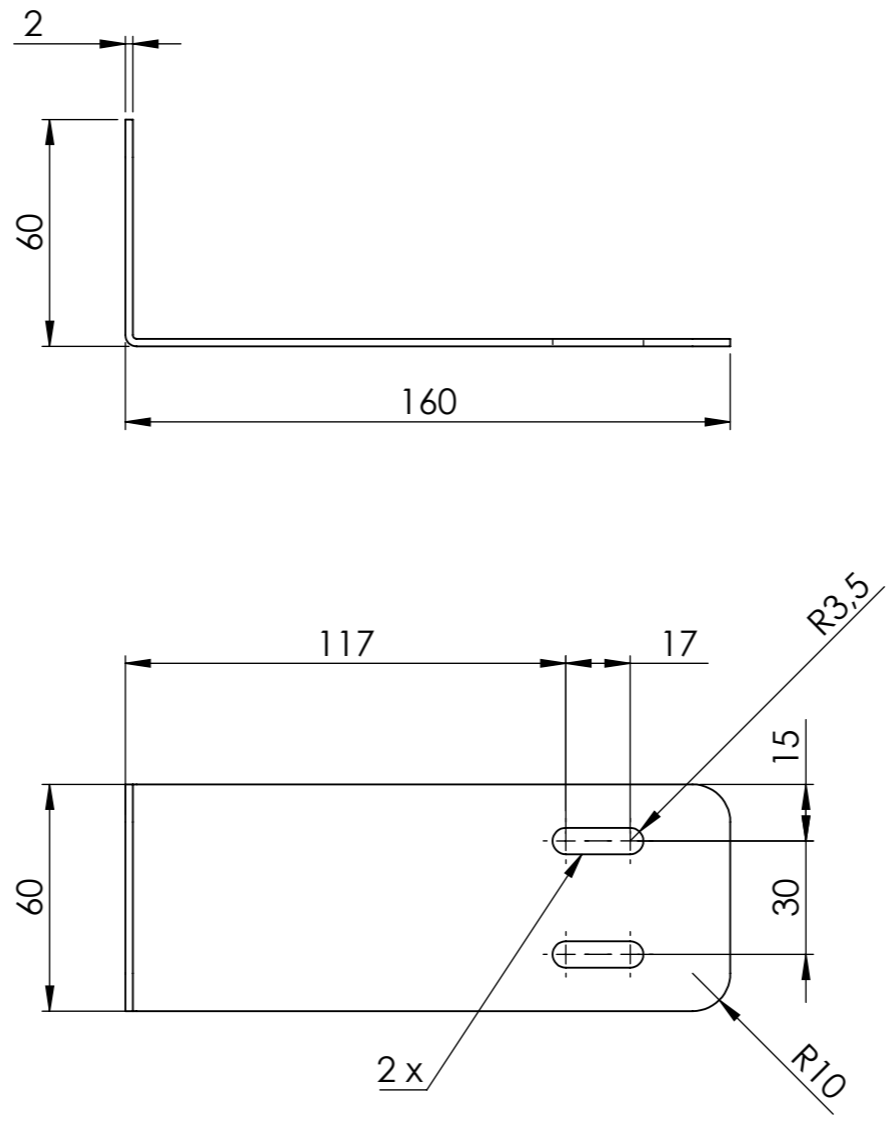
Escala 1:1	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 24 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 78	
		Fixador para sacas - estrutura de separação e armazenamento	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 78

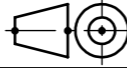


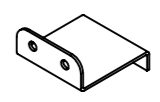
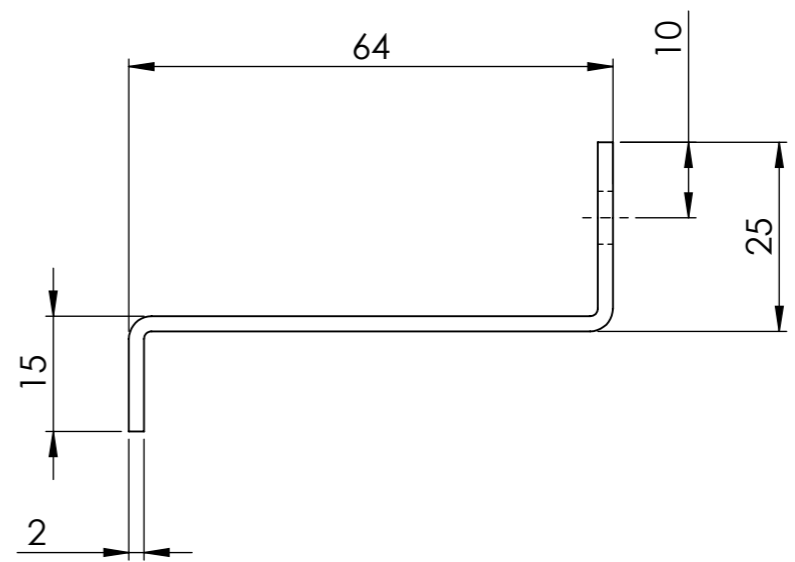
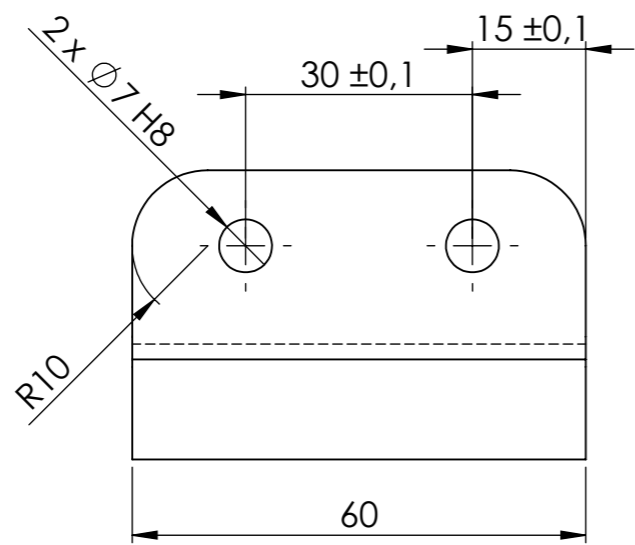
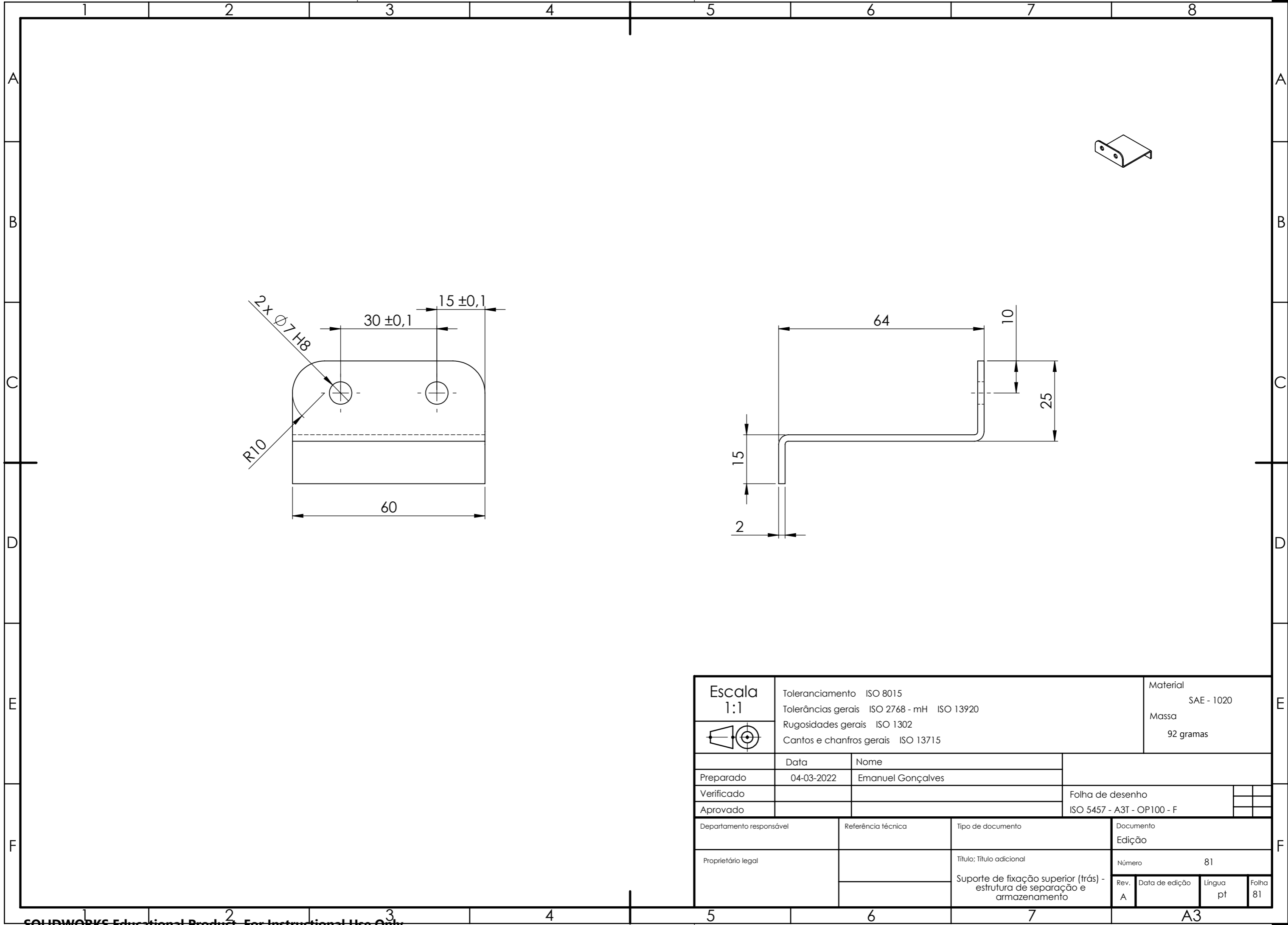
$z4 \sqrt{3 \times 20 (15)}$
 $z4 \sqrt{3 \times 20 (15)}$



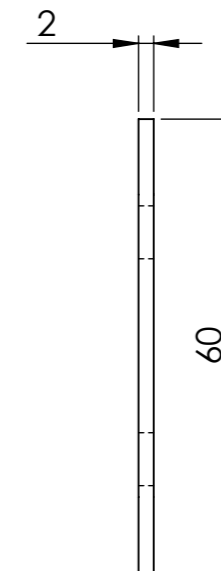
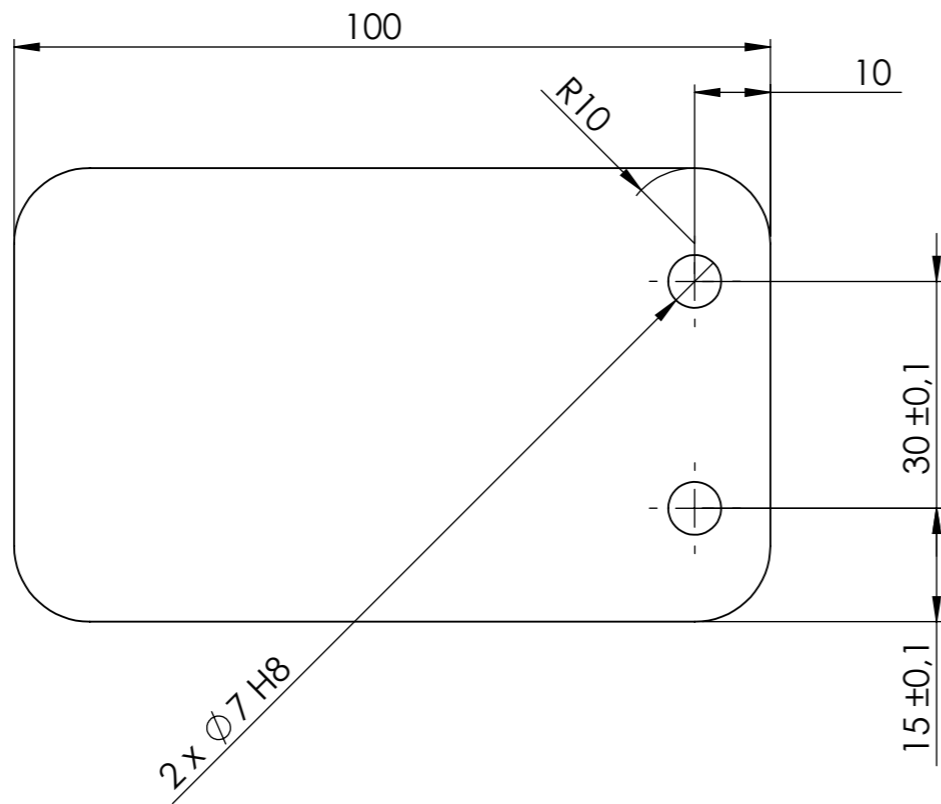
Escala 1:1	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 247 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 79	
		Alavanca de descarga - estrutura de separação e armazenamento	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 79



