

CENTRO UNIVERSITÁRIO FEI

GUSTAVO DE ALMEIDA GOMES

JOÃO GABRIEL ROSA AMORIM

JÚLIO FRACHIA FROLINI

KAREN MOREIRA LIMA

MATEUS CARDOSO TRUCHLAEFF

MATEUS RIBEIRO BENTO BORGES

PAMILA ANDRADE COSTA

THAMIRES CODOGNO RAMALHO

VICTOR CAIRES RODRIGUES

**PROJETO RECICLO: MAQUINÁRIO DE PROCESSAMENTO E RECICLAGEM
DO PEAD**

São Bernardo do Campo

2021

GUSTAVO DE ALMEIDA GOMES
JOÃO GABRIEL ROSA AMORIM
JÚLIO FRACHIA FROLINI
KAREN MOREIRA LIMA
MATEUS CARDOSO TRUCHLAEFF
MATEUS RIBEIRO BENTO BORGES
PAMILA ANDRADE COSTA
THAMIRES CODOGNO RAMALHO
VÍCTOR CAIRES RODRIGUES

**PROJETO RECICLO: MAQUINÁRIO DE PROCESAMENTO E RECICLAGEM DE
PEAD**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Centro Universitário FEI, como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. Orientado pelo Prof. Dr. Éd Bordinassi.

São Bernardo do Campo

2021

GUSTAVO DE ALMEIDA GOMES
JOÃO GABRIEL ROSA AMORIM
JÚLIO FRACHIA FROLINI
KAREN MOREIRA LIMA
MATEUS CARDOSO TRUCHLAEFF
MATEUS RIBEIRO BENTO BORGES
PAMILA ANDRADE COSTA
THAMIRES CODOGNO RAMALHO
VICTOR CAIRES RODRIGUES

**PROJETO RECICLO: MAQUINÁRIO DE PROCESSAMENTO E RECICLEGEM
DE PEAD**

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentado
ao Centro Universitário FEI, como parte dos
requisitos necessários para obtenção do título
de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Comissão julgadora

Orientador e presidente

Examinador (1)

Examinador (2)

São Bernardo do Campo

2021

Dedicamos este trabalho a todos que persistiram e acreditaram em nosso potencial mesmo quando nós mesmos não acreditamos.

AGRADECIMENTOS

Agradecemos aos nossos pais pelo apoio incondicional em todos os momentos difíceis, por não medirem esforços para que nós chegássemos a esta etapa das nossas vidas e compreenderem a nossa ausência enquanto dedicávamos à realização deste trabalho. Agradecemos aos nossos familiares e amigos que de maneira direta e indiretamente nos incentivaram durante esta fase.

Ao Professor Dr. Éd Bordinassi, por ter sido nosso orientador e ter desempenhado tal função com dedicação e amizade.

A todos os professores que tivemos ao longo da nossa vida estudantil e em especial aos professores da FEI, pelas correções e ensinamentos que nos permitiram apresentar um melhor desempenho no nosso processo de formação profissional ao longo do curso. Por todos os conselhos, pela ajuda e paciência com a qual guiaram o nosso aprendizado.

E as pessoas que se disponibilizaram a explicar e nos fez compreender melhor para maior aproveitamento do projeto.

“Seja você quem for, seja qual for a posição social que você tenha na vida, a mais alta ou a mais baixa, tenha sempre como meta muita força, muita determinação e sempre faça tudo com muito amor e com muita fé em Deus, que um dia você chega lá. De alguma maneira você chega lá.”

Ayrton Senna

RESUMO

As mais simples atividades humanas produzem resíduos plásticos sólidos, os quais em sua maioria não são devidamente reaproveitados. O objetivo deste trabalho foi desenvolver um maquinário com foco em projetos sociais e no pequeno empreendedor para a produção de objetos com plástico de origem reciclável, dando um segundo destino ao material. O plástico já separado e limpo passa por módulo de trituração e posteriormente por um módulo de termoconformação, onde é aquecido e prensado até atingir o formato de um molde intercambiável, atendendo a diferentes necessidades do usuário. O desenvolvimento contemplou o dimensionamento dos componentes e da estrutura que formam os sistemas de trituração, aquecimento e prensagem necessários para o processamento do material. Dessa forma, foi obtido um processo completo com o custo final de maquinário em R\$10.889,72, capacidade de produzir aproximadamente 36 peças por hora e possibilidade de fornecer um retorno do investimento em 11 meses. Concluiu-se que o projeto tem grande valia para o público-alvo ao fornecer um aumento em sua fonte de renda.

Palavras chave: Meio-ambiente, maquinário, reciclagem, produto, plástico.

ABSTRACT

Simplest human activities produce solid plastic waste, which the majority is not properly reused. The purpose of this project was to develop machinery with a focus on social projects and on the small entrepreneur to produce objects using recyclable origin plastic, giving a second destination to the material. Separated and cleaned plastic passes through shredder module and later the material goes through a compression molding module being heated and pressed until reaching the final geometry of an interchangeable mold, which can meet different user needs. The development included the dimensioning of the components and structure that compose the shredder, heating and pressing systems necessary for the material processing. Therefore, a complete process was achieved with the final cost of machinery at R\$10,889.72, capacity to produce approximately 36 parts per hour and possibility of providing a return on investment in 11 months. It was concluded that the project has great value for the end customer by providing an increase in their source of income.

Keywords: Environment, machinery, recycling, product, plastic.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Geração de plástico desperdiçado.....	22
Figura 2 - Galpão da Convenge.....	23
Figura 3 - Material compactado (Galpão da Cooperativa Convenge).....	23
Figura 4 - Local de armazenagem de equipamentos quebrados.....	24
Figura 5 - Vista da Entrada da JB Sucatas.....	25
Figura 6 - Fachada da JB Sucatas.....	25
Figura 7 - Início da separação do PET.....	26
Figura 8 - Processo de termoconformação.....	28
Figura 9 – Triturador de único eixo com 3 facas.....	31
Figura 10 – Eixo do Triturador Industrial <i>Shredder</i>	32
Figura 11 – Triturador Industrial <i>Shredder</i>	32
Figura 12 - Eixo do Triturador Industrial <i>Shredder</i>	33
Figura 13 - Representação esquemática de uma guilhotina.....	36
Figura 14 – Correlações empíricas do número de Nusselt médio para convecção natural sobre superfícies.....	45
Figura 15 – Prensa Hidráulica.....	50
Figura 16 - Diagrama de bloco do circuito pneumático.....	51
Figura 17 – Prensa pneumática.....	51
Figura 18 – Prensa de parafuso de movimento.....	52
Figura 19 - Exemplo de acionamento de prensa com acionamento elétrico.....	54
Figura 20 - Diagrama de fadiga e critérios de falha.....	56
Figura 21 - K_{FF} de fixação para uniões por interferência.....	58
Figura 22 - K_{FF} de fixação para uniões por adaptação de forma (ranhuras e chavetas).....	59
Figura 23 - Diâmetro utilizado para obtenção do K_{FT}	59
Figura 24 - K_{FT} em função do diâmetro da seção e da tensão limite de ruptura do material ...	60
Figura 25 - K_{FT} em função do diâmetro da seção e da tensão limite de ruptura do material ...	60
Figura 26 - Elementos mecânicos do conjunto.....	75
Figura 27 - Comprimentos equivalentes por situação.....	80
Figura 28 - Desenho esquemático da aplicação do redutor de velocidades.....	82
Figura 29 - Temperatura do polímero para o processo vs Processo de moldagem.....	91
Figura 30 – Pegada de carbono, reciclagem vs Energia incorporada, reciclagem.....	91
Figura 31 – Limite de escoamento vs Preço.....	92

Figura 32 - Processo produtivo do projeto reCiclo.....	93
Figura 33 – Eixo e facas do triturador reCiclo	94
Figura 34 - Representação da área submetida ao esforço cortante.....	95
Figura 35 - Definição das variáveis do volume de controle	96
Figura 36 - Braço de torque para a força cortante	96
Figura 37 - Rotor de corte do triturador	100
Figura 38 - Posição do centro de gravidade no roto	101
Figura 39 - Facas móveis.....	102
Figura 40 - Croqui inicial do eixo do triturador	102
Figura 41 - Discretização do eixo.....	103
Figura 42 - Dimensões oficiais do eixo	105
Figura 43 - Diagrama de esforços internos solicitantes (Momento fletor).....	106
Figura 44 - Esboço do diagrama de momento fletor experimentado pelo eixo nas condições das hipóteses simplificadoras.....	107
Figura 45 - Montagem Motor e Redutor	117
Figura 46 - Vista isométrica do triturador	118
Figura 47 - Construção simplificada do módulo de aquecimento	121
Figura 48 – Classificação das superfícies externas do módulo de aquecimento	123
Figura 49 – Resistências térmicas do sistema de isolamento do módulo de aquecimento.....	127
Figura 50 – Modelo 3D simplificado do módulo de aquecimento (em corte)	132
Figura 51 – Condições de contorno aplicadas na simulação computacional da troca de calor externa do módulo de aquecimento	132
Figura 52 – Resultados da simulação computacional.....	133
Figura 53 – Resultados da simulação computacional (vista lateral)	134
Figura 54 - Fuso de movimento.....	152
Figura 55– Folha de dados W12.....	161
Figura 56 – Montagem Motor e Redutor.....	162
Figura 57– Forma acoplamento Acionac AE	166
Figura 58 – Montagem do acoplamento no motoredutor	167
Figura 59 – Opção 1 para o suporte da haste.....	168
Figura 60 - Opção 2 para o suporte da haste	168
Figura 61 - Opção 3 para o suporte da haste	169
Figura 62 – Condições de contorno na opção 1.....	170
Figura 63 - Condições de contorno na opção 2	170

Figura 64 - Condições de contorno na opção 3	171
Figura 65 – Tensões na opção 1 da haste	171
Figura 66 - Tensões na opção 2 da haste	172
Figura 67 – Tensões na opção 3 da haste	173
Figura 68 – Região de singularidade na haste	173
Figura 69 – Deformação na haste	174
Figura 70 - Suporte do rolamento axial	175
Figura 71 - Simetria do suporte do rolamento axial	175
Figura 72 – Malha do suporte do rolamento axial.....	176
Figura 73 - Condições de contorno do suporte do rolamento axial.....	177
Figura 74 - Resultado das tensões do suporte do rolamento axial	177
Figura 75 - Resultado das deformações do suporte do rolamento axial.....	178
Figura 76 - Suporte do batente superior	179
Figura 77 – Simetria do batente superior.....	179
Figura 78 – Malha do batente superior.....	180
Figura 79 - Condições de contorno do batente superior.....	180
Figura 80 - Tensão de von Mises do batente superior.....	181
Figura 81 - Deformação do batente superior	181
Figura 82 – Pórtico no SOLIDWORKS	182
Figura 83 – Pórtico no SpaceClaim.....	183
Figura 84 – Simetria do pórtico.....	183
Figura 85 – Malha do pórtico	184
Figura 86 - Condições de contorno do pórtico	184
Figura 87 - Tensões de Von-Mises do pórtico	185
Figura 88 - Deformação total do pórtico	185
Figura 89 – Conjunto prensa-forno	186
Figura 90- Tipos de moldes	187
Figura 91 - Molde dos porta copos.....	189
Figura 92 - Molde do vaso.....	189
Figura 93 - Chave <i>micro switch</i>	191
Figura 94 - Termostato capilar	192
Figura 95 - Sensor magnético reed switch	193
Figura 96 – Diferença entre a massa de entrada e saída do triturador.....	196
Figura 97 - Porta Copos (6 unidades): R\$29,00	205

Figura 98 – Ladrilhos (6 unidades): R\$29,00.....	206
Figura 99 - Relógio:\$22,00.....	206
Figura 100 - Vaso: \$18,60	206
Figura 101 - Raquete de <i>Ping-Pong</i> : R\$29,00	207
Figura 102 - Vaso 25 Litros: R\$ 15,00.....	207

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Produção e reciclagem de plástico no mundo (toneladas)	22
Tabela 2 - Benchmarking de trituradores industriais.....	33
Tabela 3 - Continuação benchmarking dos trituradores industriais	34
Tabela 4 - Valores de difusividade térmica para alguns materiais em temperatura ambiente .	40
Tabela 5 - Valores típicos de h	42
Tabela 6 - Valores recomendados para rigidez torcional em função da flexão.....	55
Tabela 7 - K_{FF} em função da geometria	58
Tabela 8 - Fator de correção C_{CARGA}	62
Tabela 9 - Fator de correção C_{CONF}	62
Tabela 10 - Fator de correção C_{DIV}	63
Tabela 11 - Fator de correção de superfície C_{SUP}	63
Tabela 12 - Coeficientes de segurança recomendados	64
Tabela 13 - Chaveta retangulares DIN6885	66
Tabela 14 - Valores recomendados de pressão admissível.....	67
Tabela 15 - Valores Recomendados de Tensão de Cisalhamento admissível.....	69
Tabela 16 - Relações geométricas para estria DIN.....	70
Tabela 17 - Fatores x e y	73
Tabela 18 - Ângulos de atrito para configurações porca/bucha e parafuso.....	76
Tabela 19 - Pressão admitida por material	77
Tabela 20 - Comparativo entre os tipos de transmissões mecânicas.....	83
Tabela 21 - Diferentes tipos de engrenagens.....	84
Tabela 22 – Classificação de cargas	85
Tabela 23 – Fatores de serviço FS.....	86
Tabela 24 – Critério de avaliação	87
Tabela 25 - Avaliação do banco/cadeira (possuindo uma somatória de 11 pontos).....	88
Tabela 26 - Avaliação das chapas para casinha de cachorro (possuindo uma somatória de 9 pontos)	88
Tabela 27 - Avaliação do ladrilho (possuindo uma somatória de 6 pontos)	89
Tabela 28 - Avaliação do <i>skateboard</i> (possuindo uma somatória de 11 pontos).....	89
Tabela 29 - Avaliação da raquete de <i>ping-pong</i> (possuindo uma somatória de 6 pontos)	89
Tabela 30 - Avaliação do vaso (possuindo uma somatória de 4 pontos)	90
Tabela 31 - Propriedades do PET e PEAD.....	90

Tabela 32 - Atribuição de valores de R_t em função da seção.....	103
Tabela 33 - Diâmetros por rigidez a torção	104
Tabela 34 - Diâmetros normalizados para assentamentos e acoplamento.....	104
Tabela 35 - Esforços internos solicitantes no eixo	107
Tabela 36 - Esforços médios e alternados	108
Tabela 37 - Fatores de concentração de tensão	108
Tabela 38 - Dimensões do rolamento esquerdo - Triturador.....	112
Tabela 39 - Medidas do rolamento direito - Triturador.....	113
Tabela 40 - Fatores de serviço.....	115
Tabela 41 - Dados Redutor.....	116
Tabela 42 - <i>Benchmarking</i> com os fornos de convecção	120
Tabela 43 – Propriedades térmicas dos materiais utilizados no módulo de aquecimento.....	123
Tabela 44 – Dimensões preliminares das superfícies externas do módulo de aquecimento ..	123
Tabela 45 – Propriedades do ar a 1 atm.....	124
Tabela 46 – Cálculo dos coeficientes de troca de calor por convecção natural e combinado teóricos para cada superfície do módulo de aquecimento	127
Tabela 47 – Resultados dos cálculos para obtenção das espessuras mínimas da camada isolante	129
Tabela 48 – Dimensões finais externas das chapas externas.....	130
Tabela 49 – Cálculo dos coeficientes de troca de calor por convecção natural e combinado reais para cada superfície do módulo de aquecimento.....	130
Tabela 50 – Resultados dos cálculos para obtenção das espessuras mínimas da camada isolante para validação da espessura determinada	131
Tabela 51 – Propriedades dos materiais que serão aquecidos no módulo de aquecimento....	136
Tabela 52 – Potência necessária para o aquecimento dos corpos internos ao módulo de aquecimento.....	137
Tabela 53 – <i>Benchmarking dos</i> acionamentos de prensa	139
Tabela 54 - Comparação do AHP.....	141
Tabela 55 - Matriz de comparação	141
Tabela 56 - Matriz da definição da média dos pesos dos critérios	143
Tabela 57 - Matriz de comparação do custo.....	144
Tabela 58 - Matriz de Comparação da Manutenção.....	144
Tabela 59 - Matriz de Comparação da Segurança.....	145
Tabela 60 - Matriz de comparação da ergonomia	146

Tabela 61 - Matriz Resultado	146
Tabela 62 - Medidas normalizadas dos fusos norma DIN 103-4 (em mm)	148
Tabela 63 - Informações referentes ao rolamento 51306	157
Tabela 64 – Modelos Redutores Alumag	160
Tabela 65 – Fator de acionamento.....	164
Tabela 66 – Fator de tempo de serviço.....	164
Tabela 67 – Fator de máquina acionada	164
Tabela 68 – Tamanho e dimensões dos acoplamentos Acionac AE	165
Tabela 69 – Resultados do ensaio de um triturador.....	196
Tabela 70 - Pesquisa de Custos	201
Tabela 71 - Quantidade de PEAD x peça	208
Tabela 72 - Quantidade de peças por mês	208
Tabela 73 - Custo com matéria-prima	209
Tabela 74 - Valor possível de vendas mensal	210
Tabela 75 - Lucro mensal aproximado	210

SÚMARIO

1	INTRODUÇÃO	21
1.1	O CENÁRIO ATUAL.....	22
1.2	OBJETIVOS	26
2	REFERENCIAL TEÓRICO	28
2.1	PRODUTO PLÁSTICOS.....	28
2.1.1	O plástico	29
2.2	TRITURADOR.....	29
2.2.1	Itens básicos de um triturador	30
2.2.2	Tipos de triturador	31
<i>2.2.2.1</i>	<i>Triturador de eixo único</i>	31
<i>2.2.2.2</i>	<i>Triturador Industrial Shredder</i>	32
2.2.3	Benchmarking	33
2.2.4	Estimativa da potência requerida do moto acionamento para promover a trituração do PEAD	35
2.3	AQUECIMENTO E TRANSFERÊNCIA DE CALOR	37
2.3.1	Primeira lei da termodinâmica	37
2.3.2	Calorimetria	38
2.3.3	Transferência de calor por condução	39
2.3.4	Transferência de calor por convecção	41
2.3.5	Transferência de calor por convecção natural	42
2.3.6	Transferência de calor por radiação	45
2.3.7	Conceito de resistência térmica	46
2.4	PRENSA	48
2.4.1	Tipos de prensas	48
<i>2.4.1.1</i>	<i>Prensa Hidráulica</i>	48
<i>2.4.1.2</i>	<i>Prensa Pneumática</i>	50
<i>2.4.1.3</i>	<i>Prensa de parafuso de movimento</i>	51
<i>2.4.1.4</i>	<i>Prensa de parafuso de movimento com acionamento elétrico</i>	53
2.5	ELEMENTOS DE MÁQUINAS	54
2.5.1	Eixo	54
<i>2.5.1.1</i>	<i>Critério da rigidez à torção</i>	54

2.5.1.2	Cr�terios de verifica�o do eixo	56
2.5.1.3	Cr�terio da ASME	57
2.5.1.3.1	<i>Concentradores de tens�o</i>	57
2.5.2	Esfor�os que atuam no eixo	61
2.5.2.1	Limite de resist�ncia a fadiga corrigido por Marin	61
2.5.2.1.1	<i>Limite de resist�ncia a fadiga (S_{ncp})</i>	62
2.5.2.1.2	<i>Corre�o em fun�o da carga (C_{CARGA})</i>	62
2.5.2.1.3	<i>Corre�o em fun�o da confiabilidade (C_{CONF})</i>	62
2.5.2.1.4	<i>Corre�o em fun�o de fatores diversos (C_{DIV})</i>	63
2.5.2.1.5	<i>Corre�o em fun�o do acabamento superficial (C_{SUP})</i>	63
2.5.2.1.6	<i>Corre�o em fun�o do di�metro do eixo (C_{TAM})</i>	64
2.5.2.1.7	<i>Corre�o em fun�o da temperatura (C_{TEMP})</i>	64
2.5.2.2	Verifica�o do coeficiente de seguran�a	64
2.5.3	Chaveta	65
2.5.3.1	<i>Dimens�es normalizadas de chavetas retangulares</i>	65
2.5.3.2	<i>Falha devido ao esmagamento</i>	67
2.5.3.3	<i>Falha devido ao cisalhamento</i>	68
2.5.4	Estria	69
2.5.5	Rolamentos	71
2.5.5.1	<i>Rolamento radial</i>	71
2.5.5.2	<i>Rolamento axial</i>	74
2.5.6	Fusos de movimento	74
2.5.6.1	<i>Rela�o entre for�a aplicada e a for�a axial no parafuso</i>	75
2.5.6.2	<i>Apresenta�o dos cr�terios para o dimensionamento de um parafuso de movimento</i>	77
2.5.6.2.1	<i>Cr�terio de esmagamento dos filetes</i>	77
2.5.6.2.2	<i>Cr�terio de cisalhamento transversal dos filetes</i>	78
2.5.6.2.3	<i>Tens�es combinadas no corpo do parafuso</i>	79
2.5.6.2.4	<i>Flambagem do corpo do parafuso</i>	80
2.5.7	Redutores	82
2.5.8	Pot�ncia equivalente (P_e)	85
3	METODOLOGIA	87
3.1	DEFINI�O DO PRODUTO	87

3.1.1	Material do produto	90
3.2	PROCESSO E MAQUINÁRIO	92
3.3	TRITURADOR.....	93
3.3.1	Escolha do modelo do triturador	93
3.3.2	Hipóteses simplificadoras	94
3.3.3	Lâminas	99
3.3.4	Dimensionamento do eixo	102
<i>3.3.4.1</i>	<i>Dimensionamento inicial por rigidez a torção</i>	103
<i>3.3.4.2</i>	<i>Diagrama do momento fletor no eixo</i>	105
<i>3.3.4.3</i>	<i>Esforços internos solicitantes</i>	107
<i>3.3.4.4</i>	<i>Concentradores de tensão</i>	108
<i>3.3.4.5</i>	<i>Correção do limite à fadiga</i>	108
<i>3.3.4.5.1</i>	<i>Verificação de fadiga</i>	110
<i>3.3.4.6</i>	<i>Cálculo da estria</i>	110
<i>3.3.4.7</i>	<i>Seleção dos rolamentos</i>	112
3.3.5	Seleção do redutor e motor	114
3.4	MÓDULO DE AQUECIMENTO	118
3.4.1	Dimensionamento do módulo de aquecimento	120
3.4.2	Definição e cálculos das espessuras de chapas e isolante	121
3.4.3	Validação da espessura da camada isolante através do método dos elementos finitos	131
3.4.4	Fonte de calor	134
3.5	MÓDULO DE PRENSAGEM	139
3.5.1	Metodologia de análise multicriterial AHP	140
<i>3.5.1.1</i>	<i>Aplicação da matriz AHP ao projeto reCiclo</i>	142
<i>3.5.1.1.1</i>	<i>Definição da média dos pesos dos critérios</i>	142
<i>3.5.1.1.2</i>	<i>Avaliação das alternativas</i>	143
<i>3.5.1.1.3</i>	<i>Custo</i>	143
<i>3.5.1.1.4</i>	<i>Manutenção</i>	144
<i>3.5.1.1.5</i>	<i>Segurança</i>	145
<i>3.5.1.1.6</i>	<i>Ergonomia</i>	145
<i>3.5.1.1.7</i>	<i>Resultado</i>	146
3.5.2	Parafuso de movimento	147
<i>3.5.2.1</i>	<i>Critério de esmagamento dos filetes</i>	148

3.5.2.1.1	<i>Critério de cisalhamento transversal dos filetes</i>	149
3.5.3	Tensões combinadas no corpo do parafuso	150
3.5.4	Flambagem do corpo do parafuso	151
3.5.5	Guias Lineares	153
3.5.6	Dimensionamento da chaveta entre fuso e acoplamento	154
3.5.7	Seleção dos rolamentos utilizados no módulo de prensagem	155
3.5.8	Seleção Redutor	157
3.5.8.1	<i>Potência efetiva (P_c)</i>	158
3.5.8.2	<i>Potência equivalente (P_e)</i>	158
3.5.8.3	<i>Relação de transmissão (i)</i>	159
3.5.8.4	<i>Escolha do redutor</i>	159
3.5.8.4.1	<i>Seleção do motor</i>	160
3.5.8.4.2	<i>Escolha do Motor</i>	160
3.5.9	Seleção acoplamento	162
3.5.9.1	<i>Escolha do acoplamento</i>	163
3.5.10	Validações através do MEF	167
3.5.10.1	<i>Simulação do suporte da haste</i>	167
3.5.10.2	<i>Simulação do suporte do rolamento axial</i>	174
3.5.10.3	<i>Simulação do batente superior</i>	178
3.5.10.4	<i>Simulação do pórtico</i>	181
3.6	MOLDES	186
3.6.1	Tipos de moldes	187
3.6.2	Métodos de operação	188
3.6.2.1	<i>Concepção do molde para o projeto</i>	188
3.7	SELEÇÃO DE COMPONENTES ELÉTRICOS	190
3.7.1	Trituração	191
3.7.2	Termoconformação	191
3.7.3	Forno	192
3.7.4	Prensa	192
4	DISCUSSÃO	194
4.1	RESULTADOS DO TRITURADOR	194
4.2	RESULTADOS DO MÓDULO DE AQUECIMENTO	198
4.3	RESULTADOS DO MÓDULO DE PRENSAGEM	199

4.4	CUSTOS DO PROJETO	200
4.5	PLANO DE NEGÓCIOS	202
4.6	VIABILIDADE ECONÔMICA.....	205
4.6.1	Premissas	207
4.6.2	Cálculo do custo com matéria prima	208
4.6.3	Cálculo do custo com energia elétrica	209
4.6.4	Cálculo do custo com mão de obra	209
4.6.5	Cálculo de vendas.....	209
4.6.6	Cálculo de lucro por mês	210
4.6.7	Cálculo de payback	210
5	CONCLUSÃO	211
	REFERÊNCIAS	213
	APÊNDICE: LIVRO DE DESENHOS	214

1 INTRODUÇÃO

O plástico desde a sua invenção se mostrou de grande utilidade para o homem, podendo ser utilizado como matéria-prima de diversos produtos do nosso cotidiano. Porém, a forma como vem sendo utilizado pela sociedade, acabou transformando-o em um grande agente maléfico ao meio ambiente.

O plástico vem cada vez mais criando desafios para o meio ambiente, para a sociedade e para a economia global. A grande problemática que envolve o plástico é a poluição dos solos, águas doces e oceanos, os quais são contaminados com macro, micro e nanoplástico. Conseqüentemente a cada ano que passa, seres humanos e espécies animais acabam ingerindo, involuntariamente, nanoplásticos a partir de seus alimentos e da água que ingerem, seus efeitos totais ainda são desconhecidos. Podemos destacar ainda que a poluição por plástico contribui para as mudanças climáticas.

Atualmente, a discussão sobre como encontrar novas aplicações para o plástico já utilizado tem ganhado grande relevância no cenário mundial. Através da aplicação de um processo de reciclagem contribuimos para um consumo mais sustentável, visto que novos produtos são desenvolvidos a partir de outros já descartados, com isso, é possível reduzir a necessidade de extração de matéria prima, o que por sua vez reduz o impacto ambiental gerado e pode gerar uma economia financeira.

Foram geradas 79 milhões de toneladas de resíduos sólidos em 2018, destes 29,5 milhões são despejados em locais inadequados (ABRELPE, 2018/2019). O Brasil apresenta quase 3 mil lixões em 1.600 cidades, porém por lei, todos os lixões do Brasil deveriam ter sido fechados até 2014.

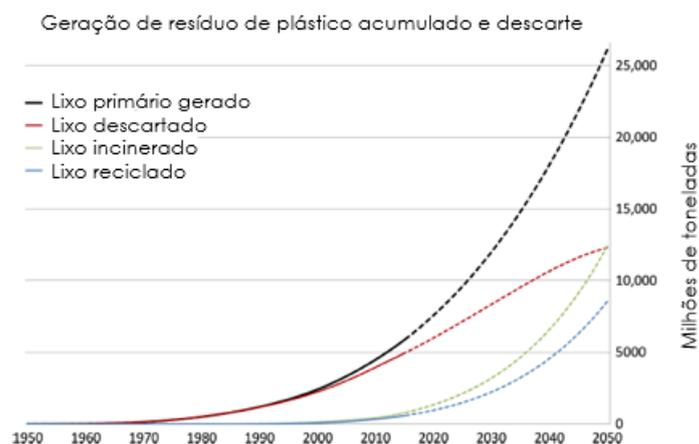
O Brasil é um grande produtor de lixo plástico, atrás apenas dos EUA, China e Índia. Na Tabela 1 são apontados os dados da produção de lixo no mundo, dados esses que fazem parte do relatório da organização World Wildlife Fund (WWF, 2019) que tem como objetivo mostrar os impactos gerado pela produção do lixo. São mais de 11 milhões de toneladas de lixo plástico gerados no Brasil e desse total, apenas uma pequena parte é reciclado, ou seja, a maior parte desse lixo é descartado em local inapropriado. E infelizmente pelas projeções a curva da geração de lixo produzido não acompanha a curva do lixo reciclado, e é isso que o Figura 1 mostra.

Tabela 1 - Produção e reciclagem de plástico no mundo (toneladas)

País	Total de lixo plástico gerado*	Total incinerado	Total reciclado	Relação produção e reciclagem
Estados Unidos	70.782.577	9.060.170	24.490.772	34,60%
China	54.740.659	11.988.226	12.000.331	21,92%
Índia	19.311.663	14.544	1.105.677	5,73%
Brasil	11.355.220	0	145.043	1,28%
Indonésia	9.885.081	0	362.070	3,66%
Rússia	8.948.132	0	320.088	3,58%
Alemanha	8.286.827	4.876.027	3.143.700	37,94%
Reino Unido	7.994.284	2.620.394	2.513.856	31,45%
Japão	7.146.514	6.642.428	405.834	5,68%
Canadá	6.696.763	207.354	1.423.139	21,25%

Fonte: WWF / Banco Mundial, 2019.

Figura 1 - Geração de plástico desperdiçado



Fonte: Geyer, Jamberck, Law, 2017.

1.1 O CENÁRIO ATUAL

Em pesquisa ao cenário social das cooperativas de catadores de material do estado de São Paulo, o grupo decidiu realizar visitas que pudessem apresentar a real situação da reciclagem de lixo.

A primeira visita do grupo foi realizada na Cooperativa Convenge, localizada em Suzano, região do Alto Tietê, São Paulo. A integrante do grupo foi atendida por uma voluntária e um funcionário, ambos cuidam da parte administrativa da cooperativa. A Convenge recebe os materiais que são coletados pelo caminhão da prefeitura em condomínios e empresas, a Figura 2 apresenta o galpão da Convenge.

Figura 2 - Galpão da Convenge



Fonte: Autores (visita à cooperativa)

Após o recebimento dos materiais, eles são separados por tipo de material, compactados e posteriormente vendidos para uma cooperativa maior, onde ocorrerá a lavagem e trituração do material plástico. A Figura 3 aponta como material fica após a compactação.

Figura 3 - Material compactado (Galpão da Cooperativa Convenge)



Fonte: Autores (visita à cooperativa)

Em visita à Cooperativa JB Sucatas, localizada em Carapicuíba, região metropolitana de São Paulo. A proprietária atendeu uma das integrantes do presente grupo e mostrou como funcionava o processo de recebimento de materiais dos catadores, tais como: aço, papelão, plásticos e equipamentos quebrados. A Figura 4 mostra como é feito o armazenamento dos equipamentos quebrados recebidos.

Figura 4 - Local de armazenagem de equipamentos quebrados



Fonte: Autores (visita à cooperativa)

A microempresa, sem fachada, sem CNPJ e sem funcionários registrados, é a de nível 2na cadeia do processo de reciclagem, a Figura 5 e a Figura 6 apresentam a entrada da cooperativa.

Figura 5 - Vista da Entrada da JB Sucatas



Fonte: Autores (visita à cooperativa)

Figura 6 - Fachada da JB Sucatas



Fonte: Autores (visita à cooperativa)

A cadeia do processo de reciclagem se divide em 4 níveis (JB SUCATAS, 2020):

Nível 1: catadores;

Nível 2: microempresas, cooperativas menores;

Nível 3: cooperativas Maiores;

Nível 4: empresas que fabricam o produto reciclado.

A JB Sucatas separa os pets, destacado na Figura 7, e os outros plásticos por cores. Os plásticos especificados pelos funcionários como “Não PET” são tratados como tendo a mesma composição.

Figura 7 - Início da separação do PET



Fonte: Autores (visita à cooperativa)

Mediante à estas visitas, concluiu-se que o projeto deveria ser voltado para este nicho de empreendimento, pois verificou-se a necessidade de contribuir com um equipamento para agregar valor às mercadorias. Já que é um grupo com baixo poder aquisitivo, sobrevivem em condições precárias, mas exercem uma função muito importante para a população e meio-ambiente, dando uma finalidade correta para os lixos que muitas vezes vão parar em rios, mares, aterros sanitários etc.

1.2 OBJETIVOS

Para o atual cenário que a sociedade está vivendo, buscar soluções para tratar toda essa problemática que envolve a poluição do ambiente por plástico é necessário. Partindo-se de pesquisas e visitas às cooperativas, pretende-se desenvolver um maquinário que possa triturar, aquecer e prensar o plástico.

Será desenvolvido o projeto de um maquinário que seja de baixo custo, quando comparado ao existente no mercado, pois infelizmente muitas cooperativas e micro empresas, por exemplo, não têm poder aquisitivo para adquirir um equipamento do tipo. Além de reduzir

o tamanho do maquinário, proporcionando ao operador maior facilidade operação e levando-se em conta a baixa disponibilidade de espaço físico nas instalações de pequenas e micro empresas, como cooperativas de reciclagem.

Com o plástico devidamente separado e limpo para uso, será inserido no triturador e assim será obtido os *flakes* do plástico. Após esse processo, os *flakes* irão passar pelo aquecimento e em sequência pelo processo de prensagem. O molde da prensagem será desenvolvido para se obter um determinado produto acabado, assim agregando um valor comercial e financeiro maior ao plástico.

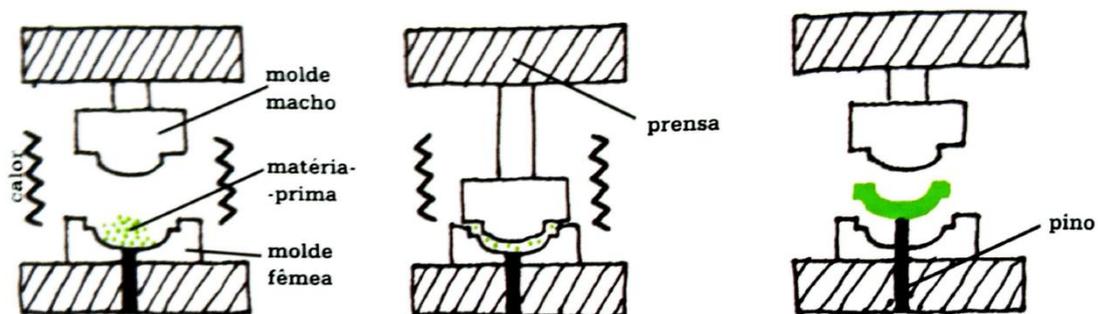
2 REFERENCIAL TEÓRICO

Neste tópico serão discutidos alguns conceitos técnicos sobre os processos, produtos e seus materiais, os quais serão úteis para o desenvolvimento do projeto reCiclo.

2.1 PRODUTO PLÁSTICOS

A produção de objetos plásticos através da termoconformação está entre as mais antigas técnicas de processamento de polímeros. Uma matriz bipartida é aquecida e o material granulado é colocado no molde. Em seguida uma prensa aproxima e comprime as duas metades da matriz dando ao material a forma desejada. Feito isso, o conjunto matriz-produto é resfriado e o produto final é retirado com o auxílio de um pino extrator. A Figura 8 ilustra o processo descrito. Eventualmente se faz necessário um pós-processamento de acabamento para a retirada de rebarbas e excessos de material em suas extremidades, além de uma primeira inspeção visual.

Figura 8 - Processo de termoconformação



Fonte: Lefteri, 2013.

Segundo Kutz (2017) o processo é ideal para a fabricação de peças em termofixos. No entanto, pode ser facilmente aplicado à termoplásticos devido a sua baixa temperatura de amolecimento. Além disso, o processo permite peças com maiores espessura de parede para regiões mais rígidas além de permitir um bom acabamento superficial. Podendo citar como exemplos de produtos obtidos com esse processo blocos, telhas, chapas, ladrilhos e vasos produzidos tanto por empresas de grande porte como também por pequenos fabricantes.

2.1.1 O plástico

O plástico é um dos materiais mais presentes no nosso cotidiano. Estima – se que a produção de plástico seja de mais de 200 milhões de toneladas ao ano (GEYER, JAMBERCK, LAW, 2017.) e isso se deve, principalmente, ao baixo custo de produção e à durabilidade que eles têm em comparação aos outros tipos de materiais.

Os plásticos podem ser divididos em duas categorias principais:

- a) termofixos: uma vez resfriados e endurecidos, esses plásticos retêm suas formas e não podem retornar à sua forma original. Não são recicláveis. Podem ser usadas para peças automotivas, peças de aeronaves e pneus. Os exemplos incluem poliuretanos, poliésteres, resinas epóxi e resinas fenólicas;
- b) termoplásticos: menos rígidos do que os termofixos, os termoplásticos podem amolecer com o aquecimento e retornar à sua forma original. Eles são facilmente moldados e extrudados em filmes, fibras e embalagens. Os exemplos incluem polietileno (PE), polipropileno (PP) e cloreto de polivinila (PVC).

2.2 TRITURADOR

Os trituradores têm como função reduzir o tamanho de um determinado material em fragmentos menores através de ação mecânica externa. O triturador na reciclagem, pode ter como finalidade a redução de volume ocupado para transporte, para descarte em aterros, auxilia na redução do tempo de degradação ou possui o objetivo de preparação do material para outro processo de fabricação, onde requer que a matéria-prima esteja em tamanho reduzido para melhor manipulação e aplicação no processo. Existem vários tipos de equipamentos que podem reduzir o tamanho do material, entre eles: trituradores de metais, papelão, plástico, moedores industriais, granuladores, retalhadora de pneus, picadores de madeira, trituradores móveis, moinhos etc.

Todos os trituradores de plástico devem ser dimensionados e projetados de acordo com o material que está sendo processado. Se o material possuir menor volume e for menos resistente, pode ser utilizado um triturador mais simples, com um menor número de eixos e sistema de facas simples. Agora, se o material for mais resistente e volumoso, requer um triturador mais robusto, com maior número de eixos e facas avantajadas.

Ao projetar um triturador, o ambiente de trabalho (interno ou externo), o volume de material a ser triturado, a frequência de utilização e por último, mas não menos importante, o orçamento do cliente, são fatores importantes.

2.2.1 Itens básicos de um triturador

Os elementos principais que devem ser considerados na fabricação e dimensionamento de um triturador são:

- a) Funil: Recebe e direciona o material que será processado até o sistema de corte propriamente dito;
- b) Eixo: Componente que promove o acoplamento do sistema de acionamento do triturador com os rotores de corte. O eixo é escalonado e pode fixar os rotores de corte através de união por adaptação de forma chavetada, estriada, ou, modificações geométricas, tornando a seção em questão quadrada ou hexagonal. Dependendo da finalidade do triturador, a quantidade de eixos pode ser maior que um e quanto maior a quantidade de eixos, maior a intensidade que o material é processado.
- c) Rotores: São solidários ao eixo e promovem a fixação das facas móveis de corte. O rotor tem como função ser o braço de torque do eixo principal, transmitindo torque em formato de força para promover o processamento de material. Os rotores são uteis também para garantir inércia ao sistema rotativo, por isso são fabricados em materiais mais densos;
- d) Facas de corte móveis: Fixas aos rotores, são as responsáveis por processar os materiais. Para o melhor desempenho, dependendo do tipo de material a ser processado e da quantidade de eixos, pode-se adicionar contra facas. Essas fazem parte do sistema não giratório do triturador, auxiliando o processo de trituração;
- e) Mancais: São responsáveis por resistir aos esforços de corte e garantir que o sistema mantenha funcionamento. Os mancais são alocados nas extremidades do eixo e geralmente não trabalham sob lubrificação forçada;
- f) Peneiras/Telas de aço: São utilizadas para garantir que o material tenha um tamanho uniforme, fazendo que o material retorne quantas vezes for necessário para o rotor. Como o processo posterior será prensagem, recomenda-se, para flocos de tamanho médio à grande, uma peneira de 10 mm até 20 mm, segundo testes práticos realizado

para obtenção do tamanho necessário requerido para processo de pós trituração (PRECIOUS PLASTIC, 2020);

- g) Sistema de transmissão de potência/torque: Estudos mostram que é possível fazer por polia e correia, engrenagens ou acoplamento direto;

Motor elétrico: Requisito mínimo 1,1 kW.

2.2.2 Tipos de triturador

Nos tópicos a seguir serão apresentados os diferentes tipos de trituradores utilizados industrialmente.

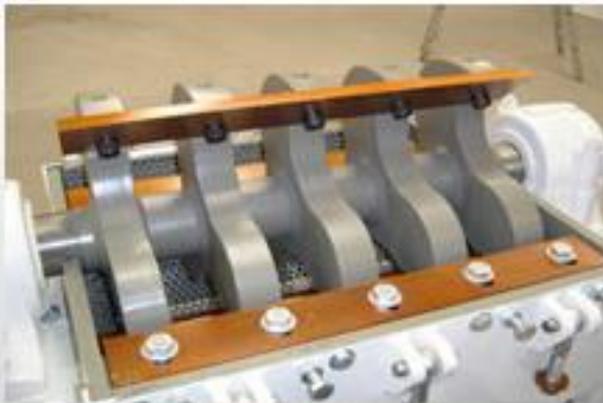
2.2.2.1 Triturador de eixo único

Utilizado principalmente para a moagem de plásticos, material de espessuras menores e dureza baixa. Uma das principais vantagens de um triturador de único eixo ou triturador de facas é auxiliar na redução do tamanho da máquina, pois geralmente ocupa muito espaço. Outro ponto que vale a pena citar é que um único eixo consome menos energia, ao contrário dos outros tipos de trituradores.

Existe a opção de vários tipos de lâminas/facas para esse estilo de triturador, com número de dentes variados, geralmente encontra-se entre 3 e 4 dentes.

Para a trituração de materiais mais espessos geralmente é utilizado um motor maior, para o triturador conseguir atender mesmo tendo um único eixo. Na Figura 9 é apresentado um exemplo de triturador de único eixo.

Figura 9 – Triturador de único eixo com 3 facas



Fonte: Moinhos Rone,2021

2.2.2.2 Triturador Industrial Shredder

O triturador *Shredder* possui capacidade de triturar com eficiência vários resíduos sólidos, geralmente é utilizado para triturar pneus, sucatas e madeira. O custo é elevado comparado ao triturador de único eixo, o valor para aquisição é estimado em torno de R\$120.000,00. Os trituradores industriais de eixo duplo apresentam baixa velocidade e alto torque. As Figura 10 e Figura 11 mostram alguns dos modelos disponíveis no mercado hoje.

Figura 10 – Eixo do Triturador Industrial *Shredder*



Fonte: *Shredding & Sterilizing*,2021

Figura 11 – Triturador Industrial *Shredder*



Fonte: Bruno Industrial,2021

Os trituradores de 2 eixos com facas de espessuras menores são utilizados para promover uma produção em massa de granulados em tamanhos menores, geralmente esses trituradores não possuem grelha ou tela de retorno. A Figura 12 apresenta um modelo de facas diferente dos fabricado em mercado nacional, fabricante de origem chinesa.

Figura 12 - Eixo do Triturador Industrial *Shredder*



Fonte: Wobide,2021

2.2.3 Benchmarking

Como base para o presente projeto, foi realizado um benchmarking dos produtos similares industriais, comparando as dimensões de projeto, resultados apresentados nas Tabela 2 e Tabela 3.

Tabela 2 - Benchmarking de trituradores industriais

Dados	Máquina 1	Máquina 2
Foto		
	Modelo S200 - RONE	Modelo N200 - RONE
Potência do Motor	5 cv	2 / 4 / 5 cv
Comprimento das lâminas	200 mm	200 mm
Diâmetro do rotor	220 mm	150 mm
		210 mm
Comprimento do rotor	210 mm	

Formato da seção transversal



Circular



Circular

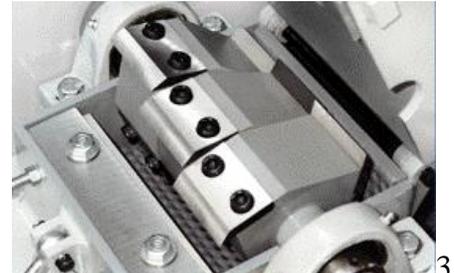
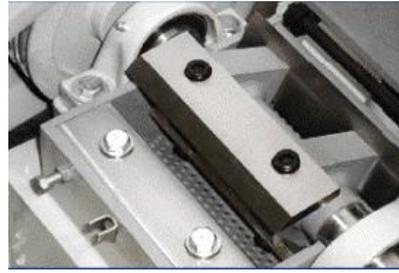
Número de eixos	1	1
Número de lâminas por eixo	4	5
Número de dentes por lâmina	3	3
Produção (Kg/h)	30 a 100	30 a 100

Fonte: Moinhos
Rone, 2020.

Tabela 3 - Continuação benchmarking dos trituradores industriais

Dados	Máquina 3	Máquina 4
Foto	 <p>Modelo WA-155 - RONE</p>	 <p>Modelo WA-210 - RONE</p>
Potência do Motor	2 / 3 cv	3 / 4 / 5 cv
Comprimento das lâminas	150 mm	200 mm
Diâmetro do rotor	130 mm	150 mm
Comprimento do rotor	155 mm	200 mm
Formato da seção transversal	 <p>Circular</p>	 <p>Circular</p>
Número de eixos	1	1

Número de lâminas por eixo



Número de dentes por lâmina	3	3
Produção (Kg/h)	Sem informações	Sem Informações

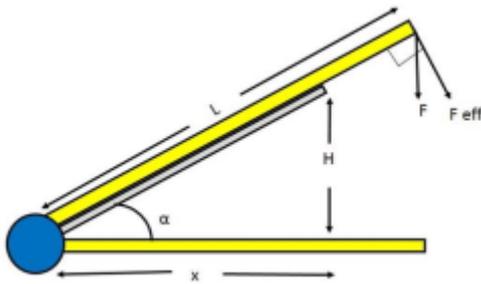
Fonte: Moinhos Rone, 2020.

2.2.4 Estimativa da potência requerida do moto acionamento para promover a trituração do PEAD

Estimar os esforços envolvidos durante a operação de trituração é uma etapa de extrema valia para o dimensionamento de um triturador. O resultado obtido com esta estimativa será o utilizado como dado de entrada para a seleção e dimensionamento dos elementos de máquina que o compõe, assim como o acionamento. Os primeiros passos para o dimensionamento de um triturador, resumem-se à pesquisa das variáveis que tangem a operação e a elaboração de hipóteses simplificadoras para matematizar o fenômeno.

Aniekan e Ikechukwu (2017), em seu pré-dimensionamento, comparam o triturador à uma guilhotina e a partir desta premissa desenvolvem seus cálculos até encontrar um motor adequado para sua aplicação. Com esta comparação, evidencia-se que a estimativa da potência requerida do motor deve partir do toque necessário para promover a operação e por sua vez que a força causadora deste torque é função da área corte, definida como a função do comprimento da lâmina em contato com o material triturado e da espessura da lâmina. Cabe ainda a explicação que para Aniekan e Ikechukwu (2017), as lâminas são fixas radialmente ao eixo motor, assim como a Figura 13 resume.

Figura 13 - Representação esquemática de uma guilhotina



Fonte: Aniekan; Ikechukwu (2017)

Aniekan e Ikechukwu (2017), defendem em sua obra que o cálculo da força requerida para promover o esforço de trituração, deve levar em consideração a situação menos usual de operação do triturador, em outras palavras, o momento em que suas lâminas trabalham em carga total. Assim como para Aniekan e Ikechukwu (2017), Teixeira (2018), defende que é necessário ter a área submetida ao corte bem definida. A área em questão, para Teixeira (2018), remete a seção reta resistente ao cisalhamento, desta forma, faz-se necessária a pesquisa da tensão limite de resistência de cisalhamento do material triturado.

Akrash et al. (2019) reforça em sua memória de cálculos que o limite de resistência adequado para o estudo do esforço de trituração é a tensão limite de resistência ao cisalhamento.

Confirmando a simplificação de Aniekan e Ikechukwu (2017), Norton (2013), tece seus primeiros comentários sobre cisalhamento, fazendo lembrança ao funcionamento de uma tesoura de boa qualidade, onde a folga entre as lâminas é mínima a fim de extinguir qualquer possibilidade de flexão durante a imposição da força cortante. A ausência de esforços de outra natureza (fletores, no caso), quando uma força é exercida nas condições análogas a de uma tesoura, é definida como cisalhamento puro. A expressão que o define é a Equação (1):

$$\tau = \frac{Q}{A} \quad (1)$$

Onde:

τ - tensão de cisalhamento [MPa];

Q - força cortante [N];

A - área submetida ao cisalhamento [mm²].

2.3 AQUECIMENTO E TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Sabe-se que, atualmente, a grande maioria dos processos produtivos das mais diversas indústrias possuem em sua cadeia produtiva processos térmicos. Os quais têm por objetivo a mudança de estado físico de um determinado material, melhora de propriedades mecânicas, condicionamento de fluidos, melhora da maleabilidade de um material entre outras finalidades.

Pensando nisso, um tema de suma importância a ser tratado é o da transferência de calor entre corpos e fluidos. Inicialmente, segundo Çengel (2009), calor pode ser definido como a energia em trânsito associada ao movimento aleatório dos átomos e moléculas. Já a transferência de calor pode ser definida como transferência de energia térmica impulsionada através da diferença de temperatura entre corpos e/ou fluidos.

A transferência de calor pode ocorrer através de três diferentes modos: por condução, convecção e radiação. Nos próximos tópicos serão apresentados conceitos sobre estes modos de transferência de calor, além de uma abordagem sobre o calor e as leis que regem os fenômenos físicos energéticos.

2.3.1 Primeira lei da termodinâmica

Como sabe-se, a energia, seja ela de qualquer tipo, pode cruzar a fronteira de um sistema fechado a partir de duas formas diferentes, através da sua transferência por calor ou por trabalho. Neste tópico será abordado um pouco mais da transferência de energia através do calor. Sabe-se que quando um corpo é deixado em um meio que está a uma temperatura diferente, energia é transferida entre os corpos até que ambos estejam em equilíbrio térmico, ou seja, a uma mesma temperatura. A direção desta transferência de energia ocorre sempre de corpos com temperaturas mais altas para corpos de temperaturas mais baixas. (ÇENGEL, 2013).

Com isso, o conceito de calor pode ser definido como a forma de energia transferida entre dois sistemas através da diferença de temperaturas. Deste modo, não pode haver qualquer transferência de calor entre dois sistemas que estejam à uma mesma temperatura. É importante salientar que o calor pode ser transmitido a outros corpos ou sistemas através de três mecanismos físicos, são eles: condução, convecção e radiação, os quais serão apresentados individualmente nos tópicos a seguir.

Além disso, a primeira lei da termodinâmica relaciona estes dois conceitos, de transferência de energia e calor, de forma que Çengel (2013) a enuncia como: “energia não pode ser criada nem destruída durante um processo; ela pode apenas mudar de forma”. A partir

dessa lei, tão importante e que rege todos os fenômenos físicos energéticos, pode-se desprender um outro conceito de suma importância que é a conservação de energia. Num sistema em que não há interações externas ou execução de trabalho, como o aquecimento de um corpo em um forno, a energia transferida em forma de calor, do forno para esse corpo, fará com que a energia total do corpo aumente, de modo que o novo valor de energia total do corpo seja igual a quantidade de energia transferida para o corpo acrescida de sua energia total inicial. Em outras palavras, pode-se desprender a Equação (2) (ÇENGEL, 2013).

$$E_{ent} - E_{sai} = \Delta E_{sistema} \quad (2)$$

A relação da Equação (2) é chamada de balanço de energia, a qual se aplica a todo tipo de sistema, que passe por qualquer tipo de processo.

A equação do balanço de energia também pode ser representada na forma de taxa, como mostra a Equação (3) (ÇENGEL, 2013).

$$\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sai} = \Delta \dot{E}_{sistema} = \frac{dE}{dt} \times \Delta t \quad (3)$$

2.3.2 Calorimetria

Outro conceito importante a ser tratado é o de calorimetria, ou o estudo do calor. A transferência de energia em forma de calor pode ser classificada de duas formas, uma delas é quando há uma transferência de calor que gera apenas uma mudança de temperatura em um determinado corpo, a qual é denominada de calor sensível. Já quando a transferência de calor produz, além da mudança de temperatura do corpo uma mudança de estado físico, é chamado então de calor latente.

Pode-se calcular ainda este calor sensível, necessário para alterar a temperatura de um determinado corpo. A Equação (4) mostra como pode ser feito este cálculo (ÇENGEL, 2013).

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (4)$$

De modo que:

Q – calor sensível [J];

m – massa do corpo [kg];

C_p – calor específico à pressão constante do corpo [J/kg.K];

ΔT – variação da temperatura [K].

Já o calor latente, necessário para mudar o estado físico de um corpo pode ser calculado a partir da Equação (5) (ÇENGEL, 2013).

$$Q = m \cdot L \quad (5)$$

De forma que:

L – calor latente do corpo.

2.3.3 Transferência de calor por condução

A condução pode ser classificada como a transferência de energia de partículas mais energéticas de uma determinada substância para as partículas vizinhas, as quais possuem nível energético mais baixo. Este fenômeno pode ocorrer tanto em sólidos, como líquidos e gases.

Aplicando-se à líquidos e gases, a condução ocorre devido às colisões e difusão das moléculas em seus movimentos aleatórios. Já em sólidos o fenômeno ocorre devido à combinação das vibrações das moléculas em uma rede e os elétrons livres são os responsáveis por transportar esta energia (ÇENGEL, 2009, pag. 18).

A taxa de transferência de calor por condução, em linhas gerais, depende de alguns fatores especificamente do meio, que são: sua geometria, espessura, material e da diferença de temperatura em que o meio está submetido. Como conhecida, a lei de Fourier da condução térmica modela a equação para o cálculo da taxa de condução de calor, como mostra Equação (6):

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad [W] \quad (6)$$

De modo que:

k - condutividade térmica do material [W/m .°C];

A - área perpendicular à direção de transferência de calor [m²];

dT/dx - gradiente de temperatura entre os pontos que se deseja estudar a condução.

Além dos parâmetros citados, outro fator que é comumente utilizado na resolução de problemas relacionados à transferência transiente de calor por condução é a difusividade térmica, a qual representa a velocidade com que o calor se difunde através de um material, ou seja, pode ser definida como mostra a Equação (7):

$$\alpha = \frac{\text{Calor conduzido}}{\text{Calor armazenado}} = \frac{k}{\rho c_p} \quad [\text{m}^2/\text{s}] \quad (7)$$

De modo que:

k - condutividade térmica de um determinado material [$\text{W}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$];

ρ - massa específica de um determinado material [kg/m^3];

c_p - calor específico de um determinado material [$\text{J}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$].

A difusividade térmica pode ser entendida ainda como a razão entre o calor conduzido através do material e o calor armazenado por unidade de volume. Alguns valores de difusividade para alguns materiais, em temperatura ambiente, são expostos na Tabela 4.

Tabela 4 - Valores de difusividade térmica para alguns materiais em temperatura ambiente

A difusividade térmica de alguns materiais na temperatura ambiente	
Material	α , m^2/s^*
Prata	149×10^{-6}
Ouro	127×10^{-6}
Cobre	113×10^{-6}
Alumínio	$97,5 \times 10^{-6}$
Ferro	$22,8 \times 10^{-6}$
Mercúrio	$4,7 \times 10^{-6}$
Mármore	$1,2 \times 10^{-6}$
Gelo	$1,2 \times 10^{-6}$
Concreto	$0,75 \times 10^{-6}$
Tijolo	$0,52 \times 10^{-6}$
Solo denso (seco)	$0,52 \times 10^{-6}$
Vidro	$0,34 \times 10^{-6}$
Lã de vidro	$0,23 \times 10^{-6}$
Água	$0,14 \times 10^{-6}$
Bife	$0,14 \times 10^{-6}$
Madeira (carvalho)	$0,13 \times 10^{-6}$

* Multiplicar por 10,76 para converter para $\text{pé}^2/\text{s}$.

Fonte: Çengel, 2009

2.3.4 Transferência de calor por convecção

Já a convecção pode ser classificada como o modo de transferência de energia entre uma superfície sólida e uma líquida ou gasosa, desde que o fluido esteja em movimento. Neste tipo de transferência de calor quanto mais elevada for a velocidade de movimento do fluido, maior será a transferência de energia por convecção.

O fenômeno da convecção pode ser dividido em dois principais modos de ocorrência, são elas: convecção forçada e convecção natural. A convecção forçada é assim denominada quando o fluido é forçado a fluir sobre a superfície, através da utilização de um ventilador ou outra máquina de fluxo. Já a convecção livre (natural) ocorre devido às forças de flutuação que são induzidas por diferenças de densidade, as quais podem ser resultado de uma variação da temperatura do fluido.

Apesar de o fenômeno apresentar alta complexidade, a taxa de transferência de calor por convecção pôde ser expressa através da lei de Newton do resfriamento como mostra a Equação (8):

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_{\infty}) \quad [\text{W}] \quad (8)$$

De modo que:

h – coeficiente de transferência de calor por convecção [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$];

A_s - área da superfície através da qual a transferência de calor por convecção ocorre [m^2];

T_s – temperatura da superfície [$^\circ\text{C}$];

T_{∞} - temperatura do fluido suficientemente longe da superfície (comumente chamada de temperatura ao infinito) [$^\circ\text{C}$].

Dos parâmetros citados, os quais influenciam a taxa de transmissão de calor por convecção, o coeficiente de transferência de calor por convecção h pode ser considerado um dos mais importantes, pois, ele é um parâmetro determinado experimentalmente, cujo valor depende de diversas variáveis que influenciam a convecção. Pode-se citar como exemplos a geometria da superfície, a natureza do movimento do fluido, as propriedades do fluido e a velocidade da massa de fluido. Alguns valores típicos de coeficiente de transferência de calor por convecção são apresentados na Tabela 5.

Tabela 5 - Valores típicos de h

Valores típicos do coeficiente de transferência de calor por convecção

Tipo de convecção	h , $W/m^2 \cdot ^\circ C^*$
Convecção livre de gases	2-25
Convecção livre de líquidos	10-1000
Convecção forçada de gases	25-250
Convecção forçada de líquidos	50-20000
Ebulição e condensação	2500-100000

* Multiplicar por 0,176 para converter para $Btu/h \cdot pés^2 \cdot ^\circ F$.

Fonte: Çengel, 2009, p. 26.

2.3.5 Transferência de calor por convecção natural

Como citado no tópico anterior, a transferência de calor pode ser classificada em dois tipos e um deles é a convecção natural. Fenômeno esse que ocorre nas mais diversas atividades do cotidiano. A transferência de calor por convecção natural ocorre quando uma determinada superfície encontra-se em temperatura diferente da temperatura do fluido em que esta está submersa, de modo que uma fina camada de fluido fica aderida à superfície e então passa a ter sua mesma temperatura. Essa camada fina passa, então, a transferir calor para as camadas de ar mais externas, caso a superfície esteja em uma temperatura superior ou a transferir calor das camadas externas de fluido para a superfície, caso o fluido esteja em uma temperatura superior.

Com a diferença de temperatura entre as camadas de fluido, dá-se início a movimentação destas devido a diferença de densidades. Essa movimentação deixa espaços para que camadas externas de fluido se direcionem e desse modo continuem o processo de convecção natural. Esse fenômeno pode ser entendido também pela ótica da força de empuxo.

Çengel (2009), exemplifica muito bem este fenômeno, de forma que um ovo cozido quente é colocado sobre uma placa com ar circundante numa temperatura menor. Logo, como descrito anteriormente, o fluido aderido à superfície do ovo passará a ter sua temperatura e transferirá calor para as camadas adjacentes. Neste caso, sabe-se que gases à pressão constante apresentam o comportamento de sua densidade ser inversamente proporcional à sua temperatura. Dessa forma, a camada de ar aquecida se torna “mais leve” e, portanto, se desloca para “cima” dando espaço para o ar em temperatura menor (mais denso) ocupar e assim dar continuidade no processo de transferência de calor.

Para estudos de transferência de calor a principal variável é a temperatura, portanto, é necessário expressar o fenômeno do empuxo através de uma temperatura. A propriedade que fornece essa informação é coeficiente de expansão volumétrica β , definido para gases ideais como a Equação (9), (ÇENGEL, 2009).

$$\beta = \frac{1}{T} \quad [1/K] \quad (9)$$

Onde T é a temperatura termodinâmica. Como foi dito anteriormente, a força de empuxo é causada pela diferença de densidades entre o fluido aquecido (ou resfriado) adjacente à superfície e do fluido que o circunda. Sabe-se também que, sempre que dois corpos em contato se movem um em relação ao outro, uma força de atrito se desenvolve na superfície de contato em uma direção oposta ao movimento, desse modo, freando o fluido e reduzindo sua vazão (ÇENGEL, 2009).