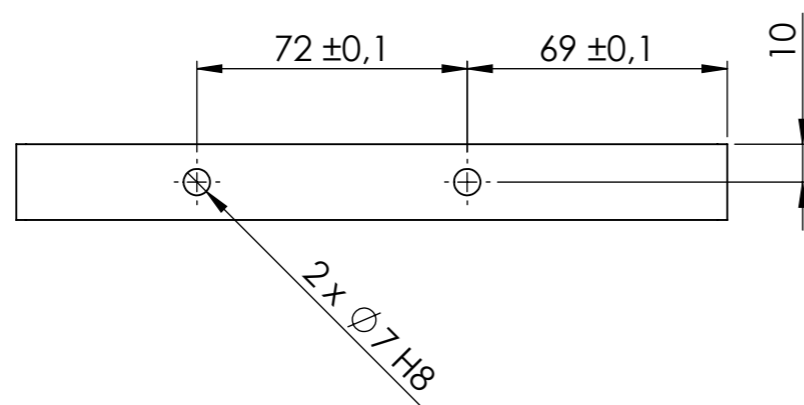
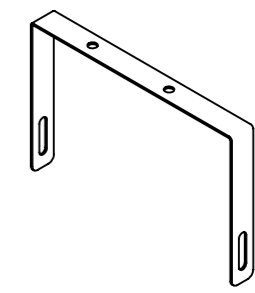
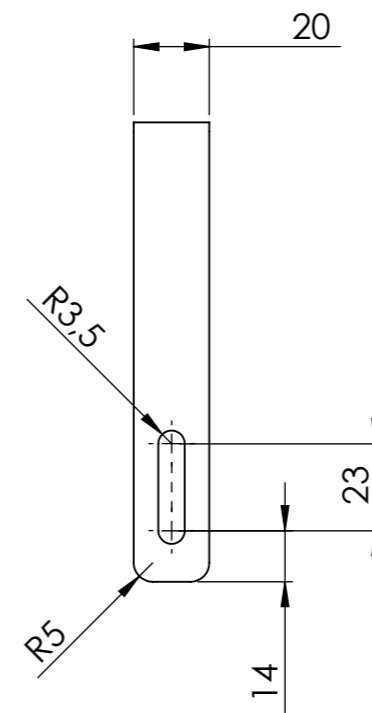
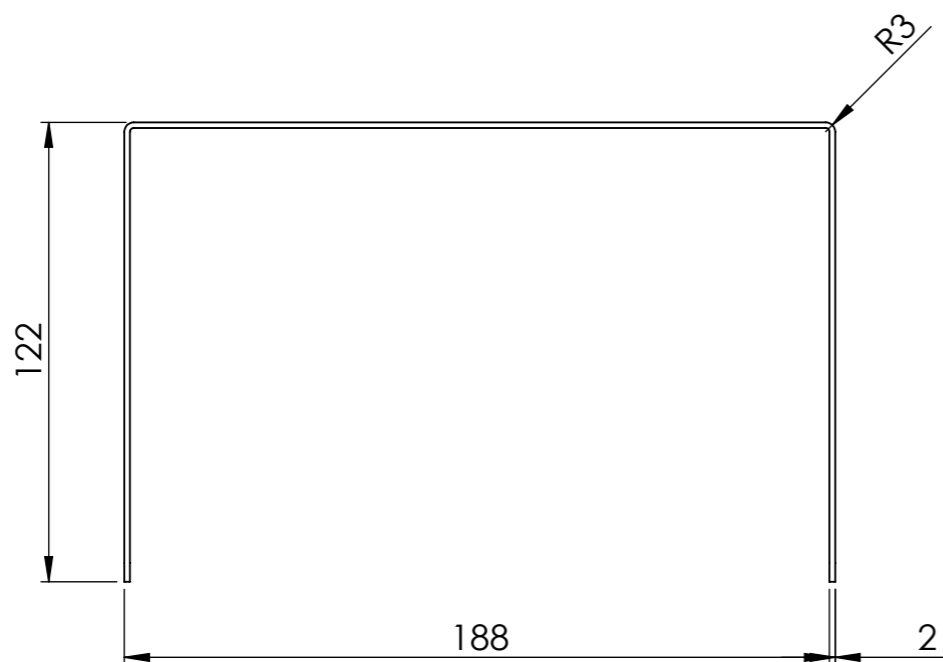
Escala 1:2 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 110 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 80	
		Suporte de fixação inferior - estrutura de separação e armazenamento	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 80




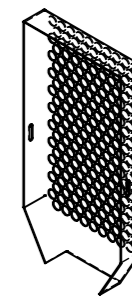
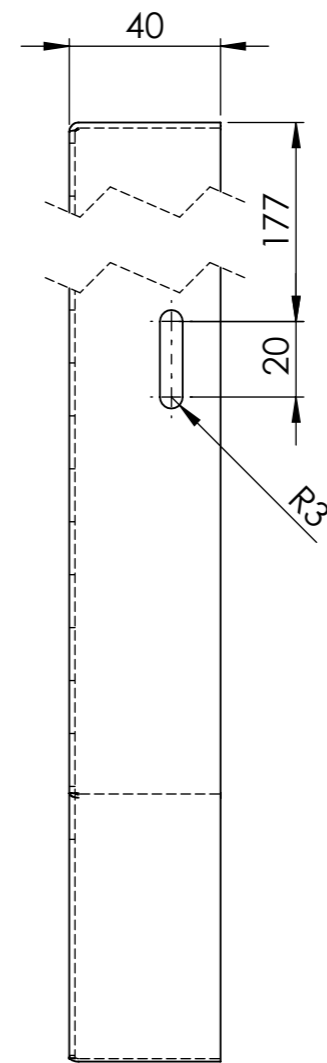
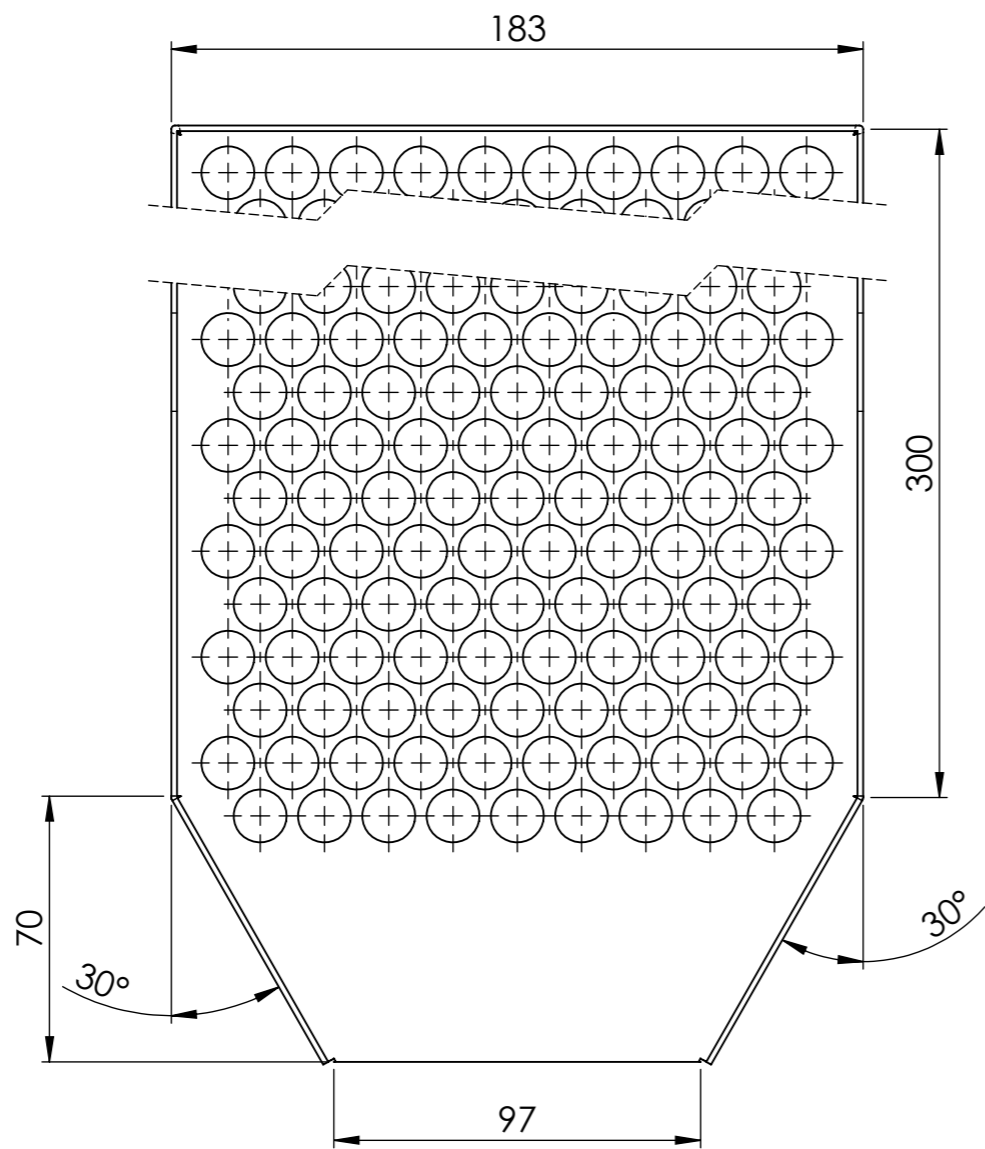
Escala 1:1	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 92 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 81	
		Suporte de fixação superior (trás) - estrutura de separação e armazenamento	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 81




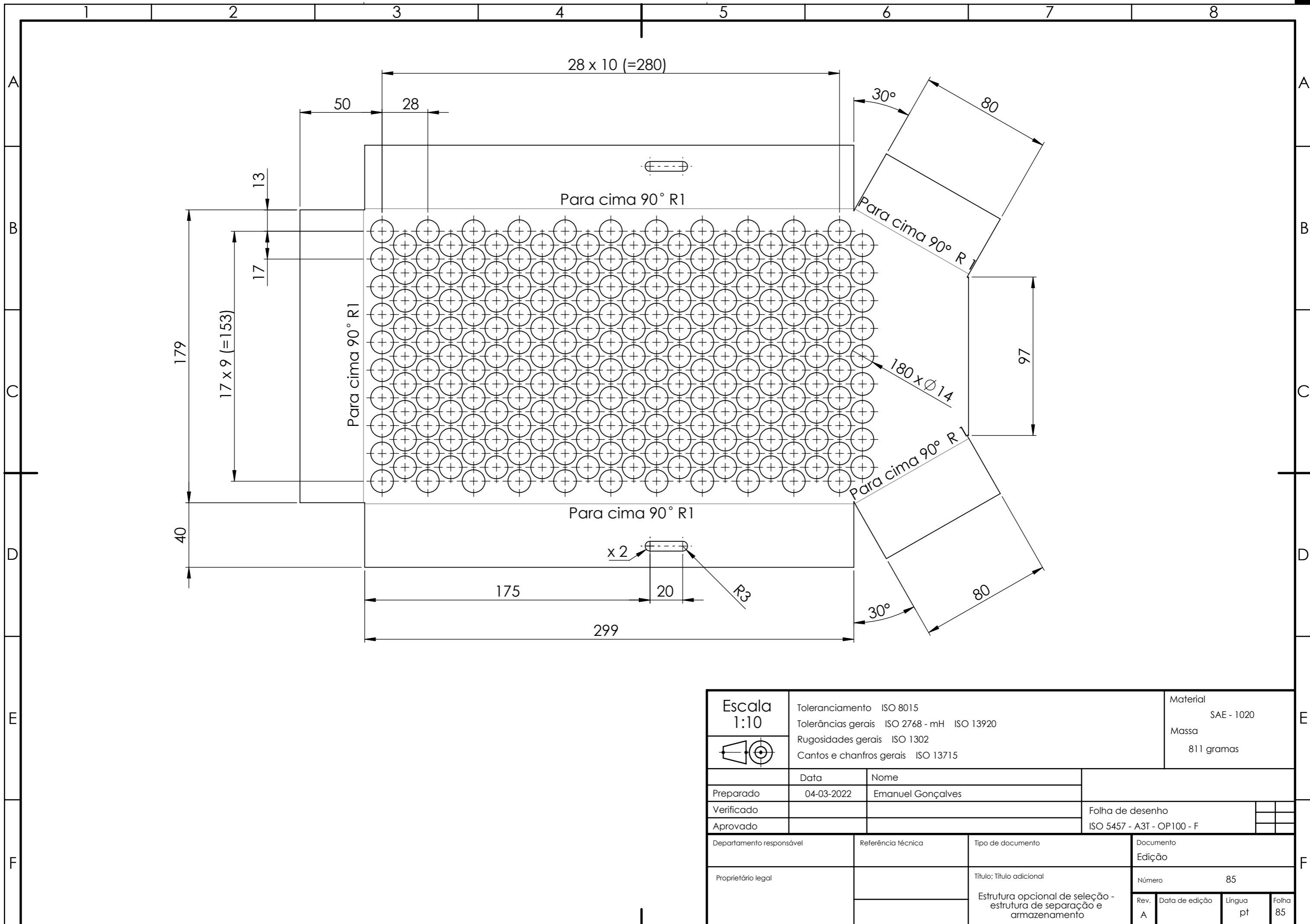
Escala 1:1	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 90 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 82	
		Suporte de fixação superior (frente) - estrutura de separação e armazenamento	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 82



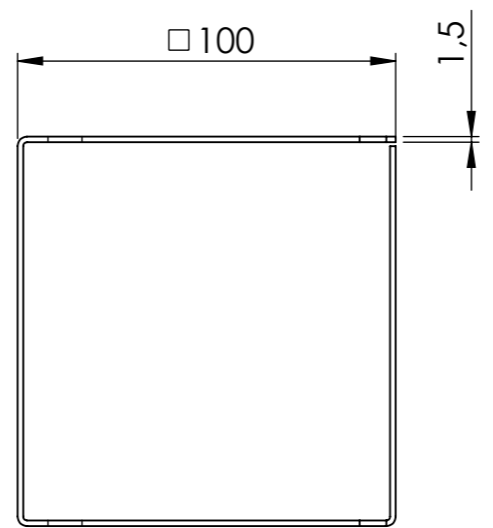
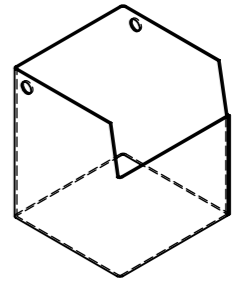
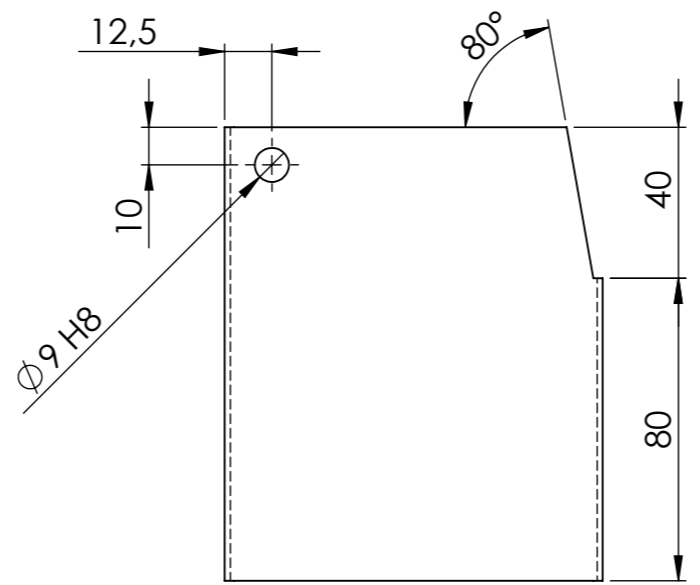
Escala 1:2 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 95 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado				Folha de desenho
Aprovado				ISO 5457 - A3T - OP100 - F
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento		Documento
				Edição
Proprietário legal		Título; Título adicional		Número 83
		Suporte da estrutura opcional - estrutura de separação e armazenamento		Rev. A
				Data de edição
				Língua pt
				Folha 83




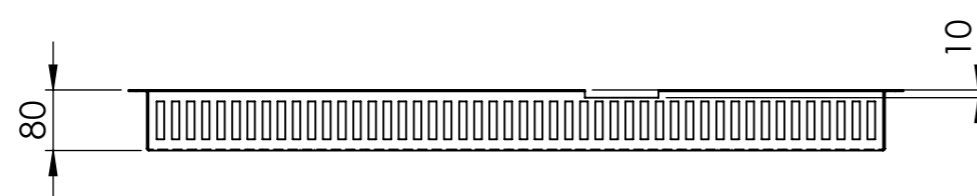
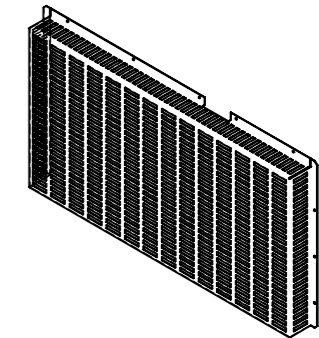
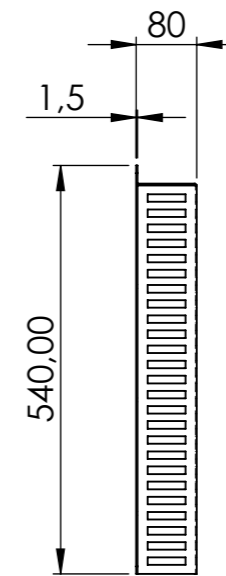
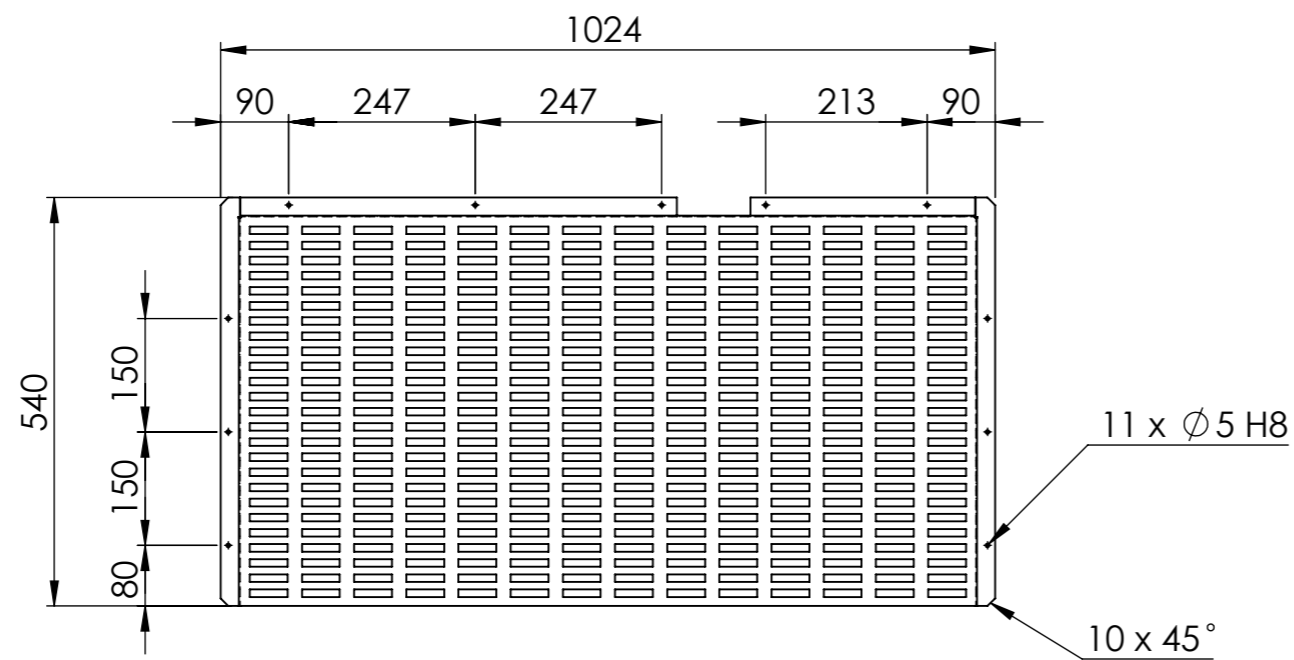
Escala 1:2 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 811 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 84	
		Estrutura opcional de seleção - estrutura de separação e armazenamento	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 84




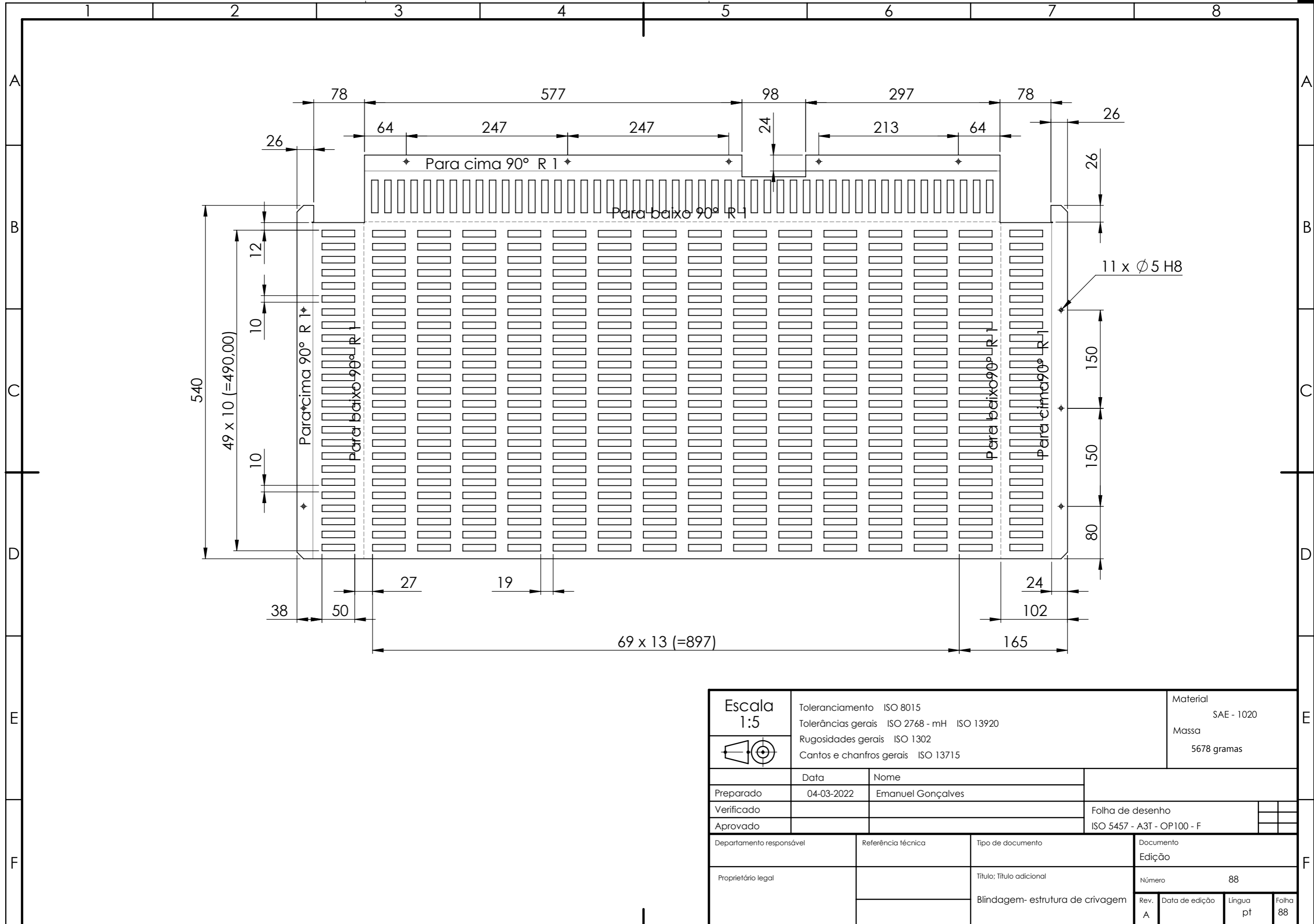
Escala 1:10 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 811 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 85	
		Estrutura opcional de seleção - estrutura de separação e armazenamento	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 85

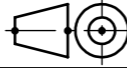


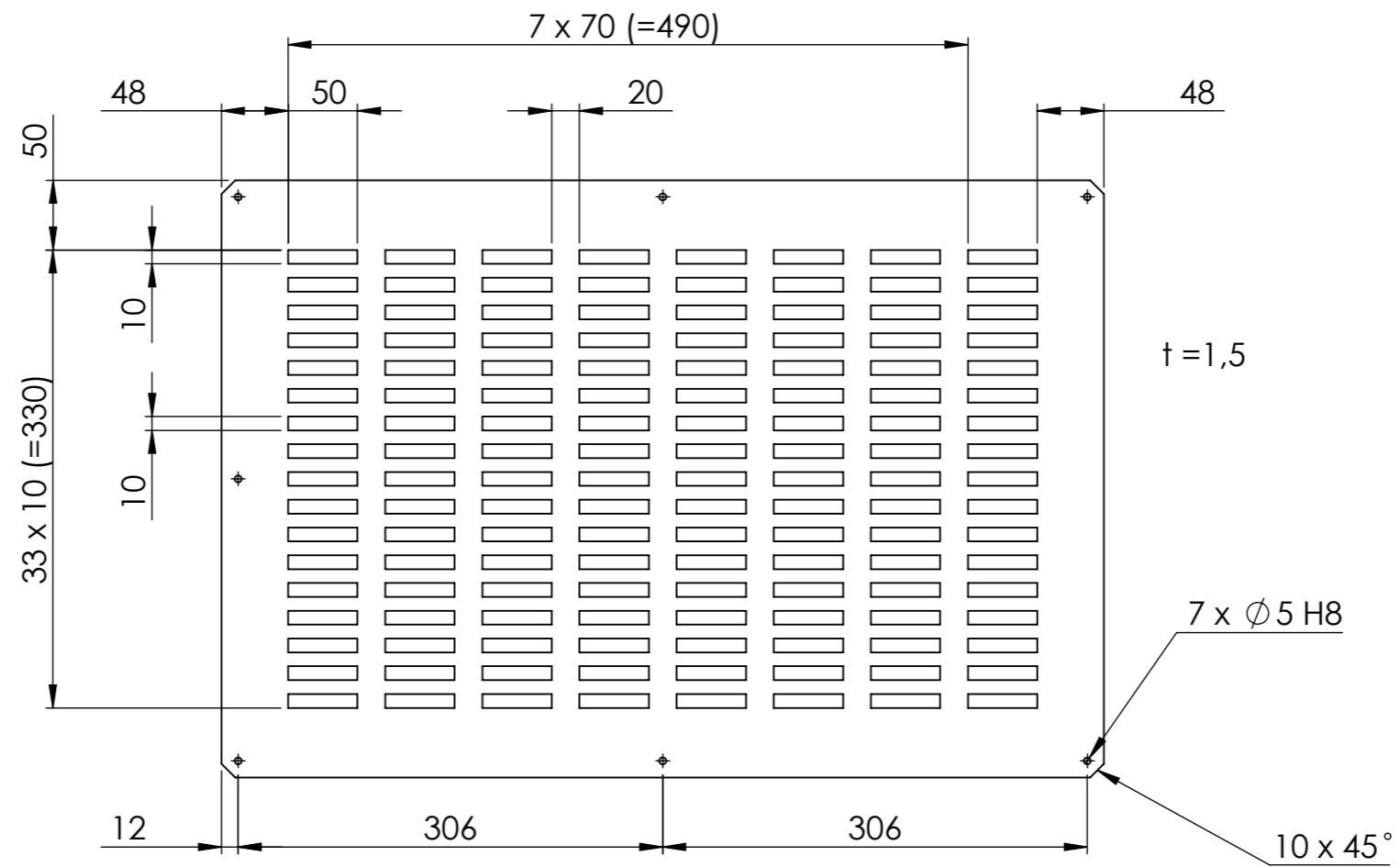
Escala 1:2 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 510 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 86	
		Estrutura opcional de seleção (saída) - estrutura de separação e armazenamento	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 86




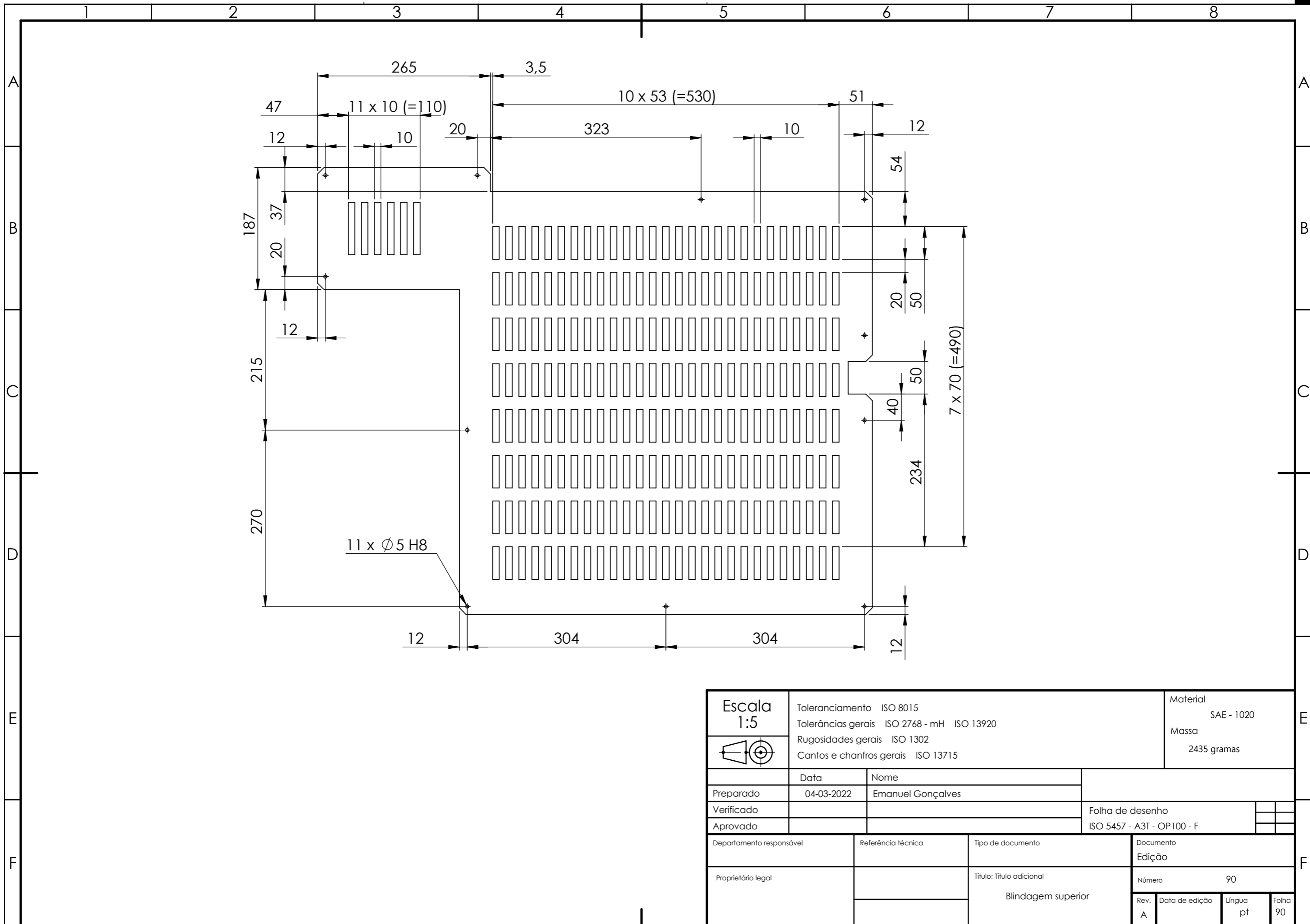
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 5678 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 87	
		Blindagem - estrutura de crivagem	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 87