Dentre as numerosas correlações empíricas existentes que descrevem o fenômeno de transferência de calor por convecção natural, o número de Nusselt médio “Nu” é um das que melhor descreve, considerando algumas simplificações. A Equação (10), mostra sua correlação (ÇENGEL, 2009).

$$Nu = \frac{h \times Lc}{k} = C \times Ra^n \quad (10)$$

Onde:

h – coeficiente de troca de calor por convecção [W/m².K];

Lc – comprimento característico da superfície envolvida na troca de calor [m];

k – condutividade térmica do material da superfície envolvida na troca de calor [W/m.K];

C – constante que depende da geometria da superfície e do regime de escoamento;

Ra – número de Rayleigh;

n – expoente relacionado ao tipo de escoamento do fluido (laminar ou turbulento).

O número de Rayleigh pode ser definido como o produto do número de Grashof (Gr) pelo número de Prandtl (Pr). O número de Grashof descreve a relação entre a flutuação e a viscosidade dentro do fluido e pode ser calculado através da Equação (11). Já o número de

Prandtl descreve a relação entre a difusividade da quantidade de movimento e a difusividade térmica do fluido em questão (ÇENGEL, 2009).

$$Gr = \frac{g \times \beta \times (T_s - T_\infty) \times Lc^3}{\vartheta^2} \quad (11)$$

Onde:

g – aceleração da gravidade [m/s²];

β – coeficiente de expansão volumétrica [1/K];

T_s – temperatura na superfície [K];

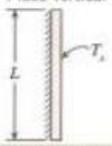
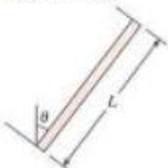
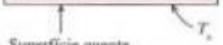
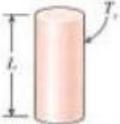
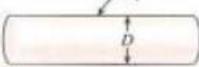
T_∞ - temperatura do fluido ao longe [K];

Lc – comprimento característico da geometria [m];

ϑ – viscosidade cinemática do fluido [m²/s].

Algumas correlações empíricas do número de Nusselt médio e a faixa do número de Rayleigh que pode ser aplicada são mostradas na Figura 14.

Figura 14 – Correlações empíricas do número de Nusselt médio para convecção natural sobre superfícies

Correlações empíricas do número de Nusselt médio para convecção natural sobre superfícies			
Geometria	Comprimento característico L_c	Faixa de Ra	Nu
Placa vertical 	L	10^4-10^9 $10^{10}-10^{13}$ Toda a faixa	$Nu = 0,59Ra_L^{1/4}$ (9-19) $Nu = 0,1Ra_L^{1/3}$ (9-20) $Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387Ra_L^{1/4}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-21) (Complexa, porém mais precisa)
Placa inclinada 	L		Use equações da placa vertical para superfície superior de placa fria e superfície inferior de placa quente Substituir g por $g \cos \theta$ para $0 < \theta < 60^\circ$
Placa horizontal (Área da superfície A e perímetro p) (a) Superfície superior de uma placa quente (ou superfície inferior de uma placa fria) Superfície quente  (b) Superfície inferior de uma placa quente (ou superfície superior de uma placa fria) Superfície quente 	A/p	10^4-10^7 10^7-10^{11} 10^9-10^{11}	$Nu = 0,54Ra_L^{1/4}$ (9-22) $Nu = 0,15Ra_L^{1/3}$ (9-23) $Nu = 0,27Ra_L^{1/4}$ (9-24)
Cilindro vertical 	L		Um cilindro vertical pode ser tratado como uma placa vertical quando $D \geq \frac{35L}{Gr_L^{1/4}}$
Cilindro horizontal 	D	$Ra_D \leq 10^{12}$	$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387Ra_D^{1/4}}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-25)
Esfera 	D	$Ra_D \leq 10^{11}$ ($Pr \geq 0,7$)	$Nu = 2 + \frac{0,589Ra_D^{1/4}}{[1 + (0,469/Pr)^{9/16}]^{1/4}}$ (9-26)

Fonte: Çengel, 2009

2.3.6 Transferência de calor por radiação

Nos tópicos anteriores foram discutidos alguns conceitos sobre modos de transferência de calor por condução e convecção, os quais exigem uma presença de um gradiente de temperatura em uma determinada forma de matéria. De maneira distinta a estes modos, a transferência de calor por radiação térmica não exige a presença de um meio material, para que ocorra.

A radiação pode ser classificada como a energia emitida por uma matéria sob a forma de ondas eletromagnéticas ou partículas (fótons), como resultado de oscilações ou transições de elétrons nas diferentes configurações eletrônicas que constituem a matéria. Essas oscilações são sustentadas pela energia interna da matéria, ou seja, pela sua temperatura. É importante salientar ainda que o comprimento de onda da radiação térmica difere de outros tipos de radiação eletromagnética, como raios gama, raio-X e ultravioletas, pois este está presente em uma porção intermediária do espectro eletromagnético (entre 0,1 a 100 μ m). (ÇENGEL, 2009)

A lei de Stefan-Boltzmann da radiação térmica modela a taxa de transferência de calor por radiação que pode ser absorvida por uma determinada superfície a partir de uma diferença de temperaturas entre sua superfície as vizinhanças ao redor, como mostra a Equação (12). (ÇENGEL,2009)

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_S (T_S^4 - T_{viz}^4) \quad [W] \quad (12)$$

De modo que:

ε – emissividade da superfície;

σ – constante de Stefan – Boltzmann ($5,670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$);

A_S - área da superfície através da qual a transferência de calor por radiação ocorre [m^2];

T_S – temperatura da superfície [K];

T_{viz} – temperatura das vizinhanças [K].

Um parâmetro de suma importância é a emissividade térmica da superfície, a qual pode apresentar valores numa faixa de $0 \leq \varepsilon \leq 1$, de modo que $\varepsilon = 1$ é a medida de emissividade de um corpo negro, ou seja, neste cenário a máxima taxa de transferência ocorrerá. Para corpos que apresentem superfície diferentes de um corpo negro, serão obtidos valores de emissividade térmica inferior a 1.

2.3.7 Conceito de resistência térmica

Aplicando o conceito de transferência de calor por condução em placas e ou paredes planas de espessura L, condutividade térmica média k e área constante A, com temperaturas superficiais constantes T_1 e T_2 , considerando uma condução de calor unidimensional

permanente através dessa parede, tem-se uma variação linear da temperatura interna dessa parede, ou seja, a dT/dx da lei de Fourier da condução torna-se constante. Com isso, fazendo as integrações e reordenando a equação da lei de Fourier, obtém-se a Equação (13). (ÇENGEL, 2009).

$$\dot{Q}_{cond_parede} = kA \frac{T_1 - T_2}{L} \quad [W] \quad (13)$$

Fazendo uma analogia com a equação de relação de fluxo de corrente elétrica, equação já bem conhecida da elétrica, com a Equação (13) para paredes planas, obtém-se a Equação (14). (ÇENGEL, 2009).

$$\dot{Q}_{cond_parede} = \frac{T_1 - T_2}{R_{parede}} \quad [W] \quad (14)$$

Onde, R_{parede} pode ser definida como a resistência térmica da parede contra a condução de calor, ou simplesmente a resistência de condução da parede, como descreve a equação (15). (ÇENGEL, 2009).

$$R_{parede} = \frac{L}{kA} \quad [K/W] \quad (15)$$

Pode-se considerar também uma transferência de calor ocorrendo por convecção a partir de uma superfície sólida de área A_s e temperatura T_s , para um fluido cuja temperatura ao longe T_∞ , com um determinado coeficiente de transferência de calor por convecção h , a lei de Newton para convecção pode ser representada pela Equação (16).

$$\dot{Q}_{conv_parede} = \frac{T_1 - T_2}{R_{conv}} \quad [K/W] \quad (16)$$

De modo que, analogamente com o que foi feito para a condução na Equação (15), a incógnita R_{conv} pode ser definida como a resistência térmica da superfície de convecção contra o calor, ou resistência de convecção da superfície. A Equação (17) descreve essa resistência. (ÇENGEL, 2009)

$$R_{conv} = \frac{1}{hA_s} \quad (17)$$

Com isso, analogamente o que ocorre com resistências elétricas, é possível fazer conexões entre essas resistências, podendo ser conexões do tipo em paralelo ou em série. O comportamento do sistema se mantém o mesmo quando se pensa na resistência equivalente do sistema térmico, de modo que para resistências térmicas em série a resistência térmica equivalente é igual à soma de todas.

2.4 PRENSA

As prensas são máquinas ferramentas de grande relevância na indústria, devido a sua alta produtividade e por estarem presentes em diversos processos produtivos, que envolvem conformação, moldagem e furação de materiais. As quais tem como princípio de funcionamento a conversão da energia de entrada em uma carga aplicada num movimento linear. A transformação de energia pode ser realizada através de um sistema hidráulico, pneumático ou mecânico.

2.4.1 Tipos de prensas

Os tipos de prensa, variam de acordo com o seu mecanismo de acionamento, sistema de funcionamento (hidráulico, pneumático e mecânico), tamanho, capacidade de aplicação da força e velocidade. Ao longo dos anos, junto com a evolução tecnológica, vem se desenvolvendo modelos de prensas cada vez mais autônomos e precisos, o que agrega valor aos processos produtivos.

2.4.1.1 Prensa Hidráulica

A prensa hidráulica é também conhecida por prensa Bramah, em referência ao seu inventor Joseph Bramah, que registrou sua patente em 1775 (HYDRAULICS ONLINE, 2016). O seu sistema baseia-se no princípio de Pascal, em que a pressão aplicada sobre um fluido em equilíbrio estático é distribuída igualmente e sem perdas para todas as partes, ou seja, a diferença de pressão entre dois pontos quaisquer de um fluido em equilíbrio estático deve ser igual (HELERBROCK, 2007). Conforme demonstrado na Equação (18).

$$\Delta P_1 = \Delta P_2 \quad (18)$$

Sabe-se que a pressão é definida pela razão entre a força aplicada e área da aplicação. Fazendo a substituição na Equação (18), tem-se a Equação (19):

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (19)$$

Com isso, pode-se fazer a análise do sistema presente na prensa hidráulica, o qual é constituído por dois cilindros interligados, que possuem áreas transversais distintas. Dessa forma, uma força aplicada no cilindro de seção menor será convertida em uma força superior no cilindro de seção maior, de forma proporcional de razão entre as áreas, conforme demonstrado na Equação (19) .

Partindo deste conceito, a prensa hidráulica é composta, por um sistema, constituído por uma bomba hidráulica, uma válvula hidráulica e pelos cilindros hidráulicos, tendo o óleo como fluido de trabalho. Apesar da simplicidade dos seus componentes, essa máquina é capaz de aplicar uma carga de até 50 toneladas-força. Na Figura 15, pode-se ver um exemplo de prensa hidráulica.

Devido a sua elevada flexibilidade e a possibilidade de ajuste de curso, a prensa hidráulica possibilita a aplicação da força máxima em qualquer posição de deslocamento do atuador. Faz com que este equipamento seja utilizado nas mais variadas aplicações, como conformação, forjamento e inserção. No entanto, essas máquinas são classificadas como lentas, devido a sua baixa velocidade de atuação. O fato de a prensa não ter um controle de posição e velocidade de curso faz com que a velocidade de deslocamento seja constante.

Figura 15 – Prensa Hidráulica



Fonte: RP-TOOLS, 2021.

2.4.1.2 Prensa Pneumática

O princípio de funcionamento das prensas pneumáticas é semelhante ao da hidráulica, só havendo a alteração do fluido de trabalho, que neste caso é o ar. Portanto, o sistema pneumático não trabalha com altas pressões, fazendo com que a força gerada, não seja elevada. Dessa forma, as prensas pneumáticas são indicadas para operações que não exigem grandes esforços, como conformação, transformação, união e montagem.

De acordo com Oliveira (2012), o processo de funcionamento da prensa inicia-se com a compressão do ar no compressor, em seguida o mesmo é conduzido pela rede de distribuição, fazendo com que o ar comprimido chegue à válvula direcional do equipamento, que quando acionada libera a passagem do ar comprimido para o cilindro, para que o mesmo movimente o atuador. Conforme demonstrado na Figura 16 e Figura 17.

Figura 16 - Diagrama de bloco do circuito pneumático



Fonte: Oliveira (2012)

Figura 17 – Prensa pneumática



Fonte: BELLOR AIR, 2020.

2.4.1.3 Prensa de parafuso de movimento

As prensas de parafuso de movimento são equipamentos que possuem como mecanismo de acionamento um fuso, o qual é responsável por transformar movimento angular em movimento linear, que permite aplicar a carga máxima da prensa em qualquer ponto do curso. Outra característica relevante desse sistema é o fato de os esforços serem aplicados de forma distribuída nos filetes, o que permite este mecanismo operar com cargas elevadas. A Figura 18, mostra um exemplo de prensa de parafuso de potência.

Figura 18 – Prensa de parafuso de movimento



Fonte: Worldmach, 2016.

Um fator relevante na determinação da eficiência da prensa é o fuso que está instalado na mesma, sendo que um fuso convencional possui folgas axiais e um elevado atrito com a porca. No entanto, os fusos de esferas recirculantes têm um rendimento mecânico em torno de 90% e não possuem folgas axiais em relação à porca.

Vale ressaltar, que o passo do fuso e a eficiência do sistema serão fatores influenciadores na determinação da relação entre o torque aplicado no fuso e a força axial gerada pelo mesmo. Conforme demonstrado nas Equações (20) e (21):

$$R_t = \frac{p}{2\pi} \quad (20)$$

Onde:

p – passo do fuso [mm];

R_t – relação de transmissão do fuso [mm/rad].

Para o torque, tem-se:

$$T = \frac{R_t \cdot F}{n_t} \quad (21)$$

Onde:

T – torque [N.m];

F – força [N];

n_t – eficiência da transmissão [%].

Dessa forma, verifica-se que a R_t é diretamente proporcional ao torque, enquanto a n_t é inversamente proporcional ao T.

2.4.1.4 Prensa de parafuso de movimento com acionamento elétrico

O conceito da prensa de parafuso de movimento com o acionamento elétrico tem como objetivo unir a flexibilidade e a capacidade de carga das prensas hidráulicas com a capacidade produtiva e simplicidade das prensas mecânicas. Este tipo de prensa utiliza o motor de elétrico como mecanismo de acionamento do fuso que irá realizar a conversão do movimento angular em linear. A Figura 19 ilustra um exemplo de acionamento de prensa com acionamento elétrico.

Figura 19 - Exemplo de acionamento de prensa com acionamento elétrico



Fonte: Alibaba, 2017

2.5 ELEMENTOS DE MÁQUINAS

2.5.1 Eixo

Segundo Budynas e Nisbett (2016) o primeiro passo do dimensionamento de um eixo de transmissão de potência é a elaboração de um croqui inicial. Neste croqui, todos os elementos de máquinas necessários para atender os pré-requisitos do projeto devem ser alocados convenientemente.

2.5.1.1 Critério da rigidez à torção

Para dimensionamento do eixo, a primeira etapa consiste na utilização do critério da rigidez à torção.

Oriundo da resistência dos materiais, este critério calcula qual o diâmetro mínimo que uma determinada seção – de comprimento e material conhecidos – deve assumir para resistir a um torque previamente estipulado e não experimentar deformações superiores às admissíveis que são previamente estipuladas. A fórmula que resume o critério da rigidez à torção é demonstrada na Equação (22).

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot T}{\pi \cdot G \cdot \left(\frac{\theta}{L}\right)}} \quad (22)$$

Onde:

d - diâmetro mínimo para atender à solicitação [mm];

T - momento torçor que a seção em estudo está submetida [$\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$];

G - módulo de cisalhamento do material [MPa];

θ - deformação angular experimentada em função do esforço [rad];

L - comprimento da seção em estudo [mm].

O módulo de cisalhamento do material (G) que está sendo estudado é em função do módulo de elasticidade (E) e seu respectivo coeficiente de Poisson (ν).

Para o aço, os valores do módulo de elasticidade (E) e do coeficiente de Poisson (ν), são constantes, logo, o valor do módulo de cisalhamento também será uma constante conforme a Equação (23).

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} \quad (23)$$

A razão do ângulo admissível de torção (θ) pelo comprimento da seção (L), caracteriza uma grandeza conhecida pela literatura e que em elementos de máquinas é tabelada para dar agilidade aos cálculos. Esta grandeza é a rigidez à torção em função da flexão e seus valores recomendados podem ser vistos na

Tabela 6.

$$R_t = \frac{\theta}{L} \quad (24)$$

Tabela 6 - Valores recomendados para rigidez torcional em função da flexão

Condição de flexão	Muito severo	Severo	Normal	Leve	Muito leve	Inexistente
Rt [deg/m]	0,25	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50

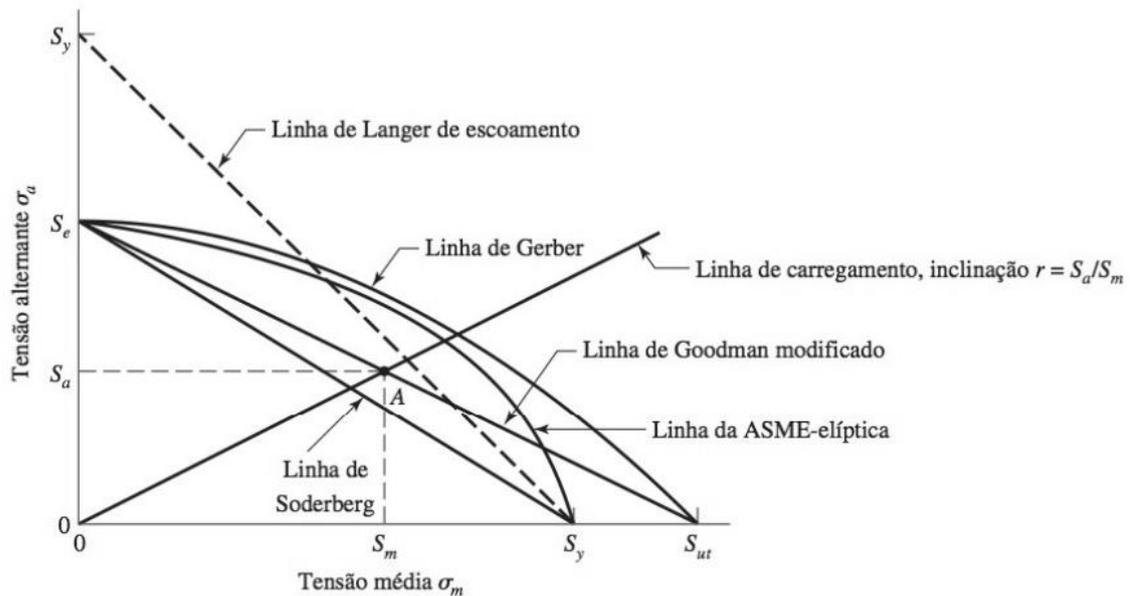
Fonte: Vieira; Barros, 2018

Valores de R_t severos são comumente adotados para regiões onde o momento fletor tende a ser máximo (entre mancais ou extensões em balanço do eixo acopladas a polias ou pinhões), normais e leves para regiões próximas a mancais de rolamento e inexistente para regiões de acoplamento do eixo, conforme Vieira e Barros (2018).

2.5.1.2 Critérios de verificação do eixo

Condições na qual esforços torsores e flexores variam em função do tempo, caracterizam esforço de fadiga. Para tanto, critérios específicos devem ser utilizados. O critério de falha mais testado experimentalmente e utilizado para validação de eixos é o da ASME.

Figura 20 - Diagrama de fadiga e critérios de falha



Fonte: Shigley, 2016

A Figura 20 evidencia graficamente quão conservador o critério da ASME é em relação ao escoamento e à ruptura, evidenciando que pela razão da sua elipse transpassar a linha de Langer, a falha por escoamento pode acontecer.

2.5.1.3 Critério da ASME

Baseado na máxima energia de distorção de Von-misses, o critério da ASME é empiricamente estudado e resume-se à Equação (25).

$$\frac{1}{nf} = \frac{16}{\pi \cdot d^3} \cdot \sqrt{4 \left(\frac{K_{ff} \cdot M_a}{\sigma_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{ft} \cdot T_a}{\sigma_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_{tf} \cdot M_m}{S_{n_{real}}} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{tt} \cdot T_m}{S_{n_{real}}} \right)^2} \quad (25)$$

Onde:

nf - coeficiente de segurança a fadiga;

d - diâmetro [mm];

K_{FF} - fator de concentração de tensão dinâmico para carregamento de flexão;

K_{FT} - fator de concentração de tensão dinâmico para carregamento torcional;

K_{TF} - fator de concentração de tensão estático para carregamento de flexão;

K_{TT} - fator de concentração estático para carregamento torcional;

M_a - magnitude do esforço de flexão alternada [N.mm];

T_a - magnitude do esforço de torção alternada [N.mm];

M_m - magnitude do esforço de flexão médio [N.mm];

T_m - magnitude do esforço de torção médio [N.mm];

σ_e - tensão limite de resistência ao escoamento do material [MPa];

$S_{n_{real}}$ - tensão limite de resistência a fadiga corrigida pela equação de Marin [MPa].

2.5.1.3.1 Concentradores de tensão

Salvo o fator de concentração de tensão K_{TT} que é considerado uma constante unitária para efeitos de cálculo quando o material do eixo estudado for dúctil, existem procedimentos para obtenção destes valores de concentradores que são baseados em gráficos e tabelas.

O fator de concentração de tensão dinâmica para carregamentos de flexão (K_{FF}) depende simultaneamente das condições geométricas da região que está sendo estudada e da forma que os elementos de máquinas estão fixados no eixo, se existirem.

Os valores do K_{FF} devem ser plotados em um gráfico de *hot-spots*, ponto a ponto, separados em K_{FF} de fixação e geométricos. Ao final, os fatores K_{FF} obtidos devem ser somados pela fórmula apresentada na Equação (26).

$$K_{ff} = 1 + (K_{ff\text{geométrico}} - 1) + (K_{ff\text{fixação}} - 1) \quad (26)$$

Os valores para mensurar a magnitude da concentração de tensão que ocorre na região estudada em função da geometria, são valores tabelados e é de acordo com a Tabela 7. Nesta tabela, valores de K_{FF} são dados para regiões de adoçamento, em função da razão entre o menor diâmetro compreendido pelo adoçamento (d), seu raio de adoçamento (r) e a tensão de ruptura do material.

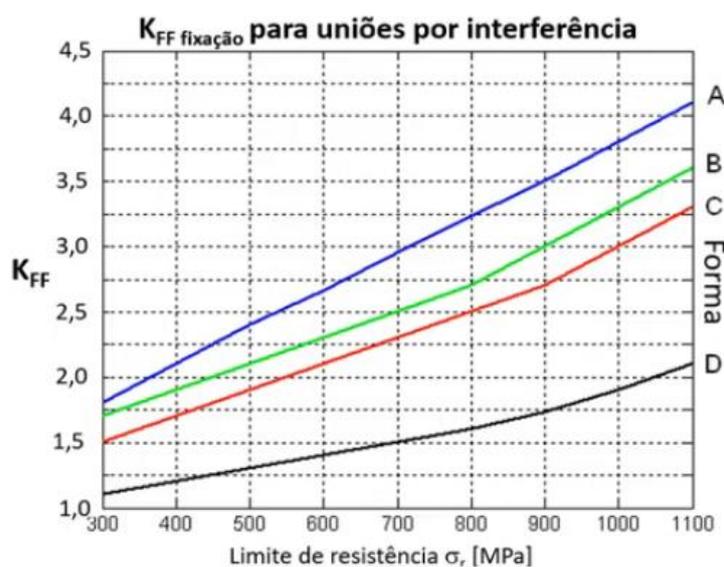
Tabela 7 - K_{FF} em função da geometria

Sr	r/d=0	r/d=0,05	r/d=0,1	r/d=0,15	r/d=0,2	r/d=0,25
400	2,2	1,7	1,5	1,4	1,3	1,25
500	2,5	1,75	1,5	1,4	1,3	1,25
600	2,7	1,8	1,5	1,4	1,3	1,25
800	3,4	2,1	1,7	1,5	1,35	1,3

Fonte: Vieira; Barros, 2018

Já para a concentração de tensão que ocorre em função dos elementos de máquinas afixados no eixo, os valores são obtidos de acordo o Figura 21. Elementos podem ser afixados nos eixos de transmissão de potência por interferência ou adaptação de forma.

Figura 21 - K_{FF} de fixação para uniões por interferência



Fonte: Vieira; Barros, 2018

Figura 22 - K_{FF} de fixação para uniões por adaptação de forma (ranhuras e chavetas)



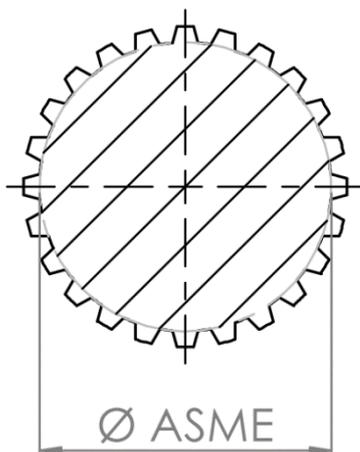
Fonte: Vieira; Barros, 2018

O fator K_{FT} é o coeficiente que corrige a leitura da tensão oriunda da torção dinâmica que os eixos são submetidos. Este é importante principalmente em regiões que existem estrias ou rasgos de chaveta.

Para regiões de estrias ou rasgo de chaveta, o Figura 24 retorna um valor do concentrador de tensão em função do diâmetro da seção estudada e no valor da tensão limite de ruptura do material do eixo.

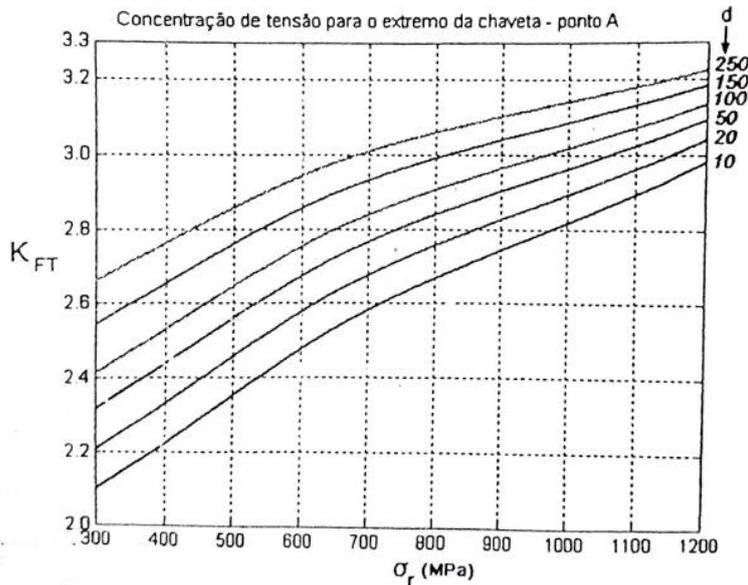
Importante salientar neste caso, que o diâmetro utilizado para o cálculo deve corresponder ao diâmetro de uma seção maciça. No caso de estrias, refere-se ao diâmetro de pé dos dentes da estria.

Figura 23 -Diâmetro utilizado para obtenção do K_{FT}



Fonte: Autores, 2021

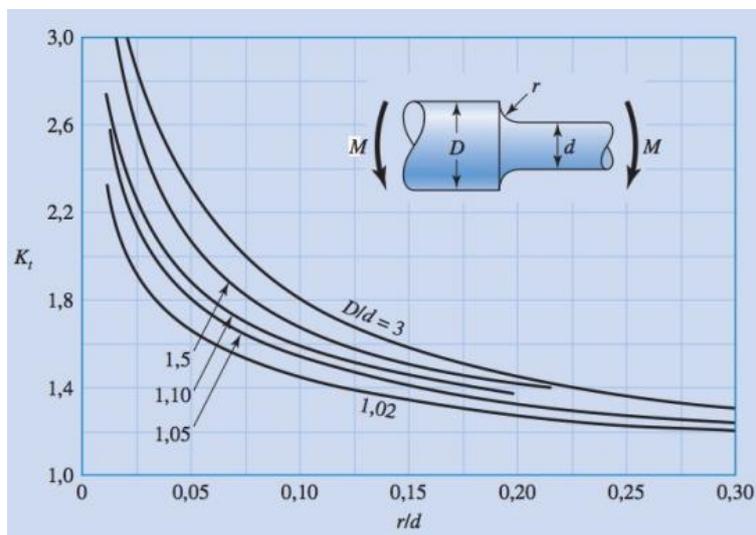
Figura 24 - K_{FT} em função do diâmetro da seção e da tensão limite de ruptura do material



Fonte: Vieira; Barros, 2018

Valores deste fator de concentração de tensão são obtidos por ábacos semelhantes ao da Figura 25. Estes ábacos são divididos em quanto ao tipo de sollicitação que a região está submetida (torção, flexão, tração) e também quanto a variação geométrica existente na região (adoçamento, sangramento de anel elástico, furos para cavilhas...).

Figura 25 - K_r em função do diâmetro da seção e da tensão limite de ruptura do material



Fonte: Vieira; Barros, 2018

2.5.2 Esforços que atuam no eixo

Para verificação do eixo pelo critério da ASME, faz-se necessário estimar os valores dos esforços internos solicitantes alternados e médios do eixo. A obtenção de esforços médios é simplesmente dada pelo cálculo da média aritmética das tensões máxima e mínima.

$$Esforço\ médio = \frac{esforço\ máximo + esforço\ mínimo}{2} \quad (27)$$

A obtenção de esforços alternados difere, pois leva somente em consideração as parcelas que efetivamente provocam distorção de matéria.

$$Esforço\ alternado = \frac{esforço\ máximo - esforço\ mínimo}{2} \quad (28)$$

2.5.2.1 Limite de resistência a fadiga corrigido por Marin

Da teoria da falha por fadiga, faz-se necessário corrigir o limite de resistência a fadiga do material ($S_{n_{cp}}$), para aproximá-lo das condições de trabalho que este efetivamente encontrará. A expressão responsável por esta correção é a equação de Marin.

$$S_{n\ real} = S_{n\ cp} * C_{CARGA} * C_{TAM} * C_{SUP} * C_{TEMP} * C_{CONF} * C_{DIV} \quad (29)$$

Na equação de Marin, diversos fatores de correção são aplicados ao limite de resistência à fadiga ideal do material, onde:

- a) $S_{n_{cp}}$: limite de resistência a fadiga do corpo de prova ensaiado por Marin [MPa];
- b) C_{CARGA} : sensibilidade do material ao tipo de solicitação;
- c) C_{CONF} : corrige o limite de resistência a fadiga do material em função do índice de falha esperado para o eixo;
- d) C_{DIV} : considera tensões residuais, revestimento superficial e corrosão, se existir;
- e) C_{SUP} : correção em função do acabamento superficial da região estudada;

- f) C_{TAM} : correção em função do tamanho do corpo de prova utilizado por Marin em seus ensaios e o corpo que será dimensionado;
- g) C_{TEMP} : leva em consideração a fluência do material para temperaturas elevadas e acima de um determinado valor.

2.5.2.1.1 Limite de resistência a fadiga ($S_{n_{cp}}$)

Para aço, o limite de resistência a fadiga do material utilizado é dado pela Equação (30) e no caso do limite de ruptura ser inferior a 1400 MPa.

$$S_{n_{cp}} = 0,5 \cdot \sigma_r \quad (30)$$

2.5.2.1.2 Correção em função da carga (C_{CARGA})

Os fatores de correção em função da sollicitação aplicado são de acordo a Tabela 8.

Tabela 8 - Fator de correção C_{CARGA}

Solicitação mecânica	C_{CARGA}
Flexão alternada	1,00
Axial alternada	0,70
Torção pura/ alternada	0,58
Cisalhamento puro	0,58
Fadiga multi-axial	1,00

Fonte: Vieira; Barros, 2018

2.5.2.1.3 Correção em função da confiabilidade (C_{CONF})

Os fatores de correção em função do índice de falha são dados pela Tabela 9.

Tabela 9 - Fator de correção C_{CONF}

Índice de falha	Confiabilidade	C_{CONF}
1 em 2	50%	1,000
1 em 10	90%	0,897
1 em 50	95%	0,868
1 em 100	99%	0,814
1 em 1000	99,9%	0,753

1 em 10000	99,99%	0,702
1 em 100000	99,999%	0,659

Fonte: Vieira; Barros, 2018

2.5.2.1.4 Correção em função de fatores diversos (C_{DIV})

Este fator de correção tem a função de suprir algum fator que tenha importância para a obtenção de um limite de resistência mais preciso, porém, não foi compreendido pelos outros fatores de Marin. Especificamente para eixos, C_{DIV} é utilizado para caracterizar a influência dos choques que este eixo experimentará na equação de Marin.

Tabela 10 - Fator de correção C_{DIV}

Condição de carregamento	C_{DIV}
Choques leves	0,667
Choques médios	0,526
Choques fortes	0,400
Choques muito fortes	0,294

Fonte: Vieira; Barros, 2018

2.5.2.1.5 Correção em função do acabamento superficial (C_{SUP})

Associado a Tabela 11, o fator de correção de superfície leva em consideração o acabamento superficial da região estudada e o limite de resistência do material em questão.

Tabela 11 - Fator de correção de superfície C_{SUP}

Acabamento	A	B
Retificado	1,58	-0,085
Usinado	4,51	-0,265
Forjado	272,00	-0,995

Fonte: Vieira; Barros, 2018

A correlação entre os fatores A, B, tensão de ruptura do material e acabamento superficial é dado pela Equação (31).

$$C_{sup} = A \cdot \sigma_R^B \quad (31)$$

2.5.2.1.6 Correção em função do diâmetro do eixo (C_{TAM})

A correção em função do diâmetro do eixo segue conforme a Equação (32).

$$\begin{cases} se\ d \leq 8mm, C_{tam} = 1,0 \\ se\ 8 \leq d \leq 250mm, C_{tam} = 1,189 \cdot d^{-0,097} \\ se\ d \geq 250mm, C_{tam} = 0,6 \end{cases} \quad (32)$$

2.5.2.1.7 Correção em função da temperatura (C_{TEMP})

Correções em função da temperatura são importantes para faixas de exposição que superam 450°C. Nesta faixa de temperatura os efeitos de fluência passam a ser relevantes para materiais ferrosos. Contudo, ao trabalhar com temperatura ambiente o valor da correção é considerado “um”.

2.5.2.2 Verificação do coeficiente de segurança

A verificação torção flexional da ASME é satisfeita caso o valor do coeficiente de segurança a fadiga obtido pela Equação (25) seja maior ou igual ao recomendado pela Tabela 12.

Tabela 12 - Coeficientes de segurança recomendados

N	Condição do material	Condição ambiental	Tensões e cargas	Tensão de projeto	Peso
1,25 a 1,50	alta confiança	controlada	Precisas	σ_e, S_d	Baixo
1,5	Frágil	controlada	Precisas	σ_r, S_d	Baixo
1,5	Conhecido	alta temperatura	Precisas	$S_{fluencia}$	Baixo
1,5 a 2,0	bem conhecido	constante	normais	σ_e, S_d	Baixo
2	Dúctil	constante	normais	σ_e, S_d	Médio
2,0 a 2,5	pouco testado	Normal	normais	σ_e, σ_r, S_d	Médio
2,5 a 3,0	Média	Normal	normais	σ_e, S_d	Alto
3,0 a 4,0	não testado	Normal	normais	σ_e, S_d	Alto
3,0 a 4,0	bem conhecido	Incerta	incertas	σ_e, S_d	Alto

Fonte: Vieira; Barros, 2018

2.5.3 Chaveta

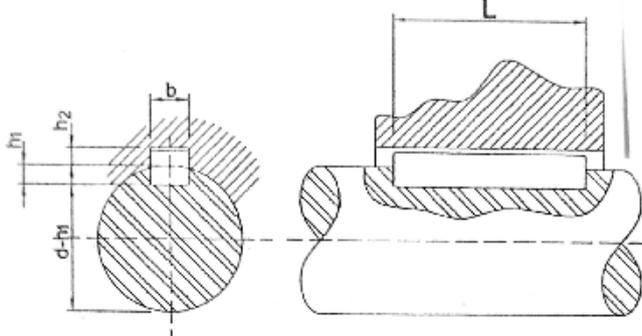
Segundo Vieira Jr (2018), chavetas são pequenas peças metálicas, geralmente de aço, que são introduzidas entre o cubo e o eixo. Uma chaveta serve para fixar tangencialmente o cubo no eixo e ser capaz de transmitir esforços do cubo para o eixo e vice-versa.

2.5.3.1 Dimensões normalizadas de chavetas retangulares

As chavetas retangulares possuem suas dimensões padronizadas de acordo com a norma DIN 6885. De início, é necessário encontrar em qual intervalo o diâmetro do eixo a ser trabalhado se encontra. Com isso, é possível encontrar as dimensões da chaveta. Essas dimensões padronizadas podem ser encontradas na Tabela 13.

Tabela 13 - Chaveta retangulares DIN6885

CHAVETA RETANGULAR DIN 6885



diâmetro do eixo	dados normalizados da chaveta					chanfro		comprimento	
	seção	b	h	h ₁	h ₂	min	max	min	max
< d ≤ 6 a 8	2 x 2	2	2	1.2	1	0.08	0.16	6	20
8 a 10	3 x 3	3	3	1.8	1.4	0.08	0.16	6	36
10 a 12	4 x 4	4	4	2.5	4.8	0.08	0.16	8	45
12 a 17	5 x 5	5	5	3	2.3	0.16	0.25	10	56
17 a 22	6 x 6	6	6	3.5	2.8	0.16	0.25	14	70
22 a 30	8 x 7	8	7	4	3.3	0.16	0.25	18	90
30 a 38	10 x 8	10	8	5	3.3	0.25	0.40	22	110
38 a 44	12 x 8	12	8	5	3.3	0.25	0.40	28	140
44 a 50	14 x 9	14	9	5.5	3.8	0.25	0.40	36	160
50 a 58	16 x 10	16	10	6	4.3	0.25	0.40	45	180
58 a 65	18 x 11	18	11	7	4.4	0.25	0.40	50	200
65 a 75	20 x 12	20	12	7.5	4.9	0.40	0.60	56	220
75 a 85	22 x 14	22	14	9	5.4	0.40	0.60	63	250
85 a 95	25 x 14	25	14	9	5.4	0.40	0.60	70	280
95 a 110	28 x 16	28	16	10	6.4	0.40	0.60	80	320
110 a 130	32 x 18	32	18	11	7.4	0.40	0.60	90	360
130 a 150	36 x 20	36	20	12	8.4	0.70	1.00	100	400
150 a 170	40 x 22	40	22	13	9.4	0.70	1.00	-	-
170 a 200	45 x 25	45	25	15	10.4	0.70	1.00	-	-
200 a 230	50 x 28	50	28	17	11.4	0.70	1.00	-	-
230 a 260	56 x 32	56	32	20	12.3	0.70	1.00	-	-
260 a 290	63 x 32	63	32	20	12.4	1.20	1.60	-	-
290 a 330	70 x 36	70	36	22	14.4	1.20	1.60	-	-
330 a 380	80 x 40	80	40	25	15.4	2.00	2.50	-	-
380 a 440	90 x 45	90	45	28	17.4	2.00	2.50	-	-
440 a 500	100 x 50	100	50	31	19.5	2.00	2.50	-	-

Comprimentos recomendados para chavetas retangulares: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400

L sempre menor que o eixo

Fonte: Vieira; Barros, 2018

Em posse das dimensões, inicia-se o processo de validação da chaveta ao se analisar a falha devido ao esmagamento e a falha devido ao cisalhamento.

2.5.3.2 Falha devido ao esmagamento

Ao ser aplicado um torque T , esse esforço deve ser transmitido pela chaveta ao elemento a ser movido por meio de uma força de compressão na chaveta. Assume-se que a pressão de contato da chaveta com o cubo seja uniformemente distribuída ao longo da área lateral da chaveta. Essa força de contato entre o cubo e a chaveta pode ser calculado através da Equação (33)

$$T = F_c \left(\frac{d}{2} - h_1 + \frac{3}{4} h \right) \quad (33)$$

Onde:

T : torque aplicado;

F_c : força aplicada na lateral da chaveta;

h_1 e h : alturas da chaveta retiradas da Tabela 13.

Sendo assim, a força F_c não deve solicitar a chaveta acima da pressão admissível, valor que pode ser encontrado na Tabela 14. Para isso, tem-se a Equação (34):

$$p = \frac{2F_c}{hL} \leq p_{adm} \quad (34)$$

Onde:

F_c : força aplicada na lateral da chaveta;

h : altura da chaveta;

L : comprimento da chaveta;

P_{adm} : pressão admissível na chaveta

Tabela 14 - Valores recomendados de pressão admissível

VALORES RECOMENDADOS DE p_{adm} - MPa			
Tipos de carregamentos	material do cubo	chavetas côncavas	chavetas retangulares, entalhes e dentados
Choques leves	ferro fundido	40	60
Cargas I ou II	Aço	65	100

Choques fortes Cargas I ou II	ferro fundido	25	40
	Aço	50	80
Choques leves Cargas III	ferro fundido	20	30
	Aço	33	50
Choques fortes Cargas III	ferro fundido	13	20
	Aço	25	35

Fonte: Vieira; Barros, 2018

2.5.3.3 Falha devido ao cisalhamento

Um segundo tipo de falha comum em chavetas é a falha por cisalhamento. Nessa falha, um torque elevado na área longitudinal provoca um esforço de cisalhamento na chaveta.

De forma análoga à falha devido ao esmagamento, a força de cisalhamento Q pode ser calculada a partir do torque externo T pela Equação (35):

$$T = Q \frac{d}{2} \quad (35)$$

Onde:

T - torque aplicado;

Q - esforço de cisalhamento;

d - diâmetro do eixo.

Sendo assim, o esforço Q não deve solicitar a chaveta acima da tensão de cisalhamento admissível, valor que pode ser encontrado na Tabela 15. Então, tem-se a Equação (36):

$$\tau = \frac{Q}{bL} \leq \tau_{adm} \quad (36)$$

Onde

τ - tensão de cisalhamento atuante;

Q - esforço de cisalhamento;

b - largura da chaveta;

L - comprimento da chaveta;

τ_{adm} - tensão de cisalhamento admissível.

Tabela 15 - Valores Recomendados de Tensão de Cisalhamento admissível

VALORES RECOMENDADOS DE τ_{adm} - MPa			
Material da chaveta	Tipos de carregamento		
	I	II	III
Classe 4.6 $\sigma_r = 400$ MPa	54	40	20
Classe 5.8 $\sigma_r = 500$ MPa	72	52	16
Classe 6.8 $\sigma_r = 600$ MPa	87	64	32
Classes 8.8 e 10.9 $\sigma_r = 600$ MPa e 100 Mpa	102	74	37

Fonte: Vieira; Barros, 2018

2.5.4 Estria

Uniões por adaptação de forma estriadas, nada mais são do que uma alternativa às chavetas quando levadas ao limite. Sua aplicação viabiliza a transmissão de faixas mais elevadas de torque por unidade de comprimento, permitem movimentos axiais entre eixo e cubo sob folgas mínimas e são necessárias quando os cálculos indicam a necessidade de mais que duas chavetas para transmitir um determinado esforço torçor.

Essencialmente, a geometria do corpo estriado, regido por norma, remeta a um engrenamento devido a presença dos “dentes”, semelhantes a chavetas esculpidas no próprio eixo.

As estrias conforme DIN 5462, 5463, 5471 e 5472 são as mais utilizadas em aplicações que não tangem o mercado automobilístico. Sua geometria trapezoidal implica em facilidade operacional para produzi-la, porém, este mesmo motivo vem colocando-a em desuso, visto que sua geometria favorece a concentração de tensões.

Em substituição às normas que regem a geometria de estrias quadradas e trapezoidais, as normas DIN 5481 e 5482 vem ganhando espaço. Seu perfil evolvente, semelhante ao de engrenagens, com ângulo de pressão 30° permite manufatura com mais facilidade, garante maior resistência, é capaz de concentrar menos tensões, mitiga a folgas e é recomendado principalmente para aplicações submetidas a altas rotações ou choques constantes.

Tipicamente, estrias estão submetidas somente a esforços torsores, sejam estes alternados ou estáticos. Para tanto, o dimensionamento do corpo estriado é função somente do esforço torçor, que idealmente, se todas as estrias tivessem a mesma espessura, altura de pé de dente e altura de cabeça de dente iguais, distribuiria igualmente o esforço torçor entre todos os dentes. Conforme Norton (2013), somente 75% das estrias experimentam contato e transmitem torque efetivamente, fato este que se deve às imprecisões dos processos de fabricação. Tal ineficiência das estrias, é refletido na forma de um fator multiplicativo na Equação (37).

$$F_c = \frac{4}{3} \cdot \frac{T}{Z \cdot r} \quad (37)$$

Onde:

F_c - força experimentada por cada estria [N];

T - esforço torçor [N.mm];

Z - número de estrias [-];

r - raio de atuação da força F_c [mm].

Para Vieira; Barros (2018), o grande número de estrias submetidas ao esforço torçor, mitiga as chances de falha por cisalhamento, logo, o dimensionamento deve ser feito levando-se em consideração o esmagamento das estrias. A Equação (38) exemplifica o cálculo que deve ser feito para tanto baseado na pressão de contato, que pode ser encontrada na Tabela 15.

$$P = \frac{F_c}{h \cdot L} \leq P_{adm} \quad (38)$$

Da Equação (38), L , representa o comprimento do corpo estriado e h , assim como r , da Equação (37) são função da geometria do estriado. As relações para h e r podem ser vistas na Tabela 16 em função da norma que rege o corpo estriado.

Tabela 16 - Relações geométricas para estria DIN

Norma	R	H
DIN 5462/63 e 5471/72	$\frac{d1 + d2}{2}$	$\frac{d2 - d1}{2}$
DIN 5481	$\frac{d5}{2}$	$\frac{d3 - d1}{2}$

DIN 5482	$\frac{d5}{2}$	$\frac{d3 - d2}{2}$
----------	----------------	---------------------

Fonte: Vieira; Barros, 2018

Onde:

d1 - diâmetro do pé do dente [mm];

d2 - diâmetro da cabeça do dente [mm];

d5 - diâmetro primitivo da estria [mm].

2.5.5 Rolamentos

2.5.5.1 Rolamento radial

O dimensionamento de um rolamento radial se inicia pelo cálculo da vida nominal. Todo rolamento deve possuir uma vida nominal mínima de 5 anos de serviço, em horas. A partir disso, é possível encontrar a capacidade de carga dinâmica mínima do rolamento (C_{\min}) para uma aproximação inicial. O C_{\min} é calculado a partir da Equação (39):

$$L_H = \frac{10^6 \left(\frac{C_{\min}}{P} \right)^p}{60 \cdot n} \text{ (horas)} \quad (39)$$

Onde:

L_H - vida nominal em horas [horas];

C_{\min} - carga dinâmica mínima [kN];

P - carga dinâmica equivalente [kN];

n - rotação [rpm];

p - fator de cálculo.

Vale ressaltar que o fator de cálculo, p , terá um valor igual à 3 caso o rolamento seja de esferas ou 10/3 caso o rolamento seja de rolos.

Já a carga dinâmica equivalente, em primeiro momento, é calculada a partir da resultante das forças verticais e horizontais no ponto de interesse, seguindo a Equação (40).

$$P = \sqrt{(F_V)^2 + (F_H)^2} \quad (40)$$

Onde:

P - carga dinâmica equivalente [kN];

F_V - força vertical [kN];

F_H - força horizontal [kN].

Em mãos da carga dinâmica mínima e do diâmetro do eixo no qual irá ser usado o rolamento, é possível entrar no catálogo de rolamentos e definir o rolamento prévio que poderá ser utilizado. Após isso, será iniciado o processo de recálculo da vida do rolamento.

Inicialmente é necessário determinar mais uma vez as forças resultantes, que é composta por forças horizontais e verticais, nos pontos de apoio poio do eixo. Essa resultante é calculada seguindo a Equação (41).

$$F_R = \sqrt{(F_V)^2 + (F_H)^2} \quad (41)$$

Onde:

F_R - força resultante [kN];

F_V - força vertical [kN];

F_H - força horizontal [kN].

Após definir a força resultante no apoio do eixo, é necessário calcular a carga dinâmica equivalente. Para os rolamentos rígidos de esferas, pode-se usar uma das seguintes expressões:

$$a) \quad P = x \cdot F_R + y \cdot F_A \text{ se } \frac{F_A}{F_R} > e \quad (42)$$

$$b) \quad P = F_R \text{ se } \frac{F_A}{F_R} \leq e \quad (43)$$

Onde:

P - carga dinâmica equivalente;

F_R - força resultante;

F_A - força axial.

Os fatores x e y das Equações (42) e (43) são obtidos pela Tabela 17. É necessário entrar na tabela pela primeira coluna, sendo assim é preciso do fator de cálculo f_0 , da força axial F_A , e da carga estática mínima C_0 .

Tabela 17 - Fatores x e y

$\frac{f_0 F_A}{C_0}$	E	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,3
0,345	0,22	0,56	1,99
0,689	0,26	0,56	1,71
1,03	0,28	0,56	1,55
1,38	0,3	0,56	1,45
2,07	0,34	0,56	1,31
3,45	0,38	0,56	1,15
5,17	0,42	0,56	1,04
6,89	0,44	0,56	1

Fonte: SKF, 2015

Após o cálculo da carga dinâmica equivalente, a vida real do rolamento é calculada pela Equação (44):

$$L_H = \frac{10^6 \left(\frac{C}{P}\right)^p}{60 \cdot n} \quad (44)$$

Onde:

L_H : vida nominal em horas;

C: carga dinâmica;

P: carga dinâmica equivalente;

n: rotação;

p: fator de cálculo.

Se a vida em horas do rolamento for superior à 5 anos de serviço, este rolamento é o suficiente, caso contrário, será necessário um rolamento de maior carga dinâmica

2.5.5.2 Rolamento axial

Rolamentos axiais são rolamentos projetados para suportar cargas majoritariamente axiais, podendo ter como elemento rolante esferas rígidas ou rolos.

O dimensionamento dos rolamentos axiais se assemelha ao dimensionamento dos rolamentos radiais discutido no item anterior, sendo necessário o cálculo da carga dinâmica equivalente (P), vida do rolamento e da carga mínima.

Primeiramente, é necessário encontrar a carga dinâmica mínima (C_{\min}) a partir da Equação (39) para uma vida mínima de 5 anos de serviço. A carga P para um rolamento axial é calculada segundo a Equação (45).

$$P = F_a + 1,2 \cdot F_r \quad (45)$$

quando $\frac{F_r}{F_a} \leq 0,55$.

Em mãos da carga dinâmica mínima e do diâmetro do eixo no qual irá ser usado o rolamento axial, é possível entrar no catálogo de rolamentos e definir o rolamento prévio que poderá ser utilizado. Após isso, será iniciado o processo de recálculo da vida do rolamento segundo a Equação (44). Se a vida em horas do rolamento for superior à 5 anos de serviço, este rolamento é o suficiente, caso contrário, será necessário um rolamento de maior carga dinâmica.

Em seguida, é necessário encontrar a carga de mínima operação do rolamento. Segundo o catálogo da fabricante de rolamentos SKF (2015), em geral, o peso dos componentes suportados pelo rolamento juntamente com as forças externas já excede a carga mínima necessária. Caso não excedam, o rolamento precisa ser submetido a uma carga adicional. A equação utilizada para calcular a carga mínima de um rolamento axial é a Equação (46).

$$F_{am} = A \left(\frac{n}{1000} \right)^2 \quad (46)$$

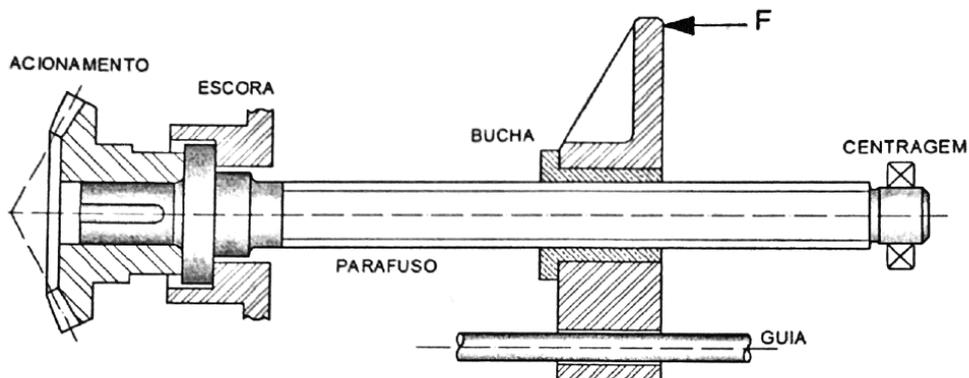
2.5.6 Fusos de movimento

Parafusos de movimento, também chamados de parafusos de potência, são utilizados em sua grande maioria para executar um movimento axial a partir da conversão de seu movimento rotativo.

Tipicamente, um parafuso de movimento faz parte de um conjunto de elementos mecânicos que auxiliam na conversão do movimento citado acima. Esses elementos são:

- acionamento: ponto de aplicação de torque, geralmente realizado por alavanca, polia ou engrenagem;
- bucha: ponto onde há a conversão do torque em força axial. Em caso de sistemas reversíveis, onde um movimento axial pode gerar um movimento rotacional, há a conversão da força axial em um torque;
- escora: ponto de apoio axial do parafuso;
- centragem: apoio que impede a movimentação do parafuso no sentido radial. Este elemento pode estar ausente em algumas aplicações;
- guias: elemento que permite a aplicação de cargas excêntricas sem o risco de travamento da bucha.

Figura 26 - Elementos mecânicos do conjunto



Fonte: Vieira; Barros, 2018

2.5.6.1 Relação entre força aplicada e a força axial no parafuso

Para o início do dimensionamento de um parafuso de movimento, inicialmente, é preciso determinar o torque necessário para movimentar a bucha. Vale ressaltar que o torque necessário para levantar e abaixar a bucha são diferentes. Sendo assim, chamaremos de T_1 o torque de levantamento e T_2 o torque de abaixamento.

Para a definição do torque de subida, é utilizada a seguinte expressão de Equação (47):

$$T_1 = F \cdot \frac{d_2}{2} \tan(\varphi + \alpha) [N \cdot m] \quad (47)$$

Já para definir o torque de descida, é utilizada a expressão de Equação (48) :

$$T_2 = F \cdot \frac{d_2}{2} \tan(\varphi - \alpha) [N.m] \quad (48)$$

Onde:

F: força que se deseja impor [N];

d_2 : diâmetro primitivo da rosca [m];

φ : o ângulo de atrito [°];

α : ângulo de hélice [°] .

Os materiais envolvidos entre bucha/porca, o parafuso e seu tipo de rosca influenciam no coeficiente de atrito efetivo. A Tabela 18 fornece os valores aproximados para diversas configurações e perfis de rosca e bucha os ângulos de atrito.

Tabela 18 - Ângulos de atrito para configurações porca/bucha e parafuso

Material		Condição	perfil da rosca		
Parafuso	porca/bucha		quadrada $\theta = 0^\circ$	métrica $\theta = 60^\circ$	trapezoidal e acme
Aço	Aço	seco	8,8°	9,6°	9,1°
Aço	Aço	lubrificado	6,1°	6,8°	6,3°
Aço	latão/bronze/F°F°	seco	11,5°	13°	11,9°
Aço	latão/bronze/F°F°	lubrificado	6,1°	6,8°	6,3°
Aço	Teflon	seco/lub.	2,2°	2,3°	2,3°
Aço	Náilon	seco/lub.	5,7°	6,6°	5,9°

Fonte: Vieira; Barros, 2018

Já o ângulo de hélice (α) é calculado pela seguinte Equação (49):

$$\alpha = \arctg \left(\frac{Z \cdot P}{\pi \cdot d_2} \right) [^\circ] \quad (49)$$

Onde:

Z: número de entradas do parafuso;

P: passo do parafuso [mm];

d_2 : diâmetro primitivo da rosca [mm].

Vale ressaltar que, na Equação (48) o torque T_2 necessário para abaixar a carga é positivo quando $\varphi > \alpha$, ou seja, esse torque deve vencer o atrito entre a bucha e o parafuso, porém é auxiliado pela inclinação da hélice α que favorece o desenrolar do parafuso. Essa condição é chamada de irreversibilidade do parafuso e impede que a carga desça por conta própria. Logicamente, quando $\varphi < \alpha$, T_2 assume valor negativo indicando que não é necessário aplicar torque algum para a carga descer e o parafuso se desenrola sem esforço.

2.5.6.2 Apresentação dos critérios para o dimensionamento de um parafuso de movimento

Normalmente, a maioria das tensões que atuam em um parafuso de movimento ocorrem na região da rosca. Em se tratando de parafusos de movimento, existem quatro modelos de falhas distintos que devem analisados para garantir o perfeito dimensionamento do parafuso de movimento. São esses:

- esmagamento dos filetes por pressão de contato excessiva no flanco;
- cisalhamento dos filetes;
- tensões combinadas no corpo do parafuso;
- flambagem no caso de carregamentos axiais de compressão.

2.5.6.2.1 Critério de esmagamento dos filetes

O critério de esmagamento dos filetes toma como base a pressão média no flanco dos filetes do parafuso em contato com a bucha (p_{ADM}). Os valores de p_{ADM} são obtidos a partir das propriedades dos materiais e o desgaste permitido da bucha e do parafuso. Sendo assim, para parafusos de aço, temos as seguintes recomendações segundo a Tabela 19.

Tabela 19 - Pressão admitida por material

Bucha	p_{adm} (MPa)
Aço	10
Bronze e ligas	13,8
Ferro fundido maleável	5,5
Teflon	8,5

Náilon	13,8
Grafite	4,2

Fonte: Vieira; Barros, 2018

A pressão média no flanco dos filetes do parafuso é calculada através da Equação (50):

$$p_{ADM} \geq \frac{2F}{m\pi d_2} [MPa] \quad (50)$$

Onde:

m: tamanho da bucha [mm];

d₂: diâmetro primitivo do parafuso [mm];

F: força exercida [N];

p_{ADM}: pressão média no flanco dos filetes do parafuso [MPa].

2.5.6.2.2 Critério de cisalhamento transversal dos filetes

A máxima tensão de cisalhamento transversal ocorre na região do diâmetro de raiz do primeiro filete da bucha. Essa tensão é dada pela Equação (51) :

$$\tau_{MAX} = \frac{0,57F}{A_{CIS}} \leq \frac{\tau_e}{n_c} [MPa] \quad (51)$$

Onde:

F: força exercida [N];

A_{CIS}: área de cisalhamento [mm²];

n_c: fator de segurança;

τ_e: tensão de cisalhamento transversal [MPa];

τ_{MAX}: máxima tensão de cisalhamento [MPa] .

Ao se utilizar o critério de Tresca, com σ_e = 2τ_e por ser mais conservador, e considerando que a área de cisalhamento do primeiro filete é A_{CIS} = 0,5πd₃P, tem-se a Equação (52):

$$\tau_{MAX} = \frac{2,28F}{\pi d_3 P} \leq \frac{\sigma_e}{n_c} [MPa] \quad (52)$$

Onde:

F: força exercida [N];

σ_e : tensão limite de escoamento [MPa];

d_3 : diâmetro de raiz do parafuso [mm];

P: passo do parafuso [mm];

n_c : fator de segurança;

τ_{MAX} : máxima tensão de cisalhamento [MPa].

O fator de segurança n_c pode ser determinado segundo a Tabela 12.

2.5.6.2.3 Tensões combinadas no corpo do parafuso

Sabe-se que, na maioria das aplicações, os esforços internos em um parafuso são apenas torção e força axial que atuam simultaneamente em uma dada seção transversal. Os esforços de flexão em qualquer plano transversal do parafuso possuem a tendência de provocar a rotação da bucha e devem ser eliminados através de guias ou roletes uma vez que a flexão do parafuso pode causar o travamento da bucha.

O efeito combinado da tensão normal e da tensão de cisalhamento máxima devido à torção é obtido através do critério de von Mises dado pela Equação (53).

$$\sigma_{EQ} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{N}{A_S}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{0,2d_3^3}\right)^2} \leq \frac{\sigma_e}{n_{mec}} [MPa] \quad (53)$$

Onde:

N: força normal [N];

A_S : área transversal resistente [mm²];

T: torque exercido [N.mm];

d_3 : diâmetro de raiz do parafuso [mm];

n_{mec} : fator de segurança mecânico;

σ_e : tensão limite de escoamento [MPa].