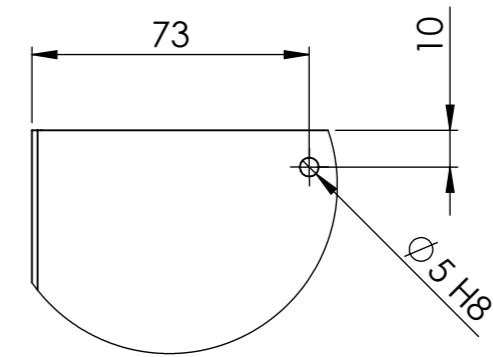
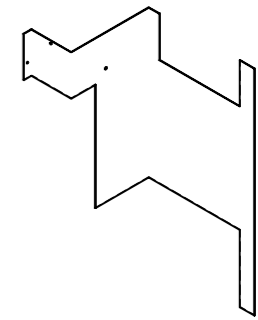
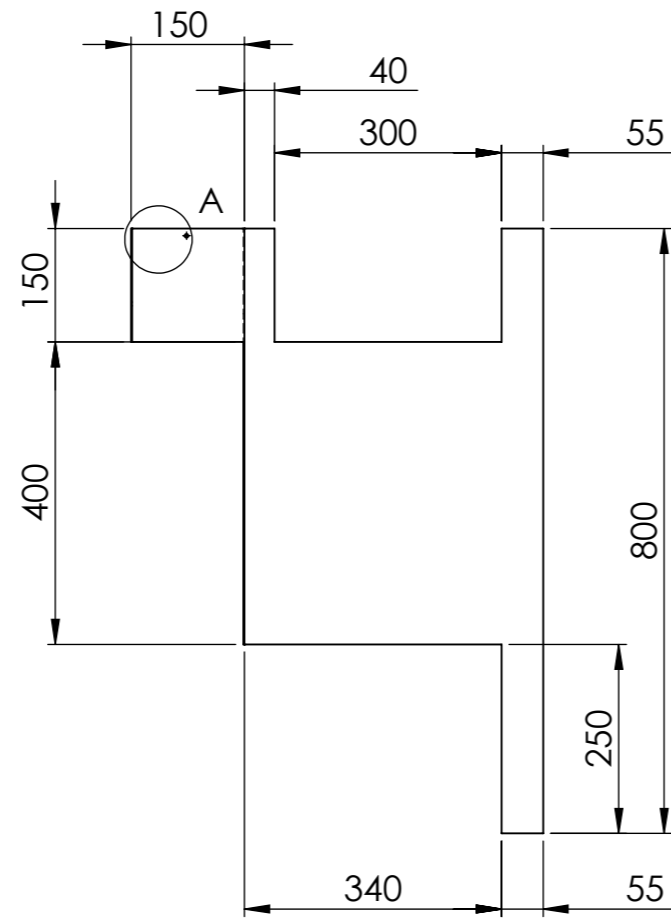
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 5678 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado				Folha de desenho
Aprovado				ISO 5457 - A3T - OP100 - F
Departamento responsável		Referência técnica	Tipo de documento	
Proprietário legal			Documento Edição	
			Número 88	
			Rev. A	
			Data de edição	
			Língua pt	
			Folha 88	



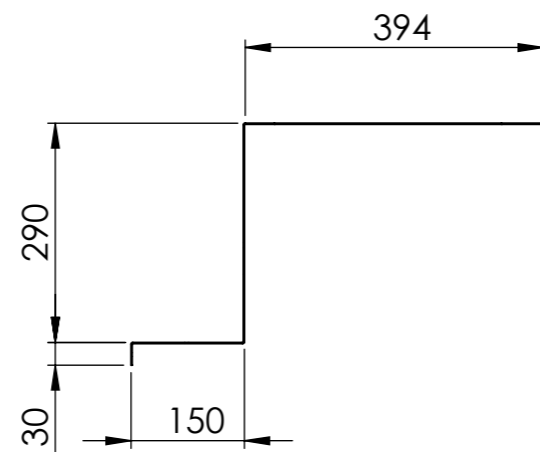
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 2435 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado				Folha de desenho
Aprovado				ISO 5457 - A3T - OP100 - F
Departamento responsável		Referência técnica	Tipo de documento	
Proprietário legal			Documento Edição	
			Número 89	
			Rev. A	
			Data de edição	
			Língua pt	
			Folha 89	
			A3	




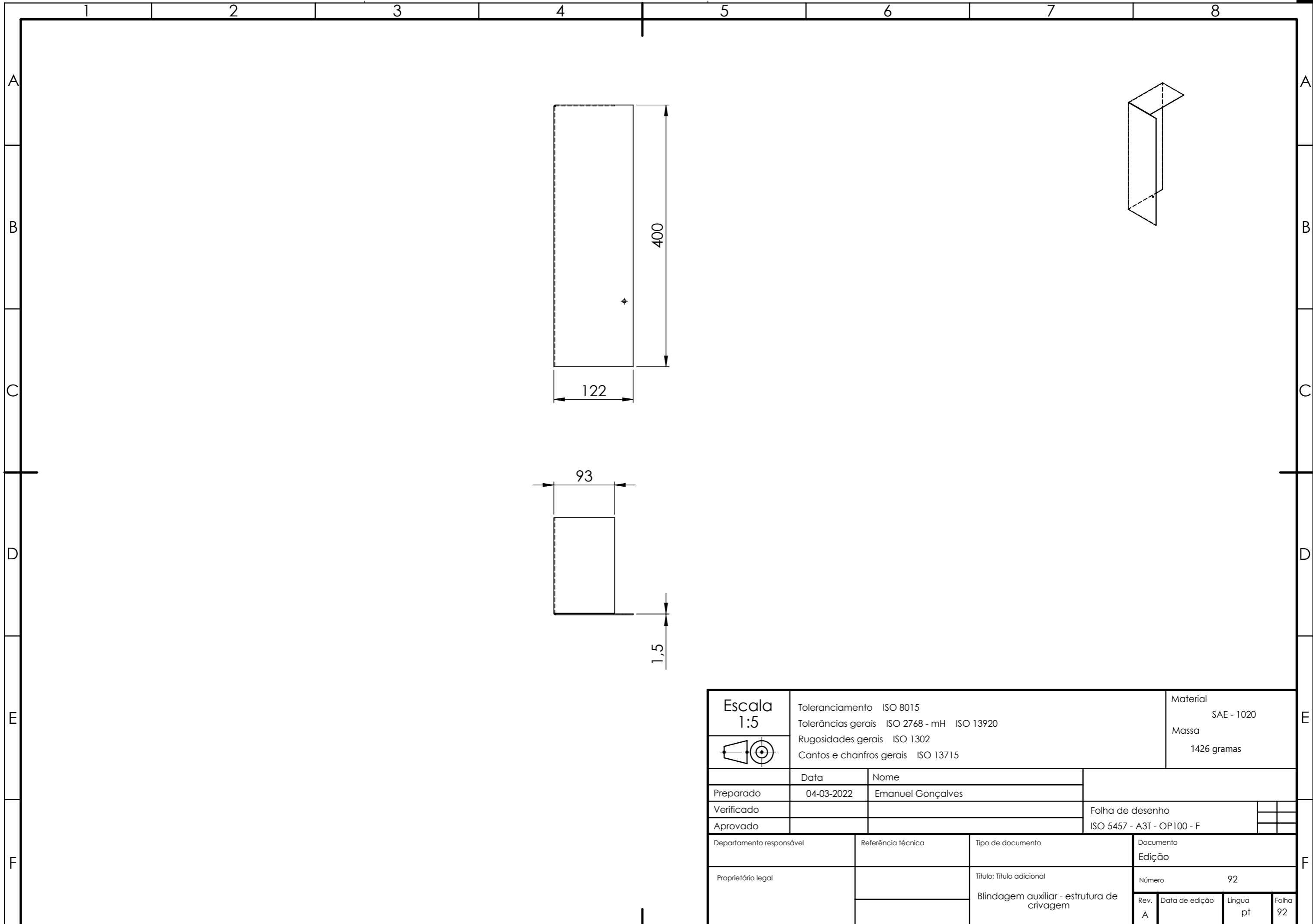
Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 2435 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 90	
		Blindagem superior	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 90