2.5.6.2.4 Flambagem do corpo do parafuso

Segundo Beer e Johnson (2014), o objetivo de um critério de flambagem é definir a tensão de compressão crítica (σ_{CRIT}) a partir da qual o parafuso é instável. Um dos critérios mais utilizados para o cálculo dessa tensão crítica em peças esbeltas de elementos de máquinas sujeitas a cargas concêntricas é chamado de critério Euler-Johnson, que será explorado mais à frente. Logo, para evitar a flambagem, é necessário que a tensão atuante no parafuso seja menor que essa tensão crítica, como mostra a Equação (54) abaixo.

$$\frac{F}{A_S} \leq \frac{\sigma_{CRIT}}{n_{fl}} \text{ [MPa]} \quad (54)$$

Onde:

F: força exercida [N];

A_S : área resistente do parafuso [mm^2];

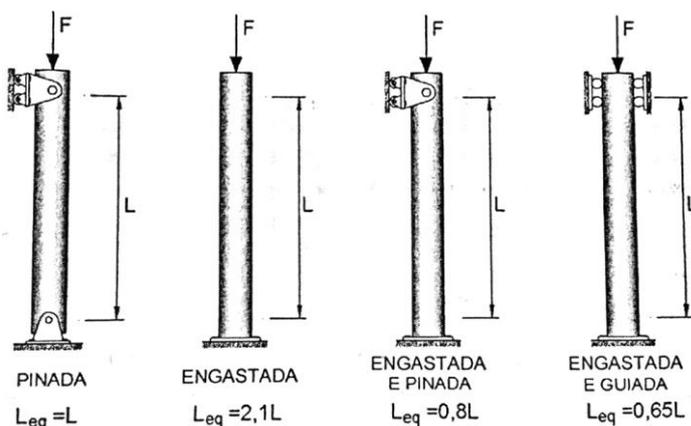
σ_{CRIT} : tensão de compressão crítica [MPa];

n_{fl} : coeficiente de segurança à flambagem [MPa].

Primeiro, é necessário definir o comprimento equivalente do parafuso. Esse comprimento equivalente é calculado a partir das condições de contorno do problema a ser solucionado. A

Figura 27 mostra os comprimentos equivalentes recomendados para as principais situações.

Figura 27 - Comprimentos equivalentes por situação



fonte: Vieira; Barros, 2018

Uma vez determinado o comprimento equivalente é possível calcular o índice de esbeltez. Esse índice é a base para os critérios de flambagem para fusos de movimento sob cargas puramente axiais e é obtido pela razão entre o comprimento equivalente do parafuso e o raio de giração, que pode ser substituído por um quarto do diâmetro de raiz do parafuso, como mostra a Equação (55).

$$\lambda = \frac{L_{EQ}}{r_G} = \frac{4L_{EQ}}{d_3} \quad (55)$$

Onde:

λ : índice de esbeltez;

L_{EQ} : comprimento equivalente [mm];

r_G : raio de giração [mm];

d_3 : diâmetro de raiz do parafuso [mm].

Por fim, para definir qual dos dois critérios irá ser usado, é necessário encontrar o valor limite do índice de esbeltez que é calculado pela Equação (56):

$$\lambda_{LIM} = \sqrt{\frac{2E\pi^2}{\sigma_e}} \quad (56)$$

Onde:

λ_{LIM} : limite do índice de esbeltez;

E : módulo de elasticidade [GPa];

σ_e : tensão limite de escoamento [GPa].

Finalmente, o critério de Euler-Johnson é dado pelo conjunto de Equações (57) e (58) :

a) para $\lambda \geq \lambda_{LIM}$, segue o critério de Euler: $\sigma_{CRIT} = \frac{E\pi^2}{\lambda^2}$ (57)

b) para $\lambda < \lambda_{LIM}$, segue o critério de Johnson: $\sigma_{CRIT} = \left(1 - \frac{\lambda^2}{2\lambda_{lim}^2}\right)\sigma_e$ (58)

Onde:

σ_{CRIT} : tensão de compressão crítica [MPa];

E: módulo de elasticidade [GPa];

λ : índice de esbeltez;

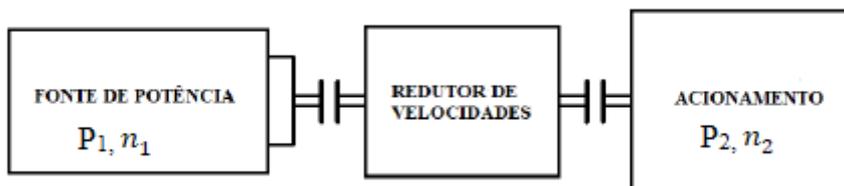
λ_{LIM} : limite do índice de esbeltez;

σ_e : tensão limite de escoamento [MPa].

2.5.7 Redutores

O redutor de velocidades tem como função transmitir movimento rotativo de uma fonte de potência para um eixo acionador, para qualquer que seja a sua aplicação (JELASKA, 2012). Dessa forma, o redutor fica situado entre a fonte de potência e o acionamento (Figura 28) e a conexão entre as unidades é feita através de acoplamentos ou embreagens.

Figura 28 - Desenho esquemático da aplicação do redutor de velocidades



Fonte: Jelaska, 2012

Uma característica de grande relevância dos redutores de velocidade é o seu rendimento (h) que representa a energia efetivamente aproveitada em trabalho útil, pois parte da potência total fornecida ao mecanismo é dissipada. Isso ocorre por diversos motivos, como atrito ou eventuais falhas, e geralmente a dissipação se dá através de ruído, calor e vibração. Dessa forma o rendimento é definido pela Equação (59).

$$h = \frac{P_1}{P_2} \quad (59)$$

Outro fator de importância que se deve analisar no redutor de velocidades é a relação de transmissão, que é definida através do quociente entre a velocidade angular de entrada (n_1) e a

velocidade angular de saída (n_2) ou entre o torque de saída (T_2) e o de entrada (T_1), conforme as Equações (60) e (61) respectivamente.

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (60)$$

$$i = \frac{T_2}{T_1} \quad (61)$$

As transmissões mecânicas se dividem em dois grandes grupos, estruturadas pela forma que a potência é transmitida, seja por fricção ou por contato direto. O primeiro grupo contempla as transmissões por correias e por discos de fricção, já segundo grupo, estão as engrenagens, correntes e correias dentadas. Na Tabela 20 pode-se verificar a comparação entre alguns tipos de transmissões mecânicas.

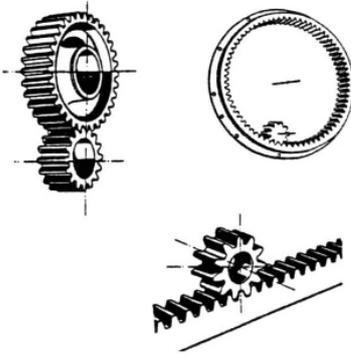
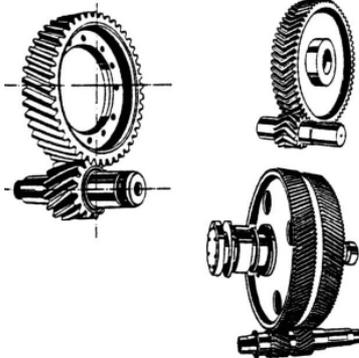
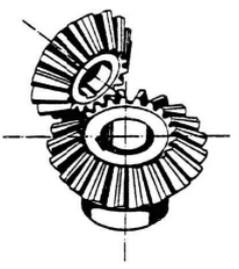
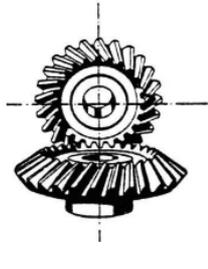
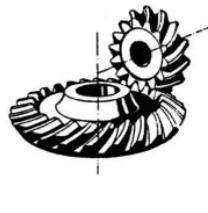
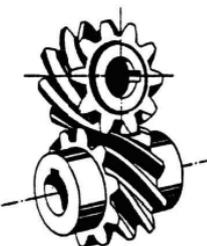
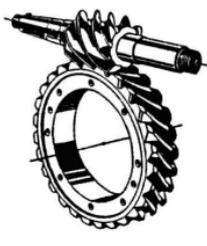
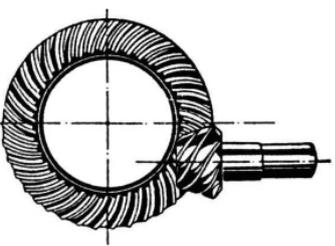
Tabela 20 - Comparativo entre os tipos de transmissões mecânicas

Tipo de transmissão	Relação de transmissão máxima	Eficiência	Capacidade de transmissão (MW)	Velocidade angular (rpm)	Velocidade periférica (m/s)	Relação peso/potência (kg/kW)
Engrenagens cilíndricas	45	0,99	35	100000	40	0,2 ... 1,0
Trens de engrenagens planetários	1000	0,996	65	150000	200	0,4 ... 1,8
Engrenagens cônicas	8	0,98	4	50000	130	0,6 ... 2,5
Engrenagens hipoidais	50	0,9	1	20000	50	0,7 ... 3,0
Engrenagens cruzadas	100	0,95	0,08	20000	50	1,5 ... 6,0
Correias	20	0,98	3,6	200000	120	1,5 ... 6,0
Correias em V	15	0,94	4	8000	40	1,0 ... 5,0
Sem-fim	100	0,98	1,5	50000	70	0,2 ... 4,5
Discos de fricção	8	0,98	0,25	10000	50	8 ... 30
Correntes	15	0,99	5	30000	40	6 ... 10

Fonte: Jelaska, 2012

A Tabela 21 detalha os diferentes tipos de engrenagens e indica os valores nominais de algumas das suas principais características de funcionamento.

Tabela 21 - Diferentes tipos de engrenagens

ENGRENAGENS PARALELAS OU CILÍNDRICAS (EIXOS PARALELOS)			
DENTADO RECTO	DENTADO HELICOIDAL		OBSERVAÇÕES
			<p>Para mecanismos com um ou mais andares de transmissão e com as seguintes características limites nominais:</p> <p>Razões de transmissão até 8:1 (10:1), por andar. Potências até 15 000 kW a 22 400 kW. Velocidades tangenciais no primitivo de funcionamento até 150 a 200 m/s. O rendimento, por andar, situa-se entre 95% e 99% (98%).</p>
ENGRENAGENS CONCORRENTES OU CÔNICAS (EIXOS CONCORRENTES)			
DENTADO RECTO	DENTADO INCLINADO	DENTADO ESPIRAL	OBSERVAÇÕES
			<p>Para razões de transmissão até 6:1 (8:1). Potências até 370 (recto) a 740 kW (inclinado). Velocidades tangenciais no primitivo de funcion. até 50 a 75 (150) m/s. Para aumentar a capacidade de carga (até 3 700 kW) e o rendimento, diminuindo o ruído, utilizam-se dentes espirais. O rendimento é idêntico ao das engrenagens cilíndricas (97% a 99%).</p>
ENGRENAGENS ESQUERDAS (EIXOS NÃO COMPLANARES)			
DENTADO HELICOIDAL	PARAFUSO SEM-FIM / RODA DE COROA	DENTADO HIPÓIDE	
			
<p>OBSERVAÇÕES:</p> <p>Razões de transmissão até 5:1 e pequenos entreeixos, mas também (20:1 a 100:1). Para a transmissão de baixas potências (até 75 kW), pois o contacto entre dentes inicial é do tipo pontual. Veloc. tangenciais no primitivo de funcionamento até 25 a 50 m/s. Os rendimentos aproximam-se dos registados nas engrenagens cilíndricas helicoidais (até 95%).</p>	<p>Razões de transmissão de 10:1 até 60:1 (100:1). Potências até 560 a 750 kW. Velocidades tangenciais no primitivo de funcionamento até 60 a 70 m/s. O rendimento situa-se entre 45% e 95%, sendo superior para menores razões de transmissão. Baixos níveis de ruído e de vibrações.</p>	<p>Razões de transmissão até 10:1, (20:1 a 100:1), pois o número de dentes do pinhão pode descer até 5. Para pequenas distâncias entre eixos, com uma redução de ruído. Potências até 740 kW. Veloc. tang. no prim. de func. até 40 a 75 m/s. Rendimentos ligeiramente inferiores aos registados nas engrenagens cônicas, desde (60%) até 85% a 95% e um aquecimento um pouco mais elevado.</p>	

Como pode ser observado na Tabela 21 as engrenagens de parafuso sem-fim / roda de coroa tem as seguintes características principais:

- a) os eixos normalmente possuem um ângulo de 90° entre si;
- b) o escorregamento entre os flancos dos dentes, contribui para a suavidade do funcionamento e que proporciona um baixo ruído, no entanto, é necessário cuidados especiais relativamente ao estado de superfície dos flancos dos dentes e à sua lubrificação, para limitar a potência permitida ao desgaste;
- c) o funcionamento do engrenamento como multiplicador de velocidade (acionamento a partir da roda de coroa) está sujeita a restrições geométricas que podem originar a irreversibilidade do sistema.;
- d) possui uma larga faixa de relação de transmissão $i = 1:1$ até 100:1 (em redução) e $i = 1:1$ até aproximadamente 15:1 (em multiplicação);
- e) possui um rendimento entre 95% e 45%, que diminui com ângulos de inclinação da hélice do parafuso baixos, quando o conversor opera como multiplicador, para velocidades de escorregamento baixas e configurações reduzidas (abaixo de 50%);
- f) possui um contato linear entre os flancos dos dentes e à existência de vários pares de dentes simultaneamente em contato (entre 2 e 4). Essas características possibilita a transmissão de uma carga elevada.

2.5.8 Potência equivalente (P_e)

A potência equivalente tem como função quantificar a influência das condições externas sobre o funcionamento do equipamento. Para o cálculo da P_e é necessário determinar o fator de serviço, com isso, deve-se classificar a carga que a máquina estará submetida, conforme Tabela 22.

Tabela 22 – Classificação de cargas

<p>U - Carga uniforme M - Choques moderados F - Choques fortes * Tempo de trabalho acima de 10h/dia ** Torre de resfriamento deve ser analisado redutor específico - sob consulta</p>
--

Fonte: WEG Cestari, 2017

Conhecendo-se a classificação da carga de serviço, tempo de trabalho diário e a máquina que irá realizar o acionamento, pode-se determinar o fator de serviço através da Tabela 23.

Tabela 23 – Fatores de serviço FS

		Classificação de serviço da máquina acionada		
		Carga uniforme	Choques moderados	Choques fortes
Acionamento por	Tempo de Trabalho	U	M	F
Motor elétrico ou turbina a vapor	Ocasional até ½ h/dia	0,80	0,90	1,00
	Intermitente até 2 h/dia	0,90	1,00	1,25
	Até 10 h/dia	1,00	1,25	1,50
	Acima de 10 h/dia	1,25	1,50	1,75
Motor a explosão Multicilindro ou Motor Hidráulico	Ocasional até ½ h/dia	0,90	1,00	1,25
	Intermitente até 2 h/dia	1,00	1,25	1,50
	Até 10 h/dia	1,25	1,50	1,75
	Acima de 10 h/dia	1,50	1,75	2,00
Motor a explosão de 1 cilindro	Ocasional até ½ h/dia	1,00	1,25	1,50
	Intermitente até 2 h/dia	1,25	1,50	1,75
	Até 10 h/dia	1,50	1,75	2,00
	Acima de 10 h/dia	1,75	2,00	2,25
Motor elétrico com partidas e paradas frequentemente	Ocasional até ½ h/dia	0,90	1,00	1,25
	Intermitente até 2 h/dia	1,00	1,25	1,50
	Até 10 h/dia	1,25	1,50	1,75
	Acima de 10 h/dia	1,50	1,75	2,00

O tempo de trabalho especificado como ocasional e intermitente refere-se ao tempo total de operação por dia. Por partidas e paradas frequentes entende-se mais de 10 partidas por hora.

Fonte: WEG Cestari, 2017

Com o FS definido, pode-se calcular a potência equivalente, multiplicando o fator de serviço pela potência efetiva (P_c), que é a potência nominal de trabalho da máquina movida. Conforme Equação (62).

$$P_e = P_c . FS \quad (62)$$

3 METODOLOGIA

Neste tópico serão abordadas as decisões tomadas pelo grupo, com base no referencial teórico apresentado anteriormente.

3.1 DEFINIÇÃO DO PRODUTO

Uma vez que o projeto reCiclo tem como objetivo a confecção de um maquinário de pequeno porte, as dimensões do produto final a ser produzido pela máquina ficam limitadas as dimensões do forno, sendo que o mesmo precisa comportar a matriz. Além disso, como o foco do trabalho é o projeto da máquina e não o desenvolvimento do produto final, foi decidido que a peça produzida terá o objetivo de demonstrar a capacidade da modularização das matrizes.

Para o desenvolvimento do projeto, as peças a serem produzidas deverão ser alinhadas às necessidades do mercado que o projeto está voltado, ou seja, o produto final deverá: agregar valor ao plástico de origem reciclável; ser de simples geometria para a redução do custo com a matriz; pequeno porte para uma maior produção por ciclo; não constituir um conjunto, ou seja sem a necessidade de peças de montagem, por exemplo parafusos de fixação, pregos, madeira, etc; não seja voltado para o trabalho com alimentos, como por exemplo tabuas de corte e recipientes tipo Tupperware® por exigências dos órgãos sanitários. Levando em consideração as premissas levantadas anteriormente, foi realizado um benchmarking para conhecermos produtos que abrangiam todas essas premissas e logo em seguida, tais produtos foram avaliados para a viabilidade da produção.

O critério de avaliação dos produtos propostos seguiu conforme a Tabela 24. Atribui-se valores de zero a três, quanto mais próximo de três maior é a dificuldade no processo de produção.

Tabela 24 – Critério de avaliação

Critério de avaliação	
0	Inexistente
1	Baixa
2	Média
3	Alta

Fonte: Autores

Sendo assim, foram feitas as Tabela 25 à Tabela 30 de avaliação para cada um dos produtos propostos. Foram analisados os seguintes tópicos dimensões que considera o tamanho do produto, responsabilidade mecânica que são os esforços que produto precisa atender, responsabilidade dimensional são as tolerâncias dimensionais, repetibilidade por ciclo são a quantidade de peças produzidas por ciclo e peças externas são os componentes adicionais necessários para formar o produto.

Tabela 25 - Avaliação do banco/cadeira (possuindo uma somatória de 11 pontos)

Banco/ Cadeira		
	Dimensões	3
	Responsabilidade Mecânica	3
	Responsabilidade Dimencional	1
	Repetibilidade por Ciclo	1
	Peças Externas	3

Fonte: Autores

Tabela 26 - Avaliação das chapas para casinha de cachorro (possuindo uma somatória de 9 pontos)

Chapas para casinha de cachorro		
	Dimensões	3
	Responsabilidade Mecânica	2
	Responsabilidade Dimencional	1
	Repetibilidade por Ciclo	1
	Peças Externas	2

Fonte: Autores

Tabela 27 - Avaliação do ladrilho (possuindo uma somatória de 6 pontos)

Ladrilho		
	Dimensões	1
	Responsabilidade Mecânica	1
	Responsabilidade Dimencional	1
	Repetibilidade por Ciclo	3
	Peças Externas	0

Fonte: Autores

Tabela 28 - Avaliação do *skateboard* (possuindo uma somatória de 11 pontos)

Skate Board		
	Dimensões	2
	Responsabilidade Mecânica	3
	Responsabilidade Dimencional	2
	Repetibilidade por Ciclo	1
	Peças Externas	3

Fonte: Autores

Tabela 29 - Avaliação da raquete de *ping-pong* (possuindo uma somatória de 6 pontos)

Raquete de Ping-Pong		
	Dimensões	1
	Responsabilidade Mecânica	2
	Responsabilidade Dimencional	1
	Repetibilidade por Ciclo	2
	Peças Externas	0

Fonte: Autores

Tabela 30 - Avaliação do vaso (possuindo uma somatória de 4 pontos)

Vaso		
	Dimensões	1
	Responsabilidade Mecânica	1
	Responsabilidade Dimencional	1
	Repetibilidade por Ciclo	1
	Peças Externas	0

Fonte: Autores

Ao final da avaliação, os produtos escolhidos para serem produzidos por este projeto foram o ladrilho e o vaso, por serem produtos que apresentaram menor dificuldade de produção apresentando assim, uma menor pontuação em nosso critério.

3.1.1 Material do produto

Para a seleção do material a ser utilizado no projeto, foi escolhido a categoria dos termoplásticos, por serem recicláveis. Os termoplásticos (aos quais serão referidos apenas como plástico) são divididos em outras subcategorias, dependendo de sua estrutura e propriedades, e podem ser reconhecidos por seu nome ou número, que geralmente deve ser impresso ou gravado em algum lugar em seus produtos. Os mais comuns são: Polietileno Tereftalato (PET), polietileno de alta densidade (PEAD), policloreto de polivinila (PVC), Polietileno de Baixa Densidade (PEBD), polipropileno (PP) e poliestireno (PS).

Para a escolha do termoplástico, foi pensando em selecionar um que estivesse presente em grandes quantidades nas cooperativas e pequenas empresas do ramo da reciclagem. Através de visitas, foi verificado que o PET e o PEAD estão presentes em maiores quantidades. Para a escolha, foram analisadas as propriedades consideradas importantes ao projeto, através do software Ansys GRANTA Selector, conforme Tabela 31. Para facilitar a visualização das propriedades, também foram desenvolvidos diagramas de Ashby, conforme Figura 29, Figura 30 e Figura 31.

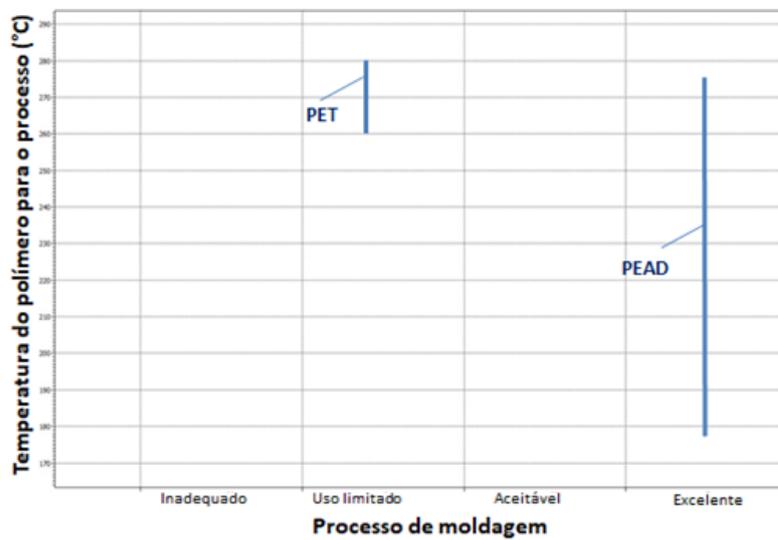
Tabela 31 - Propriedades do PET e PEAD

Propriedades / Termoplásticos	PET	PEAD
Processo de moldagem	Uso limitado	Excelente

Ponto de fusão (°C)	237 - 277	130 - 137
Temperatura do polímero para o processo (°C)	260 - 280	177 - 274
Limite de escoamento (MPa)	50 - 55	26 - 31
Preço (BRL/kg)	4,76 - 5,92	5,03 - 5,34
Pegada de carbono, reciclagem (kg/kg)	1,45 - 1,6	0,898 - 0,993
Energia incorporada, reciclagem (MJ/kg)	26,8 - 29,6	25,4 - 28,1

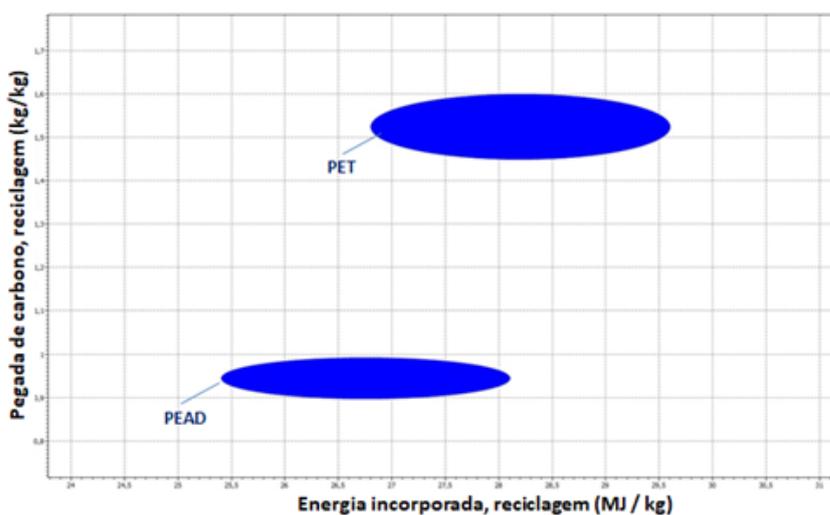
Fonte: “Adaptado do” Ansys GRANTA Selector

Figura 29 - Temperatura do polímero para o processo vs Processo de moldagem



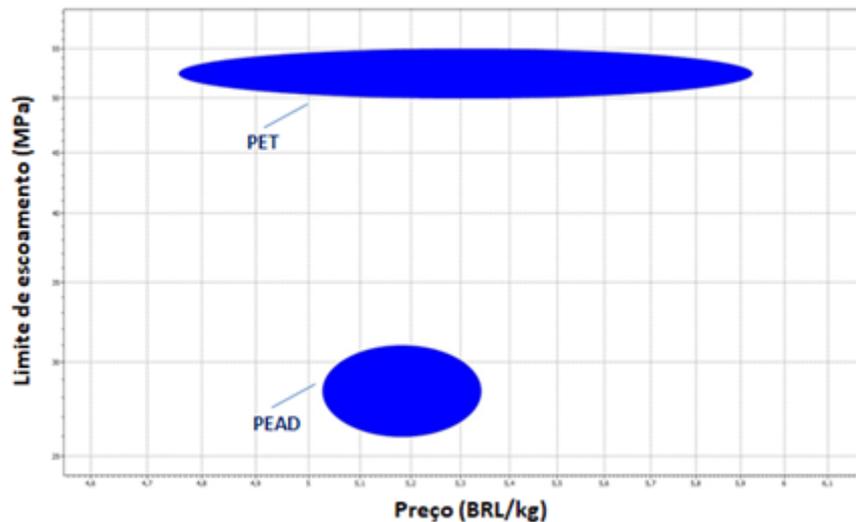
Fonte: “Adaptado do” Ansys GRANTA Selector

Figura 30 – Pegada de carbono, reciclagem vs Energia incorporada, reciclagem



Fonte: “Adaptado do” Ansys GRANTA Selector

Figura 31 – Limite de escoamento vs Preço



Fonte: “Adaptado do” Ansys GRANTA Selector

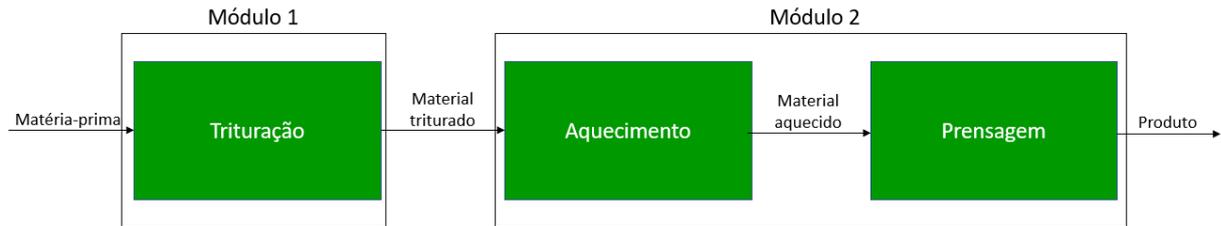
Foi selecionado o PEAD pelo fato de o material exigir uma menor temperatura para o processo de prensagem (*Melt temperature*), apresentar maior facilidade de conformação (*Molding process*), apresentar uma menor pegada de carbono no processo de reciclagem (*CO2 footprint, recycling*) e também ser necessário menor energia para reciclagem (*Emodied energy, recycling*), quando comparado ao PET. Foi verificado uma menor resistência mecânica e menor preço, porém a diferença nos valores não foram consideradas relevantes para o desenvolvimento dos produtos.

O PEAD é frequentemente usado em recipientes de comida e bebida, bem como em garrafas de leite, óleo de motor, garrafas de *shampoo*, garrafas de sabão, detergentes, alvejantes, brinquedos e tampas de garrafa. Os produtos deste tipo de plástico são frequentemente mais fáceis de coletar, separados e limpos.

3.2 PROCESSO E MAQUINÁRIO

Para a obtenção dos produtos almejados pelo grupo será necessário que a matéria prima (embalagens, objetos, suportes plásticos e outros) passe por um determinado processo produtivo, o qual é mostrado na Figura 32:

Figura 32 - Processo produtivo do projeto reCiclo



Fonte: Autores

Este processo foi inspirado em outro já existente e desenvolvido pela comunidade *Precious Plastic*, a qual busca encontrar soluções para a reciclagem do plástico utilizando-se de ferramentais e maquinários reutilizados. Seus projetos são abertos ao público em geral, para que desse modo seja incentivada a implementação de processos de reciclagem pela comunidade global.

Nos tópicos a seguir será discutido um pouco mais sobre o maquinário envolvido no processo de produção dos produtos citados anteriormente.

3.3 TRITURADOR

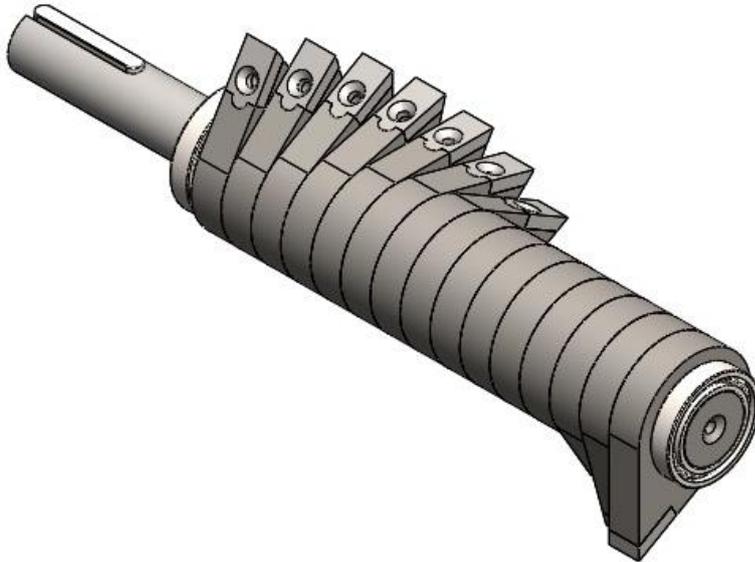
3.3.1 Escolha do modelo do triturador

Como o material escolhido pelo grupo foi o PEAD, por ter apresentado vantagens conforme supracitadas. Considerando este aspecto, a vazão que o triturador amador e de pequeno porte deverá fornecer é de aproximadamente 30 Kg/h (*PRECIOUS PLASTIC*, 2020), conforme benchmarking de trituradores que produzem flocos de PEAD em tamanhos maiores.

Como o objetivo inicial era obter um maquinário de baixo custo e que ocupasse pouco espaço dos clientes, o modelo escolhido do triturador foi o de único eixo, com facas mais delgadas, atendendo ao requisito de trituração do PEAD com folga e a possibilidade de considerar uma tela de retorno para os granulados de tamanhos maiores voltarem o processo de trituração do início.

A escolha de um eixo nos permitiu o motor ser de potência menor, logo diminuindo o custo do projeto. A Figura 33 mostra que o projeto reCiclo conta com 1 eixo do triturador e 15 facas para corte do material.

Figura 33 – Eixo e facas do triturador reCiclo



Fonte: Autores,2021

3.3.2 Hipóteses simplificadoras

O maquinário que será desenvolvido tem o modo de operação bastante simples, porém as características que tangem os fenômenos que ocorrem durante a trituração são de certa forma complexos e demandam hipóteses simplificadoras para serem estudados.

Assim como recomendado por Aniekan e Ikechukwu (2017), a forma que o triturador proverá a trituração remete a uma guilhotina, porém, que trabalha constantemente atrelada a um sistema rotativo. Para tanto, ressalta-se a importância das lâminas. A máquina em desenvolvimento conta com um conjunto de lâminas móveis que rotacionam solidárias ao eixo principal e uma única lâmina fixa.

Aniekan e Ikechukwu (2017); Teixeira (2018); Akrash et al. (2019), destacam em suas obras as principais variáveis no dimensionamento de um triturador.

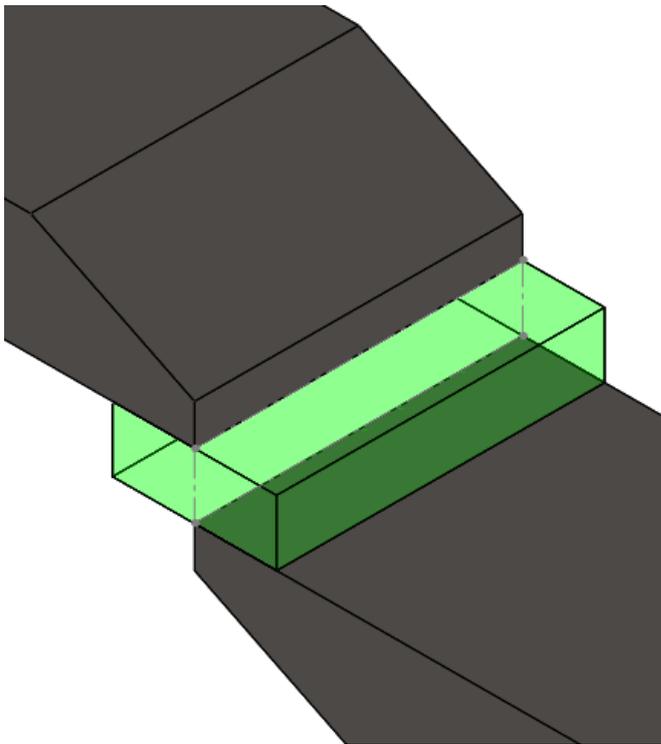
- a) material processado pela máquina;
- b) dimensões do material processado pela máquina;
- c) posição que o produto triturado será recepcionado pela lâmina de corte;
- d) modo de falha do polímero na situação de trituração.

Sabendo que o foco do projeto é o PEAD, pelos motivos citados anteriormente, define-se qual será o material processado pelo maquinário.

Recomendado por Teixeira (2018); Akrash et al. (2019), a estimativa da potência requerida do acionamento, será obtida através da força cortante (Q), necessária para cisalhar um volume de controle do polímero numa região definida. Tal região pode ser vista na

Figura 34.

Figura 34 - Representação da área submetida ao esforço cortante



Fonte: Autores

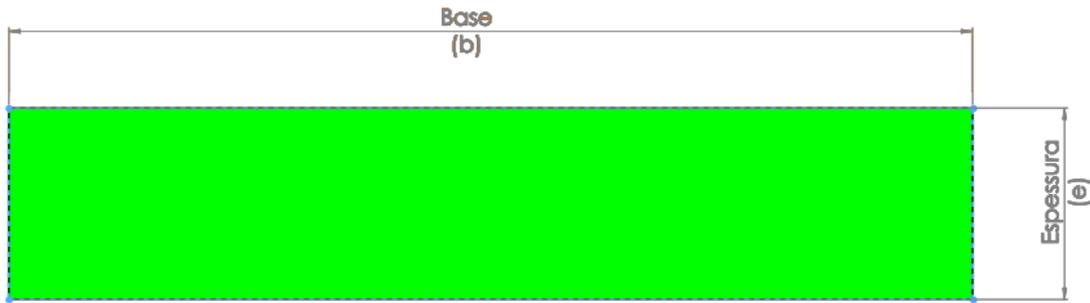
Tratando-se de cisalhamento puro, tal esforço é dado pela Equação (1). Manipulando-se matematicamente e substituindo a tensão de cisalhamento pela tensão limite de resistência ao cisalhamento do PEAD na expressão anterior, tem-se condições de estimar a magnitude do esforço cortante que promoverá o cisalhamento no material assim que a área estiver definida. A manipulação matemática da Equação (1) resulta na Equação (63):

$$Q = \tau_{rup} \times A \quad (63)$$

Sabe-se que uma área de seção retangular é definida pelo produto de duas variáveis comumente denominadas base (b) e altura (h) – neste caso a altura é convenientemente substituída pela espessura do material (e), assim como a

Figura 35 mostra.

Figura 35 - Definição das variáveis do volume de controle

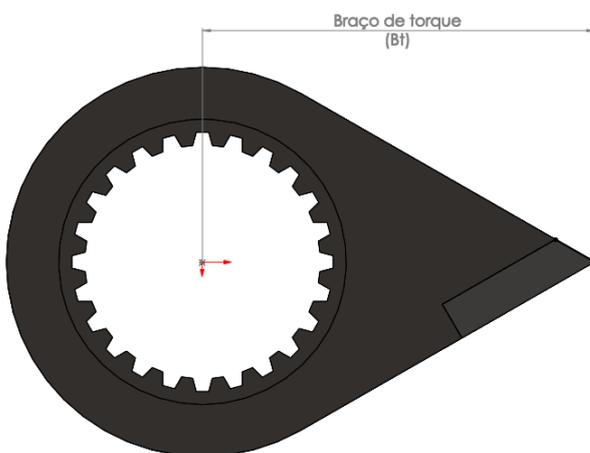


Fonte: Autores

Definida a cortante necessária para cisalhar o material na região determinada, partir-se-á para a estimativa do momento torçor requerido no eixo principal do triturador para promover a trituração. O torque requerido na operação é função do produto de duas variáveis, a força cortante (Q) e o braço de atuação da força em questão (Bt), tal relação é dada pela Equação (64).

$$Q = \tau_{rup} \times (b \times e) \quad (64)$$

Figura 36 - Braço de torque para a força cortante



Fonte: Autores

$$T = Q \cdot Bt \quad (65)$$

$T \rightarrow$ torque [N.mm];

$Q \rightarrow$ força cortante [N];

$Bt \rightarrow$ braço de torque [mm].

Por fim, a estimativa da potência requerida para promover a operação é viabilizada através do torque obtido pela Equação (65) e de uma rotação genérica, tal como indicado pela Equação (10):

$$N = T \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n \right) \quad (66)$$

$T \rightarrow$ torque [N.m];

$n \rightarrow$ rotação do eixo solidário às lâminas de corte [RPM];

$N \rightarrow$ potência do acionamento [W].

Almeja-se obter a potência requerida para promover a trituração do PEAD, baseado na tensão limite de resistência ao cisalhamento do material na região definida pelas variáveis base (b) e espessura (e) do volume de controle.

A força que promoverá o cisalhamento da região estabelecida é a cortante (Q). A magnitude desta força é estimada pela Equação (64) e em pesquisas de mercado realizadas pelo grupo.

Foi constatado que existem embalagens fabricadas em PEAD com espessura de parede que chegam a 4 mm. O valor em questão também é o limite superior de leitura para o equipamento WTS (*Wall Thickness System*) da empresa *Container automation systems*, que realiza controle de qualidade, quanto a espessura, em recipientes fabricados em polímeros e dentre eles o PEAD. Logo, adotar-se-á para os devidos fins o valor de 3 mm para a variável compreendida pela espessura (e) presente na Equação (64), pois, é um valor mais próximo da realidade para recipientes de uso cotidiano.

Tratando-se ainda das variáveis que compreendem o volume de controle submetido ao cisalhamento, a base (b) faz-se presente. Esta variável teve seu valor definido com base no comprimento total do eixo do triturador, previamente definido com 300 mm, e no fato das facas

móveis serem solidárias ao eixo, constantemente defasadas angularmente e axialmente por meio de uma estria DIN 5482 de 45 dentes, conforme mostra o desenho PT10 do apêndice de desenhos. A premissa existente é que somente uma faca móvel atue por vez e exista um espaçamento angular livre de corte (para promover a recirculação de material), desta forma, a quantidade adequada de facas móveis é 15 e o comprimento individual de cada lâmina é 20 mm. Tal dimensão da faca pode ser vista no desenho PT14 do apêndice de desenhos.

Quanto a tensão limite de resistência ao cisalhamento do PEAD, presente na Equação (64), nota-se carência desta informação na literatura. Com a finalidade de obter valores seguros e que garantam o funcionamento do maquinário, atribuir-se-á o valor da tensão limite de resistência a tração do PEAD a esta variável, uma vez que a tensão limite de resistência ao cisalhamento é inferior a tensão limite de resistência a tração. O valor indicado por Callister JR (2008) para a tensão limite de resistência a tração do PEAD é $\sigma_u = 31MPa$. Com isto, utilizando a Equação (64), encontra-se a tensão limite de resistência ao cisalhamento do PEAD.

$$Q = 31 \times (3 \times 20) \rightarrow Q = 1860 [N] \quad (67)$$

Para a estimativa do esforço torçor requerido do acionamento, utilizar-se-á a Equação (65). O valor de 75 mm será convenientemente atribuído a variável Bt com base nas pesquisas de mercado e pode ser melhor compreendido pelo desenho SMT02 do apêndice de desenhos.

$$T = 1860.75 \rightarrow T = 139.500 [N. mm] \quad (68)$$

A fim de facilitar os cálculos posteriores, deve-se padronizar as unidades para o sistema internacional, $T = 139,5 [N. m]$.

Por fim, a estimativa da potência requerida para promover a operação é viabilizada pela Equação (66). A rotação utilizada neste caso será baseada na pesquisa de mercado e seu valor é 45 RPM.

$$N = 139,5 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot 45 \right) \rightarrow N = 657,38 [W] \quad (69)$$

O valor obtido pela Equação (69) deve ser convenientemente convertido para *quilo Watt* [kW], uma vez que a seleção de motores se dá com esta unidade, $N = 0,66 [kW]$.

3.3.3 Lâminas

Baseado no *benchmarking*, foi constatado que a principal característica que difere os trituradores é a quantidade de eixos. Quanto mais resistente e volumoso o material depositado no bocal de entrada for (tal dimensão limite pode ser vista no desenho PT07 do apêndice de desenhos), mais constante precisa ser a ação de corte, logo, mais eixos, rotores e facas são necessárias. Outro fator que influencia na seleção de quantidade de elementos de corte é a exigência quanto ao material triturado.

Visto que o público-alvo deste projeto são cooperativas e pequenos empreendedores, a exigência quanto ao resultado do processamento de material e as quantidades de materiais a serem processadas não são expressivas ao ponto de solicitar a utilização de mais que um eixo nem contra facas, utilizaremos um único eixo e solidário a ele rotacionarão 15 rotores delgados com uma faca em cada rotor. A trituração acontecerá por cisalhamento no momento que as facas móveis estiverem alinhadas com a faca fixa.

Para o desenvolvimento do rotor das facas móveis, foi considerado a necessidade de uma geometria de fácil obtenção por processos de fabricação simples, assim como pode-se ver na Figura 37.

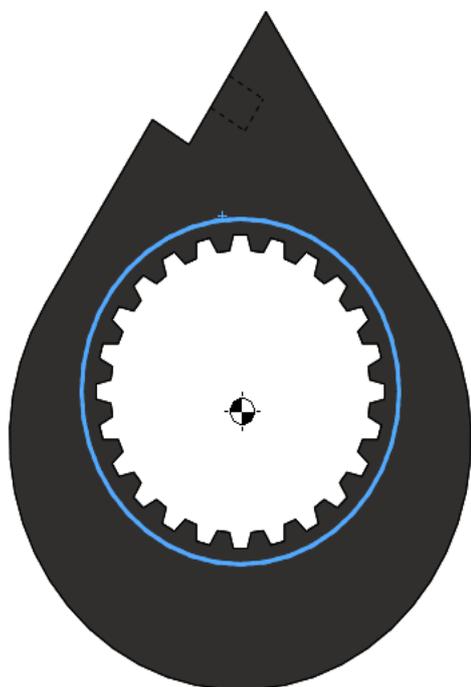
Figura 37 - Rotor de corte do triturador



Fonte: Autores

Ao mesmo tempo, o rotor desenvolvido visou propiciar o mínimo desbalanceamento no eixo e garantir inércia ao sistema girante, uma vez que os rotores são delgados para diminuir os esforços de corte e conseqüentemente requerer um acionamento menos potente e compacto. A Figura 38 mostra a posição do centro de gravidade obtida para o sistema de rotores.

Figura 38 - Posição do centro de gravidade no roto



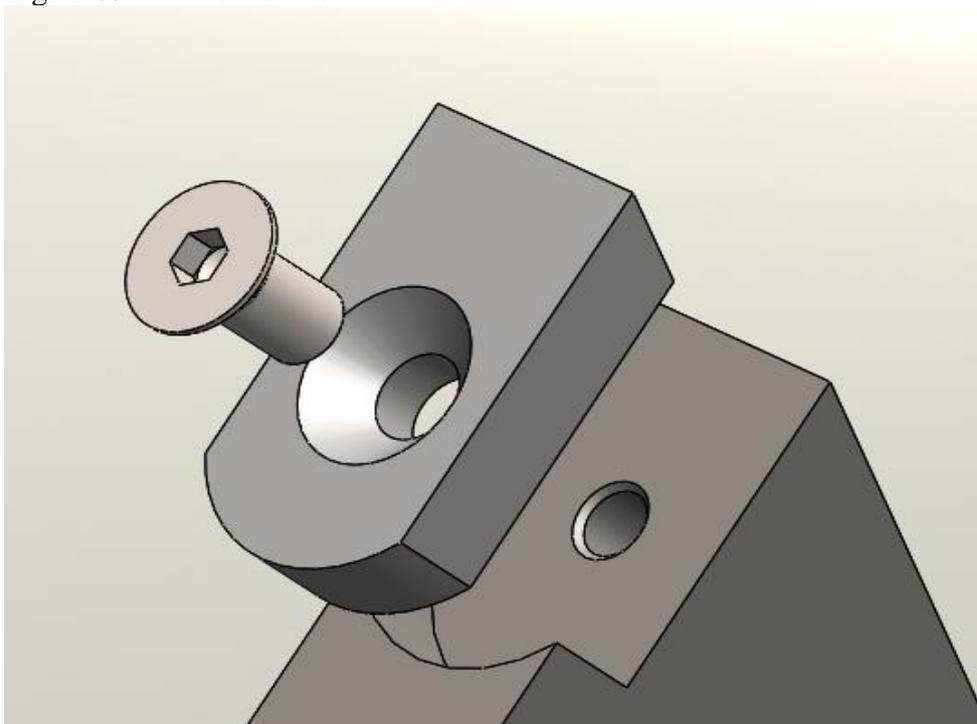
Fonte: Autores

Os rotores em questão foram projetados em aço ABNT 1045 a fim de resistir aos esforços fletores presentes na trituração, porém, as facas foram projetadas em aço ABNT 1060, pois está intrínseco nas propriedades mecânicas deste material uma maior dureza, que é de grande valia para componentes sujeitos a desgaste superficial.

As facas são itens intercambiáveis aos rotores para propiciar menor custo de manutenção do triturador, uma vez que estes itens têm periodicidade de troca mais elevada que os rotores por serem itens submetidos a desgaste superficial. A Figura 39 mostra como foi concebida a montagem das facas nos rotores.

Mais detalhes do projeto do rotor, podem ser vistos no desenho PT11 e características geométricas das facas citadas anteriormente, podem ser vistas no desenho PT14.

Figura 39 - Facas móveis

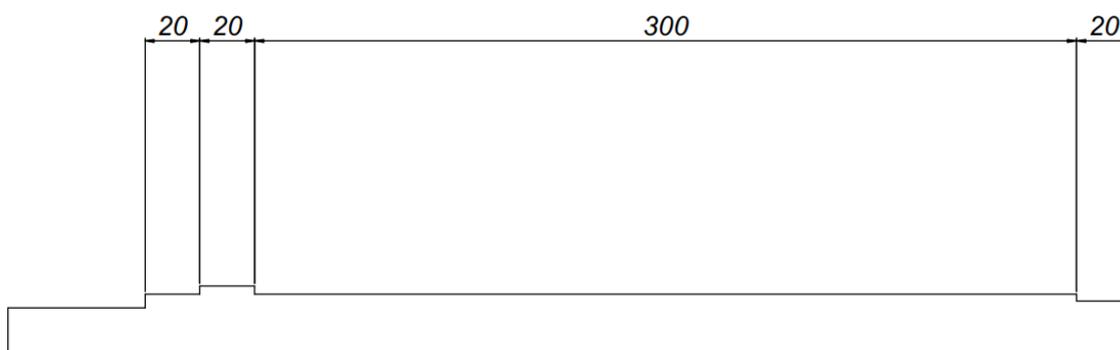


Fonte: Autores

3.3.4 Dimensionamento do eixo

Para o dimensionamento do eixo do triturador, a primeira etapa consiste na elaboração do croqui inicial e assim contribui a ele algumas dimensões, que posteriormente estas dimensões estarão sujeitas a alterações. E isso, antes mesmo de entrar no mérito dos cálculos e verificar se o eixo é rígido ou resistente o suficiente, é importante que os elementos de máquinas necessários para seu pleno funcionamento sejam previstos e convenientemente alocados.

Figura 40 - Croqui inicial do eixo do triturador



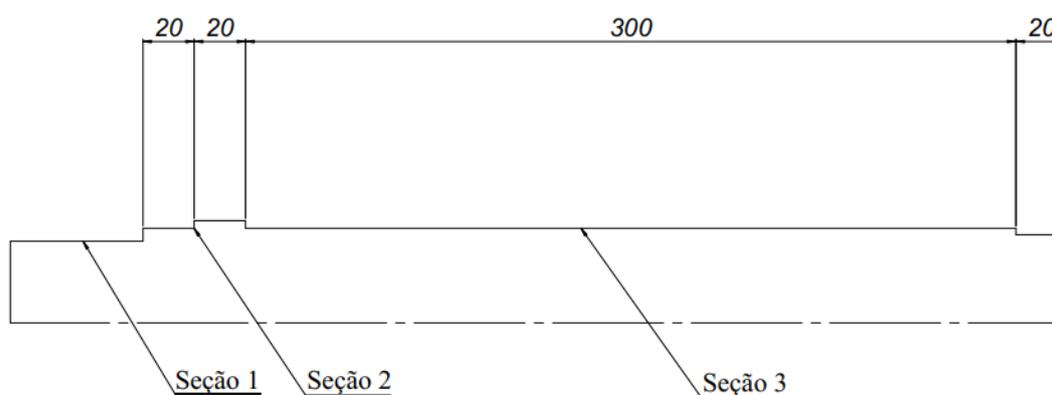
Fonte: Autores, 2021

O croqui apresentado na Figura 40, permite localizar quais regiões estão submetidas a quais esforços e assim iniciar a primeira etapa do desenvolvimento junto com os parâmetros da Tabela 6.

3.3.4.1 Dimensionamento inicial por rigidez a torção

Para determinar o diâmetro mínimo para atender a este critério, inicialmente houve a discretização em 3 seções, de acordo com a Figura 41.

Figura 41 - Discretização do eixo



Fonte: Autores, 2021

Para determinação do fator de rigidez torcional (R_t) para cada seção do eixo, é de acordo com o intervalo da Tabela 32.

Tabela 32 - Atribuição de valores de R_t em função da seção

Seção	R_t
1	2,5
2	1,0
3	0,5

Fonte: Autores, 2021

Tomando como base que este trabalho visa o baixo custo e conferir elevada confiabilidade ao equipamento, o material utilizado para confecção do eixo será aço. Para o aço o módulo de elasticidade equivale a 210 GPa e Poisson 0,3, sendo assim o valor do módulo de cisalhamento do material para aço é igual a 80000 MPa.

Associando o valor do torque obtido a partir do desenvolvimento das hipóteses simplificadoras, o módulo de cisalhamento do material utilizado e os valores da Tabela 32 na Equação (22), são determinados os valores dos diâmetros mínimos para rigidez a torção do eixo do triturador. Os cálculos a seguir são feitos para seção 1 e para outras seções os resultados é apresentado na Tabela 33 - Diâmetros por rigidez a torção. Note que as unidades para o desenvolvimento dos cálculos devem ser convenientemente ajustadas.

$$d = \sqrt[4]{\frac{32.T}{\pi.G.\left(\frac{\theta}{L}\right)}} = \sqrt[4]{\frac{32.139500}{\pi.80000.(4,36.10^{-5})}} = 25,26 \text{ mm} \quad (70)$$

Tabela 33 - Diâmetros por rigidez a torção

Seção	d por rigidez a torção [mm]
1	25,26
2	28,70
3	37,77

Fonte: Autores, 2021

Com os diâmetros mínimos dimensionados, é necessário fazer a normalização para a seleção dos assentamentos de rolamento, acoplamento no redutor de velocidades que será utilizado e estria DIN 5482. O eixo será escalonado e o escalonamento partirá da seção de acoplamento do eixo ao redutor de velocidades.

Tabela 34 - Diâmetros normalizados para assentamentos e acoplamento

Seção	d normalizado [mm]
1	35
2	45
3	44,6

Fonte: Autores, 2021

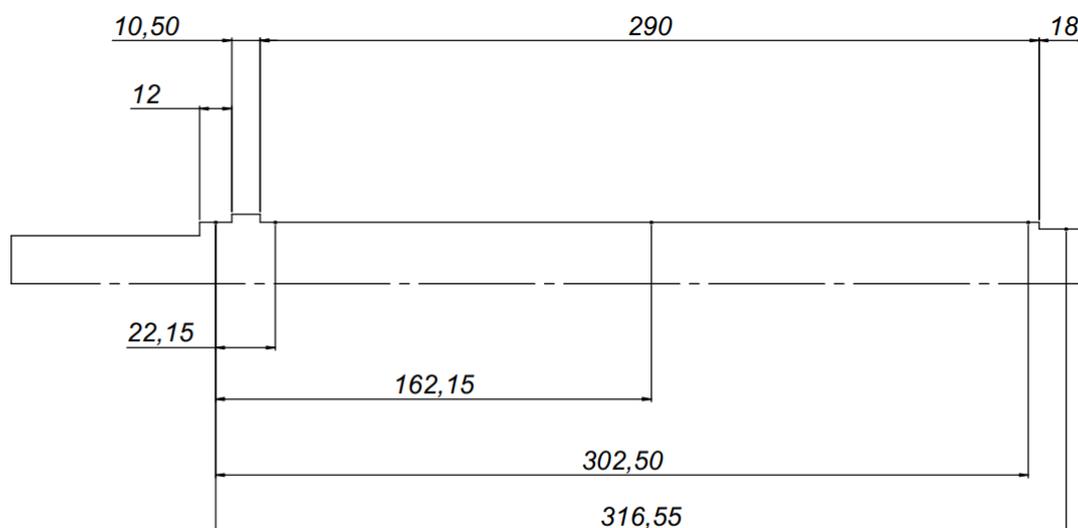
A extremidade direita do eixo, que será outro mancal de rolamento, não foi dimensionada por rigidez torcional, pois a seção em questão está submetida a esforços mínimos. Para dar continuidade ao projeto, o diâmetro adotado na seção direita do eixo será de 40 mm.

3.3.4.2 Diagrama do momento fletor no eixo

Previamente calculadas as dimensões do eixo e sabendo a magnitude das forças que atuam em cada ponto, é feito o esboço do diagrama do momento fletor, conforme a Figura 20.

O croqui da Figura 42 representa as dimensões oficiais do eixo até o momento em função dos elementos de máquinas necessários para a concepção da máquina.

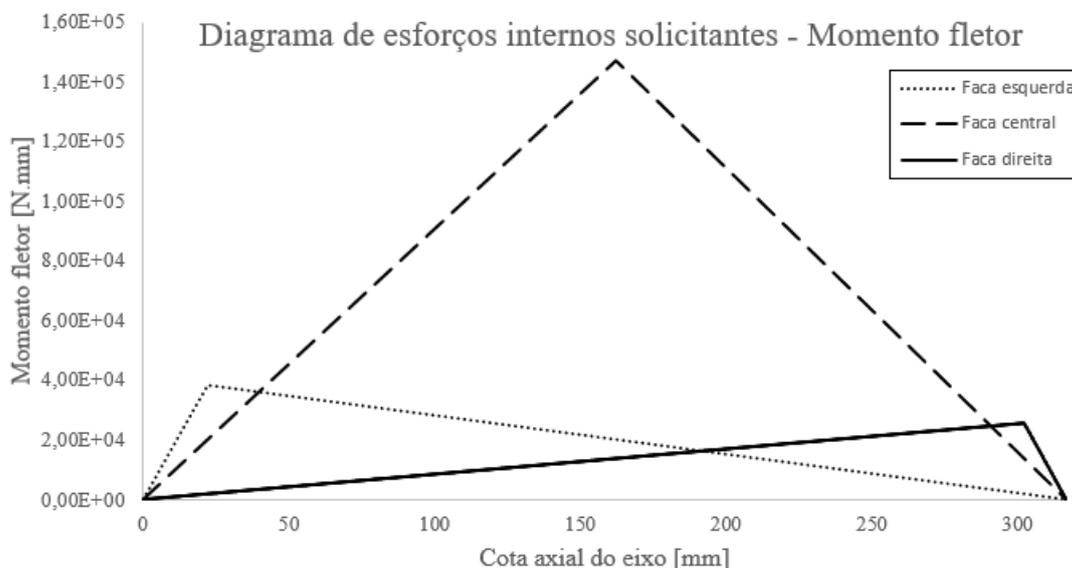
Figura 42 - Dimensões oficiais do eixo



Fonte: Autores, 2021

Para construir o diagrama de momentos fletores, levou em consideração as informações da Figura 42 e nos esforços previstos para a operação. Assim, é representado pelo Figura 43.

Figura 43 - Diagrama de esforços internos solicitantes (Momento fletor)



Fonte: Autores, 2021

A leitura das curvas oriundas da Figura 43, retornam que o momento fletor máximo experimentado por esta configuração de eixo surge em decorrência da ação da faca central e a magnitude do esforço fletor é da ordem de 147.000,00 N.mm.

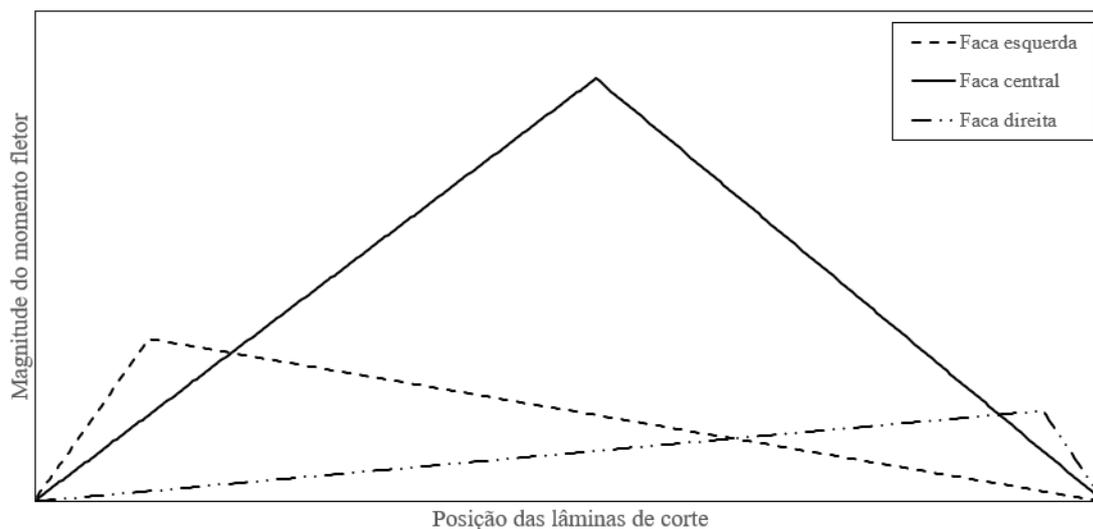
Como consequência da imposição da hipótese simplificadora, onde o momento torçor varia somente entre toque máximo e mínimo, o torque médio será equivalente a metade do valor do torque máximo de projeto. Por sua vez, o momento fletor deve ser estimado com base nos DEIS.

Uma das hipóteses simplificadoras para a obtenção dos esforços de trituração, exige que um número pré-determinado de lâminas seja utilizado para promover a operação com êxito. Estas lâminas devem estar igualmente espaçadas axialmente no eixo e estão angularmente defasadas entre si. Desta forma, garantindo que somente uma faca por vez executará a operação.

Para construção do diagrama de esforços internos solicitantes do eixo estudado, partiu da hipótese simplificadora resumida anteriormente.

A associação do espaçamento angular e axial das lâminas do triturador com a força de corte calculada pela hipótese simplificadora, refletem num diagrama de momento fletor variado no comprimento do eixo. O diagrama representado na Figura 44, demonstra para pontos discretos específicos como o momento fletor se comporta.

Figura 44 - Esboço do diagrama de momento fletor experimentado pelo eixo nas condições das hipóteses simplificadoras



Fonte: Autores, 2021

A condição do momento fletor variar em função da posição axial, caracteriza um esforço fletor flutuante. Por sua vez, o momento torçor, também varia em função do tempo e da posição axial que está atuando, porém de uma forma mais fácil de ser compreendida. Os momentos torsores experimentam valores que variam entre nominal e zero, da ponta acoplada ao redutor de velocidades até à lâmina trabalhando.

3.3.4.3 Esforços internos solicitantes

Como visto anteriormente, o momento fletor máximo experimentado pelo eixo ocorre na cota axial de 162,15 mm, assim conhecendo o ponto crítico do eixo é possível fazer uma leitura dos esforços internos solicitantes.