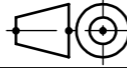


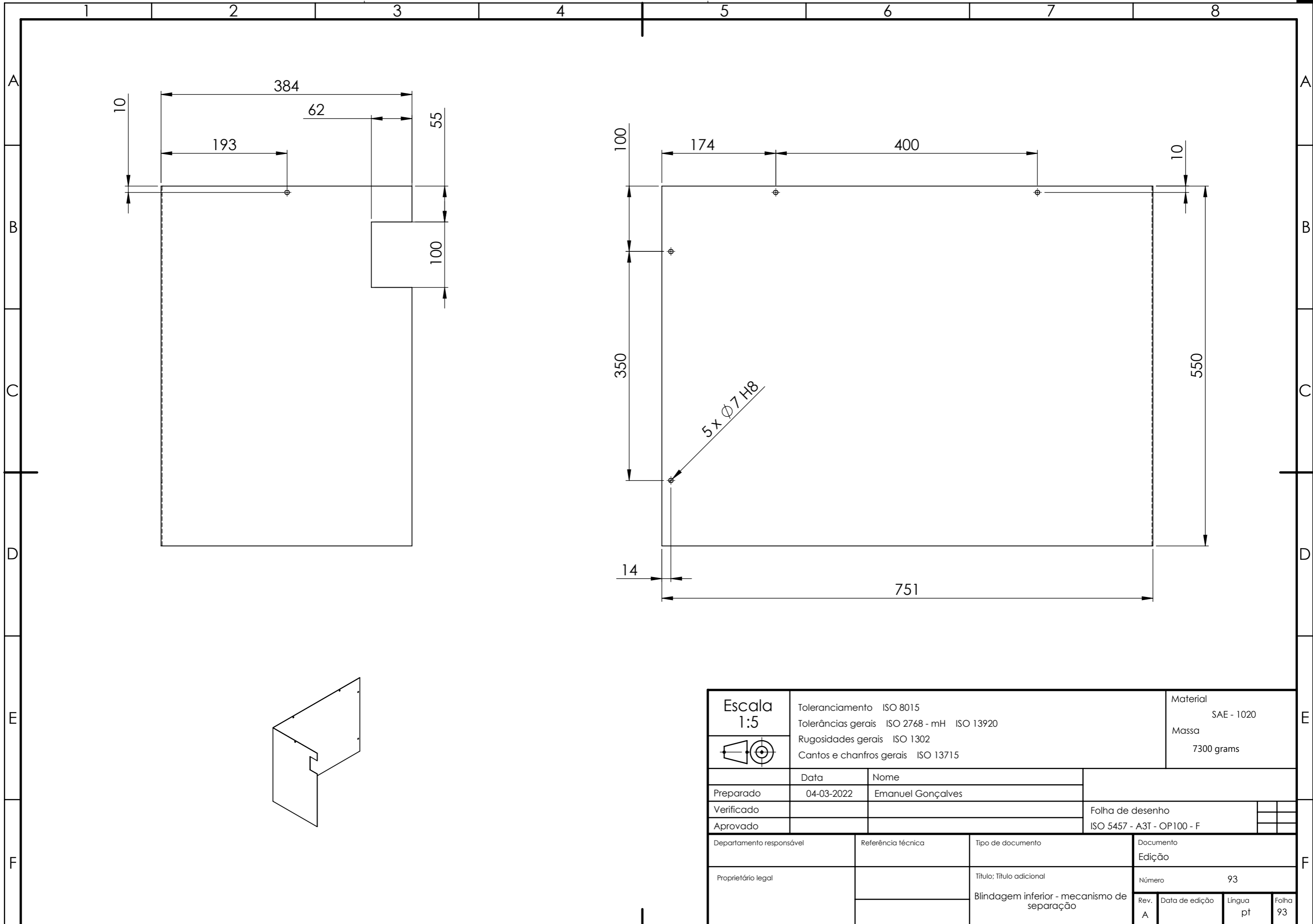
Detalhe A
Escala 1 : 2

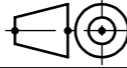


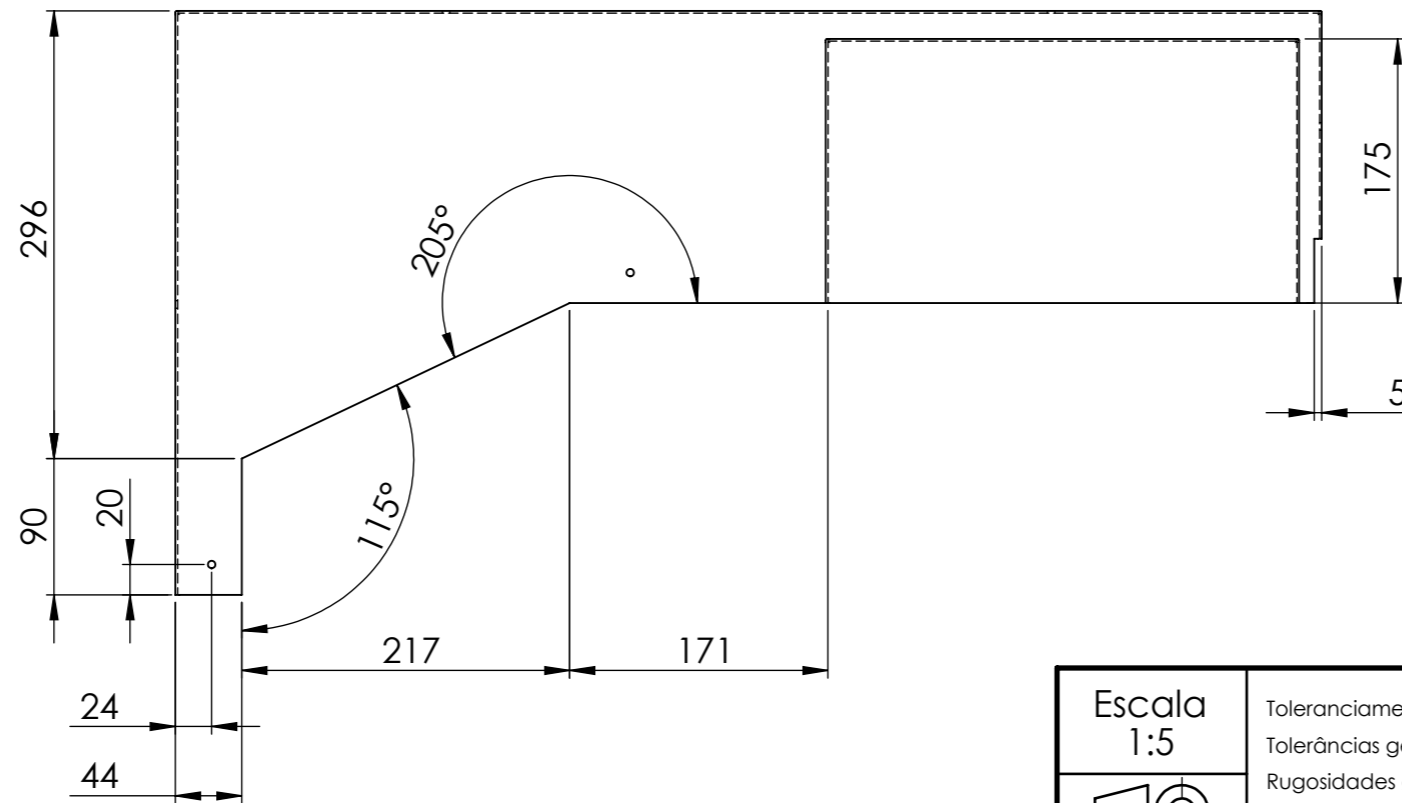
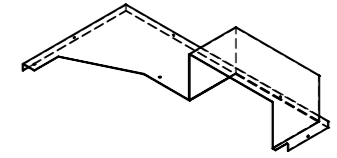
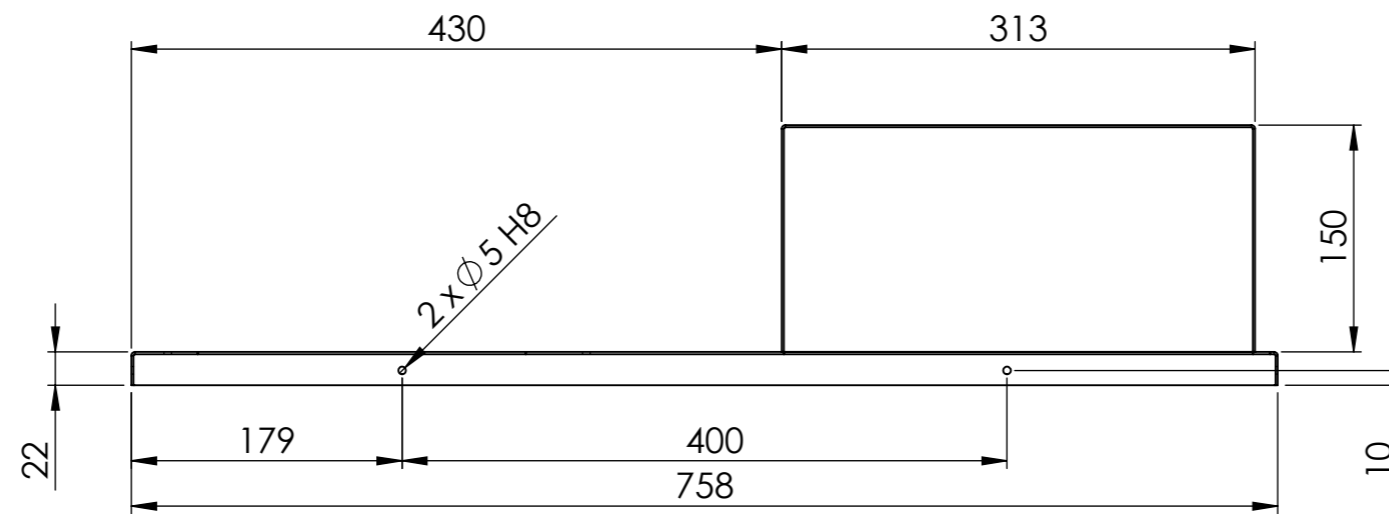
Escala 1:10 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 3976 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 91	
		Blindagem saída de detritos	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 91



Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015 Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920 Rugosidades gerais ISO 1302 Cantos e chanfros gerais ISO 13715		Material SAE - 1020 Massa 1426 gramas	
	Preparado 04-03-2022 Emanuel Gonçalves	Verificado 	Aprovado 	Folha de desenho ISO 5457 - A3T - OP100 - F
Departamento responsável 	Referência técnica 	Tipo de documento Blindagem auxiliar - estrutura de crivagem	Documento Edição Número 92	
Proprietário legal 	 	 	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 92

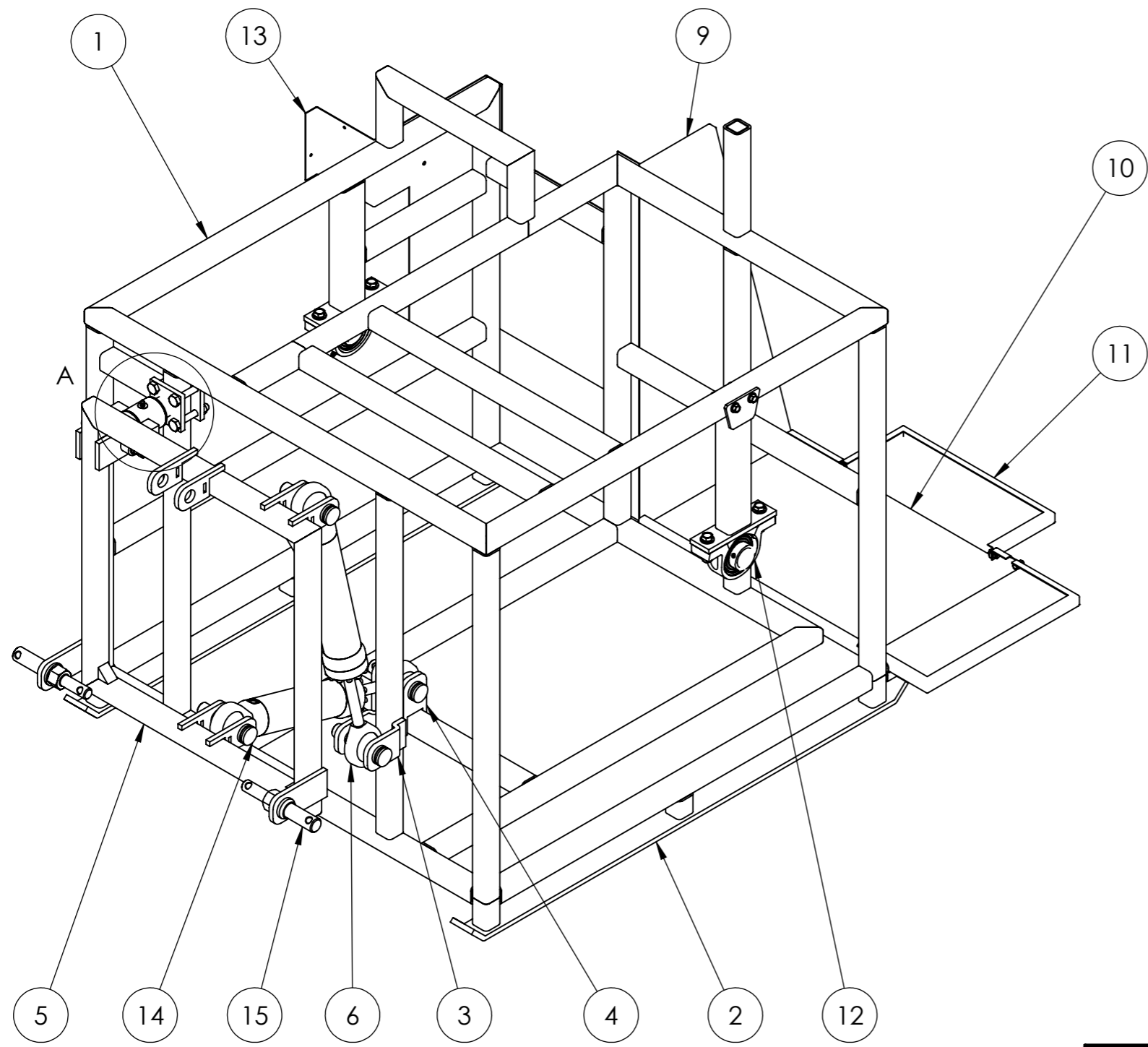


Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 7300 grams	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 93	
		Blindagem inferior - mecanismo de separação	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 93

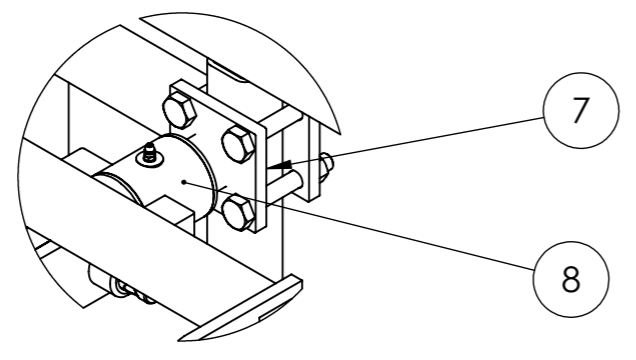


Escala 1:5	Toleranciamento ISO 8015		Material SAE - 1020	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 1857 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 94	
		Blindagem superior - mecanismo de separação	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 94

ANEXO J – Desenhos de conjunto

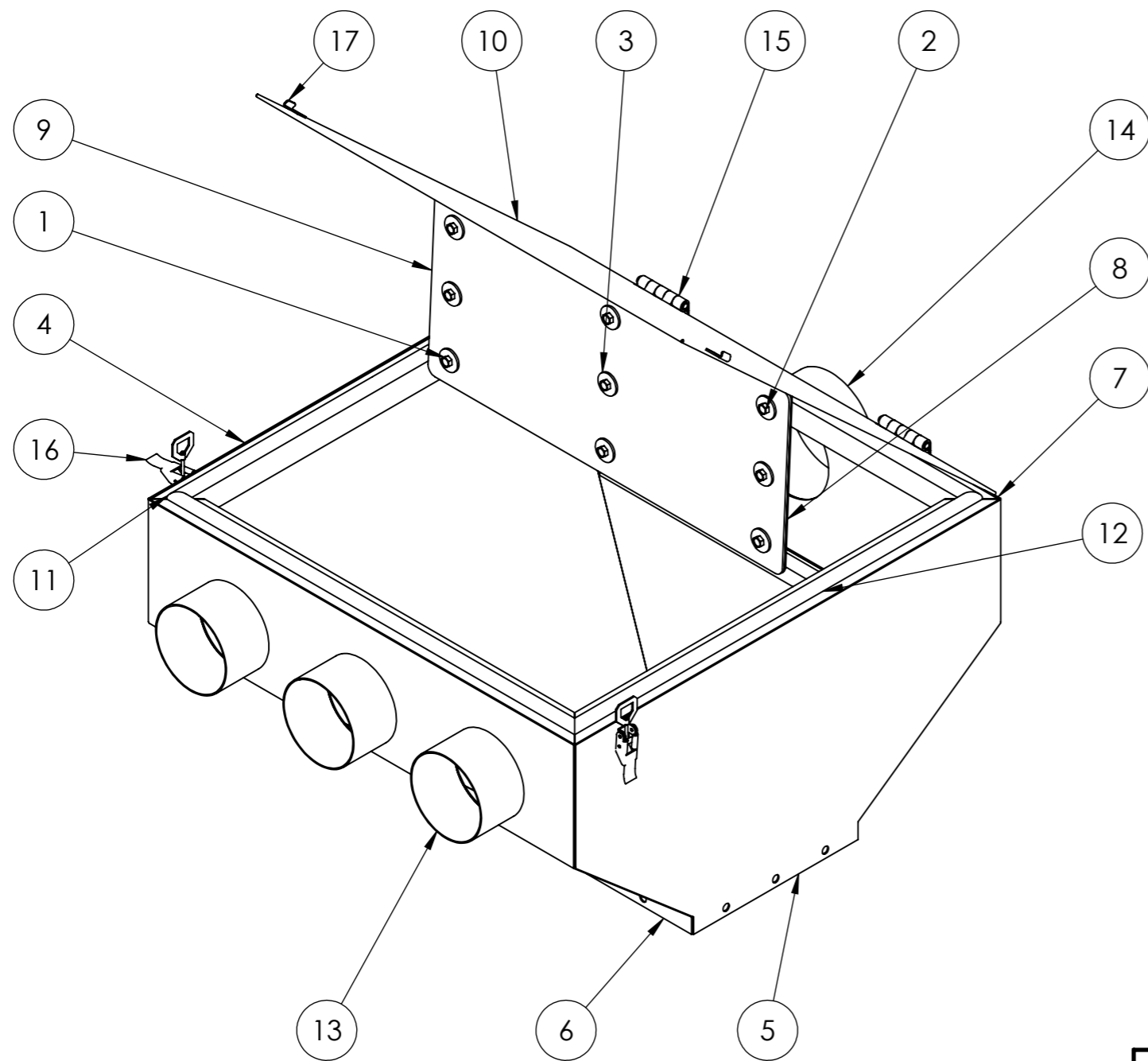


Nº peça	Nº ref.	Descrição	Material	Qtd.
1	1	Chassis tubular	DIN - S355JR	1
2	2	Rasto	DIN - Ck45	2
3	4	Suporte lateral de engate	DIN Ck45	2
4	5	Suporte inferior de engate	DIN - Ck45	8
5	8	Estrutura de ajuste de nível	DIN - S355JR	1
6	-	Cilindro hidráulico	-	2
7	6	Peça inferior - mecanismo 2 GL	DIN - Ck45	1
8	7	Peça superior - mecanismo 2 GL	DIN - Ck45	1
9	9	Suporte lateral - armazenamento	SAE - 1020	
10	10	Base - armazenamento	SAE - 1020	
11	11	Suporte auxiliar - armazenamento	SAE - 1020	
12	-	Rolamento SKF - YAT 208	-	2
13	90	Blindagem - saída de detritos	SAE - 1020	1
14	-	Cavilha 25 x 102	DIN - Ck45	5
15	-	Munhão 28-36 x 209 (M30x42) 2/3	DIN - Ck45	2




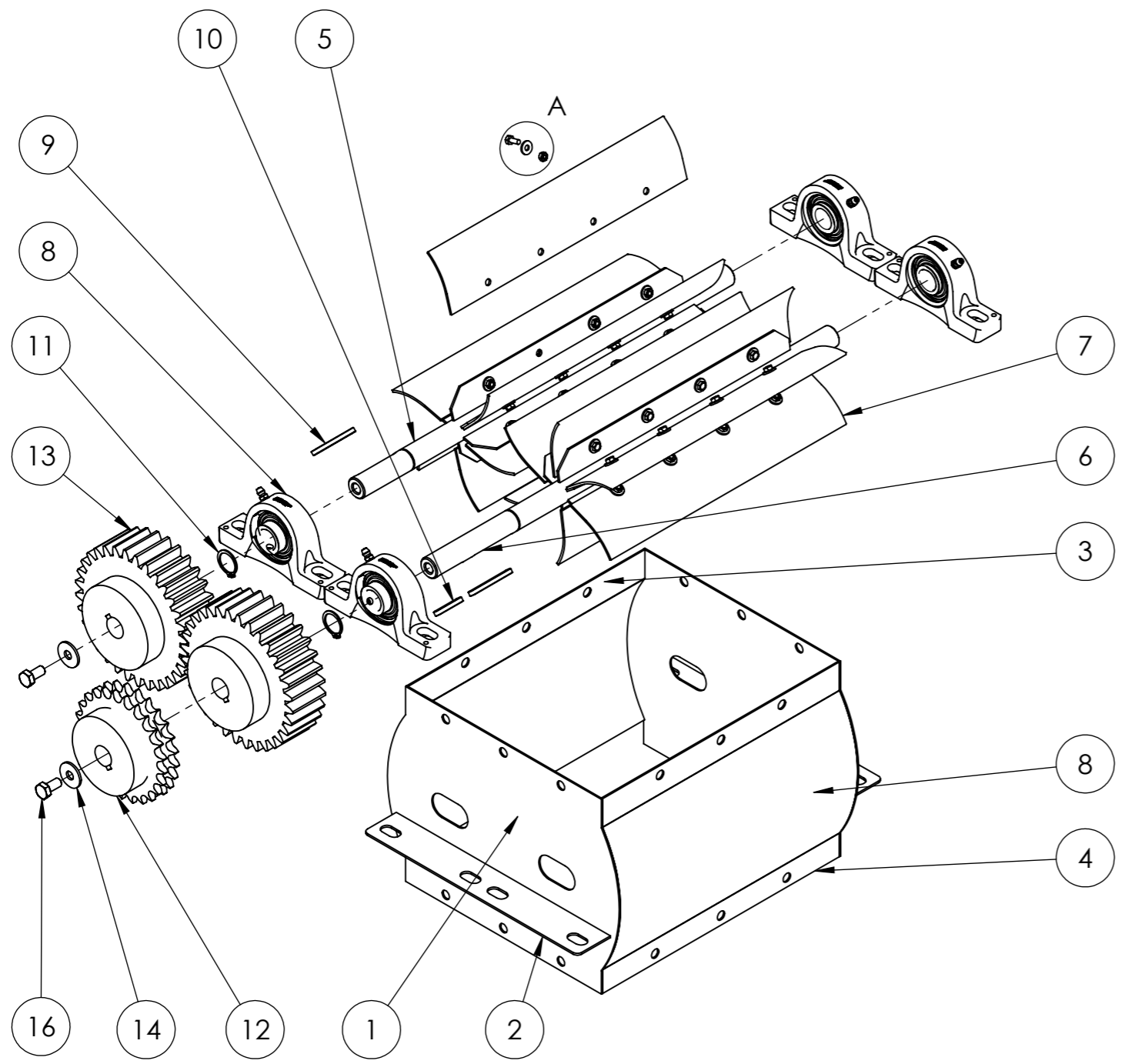
Detalhe A
Escala 1 : 5

Escala 1:10	Toleranciamento ISO 8015		Material	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 150000 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado				Folha de desenho
Aprovado				ISO 5457 - A3T - OP100 - F
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 95	
		Sistema de ajuste de nível	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 95

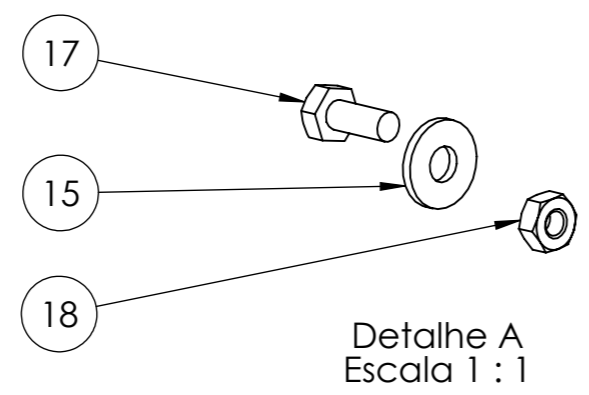


Nº da peça	Nº de ref.	Designação	Material	Qtd.
1	-	Parafuso ISO 4015 M6 x 1 x16	-	18
2	-	Porca ISO AM-M6 x 1	-	18
3	-	Anilha ISO 7093-M6	-	36
4	13	Lado direito	SAE - 1020	1
5	14	Lado esquerdo	SAE - 1020	1
6	16	Frente	SAE - 1020	1
7	15	Trás	SAE - 1020	1
8	17	Chapa interior	SAE - 1020	1
9	18	Borracha interior	NBR	1
10	19	Tampa	SAE - 1020	1
11	-	Vedante tampa	-	1
12	20	Estrutura tubular	DIN - S275JR	1
13	21	Tubo de entrada	DIN - S275JR	3
14	22	Tubo de saída	DIN - S275JR	1
15	-	Dobradiça	-	2
16	-	Fecho	-	2
17	-	Suporte do fecho	SAE - 1020	2

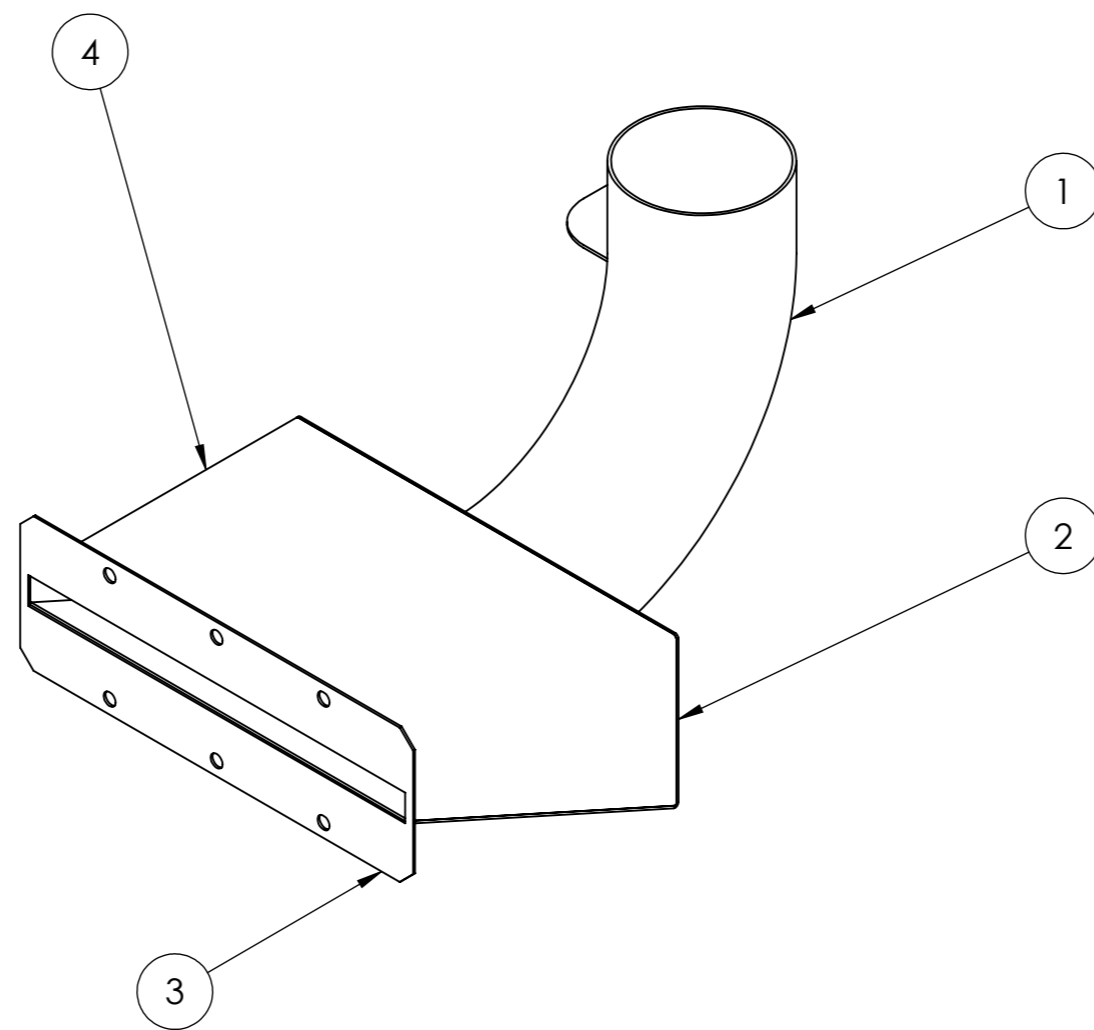
Escala 1:6 	Toleranciamento ISO 8015		Material	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 24552 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento	
			Edição	
Proprietário legal		Título; Título adicional	Número 96	
		Estrutura de retenção	Rev. A	Data de edição
			Língua pt	Folha 96




Nº peça	Nº ref.	Descrição	Material	Qtd.
1	30	Lateral	SAE - 1020	2
2	31	Suporte de fixação	SAE - 1020	2
3	32	Suporte superior	SAE - 1020	2
4	33	Suporte inferior	SAE - 1020	1
5	34	Veio movido	DIN - 34CrNiMo6	1
6	35	Veio motor	DIN - 34CrNiMo6	1
7	36	Pá	Borracha NBR	12
8	-	Rolamento SKF - YAT 204	-	2
9	-	Chaveta A ISO/R 773 6X4X50 - St	-	2
10	-	Chaveta A ISO/R 773 6X4X32 - St	-	1
11	-	Anél elástico DIN 471-20X1,2-St	-	2
12	-	Roda dentada ISO - 25Z 08B-2	-	1
13	-	Roda dentada 4M 32T 20PA 40FW	-	2
14	-	Key ISO 2491 6x4-50-A	-	2
15	-	Anilha ISO 7093 - M4	-	96
16	-	Parafuso ISO 8676 - M8x1,0 x 16-N	-	2
17	-	Parafuso ISO 8676 - M4x0,75 x 10-N	-	48
18	-	Porca ISO 7089 M4	-	48

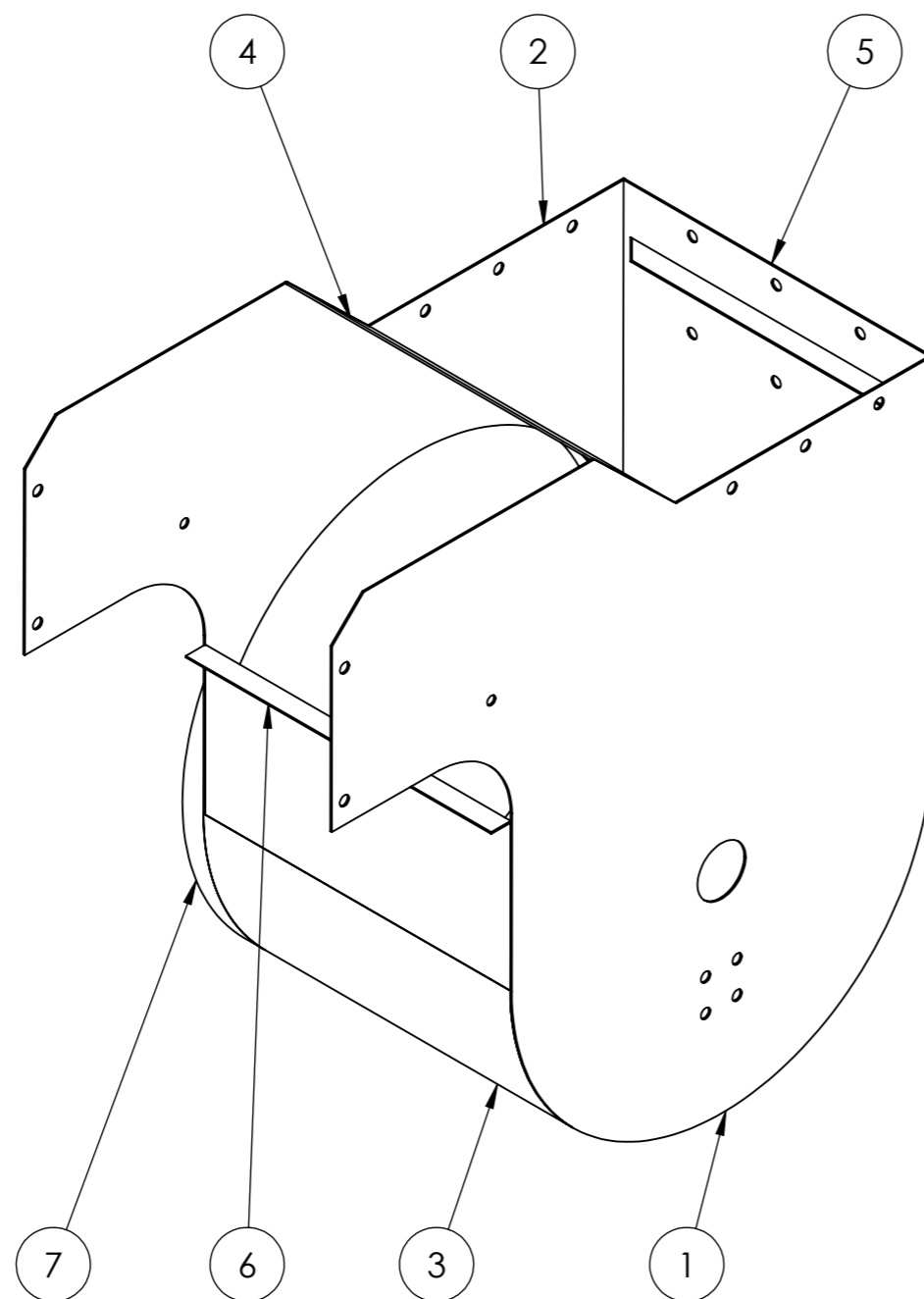


Escala 1:5	Toleranciamento ISO 8015		Material	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 8981 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado				Folha de desenho
Aprovado				ISO 5457 - A3T - OP100 - F
Departamento responsável		Referência técnica	Tipo de documento	
Proprietário legal			Documento Edição	
			Número 97	
			Rev. A	
			Data de edição	
			Língua pt	
			Folha 97	