Tabela 35 - Esforços internos solicitantes no eixo

Esforço solicitante	Magnitude [N.mm]
Momento fletor máximo	147.107,52
Momento fletor mínimo	-147.107,52
Momento torçor máximo	139.500,00
Momento torçor mínimo	0

Fonte: Autores, 2021

De acordo com os valores dos momentos fletores e torçores máximo e mínimo, é feito o cálculo dos esforços médios e alternados com os dados da Tabela 35 através das Equações

(27) e (28). Com os dados da Tabela 35 fica claro que os esforços médios e alternados terão a mesma magnitude, pois, a parcela de esforço mínimo para o cálculo é igual a zero, sendo assim:

Tabela 36 - Esforços médios e alternados

Esforço	Magnitude [N.mm]
Momento fletor médio	0
Momento fletor alternado	73.553,76
Momento torçor médio	69.750,00
Momento torçor alternado	69.750,00

Fonte: Autores, 2021

3.3.4.4 Concentradores de tensão

A validação do eixo ocorrerá na região com o maior esforço do momento fletor atuante, logo, para esta condição, o estudo dos concentradores de tensão é na região da cota 162,15 mm, que corresponde à região estriada.

A pesquisa dos concentradores de tensão nesta condição utiliza Figura 22 e Figura 25. Os fatores K_{TF} e K_{TT} serão constantes, sendo esses valores iguais a 1 (um). Em detrimento do material utilizado (aço ABNT 1020) ser sutil e das condições geométricas da região.

Os dados de entrada nestes ábacos serão a tensão limite de ruptura do material, no caso do aço ABNT 1020 – 420 MPa – e o diâmetro da seção analisada – representada pela Figura 23 e disponível na DIN 5482, 44,6 mm.

Os valores encontrados para estes concentradores de tensão podem ser vistos na Tabela 37.

Tabela 37 - Fatores de concentração de tensão

Fator de concentração de tensão	Valor
K_{ff}	1,8
K_{ft}	2,5
K_{tf}	1
K_{tt}	1

Fonte: Autores, 2021

3.3.4.5 Correção do limite à fadiga

Por fim, resta estimar qual o limite de resistência do material do eixo, adequado às condições de trabalho deste projeto. A equação que trata desta correção é a (29).

Para a correção do limite de resistência a temperatura será considerado 1 (um), devido ao fato de estar trabalhando com temperatura ambiente.

Substituindo a tensão limite de resistência do material utilizado no eixo na Equação (30), o limite de resistência a fadiga para o Aço ABNT 1020 será de 210 *MPa*.

$$S_{n_{cp}} = 0,5.420 \rightarrow S_{n_{cp}} = 210 [MPa] \quad (71)$$

Utilizando a Tabela 8 e tendo em vista que o eixo projetado para este triturador estará submetido a esforços de flexo-torção alternada, o fator de correção que mais se adequa e o de flexão alternada, cujo valor é 1 (um). Portanto, $C_{carga} = 1$.

O projeto em questão visa ser robusto e duradouro para seu cliente, logo, é interessante garantir que o índice de falha será mínimo. Equilibrando as questões de custo com confiabilidade, o índice de falha aceitável é de 1 e 100.

Este índice de falha remete a $C_{conf} = 0,814$ segundo a Tabela 9.

Mesmo sabendo que o eixo dimensionado está submetido a esforços intermitentes, a magnitude destes é baixa. Logo, a condição de choques leves, que remete a $C_{div} = 0,667$ segundo a Tabela 10, é suficiente.

A seção estudada neste caso é estriada. O processo de fabricação para obtenção desta geometria é o fresamento e fresamento nestas condições remete a acabamento superficial usinado pela Tabela 11. A tabela em questão retorna os seguintes valores para a condição de acabamento superficial usinado:

$$A = 4,51 \quad (72)$$

$$B = -0,265 \quad (73)$$

Substituindo a tensão limite de resistência do material do eixo e os valores (72) e (73) na Equação (31) o valor encontrado para a correção do acabamento superficial é 0,909.

Sabendo que o diâmetro da seção estudada é maciço e sendo de tamanho 44,6 *mm*, pela regra proposta pela Equação (32), a correção em função do diâmetro é equivalente a 0,823.

Calculado todos os parâmetros para a correção do limite de resistência a fadiga, pela Equação (29) tem a determinação deste valor.

$$Sn_{real} = 1.0,814.0,667.0,909.0,823.1.210 \rightarrow Sn_{real} = 85,35 [MPa] \quad (74)$$

3.3.4.5.1 Verificação de fadiga

Para garantir que não ocorra falha por fadiga no eixo, um dos métodos para essa verificação é a utilização da ASME Equação (25). Sabendo todos os valores das variáveis, foi possível fazer essa verificação.

$$\frac{1}{nf} = \frac{16}{\pi \cdot 44,6^3} \cdot \sqrt{4 \left(\frac{1,8.73554}{270} \right)^2 + 3 \left(\frac{2,5.69750}{270} \right)^2 + 4 \left(\frac{0}{85,35} \right)^2 + 3 \left(\frac{69750}{85,35} \right)^2}$$

$$nf_{ASME} = 8,48 \quad (75)$$

Este valor assegura que o eixo não falhará por fadiga e está aprovado para o projeto da máquina.

Detalhes construtivos do eixo projetados nos itens anteriores, podem ser vistos no desenho PT10.

3.3.4.6 Cálculo da estria

Em função do esforço torçor estimado no Tópico 2.5.4, o diâmetro mínimo de 37,77 mm foi calculado pelo critério da rigidez a torção para a seção que almeja-se utilizar a união ranhurada.

Haja visto que o triturador implica em condições de esforços flutuantes e choques, nota-se que a fundamentação teórica para utilização das estrias DIN 5481 e 5482 apresentam boa aderência ao projeto. Desta forma, selecionou-se a norma 5482 para esta aplicação, por ser um perfil que apresenta menor concentração de tensão nos pés do dente da estria, haja visto seu generoso raio de adoçamento.

O perfil utilizado será o 24x50x45. A seleção deste perfil na norma DIN 5482 foi baseada no diâmetro mínimo da seção do eixo que será estriado. Para tanto verificar-se, se o comprimento mínimo que a estria deverá ter, atende ao comprimento mínimo estipulado através das estimativas dos esforços de corte do triturador. Caso os cálculos indiquem que o comprimento estipulado previamente não resiste ao esforço, um recalculo será necessário.

Utilizando-se a Equação (37), os dados oriundos da DIN 5482 e o momento torçor calculado no tópico das condições de contorno, estimamos a força que atua individualmente nos dentes da união estriada. O valor do momento torçor em questão é 139,5 *N.m* e para ser aplicado com sucesso na Equação (37), a grandeza deve ser convertida para termos de *N.mm*.

Com auxílio da DIN 5482 e substituindo a variável compreendida por *r* na Equação (37), por $d5/2$.

$$F_c = \frac{4}{3} \cdot \frac{T}{z \cdot \left(\frac{d5}{2}\right)} = F_c = \frac{4}{3} \cdot \frac{139500}{24 \cdot \left(\frac{48}{2}\right)} = 322,92 [N] \quad (76)$$

Manipulando-se matematicamente a Equação (38), obtém qual será o comprimento mínimo que o cubo da união estriada deverá assumir para validar o projeto em termos da pressão admissível de contato, oriunda da Tabela 14. Novamente, com auxílio da DIN 5482, é possível substituir a variável compreendida por *h* na Equação (38), por $(d3 - d2)/2$.

Neste caso, o valor da pressão admissível de contato que deve ser utilizada é 100 MPa, que corresponde a intersecção dos esforços de choques moderados com cubo de aço na Tabela 14.

$$L \geq \frac{F_c}{\left(\frac{d3 - d2}{2}\right) \cdot P_{adm}} \rightarrow L \geq \frac{322,92}{\left(\frac{49,5 - 45}{2}\right) \cdot 100} \rightarrow L \geq 1,43 [mm] \quad (77)$$

Desta forma conclui-se que a união resistirá ao esforço.

A região que contará com o corpo estriado pode ser vista nos desenhos PT10, 11 e SMT02 do apêndice de desenhos.

3.3.4.7 Seleção dos rolamentos

Conhecidos os diâmetros mínimos para cada seção do eixo, pode-se agora promover o que era conhecido como esboço do croqui do eixo para croqui do eixo. Nesta etapa, os rolamentos dos mancais já podem ser selecionados – lembrando, claro, de normalizar o diâmetro do assentamento para o primeiro valor, múltiplo de 5, maior do que o encontrado por rigidez torcional. Desta forma, as dimensões dos seus respectivos assentamentos podem ser definidas e os diâmetros restantes são consequência. Leva-se ainda em consideração que na extremidade esquerda do eixo, existe o acoplamento com o redutor de velocidade. O escalonamento do eixo partirá do diâmetro referente ao furo de acoplamento do redutor no eixo.

As cargas atuantes no eixo foram calculadas no tópico 3.3.4.2 onde foram obtidas as reações em cada rolamento (esquerdo e direito). Para o eixo do triturador, não haverá forças axiais agindo nos rolamentos, logo a carga dinâmica (P) será a força radial (F_R) atuante no rolamento.

a) Rolamento esquerdo;

Como dito anteriormente a força que será aplicada no eixo é a radial, assim sendo:

$$P = F = 1632,02 \text{ N} \quad (78)$$

Para essa carga de $1632,02 \text{ N}$ e diâmetro 45 mm o modelo selecionado no catálogo SKF, seria o que possui uma carga dinâmica de $6,63 \text{ kN}$, entretanto as medidas desse rolamento selecionado não são compatíveis com o eixo, por esse motivo e respeitando o valor da carga o modelo selecionado é o de acordo com a Tabela 38:

Tabela 38 - Dimensões do rolamento esquerdo - Triturador

Dimensões principais			Classificações básicas de carga		Limite de carga de fadiga P_u	Classificações de velocidade		Massa	Designação
d	D	B	dinâmica C	estática C_0		Velocidade de referência	Velocidade-limite		
mm			kN		kN	r/min		kg	-
45	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,06	61809
	68	12	14	10,8	0,465	20 000	13 000	0,14	61909
	75	10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17	* 16009
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,24	* 6009
	85	19	35,1	21,6	0,915	17 000	11 000	0,42	* 6209
	100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,84	* 6309
	120	29	76,1	45	1,9	13 000	8 500	1,55	6409

Fonte: “Adaptado do” catálogo SKF, 2015

O rolamento selecionado possui uma carga dinâmica de 14 kN. E com esse valor é possível calcular a vida útil do rolamento, para garantir que o rolamento selecionado tenha uma vida útil prolongada e que não precise de uma manutenção ou troca do mesmo tão rapidamente. De acordo com a Equação (39) tem-se que:

$$L_H = \frac{10^6 \left(\frac{14000}{1632,03} \right)^3}{60.45} = 233795 \text{ horas} \quad (79)$$

Convertendo horas para anos de uso, o rolamento terá uma vida de 27 anos.

b) Rolamento direito;

As extremidades do eixo do triturador não possuem a mesma relação de diâmetro, por esse motivo os rolamentos são diferentes para cada extremidade, porém ambas a força que é aplicada é a radial. Com uma carga de 1779,32 N e diâmetro 40 mm, pelo catálogo SKF o rolamento para o lado direito é conforme mostrado na Tabela 39.

$$P = F = 1779,32 \text{ N} \quad (80)$$

Tabela 39 - Medidas do rolamento direito - Triturador

Dimensões principais			Classificações básicas de carga		Limite de carga de fadiga P_u	Classificações de velocidade		Massa	Designação
d	D	B	dinâmica C	estática C_0		Velocidade de referência	Velocidade-limite		
mm			kN		kN	r/min		kg	-
40	52	7	6,49	3,75	0,16	26 000	16 000	0,032	61808
	62	12	13,8	10	0,425	24 000	14 000	0,12	61908
	68	9	13,8	10,2	0,44	22 000	14 000	0,13	* 16008
	68	15	17,8	11	0,49	22 000	14 000	0,19	* 6008

Fonte: “Adaptado do ” catálogo SKF, 2015

Para esse rolamento que conta uma carga dinâmica de 13,8 kN, tem-se que a vida útil será de:

$$L_H = \frac{10^6 \left(\frac{138000}{1779,37} \right)^3}{60.45} = 172772 \text{ horas} \quad (81)$$

Assim a vida útil desse rolamento selecionado será de 20 anos.

3.3.5 Seleção do redutor e motor

O conjunto motor e redutor foi de grande importância para o desenvolvimento do projeto de triturador: o redutor foi o primeiro a ser dimensionado pois ele possui um rendimento que afeta a potência fornecida pelo motor, portanto os dados foram considerados nos cálculos posteriores do motor. Com as informações de rotação de saída do eixo, definida em 45 rpm, e potência efetiva de 0,66 kW com utilização de 15 facas no único eixo, foram feitas as primeiras análises de redutor.

A primeira definição foi a escolha pelo redutor coroa rosca sem-fim, ou seja, um parafuso sem-fim acoplado em uma engrenagem. Tal escolha se deve pela alta redução de rotação e é uma alternativa mais econômica quando comparado aos outros tipos de motorreduzores.

Deve-se considerar no dimensionamento de um motorreductor a diferença entre condições de projeto e condições de operação, assim o projeto deve ter um acréscimo na potência por se tratar de um triturador de plásticos, exclusivamente do plástico PEAD, que será utilizado pelo projeto Reciclo. Para o cálculo do fator de serviços utilizou-se a Tabela 40.

Considerou-se acionamento por motor elétrico, choques moderados, por sofrer um processo de trituração em materiais plásticos e tempo de trabalho até 10h/dia.

Tabela 40 - Fatores de serviço

Tabela 2 – Fatores de serviço F.S				
Acionamento por	Tempo de trabalho	Classificação de serviço da máquina acionada		
		Uniforme U	Choques moderados M	Choques fortes F
Motor elétrico ou	Ocasional até 1 / 2 h/dia	0,80	0,90	1,00
	Intermitente até 2 h/dia	0,90	1,00	1,25
Turbina a vapor	até 10 h/dia	1,00	1,25	1,50
	Acima de 10 h/dia	1,25	1,50	1,75
Motor a explosão Multicilindro	Ocasional até 1 / 2 h/dia	0,90	1,00	1,25
	Intermitente até 2 h/dia	1,00	1,25	1,50
ou	até 10 h/dia	1,25	1,50	1,75
	Acima de 10 h/dia	1,50	1,75	2,00
Motor Hidráulico	Ocasional até 1 / 2 h/dia	1,00	1,25	1,50
	Intermitente até 2 h/dia	1,25	1,50	1,75
Motor a explosão de 1 cilindro	até 10 h/dia	1,50	1,75	2,00
		1,75	2,00	2,25
Os fatores abaixo aplicam-se a partidas e paradas frequentes				
Motor elétrico	Ocasional até 1 / 2 h/dia	0,90	1,00	1,25
	Intermitente até 2 h/dia	1,00	1,25	1,50
	até 10 h/dia	1,25	1,50	1,75
	Acima de 10 h/dia	1,50	1,75	2,00

Fonte: WEG Cestari, 2017

Após determinado o fator de serviços de 1,25, obteve-se a potência equivalente de 0,825 kW, conforme a Equação (82).

$$P_e = P_c \cdot FS \quad (82)$$

Onde:

P_e – potência equivalente;

P_c – potência efetiva;

FS – fator de serviço obtido pela tabela.

O último valor que foi calculado antes de escolher o redutor que seria utilizado foi a relação de transmissão, conforme a Equação (83):

$$i = \frac{n_1}{n_2} = 38,9 \text{ rpm} \quad (83)$$

Dados de entrada para a escolha: tamanho da redução 1:40, rotação de entrada do eixo e quantidade de estágio que, para tal projeto, foi apenas um estágio.

Tabela 41 - Dados Redutor

1 estágio - 1750 rpm

Capacidades

Redução	Tamanho	Potência entrada		Potência saída		Momento torçor Nm	Carga radial N	Rendimento η	Redução efetiva
		kW	CV	kW	CV				
1:40	4	0,46	0,62	0,25	0,34	55	2.550	0,55	40
	5	0,93	1,26	0,53	0,72	116	3.923	0,57	40
	6	1,35	1,84	0,81	1,10	178	5.394	0,6	39
	7	2,06	2,80	1,28	1,74	279	6.865	0,62	39
	8	3,12	4,24	1,99	2,71	435	8.826	0,64	39
	10	4,60	6,25	3,08	4,19	673	10.297	0,67	40
	12	6,77	9,20	4,74	6,44	1.034	12.749	0,7	39

Fonte: WEG Cestari, 2017

Foi definido o tamanho 6 para a operação do triturador, já que atende a potência de saída de 0,81 kW. Após a escolha do motorreductor, tem-se uma nova potência de entrada, agora de 1,35 kW, e um rendimento de 60%. Com esses dados obteve-se a potência requerida total, considerando todas as perdas do processo (reductor e rolamentos), conforme Equação (84).

$$P_m = \frac{P_S}{\eta_{RE} \cdot \eta_{RO}} = \frac{0,81}{0,6 \cdot 0,98} = 1,4 \text{ kW} = 1,9 \text{ cv} \quad (84)$$

Onde:

P_m – potência do motor;

P_S – potência de saída do motorreductor;

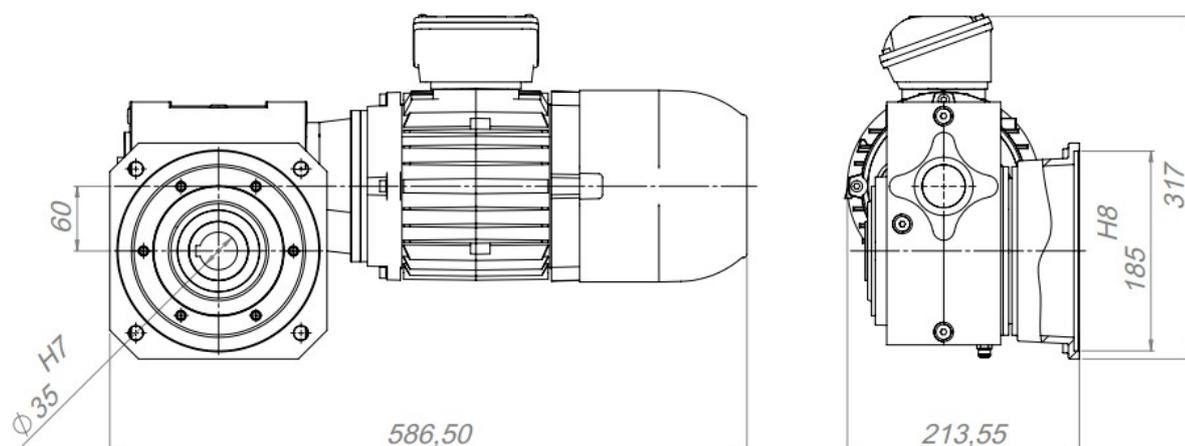
η_{RE} – rendimento do motorreductor;

η_{RO} – rendimento dos rolamentos.

Com a determinação de potência do motor, deve-se definir qual o melhor motor que atende a solicitação. A escolha por motor trifásico deve-se ao fato de ser um motor de baixo custo em manutenção, além de facilidade e simplicidade de montagem comparado aos motores de corrente contínua. Hoje, esses motores são encontrados facilmente em indústrias para diversas atividades. Levou-se em consideração ainda a viabilidade de um motor trifásico ser inserido em cooperativas estudadas e foi verificada a possibilidade de alteração na instalação elétrica sem nenhuma dificuldade.

Portanto, foi definido o modelo que será utilizado: W22 - IR3 - 2 cv – 4 polos – 220/380 V – 60 Hz. A Figura 45 demonstra o espaço ocupado no eixo pelo motor e reductor.

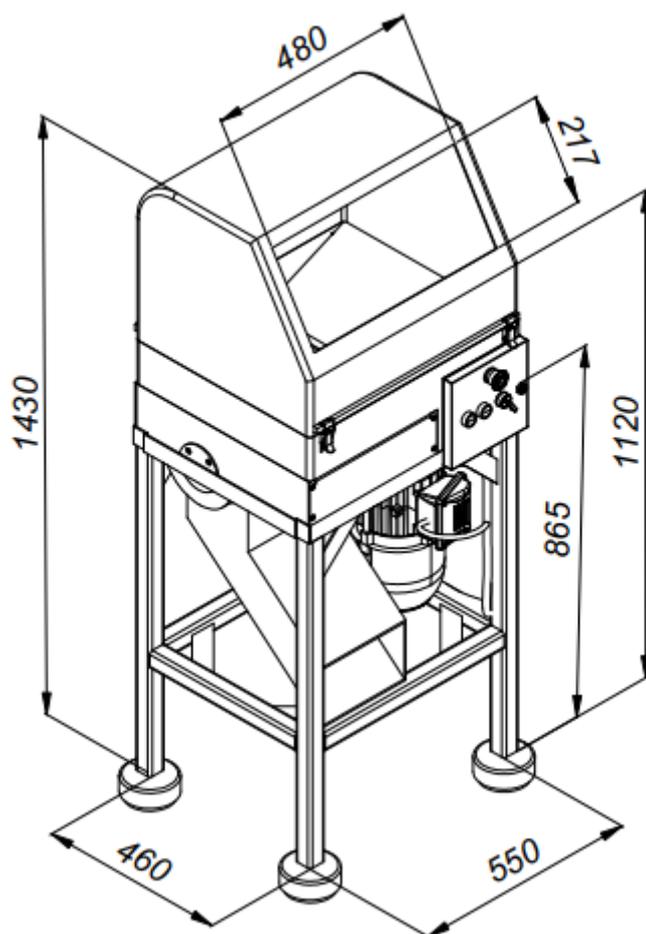
Figura 45 - Montagem Motor e Redutor



Fonte: Autores, 2021

Finalizados os dimensionamentos, o triturador fica com a aparência semelhante ao da Figura 46. Para mais detalhes dos elementos que foram dimensionados nesta seção, bem como componentes normalizados e esquemas construtivos, vide o apêndice de desenhos no final da obra.

Figura 46 - Vista isométrica do triturador



Fonte: Autores, 2021

3.4 MÓDULO DE AQUECIMENTO

Como dito anteriormente, para o projeto reCiclo será necessário a utilização de uma máquina responsável pelo aquecimento do plástico e posterior moldagem dele. Inicialmente, foi feito um levantamento das necessidades e premissas do projeto, relativas à sua construção, custos e atendimento às normas, os quais são:

- ser de baixo custo, cerca de R\$ 1.500,00 (para construção, manutenção e operação);
- ser de fácil operação e manutenção;
- ser de pequeno/médio porte;
- possuir boa interface com os outros maquinários;
- alcançar as temperaturas de processo do PEAD de 177°C;

aquecer o PEAD à sua temperatura de processo em um intervalo de 10 a 15 minutos.
possuir controle eletrônico para as temperaturas internas;
ser alimentado eletricamente;
atender às normas técnicas referente ao limite de temperatura na superfície externa.

Com estes parâmetros em mente foi feita uma pesquisa prévia dos produtos disponíveis no mercado. Chegou-se à conclusão que seria necessário definir o modo de transferência de calor a ser utilizado no aquecimento do PEAD, podendo ser feito através de convecção e radiação, utilizando um forno elétrico comum, ou através de condução e radiação, o que acarretaria na necessidade de utilização de um molde com aquecimento interno. Com isso, foram levantadas algumas vantagens e desvantagens de cada modo, as quais são mostradas abaixo:

- processo de aquecimento por convecção e radiação:
 - vantagens:
 - custo de ferramental inferior;
 - possibilidade de diversificação de moldes;
 - maior facilidade de manutenção;
 - maior facilidade de operação.
 - desvantagens:
 - Maior tempo de produção devido ao maior tempo de aquecimento;
- processo de aquecimento por condução:
 - vantagens:
 - homogeneidade do processo de aquecimento do material de trabalho;
 - melhor controle da troca térmica;
 - tempo de aquecimento inferior.
 - desvantagens:
 - Maiores custos com ferramental por conta da necessidade de confecção de moldes mais complexos;
 - Menor modularidade do ferramental.

Portanto, a partir das vantagens e desvantagens de cada processo, elencados, foi decidido que o sistema de aquecimento a ser utilizado será o de transferência de calor por convecção e radiação, assim como é utilizado na maioria de fornos industriais da indústria alimentícia.

Além disso, foi feita uma análise de mercado para identificar alguns produtos disponíveis, os quais são mostrados na Tabela 42.

Tabela 42 - *Benchmarking* com os fornos de convecção

Modelo	Roma Inox FERI60	FCSB4E	FC4EMV
			
Potência	3000 W	2100 W	2000 W
Tensão	220 V	220 V	220 V
Consumo	3 kWh	2,1 kWh	1,5 kWh
Temp. Máx.	300°C	250°C	250°C
Altura total	1390 mm	550 mm	505 mm
Largura	660 mm	660 mm	515 mm
Profundidade	660 mm	680 mm	650 mm
Peso	43 kg	30 kg	24 kg
Preço	R\$ 1.500,00	R\$ 1.700,00	R\$ 1.900,00

Fonte: Autores

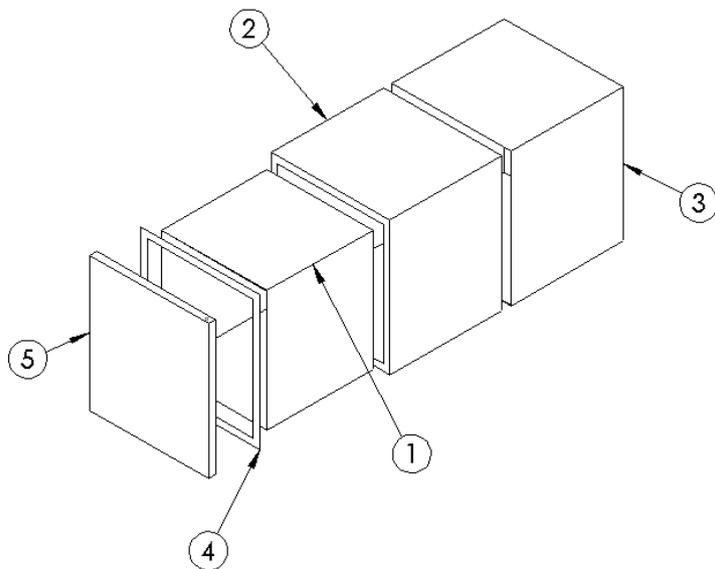
Partindo da decisão sobre qual o melhor método de transferência de calor e tendo em mente a configuração de alguns fornos disponíveis no mercado, pode-se definir previamente os componentes que serão necessários para a construção do forno de aquecimento. Serão necessárias, basicamente, chapas de aço, manta térmica para isolamento térmico e fixadores para a construção do invólucro do forno, além de resistências elétricas, sensores termoeletrônicos e um controlador com interface para seleção de temperatura. Pretende-se que o invólucro do forno tenha dimensões de aproximadamente 500 x 500 x 500 mm (CxLxA) e seja capaz de atingir temperaturas internas de até 200°C, utilizando para tal uma resistência elétrica.

3.4.1 Dimensionamento do módulo de aquecimento

Para que o módulo de aquecimento possa atender os mais variados tipos e formas de moldes, foram definidas as seguintes dimensões internas: altura de 508 mm, comprimento de 483 mm e largura de 479 mm, deste modo, todas as alternativas de produtos sugeridos serão possíveis de serem produzidas.

A construção do invólucro do módulo de aquecimento seguirá, basicamente, o *croqui* exposto na Figura 47.

Figura 47 - Construção simplificada do módulo de aquecimento



Fonte: Autor

De forma que a numeração representa os seguintes componentes:

- 1 – chapas internas;
- 2 – camada isolante;
- 3 – chapas externas;
- 4 – chapa frontal externa;
- 5 – porta.

3.4.2 Definição e cálculos das espessuras de chapas e isolante

Para as chapas externas foi definido que o material utilizado será o aço carbono ABNT 1020, por ser um material com boa resistência mecânica, ponto de fusão bem superior às temperaturas de processo e com ótimo custo-benefício, visto que não estarão sujeitas à esforços elevados e que o projeto visa ser de baixo custo. A espessura destas chapas será de 0,8 mm.

Já para as chapas internas o material utilizado será o aço inoxidável ABNT 430, por ser um material com boa resistência à ambientes corrosivos, com baixa condutividade térmica e quando polido apresenta baixa emissividade térmica. A espessura destas chapas será de 0,5 mm.

As espessuras de ambas as chapas, externas e internas, foram determinadas levando-se em consideração que estarão sujeitas apenas à esforços mínimos, para que o peso do módulo de aquecimento e seu custo não fique tão elevado, além de serem espessuras disponíveis no mercado.

O material utilizado para garantir o isolamento térmico entre a parte interna e externa do módulo de aquecimento será a manta de lã de fibra de vidro, material amplamente utilizado em máquinas térmicas, de baixo custo e com condutividade térmica extremamente baixa. A norma ABNT NBR 13723-1 normatiza as temperaturas admissíveis nas paredes externas de fornos utilizados industrialmente e domesticamente, de forma que na porta do forno deve-se ter no máximo temperaturas 30°C acima da temperatura do ambiente, considerando materiais metálicos com ou sem pintura e nas paredes laterais uma temperatura máxima de 60°C, também considerando materiais metálicos com ou sem pintura.

Para garantir estes limites de temperatura nas superfícies externas o material isolante precisa ter uma determinada espessura, a qual deve ser calculada considerando algumas condições térmicas de operação do módulo de aquecimento, são elas:

- a) temperatura das chapas internas e do ambiente interno do módulo de 177°C em regime permanente (temperatura a qual será mantida pela atuação de um termostato);
- b) temperatura ambiente variando entre 20 e 25°C;
- c) variação da temperatura da superfície externa de no máximo 30°C acima da temperatura ambiente, de acordo com a norma citada anteriormente;
- d) propriedades térmicas dos materiais envolvidos (chapa interna, isolante e chapa externa);
- e) ocorrência de convecção natural nas superfícies externas do módulo, com coeficiente de troca de calor por convecção natural específico para cada superfície.

As propriedades dos materiais envolvidos que serão utilizadas no cálculo da espessura mínima da camada isolante são expostas na Tabela 43.

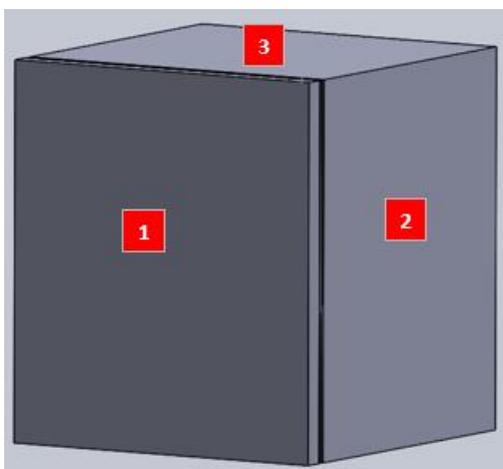
Tabela 43 – Propriedades térmicas dos materiais utilizados no módulo de aquecimento

Propriedades térmicas dos materiais	
Condutividade térmica aço ABNT 1020 [W/m.K]	63,9
Condutividade térmica manta de lã de fibra de vidro [W/m.K]	0,040
Condutividade térmica aço inoxidável ABNT 430 [W/m.K]	14,5
Emissividade térmica do aço ABNT 1020	0,26

Fonte: Çengel, 2009

Com as condições térmicas estabelecidas é necessário, inicialmente, assumir algumas condições de contorno simplificadoras, para se obter um coeficiente de troca de calor por convecção natural estimado para as superfícies externas do módulo de aquecimento, as quais serão: temperatura ambiente de 20°C, temperatura das chapas externas de 50°C (limite máximo), pressão atmosférica de 1 atm, área e dimensões das chapas externas iguais as das superfícies externas das chapas internas. Para facilitar a compreensão, as superfícies externas foram classificadas como superfície 1, 2 e 3, conforme mostra a Figura 48.

Figura 48 – Classificação das superfícies externas do módulo de aquecimento



Fonte: Autores

As dimensões preliminares de cada superfície externa estão expostas na Tabela 44:

Tabela 44 – Dimensões preliminares das superfícies externas do módulo de aquecimento

Dimensões preliminares das superfícies externas		
Superfície 1	Altura [m]	0,509
	Largura [m]	0,484
	Área [m ²]	0,246356

	Perímetro [m]	1,986
Superf	Altura [m]	0,509
	Comprimento [m]	0,48
	Área [m ²]	0,24432
ície 2	Perímetro [m]	1,978
Superfície 3	Largura [m]	0,484
	Comprimento [m]	0,48
	Área [m ²]	0,23232
	Perímetro [m]	1,928

Fonte: Autores

Antes de iniciar o cálculo do coeficiente de troca de calor por convecção natural de cada superfície é necessário obter-se as propriedades do ar. Para tal, é necessário definir a temperatura média fluidodinâmica do ar, a qual pode ser obtida através da Equação (85).

$$T_f = \frac{T_s + T_a}{2} \quad (85)$$

De modo que:

T_s – representa a temperatura da superfície;

T_a – representa a temperatura ambiente;

T_f – representa a temperatura média fluidodinâmica.

Conforme exposto nas condições de contorno simplificadoras, a temperatura da superfície será de 50°C e a temperatura ambiente de 20°C, com isso a temperatura média fluidodinâmica, para esta condição, será de 35°C. Para esta temperatura as propriedades do ar são as expostas na Tabela 45.

Tabela 45 – Propriedades do ar a 1 atm

Propriedades do ar @Tf	
Temperatura fluidodinâmica [°C]	35
Massa específica [kg/m ³]	1,1450
Calor específico [J/kg.K]	1,0070
Condutividade térmica [W/m.K]	0,0263
Viscosidade cinemática [m ² /s]	1,655E-05
Número de Prandtl	0,7268
Coef. Expansão ar [K ⁻¹]	0,00325

Fonte: Çengel, 2009

Com estes dados em mãos é possível realizar os cálculos do coeficiente de troca de calor por convecção natural e o calor perdido para o ambiente por cada superfície.

Os cálculos aqui apresentados serão feitos apenas para a superfície 1, visto que a metodologia aplicada será a mesma para todas as outras superfícies, deste modo os resultados de cada superfície serão apresentados posteriormente.

Conforme foi explicado no tópico 2.3.5, o primeiro passo a ser feito é a determinação do comprimento característico da superfície a ser estudada. Baseando-se na Figura 14 a superfície 1 pode ser enquadrada como uma placa vertical, deste modo, seu comprimento característico é igual à sua altura real, a qual é de 0,509 m, vide Tabela 44.

A partir desse ponto é possível realizar o cálculo do número de Grashoff para esta superfície, para tal, será utilizada a Equação (11). Para este cálculo, a aceleração da gravidade adotada será de 9,81 m/s², temperaturas de superfície e ambiente de 50°C e 20°C, respectivamente, e propriedades do ar a temperatura fluidodinâmica, apresentada na Tabela 45.

$$Gr_{sup1} = \frac{9,81 \times 0,00325 \times (50 - 20) \times 0,509^3}{(1,655 \times 10^{-5})^2} = 460.041.343,8$$

Com este valor é possível agora, realizar o cálculo do número de Rayleigh, o qual, como dito anteriormente é o produto do número de Grashoff e o número de Prandtl na temperatura fluidodinâmica, vide Tabela 45.

$$Ra_{sup1} = Gr_{sup1} \times Pr = 460041343,8 \times 0,7268 = 334.358.048,7$$

A partir do número de Rayleigh é possível calcular o número de Nusselt, o qual tem seu cálculo definido pela Figura 14. Será utilizado o cálculo para toda a faixa de número Rayleigh, o qual é mais complexo, porém mais preciso. Deste modo, o número de Nusselt para uma placa vertical pode ser calculado utilizando a Equação (86).

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387Ra^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/36}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (86)$$

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/36}]^{8/27}} \right\}^2$$

Substituindo os valores do número de Rayleigh e Prandtl para a superfície 1, tem-se que:

$$Nu_{sup1} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \times 334358074,1^{1/6}}{[1 + (0,492/0,7268)^{9/36}]^{8/27}} \right\}^2 = 85,48$$

Com este valor, substituindo os valores obtidos até aqui e mantendo o coeficiente de troca de calor por convecção como incógnita, pode-se calcular então o coeficiente de troca de calor por convecção natural, através da Equação (10) (número de Nusselt).

$$Nu_{sup1} = \frac{h \times Lc}{k_{ar}} = 85,11 = \frac{h \times 0,509}{0,0263} \rightarrow h_{sup1} = 4,41 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

Calculado o coeficiente de troca de calor por convecção natural na superfície externa e de posse da emissividade térmica da chapa de aço ABNT 1020, pode-se calcular a quantidade de calor perdido para o ambiente por convecção e radiação, através das Equações (8) e (12).

$$\dot{Q}_{conv_sup1} = 4,4 \times 0,246356 \times (50 - 20) = 32,58 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{rad_sup1} = 0,26 \times 5,67 \times 10^{-8} \times 0,246356 \times (323^4 - 293^4) = 12,76 \text{ W}$$

Portanto, a perda de calor resultante através da superfície 1 é:

$$\dot{Q}_{conv_sup1} + \dot{Q}_{rad_sup1} = 45,34 \text{ W}$$

Com este valor, pode-se calcular o coeficiente de troca de calor combinado da superfície 1, através da Equação (8), porém aplicando-a para a troca de calor combinado (radiação e convecção).

$$45,34 = h_{comb_sup1} \times 0,246356 \times (50 - 20)$$

$$h_{comb_sup1} = 6,135 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

Repetindo este procedimento para as demais superfícies do módulo de aquecimento, obtém-se os seguintes valores, expostos na Tabela 46.

Tabela 46 – Cálculo dos coeficientes de troca de calor por convecção natural e combinado teóricos para cada superfície do módulo de aquecimento

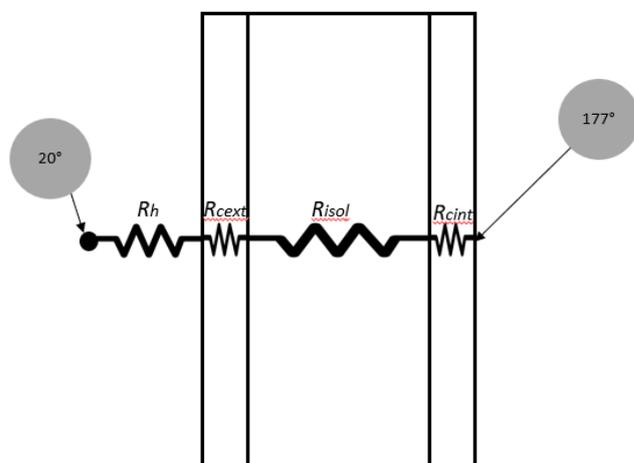
	Superfície 1	Superfície 2	Superfície 3 Sup.	Superfície 3 Inf.
Comprimento Carac. Lc [m]	0,509	0,509	0,120	0,120
Nº Grashoff	460041379	460041379	6028195	6028195
Nº Rayleigh	334358074	334358074	4381292	4381292
Nº Nusselt	85,481	85,481	24,706	12,353
Coefic. conv. eq. [W/m ² .K]	4,408	4,408	5,404	2,702
Pot. Conv. Perdida p/ ambiente [W]	32,581	32,312	37,666	18,833
Pot. Rad. Perdida p/ ambiente [W]	12,764	12,658	12,037	12,037
Pot. Perdida total p/ ambiente [W]	45,345	44,970	49,703	30,870
Coef. De perda de calor comb. [W/m ² .K]	6,135	6,135	7,131	4,429

Fonte: Autores

Para a superfície 3 há uma pequena diferença nos valores resultantes, devido a estas serem superfícies consideradas placas horizontais, de acordo com a Figura 14.

Tendo em mente a diferença de temperaturas entre a superfície interna do módulo de aquecimento e a temperatura ambiente, além do calor que é perdido pelas superfícies, pode-se calcular a resistência térmica equivalente do sistema, e assim obter a espessura mínima da camada isolante. A Figura 49 mostra como pode ser modelado o sistema.

Figura 49 – Resistências térmicas do sistema de isolamento do módulo de aquecimento



Fonte: Autores

De modo que:

R_h – representa a resistência térmica ambiente;

R_{cext} – representa a resistência térmica da chapa externa do módulo de aquecimento;

R_{isol} – representa a resistência térmica da camada isolante;

R_{cint} – representa a resistência térmica da chapa interna do módulo de aquecimento.

Para calcular a resistência térmica ambiente R_h , pode-se utilizar a Equação (17), substituindo h pelo valor do coeficiente de troca de calor combinado, exposto na Tabela 46, juntamente com a área da superfície 1, exposta na Tabela 44. Com isso, tem-se:

$$R_{conv} = \frac{1}{6,135 \times 0,246356} = 0,662 \text{ K/W}$$

Além disso, é necessário realizar os cálculos da resistência térmica da chapa interna e externa, além de realizar o pré-cálculo teórico da resistência térmica do material isolante, a qual terá como incógnita a espessura L_{isol} do material. Desse modo, substituindo os valores de espessura das chapas, condutividade térmica e área da superfície (dados disponíveis na Tabela 43 e Tabela 44) na Equação (15), tem-se que:

$$R_{cext} = \frac{0,008}{63,9 \times 0,246356} = 5,08 \times 10^{-4} \text{ [K/W]}$$

$$R_{cint} = \frac{0,005}{14,5 \times 0,246356} = 1,4 \times 10^{-3} \text{ [K/W]}$$

$$R_{isol} = \frac{L_{isol_teo}}{0,040 \times 0,246356} = 101,48 \times L_{isol_teo} \text{ [K/W]}$$

Devido ao fato de as resistências térmicas estarem conectadas em série, tem-se que a resistência térmica equivalente teórica R_{eq_teo} será a soma de todas as calculadas até aqui, portanto a resistência equivalente do sistema térmico envolvido para a superfície 1 é:

$$R_h + R_{cext} + R_{cint} + R_{isol} = R_{eq_teo} = 0,662 + (101,48 \times L_{isol_teo})$$

De posse da diferença de temperatura entre os dois pontos de interesse, mostrados na Figura 49 e do calor que é perdido para o ambiente através da superfície 1, mostrado na Tabela

46, é possível substituir estes valores na Equação (14) e assim obter o valor teórico da resistência térmica equivalente do sistema. Portanto:

$$45,345 = \frac{177 - 20}{R_{eq}} \rightarrow R_{eq} = 3,462 \text{ K/W}$$

Deste modo, igualando a resistência térmica teórica R_{eq_teo} à resistência térmica R_{eq} , obtém-se a espessura mínima do material isolante:

$$3,462 = 0,664 + (101,48 \times L_{isol_teo}) \rightarrow L_{isol_teo} = 27,60 \text{ mm}$$

Extrapolando estes cálculos para as outras superfícies, obtém-se suas respectivas espessuras mínimas, as quais estão expostas na Tabela 47.

Tabela 47 – Resultados dos cálculos para obtenção das espessuras mínimas da camada isolante

	Superfície 1	Superfície 2	Superfície 3 Sup.	Superfície 3 Inf.
Varição de Temp. [K]	157			
Pot. Perdida total [W]	45,345	44,970	49,703	30,870
Resistência Eq. [K/W]	3,462	3,491	3,159	5,086
Resistência Chapas [K/W]	0,000192	0,000192	8,77103E-05	8,77103E-05
Resistência Comb. [K/W]	0,662	0,667	0,604	0,972
Resistência Isolante [K/W]	2,801	2,824	2,555	4,114
Espessura Isolante Teo.[mm]	27,597	27,598	23,744	38,230

Fonte: Autores

Com estes valores calculados, tem-se que a espessura máxima necessária para o material isolante é de 38,230 mm. Portanto, considerando que o menor valor de espessura encontrado no mercado é de 38 mm e que a superfície inferior 3 não necessita de um isolamento tão eficiente, visto que não estará em contato direto com o operador, o valor de espessura do material isolante será de 38 mm.

A escolha desta espessura implicará na necessidade de recálculo de todas as incógnitas calculadas até aqui, além de alterar as dimensões do invólucro do módulo de aquecimento. Com isso, considerando que entre a chapa interna e a chapa externa estará a manta isolante, e já

levando em conta a espessura de chapa externa de 0,8 mm as dimensões finais de cada superfície são as expostas na Tabela 48.

Tabela 48 – Dimensões finais externas das chapas externas

Dimensões finais das superfícies externas		
Superfície 1	Altura [m]	0,5866
	Largura [m]	0,5616
	Área [m ²]	0,329435
	Perímetro [m]	2,2964
Superfície 2	Altura [m]	0,5866
	Comprimento [m]	0,5316
	Área [m ²]	0,311837
	Perímetro [m]	2,2364
Superfície 3	Largura [m]	0,5616
	Comprimento [m]	0,5316
	Área [m ²]	0,298547
	Perímetro [m]	2,1864

Fonte: Autores

Repetindo os mesmos cálculos feitos até aqui para as novas dimensões, mantendo as condições de contorno e as propriedades do ar, tem-se que os números de Grashoff, Rayleigh, Nusselt e conseqüentemente o coeficiente de troca de calor por convecção natural serão os expostos na Tabela 49.

Tabela 49 – Cálculo dos coeficientes de troca de calor por convecção natural e combinado reais para cada superfície do módulo de aquecimento

	Superfície 1	Superfície 2	Superfície 3 Sup.	Superfície 3 Inf.
Comprimento Carac. Lc [m]	0,5866	0,5866	0,133	0,133
Nº Grashoff	704157364	704157364	8188767	8188767
Nº Rayleigh	511781572	511781572	5951596	5951596
Nusselt	97,312	97,312	26,672	13,336
Coefic. conv. eq. [W/m ² .K]	4,355	4,355	5,268	2,634
Pot. Conv. Perdida p/ ambiente [W]	43,037	40,738	47,183	23,592
Pot. Rad. Perdida p/ ambiente [W]	17,068	16,156	15,468	15,468
Pot. Perdida total [W]	60,106	56,895	62,651	39,060
Coef. De perda de calor comb. [W/m ² .K]	6,082	6,082	6,995	4,361

Fonte: Autores

Com os valores reais de transferência de calor para o meio externo calculados, é possível agora recalcular as espessuras mínimas do material isolante, para conferir se a espessura

utilizada de 38mm continua atendendo os requisitos. A Tabela 50 mostra estes valores calculados.

Tabela 50 – Resultados dos cálculos para obtenção das espessuras mínimas da camada isolante para validação da espessura determinada

	Superfície 1	Superfície 2	Superfície 3 Sup.	Superfície 3 Inf.
Variação de Temp. [K]	157			
Pot. Perdida total [W]	60,106	56,895	62,651	39,060
Resistência Eq. [K/W]	2,612	2,759	2,506	4,019
Resistência Chapas [K/W]	0,000192	0,000192	7,5756E-05	7,5756E-05
Resistência Comb. [K/W]	0,499	0,527	0,479	0,768
Resistência Isolante [K/W]	2,113	2,232	2,027	3,251
Espessura Isolante [mm]	27,841	27,841	24,206	38,827

Fonte: Autores

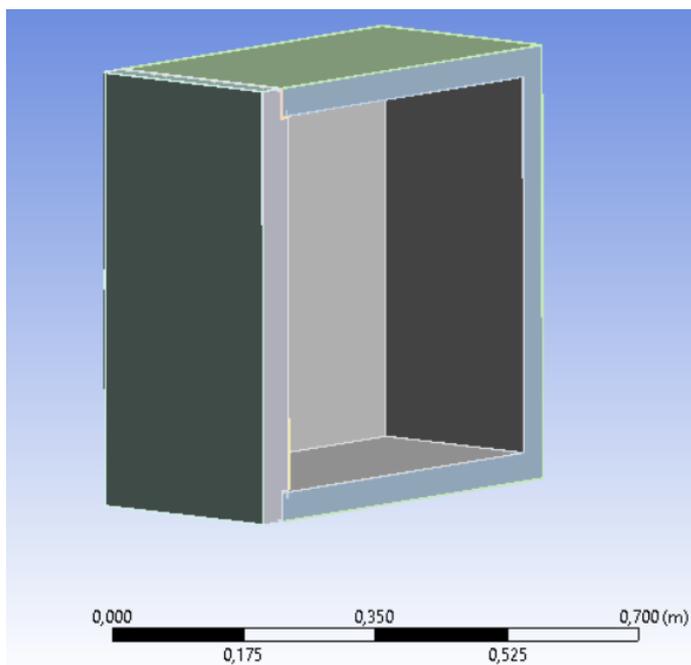
Com estes resultados é possível desprender que, para a condição de até 50°C em todas as superfícies externas do módulo de aquecimento e uma temperatura ambiente de 20°C, a espessura de 38 mm da manta da lã de fibra de vidro é um valor que atenderá aos requisitos de projeto.

Para a porta do módulo de aquecimento será utilizada uma espessura de material isolante ligeiramente maior de 50 mm, visto que as transferências de calor que ocorrem nessa região são mais intensas, devido a condução de calor através da chapa frontal externa.

3.4.3 Validação da espessura da camada isolante através do método dos elementos finitos

Para validar os cálculos feitos até aqui e que a espessura do material isolante utilizado na porta do módulo de aquecimento está aderente aos requisitos do projeto, foi desenvolvida uma simulação computacional, pelo método dos elementos finitos, no software Ansys – Steady State Thermal, utilizando-se de uma geometria prévia do módulo de aquecimento desenvolvida no software SolidWorks®, de acordo com a Figura 50.

Figura 50 – Modelo 3D simplificado do módulo de aquecimento (em corte)



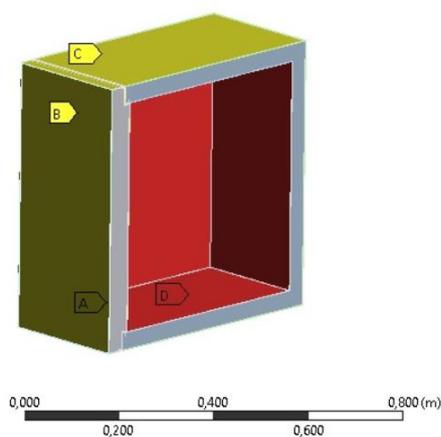
Fonte: Autores

A simulação foi feita considerando as condições de contorno simplificadoras expostas anteriormente e utilizando-se dos coeficientes de troca de calor por convecção natural calculados na tabela I, além da emissividade térmica da chapa externa, conforme mostra a Figura 51.

Figura 51 – Condições de contorno aplicadas na simulação computacional da troca de calor externa do módulo de aquecimento

B: Steady-State Thermal
Convection 3
Time: 1, s
20/03/2021 18:03

- A** Temperature: 177, °C
- B** Convection: 20, °C, 3,971 W/m²·°C
- C** Convection 2: 20, °C, 5,268 W/m²·°C
- D** Convection 3: 20, °C, 2,634 W/m²·°C

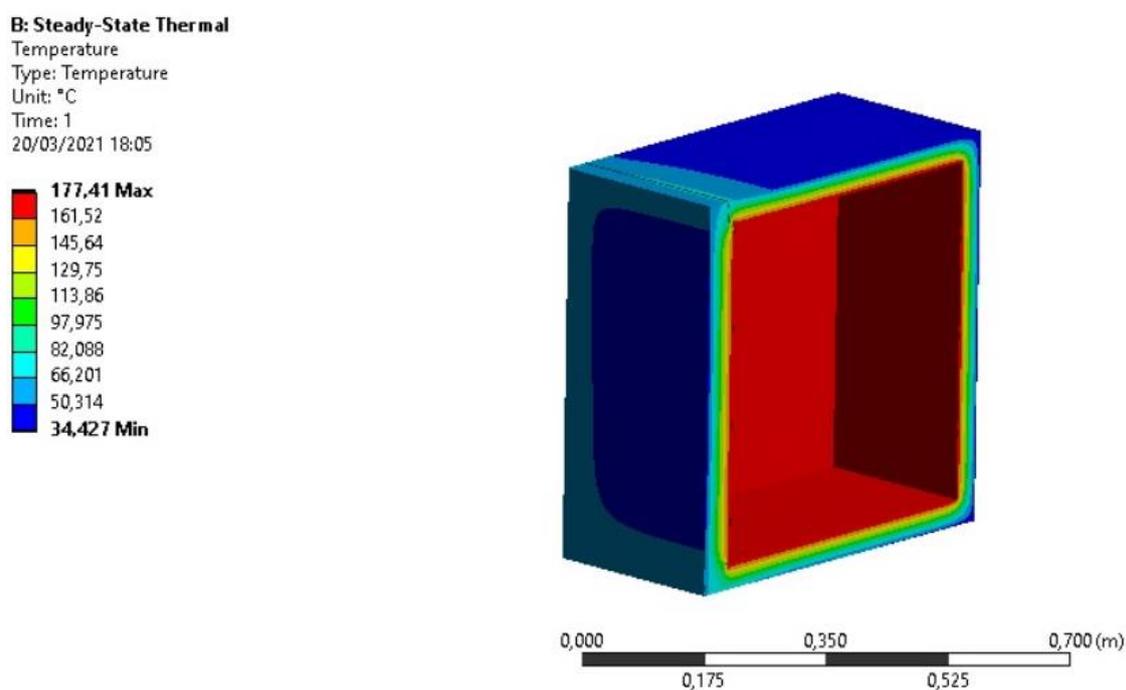


Fonte: Autores

Para a determinação do tamanho de elemento de malha ideal para a simulação, foi utilizado o método iterativo que visa chegar numa malha que apresente resultados com percentual de erro inferior a 5% em relação a simulação anterior. Os elementos obtidos após o emprego do método iterativo são do tipo tetraédricos com parâmetro “element size” de 8mm, de forma a obter um número total de elementos de 469617 elementos.

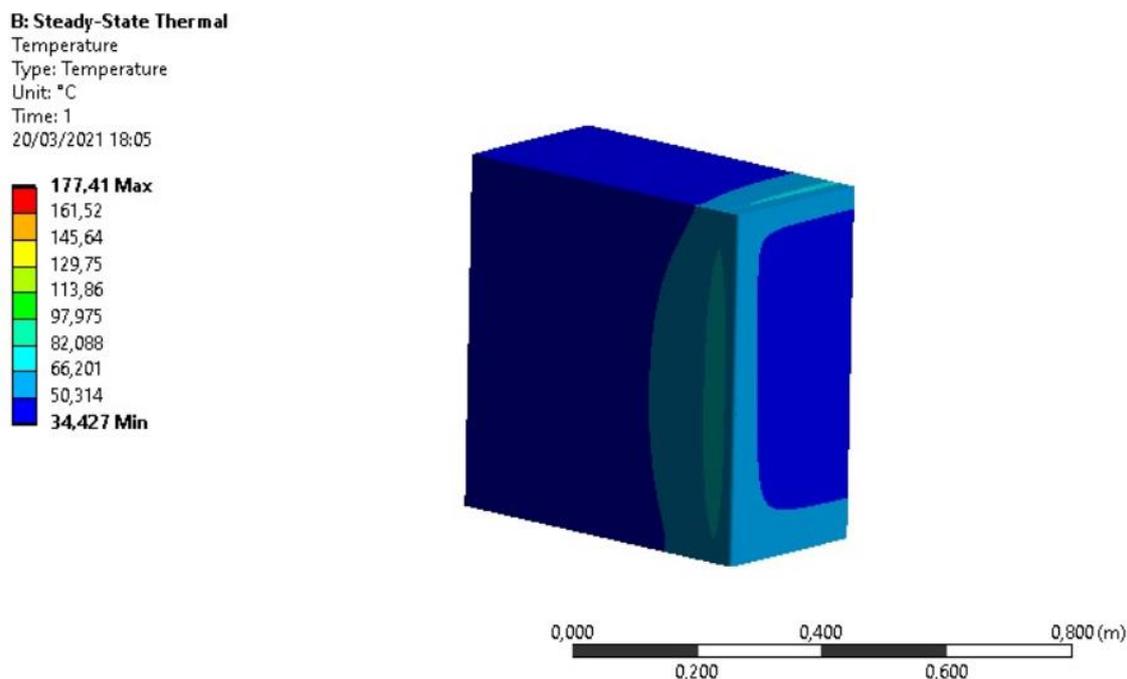
Por fim, os resultados obtidos da simulação estão expostos na Figura 52 e Figura 53.

Figura 52 – Resultados da simulação computacional



Fonte: Autores

Figura 53 – Resultados da simulação computacional (vista lateral)



Fonte: Autores

Com estes resultados obtidos, é possível concluir que o dimensionamento da camada isolante do módulo de aquecimento está validado computacionalmente e que, portanto, o módulo de aquecimento estaria apto à construção de um protótipo, visto que as temperaturas obtidas nas superfícies estão dentro do limite imposto pela norma NBR 13723-1.

3.4.4 Fonte de calor

Para que o aquecimento do PEAD ocorra, dentro do módulo de aquecimento, é necessário que haja uma fonte de calor. Como foi dito anteriormente, para o projeto reCiclo a fonte de calor a ser utilizada será uma resistência elétrica, a qual é responsável por transformar energia elétrica, em energia térmica através do efeito joule. Foi feita essa escolha devido às vantagens construtivas e operacionais que a resistência elétrica proporciona, visto que ela é de fácil manutenção, apresenta maior flexibilidade para instalação em diversos locais, não dependendo de sistemas de encanamento de gás ou um botijão, comparando-se com fornos à gás, maior precisão da temperatura desejada, dispensa mecanismos de exaustão de gases, entre outras vantagens.

Dentre os tipos de resistências disponíveis no mercado, a escolhida para o projeto reCiclo foi a tubular aletada, visto que são as mais utilizadas para aquecimento de gases, as quais possuem maior superfície de contato com o ar, além de apresentarem baixo custo.

Para dimensionar esta resistência, é necessário ter em mente a potência que será requerida para o aquecimento dos componentes internos do forno, além do próprio PEAD. A partir do conceito de conservação de energia e do efeito Joule pode-se desprender que, a potência elétrica requerida será igual a demanda de potência para aquecimento dos corpos, acrescida da potência perdida através das paredes do módulo de aquecimento, assim como mostra Equação (87).

$$\dot{Q}_{resist} = \dot{Q}_{aquec} + \dot{Q}_{perdas} \quad (87)$$

De modo que:

\dot{Q}_{resist} – potência teórica requerida da resistência elétrica [W];

\dot{Q}_{aquec} – potência requerida para aquecimento do PEAD e dos componentes internos ao forno [W];

\dot{Q}_{perdas} – potência perdida através das paredes do módulo de aquecimento [W].

Dos cálculos feitos anteriormente, é conhecida apenas a potência perdida através das paredes do módulo de aquecimento. Com isso, é necessário calcular a potência necessária para o aquecimento dos corpos internos ao módulo de aquecimento. A partir da Equação (3) pode-se chegar à conclusão que \dot{Q}_{aquec} será igual a variação do calor necessário para o aquecimento dos corpos de sua temperatura inicial até a temperatura de trabalho, dividido pelo tempo almejado para o aquecimento, assim como mostra a Equação (88).

$$\dot{Q}_{aquec} = \frac{Q_{aquec}}{t_{aquec}} = \frac{Q_{ar} + Q_{PEAD} + Q_{chapas}}{t_{aquec}} = \dot{Q}_{ar} + \dot{Q}_{PEAD} + \dot{Q}_{chapas} \quad (88)$$

De modo que:

Q_{aquec} – calor requerido para aquecimento dos corpos internos ao módulo [J];

Q_{ar} – calor requerido para aquecimento do ar interno [J];

Q_{PEAD} – calor requerido para do PEAD [J];

Q_{chapas} – calor requerido para aquecimento das chapas internas [J];

Q_{prensa} – calor requerido para aquecimento dos componentes do módulo de prensagem que estarão internos ao módulo de aquecimento [J];

t_{aquec} – tempo de aquecimento almejado [seg].

Iniciando os cálculos referentes às quantidades de calor sensível necessárias para aquecer as incógnitas citadas, será necessário utilizar-se das Equações (3) e (4). Será considerado que a temperatura almejada é de 177°C, como já foi dito anteriormente, partindo-se de uma temperatura ambiente de 20°C. As propriedades dos materiais e corpos envolvidos estão dispostas na Tabela 51, além disso serão utilizados os dados de dimensões internas do módulo disponíveis na Tabela 50. Para o cálculo do volume de PEAD a ser aquecido, será considerado o produto proposto pelo projeto reCiclo com maior quantidade de material utilizado, o qual será o vaso. As propriedades do ar serão consideradas à uma temperatura de 98,5°C, temperatura média entre 20°C e 177°C.

Tabela 51 – Propriedades dos materiais que serão aquecidos no módulo de aquecimento

	Ar	PEAD	Chapa Inox
Peso específico ar [kg/m ³]	0,9458	950	7900
Volume [m ³]	0,11753	6,96E-04	7,22E-04
Calor específico ar [J/kg.K]	1,009	1,7	477

Fonte: “Adpatado do” Çengel (2019) e incomplast (2021)

Os cálculos de quantidade de calor e a potência necessária para aquecimento serão aqui demonstrados apenas para o PEAD, os restantes serão expostos na Tabela 52.

Como dito anteriormente, aplicando os dados disponíveis na Tabela 51 e as considerações feitas acima na equação (4), tem-se:

$$Q_{PEAD} = 950 \cdot 0,000696 \cdot 1,7 \cdot (177 - 20) = 176,46 J$$

Com o calor necessário para aquecer o PEAD pode-se agora calcular a potência necessária para aquecê-lo, utilizando-se da Equação (3), para tal será considerado um tempo de aquecimento almejado de 10 minutos, ou seja, 600 segundos.

$$\dot{Q}_{PEAD} = \frac{176,47}{600} = 0,29 W$$

Expandindo estes mesmo cálculos para os outros corpos é possível obter as potências necessárias para todos os corpos (PEAD e Chapas internas), conforme mostra a Tabela 52.

Tabela 52 – Potência necessária para o aquecimento dos corpos internos ao módulo de aquecimento

	Ar	PEAD	Chapa Inox
Calor aquecimento Q [J]	17,61	176,46	427202,17
Potência aquecimento \dot{Q} [W]	0,04	0,29	712,00

Fonte: Autores

Portanto, somando os valores da Tabela 52 e aplicando-os na equação (88), é possível obter a potência requerida para aquecimento do PEAD e dos componentes internos ao forno \dot{Q}_{aquec} .

$$\dot{Q}_{aquec} = 0,04 + 0,29 + 712,00 = 712,33 \text{ W}$$

Somando-se a \dot{Q}_{aquec} a potência perdida através das paredes do módulo de aquecimento, conforme a Tabela 50, através da Equação (87), é possível obter a potência teórica requerida da resistência elétrica \dot{Q}_{resist} .

$$\dot{Q}_{resist} = 712,33 + 218,71 = 931,04 \text{ W}$$

De posse da potência teórica requerida da resistência elétrica, é possível agora estimar a potência corrigida que as resistências devem dissipar, visto que há de se considerar que componentes do módulo de prensagem também estarão internos ao módulo de aquecimento, e que portanto farão parte da troca de calor interna. Para estimar esse valor será utilizado um fator de correção da potência teórica de 1,7, visto que os componentes do módulo de prensagem serão metálicos e terão um volume pouco inferior ao das chapas internas do módulo de aquecimento, este valor será substituído na Equação (89).

$$\dot{Q}_{resist_corrig} = \dot{Q}_{resist} \cdot FC \quad (89)$$

De modo que:

\dot{Q}_{resist_corrig} – potência corrigida requerida da resistência elétrica [W];

FC – fator de correção da potência teórica requerida da resistência elétrica [W].

Com isso, substituindo o valor do fator de correção na Equação (89) é possível obter a potência corrigida requerida da resistência elétrica.

$$\dot{Q}_{resist_corrig} = 931,04 \cdot 1,7 = 1582,77 \text{ W}$$

Tendo em mente que o valor da potência corrigida da resistência não é um valor disponível comercialmente, será feito o arredondamento do valor, deste modo, a potência real que a resistência elétrica deverá dissipar (\dot{Q}_{resist_real}) é de 1600 W.

Para que a troca de calor interna ao forno seja mais homogênea, serão utilizadas duas resistências elétrica, posicionadas próximas à face lateral das chapas internas do módulo de aquecimento, portanto cada resistência deverá ter 800 W.

A alimentação elétrica das resistências será feita numa tensão de 220 V, já o valor da resistência em ohms pode ser obtido através da 1ª lei de Ohm, a qual pode ser adaptada para a Equação (90), (AIUB, 2007).

$$P = \frac{U^2}{R} \quad (90)$$

Onde:

P – potência elétrica dissipada pela resistência [W];

U – tensão de alimentação [V];

R – resistência elétrica [Ω].

Com isso, substituindo o valor da potência real que a resistência deverá dissipar e a tensão de alimentação na Equação (90), tem-se:

$$800 = \frac{220^2}{R} \rightarrow R = 60,5 \Omega$$

Portanto com estes valores é possível escolher a resistência elétrica mais adequada para o projeto reCiclo. A resistência elétrica escolhida será uma tubular aletada em formato “U”,

com 8,2 mm de diâmetro, fabricada em aço inoxidável ABNT 304, de tensão de 220 V, potência elétrica de 800 W, resistência de 60,5 Ω e com comprimento de 450 mm.

Com isso, finda-se o dimensionamento e projeto de todos os componentes do módulo de aquecimento. O desenho de conjunto (MF01), assim como todos os desenhos pertinentes ao módulo estão disponíveis no Apêndice deste documento.

3.5 MÓDULO DE PRENSAGEM

Como já mencionado, a moldagem dos produtos plásticos idealizados no projeto, será realizada através do processo de termoconformação, que consiste na prensagem do polímero em sua temperatura de amolecimento, em uma matriz com o formato do objeto que se deseja fabricar. Dessa forma, foi realizado um *benchmarking* a fim de levantar informações para dar embasamento e proporcionar maior eficiência na escolha do tipo de acionamento da prensa que será utilizado no projeto.

Para a pesquisa, foram adotados alguns parâmetros que foram determinados com a finalidade de atender as necessidades do projeto. Foi definido um curso mínimo de 200 mm para o pistão do dispositivo de prensagem, o que possibilita a fabricação de produtos com até esta dimensão no sentido do movimento do pistão, garantindo, assim, a confecção de uma maior variedade de produtos. Em razão da fácil conformação do plástico no estado amolecido, a qual não exige grandes esforços, o que permite a utilização de prensas de pequeno porte com capacidades de carga entre 1 a 2.2 tonf. Com isso, foi realizada uma análise dos equipamentos existentes no mercado, conforme detalhado na Tabela 53.

Tabela 53 – *Benchmarking dos acionamentos de prensa*

Acionamento	Parafuso de movimento	Hidráulico	Pneumático	Parafuso de movimento acionada por motor elétrico
Modelo	Macaco Sanfona 2t - Tech One	Macaco Hidráulico EF2 - Bovenau	PN 7183 - Valiar + SCHULZ-CSI-8525-AIR	Fuso com motor elétrico AC e redutor - Dezhou
				

Capacidade	2 tonf	2 tonf	2.2 tonf	2 tonf
Curso	290 mm	310 mm	200 mm	250 mm
Dimensões¹ (C x L x A)	405 X 120 X 105 mm	118 X 118 X 230 mm	600 X 325 X 1223 mm	380 X 260 X 615 mm
Preço	R\$ 98,90	R\$ 317,74	R\$ 2600,00	R\$ 2000,00

Fonte: Autor

A fim de realizar uma avaliação eficiente dos custos necessários para construção ou aquisição do maquinário de prensagem, foi considerado no valor da prensa pneumática o custo com o compressor de ar, pois faz necessário o seu uso para o funcionamento da prensa.

Os dados levantados na Tabela 53, tem como objetivo informar ao grupo algumas informações que são relevantes durante o desenvolvimento do projeto, pois com elas é possível mensurar o espaço necessário para instalação, curso do pistão e o custo de aquisição de cada modelo estudado. Com o conhecimento dessas características é possível realizar uma análise crítica para a escolha da melhor opção de prensa para o projeto reCiclo.

Para a definição do tipo de prensa a ser utilizada foi desenvolvida uma matriz de decisão, utilizando o método AHP.

3.5.1 Metodologia de análise multicriterial AHP

O *Analytic Hierarchy Process* (AHP) é um método de análise multicriterial desenvolvido por Tomas L. Saaty na década de 70, que tem como objetivo a análise de problemas complexos. Este sistema consiste na avaliação da importância de cada critério já pré-definidos em uma sequência de comparações entre pares de critério. O mesmo se aplica para a avaliação da relevância de cada solução proposta sob um dado critério, no qual o avaliador realiza o seu julgamento baseando-se no seu know-how sobre o assunto discutido.

Após a construção da matriz é realizada a avaliação da preferência de um elemento em relação ao outro (critério ou solução), no qual tem-se como referência os elementos descritos na coluna da matriz, ou seja, é avaliado o quanto o item presente na coluna é preferível em relação ao presente na linha da matriz. Com isso, são adotados valores para mensurar a análise feita. Na Tabela 54 está detalhada a relevância de cada valor adotado.

¹Dimensões dos dispositivos de prensagem.

Tabela 54 - Comparação do AHP

Intensidade de Importância	Definição	Explicação
1	Mesma importância	As duas atividades contribuem igualmente para o objetivo.
3	Importância pequena de uma sobre a outra	A experiência e o julgamento favorecem levemente uma atividade em relação à outra.
5	Importância grande ou essencial	A experiência e o julgamento favorecem fortemente uma atividade em relação à outra.
7	Importância muito grande ou demonstrada	Uma atividade é muito fortemente favorecida em relação à outra; sua dominação de importância é demonstrada na prática.
9	Importância absoluta	A evidência favorece uma atividade em relação à outra com o mais alto grau de certeza.
2, 4, 6, 8	Valores intermediários entre os valores adjacentes	Quando se procura uma condição de compromisso entre duas definições.
Recíprocos dos valores acima de zero	Se a atividade i recebe uma das designações diferentes acima de zero, quando comparada com a atividade j, então j tem o valor recíproco quando comparada com i.	Uma designação razoável.
Racionais	Razões resultantes da escala	Se a consistência tiver de ser forçada para obter valores numéricos n, somente para completar a matriz.

Fonte: Saaty, 1991

Dessa forma, pode-se realizar a construção da matriz de comparação, com os elementos que serão analisados para definir as preferências entre eles, conforme demonstrado na Tabela 55.

Tabela 55 - Matriz de comparação

MATRIZ X

Soluções	A	B	C
A	1	7	5
B	1/7	1	3
C	1/5	1/3	1

Fonte: Autor

O avaliador, durante o preenchimento da matriz de comparação, deve determinar a intensidade de importância (conforme Tabela 54) do elemento-linha em relação ao elemento-coluna, sempre se atentando a consistência da matriz, conforme condições descritas:

$$A_{ij} > 0;$$

$$A_{ij} = 1, \forall i = j;$$

$$A_{ij} = \frac{1}{A_{ji}}$$

Onde:

A_{ij} – elemento da linha i , coluna j .

Após o preenchimento da matriz, é realizado um processo de normalização dos valores estabelecidos na comparação dos atributos de cada alternativa de solução para realizar a hierarquização destes elementos. O processo de normalização consiste na divisão de cada elemento pela somatória da coluna da qual ele pertence. Em seguida é definido a média do peso de cada atributo avaliado, com a somatória dos valores normalizados da linha a qual ele pertence.

3.5.1.1 Aplicação da matriz AHP ao projeto reCiclo

A fim de realizar a escolha do melhor acionamento para prensa que irá realizar o processo de termoconformação do material reciclado, foi aplicado a metodologia AHP. Esta decisão deve-se ao fato da grande variedade de prensas presentes no mercado, as quais possuem características específicas, com isso a aplicação da metodologia AHP, se faz necessária, de modo que, a escolha é realizada baseando-se nas informações das prensas que já foram elencadas no item 2.4 e no benchmarking dos acionamentos de prensa (Tabela 53).

Com o propósito de se respeitar as premissas estabelecidas neste trabalho, os critérios de avaliação determinados foram fundamentados nos mesmos princípios do objetivo do projeto reCiclo, sendo assim, os critérios serão: custo, manutenção, segurança e ergonomia. Tendo em mente que os modelos de prensas que serão avaliados, serão: prensa de parafuso de movimento, prensa hidráulica, prensa pneumática, prensa com parafuso de movimento com acionamento elétrico.

3.5.1.1.1 Definição da média dos pesos dos critérios

Para a montagem da matriz da definição da média dos pesos dos critérios estudado, deve-se levar em consideração o ponto de vista dos membros das cooperativas de reciclagem,

pois eles estão diretamente envolvidos no problema a ser solucionado. De modo a definir a ordem de preferência dos critérios de avaliação. Com isso, tem-se a Tabela 56:

Tabela 56 - Matriz da definição da média dos pesos dos critérios

Definição da média dos pesos

Critérios	Custos	Manutenção	Segurança	Ergonomia	Média dos Pesos
Custo	1	5	1/3	1/3	0,201
Manutenção	1/5	1	1/3	1/3	0,090
Segurança	3	3	1	1	0,354
Ergonomia	3	3	1	1	0,354
Total	7,200	12,000	2,667	2,667	1,000

Fonte: Autor

Como pode ser observado na Tabela 56, o custo se mostrou 5 vezes preferível em relação a manutenção, devido ao baixo recurso financeiro das pequenas cooperativas de reciclagem. No que se diz a respeito à segurança, a mesma 3 vezes preferível em relação ao custo e manutenção. E a ergonomia foi julgada como sendo igualmente preferível em relação à segurança, pois existe uma preocupação com o bem-estar do operador que realizará a prensagem do material reciclado.

Após a realização dos cálculos da média dos pesos, conforme discutido nos itens anteriores, obtém-se os seguintes pesos: 35,4 %, 35,4 %, 20,1%, 9,0% para a ergonomia, segurança, custo e manutenção, respectivamente. Mostrando assim, a preocupação do projeto com a integridade do operador.

3.5.1.1.2 Avaliação das alternativas

O próximo passo é comparar os modelos de prensas em relação as suas características. Este processo de avaliação é idêntico ao do item anterior, no entanto é avaliado a preferência de um modelo em relação ao outro para cada um dos critérios.

3.5.1.1.3 Custo

A Tabela 57 representa a matriz de comparação do custo.

Tabela 57 - Matriz de comparação do custo

CUSTO					
Alternativas	A1	A2	A3	A4	Média dos Pesos
A1	1	3	5	7	0,558
A2	1/3	1	3	5	0,263
A3	1/5	1/3	1	3	0,122
A4	1/7	1/5	1/3	1	0,057
Total	1,68	4,53	9,33	16,00	1,000

Fonte: Autor

Onde:

A1 - prensa de Parafuso de Movimento;

A2 - prensa Hidráulica;

A3 - prensa com parafuso de movimento com acionamento elétrico;

A4 – prensa Pneumática.

Ao analisar a Tabela 57, verifica-se que A1 é 3 vezes preferível em relação a A2, 5 vezes em relação a A3 e 7 vezes em relação a A4, devido ao seu custo ser inferior em relação aos outros modelos julgados. Por sua vez, A2 é 3 vezes preferível em relação a A3 e 5 vezes em relação a A4. No que lhe diz respeito à A3, se mostrou 3 vezes preferível em relação a A7. Esse resultado se deve ao fato de A4 possuir maior valor quando comparado aos outros tipos de prensa.

3.5.1.1.4 Manutenção

A Tabela 58 representa a matriz de comparação da manutenção.

Tabela 58 - Matriz de Comparação da Manutenção

MANUTENÇÃO					
Alternativas	A1	A2	A3	A4	Média dos Pesos
A1	1	3	5	7	0,558
A2	1/3	1	3	5	0,263
A3	1/5	1/3	1	3	0,122
A4	1/7	1/5	1/3	1	0,057
Total	1,68	4,53	9,33	16,00	1,000

Fonte: Autor

Ao observar a matriz de comparação da manutenção, nota-se que A1 é 3 vezes preferível em relação a A2, 5 vezes em relação a A3 e 7 vezes em relação A4, pois sua simplicidade a

torna um item de fácil manutenção. A2 é 3 vezes preferível em relação A3 e 5 vezes em relação A4. Por sua vez, A3 é 3 vezes preferível em relação a A4. O que demonstra que durante avaliação o avaliador julga a o item A4 como sendo o que possui a manutenção mais complexa, isso se justifica, pelo fato de o sistema pneumático deste equipamento necessitar de manutenções periódicas.

3.5.1.1.5 Segurança

Matriz de comparação da segurança está representada na Tabela 59.

Tabela 59 - Matriz de Comparação da Segurança

SEGURANÇA					
Alternativas	A1	A2	A3	A4	Média dos Pesos
A1	1	1/3	1/7	1/5	0,057
A2	3	1	1/5	1/3	0,122
A3	7	5	1	3	0,558
A4	5	3	1/3	1	0,263
Total	16,00	9,33	1,68	4,53	1,000

Fonte: Autor

Em relação à segurança, considera-se A2 3 vezes preferível em relação a A1 e, A3 7 vezes preferível em relação a A1, 5 vezes em relação a A2 e 3 vezes em relação A4. Admite-se que A4 é 5 vezes preferível em relação A1 e 3 vezes em relação A2. Observa-se que após a análise a prensa que foi classificado como sendo mais segura, foi A3 e em seguida A4, que é justificado pelo o fato do equipamento A3 não exigir contato direto do operador com a máquina durante a realização da prensagem, o que se faz necessário nas alternativas A1 e A2, e assim protegendo-o de eventuais falhas que podem haver durante a atividade, em relação A4 o mesmo se aplica, no entanto, devido ao equipamento ter como fluido de trabalho o ar comprimido, que é um fator de risco a mais quando comparado com A3.

3.5.1.1.6 Ergonomia

A Tabela 60 representa a matriz comparação da ergonomia.

Tabela 60 - Matriz de comparação da ergonomia

Ergonomia					
Alternativas	A1	A2	A3	A4	Média dos Pesos
A1	1	1	1/7	1/5	0,069
A2	1	1	1/7	1/5	0,069
A3	7	7	1	3	0,575
A4	5	5	1/3	1	0,287
Total	14,00	14,00	1,62	4,40	1,000

Fonte: Autor

Na matriz de comparação da ergonomia, observa-se, que A3 é 7 vezes preferível em relação a A1, 7 vezes em relação a A2 e 3 vezes quando comparado com A4 e, A4 é 5 vezes preferível em relação a A1, 5 vezes em relação A5. Estes resultados, demonstram que A3 foi julgada mais ergonômica e A4 ficou com o segundo lugar. Pois estes dois equipamentos automatiza o processo, dessa forma, evitando esforços físicos repetitivos por parte do operador, que se faz necessário no processo de prensagem dos equipamentos A1 e A2.

3.5.1.1.7 Resultado

Após o julgamento de todas as alternativas em relação a cada um dos critérios de avaliação, agrupam-se as médias dos pesos definidos nas avaliações realizadas em uma matriz resultado, em seguida multiplica-se esses termos pelo peso de cada critério definido na Tabela 56, e dessa forma se obtém o resultado final, informando assim a melhor opção de prensa para se usar no projeto. Conforme demonstrado na Tabela 61.

Tabela 61 - Matriz Resultado

RESULTADO					
Critério	A1	A2	A3	A4	Média dos Pesos
Custo	0,56	0,26	0,12	0,06	0,20
Manutenção	0,56	0,26	0,12	0,06	0,09
Segurança	0,06	0,12	0,56	0,26	0,35
Ergonomia	0,07	0,07	0,57	0,29	0,35
Total	21%	14%	44%	21%	1,00

Fonte: Autores

Como pode ser visto, a matriz resultado mostrou que a melhor opção de prensa para o projeto reCiclo é a prensa com parafuso de movimento com acionamento elétrico, com 44% de

dominância. Em relação a prensa de parafuso de movimento e a prensa pneumática, houve um empate, admitindo-se 21% de preferência para ambas e por último ficou a prensa hidráulica com 14%.

Vale salientar que este resultado, foi consequência dos critérios avaliativos definidos pelo grupo, o que vão ao encontro com os princípios que motivaram a realização deste projeto. Com isso, verifica-se que os fatores de maiores pesos são os que estão relacionados com a operação da máquina, de modo, a garantir um processo no qual tem como prioridade zelar pela saúde do operador. Dessa forma, garantindo a qualidade do produto, sem prejudicar a mão de obra envolvida no processo produtivo.

3.5.2 Parafuso de movimento

Segundo Romo-Urbe (2013), o processo de prensagem do PEAD derretido é realizado aplicando-se 1 tonelada por metro quadrado ao material derretido, ou seja, 10kN de força são necessários para prensar uma área de 1 m² de PEAD derretido. Considerando essa situação a condição máxima do equipamento e adicionando mais 800 N de força para atender não só o peso do sistema, mas como também uma maior gama de moldes, foi definido que a capacidade máxima que o sistema de elevação e prensagem será dimensionado para atender a carga de 10,8 kN.

Para transmitir essa força para o molde e conseqüentemente para o plástico a ser moldado, foi definido a utilização de um parafuso de movimento por ser de fácil aplicação, exigir baixa manutenção e possuir alta durabilidade e confiabilidade visto que o mercado que a máquina será voltada, tomando como foco as cooperativas de reciclagem, possuem na grande maioria das vezes um ambiente que se faz necessário um maquinário mais robusto e menos suscetível a falhas.

Para um correto dimensionamento de um parafuso de movimento, é necessário averiguar o esmagamento dos filetes, o seu cisalhamento, as tensões combinadas no corpo do fuso e a flambagem do corpo do parafuso; como discutido no item 2.5.6.2 e que serão aplicados para o caso em estudo nos itens subsequentes.

3.5.2.1 Critério de esmagamento dos filetes

O processo de dimensionamento será iniciado com o critério de esmagamento dos filetes para determinar o diâmetro primitivo do parafuso (d_2) utilizando como base a Equação (50) . Será utilizado uma bucha de aço com 25,4 mm de comprimento (1 pol.). Logo a pressão média admitida no flanco dos filetes (p_{ADM}) para um parafuso de aço e uma bucha igualmente de aço será de 10 MPa, como mostra a Tabela 19. Sendo assim, modificando a Equação (50) ficará da seguinte forma:

$$p_{ADM} \geq \frac{2F}{m\pi d_2} \therefore d_2 \geq \frac{2F}{m\pi p_{ADM}} \quad (91)$$

Sendo a carga máxima de 10,8 kN, tem-se:

$$d_2 \geq \frac{2.10800}{25,4\pi 10} \therefore d_2 \geq 27,07 \text{ mm} \quad (92)$$

Segundo a norma DIN 103-4, as medidas normalizadas dos fusos são as apresentadas na Tabela 62.

Tabela 62 - Medidas normalizadas dos fusos norma DIN 103-4 (em mm)

Número	D	P	$d_2 = D_2$	d_3	D_1	D_3	A_s
10x2	10	2	9	7,5	8	10,5	53,5
12x3	12	3	10,5	8,5	9	12,5	70,9
14x4	14	4	12	9,5	10	14,5	90,8
16x4	16	4	14	11,5	12	16,5	127,7
18x4	18	4	16	13,5	14	18,5	170,9
20x4	20	4	18	15,5	16	20,5	220,4
22x5	22	5	19,5	16,5	17	22,5	254,5
24x5	24	5	21,5	18,5	19	24,5	314,2
26x5	26	5	23,5	20,5	21	26,5	380,1
28x5	28	5	25,5	22,5	23	28,5	452,4
30x6	30	6	27	23	24	31	490,9
32x6	32	6	29	25	26	33	572,8
36x6	36	6	33	29	30	37	754,8
40x7	40	7	36,5	32	33	41	921,3
44x7	44	7	40,5	36	37	45	1149,1

48x8	48	8	44	39	40	49	1352,7
50x8	50	8	46	41	42	51	1486,2
52x8	52	8	48	43	44	53	1626
55x9	55	9	50,5	45	46	56	1790,8
60x9	60	9	55,5	50	51	61	2185,4
65x10	65	10	60	54	55	66	2551,8

Fonte: Vieira; Barros, 2018

Como o diâmetro primitivo mínimo do parafuso é de 27,07 mm, é necessário escolher uma rosca com diâmetro primitivo superior ao mínimo. Sendo assim, a rosca escolhida foi a 32x6, com passo de 6 mm, $d_2 = 29$ mm, $d_3 = 25$ mm e $A_s = 572,88$ mm².

Com o diâmetro próximos passos irão verificar se as dimensões escolhidas do fuso irão suportar as cargas exercidas.

3.5.2.1.1 Critério de cisalhamento transversal dos filetes

O próximo passo do dimensionamento será averiguar se os filetes do fuso e bucha escolhidos irá resistir à tensão de cisalhamento exercida. Utilizando a Equação (52), tem:

$$\tau_{MAX} = \frac{2,28F}{\pi d_3 P} \leq \frac{\sigma_e}{n_c} \therefore \frac{\sigma_e}{n_c} \geq \frac{2,28F}{\pi d_3 P} \quad (93)$$

Para o coeficiente de segurança n_c será utilizado o fator 1,5 como sugere a Tabela 12, uma vez que a condição do material é bem conhecida, a condição ambiental é constante e as tensões e cargas são normais. Sendo assim, tem-se:

$$\frac{\sigma_e}{n_c} = \frac{230}{1,5} \therefore \frac{\sigma_e}{n_c} = 153,33 \text{ MPa} \quad (94)$$

Substituindo os valores já mencionados do parafuso de movimento, tem-se:

$$\frac{2,28F}{\pi d_3 P} = \frac{2,28 \cdot 10800}{\pi \cdot 25 \cdot 6} \therefore \frac{2,28F}{\pi d_3 P} = 52,25 \text{ MPa} \quad (95)$$

Como 153,33 MPa é maior que 52,25 MPa, o critério de cisalhamento dos filetes é atendido.

3.5.3 Tensões combinadas no corpo do parafuso

Em sequência, será analisado os esforços internos do parafuso em relação à combinação de torção e flexão. Esse efeito combinado de tensão normal e tensão de cisalhamento devido à torção é obtido através da Equação (53). Porém, será necessário o cálculo do torque exercido no parafuso, dado pela Equação (47).

$$T_1 = F \cdot \frac{d_2}{2} \tan(\varphi + \alpha) \quad (96)$$

No entanto, para finalizar o cálculo, será necessário encontrar o ângulo de atrito (ϕ), dado pela Tabela 18, e o ângulo de hélice (α), dado pela Equação (49). Para um parafuso de aço com perfil trapezoidal e uma bucha igualmente de aço em uma condição lubrificada, haverá o ângulo de atrito valendo 6,3°. Já para o ângulo de hélice, tem-se que:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{Z \cdot P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{1.6}{\pi \cdot 29}\right) \therefore \alpha = 3,8^\circ \quad (97)$$

Logo, substituindo os valores para encontrar o torque exercido no parafuso, tem-se:

$$T_1 = 10800 \cdot \frac{29}{2} \tan(6,3 + 3,8) \therefore T_1 = 27,895 \text{ N.m} \quad (98)$$

Vale comentar novamente que com $\varphi > \alpha$, o parafuso se torna um sistema irreversível. Ou seja, o torque T_2 necessário para abaixar a carga é positivo, impedindo que a carga desça por conta própria, gerando mais um grau de segurança ao equipamento.

Continuando, em mãos do torque exercido ao parafuso, seguimos a Equação (53):

$$\sigma_{EQ} = \sqrt{\left(\frac{N}{A_S}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{0,2d_3^3}\right)^2} \leq \frac{\sigma_e}{n_{mec}} \therefore \frac{\sigma_e}{n_{mec}} \geq \sqrt{\left(\frac{N}{A_S}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{0,2d_3^3}\right)^2} \quad (99)$$

Onde:

$$\frac{\sigma_e}{n_{mec}} = \frac{230}{1,5} \therefore \frac{\sigma_e}{n_{mec}} = 153,33 \text{ MPa}$$

E:

$$\begin{aligned} \sqrt{\left(\frac{N}{A_s}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{0,2d_3^3}\right)^2} &= \sqrt{\left(\frac{10800}{572,8}\right)^2 + 3\left(\frac{27895}{0,2 \cdot 25^3}\right)^2} \therefore \sqrt{\left(\frac{N}{A_s}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{0,2d_3^3}\right)^2} \\ &= 24,38 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Como 153,33 MPa é maior que 24,35 MPa, o critério de tensões combinadas foi atendido.

3.5.4 Flambagem do corpo do parafuso

Por fim, é necessário checar a flambagem do parafuso segundo o critério de flambagem. O primeiro passo é calcular o índice de esbeltez. Para isso, é preciso definir o comprimento equivalente do fuso que está sendo estudado. Pode-se considerar o fuso como sendo semelhante a uma viga engastada e guiada e, segundo a

Figura 27, o comprimento equivalente é calculado pela Equação (100).

$$L_{EQ} = 0,65 \cdot L \quad (100)$$

Para atender as necessidades do projeto, foi definido que o fuso terá um comprimento de rosca de 216,77 mm, tem-se:

$$L_{EQ} = 0,65 \cdot 216,77 \therefore L_{EQ} = 140,9 \text{ mm} \quad (101)$$

Com esse valor, é possível calcular o índice de esbeltez do fuso, seguindo a Equação (55):

$$\lambda = \frac{4.140,9}{25} \therefore \lambda = 22,54 \quad (102)$$

Para definir entre qual dos dois critérios, Euler ou Johnson, é necessário o cálculo do índice de esbeltez limite, obtido pela Equação (56) .

$$\lambda_{LIM} = \sqrt{\frac{2.205000 \cdot \pi^2}{230}} \therefore \lambda_{LIM} = 132,64 \quad (103)$$

Uma vez que o índice de esbeltez é menor que o índice de esbeltez limite ($\lambda < \lambda_{LIM}$) se faz necessário o uso do critério de Johnson para o cálculo da tensão crítica. Sendo assim, a tensão crítica por Johnson é dada pela Equação (58):

$$\sigma_{CRIT} = \left(1 - \frac{22,54^2}{2 \cdot 132,64^2}\right) \cdot 230 \therefore \sigma_{CRIT} = 226,68 \text{ MPa}$$

Por fim, torna-se possível calcular o coeficiente de segurança à flambagem deste fuso. Para isso, será utilizado como base a Equação (54):

$$\frac{F}{A_S} \leq \frac{\sigma_{CRIT}}{n_{fl}} \therefore n_{fl} = \frac{\sigma_{CRIT} \cdot A_S}{F} = \frac{226,68 \cdot 572,8}{10800} \therefore n_{fl} = 12,022 \quad (104)$$

Segundo Vieira Jr (2018), para o critério de Johnson, recomenda-se que o coeficiente de segurança à flambagem deve ser no mínimo entre 1,75 e 4,0, sendo assim o fuso está seguro quanto à flambagem.

Após verificar que todos os critérios de dimensionamento foram atendidos, foi possível projetar o Fuso de movimento Tr32x6 que pode ser visto no desenho PP03, no Livro de Desenhos-Prensa e uma imagem mais simplificada na Figura 54.

Figura 54 - Fuso de movimento



3.5.5 Guias Lineares

As lineares serão responsáveis por proteger o parafuso e manter o curso, considerando estas premissas foi considerado que as guias necessitaram ser de um material resistente, de um bom acabamento superficial e sua deformação tem que ser inferior a folga entre parafuso e bucha assim garantindo que o sistema não irá travar.

Para os cálculos será considerado o momento mais crítico que as guias poderão sofrer durante o processo, que será quando a mesa externa sofrer o maior momento.

Para confecção de guia será utilizado o material aço ABNT 1020, devido a sua boa usinabilidade e facilidade de compra no mercado.

Para encontrar o valor máximo de deformação que as guias lineares podem se deformar para não ocasionar o travamento do parafuso, é necessário encontrar a folga entre os filetes do parafuso de movimento e sua bucha. Para encontrar tal valor, é utilizado a seguinte formula:

$$a_c = 0,5(D_3 - d) \quad (105)$$

Onde:

a_c : folga entre o fuso e a bucha;

D_3 : diâmetro de raiz da bucha;

d : diâmetro primitivo do parafuso.

Retirando os dados necessários da Tabela 62 e substituindo na equação, tem-se:

$$a_c = 0,5(37 - 36) \therefore a_c = 0,5 \text{ mm} \quad (106)$$

Sendo assim, com a deformação precisando ser menor que 0,25 mm e que o comprimento da guia é 520 mm, o valor de teta utilizando a Equação (107):

$$\theta = \text{tg}^{-1}\left(\frac{y}{\frac{L}{2}}\right) \quad (107)$$

$$\theta = \text{tg}^{-1}\left(\frac{0,25}{260}\right) = 0,05509079 \quad (108)$$

Utilizando o valor de θ (Equação (108)) conseguimos o valor mínimo do diâmetro.

$$\theta = \frac{M * L}{24 * E * I} \quad (109)$$

$$0,0550979 = \frac{1392500 * 520}{24 * 210000 * \left(\frac{\pi * D^4}{64}\right)} \rightarrow D \geq 15,18mm \quad (110)$$

Para maior segurança no projeto foi adotado um diâmetro 25 mm.

3.5.6 Dimensionamento da chaveta entre fuso e acoplamento

Para realizar a transmissão de potência do acoplamento para o fuso, foi escolhido a utilização de chaveta uma vez que é o método mais apropriado para a união entre o acoplamento utilizado e o eixo a ser movido além de ser um dos métodos de baixo custo.

Sabendo que o diâmetro do eixo do fuso que será unida ao acoplamento é de 30 mm, segundo a Tabela 13, o tipo de chaveta a ser utilizada são as chavetas de dimensões do intervalo $22 < d \leq 30$. Em relação ao comprimento, é indicado para o caso de acoplamentos que a chaveta percorra toda a extensão da região de contato entre o eixo e o acoplamento.

Sendo assim, a chaveta que unirá o fuso e o acoplamento terá as seguintes dimensões:

largura (b): 8mm;

altura (h): 7 mm;

comprimento (L): 32 mm

O primeiro critério a ser estudado, será a falha devido ao esmagamento. Como já discutido no item 2.5.3.2, haverá uma força F_c distribuída uniformemente na lateral da chaveta em função do torque recebido. Essa força F_c é calculado pela Equação (33), assim colocando a força em evidência é obtida a expressão:

$$F_c = \frac{T}{\left(\frac{d}{2} - h_1 + \frac{3}{4}h\right)} = \frac{27804,20}{\left(\frac{30}{2} - 4 + \frac{3}{4} \cdot 7\right)} \therefore F_c = 1711,02 N \quad (111)$$

Em posse da força F_c será calculado a pressão exercida na chaveta segundo a Equação (34). Essa pressão não pode exercer a pressão admissível da chaveta. Sabendo que será exercido um tipo de carregamento I e que o material do cubo do acoplamento é aço, a pressão admissível

para a chaveta retangular é de 100 MPa segundo a Tabela 14. Aplicando essas informações na Equação (34):

$$p = \frac{2F_C}{hL} \leq p_{adm} \therefore \frac{2.1711,02}{7.32} \leq 100 \therefore 15,28 \leq 100 \quad (112)$$

Com isso, é possível concluir que a chaveta está segura quanto ao critério de esmagamento.

O segundo critério a ser estudado é o critério de falha devido ao cisalhamento. Assim como o critério anterior, a falha por cisalhamento também foi discutida no item 2.5.3.3. Nesta falha, um torque na área longitudinal da chaveta provoca um esforço de cisalhamento ao longo da mesma.

Para o cálculo deste esforço, é necessário o cálculo da força de cisalhamento Q segundo a Equação (35). Colocando a força Q em evidência e substituindo os valores, tem-se:

$$Q = T \frac{2}{d} = 27804,20 \cdot \frac{2}{30} \therefore Q = 1853,61 N \quad (113)$$

Em posse da força Q será calculado o esforço de cisalhamento exercido na chaveta segundo a equação (36). Esse esforço não pode exercer o esforço admissível da chaveta. Sabendo que será exercido um tipo de carregamento I e que o material da chaveta é de classe 4.6, o esforço de cisalhamento admissível para a chaveta retangular é de 54 MPa segundo a Tabela 15. Aplicando essas informações na equação (36) :

$$\tau = \frac{Q}{bL} \leq \tau_{adm} \therefore \frac{1853,61}{8.32} \leq 54 \therefore 7,24 \leq 54 \quad (114)$$

Com isso, é possível concluir que a chaveta está segura quanto à falha devido ao cisalhamento. Logo, a chaveta foi adequadamente selecionada e dimensionada.

3.5.7 Seleção dos rolamentos utilizados no módulo de prensagem

O rolamento mais crítico do sistema de prensagem sem dúvida será o rolamento axial. É ele que irá receber toda a reação da força de prensagem e que irá suportar o sistema acima do

motor elétrico, os demais rolamentos estão presentes somente para complementar o sistema e permitir o melhor funcionamento e estabilidade do mesmo. Sendo assim, além de uma correta seleção, é necessário que sua vida seja superior à 5 anos de operação.

Para encontrar o rolamento adequado, é necessário calcular a carga dinâmica mínima (C_{\min}) do rolamento, seguindo a Equação (39). Mas antes, é preciso calcular a vida de cinco anos de trabalho em horas e a carga P de um rolamento axial, seguindo a Equação (44)(45).

Para a vida em horas, será considerada uma jornada de 8 horas diárias e um ano tendo 255 dias úteis, resultando em um total de 2040 horas de trabalho do rolamento. Logo, para uma vida de 5 anos, o L_H teria um total de 10200 horas.

O próximo passo é calcular a carga de trabalho utilizando a Equação (45):

$$P = 10800 + 1,2 \cdot 0 \therefore P = 10,8 \text{ kN} \quad (115)$$

Substituindo os valores encontrados na Equação (39).

$$10200 = \frac{10^6 \left(\frac{C_{\min}}{10,8}\right)^3}{60.116,7} \quad (116)$$

Para encontrar a carga mínima, é necessário ajustar a expressão:

$$C_{\min} = 10,8 \cdot \left(\frac{10200 \cdot 60.116,7}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}} \therefore C_{\min} = 44,81 \text{ kN} \quad (117)$$

O rolamento de 30 mm mais próximo desse valor é o 51306, com $C = 70,2 \text{ kN}$ como mostra a Tabela 63 retirada do catálogo.

Tabela 63 - Informações referentes ao rolamento 51306

Dimensões principais			Classificações básicas de carga		Limite de carga de fadiga P_u	Fator de carga mínima A	Classificações de velocidade		Massa	Designação
d	D	H	dinâmica C	estática C_0			Velocidade de referência	Velocidade-limite		
mm			kN		kN	-	r/min	kg	-	
30	47	11	19	43	1,6	0,0096	6 000	8 500	0,063	51106
	52	16	25,1	51	1,86	0,013	4 800	6 700	0,13	51206
	60	21	35,8	65,5	2,4	0,026	3 800	5 300	0,26	51306
	70	28	70,2	122	4,5	0,097	3 000	4 300	0,52	51406

Fonte: “Adaptado do” Catálogo SKF, 2015

Com o rolamento selecionado, se torna possível realizar o recálculo da vida útil pela Equação (44).

$$L_H = \frac{10^6 \left(\frac{70,2}{10,8}\right)^3}{60.116,7} \therefore L_H = 39220,22 \text{ horas} \quad (118)$$

Logo, o rolamento selecionado terá uma vida útil de 19 anos.

Finalmente, basta saber se haverá a carga mínima exigida para a operação do rolamento. Para isso, será utilizado a Equação (46), substituindo os valores na equação.

$$F_{am} = 0,097 \left(\frac{116,7}{1000}\right)^2 = 0,0013 \text{ N} \quad (119)$$

Uma vez que a força mínima é de 0,0013 N, não há dúvidas que a carga mínima exigida será atendida.

3.5.8 Seleção Redutor

Para atender de forma otimizada as necessidades da prensa, no momento da escolha do redutor foi levado em consideração: o custo de investimento, a eficiência do equipamento, características operacionais, faixa de rotação de trabalho, condição de serviço e custo de manutenção. Com isso, após pesquisa dos redutores presentes no mercado atual, conclui-se o que a linha que melhor atende o projeto é a Alumag fornecida do fabricante WEG Cestari ®.

Dessa forma, será realizada a seleção do redutor de velocidades a partir da metodologia recomendada pelo próprio fabricante, de modo garantir maior vida útil ao equipamento.

3.5.8.1 *Potência efetiva (P_c)*

O primeiro passo para iniciar a seleção do redutor e do motor é determinar a potência efetiva (P_c) requerida pela prensa. Como já calculado (Equação (98)), o torque de entrada exigido pelo sistema de prensagem é de 27,8 N.m e foi pressuposto para o parafuso de movimento uma rotação de 66 RPM, pois esta atende o tempo de processo dos produtos produzidos pelo projeto estudado. Com essas informações de processo, será definido a P_c através da Equação (120).

$$P = \omega \cdot T \quad (120)$$

Onde:

P: potência [W];

ω : velocidade angular [rad/s];

T: torque [N.m].

Com isso, tem-se que:

$$P_c = 27,8 * 66 * \frac{2\pi}{60} \rightarrow P_c = 192 \text{ w} \quad (121)$$

3.5.8.2 *Potência equivalente (P_e)*

Com a potência efetiva conhecida, pode-se calcular a potência equivalente (P_e), que leva em consideração o fator de serviço (F_s), que tem como função quantificar a influência das condições externas sobre o funcionamento do redutor. Conforme Equação (62). Considerando que a prensa tem uma variação de carga durante o seu funcionamento e que, é submetida a esforços moderados, isso faz a sua classe de carga ser de choques moderados (M) (Tabela 22 – Classificação de cargas). Com a classe de carga da prensa determinada e considerando que ela funcionará 8 horas diárias, pode-se estabelecer o FS a partir da Tabela 23. Dessa forma, tem-se:

$$P_e = 192 * 1,25 \rightarrow P_e = 240 W \quad (122)$$

3.5.8.3 *Relação de transmissão (i)*

Para se determinar a relação de transmissão, é necessário conhecer-se a velocidade angular de entrada e de saída do redutor. Como ainda não foi selecionado o motor que será utilizado no projeto, será levado em consideração a escolha de um motor AC de 4 polos e mesmo estará conectado à rede pública de abastecimento de energia elétrica brasileira, a qual possui uma frequência de 60 Hz, o que gera uma velocidade síncrona (n_s) no eixo do motor de 1800 rpm. Dessa forma, por meio da Equação (60), pode-se pré-determinar a relação de transmissão do redutor. Com isso tem-se.

$$i = \frac{1800}{66} = 27,2 \quad (123)$$

3.5.8.4 *Escolha do redutor*

Com os valores da redução e da rotação de entrada pré-determinados, calculados no tópico acima, é realizado a escolha do modelo do redutor no catálogo do fabricante, conforme demonstrado na Tabela 64.

Tabela 64 – Modelos Redutores Alumag

Redução Nominal	Rotação entrada (rpm) n1	Rotação saída (rpm) n2	Tamanhos								
			3			4			5		
			Pn1.(Cv)	M2(kgf.m)	h	Pn1.(Cv)	M2(kgf.m)	h	Pn1.(Cv)	M2(kgf.m)	h
10	3400	350	0,73	1,22	0,80	1,30	2,4	0,82	2,51	4,49	0,85
	1750	175	0,48	1,53	0,78	0,93	3,08	0,80	1,82	6,12	0,82
	1150	115	0,34	1,63	0,78	0,73	3,57	0,78	1,25	6,32	0,81
	875	88	0,29	1,83	0,78	0,63	3,98	0,77	1,01	6,52	0,79
15	3400	227	0,60	1,43	0,75	0,96	2,94	0,74	2,00	4,99	0,79
	1750	117	0,47	2,04	0,71	0,68	3,08	0,73	1,33	6,12	0,75
	1150	77	0,31	2,04	0,71	0,54	3,57	0,71	1,00	6,93	0,74
	875	58	0,24	2,04	0,70	0,46	3,98	0,70	0,81	7,34	0,74
20	3400	170	0,48	1,43	0,70	1,00	2,98	0,70	1,63	4,99	0,73
	1750	88	0,38	2,04	0,66	0,73	4,08	0,68	1,07	6,12	0,70
	1150	58	0,26	2,14	0,66	0,51	4,38	0,68	0,77	6,63	0,69
	875	44	0,21	2,24	0,65	0,42	4,59	0,67	0,64	7,14	0,68
25	3400	136	0,42	1,43	0,65	0,83	2,98	0,68	1,53	5,71	0,71
	1750	70	0,33	2,04	0,61	0,60	4,08	0,66	0,95	6,63	0,68
	1150	46	0,23	2,14	0,60	0,45	4,59	0,65	0,68	7,14	0,67
	875	35	0,18	2,24	0,60	0,38	4,99	0,65	0,57	7,65	0,66
30	3400	113	0,38	1,43	0,60	0,78	2,98	0,60	1,41	5,61	0,63
	1750	58	0,30	2,04	0,56	0,56	4,08	0,59	0,89	6,63	0,61
	1150	38	0,20	2,14	0,56	0,42	4,59	0,58	0,65	7,24	0,60
	875	29	0,17	2,24	0,55	0,36	5,10	0,57	0,53	7,65	0,59

n1 Rotação na entrada
n2 Rotação na saída
M2 Momento torçor admissível na saída (kgf.m)
Pn1 Potência admissível na entrada (Cv)
h Rendimento

Fonte: WEG Cestari, 2020

Como pode ser verificado, o redutor selecionado tem uma redução de 1:25 e tamanho 4, o que proporciona a ele uma potência admissível de entrada (P_{n1}) de 0,6 CV, torque admissível na saída (M_2) de 4,08 Kgf.m e um rendimento (h) de 0,66.

3.5.8.4.1 Seleção do motor

Pensando em uma otimização operacional da prensa, na escolha do motor foi levando em consideração: a acessibilidade da fonte de energia, eficiência, custo, segurança, confiabilidade, facilidade de instalação e manutenção. Dessa forma, realizou-se uma pesquisa de motores presentes no mercado brasileiro e a linha que se mostrou mais adequada para projeto foi W12 Monofásico de capacitor permanente fabricada pela WEG.

3.5.8.4.2 Escolha do Motor

Com o redutor definido e o seu rendimento conhecido, pode-se realizar a verificação da potência necessária que o motor deverá oferecer ao sistema de transmissão para que se atinja a

potência equivalente da prensa no eixo de saída do redutor. Com o auxílio da Equação (59) e adotando para P_2 o valor de P_e , tem-se:

$$P_1 = \frac{240}{0,66} = 363 \text{ W} \quad (124)$$

Com a potência de entrada conhecida, é realizada a escolha do motor no catálogo do fabricante. Então é selecionado o modelo W12 Capacitor Permanente 0.5 cv 4P W71 1F 220 V 60 Hz IC411 - TEFC - B34D, pode-se verificar maiores informações sobre o motor na Figura 55.

Figura 55– Folha de dados W12

FOLHA DE DADOS			
Motor Monofásico de Indução - Rotor de Gaiola			
Cliente	: Reciclo		
Referencia do cliente	: Centro Universitário FEI		
Linha do produto	: W12 Monofásico Capacitor Permanente	Código do produto :	15151943
Carcaça	: W71	Tempo de rotor bloqueado	: 23s (frio) 13s (quente)
Potência	: 0.37 kW (0.5 HP-cv)	Elevação de temperatura	: 80 K
Número de polos	: 4	Regime de serviço	: S1
Frequência	: 60 Hz	Temperatura ambiente	: -20°C a +40°C
Tensão nominal	: 220 V	Altitude	: 1000 m
Corrente nominal	: 2.48 A	Grau de proteção	: IP55
Corrente de partida	: 8.68 A	Método de refrigeração	: IC411 - TEFC
Ip/In	: 3.5	Forma construtiva	: B34D
Corrente a vazio	: 1.27 A	Sentido de rotação ¹	: Ambos
Rotação nominal	: 1679 rpm	Nível de ruído ²	: 50.0 dB(A)
Escorregamento	: 6.72 %	Método de partida	: Partida direta
Conjugado nominal	: 2.11 Nm	Massa aproximada ³	: 6.0 kg
Conjugado de partida	: 50 %		
Conjugado máximo	: 150 %		
Classe de isolamento	: F		
Fator de serviço	: 1.15		
Momento de inércia (J)	: 0.0007 kgm ²		

Fonte: WEG, 2021

Como pode-se verificar, o motor escolhido possui um escorregamento de 6,72 %, que proporciona ao mesmo uma rotação de saída de 1679 rpm e o redutor selecionado possui uma redução de 1:25. Como ser visto, a rotação do motor e a redução do redutor selecionado possui valores diferentes dos adotados inicialmente, com isso se faz necessário realizar um recálculo de P_1 , para verificar se a potência do motor selecionado (P_m) atende o projeto, ou seja, se $P_m \geq P_1$. Assim tem-se:

$$n_2 = \frac{1679}{25} = 67,16 \text{ rpm} \quad (125)$$

$$P_c = 27,8 \cdot 67,16 \cdot \frac{2\pi}{60} = 195,5 \text{ W} \quad (126)$$

$$P_e = 195,5 \cdot 1,25 = 244,3 \text{ W} \quad (127)$$

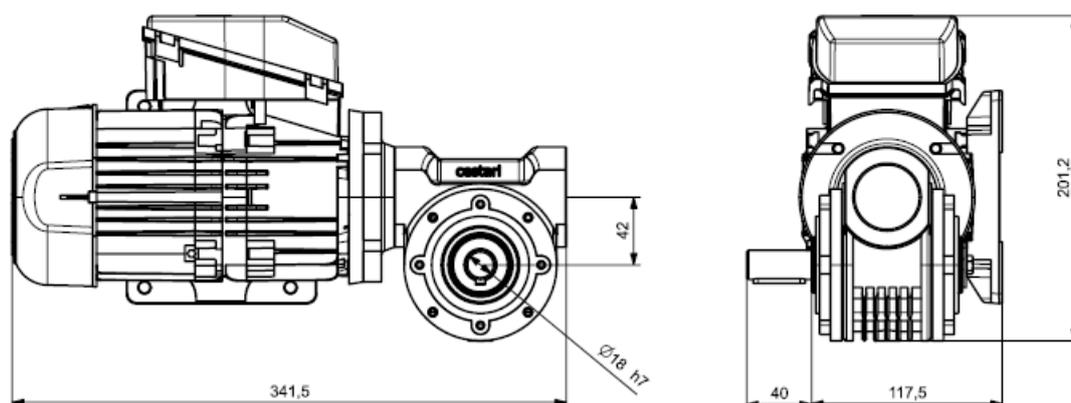
$$P_1 = \frac{244,3}{0,66} = 370 \text{ W} \quad (128)$$

∴

$$P_m \geq P_1 \quad (129)$$

Com isso, é validado o sistema de powertrain selecionado.

Figura 56 – Montagem Motor e Redutor



Fonte: Autores, 2021

3.5.9 Seleção acoplamento

Para realizar a conexão entre o eixo de saída do redutor e o parafuso de movimento que irá acionar a prensa, será utilizado um acoplamento, pois, este elemento mecânico, além de transmitir torque ele compensa o desalinhamento entre os eixos, sem causar nenhum esforço adicional, aumentando a vida útil da prensa.

Após análise dos tipos de acoplamentos presentes no mercado, conclui-se que o acoplamento que satisfaz as necessidades da prensa e tem o melhor custo/benefício é o acoplamento Acionac AE. Este modelo, trata-se de um acoplamento permanente flexível, que

tem como característica, a compensação dos desalinhamentos radiais, axiais e angulares que podem ocorrer entre os eixos acoplados e ainda absorvem choques e vibrações provenientes das máquinas acionada ou acionadora. O que o torna o mais adequado para máquinas acionadas por motor elétrico.

3.5.9.1 Escolha do acoplamento

A primeira etapa para determinar o tamanho do acoplamento que irá atender as necessidades do projeto, é conhecer o momento torsor presente nos eixos acoplados. Para estimar o momento torsor presente em um eixo de transmissão de potência de máquina, se utiliza a equação (130), pois esta, leva em consideração um fator de correção (F_t), de modo, a se obter um valor da carga a qual o eixo está submetido, mais próximo do real.

$$M_t = \frac{N \cdot C}{n} \cdot F_t \quad (130)$$

Onde:

M_t - torque [Nm];

N - potência da máquina [kw ou cv];

C - constante de conversão de unidade;

N - rotação [rpm];

F_t - fator de correção.

Adota-se para constante “C” 9550 para potência em Kw e 7020 para potência em cv.

Vale salientar que F_t vem da multiplicação de outros três fatores, que são F_1 (fator de acionamento), F_2 (Fator de tempo de serviço) e F_3 (Fator de máquina acionada) que são retirados das tabelas Tabela 65,

Tabela 66 e Tabela 67, respectivamente:

Tabela 65 – Fator de acionamento

FATOR F1 - TIPO DE ACIONAMENTO	
Motor Elétrico	1.0
Motor de Combustão (4 a 6 Cilindros)	1.2
Motor de Combustão (1 a 3 Cilindros)	1.5

Fonte: Acionac, 2010

Tabela 66 – Fator de tempo de serviço

FATOR F2 - TEMPO DE SERVIÇO	
Até 8 horas/dia	1.0
De 8 a 16 horas/dia	1.1
De 16 a 24 horas/dia	1.2

Fonte: Acionac, 2010

Tabela 67 – Fator de máquina acionada

FATOR F3 - TIPO DE MÁQUINA ACIONADA			
Geradores Elétricos	1.2	Transportadores de Corrente	
Bombas Centrífugas		Moinhos Rotativos	
Ventiladores com $N/n \leq 0,05$		Bombas de Pistão com Volante	1.8
Elevadores de Canecas	1.4	Pontes rolantes	
Ventiladores com $0,05 < N/n < 0,1$		Centrífugas	
Máquinas de Ferramentas		Trefilas	
Compressores		Vibradores	2.2
Transportadores de Correia		Máquinas de Papel	
Misturadores e Betoneiras	1.6	Britadores	
Fornos Rotativos		Laminadores / Mesas de Rolos	
Máquinas para Madeira		Bombas de Pistão sem Volante	3.0
Guinchos / Montacargas		Marombas / Misturadores de Borracha	

Fonte: Acionac, 2010

Com isso, sabendo-se que o acionamento será realizado por um motor elétrico, que a prensa terá período de funcionamento de 8 horas/dia e que ela pertence ao grupo de máquinas que possui inversão de sentido de movimento durante o seu funcionamento, como é caso dos misturados. Dessa forma, consultando as tabelas: Tabela 65,

Tabela 66 e Tabela 67, determina-se o valor de 1 para os fatores de acionamento (F_1) e tempo de serviço (F_2) e, 1,6 para o fator de máquina acionada (F_3). Realizando a multiplicação entre esses fatores, chega-se ao resultado de 1,6 para F_t .

Com o fator de correção, rotação (Equação (125)) e potência transmitida pelo eixo acoplado (Equação (127)) conhecidos. Tem-se:

$$M_t = \frac{244,3 \cdot 10^{-3} \cdot 9550}{67,16} \cdot 1,6 = 55,6 \text{ Nm} \quad (131)$$

Para seleção do acoplamento, além do momento atuante no mesmo, deve-se levar em consideração o diâmetro dos eixos acoplados. O eixo de saída do redutor possui um diâmetro de 18 mm (Figura 56 – Montagem Motor e Redutor) e a extremidade acoplada do parafuso de movimento possui um diâmetro de 30 mm, conforme desenho PP03 do apêndice. Com isso, através da Tabela 68, é possível definir o tamanho e as dimensões do acoplamento que atende as necessidades do projeto.

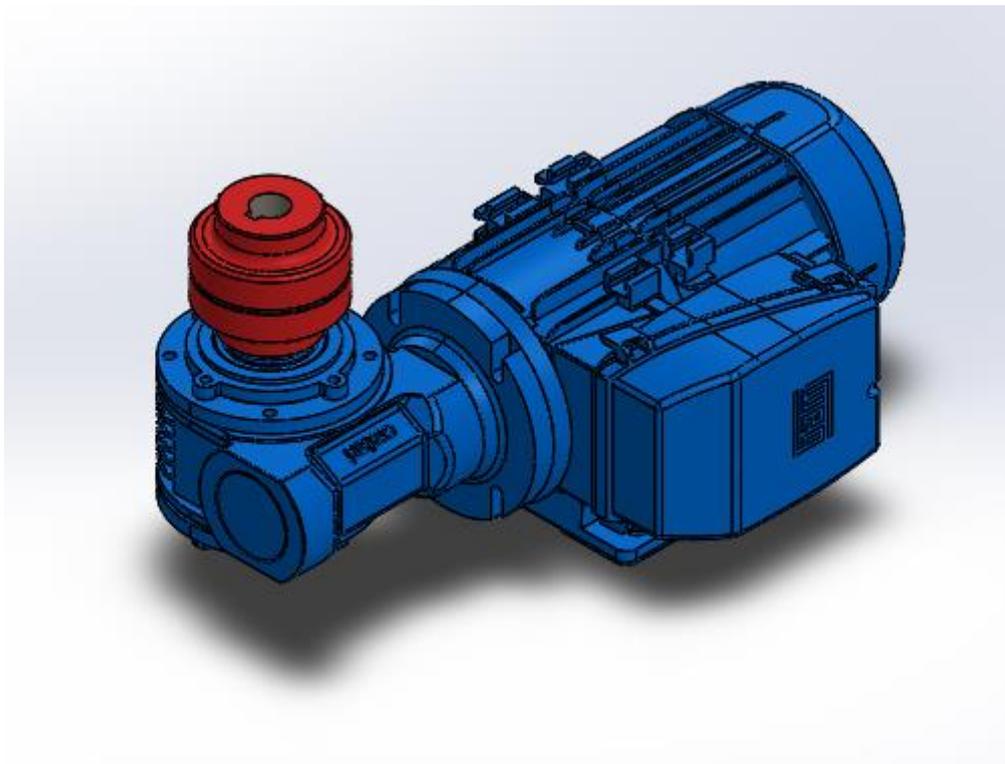
Tabela 68 – Tamanho e dimensões dos acoplamentos Acionac AE

Tamanho	Torque [Nm]		RPM Máx	d _i [mm]		D ₁ [mm]	D ₂ [mm]	l _e [mm]	LE [mm]	S _i [mm] Max	J [KGm ²]	Massa [Kg]	Tamanho
	Nominal	Máximo		Min	Máx								
50	19	45	9000	-	22	33	50	25	52	2,0	0,0002	0,46	50
67	33	75	6500	-	30	46	67	30	62,5	2,5	0,0004	0,93	67
82	75	160	5400	-	35	53	82	40	83	3,0	0,0012	1,76	82
97	157	340	4600	-	45	68	97	50	103	3,0	0,0028	3,46	97
112	247	540	4000	-	50	79	112	60	123,5	3,5	0,0052	5,00	112
128	397	860	3500	-	60	90	128	70	143,5	3,5	0,0112	7,90	128
148	622	1350	3100	-	70	107	148	80	163,5	3,5	0,0190	12,30	148
168	1035	2250	2650	-	80	124	168	90	183,5	3,5	0,0460	18,40	168
194	1605	3630	2300	-	90	140	194	100	203,5	3,5	0,0894	26,30	194
214	2400	5400	2100	-	100	157	214	110	224	4,0	0,1506	35,70	214
240	3700	8650	1850	-	120	179	240	120	244	4,0	0,2506	46,70	240
265	5800	13500	1700	44	130	198	265	140	285,5	5,5	0,4306	66,30	265
295	7600	18000	1550	50	140	214	295	150	308	8,0	0,6856	84,80	295
330	9900	23400	1450	56	170	248	330	160	328	8,0	1,2606	121,00	330

Pesos e momentos de inércia para acoplamentos SEM furação.

Fonte: Acionac, 2014

Figura 58 – Montagem do acoplamento no motoredutor



Fonte: Autores

3.5.10 Validações através do MEF

3.5.10.1 Simulação do suporte da haste

A simulação computacional foi realizada sobre o suporte da haste que irá ser inserida dentro do forno do sistema de prensagem, peça que irá receber a reação da força de prensagem durante a operação. Utilizou-se o sistema de análise do tipo estática estrutural através do *software ANSYS Workbench 2020 R2*®, com a finalidade de verificar a resistência estrutural do componente. Além dos resultados obtidos, serão discutidos os parâmetros utilizados no desenvolvimento do modelo de elementos finitos.

A presente simulação utiliza hipóteses de pequenos deslocamentos e material linear com elasticidade isotrópica. O peso próprio da estrutura é considerável desprezível.

As principais propriedades do aço, material do suporte da haste, foi inserido no *software Ansys Workbench*:

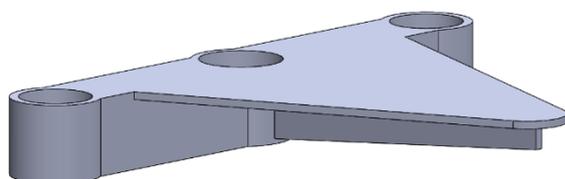
módulo de elasticidade: $E=200$ GPa;

coeficiente de Poisson: $\nu=0,30$;

densidade: $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$.

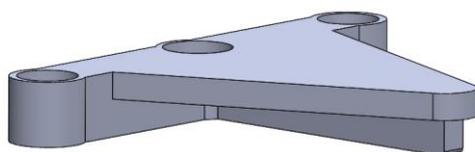
Para a escolha do formato final do componente, foi desenhado três opções de geometria através do software de CAD SOLIDWORKS 2018 ®. Para escolher o formato mais resistente aos esforços submetidos, eles foram simulados e, conforme pode ser visto nas figuras (Figura 59, Figura 60 e Figura 61) a opção número 3 apresentou resultados satisfatórios. Essa geometria pode ser vista com detalhes no desenho PP05 do Livro de Desenhos-Prensa.