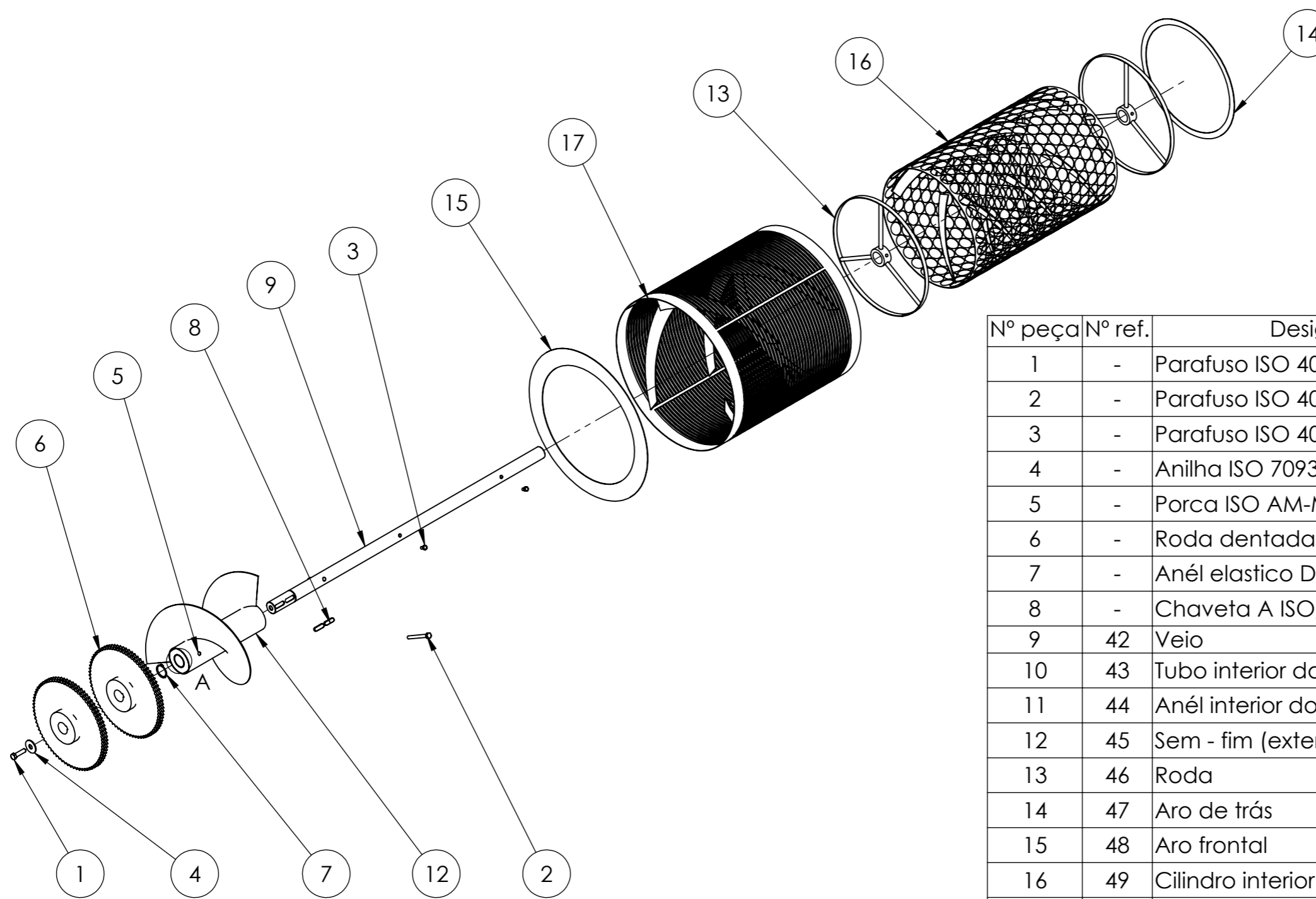
Nº de peça	Nº de ref.	Designação	Material	Qtd.
1	38	Tubo	DIN - S275JR	1
2	39	Base	SAE - 1020	1
3	41	Suporte de fixação	SAE - 1020	1
4	40	Topo	SAE - 1020	1

Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015		Material	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 2470 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável		Referência técnica	Tipo de documento	
Proprietário legal			Documento Edição	
			Número 98	
			Rev. Data de edição Língua Folha	
			A A3 pt 98	

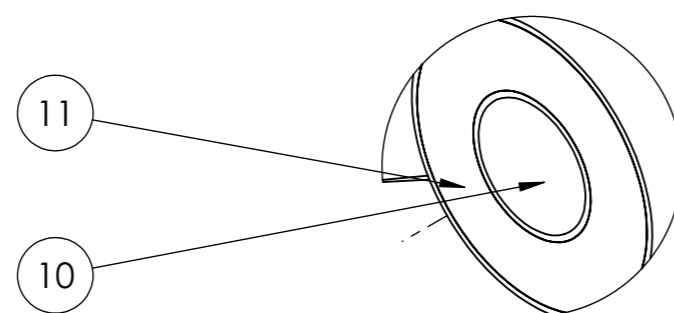


Nº da peça	Nº de ref.	Designação	Material	Qtd.
1	23	Lado direito	SAE - 1020	1
2	24	Lado esquerdo	SAE - 1020	1
3	25	Base	SAE - 1020	1
4	26	Topo	SAE - 1020	1
5	28	Lado de trás	SAE - 1020	1
6	27	Lado da frente	SAE - 1020	1
7	29	Aro	SAE - 1020	1

Escala 1:5 	Toleranciamento ISO 8015 Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920 Rugosidades gerais ISO 1302 Cantos e chanfros gerais ISO 13715		Material Massa 9500 gramas	
	Data 04-03-2022	Nome Emanuel Gonçalves		
Preparado			Folha de desenho ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Verificado				
Aprovado				
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento Edição	
Proprietário legal	Título; Título adicional Estrutura de suporte		Número 99	
			Rev. A	Data de edição Língua pt Folha 99

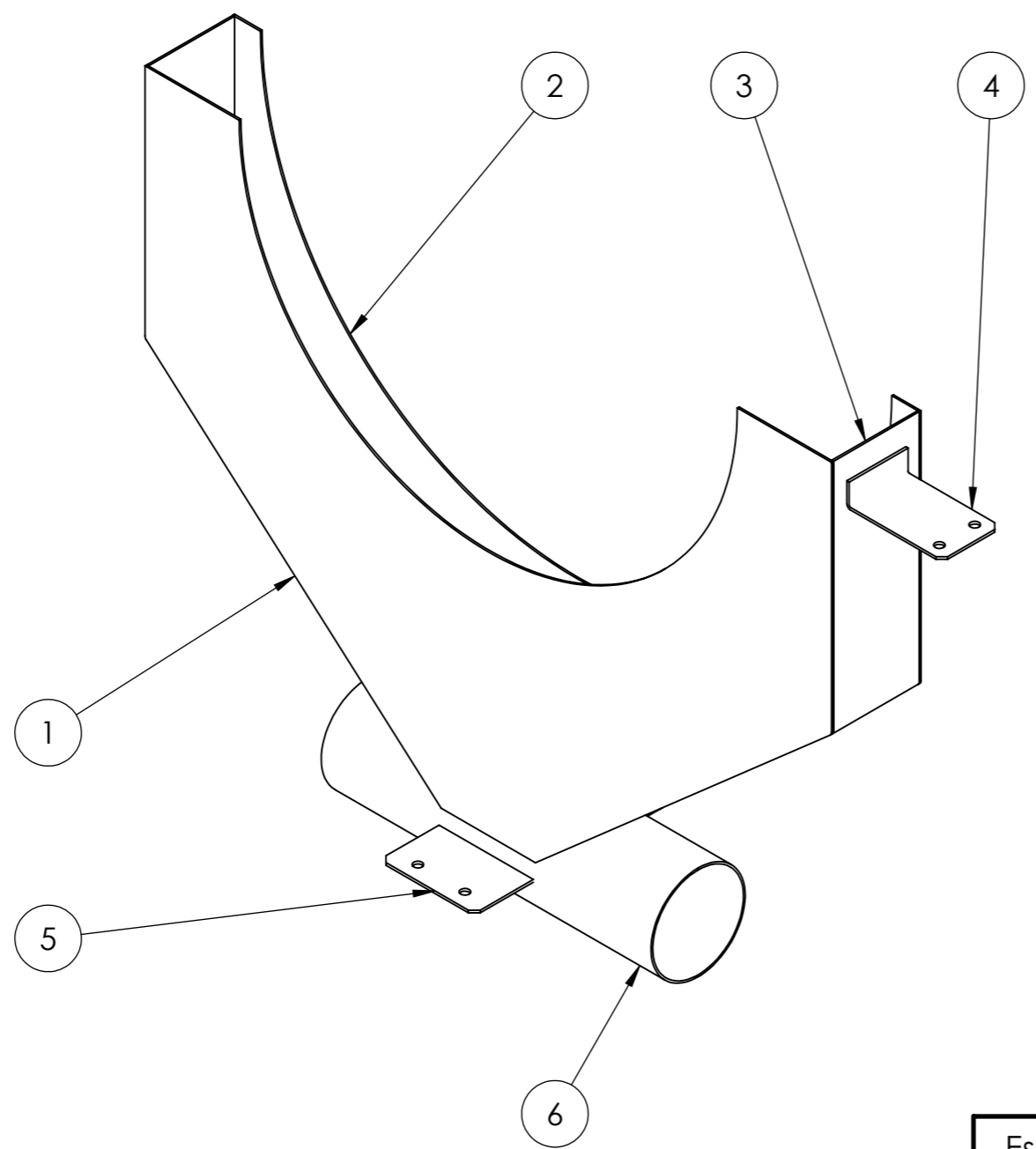


Nº peça	Nº ref.	Designação	Material	Qtd.
1	-	Parafuso ISO 4015-M12x45x30-N	-	1
2	-	Parafuso ISO 4015-M10X1,5X100-N	-	1
3	-	Parafuso ISO 4015-M8x1,25x13-N	-	2
4	-	Anilha ISO 7093-M12	-	1
5	-	Porca ISO AM-M10-N	-	1
6	-	Roda dentada ISO 76Z 08B-2	-	1
7	-	Anél elastico DIN 471-40X1,75-St	-	2
8	-	Chaveta A ISO/R 773 12X8X40-St	-	2
9	42	Veio	DIN - 34CrNiMo6	1
10	43	Tubo interior do sem-fim	DIN - S275JR	1
11	44	Anél interior do sem-fim	SAE - 1020	2
12	45	Sem - fim (exterior)	SAE - 1020	1
13	46	Roda	SAE - 1020	2
14	47	Aro de trás	SAE - 1020	1
15	48	Aro frontal	SAE - 1020	1
16	49	Cilindro interior	SAE - 1020	1
17	50	Cilindro exterior	SAE - 1020	1




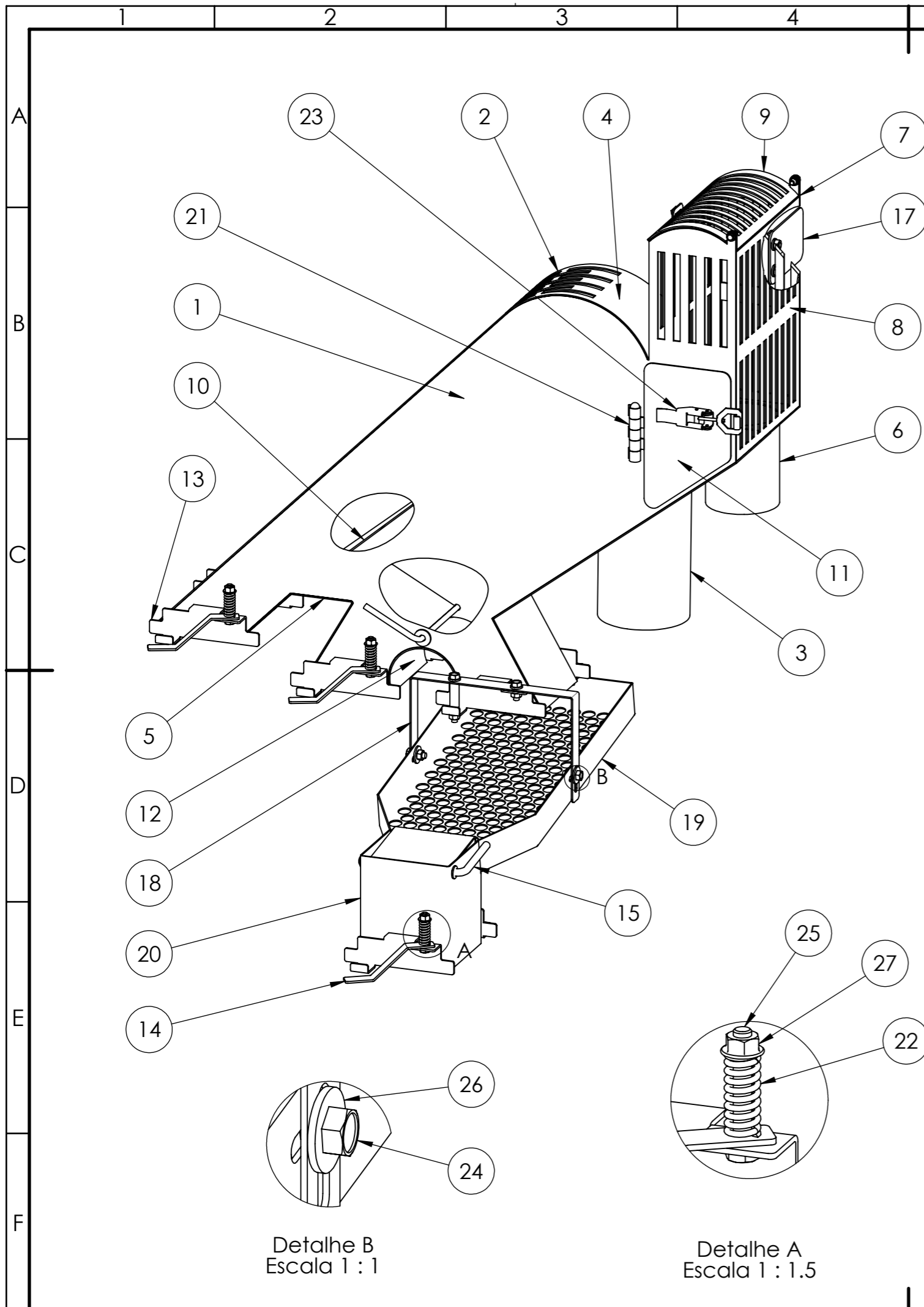
Detalhe A
Escala 1 : 2

Escala 1:15	Toleranciamento ISO 8015		Material	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 35826 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável		Referência técnica	Tipo de documento	
Proprietário legal			Documento Edição	
			Número 100	
			Rev. A	
			Data de edição	
			Língua pt	
			Folha 100	