Figura 59 – Opção 1 para o suporte da haste



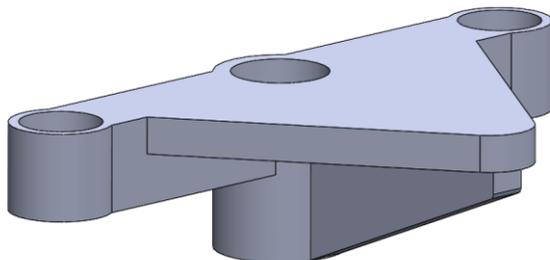
Fonte: Autores

Figura 60 - Opção 2 para o suporte da haste



Fonte: Autores

Figura 61 - Opção 3 para o suporte da haste



Fonte: Autores

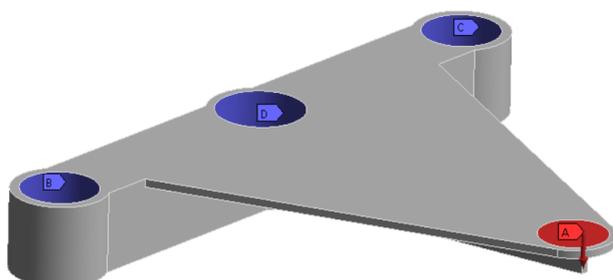
Para a geração de malha, foi utilizado elementos finitos do tipo tetraédricos, visto que é possível alcançar uma geração de malha de forma mais fácil, quando comparado aos hexaédricos, nas geometrias analisadas. Foram gerados elementos de 3 mm para os componentes.

Para as condições de contorno dos componentes foi utilizado três comandos do tipo *Cylindrical Support*. Para os comandos aplicados nas regiões das buchas das guias lineares foi restringido os graus de liberdade na direção radial e ao aplicado na região da bucha do parafuso de movimento, a radial e axial. Aplicou-se a força de 10800 N na região que a haste iria estar posicionada. Tanto os suportes quanto a força podem ser vistos nas figuras: Figura 62, Figura 63 e Figura 64.

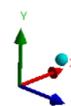
Figura 62 – Condições de contorno na opção 1

H: Static Structural
 Force
 Time: 1, s
 24/04/2021 17:09

A Force: 10800 N
B Cylindrical Support 2: 0, mm
C Cylindrical Support 2: 0, mm
D Cylindrical Support 3: 0, mm



0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)

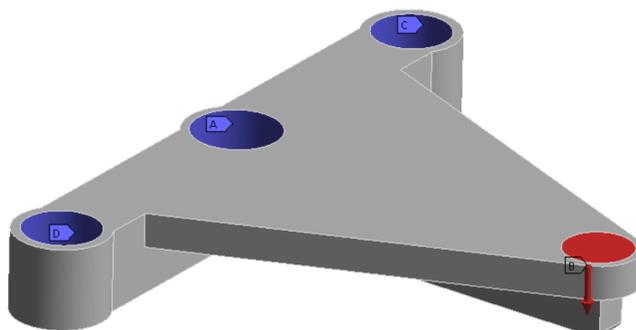


Fonte: Autores

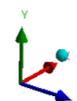
Figura 63 - Condições de contorno na opção 2

G: Static Structural
 Force
 Time: 1, s
 24/04/2021 17:09

A Cylindrical Support 3: 0, mm
B Force: 10800 N
C Cylindrical Support 2: 0, mm
D Cylindrical Support 2: 0, mm

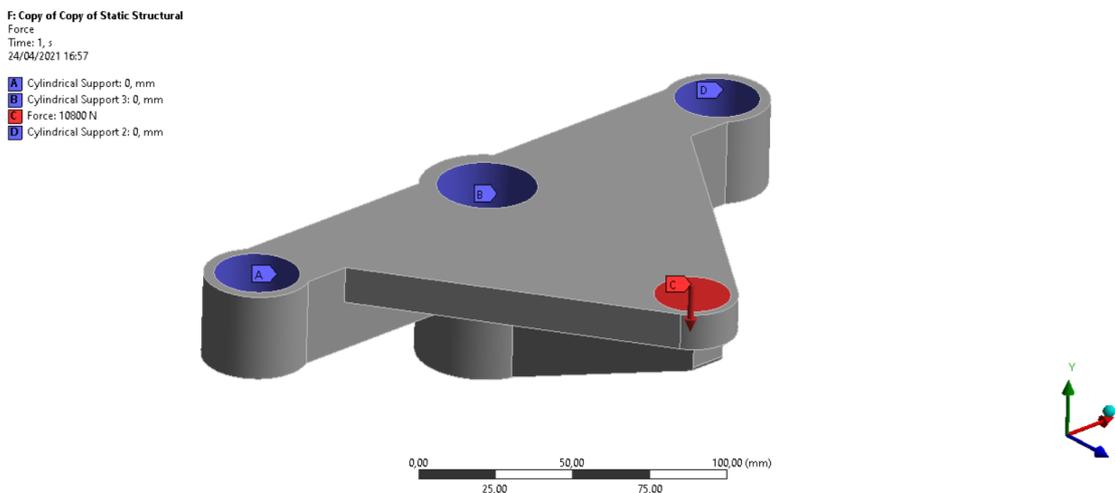


0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)



Fonte: Autores

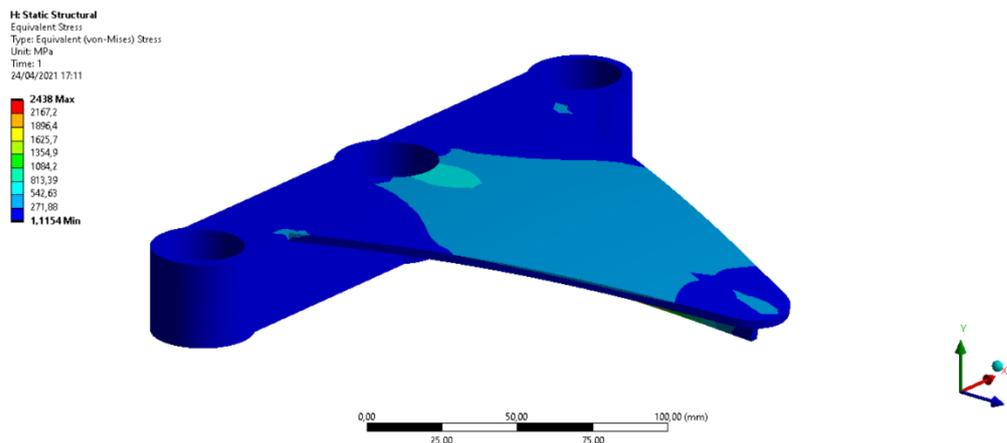
Figura 64 - Condições de contorno na opção 3



Fonte: Autores

A análise estática estrutural da primeira opção da haste foi processada. Analisando os resultados de tensão equivalente de *von-Mises* é possível notar que grande parte do componente apresenta tensões maiores que o limite de escoamento do aço ABNT 1020 (230 MPa), e, portanto, deve ser feita alterações. O resultado pode ser visto na Figura 65.

Figura 65 – Tensões na opção 1 da haste

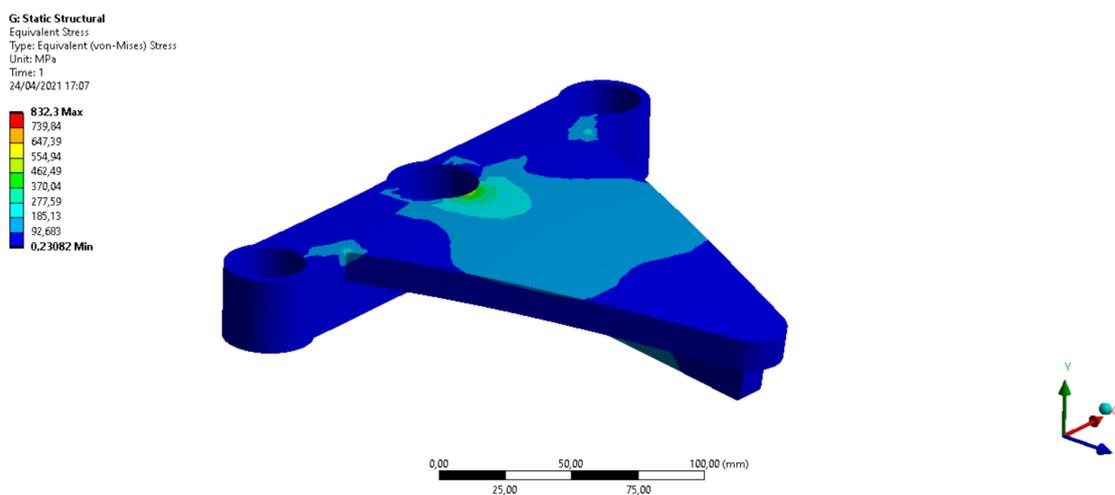


Fonte: Autores

Para a opção 2 da haste, foi mantido a distância da ponta da plataforma até o centro da bucha do parafuso de movimento e a espessura tanto da plataforma e da nervura abaixo desta plataforma foi aumentada. Após processar a simulação, foi verificado que as tensões mais uma

vez ultrapassaram o valor do limite de escoamento do aço. Porém apresentaram menores valores quando comparado a opção 1. O resultado de tensão pode ser visto na Figura 66.

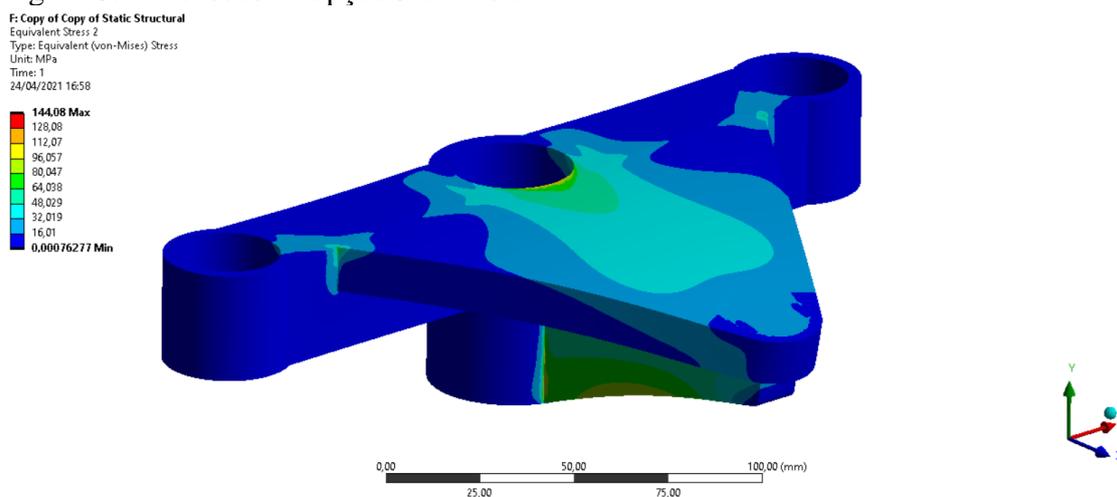
Figura 66 - Tensões na opção 2 da haste



Fonte: Autores

Na opção 3 da geometria da haste, foi aumentado a espessura da plataforma e da nervura. Porém dessa vez foi também reduzido o tamanho da plataforma e aumentado o comprimento da bucha a fim de favorecer a geometria da bucha. Após o processamento, foi realizado um estudo de convergência de malha para verificar se as condições da malha garantiam um equilíbrio entre precisão nos resultados e recursos computacionais para a solução. Analisando os resultados, verificou-se um valor máximo de tensão atuante de 144,08 MPa, como mostra a Figura 67.

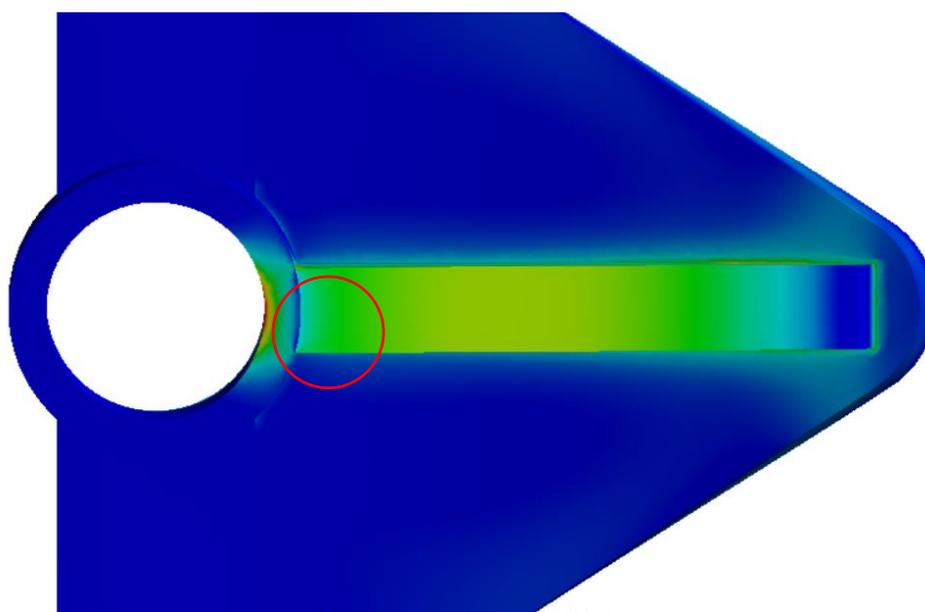
Figura 67 – Tensões na opção 3 da haste



Fonte: Autores

No entanto, esse valor máximo está ocorrendo em uma região onde ocorre uma situação de singularidade, conforme Figura 68, e pode ser desconsiderada por não estar em uma região crítica de esforços atuantes. Singularidades ocorrem em regiões do modelo em que os valores tendem a infinito, que podem ocorrer devido a forças localizadas ou aplicadas em arestas, cantos de peças em contato ou restrições. Com isso é possível verificar que os valores de tensão máxima, sem singularidade, estão próximos de 110 Mpa, abaixo do limite de escoamento do aço.

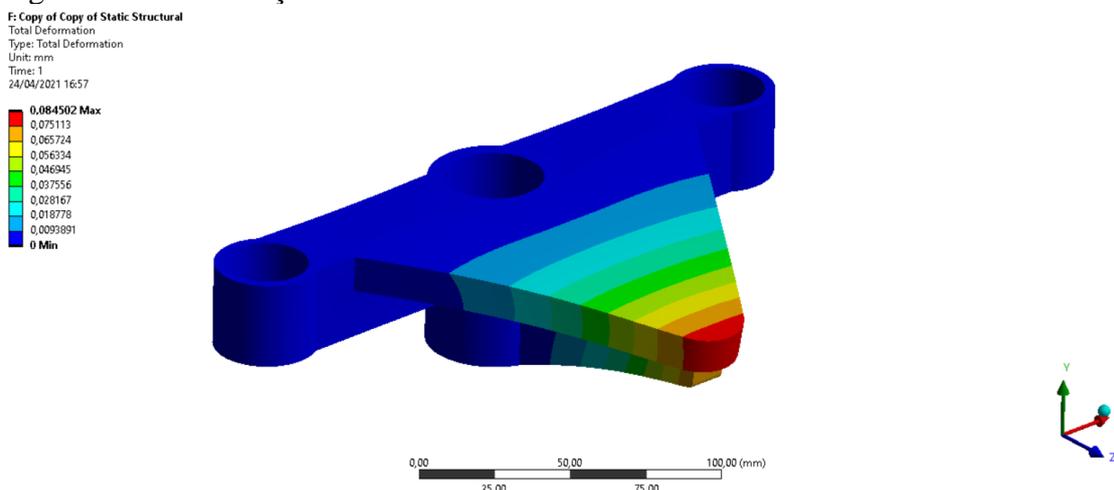
Figura 68 – Região de singularidade na haste



Fonte: Autores

O próximo passo a ser analisado é a deformação máxima da peça. Como pode ser visto na Figura 69, a máxima deformação obtida pelo modelo foi de 0,08 mm.

Figura 69 – Deformação na haste



Fonte: Autores

Sendo assim, o modelo se torna viável para utilização.

3.5.10.2 Simulação do suporte do rolamento axial

Foi realizado também uma simulação computacional sobre o suporte do rolamento axial que irá suportar o fuso e irá receber a reação da força de prensagem durante a operação. Utilizou-se para isso o *software ANSYS Workbench 2020 R2* ®. Além dos resultados obtidos, serão discutidos os parâmetros e procedimentos para a análise estrutural por elementos finitos.

A presente simulação utiliza hipóteses de pequenos deslocamentos e material linear com elasticidade isotrópica. O peso próprio da estrutura é considerável desprezível.

O componente é feito de aço. Suas principais propriedades foram inseridas no software para o processamento do modelo:

módulo de elasticidade: $E=200$ GPa;

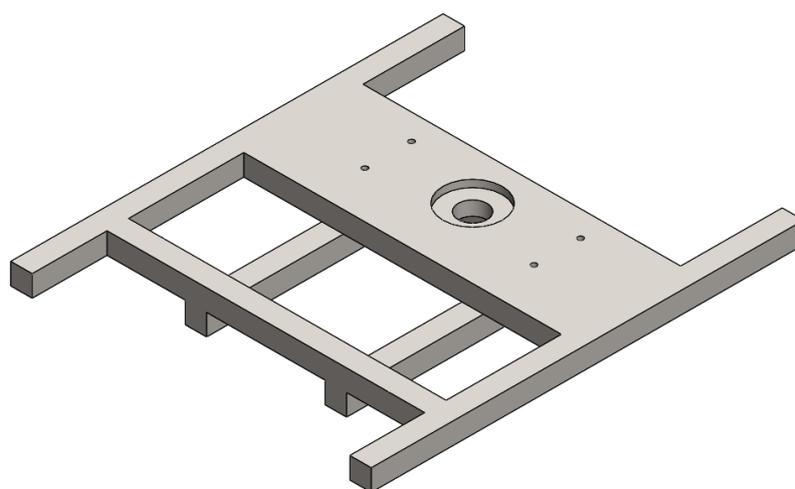
coeficiente de Poisson: $\nu=0,30$;

densidade: $\rho= 7850$ kg/m³.

A geometria foi concebida com o objetivo de ser robusta e resistente a deformações pois teria somente apoios nas suas extremidades e a peça não poderia interferir no rolamento radial

e no acoplamento logo abaixo dele. Sendo assim, foi desenhada com chapas e perfiz maciços para que tal objetivo fosse cumprido. Na Figura 70 é possível observar a estrutura desenhada no *software* de CAD *SOLIDWORKS 2018*®. Suas dimensões e detalhes podem ser vistos no desenho PP01 do Livro de Desenhos-Prensa.

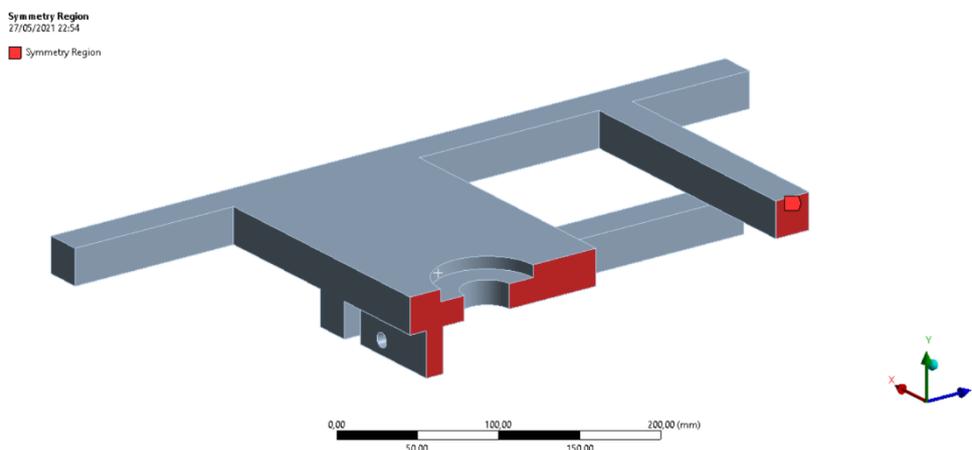
Figura 70 - Suporte do rolamento axial



Fonte: Autores

No desenvolvimento do modelo, foi utilizado o recurso de simetria, já que as condições de contorno, propriedades do material e geometria são simétricas. Com isso, reduziu-se o tempo de simulação e recursos computacionais. Na Figura 71, é possível verificar que foi aplicado simetria no eixo x, utilizando metade da geometria.

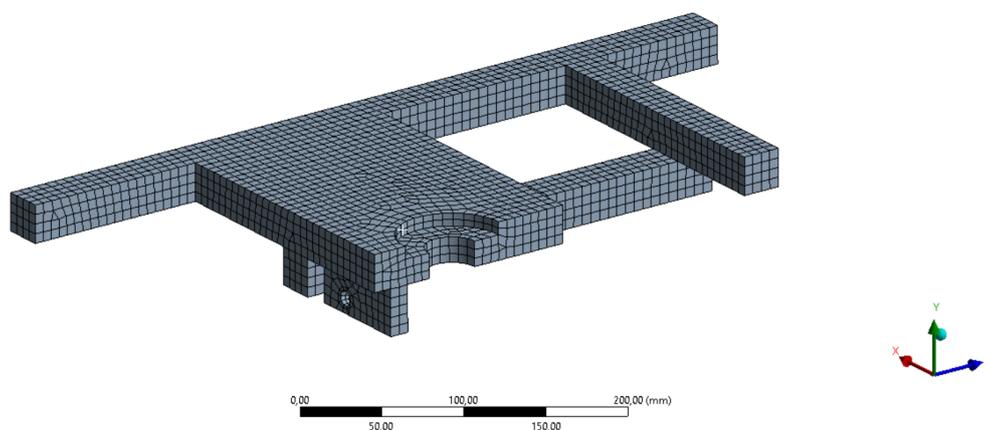
Figura 71 - Simetria do suporte do rolamento axial



Fonte: Autores

O formato da geometria permite a aplicação de elementos finitos do tipo hexaédrico. Com isso é possível a utilização de um menor número de elementos e obter tempo de solução menor e resultados mais precisos. O tamanho dos elementos da malha utilizado foi de 6,5 mm, conforme a Figura 72.

Figura 72 – Malha do suporte do rolamento axial

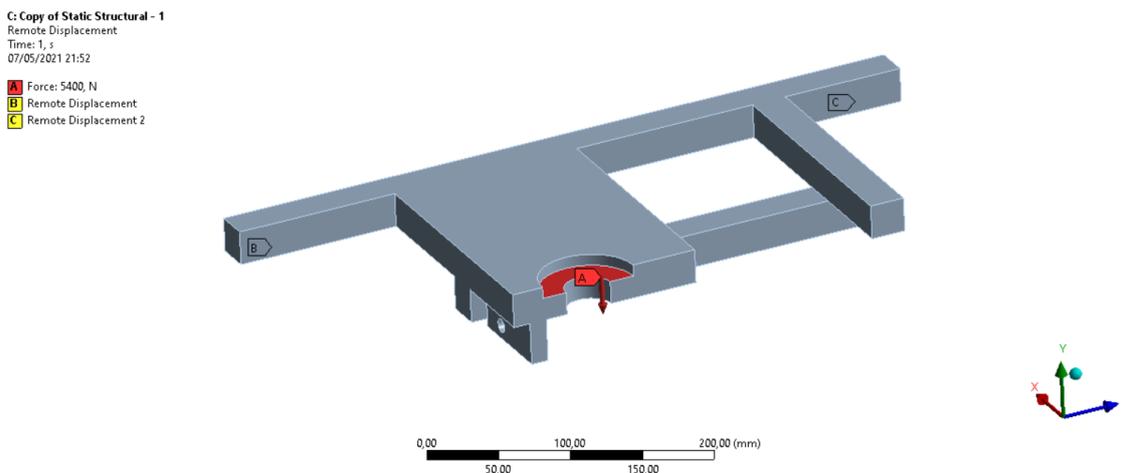


Fonte: Autores

Foi utilizado o comando *Remote Displacement* nas regiões B e C, mostradas Figura 73, que são as regiões de contato desse suporte com o restante da estrutura. Na região B, foi restringido o grau liberdade de translação em Y do ponto remoto, e na região C foi restringido o grau de liberdade de translação em Y e Z do ponto remoto.

Na região de apoio do rolamento axial, foi aplicado uma força de 5400 N na direção em Y, sendo a metade do valor devido a simetria.

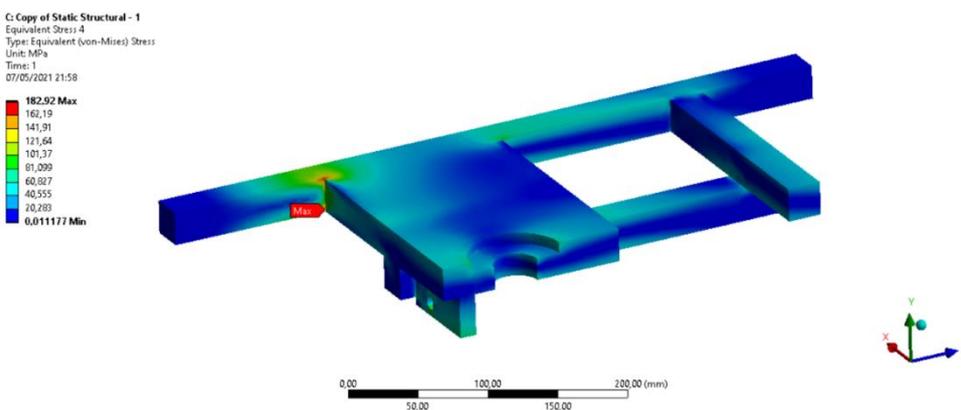
Figura 73 - Condições de contorno do suporte do rolamento axial



Fonte: Autores

Após o processamento do modelo, observou-se que na maior parte da estrutura as tensões atuantes são de valores entre 20 MPa e 60 MPa. A região que teve a máxima tensão foi na união ventre a chapa horizontal com as vigas de suporte. Esta região alcançou 182,92 MPa, porém mesmo assim está bem abaixo da tensão de escoamento do material, 230 MPa. A Figura 74 demonstra os resultados de tensão.

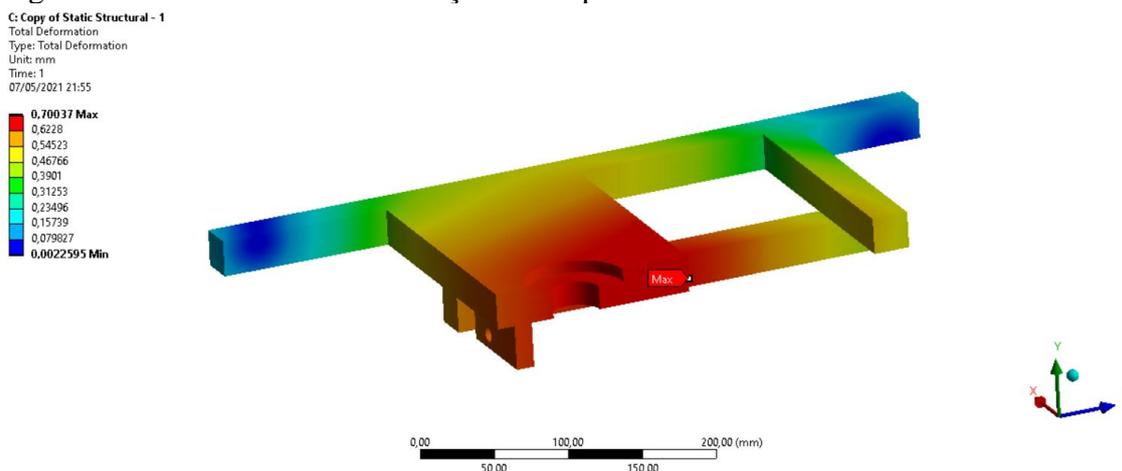
Figura 74 - Resultado das tensões do suporte do rolamento axial



Fonte: Autores

Já em relação às deformações, como mostra a Figura 75, a região de maior deformação foi justamente onde a força é aplicada, gerando uma deformação de 0,7 mm, o que ainda é aceitável.

Figura 75 - Resultado das deformações do suporte do rolamento axial



Fonte: Autores

3.5.10.3 Simulação do batente superior

Com o objetivo de verificar a resistência estrutural do batente superior, que receberá a força de prensagem durante a operação, foi feita uma simulação computacional através dos conceitos de elementos finitos. O *software ANSYS Workbench 2020 R2* ® foi utilizado para o desenvolvimento do modelo. Será abordado o desenvolvimento da geometria, dados do material, simetria, geração de malha, condições de contorno e resultados.

O componente é feito de aço e suas principais propriedades foram inseridas no software para o processamento do modelo:

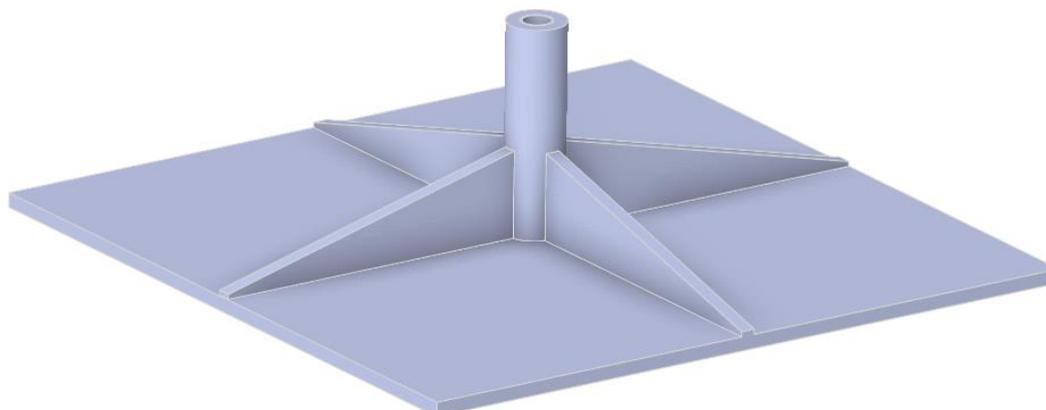
módulo de elasticidade: $E=200$ GPa;

coeficiente de Poisson: $\nu=0,30$;

densidade: $\rho= 7850$ kg/m³.

A estrutura, composta em sua maior parte por chapas de espessura de ¼" de polegada, foi desenhada no *software* de CAD *SOLIDWORKS 2018* ®, conforme a Figura 76. Suas dimensões e detalhamentos podem ser vistos no desenho PP01 do Livro de Desenhos-Prens SMP03.

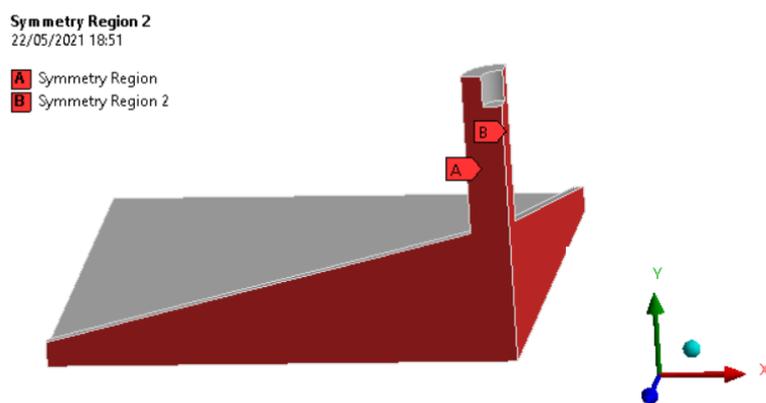
Figura 76 - Suporte do batente superior



Fonte: Autores

Foi utilizado o recurso de simetria no software, visto que a geometria, as propriedades do material e condições de contorno permitem sua aplicação. Com esse recurso, é possível um menor custo computacional e resultados mais precisos. É possível ver na Figura 77 a utilização de $\frac{1}{4}$ de geometria, com aplicação de simetria nos eixos x e z.

Figura 77 – Simetria do batente superior

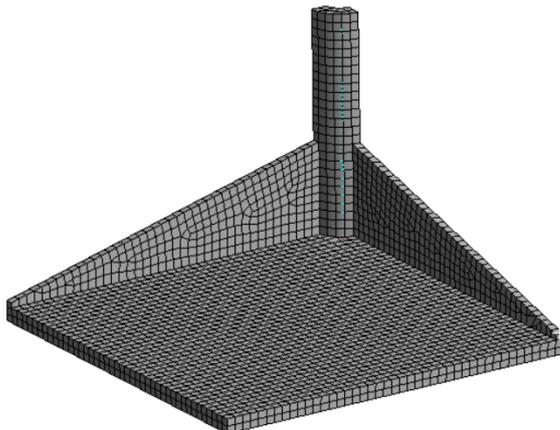


Fonte: Autores

Pelo fato de o formato da geometria ser simples, foi possível a utilização de elementos finitos do tipo hexaédrico, que permitem um tempo de solução menor e resultados mais precisos quando comparado a elementos tetraédricos. O tamanho dos elementos da malha utilizado foi de 3,5 mm, conforme

Figura 78.

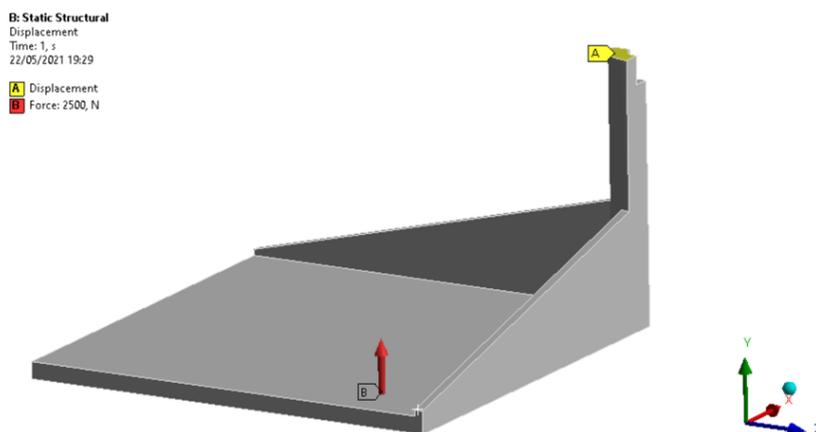
Figura 78 – Malha do batente superior



Fonte: Autores

As condições de contorno aplicadas no modelo, foram o *Displacement* na região A, restringindo os graus de liberdade na direção y, conforme mostrado na Figura 79 e a força na direção em y na face inferior do suporte, sendo seu valor de 2500 N, referente a ¼ do valor de prensagem da operação, devido a simetria.

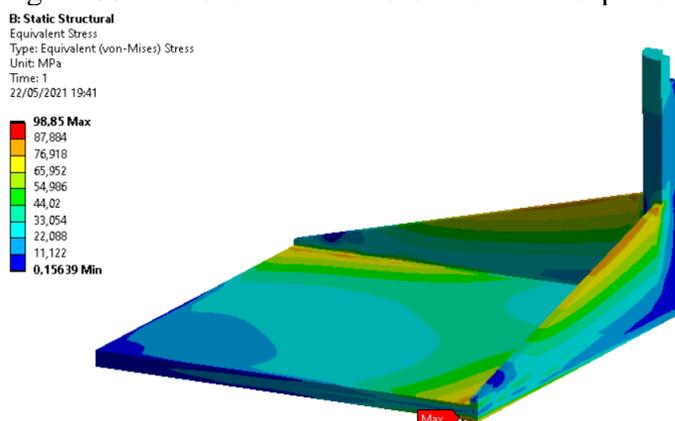
Figura 79 - Condições de contorno do batente superior



Fonte: Autores

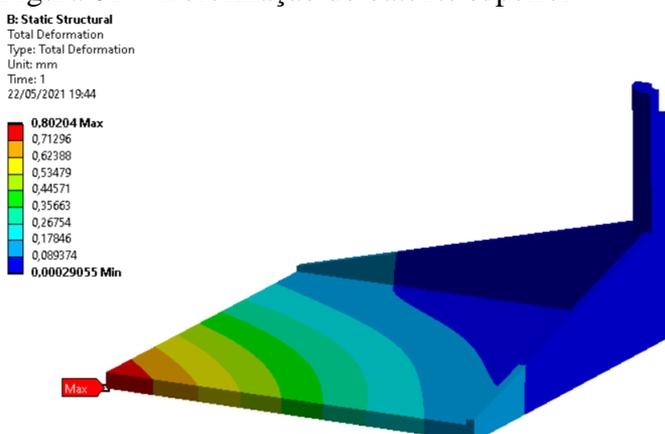
Após o processamento da simulação, foi verificado os resultados de tensão e deformação. O valor máximo de tensão atuante no componente, segundo o critério de *von Mises*, foi de 98 MPa, abaixo do limite de escoamento do aço utilizado, conforme a Figura 80. O valor máximo de deformação foi de 0,8 mm, considerado aceitável para funcionamento do componente, conforme Figura 81.

Figura 80 - Tensão de von Mises do batente superior



Fonte: Autores

Figura 81 - Deformação do batente superior



Fonte: Autores

3.5.10.4 Simulação do pórtico

Foi realizado uma análise estrutural do pórtico, através do *software ANSYS Workbench 2020 R2*®, a fim de verificar sua resistência mecânica, pois receberá a força de prensagem durante a operação da prensagem. Será abordado o desenvolvimento da geometria, dados do material, simetria, geração de malha, condições de contorno e resultados.

O pórtico é feito de aço, sendo inserido suas principais propriedades no software para o processamento do modelo.

módulo de elasticidade: $E=200$ GPa;

coeficiente de Poisson: $\nu=0,30$;

densidade: $\rho= 7850$ kg/m³.

A geométrica é composta em sua maior parte por uma viga em I 3” x 8,48 kg/m e dois perfis quadrados 60x60x3 mm. Na Figura 82, é possível observar a estrutura desenhada no *software* de CAD *SOLIDWORKS 2018* ®. Suas dimensões e detalhes podem ser vistos no desenho SMP02 do Livro de Desenhos-Prensa. O fato de a estrutura ser formado por seções constantes e ter uma dimensão muito maior que as outras duas, foi possível realizar a simulação com elementos de vigas, reduzindo esforços computacionais e tempo de processamento. Para isso, a geometria foi modificada para corpos de linha e foi atribuído a elas as dimensões das respectivas seções. A modificação para corpos de linha foi feita através do *software SpaceClaim 2020 R2*, conforme Figura 83.

Figura 82 – Pórtico no SOLIDWORKS



Fonte: Autores

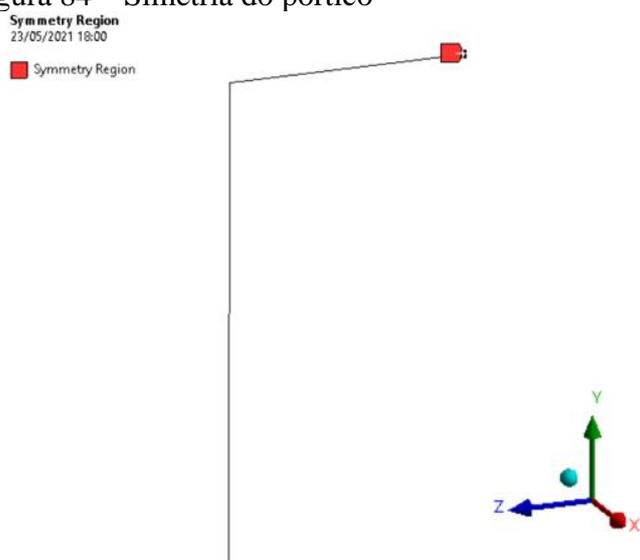
Figura 83 – Pórtico no SpaceClaim



Fonte: Autores

Foi verificada a possibilidade da aplicação do recurso de simetria, visto que a geometria, propriedades do material e condições de contorno permitem a aplicação dela. Com esse recurso, é possível um menor custo computacional e melhores resultados. É possível ver na Figura 84, a utilização de metade da geometria, com aplicação de simetria no eixo z.

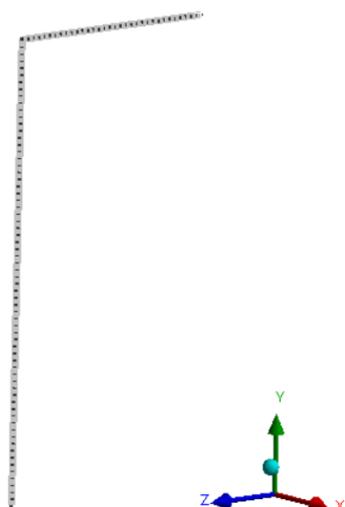
Figura 84 – Simetria do pórtico



Fonte: Autores

Pelo fato de a geometria a apresentar uma dimensão muito maior que as outras duas, seção constante e perpendicular aos eixos dos perfis e material homogêneo e isotrópico, foi possível utilizar elementos de viga, conforme Figura 85. Foram gerados elementos com tamanho de 10 mm.

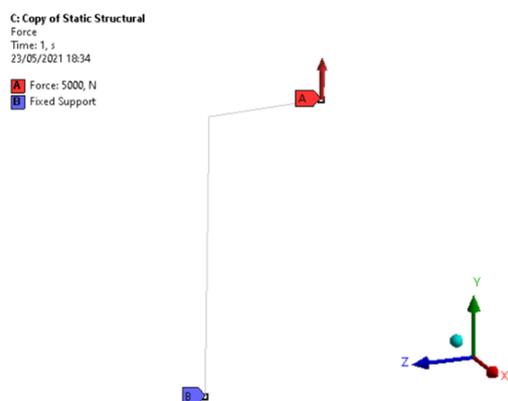
Figura 85 – Malha do pórtico



Fonte: Autores

As condições de contorno aplicadas no modelo, foram o *Fixed support*, com a restrição de todos os graus de liberdade na região B, conforme mostrado na Figura 86 e a força na direção y, sendo seu valor de 5000 N, referente a metade do valor de prensagem da operação, devido a simetria.

Figura 86 - Condições de contorno do pórtico



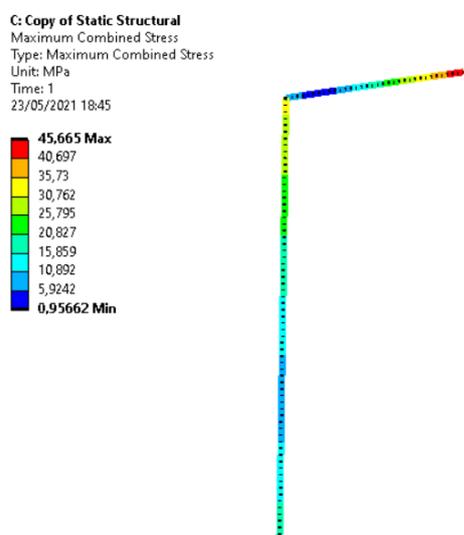
Fonte: Autores

Após o processamento da simulação, foram verificados os resultados de tensão e deformação. Os valores máximos encontrados de tensão, segundo o critério de Von-Mises, foi de 45,6 Mpa, abaixo do limite de escoamento do aço, conforme

Figura 87. Os valores máximos de deformação foram de 0,25 mm, considerados aceitáveis para o funcionamento do componente, conforme

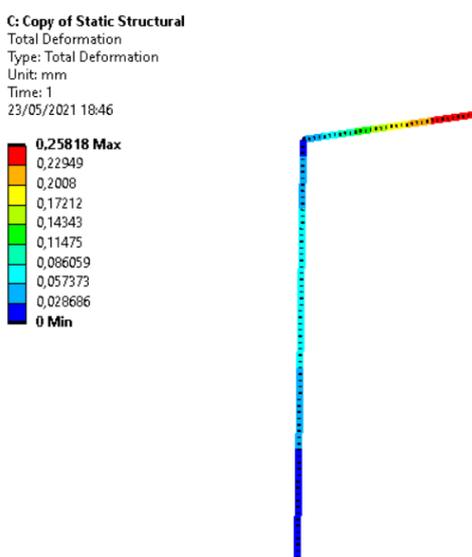
Figura 88.

Figura 87 - Tensões de Von-Mises do pórtico



Fonte: Autores

Figura 88 - Deformação total do pórtico



Fonte: Autores

Com os dimensionamentos concluídos, realiza-se a montagem do conjunto prensa-forno (Figura 89). Para mais detalhes dos elementos que foram dimensionados nesta seção, bem como componentes normalizados e esquemas construtivos, vide o apêndice de desenhos no final deste trabalho.

Figura 89 – Conjunto prensa-forno



Fonte: Autores

3.6 MOLDES

O processo de moldagem por compressão se resume em obter um objeto em uma certa forma final a partir de uma matéria prima colocada em um molde que possui uma cavidade de uma forma pré-determinada. Neste projeto, o plástico de origem reciclável, previamente triturado, será colocado na cavidade do molde. O conjunto será aquecido até o plástico atingir a sua temperatura de amolecimento e será submetido a uma pressão moderada por um

mecanismo durante um período. Após isso, o conjunto será resfriado naturalmente para que o plástico se solidifique.

3.6.1 Tipos de moldes

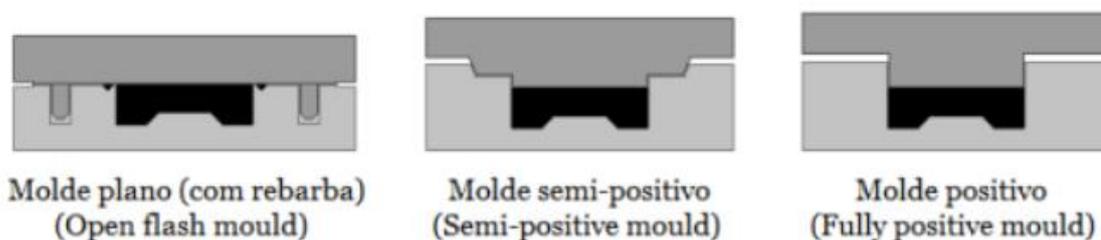
Há diversos tipos de moldes para essa operação, sendo que os mais comuns são o molde positivo, o molde semi-positivo e o molde plano. Todos esses três moldes, em sua grande maioria, não são bipartidos e são compostos por uma parte positiva e uma outra parte negativa, ou seja, a matéria prima será colocada na parte negativa e o molde positivo irá pressionar o material amolecido para dar a forma final do objeto.

O molde positivo é desenvolvido para que toda a matéria prima colocada seja utilizada na obtenção do objeto final, ou seja, quase não há material desperdiçado. Para isso, a massa de matéria prima utilizada deve ser extremamente precisa; caso a massa de material seja inferior o produto final será defeituoso; já uma massa superior o produto final terá uma espessura indesejada. Além disso, a sua fabricação e desenvolvimento possui um custo bastante elevado.

O molde plano é um tipo de molde que depende que sua cavidade esteja sobrecarregada de matéria prima, operando sempre com excesso de material para assegurar um completo preenchimento da cavidade quando o processo de compressão se inicia. Eles são de construção mais simples e, portanto, mais econômicas.

Já o molde semi-positivo é uma espécie de combinação entre o molde plano e o positivo. Ele é desenvolvido para que a parte positiva do molde não fecha completamente sobre a parte negativa justamente para que se tenha uma espécie de bacia para a rebarba, ficando em torno de 2 mm entre um e outro. Isso permite que uma rebarba seja formada no final do processo, mas não em excesso como no molde plano, tornando desnecessária uma grande precisão ao se carregar o molde com a matéria prima, como no caso do molde positivo. Além disso, sua construção é menos custosa como é o caso do molde positivo, porém é mais custosa quando comparada com o molde plano. A Figura 90 ilustra cada um dos tipos de moldes apresentados.

Figura 90- Tipos de moldes



Fonte: CTB, 2019

3.6.2 Métodos de operação

Há no total três métodos diferentes de se operar um molde para a moldagem por compressão. A sua aplicação depende do grau de investimento que se pretende ter no processo.

O primeiro deles é o método manual. Nesse método, o molde é retirado da prensa e carregado com a matéria prima um operador de forma manual. Não há dúvidas que este seja um método de custo extremamente baixo pois não há a necessidade de se instalar equipamentos que realizem tal ação de forma automática. Além disso, por ser necessário a retirada do molde da prensa, uma mesma prensa pode atender a diversos outros moldes.

O método seguinte é o semi-manual. Neste método, o molde também é carregado manualmente, porém o molde está fixo permanentemente na prensa. Na grande maioria dos casos, há uma prensa designada para cada molde, sendo direcionado para processos em que serão necessários produzir diversas peças com o mesmo molde.

O último método é o método automático. Neste caso, o molde também é fixo à prensa e o carregamento é feito de maneira autônoma. Não restam dúvidas que para a implementação desse método, é necessário um investimento inicial elevado devido à automatização do processo.

3.6.2.1 Concepção do molde para o projeto

Visando o menor valor de manufatura e a facilitação do carregamento de material no molde, sendo desnecessário uma alta precisão da massa de plástico, foi escolhido o molde do tipo plano para os moldes que serão desenvolvidos nesse projeto, já citado nos itens anteriores. O excesso de material deverá ser removido da peça final e reutilizado no processo.

Uma vez que o projeto não permite uma automatização da operação do maquinário e nem é interessante devido aos altos custo, a operação será feita de forma manual.

No momento, os moldes propostos para a demonstração do maquinário são os dos porta copos e do vaso. Para a fabricação do molde que irá moldar os porta copos, será utilizado o processo de fresamento para se obter as cavidades onde será depositado material. Já para o molde do vaso será utilizado o processo de soldagem para juntar as chapas que darão o formato da cavidade onde será depositado o material.

Tanto para o molde dos porta copos quanto para o molde do vaso, será usado aço SAE 1020, por ser um material que possui boa usinabilidade e soldabilidade.

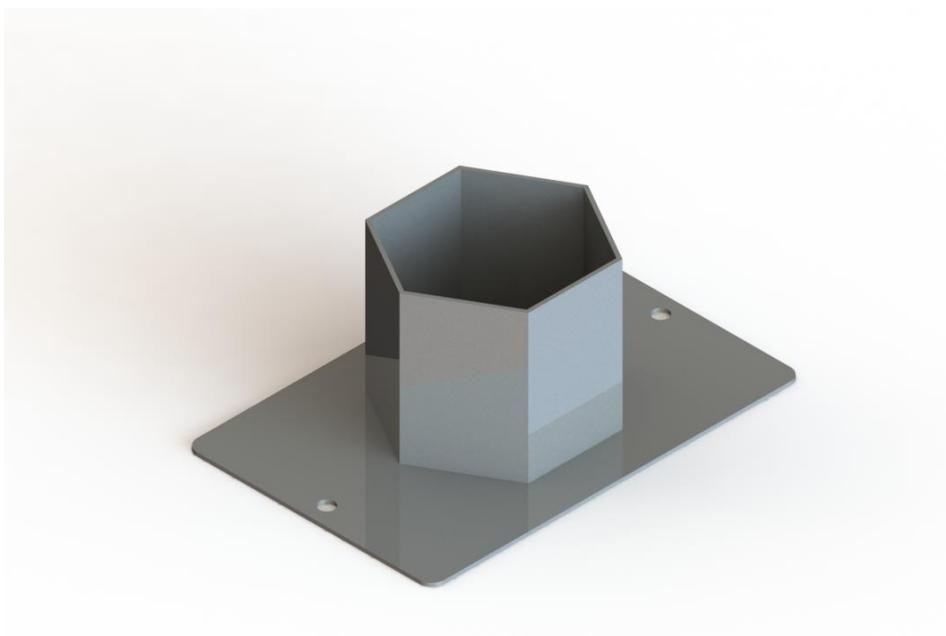
As figuras (Figura 91 e Figura 92) ilustram primeiramente o molde dos ladrilhos e em seguida o molde do vaso.

Figura 91 - Molde dos porta copos



Fonte: Autores

Figura 92 - Molde do vaso



Fonte: Autores

As dimensões e detalhes podem ser vistos nos desenhos técnicos MC01 e MV01 no Livro de Desenhos-Moldes.

Um detalhe adicional contido nesses moldes e que deve ser seguido em futuros projetos de moldes é a presença de furos nas extremidades. Esses furos serão posicionados nos pinos existentes na mesa dentro do forno para garantir o posicionamento correto do molde, evitando erros no processo e danos tanto no maquinário quanto no produto. Tal técnica é conhecida como Poka-Yoke, do japonês “a prova de erros”, conceito trazido do Sistema Toyota de Produção e consiste em implementar um dispositivo no processo de produção ou na utilização de algum produto para se evitar que erros ocorram.

3.7 SELEÇÃO DE COMPONENTES ELÉTRICOS

Sendo o objetivo principal do projeto o dimensionamento e seleção dos componentes mecânicos do maquinário projetado, a razão da seleção de componentes principais do sistema elétrico para o projeto acontece pela necessidade de acionamento dos motores utilizados na prensa e no triturador, assim como o fornecimento de corrente para a resistência elétrica de aquecimento do forno. O sistema elétrico auxilia na segurança dos maquinários, prevenindo acidentes na operação.

Com o intuito de obter um produto acessível ao público-alvo do projeto, o sistema elétrico utiliza uma eletrônica analógica e componentes eletromecânicos que contribuem para um menor custo.

O projeto elétrico pode ser dividido em dois sistemas independentes, sendo o primeiro o sistema presente no maquinário de trituração do material plástico e o segundo presente no maquinário de termoconformação.

Desse modo um painel elétrico é utilizado para cada máquina, realizando o acionamento específico de cada operação. Os componentes apresentados nos dois sistemas são os dispositivos de segurança de operação das máquinas, sendo eles o botão de emergência e uma chave geral seccionadora para bloquear o funcionamento do sistema por completo.

3.7.1 Trituração

No maquinário de trituração o sistema elétrico é responsável pelo controle do motor elétrico, determinando também seu sentido de giro, que normalmente funcionara no sentido de corte, podendo ser invertido para casos em que ocorra um bloqueio da trituração.

Para realizar a escolha do sentido de giro é utilizado uma chave seletora de duas posições, sendo uma posição para o giro no sentido de corte do material e a segunda posição para o giro no sentido contrário ao corte.

Dois botões de cores diferentes serão utilizados para ligar e desligar o motor trifásico do triturador, sendo que suas funções são bloqueadas quando os dispositivos de segurança são acionados.

Uma chave *micro switch*, conforme a Figura 93, é instalada no invólucro do triturador para evitar que a máquina funcione sem proteção, reduzindo o risco a segurança do operador.

Figura 93 - Chave *micro switch*



Fonte: Jietong switch, 2021

Detalhes construtivos do painel que contém todos estes acessórios, podem ser vistos no desenho SMT03 do apêndice.

3.7.2 Termoconformação

O sistema elétrico do processo de termoconformação tem por objetivo fornecer a corrente a resistência de aquecimento do forno, assim como realizar o acionamento do motor do sistema de prensa.

Ambos os sistemas serão acionados pela mesma fonte de tensão, porém trabalham de forma paralela e dependente, a fim de evitar o funcionamento dos sistemas isolados que podem causar falhas no processo.

O forno e a prensa não são acionados com a porta aberta, para isso uma chave *micro switch* é acoplado na porta desligando o sistema.

3.7.3 Forno

Para o controle de temperatura interno do forno o sistema conta com um termostato capilar controlado por potenciômetro para temperaturas de 50°C a 300°C, conforme a Figura 94, desse modo ao chegar na temperatura selecionada o circuito desativa o fornecimento de corrente para as resistências.

Figura 94 - Termostato capilar



Fonte: Thermic, 2021.

Contudo para acionar o sistema de aquecimento o circuito apresenta um botão para ligar o aquecimento, fornecendo corrente as resistências de aquecimento e outro para desligar.

Uma lâmpada sinalizadora permanece posicionada na região externa do painel que abriga o sistema elétrico do forno para indicar ao operador se o sistema de prensa pode ser acionado, controlada de forma secundária pelo termostato.

3.7.4 Prensa

Para o sistema de prensagem, o movimento a ser controlado é a subida e descida do fuso até as posições de limite, assim o sistema elétrico realiza o acionamento do motor em dois sentidos.

Para acionar o motor elétrico é utilizado dois botões para ligar e desligar o motor monofásico da prensa, e para selecionar o sentido de giro é utilizada uma chave seletora de duas posições, sendo uma posição para girar o motor no sentido de giro que possibilita a subida da prensa, e a segunda posição para girar no sentido de descida da prensa.

O sistema apresenta dois sensores de fim de curso com acionamento por imã, funcionando como um interruptor magnético do tipo *reed switch*, conforme a Figura 95, em que um sensor é posicionado no ponto de máxima subida da prensa delimitando a subida, e outro fim de curso posicionado na base do sistema, delimitando o ponto mais baixo de descida da prensa. O sensor posicionado no ponto de máxima subida é móvel, possibilitando a adição de diferentes moldes no forno que necessitam de diferentes cursos da prensa.

Figura 95 - Sensor magnético reed switch



Fonte: WEG, 2021.

4 DISCUSSÃO

4.1 RESULTADOS DO TRITURADOR

Com a finalidade de verificar a viabilidade econômica de seus projetos, Aniekan e Ikechukwu, (2017); Orhorhoro (2016) ensaiam seus maquinários ao fim de suas obras. Ambos os ensaios foram administrados de forma análoga.

Primeiramente, o ensaio de Aniekan e Ikechukwu, (2017); Orhorhoro (2016), verifica experimentalmente qual a capacidade (vazão) que seus trituradores oferecem. Esta verificação é função da massa de resíduo plástico alimentado no difusor de entrada (M1) e do tempo (t) necessário para triturar a massa em questão. A equação que relacionará estas duas variáveis é a Equação (132), onde MTC expressa em termos de quilogramas por segundo [kg/s] a capacidade de processamento do maquinário.

$$MTC = \frac{M1}{t} \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (132)$$

Na Equação (132), o tempo em questão representa o intervalo de tempo necessário para a massa M1 ser processada até que a vazão de saída cesse. A massa de saída (M2) é formalmente tratada como a fração efetivamente processada e será um dado adquirido importante para a obtenção a eficiência do maquinário. A

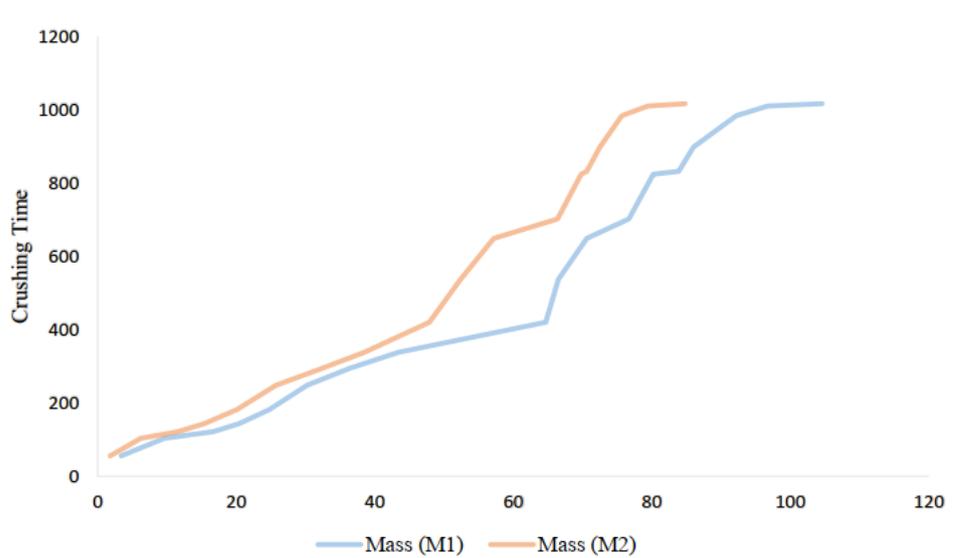
Tabela 69 evidencia os resultados obtidos por Orhororo (2016) no ensaio de seu triturador e a Figura 96 mostra de forma mais explícita como a vazão efetivamente processada e a massa de entrada tornam-se cada ensaio mais distantes em função da própria M1. Complementarmente, no desenho PT07 pode ser visto o bocal por onde M1 é depositada no triturador e no desenho PT08 pode ser visto no bocal por onde a M2 é coletada.

Tabela 69 – Resultados do ensaio de um triturador

N	Mass of plastic fed into crushing machine (kg)	Mass of plastic properly crushed in to desire size (kg)	Time taken to crushed plastic (s)	MTC (kg/s)
1	5.2	3.5	60	0.087
2	11.5	8.0	110	0.105
3	18.8	13.9	128	0.147
4	22.4	17.3	150	0.149
5	26.7	23.3	186	0.120
6	32.8	27.5	252	0.130
7	38.4	34.7	306	0.125
8	45.5	39.8	354	0.129
9	65.4	49.3	432	0.151
10	68.6	54.9	552	0.124
11	72.3	59.7	678	0.107
12	80.9	68.1	726	0.111
13	82.1	71.1	834	0.098
14	85.2	73.8	846	0.101
15	87.0	74.7	906	0.096
16	89.2	77.3	972	0.092
17	92.4	80.4	1014	0.091
18	94.8	82.8	1038	0.091
19	97.5	87.5	1074	0.091
20	100.0	88.5	1092	0.092
Σ	1216.7	1036.1	11,708	2.237
Ave.	60.84	51.81	585.4	0.112

Fonte: *Orhorhoro*, 2016

Figura 96 – Diferença entre a massa de entrada e saída do triturador



Fonte: Aniekan; Kechukwu, 2017

Por fim, a simples razão entre a média das massas efetivamente trituradas (M2) pelas massas introduzida na máquina (M1), expresso pela Equação (133), retorna a eficiência percentual do maquinário.

$$Ef\% = (\overline{M2}/\overline{M1}).100 \quad (133)$$

Em suma, Equação (133), é capaz de mensurar a taxa de transformação de material que o triturador pode oferecer.

Concluindo, portanto, seria de grande valia para o projeto reCiclo ter a oportunidade de “prototipar” os maquinários desenvolvidos nesta produção, porém, o contexto vivido nos anos de 2020 e 2021 impossibilitou atividades acadêmicas presenciais mundo a fora. Desta forma, as conclusões para o desenvolvimento do triturador, foram feitas com base na referência bibliográfica do trabalho.