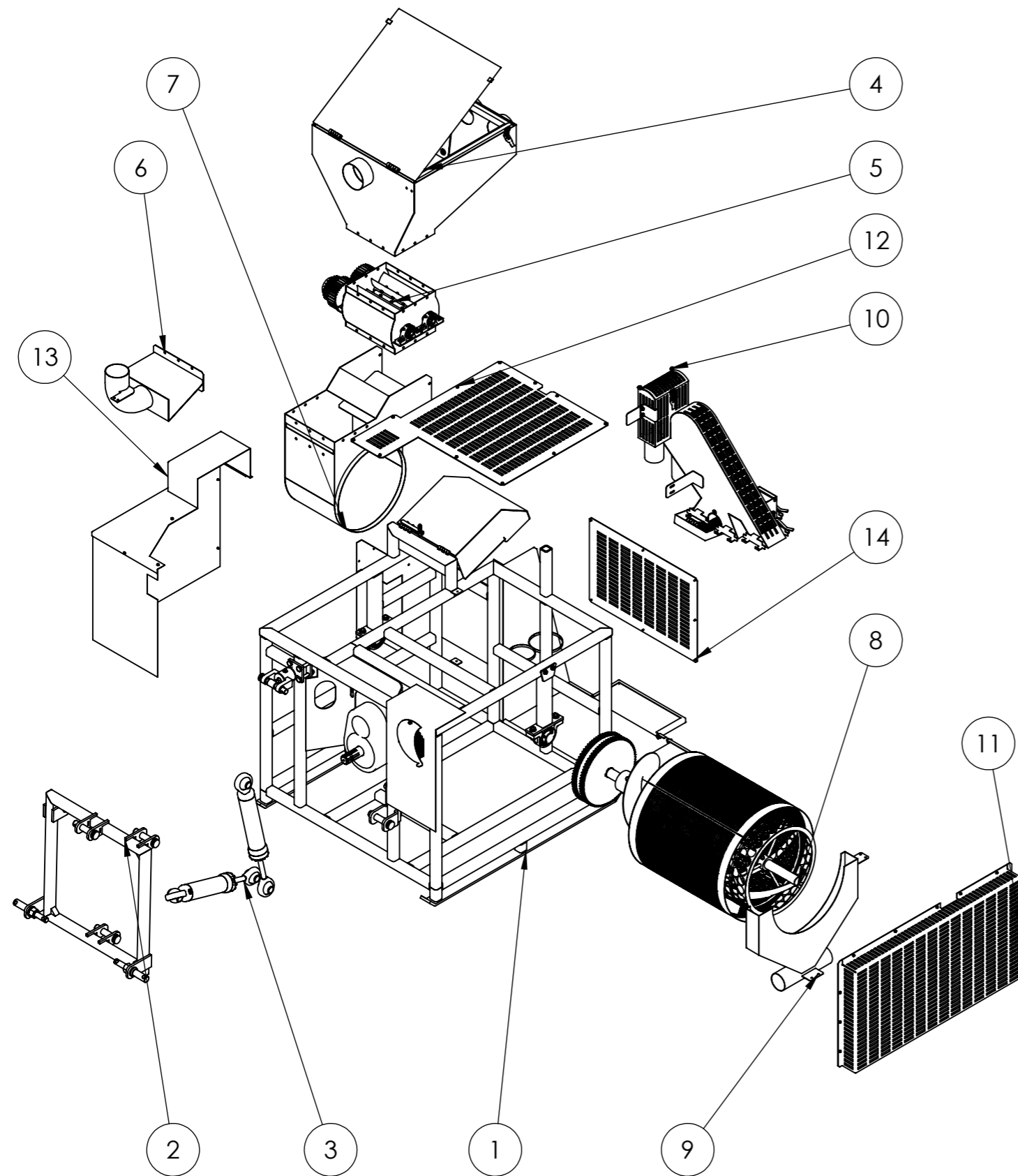
Nº da peça	Nº de ref.	Designação	Material	Qtd.
1	57	Frente	SAE - 1020	1
2	58	Trás	SAE - 1020	1
3	59	Laterais	SAE - 1020	2
4	60	Suporte de fixação sup.	SAE - 1020	1
5	61	Suporte de fixação inf.	SAE - 1020	2
6	62	Tube	DIN - S275JR	1

Escala 1:4 	Toleranciamento ISO 8015 Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920 Rugosidades gerais ISO 1302 Cantos e chanfros gerais ISO 13715		Material Massa 4026 gramas									
	Data 04-03-2022	Nome Emanuel Gonçalves										
Preparado			Folha de desenho ISO 5457 - A3T - OP100 - F									
Verificado												
Aprovado												
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento	Documento Edição									
Proprietário legal	Título; Título adicional Estrutura de recolha após crivagem		Número 101 <table border="1"> <tr> <td>Rev.</td> <td>Data de edição</td> <td>Língua</td> <td>Folha</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td></td> <td>pt</td> <td>101</td> </tr> </table>		Rev.	Data de edição	Língua	Folha	A		pt	101
Rev.	Data de edição	Língua	Folha									
A		pt	101									



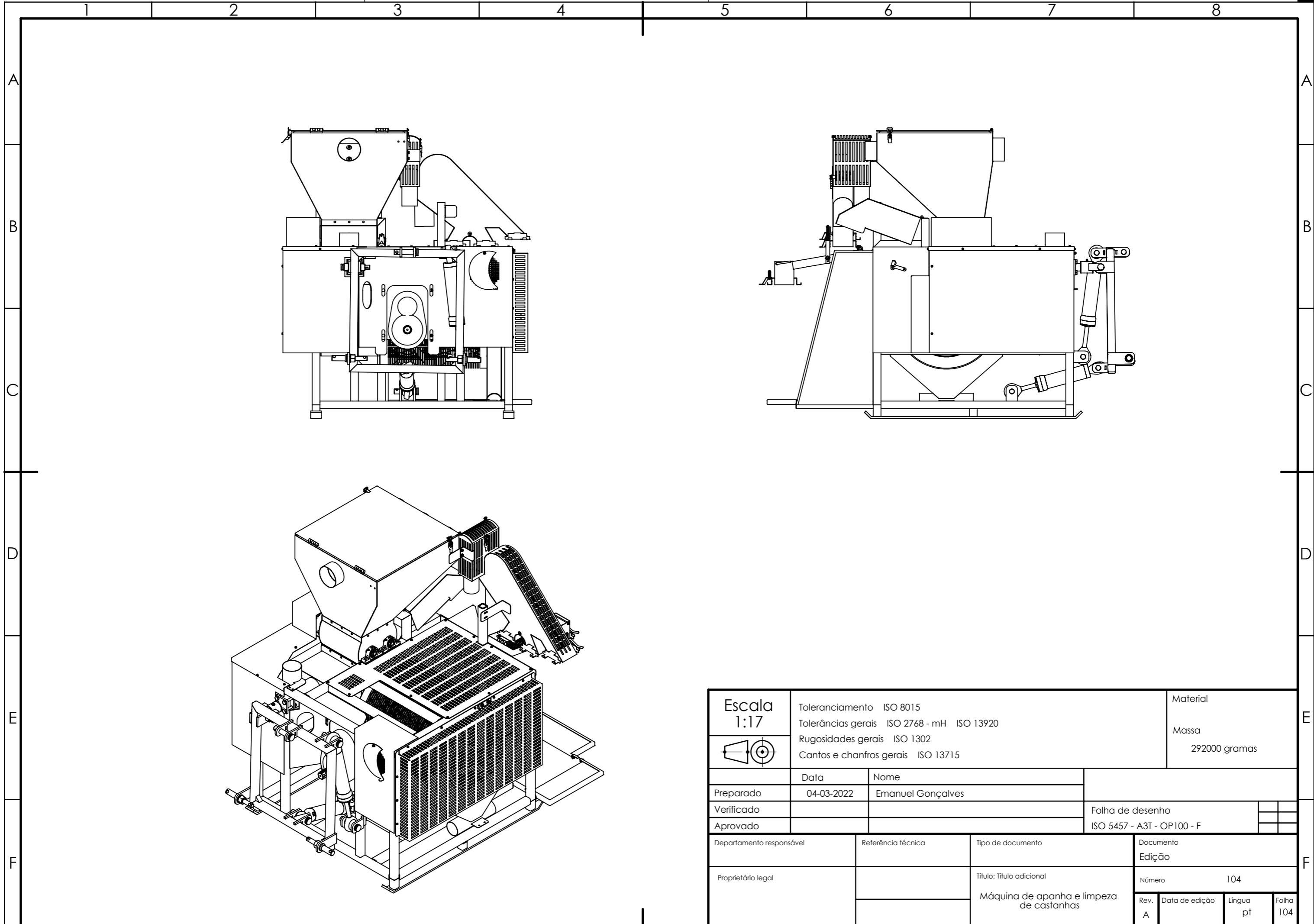
Nº peça	Nº ref.	Designação	Material	Qtd.
1	63	Frente	SAE - 1020	1
2	64	Trás	SAE - 1020	1
3	65	Secção de sopragem	SAE - 1020	1
4	66	Topo	SAE - 1020	1
5	68	Base	SAE - 1020	1
6	69	Secção de entrada	DIN - S275JR	1
7	70	Trás - zona de abrandamento	SAE - 1020	1
8	71	Direita	SAE - 1020	1
9	72	Tampa superior	SAE - 1020	1
10	74	Interior	SAE - 1020	1
11	75	Porta lateral	SAE - 1020	1
12	76	Meio tubo - saída	DIN S275JR	1
13	77	Suporte inferior para sacas	SAE - 1020	8
14	78	Fixador para sacas	SAE - 1020	3
15	79	Alavanca de descarga	SAE - 1020	2
16	80	Suporte de fixação inferior	SAE - 1020	1
17	82	Suporte de fixação superior	SAE - 1020	1
18	83	Suporte estrutura opcional	SAE - 1020	1
19	84	Estrutura opcional de seleção	SAE - 1020	1
20	86	Estrutura opcional de seleção (saída)	SAE - 1020	1
21	-	Dobradiça	-	2
22	-	Mola ISO 10243 (26000-1206032)	-	3
23	-	Fecho	-	2
24	-	Parafuso ISO 4015 M6x1,0x16	-	5
25	-	Parafuso ISO 4015 M6x1,0x40	-	4
26	-	Anilha ISO 7093-M6	-	6
27	-	Porca ISO AM-M6X1,0	-	9


Escala 1:5	Toleranciamento ISO 8015		Material	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 10454 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302		Cantos e chanfros gerais ISO 13715	
	Data		Nome	
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado		Folha de desenho		
Aprovado		ISO 5457 - A3T - OP100 - F		
Departamento responsável		Referência técnica	Tipo de documento	
Proprietário legal			Documento Edição	
			Número 102	
			Estrutura de separação e armazenamento	
Rev. A	Data de edição	Língua pt	Folha 102	

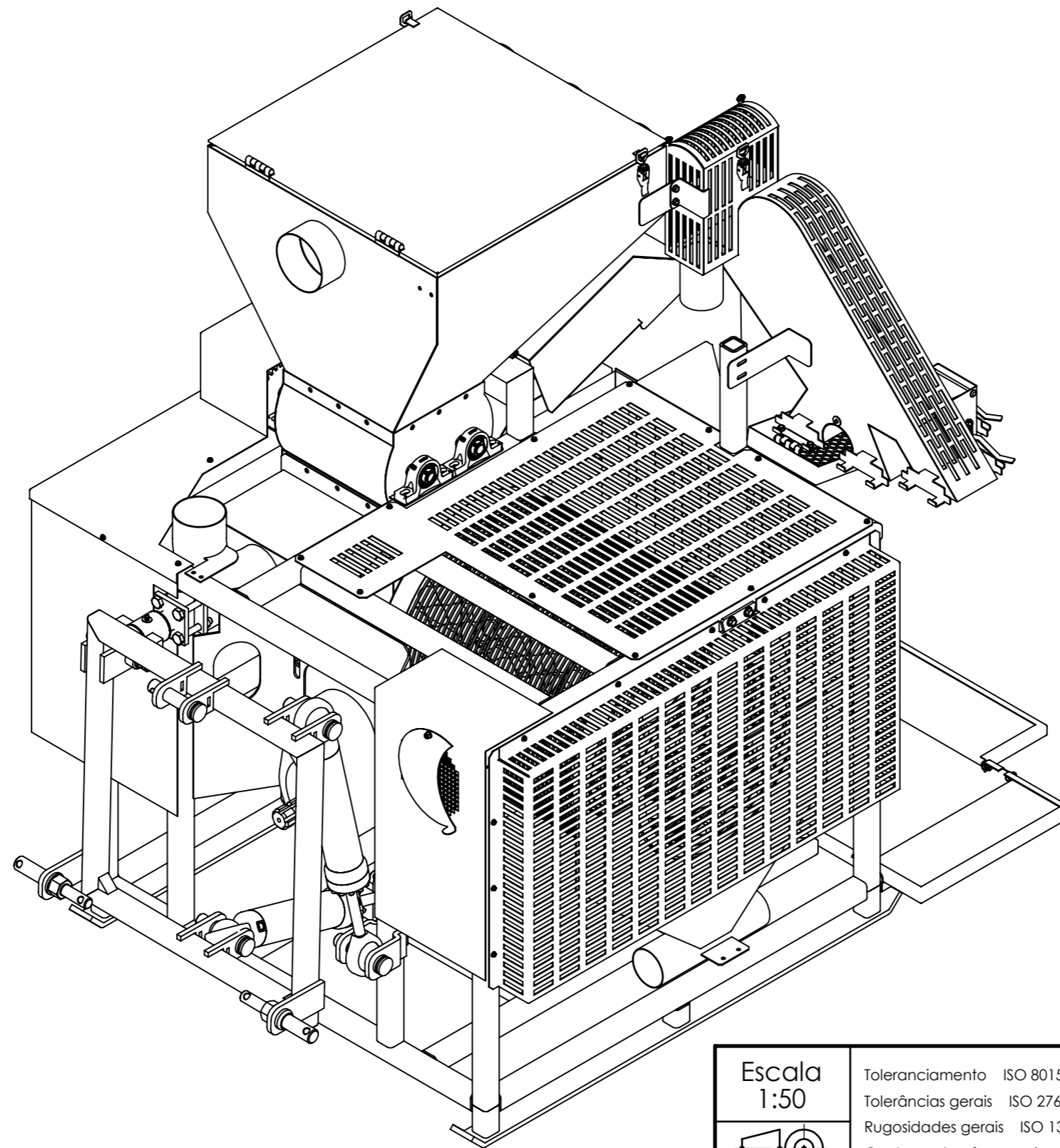



Nº conjunto	Nº ref.	Designação	Qtd.
1	1	Chassis tubular	1
2	8	Sistema de ajuste de nível	1
3	-	Cilindro hidráulico	2
4	96	Estrutura de retenção	1
5	97	Mecanismo de separação	1
6	98	Estrutura de sopragem	1
7	99	Estrutura de suporte	1
8	100	Estrutura de crivagem	1
9	101	Estrutura de recolha após crivagem	1
10	102	Estrutura de separação e armazenamento	1
11	87	Blindagem - estrutura de crivagem	1
12	90	Blindagem superior	1
13	94	Blindagem - mecanismo de separação	1
14	89	Blindagem - secção de armazenamento	1

Escala 1:50	Toleranciamento ISO 8015		Material	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 292000 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado				Folha de desenho
Aprovado				ISO 5457 - A3T - OP100 - F
Departamento responsável	Referência técnica	Tipo de documento		Documento
				Edição
Proprietário legal		Título; Título adicional		Número 103
		Máquina de apanha e limpeza de castanhas		Rev. A
			Data de edição	Língua pt
				Folha 103



Escala 1:17 	Toleranciamento ISO 8015		Material	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 292000 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado				Folha de desenho
Aprovado				ISO 5457 - A3T - OP100 - F
Departamento responsável		Referência técnica	Tipo de documento	
			Documento	
Proprietário legal			Edição	
			Número 104	
		Máquina de apanha e limpeza de castanhas		Rev. A
			Data de edição	Língua pt
				Folha 104



Escala 1:50 	Toleranciamento ISO 8015		Material	
	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mH ISO 13920		Massa 292000 gramas	
	Rugosidades gerais ISO 1302			
	Cantos e chanfros gerais ISO 13715			
	Data	Nome		
Preparado	04-03-2022	Emanuel Gonçalves		
Verificado			Folha de desenho	
Aprovado			ISO 5457 - A3T - OP100 - F	
Departamento responsável		Referência técnica	Tipo de documento	
Proprietário legal			Documento Edição	
			Número 105	
			Rev. Data de edição Língua Folha	
			A 105	