Baseado na colocação de Hakkens, 2018, acredita que o triturador do projeto reCiclo apresentará eficiência global ligeiramente maior do que as obtidas por Aniekan e Ikechukwu, (2017); Orhorhoro (2016) que gira em torno de 82%. Hakkens, afirma em sua publicação que parte expressiva das perdas durante uma operação de trituração de plástico deve-se a elevação de temperatura nas lâminas de corte, que perdem assim sua eficiência de cortar por cisalhamento. Este fenômeno é potencialmente mitigado no projeto reCiclo, uma vez que as lâminas de corte móveis aqui presentes têm comprimento de corte comparativamente menor que na produção dos autores utilizados como referência.

Tratando ainda da eficiência quanto a trituração do material depositado através da coifa de entrada, acredita-se que o rendimento também possa ser potencializado pela forma construtiva do nosso triturador, que buscou ao máximo minimizar algumas folgas internas do sistema de trituração, para justamente mitigar a quantidade de material depositado nas partes fixas da máquina.

Enquanto Aniekan; Ikechukwu (2017) utiliza um motor de 1440RPM, sem ganho de transmissão, diretamente acoplado ao eixo do triturador por polias (1:1) e Orhororo (2016) utiliza uma redução que oferece aproximadamente 80RPM no eixo do triturador, o projeto reCiclo conta com 45 RPM no eixo do triturador. Espera-se que a redução da rotação do eixo, mitigue o grau de desordem do sistema durante a operação e potencialize assim a eficiência global da máquina, uma vez que mais material ficará constantemente próximo ao sistema de trituração.

O conjunto obtido ao fim de todos os dimensionamentos pode ser visto em explosão no desenho MT01 – folha 01 e as dimensões principais da máquina obtida podem ser vista na página 02 do mesmo desenho.

Fica como sugestão para trabalhos futuros, que pretendam otimizar o projeto do triturador, analisar as estimativas de força de corte pelo viés da energia de deformação do material triturado. Tal tratativa tem potencial de mitigar a potência requerida do acionamento. Outra sugestão diz respeito a prototipagem do modelo aqui desenvolvido e análise da eficiência da máquina em termos práticos.

4.2 RESULTADOS DO MÓDULO DE AQUECIMENTO

O módulo de aquecimento do projeto Reciclo foi dimensionado com sucesso, visando atender a demanda de aquecimento do PEAD para posterior termo conformação. Suas dimensões internas foram determinadas de modo a possibilitar o usuário a utilizar diferentes moldes, e conseqüentemente, conseguir produzir diferentes produtos. Foram utilizadas duas resistências elétricas aletadas como fonte de calor do módulo, cada uma com uma potência nominal de 800 W, tensão elétrica de 220 V e resistência elétrica de 60,5 Ω . Para que o calor gerado seja aproveitado ao máximo foi dimensionado um sistema de isolamento térmico, o qual utiliza-se de uma manta de lã de fibra de vidro como isolante, com espessura de 38mm para as laterais e 50 mm para a região frontal. Em condições de máxima perda de calor, ou seja, quando o sistema se encontra com uma temperatura interna de 177°C e uma temperatura ambiente de

20°C, será perdido para o ambiente apenas 223,4 W ou aproximadamente 14% da potência elétrica gerada, segundo os resultados da simulação computacional realizada. Este valor atendeu às expectativas do projeto e está aderente aos valores de mercado. O aquecimento será feito em um tempo médio de 10 minutos, com uma pequena variação para mais ou para menos, dependendo de cada produto produzido.

Como sugestão para próximos projetos, entende-se que é possível aprofundar os estudos térmicos do módulo, fabricando um protótipo para validação dos conceitos aplicados. Além disso, é possível estudar a aplicação de um método de aumento da turbulência interna, através da convecção forçada, o que conseqüentemente pode resultar num aumento do coeficiente de troca de calor interno. Para este projeto, tendo em mente os objetivos principais, optou-se por um sistema mais simples, o qual utiliza-se do fenômeno de convecção natural.

4.3 RESULTADOS DO MÓDULO DE PRENSAGEM

O sistema mecânico de prensagem desenvolvido é um sistema de grande potencial de expansão. No presente estágio o motor 4 polos de 0,5 cv e o sistema mecânico em que está acoplado é o suficiente para aplicar uma força de prensagem de 10 kN em diversos tipos de moldes, o suficiente para prensar 1 m² de PEAD. Como já explanado, o projeto foca em itens de pequeno e médio porte, no entanto, existe a possibilidade de se expandir para itens maiores, aumentando as geometrias do forno sem necessariamente redimensionar o sistema de prensagem se a força máxima exercida for respeitada. É claro que, com o aumento das dimensões há o aumento do custo em si, mas caso o projeto em que esse maquinário vier a ser implementado for economicamente viável para o seu idealizador, ele não será limitado mecanicamente. Além disso, mesmo no estágio atual, ainda é possível diversificar o seu uso, uma vez que os moldes são modulares.

Durante as pesquisas para a definição do material, foi notado um grande potencial do maquinário para se lidar com outros plásticos além do PEAD, como o PET, PP, PVC entre outros. No entanto, uma das dificuldades dessa área do projeto foi encontrar bibliografias que descrevesse em detalhes o comportamento do material polimérico sob forças compressivas. Mais uma vez, foi observado que seria de grande valia para o projeto ter a oportunidade de “prototipar” os maquinários desenvolvidos para compreender melhor como o processo de prensagem iria realmente se comportar e realizar os devidos ajustes de processo e melhorias. Logo, para projetos futuros, seria interessante um estudo mais aprofundado no que se refere ao

comportamento de uma série de materiais poliméricos em sua temperatura de amolecimento e suas nuances para uma utilização mais eficiente do maquinário.

4.4 CUSTOS DO PROJETO

Para a segunda prévia do projeto, foi apresentada uma estimativa inicial de custos do projeto, sendo necessário alguns ajustes de materiais para a terceira prévia, o que resultou em um aumento de R\$ 2.873,76. Com a finalidade de prever os custos de cada módulo, foi realizado a pesquisa de mercado separadamente. Na Tabela 70 pode-se observar o estudo para a fabricação do maquinário completo.

Tabela 70 - Pesquisa de Custos

Custos Estimados			
Triturador	Motor 2 CV - 4 polos - 1800 rpm	R\$ 1.769,00	
	Redutor Magma M - Tamanho 6 - 1750 rpm - 1 estágio	R\$ 1.500,00	
	Barra para eixo SAE 1020 (2") - 300 mm	R\$ 75,00	
	Chapa de aço 1020 e16	R\$ 278,00	
	Chapa de aço 1020 e25	R\$ 434,00	
	Chapa de aço 1020 e3	R\$ 671,00	
	Chapa de aço 1020 e6,3	R\$ 27,20	
	Barra Circular Ø19 (3/4")	R\$ 1,30	
	Barra Circular de latão Ø55	R\$ 90,00	
	Usinagem	R\$ 250,00	
	Rolamentos (SKF 61808 + SKF 61809)	R\$ 280,00	
	Vibrastop (4 unidades)	R\$ 430,00	
	Parafusos, porcas, arruelas (normalizados)	R\$ 137,00	
	Geral	R\$ 29,00	
		R\$ 5.971,50	
Prensa	Perfil I 3"	R\$ 67,87	
	Perfil Quadrado 60X60	R\$ 40,75	
	Tarugo Redondo D.25	R\$ 18,60	
	Chapa 1/4" SAE 1020	R\$ 120,87	
	Chapa 1/2" SAE 1020	R\$ 5,08	
	Parafuso Sextavado M8 X 25	R\$ 10,72	
	Parafuso Sextavado M8 X 30	R\$ 5,20	
	Parafuso Sextavado M8 X 80	R\$ 68,40	
	Parafuso Sextavado DIN 7991 Allen Chato M12 X 40	R\$ 4,94	
	Guia linear de aço 1020	R\$ 130,00	
	Chapa aço A36 0,90 m2	R\$ 57,16	
	Perfil de aço 60x60 - 9m	R\$ 402,20	
	Cantoneira de aço - 1,6m	R\$ 17,00	
	Perfil de aço 30x30 - 0,15m	R\$ 3,30	
	Tubos de aço	R\$ 3,00	
	Chapas 1/2" - 0,1 m2	R\$ 118,20	
	Tarugo d.45mm	R\$ 150,00	
	Rolamento SKF P 30 TR	R\$ 200,00	
	Rolamento SKF PFT 30 RM	R\$ 60,00	
	Redutor L042802E0CPA4	R\$ 770,00	
Motor Monofásico Weg 0.50cv 4p W71 1f 220v 60hz B34	R\$ 995,00		
Acoplamento	R\$ 90,00		
		R\$ 3.338,29	
Forno	Chapas externas - SAE 1020, e=0,8mm, 1,55m ²	R\$ 124,48	
	Manta da lã de fibra de vidro, e=38mm, 1,54m ²	R\$ 70,00	
	Chapas internas - Aço inox 304, e=0,5mm, 1,2m ²	R\$ 168,00	
	Chapa frontal - SAE 1020, e=0,8mm, 0,08m ²	R\$ 6,42	Invólucro térmico
	Rebites M4x0,7	R\$ 2,39	
	Tarugo para suportes inferiores - SAE 1020, d=5/8", c=80	R\$ 13,00	
	Parafuso DIN EN ISO 7380 M4x8	R\$ 5,00	
	Resistência elétrica tubular aletada, 800W - 220V	R\$ 350,00	
			R\$ 909,93
	Chapas Externas - SAE 1020, e=0,8mm, 0,4m ²	R\$ 32,12	
	Manta da lã de fibra de vidro, e=50mm, 0,4m ²	R\$ 18,67	
	Chapas internas - Aço inox AISI 430, e=0,5mm, 0,37m ²	R\$ 56,00	
	Borracha silicone isolante, C=1,93m	R\$ 50,00	Porta
	Rebites M4x0,7	R\$ 0,60	
Parafuso DIN EN ISO 7380 M4x8	R\$ 1,25		
Chapinha fixação porta - SAE 1020, e=0,8mm	R\$ 2,00		
Alça - SAE 1020, C=130mm, d=5mm	R\$ 10,00		
		R\$ 670,00	
Parte Elétrica	Prensa/Forno	R\$ 380,00	
	Triturador	R\$ 290,00	
		R\$ 670,00	
TOTAL			R\$ 10.889,72

Fonte: Autores, 2021

4.5 PLANO DE NEGÓCIOS

Visando medir o quanto o projeto pode auxiliar, incrementar e trazer benefícios às cooperativas, optou-se por fazer um estudo de negócios por meio do método BMC (*Business Model Canvas*), sintetizando estrategicamente a ideia de negócio e o quão pode ser útil e aplicável ao mercado de cooperativas de lixo. Essa pesquisa fez parte das ações da equipe para comprovar que o projeto pode ter grande valia para o público-alvo e para a sociedade como um todo, já que as cooperativas necessitam de mais condições de trabalho e fonte de renda. Elas são importantes para a sociedade pois trazem de volta para o ciclo de utilização tudo aquilo que não se via mais utilidade.

Conforme apresentado anteriormente na seção 3.1 Definição do Produto, foi possível identificar que o segundo *range* de plásticos que as cooperativas recebem em maior quantidade é o PEAD e concluiu-se que não seria necessário grandes investimentos no processo de termo conformação pois este é um dos melhores materiais para tal processo.

Com estudos em campo, foi possível verificar que a quantidade de PEAD recebido por cooperativas de pequeno porte é grande, algo em torno de 1,5 tonelada a 2 toneladas do plástico. Esse levantamento foi feito em lugares onde não existe a coleta seletiva nas residências, ou seja, todo o material chega a partir dos catadores de lixo ou até mesmo os próprios funcionários chegam a realizar a coleta nos lixos das casas.

Iniciando a descrição do modelo Canvas para o plano de negócio, a seguir apresentam-se os elementos que compõem este modelo e um breve resumo. Optou-se por fazer uma mescla entre os grupos envolvidos, no caso, entre a fabricante da máquina e a cooperativa.

a) proposta de valor;

BMC: Nesse primeiro tópico, deve-se expor qual é o valor (benefícios, diferenciais) que a máquina/produto traz ao segmento de clientes.

Projeto reCiclo:

- incremento de receita sem precisar de grandes modificações na estrutura da cooperativa;
- custo baixo com a matéria prima necessária;
- o segmento de cliente para quem vende o PEAD se torna maior;
- aumento do lucro com o PEAD.

b) segmento de clientes;

BMC: Descobrir para qual cliente a máquina/produto pode trazer algum benefício, neste momento, deve-se ser o mais específico possível para o plano de negócio ser eficiente e eficaz, procurar saber qual é o público-alvo.

Projeto reCiclo:

- Cooperativas de pequeno e médio porte;
- Cooperativas que se estão em regiões onde existe algum incentivo do governo (prefeituras).

c) canais de comunicação;

BMC: O terceiro tópico faz referência em como os clientes manterão contato com a empresa/fábrica/*startup*, como receberão informações, por meio de qual canal o cliente terá o melhor relacionamento.

Projeto reCiclo:

- divulgação externa pois as cooperativas estarão localizadas em região residencial;
- prefeituras parceiras.

d) relacionamento com clientes;

BMC: É considerado um ponto muito importante pois trata-se de como manter o cliente interessado no negócio, porque o mesmo vai comprar e pode até indicar o negócio para mais pessoas.

Projeto reCiclo:

- comprovando que a máquina trará um retorno do investimento;
- considerar que a máquina pode ser versátil e produzir o que o cliente precisa;
- máquina de fácil operação sem que o cliente tenha grandes preocupações em preparar seu trabalhador para operar;
- manter ou iniciar uma parceria com as prefeituras.

e) fontes de renda;

BMC: De que forma gera lucro sendo necessário pesquisar quanto pode custar a máquina/produto e se o segmento de clientes está disposto a pagar.

Projeto reCiclo:

- utilizando um material que é encontrado em abundância nas cooperativas e transformá-lo em produtos para revenda na própria, aumentando o lucro com o PEAD.

f) atividades-chave

BMC: Atividades que não podem faltar para que a empresa utilize seus produtos.

Projeto reCiclo:

- lavar e secar a matéria prima;
- operar a máquina;
- vender os sub-produtos.

g) recursos principais;

BMC: Neste tópico precisa ser feito uma análise dos recursos essenciais para a realização das atividades-chave.

Projeto reCiclo:

- material plástico PEAD;
- funcionário para operação da máquina;
- energia elétrica;
- pequeno espaço para armazenamento da máquina;
- material de *marketing* para divulgação.

h) parcerias principais

BMC: Oitavo tópico onde aparecem os fornecedores, parceiros que farão parte da rede de negócios e ajudarão em acrescentar valor ao produto.

Projeto reCiclo:

- prefeituras;
- catadores de lixo;
- possíveis vendedores para os produtos de PEAD.

i) estrutura de custos

BMC: O último item e não menos importante trata de descrever os custos fixos e variáveis além de possíveis investimentos. O importante é pensar em todos os itens que possam gerar custos, não sendo necessário o valor exato inicialmente.

Projeto reCiclo:

- aquisição da máquina;
- energia elétrica;
- salários;

- investimento em divulgação;
- manutenção;
- pagamento aos catadores sobre a matéria prima fornecida

4.6 VIABILIDADE ECONÔMICA

Outro ponto que levou-se em consideração foi em quanto tempo a cooperativa teria de volta o dinheiro investido na máquina. Portanto, buscou-se o valor de venda dos produtos que foram propostos para a produção inicial, foram calculados os custos diretos e indiretos e foi estimada a quantidade de peças que a máquina é capaz de produzir. Chegou-se assim em um *payback* estimado de 11 meses, baseado nos estudos de campo realizados nas cooperativas parceiras do projeto.

As figuras (Figura 97, Figura 98, Figura 99, Figura 100), apresentam os valores dos produtos comercializados internacionalmente como matéria-prima os plásticos reciclados.

Figura 97 - Porta Copos (6 unidades): R\$29,00



Fonte: Precious Plastic, 2021

Figura 98 – Ladrilhos (6 unidades): R\$29,00



Fonte: Precious Plastic, 2021

Figura 99 - Relógio:\$22,00



Fonte: Precious Plastic, 2021

Figura 100 - Vaso: \$18,60



Fonte: Precious Plastic, 2021

Valores de produtos nacionais, apresentados nas Figura 101 e Figura 102.

Figura 101 - Raquete de *Ping-Pong*: R\$29,00



Fonte: Mercado Livre, 2021

Figura 102 - Vaso 25 Litros: R\$ 15,00



Fonte: Mercado Livre, 2021

4.6.1 Premissas

Para chegar no valor de *Payback* estimado pelo grupo foi realizada pesquisa em campo, sendo possível estipular alguns valores fixos para o cálculo do projeto.

- a) tarifa da energia elétrica média (R\$/kWh): 0,2238;
- b) valor do médio do PEAD (R\$/Kg): 1,00;
- c) custo do equipamento para a cooperativa (R\$), considerando outras despesas além do custo de fabricação: R\$ 30.491,21 - 2,8 vezes maior que o custo de fabricação;
- d) potência dos motores da máquina (kW): 3,1;
- e) horas operando (h/mês): 180;
- f) dias trabalhados no mês: 20;

- g) molde do ladrilho e porta-copos produz (peças/molde): 24;
- h) molde do vaso/lixo produz (peças/molde): 1;
- i) cada processo de molde e prensa: 30 min (2 moldes por hora);
- j) a máquina funcionará 3 horas para cada molde.

4.6.2 Cálculo do custo com matéria prima

A Tabela 71 traz a quantidade de PEAD utilizada para cada peça estipulada no projeto.

Tabela 71 - Quantidade de PEAD x peça

Peça	Quantidade de PEAD necessária (Kg/peça)
Ladrilho	0,012
Porta-copo	0,012
Vaso/Lixo	0,6625

Fonte: Autores, 2021

Considerando que cada molde passará 3 horas em produção, a Tabela 72 apresenta quantas peças são possíveis produzir em um dia e em um mês de trabalho separadas por tipo de molde.

Tabela 72 - Quantidade de peças por mês

Peças	Quantidade produzida por dia (peça/dia)	Quantidade produzida por dia (peça/mês)
Ladrilho	144	2880
Porta-copo	144	2880
Vaso/Lixo	6	120

Fonte: Autores, 2021

Logo, considerando os 20 dias em operação por mês, tem o valor gasto com as quantidades de peças produzidas por mês, totalizando R\$ 148,62 a cada mês. A Tabela 73 traz a quantidade por tipo de molde.

Tabela 73 - Custo com matéria-prima

Peças	Valor do custo com matéria prima (R\$/mês)
Ladrilho	R\$ 34,56
Porta-copo	R\$ 34,56
Vaso/Lixo	R\$ 79,50

Fonte: Autores, 2021

4.6.3 Cálculo do custo com energia elétrica

Para o cálculo do custo por mês com energia elétrica foi utilizado a Equação (134).

$$\begin{aligned} \text{Cee (R\$)} &= \text{tempo operando} * \text{potência total dos motores} * \text{tarifa elétrica} \rightarrow \\ \text{Cee (R\$)} &= 180 \text{ (h/mês)} * 3,1 \text{ (kW)} * 0,2238 \text{ (R\$/kW.h)} \end{aligned} \quad (134)$$

Obtendo no final, o custo mensal de R\$ 124,88 com energia elétrica.

4.6.4 Cálculo do custo com mão de obra

O valor de mão de obra foi estimado considerando a pesquisa realizada em campo, onde o operador de reciclagem em cooperativas menores, recebe em média um salário mínimo por mês. Logo, o custo aproximado para a empresa de duas vezes o valor de registro na carteira de trabalho, foi considerado R\$ 2.400,00 por mês.

4.6.5 Cálculo de vendas

O valor de venda unitário foi considerado simbólico, pois foi previsto que os clientes irão revender os produtos, por isso, considerou-se valores menores que os supracitados nas pesquisas do primeiro tópico. Para os valores finais, foi descontado:

- a) 27% do valor da venda, pois considerou-se o valor gasto com impostos;
- b) e apenas 50% das peças produzidas no mês seriam comercializadas.

A Tabela 74 representa o valor por mês que a empresa pode faturar com o maquinário por molde. Portanto, a somatória dos faturamentos de todos os tipos de molde, fica em torno de R\$ 5.628,30.

Tabela 74 - Valor possível de vendas mensal

Peças	Valor de venda da peça (R\$/peça)	Valor das vendas por mês (R\$)	
Ladrilho	R\$ 2,50	R\$	2.628,00
Porta-copo	R\$ 2,50	R\$	2.628,00
Vaso/Lixo	R\$ 8,50	R\$	372,30

Fonte: Autores, 2021

4.6.6 Cálculo de lucro por mês

Considerando os valores totais de custo e os valores totais de vendas, obteve-se o lucro mensal, conforme apresentado na Tabela 75.

Tabela 75 - Lucro mensal aproximado

Valor total de custo (R\$/mês)	Valor das vendas por mês (R\$)	Lucro por mês
R\$ 2.673,50	R\$ 5.628,30	R\$ 2.954,80

Fonte: Autores, 2021

4.6.7 Cálculo de payback

O valor final para as pequenas cooperativas foi considerado R\$ 30.491,21 e o lucro estimado em R\$ 2.954,80 por mês. Com custo total final, dividido pelo lucro mensal, foi possível chegar ao tempo de retorno do investimento aproximado de 11 meses.

5 CONCLUSÃO

O desenvolvimento do maquinário do projeto Reciclo foi realizado com sucesso. Visando atender às pequenas cooperativas e as microempresas de reciclagem, o maquinário, além de possuir um custo baixo de aquisição quando comparado aos modelos existentes no mercado, irá triturar, aquecer e prensar o PEAD, com finalidade de agregar valor ao material processado.

O triturador possui um único eixo em aço ABNT 1020, este eixo possui ranhuras DIN 5482 com um perfil de 20 X 50 X 45 e com um comprimento de 300 mm, que possibilita a instalação de 15 rotores delgados em aço ABNT 1045 de 20 mm de espessura, com uma faca móvel em aço ABNT 1060 instalada em suas extremidades. O eixo será acionado por um motoredutor trifásico de 2 cv, 4 polos e com uma redução de 1:40. Esta configuração proporciona uma capacidade de trituração de 30 Kg/h de PAED com espessura de até 3 mm. O módulo final do triturador (conjunto mecânico e mesa), possui a seguinte dimensão: 457 X 550 X 1431 mm (C X L X A), uma massa de 195.88 kg e custo de R\$ 5.971,50.

O módulo de aquecimento foi projetado de modo que se possa utilizar diferentes moldes para termoconformação. Foram utilizadas duas resistências elétricas aletadas como fonte de calor do módulo, cada uma com uma potência nominal de 800 W, tensão elétrica de 220 V e resistência elétrica de 60,5 Ω . O forno possui um sistema de isolamento térmico, o qual utiliza-se de uma manta de lã de fibra de vidro como isolante, com espessura de 38 mm para as laterais e 50 mm para a região frontal. Isso possibilita ao forno atingir uma temperatura de até 177°C no seu interior e um rendimento térmico de 86 % quando a temperatura ambiente está a 20°C. O aquecimento será feito em um tempo médio de 10 minutos. Todo o conjunto do módulo de aquecimento terá uma dimensão de 530,8 X 561,6 X 586,6 mm (C X L X A), uma massa de 22,29 Kg e um custo de R\$ 909,93.

O módulo de prensagem, assim como o forno, foi desenvolvido pensando na intercambialidade do molde em que o PEAD será prensado. A prensa é composta por motoredutor monofásico de 0,5 cv, 4 polos e uma redução de 1:25, que irá acionar um parafuso de movimento Tr32X6 em aço ABNT 1020, de modo a gerar uma força de prensagem de 10 KN. Para otimizar o processo de termoconformação, a prensa e o forno serão montados em um único conjunto. Dessa forma, o sistema prensa/forno tem uma dimensão de 706,5 X 668 X 1714 mm (C X L X A) e uma massa de 127,19 Kg. O custo da prensa somado ao custo da mesa na qual está montado o sistema prensa/forno tem um valor de R\$3.338,29.

Levando em consideração todas as despesas para confecção dos equipamentos, o custo final do projeto reciclo é de R\$ 30.491,21 e o lucro estimado é de R\$ 2.2954,80 por mês, o que proporciona um payback de 11 meses. Dessa forma, conclui-se que o projeto reCiclo tem viabilidade econômica para atender o seu público alvo, contribuindo para geração de renda e melhores condições de trabalho para as cooperativas e microempresas de reciclagem.

REFERÊNCIAS

ABRELPE. **Panorama dos resíduos sólidos no brasil 2018/2019**. Disponível em: <<https://abrelpe.org.br/panorama/>>. Acesso em: 22 de novembro de 2020.

AKRASH, B. P. et al. **Plastic waste management by mechanical shredder machine**. 2019. 6 f. Publicação interna – Alva's Institute of Engineering and Technology, Kamataka, India, 2019. Disponível em: < <https://www.semanticscholar.org/paper/PLASTIC-WASTE-MANAGEMENT-BYMECHANICAL-SHREDDER-AkashBChristina/14557bfd33cdc8c853aa441ba89240aceca0980a> >. Acesso em 17 de janeiro de 2021.

ALMACINHO, J.S. Redutor de parafuso sem-fim / roda de coroa. 2002. 28 p. Monografia (Mestrado integrado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, 2002.

ALMEIDA, Fernando. **O bom negócio da sustentabilidade**. Rio de Janeiro: Nova Fronteira, 2002. 191p.

BEER, Ferdinand P. et al. **Mecânica dos Materiais**. Tradução: José Benaque Rubert; Walter Libardi. 5 ed. Porto Alegre, 2011. Título original: Mechanics of Materials. ISBN 0-07-352938-9/ 978-0-07-352938-7.

BELLOAIR. Prensa pneumáticas. 2020. Disponível em: <<http://www.belloair.com.br/produtos/prensas-pneumaticas/prensa-pneumatica>>. Acesso em: 22 de novembro de 2020.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley**: projeto de engenharia. Tradução: João Batista de Aguiar; José Manoel de Aguiar. 8 ed. Porto Alegre, 2011. Título original: Shigley's Mechanical Engineering Design. ISBN 007-125763-2/978-007-125763-3.

CALLISTER, William D.; RETHWISCH, David G. **Ciência e engenharia de materiais**: uma introdução. Tradução Sérgio Murilo Stamile Soares. 8. Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012.

CARVALHO, Ricardo Schwab Casimiro. **Análise de custos da fabricação de um triturador de plástico na UTFPR-PG em comparação com serviços terceirizados**. 2019. 91 f. TCC (Graduação em Engenharia Mecânica) – UTFPR-PG, Ponta Grossa, 2019.

ÇENGEL, Yunus A. **Transferência de calor e massa**. 3 ed. Tradução: The McGraw – Hill Companies, Inc. São Paulo: The McGraw-Hill, 2009. Título original: Heat and mass transfer. ISBN 978-0-07-312930-3.

COFERMETA. Macaco hidráulico tipo garrafa 2 estágios 2 ton. 2020. Disponível em: <<https://www.cofermeta.com.br/automotivo/macacos/macaco-hidraulico-tipo-garrafa-2-estagios-2-ton-ef2-bovenau?parceiro=9290&parceiro=1319&gclid=CjwKCAiA->>. Acesso em: 22 de novembro de 2020.

CONTE, Adele Cagnato; MORI, Yvi Tiemi. **Desenvolvimento de um triturador para termoplásticos recicláveis**. 2019. 89 f. TCC (Graduação em Engenharia Mecânica) – UFTPR, Curitiba, 2019.

DESHPANDE, Akshay. **Plastic Shredding Machine**. 2016. Disponível em: <<https://www.slideshare.net/akshay8989/plastic-shredding-machine>>. Acesso em: 22 de novembro de 2020.

FOCATIIS, Davide S.A. de. Tooling for near net-shape compression moulding of polymer specimens.

Polymer Testing, [S.L.], v. 31, n. 4, p. 550-556, jun. 2012. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.polymertesting.2012.02.008>.

FOTULAN. C. A. Projeto Mecânico (SEM 0347): Aula 07 – Motores Elétricos, 2016. 115 slides. Disponível em: <https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/3957285/mod_resource/content/0/aula7_Motores_eletricos_selecao.pdf>. Acesso em: 23 de março de 2021.

GEYER,R; JAMBERCK,J; LAW, K. **Production, use, and fate of all plastics ever made**. Jul. 2019. Disponível em: <<https://advances.sciencemag.org/content/3/7/e1700782.full>>. Acesso em: 8 de dezembro de 2020.

HELERBROCK, Rafael. "Princípio de Pascal"; *Brasil Escola*. Disponível em: <<https://brasilecola.uol.com.br/fisica/principio-de-pascal.htm>>. Acesso em 20 de novembro de 2020.

Hydraulics Online. **History of Hydraulics – Joseph Bramah**. 2016. Disponível em: <<http://www.hydrauliconline.com/history-of-hydraulics>>. Acessado em 19 de novembro de 2020.

INDUSTRIAL SHREDDERS. Industrial Shredders, 2020. Disponível em: <<https://www.industrial-shredders.com/>>. Acesso em: 22 de novembro de 2020.

INSTRUCTABLES. Plastic Shredder, 2020. Disponível em: <<https://www.instructables.com/Plastic-Shredder/>>. Acesso em: 22 de novembro de 2020.

JELASKA, Damir. **Gears and Gear drives**. Split: Wiley, 2012. 444 p.

KUTZ, Meyer. **Applied Plastics Engineering Handbook: Processing, materials and applications**. 2.ed. Elsevier, c2017. E-book.

LEBLANC, Rick. Understanding Recycle and Waste Management Shredders. The balance small business, 25 de outubro de 2019. Disponível em < <https://www.thebalancesmb.com/an-overview-of-the-shredder-and-its-uses-2877771>>. Acesso em: 22 de novembro de 2020.

LEFTERI, Chris. **Como se faz**: 92 técnicas de fabricação para design de produtos. 2.ed. São Paulo: Blucher, 2013.

LOJA DO MECANICO. Motocompressor Pratic Air 8,5 Pés 2 HP 25L Monofásico - SCHULZ-CSI-8525-AIR. 2020. Disponível em: < https://www.lojadomecanico.com.br/produto/127188/21/159/Motocompressor-Pratic-Air-85-Pes-2-HP-25L-110V-Monofasico/153/?utm_source=googleshopping&utm_campaign=xmlshopping&utm_medium=cpc&utm_content=127188&gclid=CjwKCAiAnIT9BRAMeiwANaoE1QF-83PuFL_qEfzL2l8KImxKcyWJqfBgAfonet_ZufekMMggHzzDKxoCqMQQAvD_BwE>. Acesso em: 25 de novembro de 2020.

LUDE TRANSMISSION. Lude trasnsmission, 2019. Electric screw jack with motor and RV reducer. Disponível em: <https://www.ludetransmission.com/electric-screw-jack-with-motor-and-rv-reducer_p193.html>. Acesso em: 25 de abril de 2021.

MARTIN. T. C.; WETZLER. **Joseph. The Electric Motor and Its Applications**. New York: Johnson, 1887.

MERCADO LIVRE. Motor De Passo Nema 34 - 60/85kgf.cm + Driver 7.2a Dc. 2020. Disponível em: < https://produto.mercadolivre.com.br/MLB-1081815934-motor-de-passo-nema-34-6085kgfcm-driver-72a-dc-_JM#position=6&type=item&tracking_id=c1d635c0-5650-4317-97b9-ebb2b1a3da83>. Acesso em: 26 de novembro de 2020.

MOINHOS RONE. Linha S. 2020. Disponível em: <<https://www.rone.com.br/moinhos-01.php>>. Acesso em: 22 de novembro de 2020.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas**: uma abordagem integrada. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1028 p. ISBN 9788582600221.

OLIVEIRA, M. L. **Aplicação de um método construtivo de pneumática**. Santa Maria. CTISM/UFSM, RS. Trabalho de conclusão de curso, 74p., 2012. Disponível em: <www.ctism.ufsm.br/index.php/downloads/category/1alunos%3Fdownload%3D1000:modelo-tcc-automacao-industrial-ead%26start%3D40+%&cd=4&hl=pt-BR&ct=clnk&gl=br> . Acessado em: 20 de novembro de 2020.

Oriental Motor do Brasil Ltda. **Tudo que você precisa saber sobre motores de passo**. 2017. Disponível em: <<https://www.orientalmotor.com.br/tecnologia/tudo-que-voce-precisa-saber-sobre-motores-de-passo.html>>. Acessado em 19 de novembro de 2020.

PETERSON, Charles W.; BV, Azdel; EHNERT, G.; LIEBOLD, R.; HORSTING, K.; HFUSZ, R. Ku". Compression Molding. **Composites**, [S.L.], p. 516-535, 2001. ASM International. <http://dx.doi.org/10.31399/asm.hb.v21.a0003415>.

PLASTIC PACKAGING RESINS, American Chemistry Council, 2018. Disponível em: <<https://plastics.americanchemistry.com/Plastic-Resin-Codes-PDF/>>. Acesso em: 10 de outubro de 2020.

PRECIOUS PLASTIC. Shredder Pro, 2020. Shredder Pro information. Disponível em: <<https://community.preciousplastic.com/academy/build/shredderpro>>. Acesso em: 22 de novembro de 2020.

PRIMOTÉCNICA. Triturador de plástico, 2020. Disponível em: <<https://primotecnica.com.br/info/triturador-plastico-preco.php>>. Acesso em: 22 de novembro de 2020.

RP-TOOLS. RP-tools, 2021. Workshop presses. Disponível em: <<https://www.rp-tools.com/Workshop-press-hydraulic-press-standing-10-100-t-manual-hand-foot-operated-automatic-hydropneumatic-air-movable-piston-industry-quality-Made-in-EU#tab-votes>>. Acesso em: 25 de abril de 2021.

SAATY, T.L.: **Método de Análise Hierárquica**. Tradução e Revisão por Wainer da Silveira e Silva. São Paulo. Ed. McGraw-Hill 1991a.

SANCHEZ-CADENA, Lorena e; ALVARADO-TENORIO, Bonifacio; ROMO-URIBE, Angel; CAMPILLO, Bernardo; FLORES, Osvaldo; YAO, Huifen. Hot-pressed boards based on recycled high-density polyethylene tetrapack: mechanical properties and fracture behavior. **Journal Of Reinforced Plastics And Composites**, [S.L.], v. 32, n. 23, p. 1779-1792, 20 jun. 2013. SAGE Publications. <http://dx.doi.org/10.1177/0731684413493340>.

SILVA Diva Martins Rosas e; Hamacher, Silvio. **Aplicação do Método AHP para Avaliação de Projetos Industriais**. 2007. 128p. Dissertação de Mestrado - Departamento de Engenharia Industrial, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

TEIXEIRA, Daniela P. Projeto de máquina trituradora de garrafas PET. 2018. 99 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Macaé, 2018.

VALIAR.Prensas. 2020. Disponível em: < <http://vali-ar.com/prensas/> >. Acesso em: 25 de novembro de 2020.

VICENTE, Carlos M. S., SARDINHA, Manuel, REIS, Luíz. Failure analysis of a coupled shaft from a shredder. **Engineering Failure Analysis**. Lisboa, Portugal. 2019.

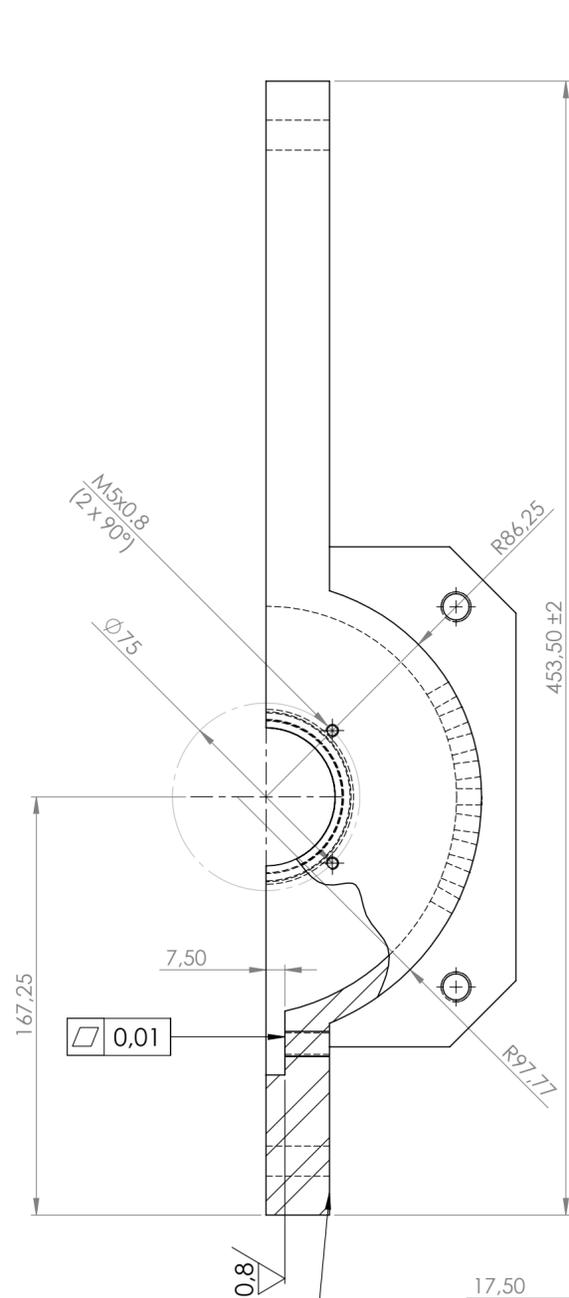
103, 384–391, Set. 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.05.011>>. Acesso em fev. 2021.

WEG CESTARI REDUTORES. Alumag: Redutores Coroa Sem-Fim com Carcaça em Alumínio: catálogo de produtos. Monte Alto, 2020. 28 p.

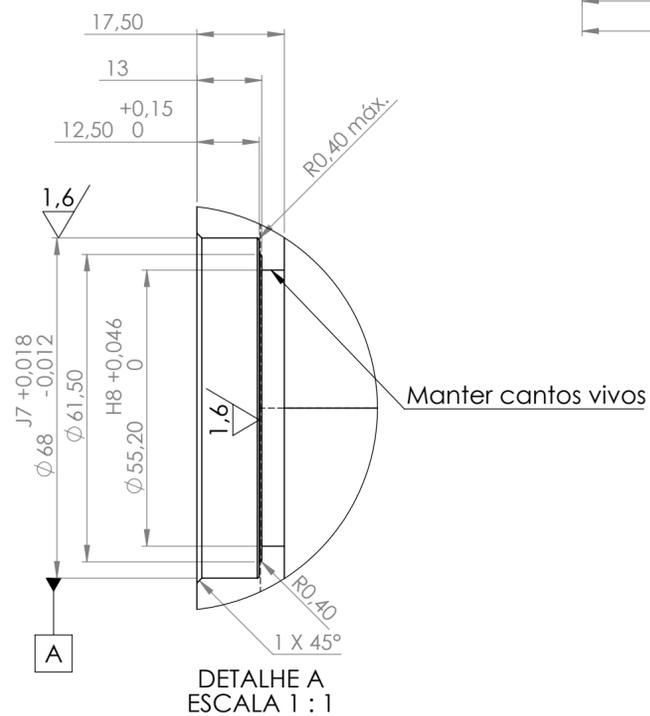
WORLD MACH. Worldmach, 2016. Metal processing machinery. Disponível em: <<https://www.worldmach.com/metal-processing-machinery/wn-hand-spindle-press.html>>. Acesso em: 26 de abril de 2021.

WORLD WILDLIFE FUND. **Brasil é o 4º país do mundo que mais gera lixo plástico.** Mar. 2019. Disponível em: <<https://www.wwf.org.br/?70222/Brasil-e-o-4-pais-do-mundo-que-mais-gera-lixo-plastico>>. Acesso em: 8 de dezembro de 2020.

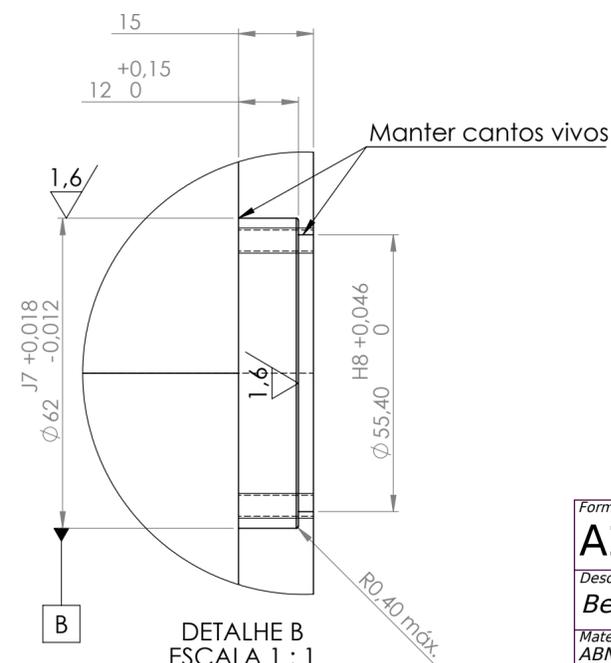
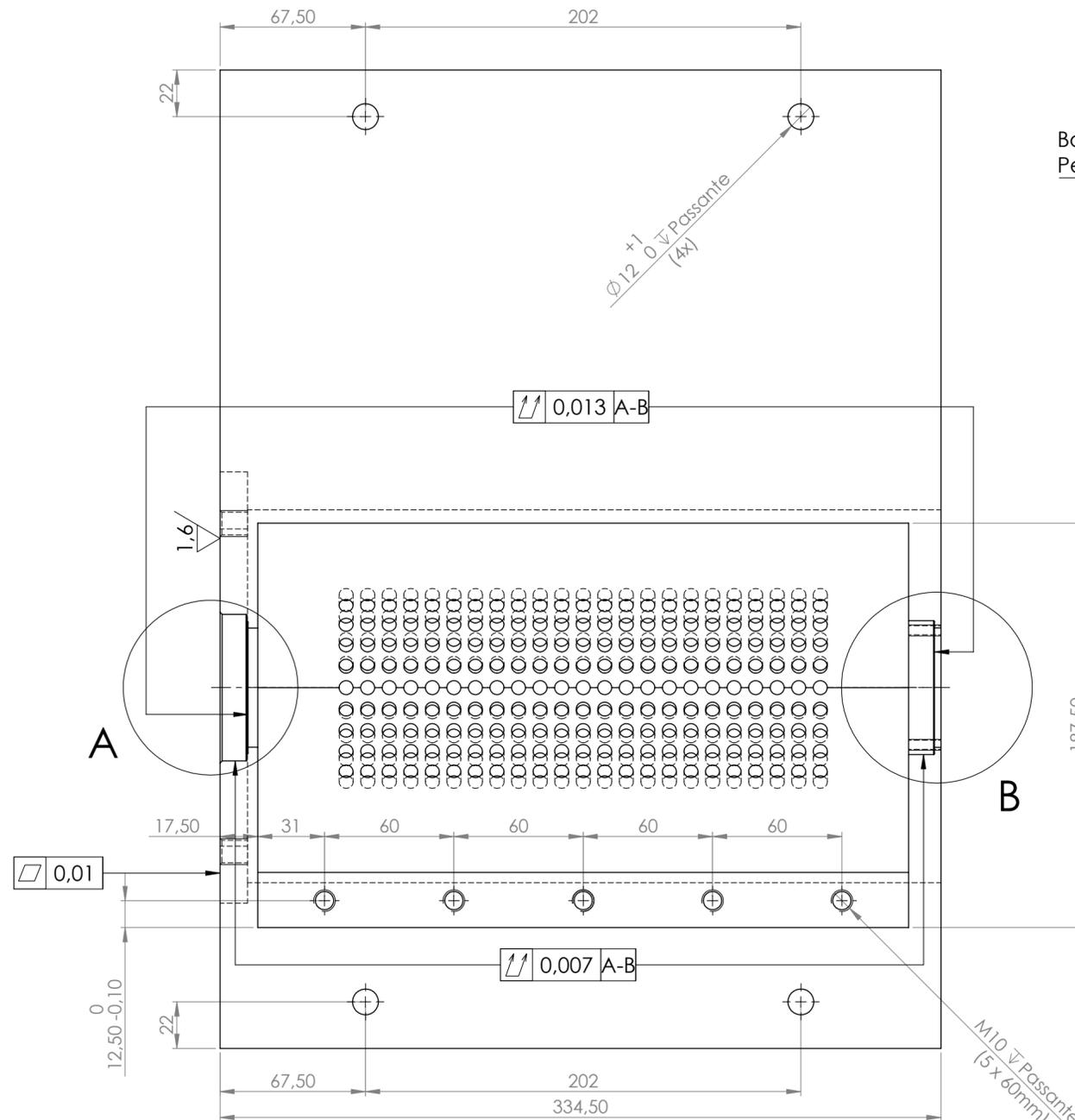
APÊNDICE: LIVRO DE DESENHOS



Borracha de amortecimento Perfil (30X5)X330

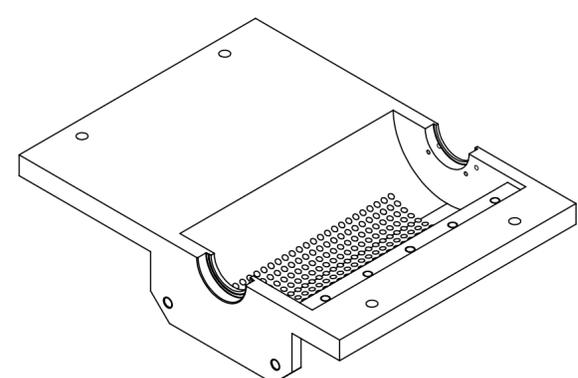
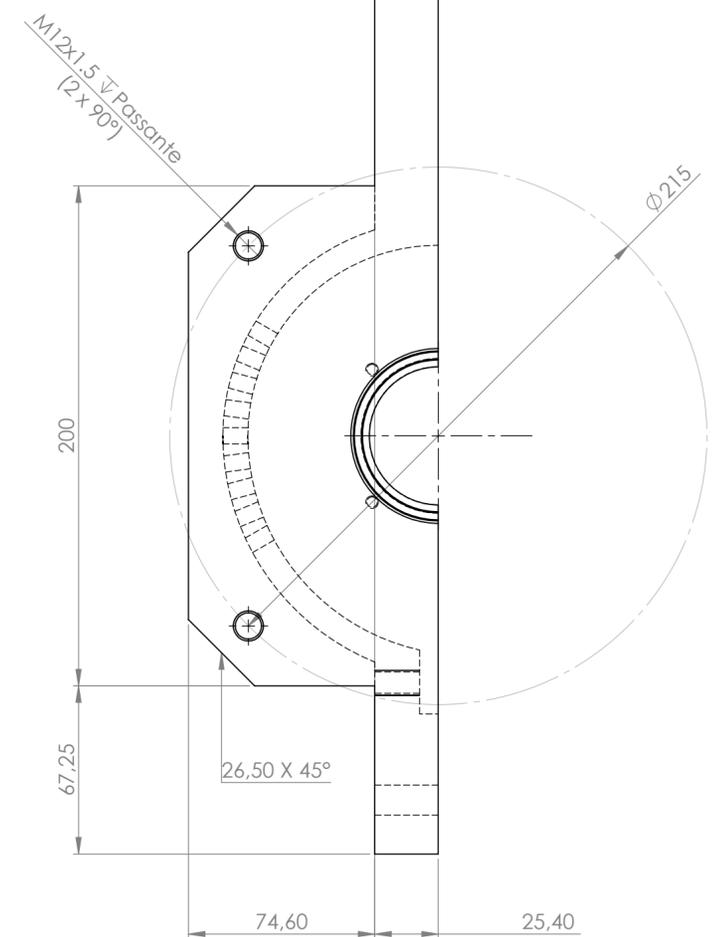


DETALHE A
ESCALA 1:1



DETALHE B
ESCALA 1:1

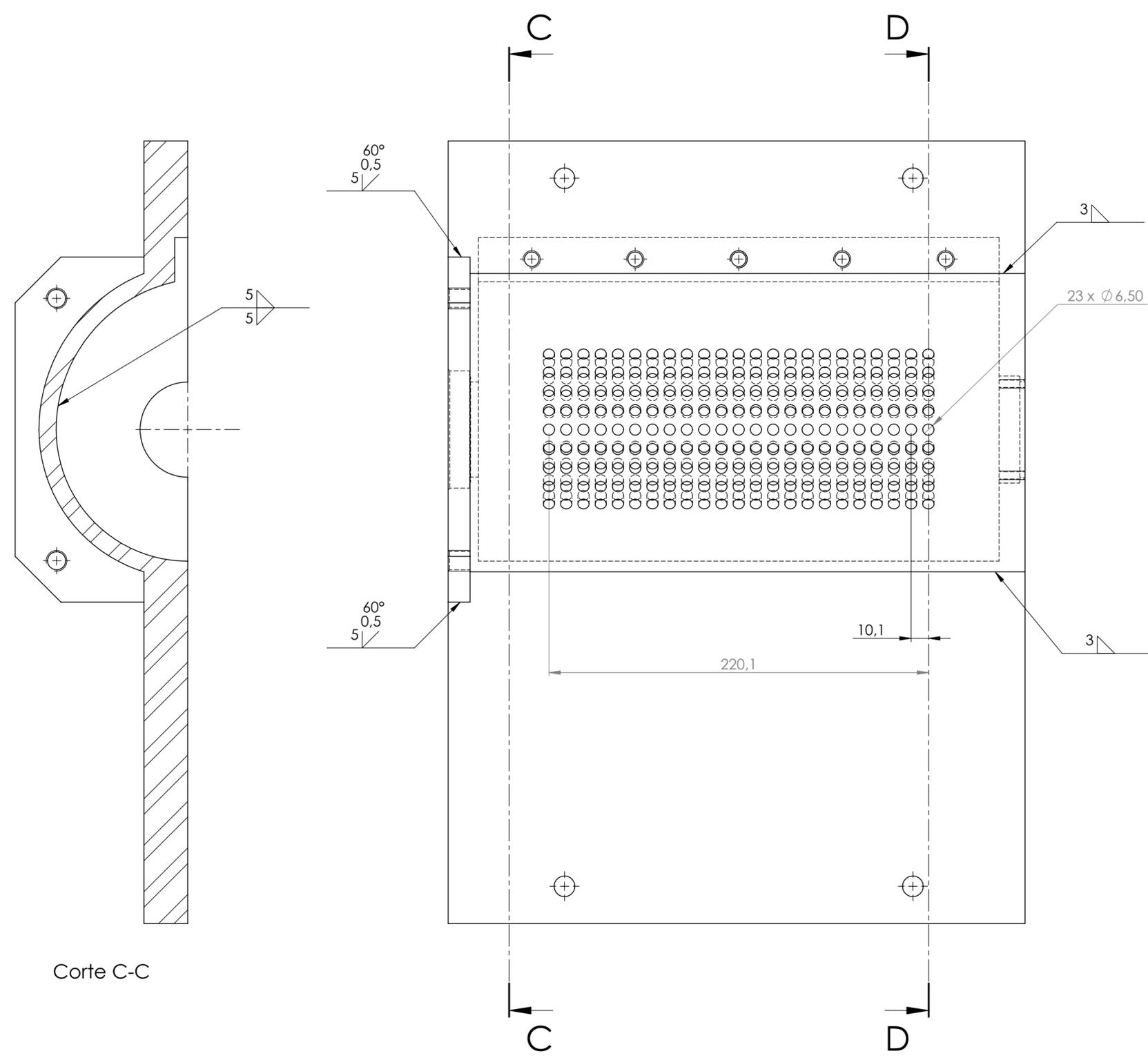
3,2/ (1,6/ 0,8/)
Borracha de amortecimento Perfil (30x5)x330



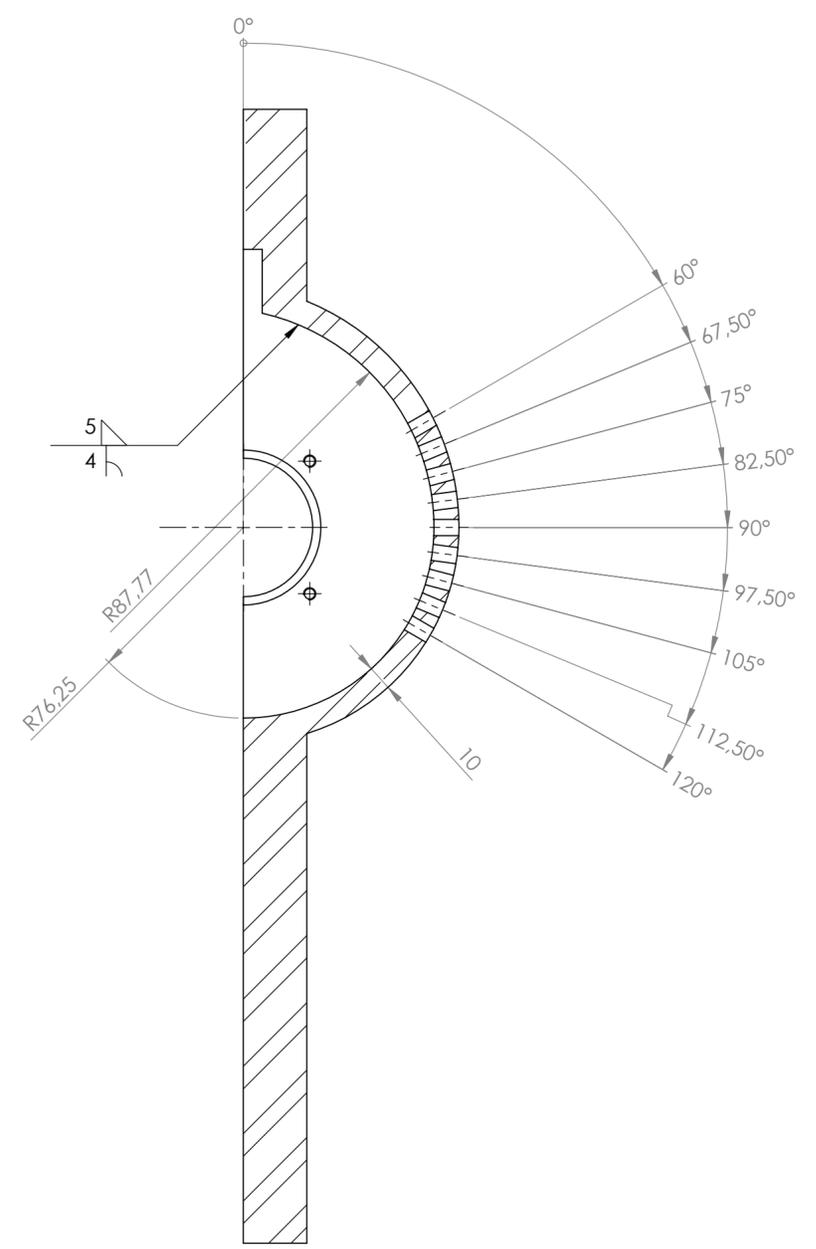
Notas:
1) Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau fino;
2) Folha 1/2.

Formato A2	Desenhado Júlio Frachia Frolini	Data 25/04/2021	Projeção	reCiclo
	Aprovado Ed Bordinassi	Data 29/05/2021		
Descrição Berço do triturador				Escala 1:2
Material ABNT 1020	Massa 26,76 kg	Unidade mm	Desenho PT01	Revisão 02
Dureza Padrão	Têmpera Não	Retífica Não	Tratamento Nenhum	

3,2/ (1,6/ 0,8/)



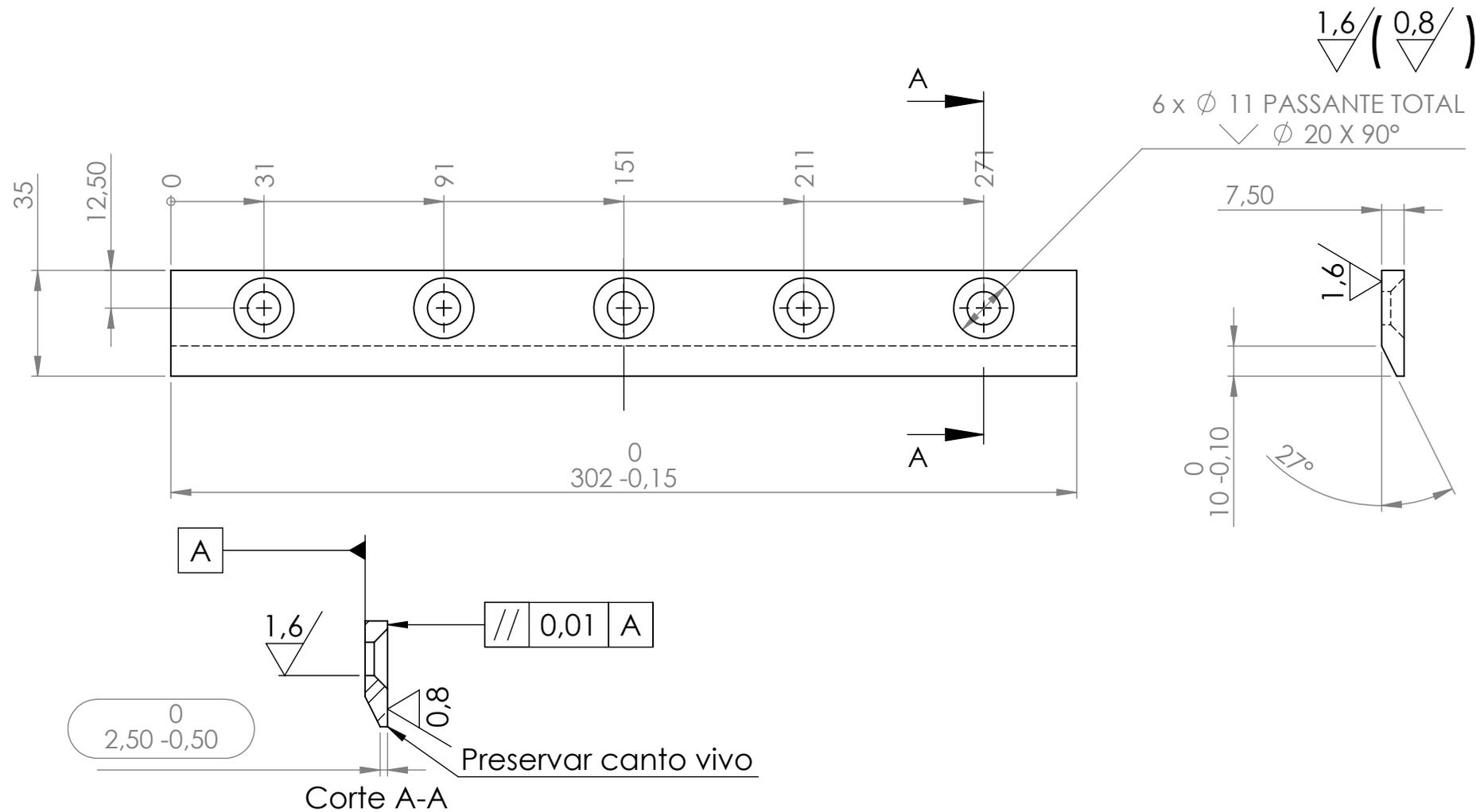
Corte C-C



Corte D-D

- Notas:
- 1) Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau fino;
 - 2) 207 furos na peneira
 - 3) Folha 2/2.

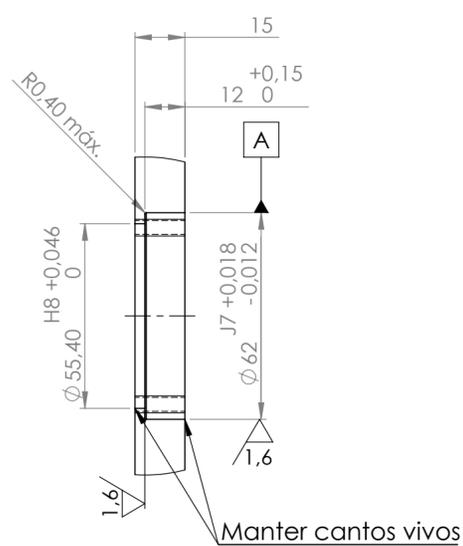
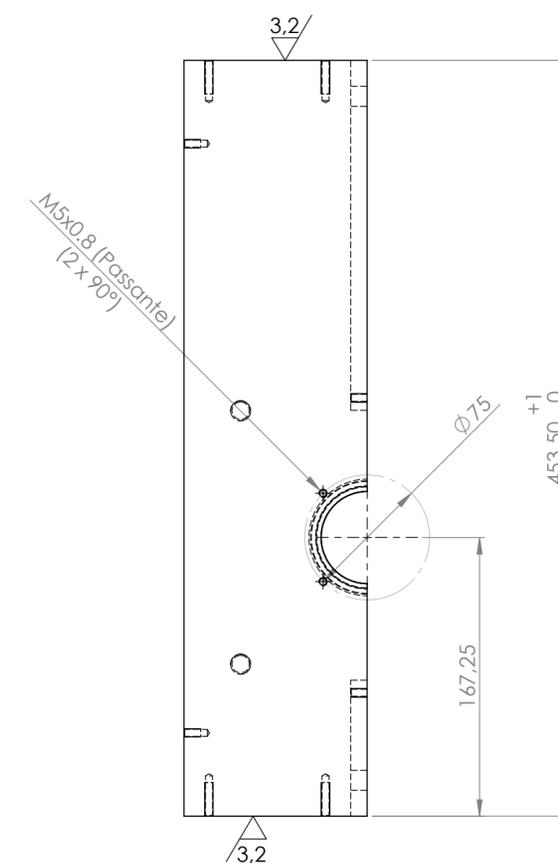
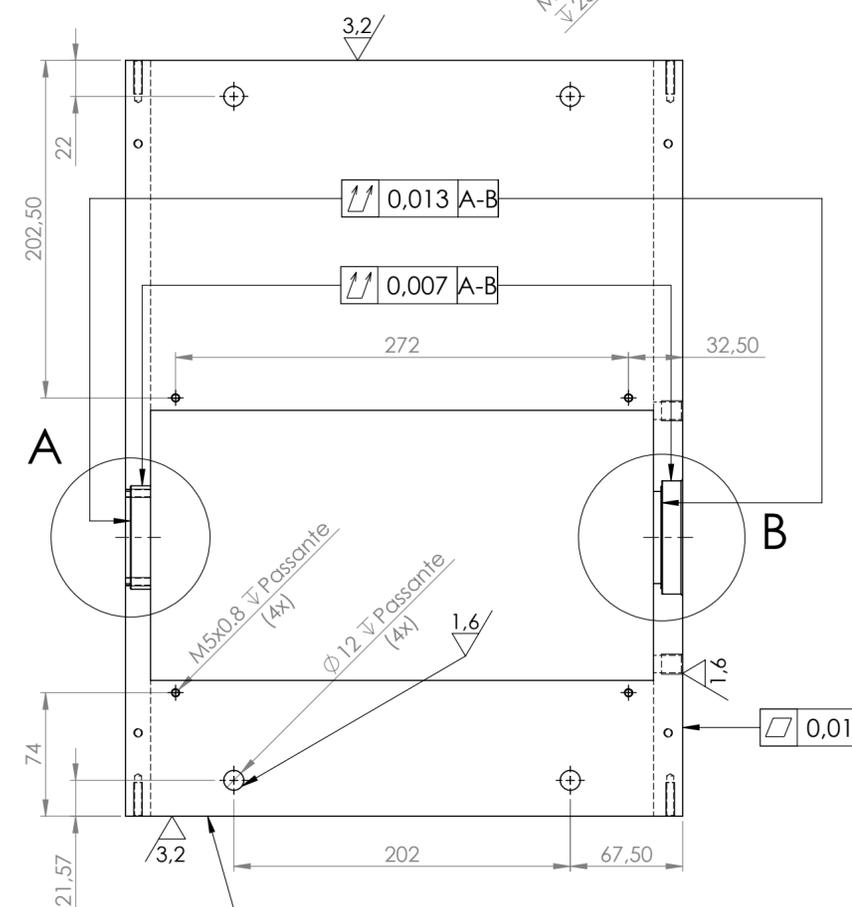
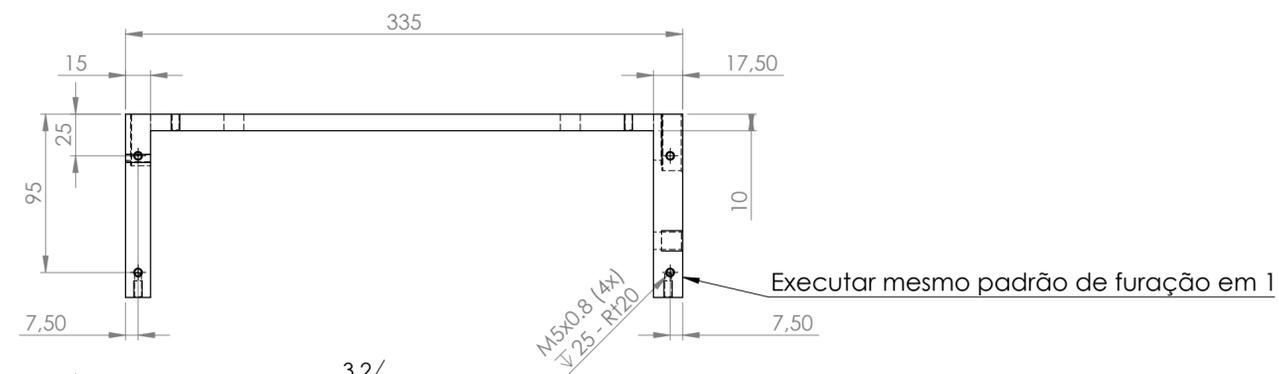
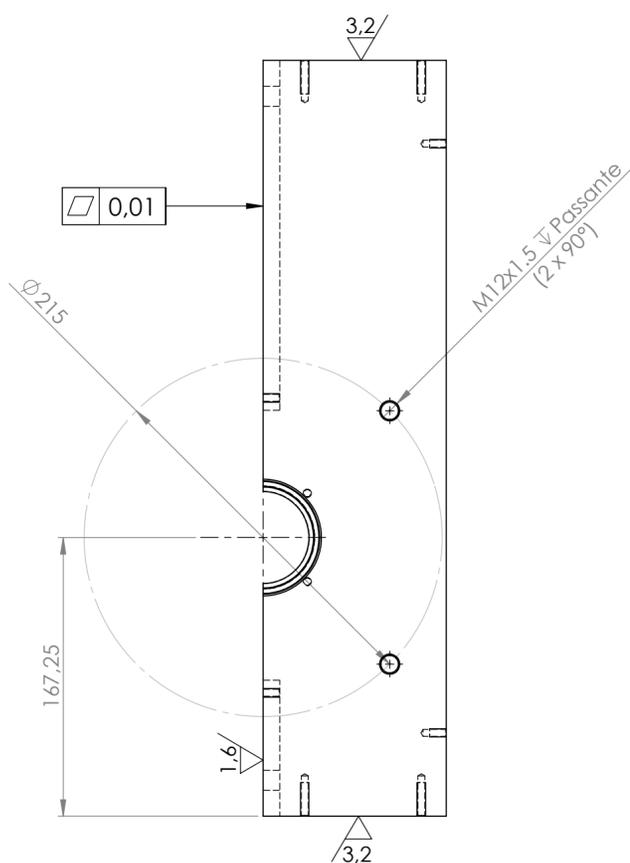
Formato A2	Desenhado Júlio Frachia Frolini	Data 25/04/2021	Projeção 	
	Aprovado Ed Bordinassi	Data 29/05/2021		
Descrição Berço do triturador				Escala 1:2
Material ABNT 1020	Massa 26,76 kg	Unidade mm	Desenho PT01	Revisão 02
Dureza Padrão	Têmpera Não	Retífica Não	Tratamento Nenhum	



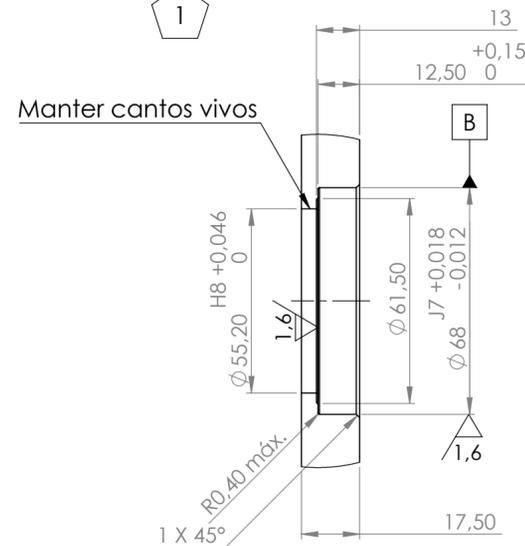
Nota:
Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau fino

Formato	Desenhado	Data	Projeção	reCiclo
A4	Júlio Frachia Frolini	25/04/2021	1	
	Aprovado	Data		
	Ed Bordinassi	29/05/2021		
Descrição				Escala
Faca fixa de corte				1:2
Material	Massa	Unidade	Desenho	Revisão
ABNT 1060	0.52 kg	mm	PT02	00
Dureza	Têmpera	Retífica	Tratamento	
45 ± 2 HRC	Não	Sim	Nenhum	

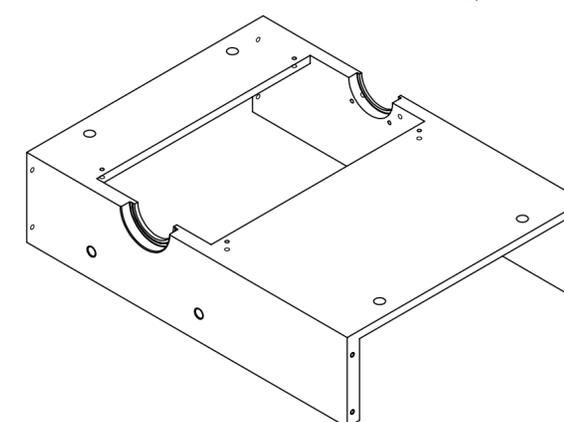
√ (3,2 / 1,6 / 0,8 /)



DETALHE A
ESCALA 2 : 3

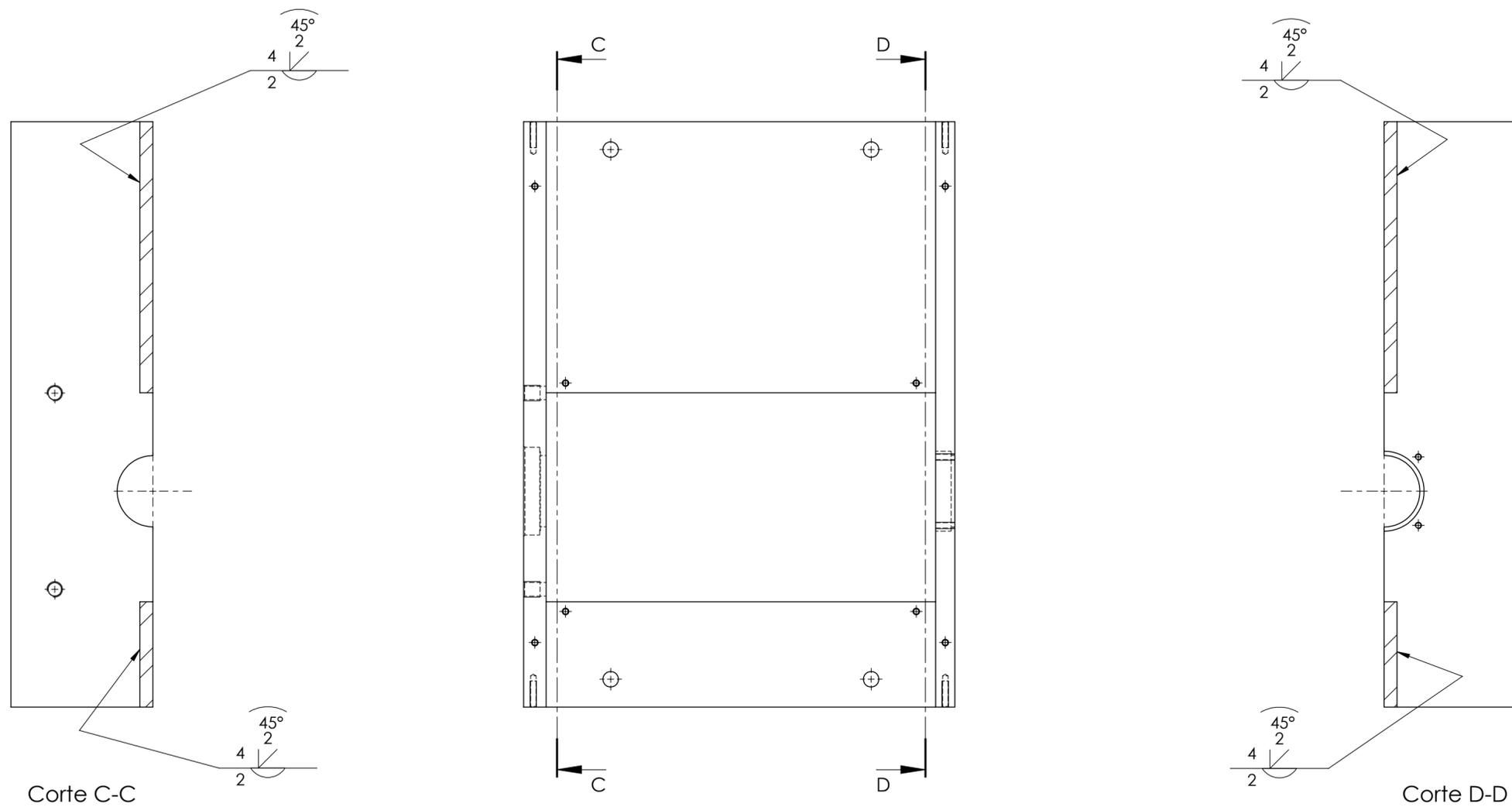


DETALHE B
ESCALA 2 : 3



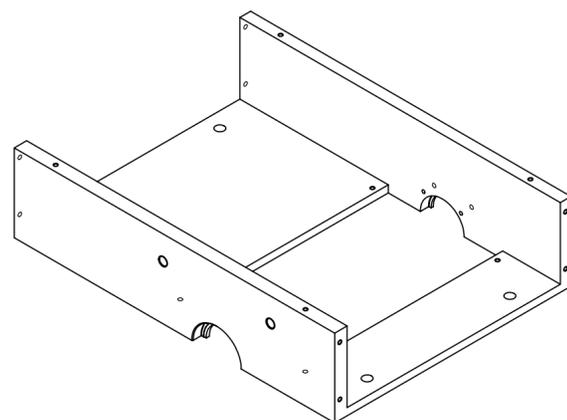
- Notas:
1) Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau fino;
2) Folha 1/2

Formato A2	Desenhado Júlio Frachia Frolini	Data 25/04/2021	Projeção	reCiclo
Aprovado Ed Bordinassi	Data 29/05/2021			
Descrição Tampa berço do triturador				Escala 1:3
MATERIAL ABNT 1020	MASSA 19,17 kg	UNIDADE mm	DESIGNO PT03	Revisão 02
DUREZA Padrão	Têmpera Não	Retífica Não	Tratamento Nenhum	



Corte C-C

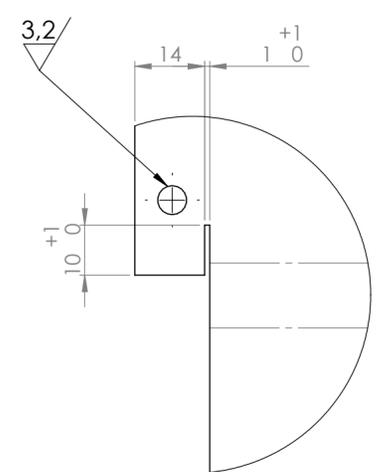
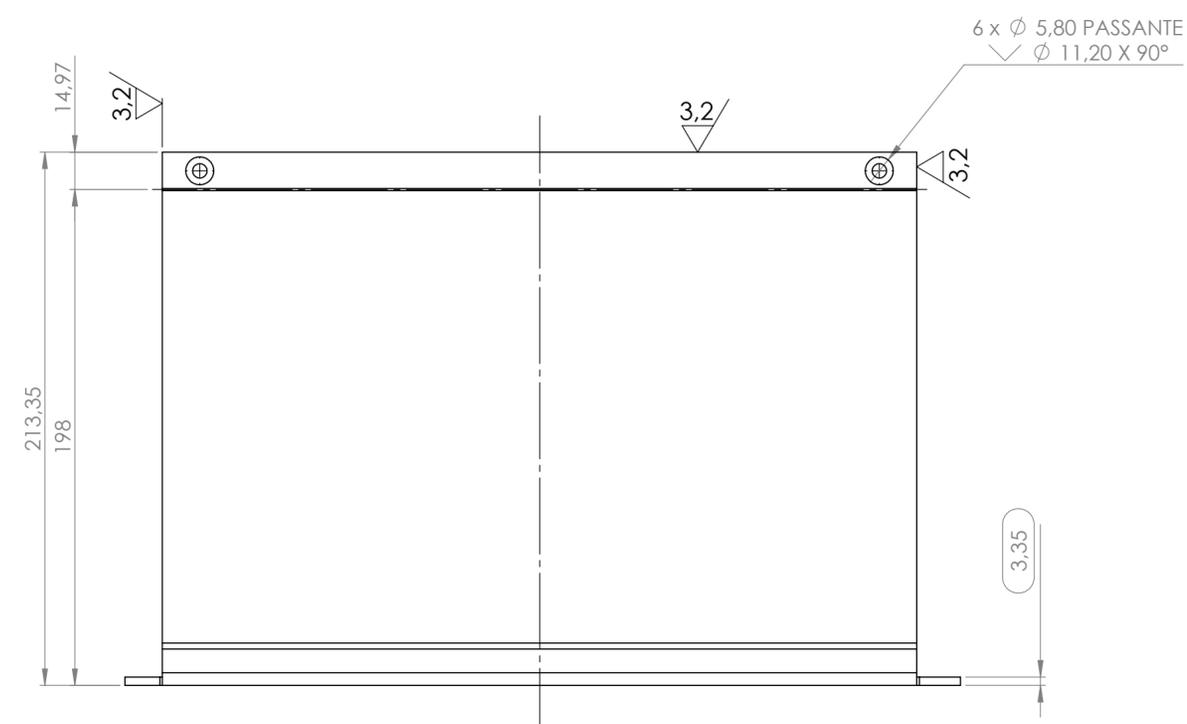
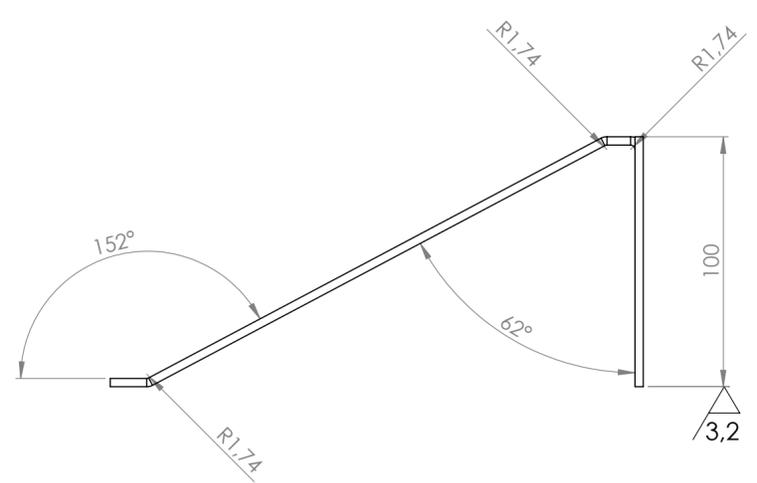
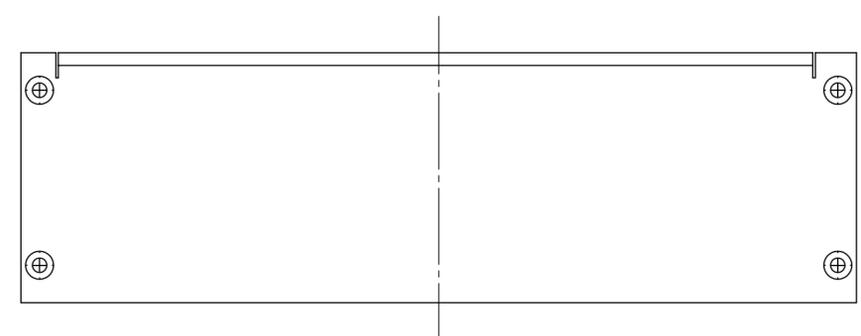
Corte D-D



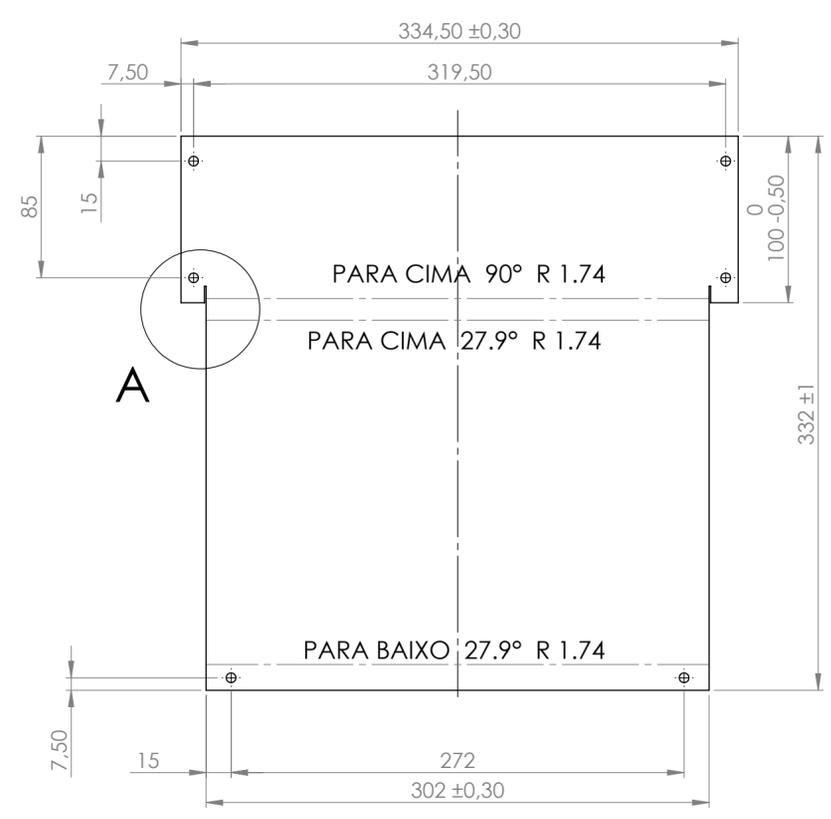
Notas:
 1) Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau fino;
 2) Folha 2/2

Formato	Desenhado	Data	Projeção	reCiclo
A2	Júlio Frachia Frolini	25/04/2021	1ª	
	Aprovado	Data		Escala
	Ed Bordinassi	29/05/2021		1:3
Descrição				Revisão
Tampa berço do triturador				02
Material	Massa	Unidade	Desenho	
ABNT 1020	19,17 kg	mm	PT03	
Dureza	Têmpera	Retífica	Tratamento	
Padrão	Não	Não	Nenhum	

3.2

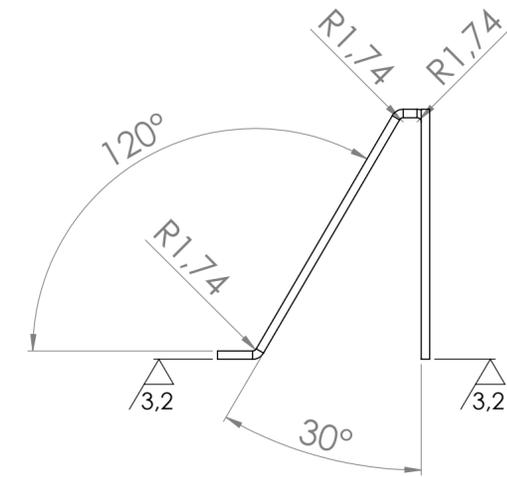
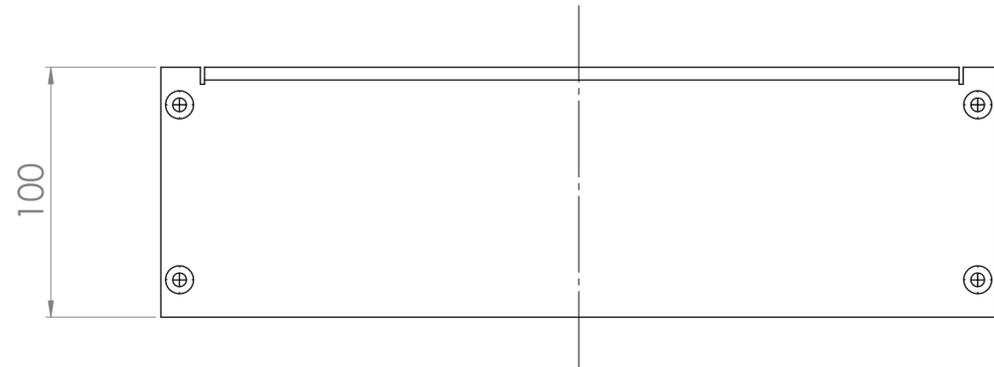


DETALHE A
ESCALA 1 : 1

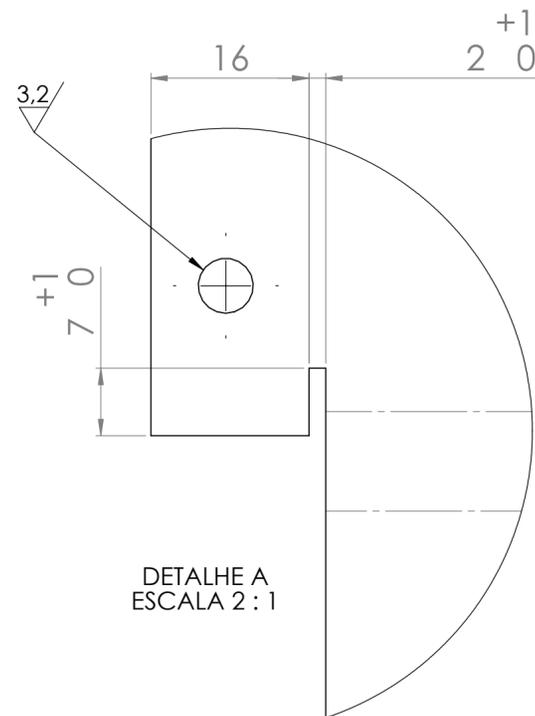
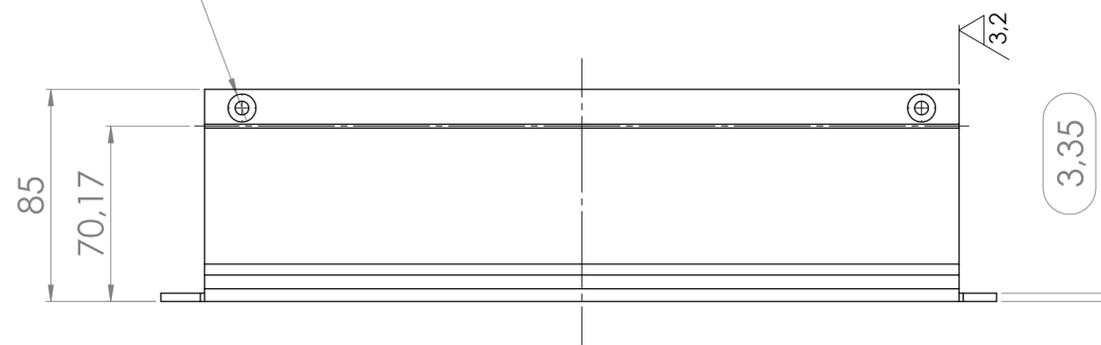


Nota:
Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau fino

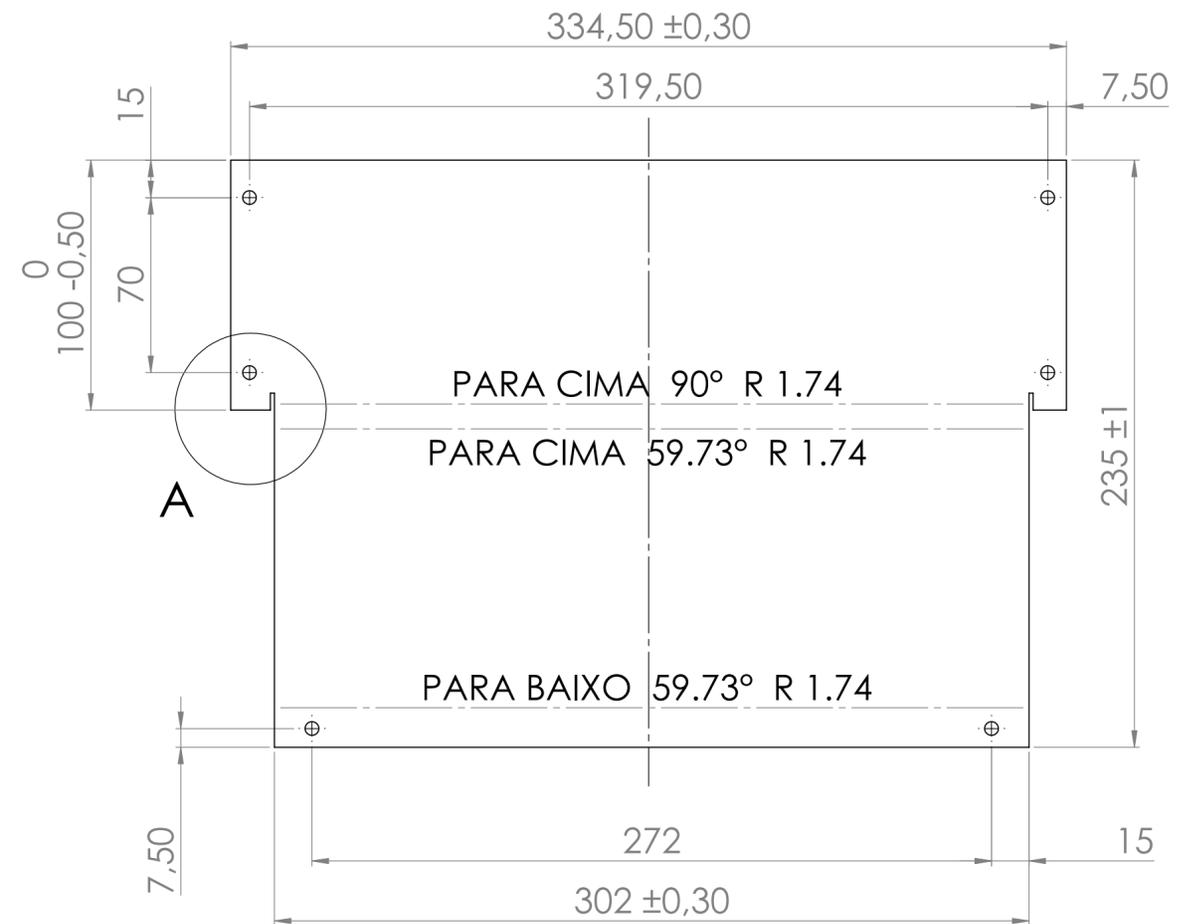
Formato A2	Desenhado Júlio Frachia Frolini	Data 02/05/2021	Projeção	reCiclo
Aprovado Ed Bordinassi	Data 29/05/2021			
Descrição Coifa - Rampa principal				Escala 1:2
Material ABNT 1020	Massa 2.72 kg	Unidade mm	Desenho PT04	Revisão 00
Dureza Padrão	Têmpera Não	Retífica Não	Tratamento Nenhum	



6 x ϕ 5,50 ∇ PASSANTE
 ∇ ϕ 11,20 X 90°



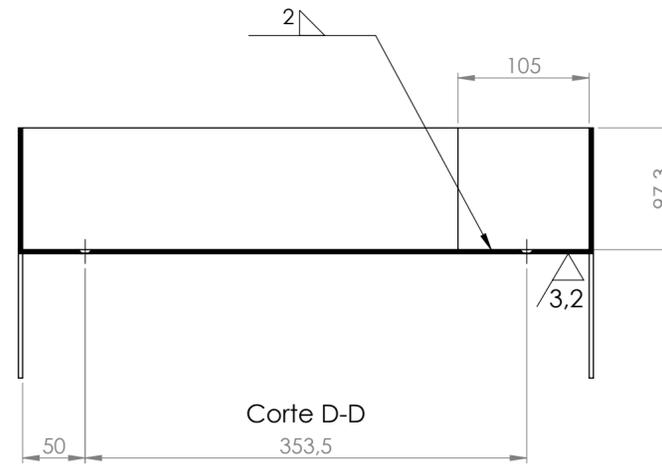
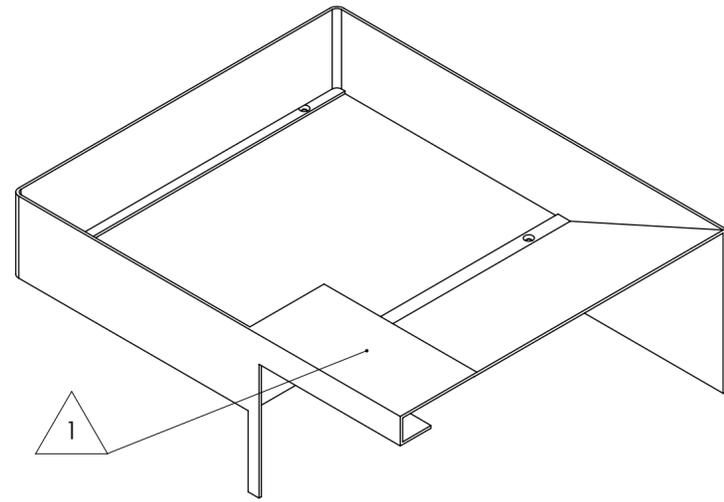
DETALHE A
 ESCALA 2 : 1



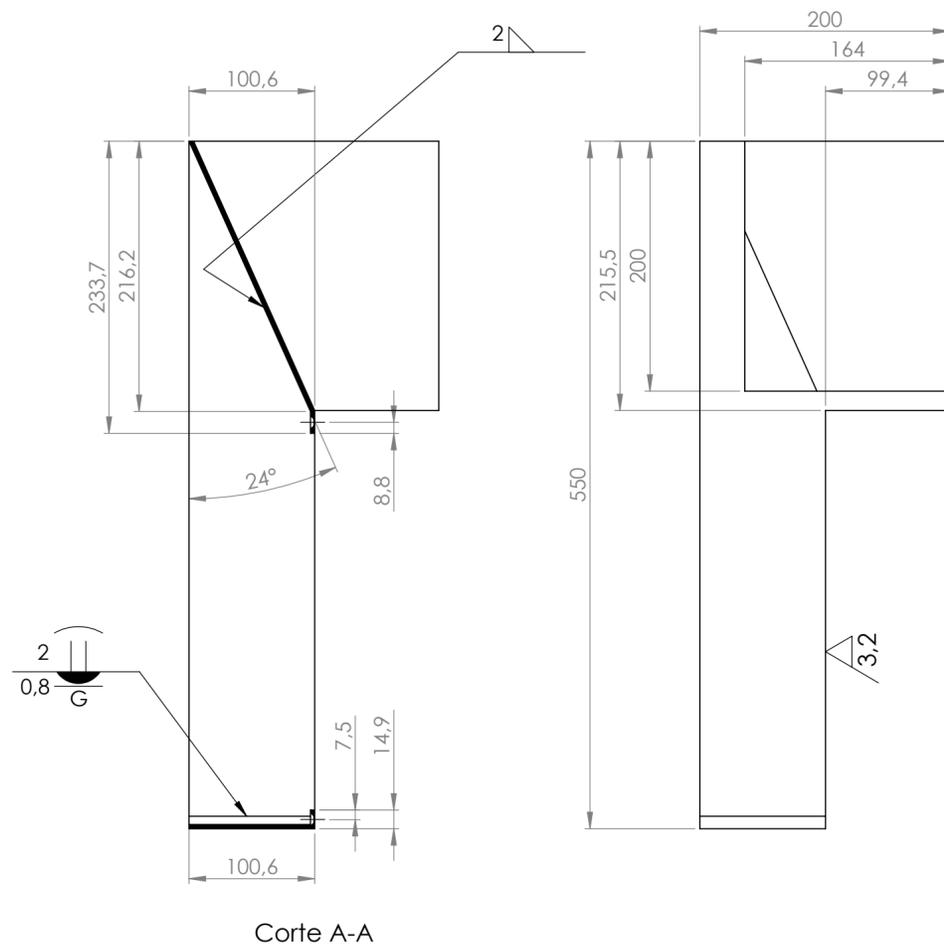
Nota:
 Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau fino

Formato A2	Desenhado Júlio Frachia Frolini	Data 02/05/2021	Projeção 	
	Aprovado Ed Bordinassi	Data 29/05/2021		
Descrição Coifa - Rampa secundaria				Escala 1:2
Material ABNT 1020	Massa 1.94 kg	Unidade mm	Desenho PT05	Revisão 00
Dureza Padrão	Têmpera Não	Retífica Não	Tratamento Nenhum	

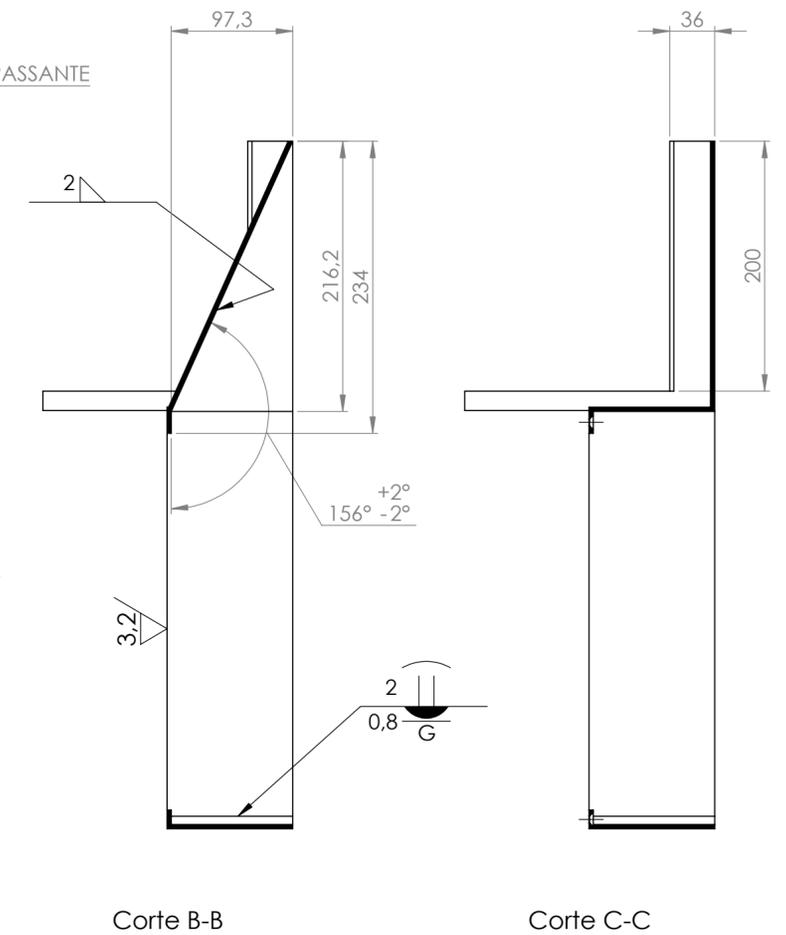
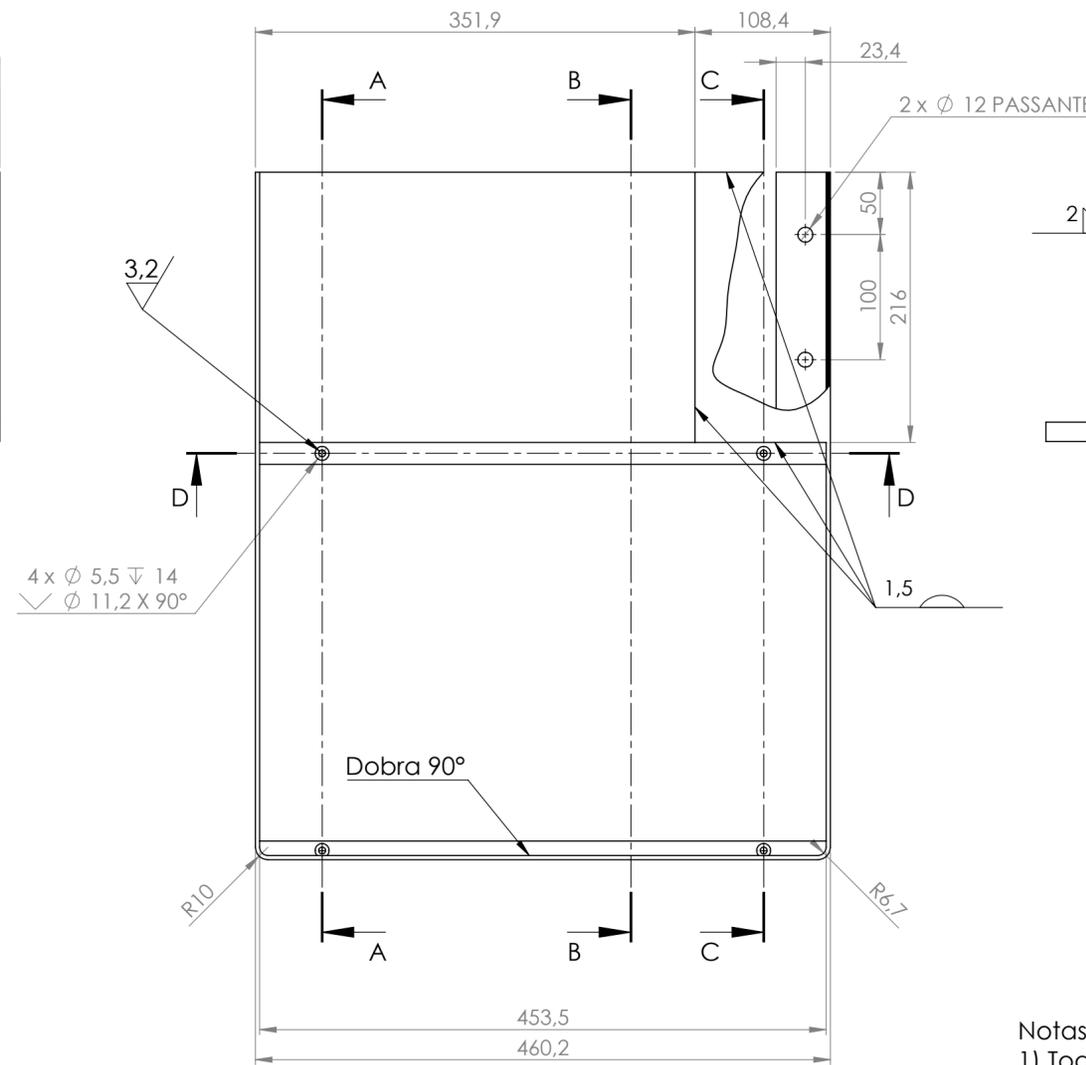
Revisão	Alteração
00	Emissão
01	Adequação para o painel elétrico



3.2/



Corte A-A

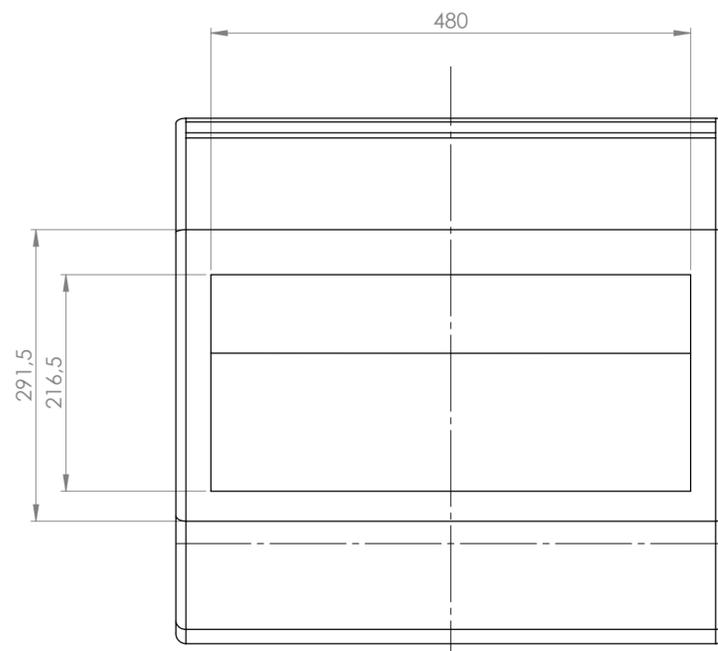
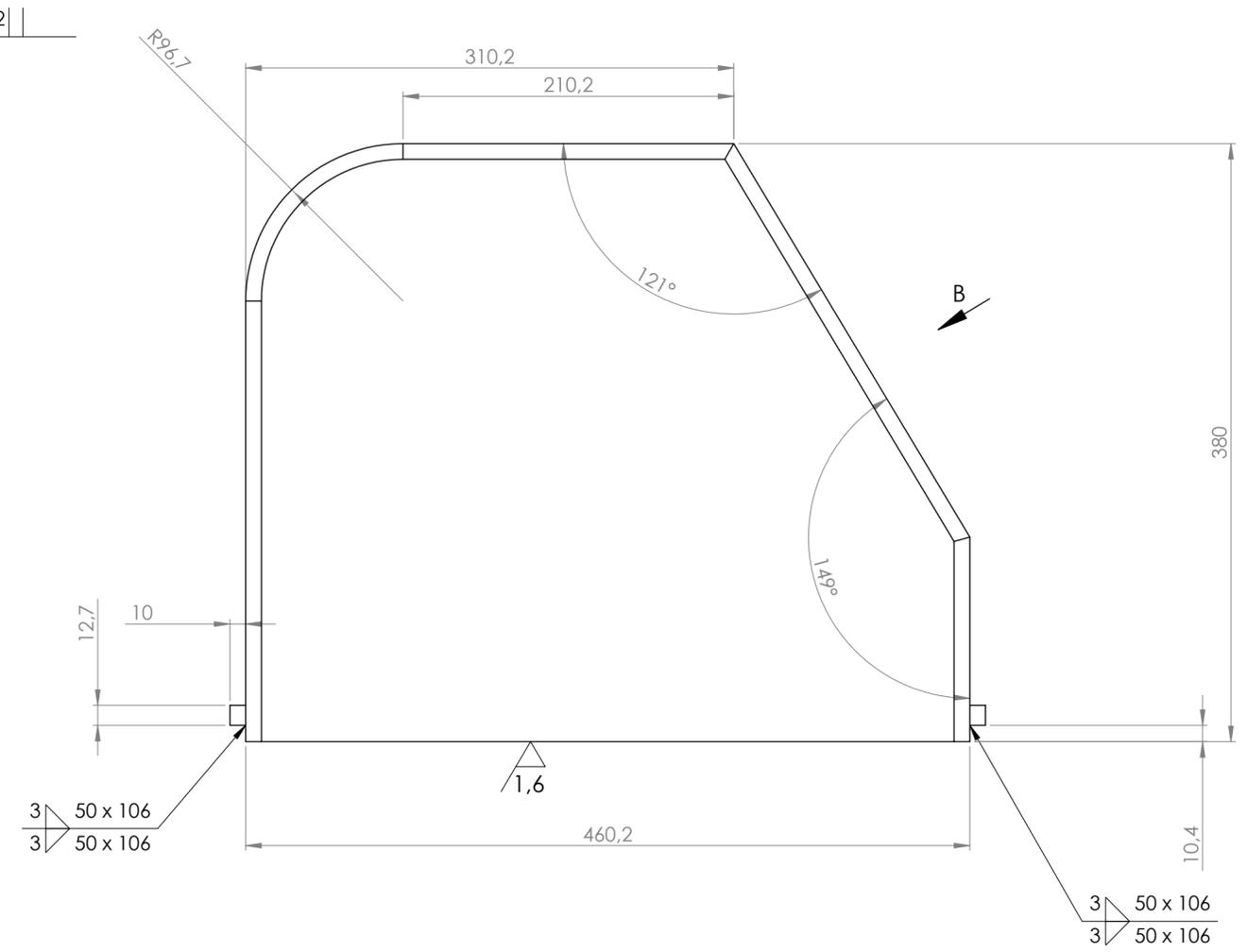
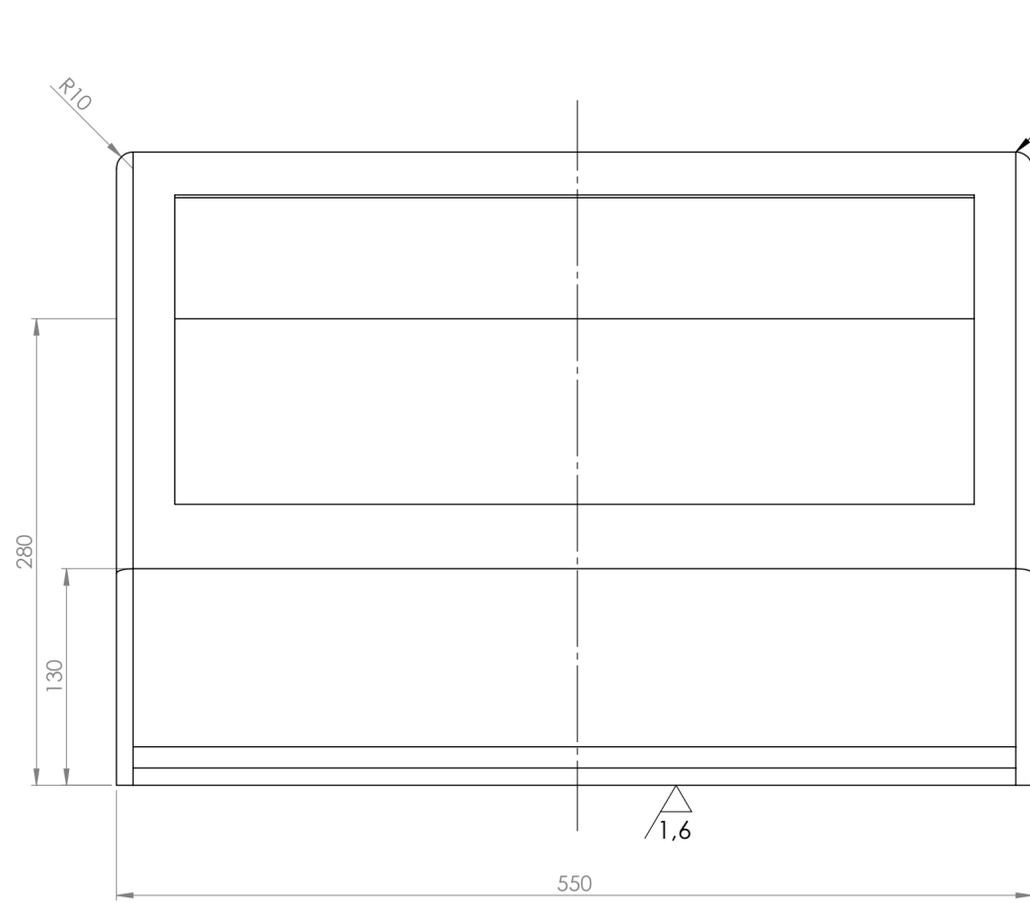


Corte B-B

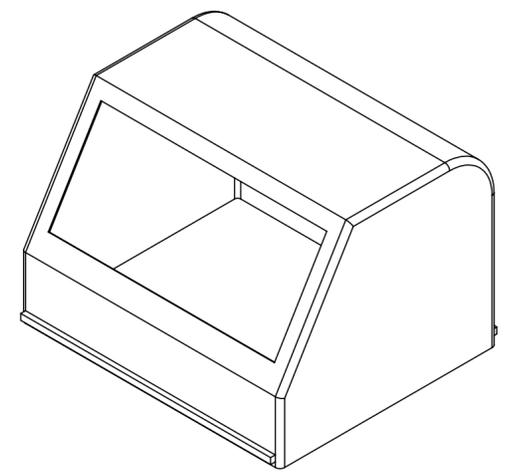
Corte C-C

- Notas:
 1) Todas as chapas com espessura 3,35mm
 2) Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau fino

Formato A2	Desenhado Júlio Frachia Frolini	Data 02/05/2021	Projeção	reCiclo
Aprovado Ed Bordinassi	Data 29/05/2021			
Descrição Coifa - Rampa superior				Escala 1:4
Material ABNT 1020	Massa 8.22 kg	Unidade mm	Desenho PT06	Revisão 01
Dureza Padrão	Tempera Não	Retífica Não	Tratamento Nenhum	

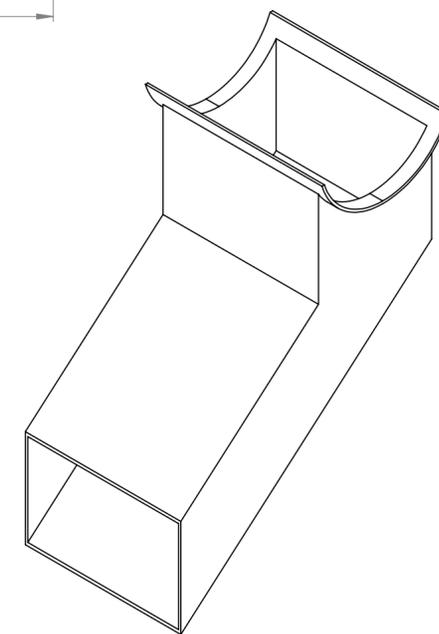
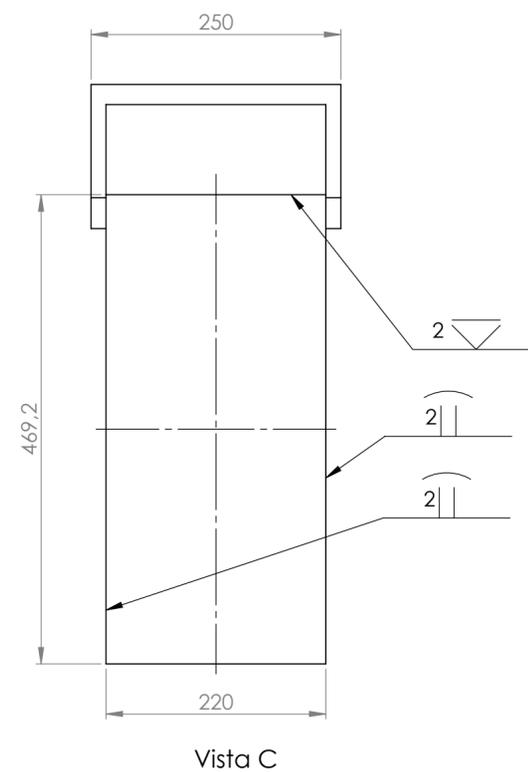
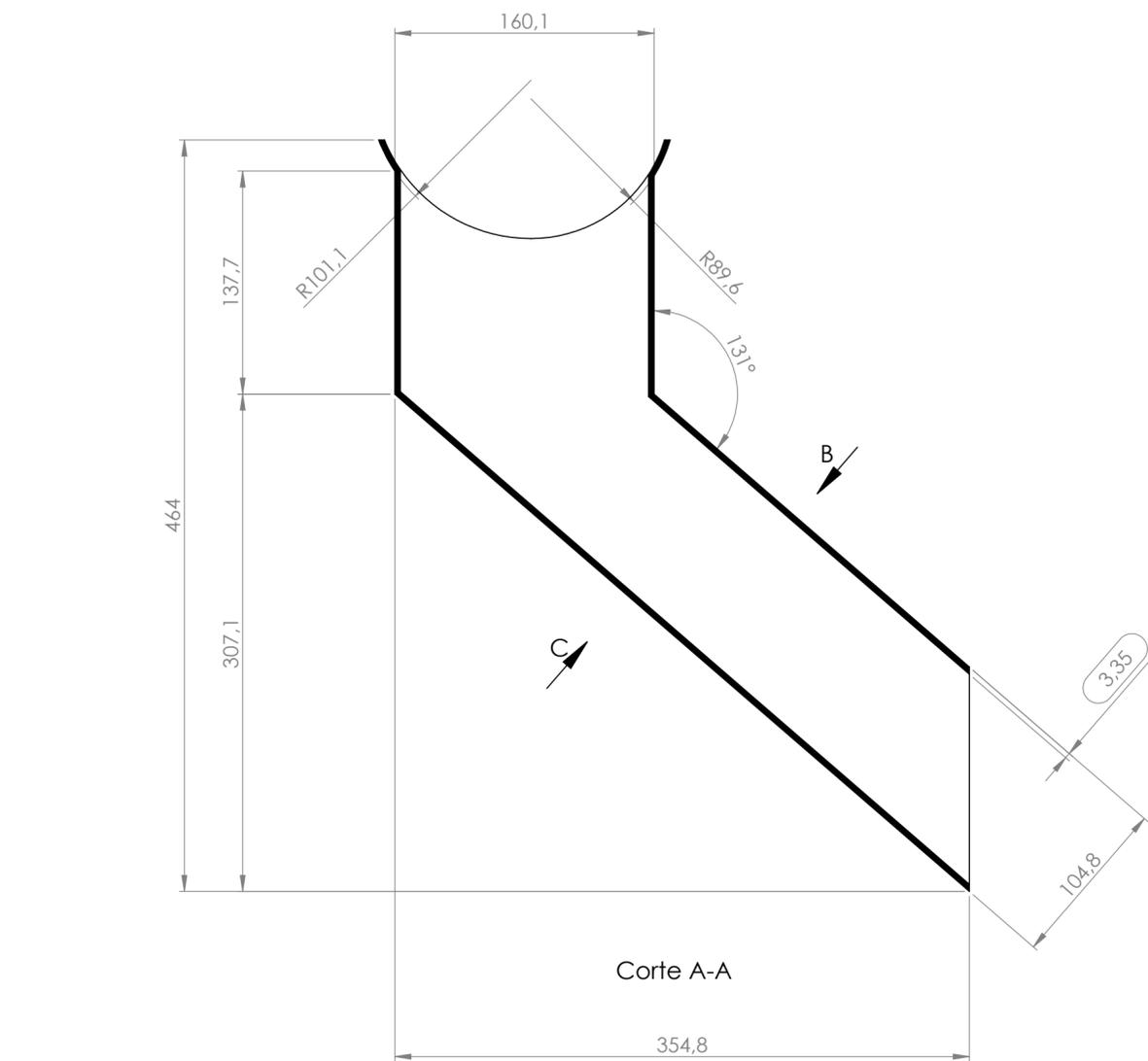
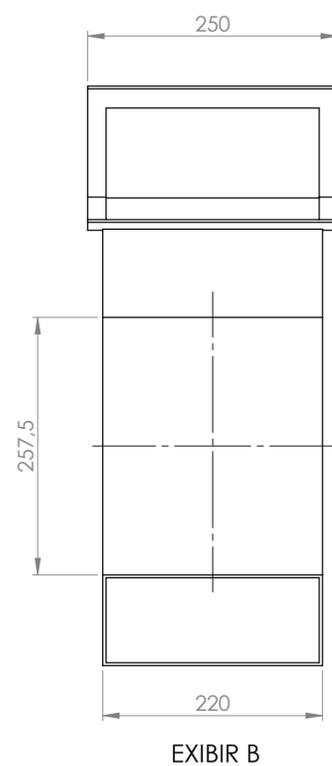
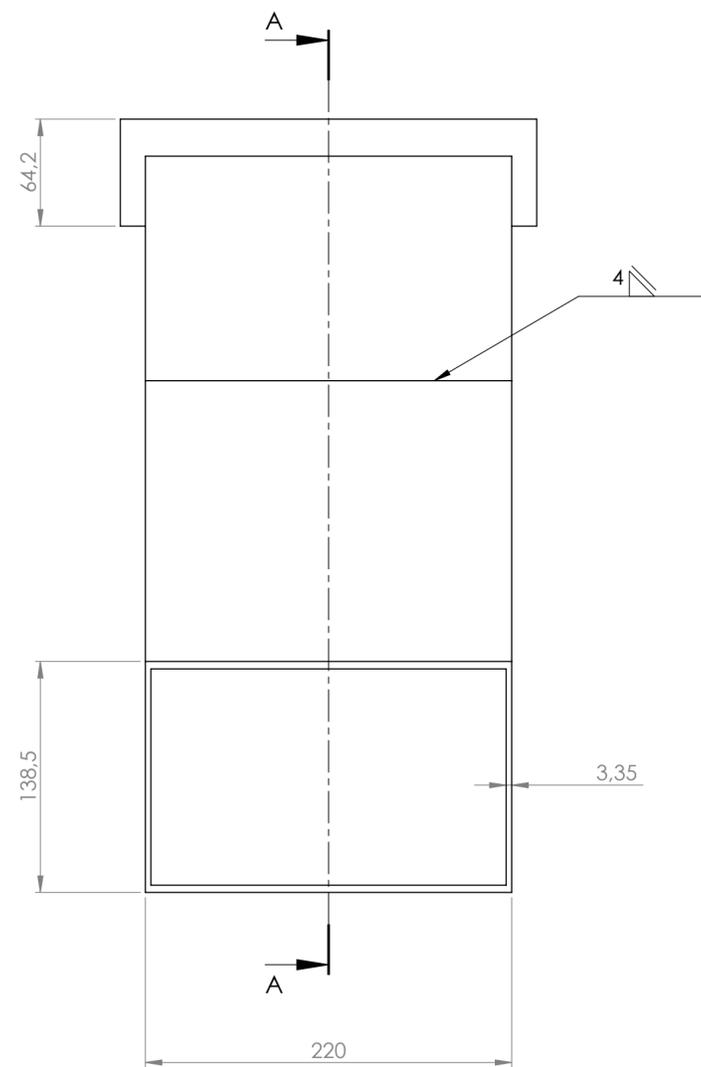


Vista B



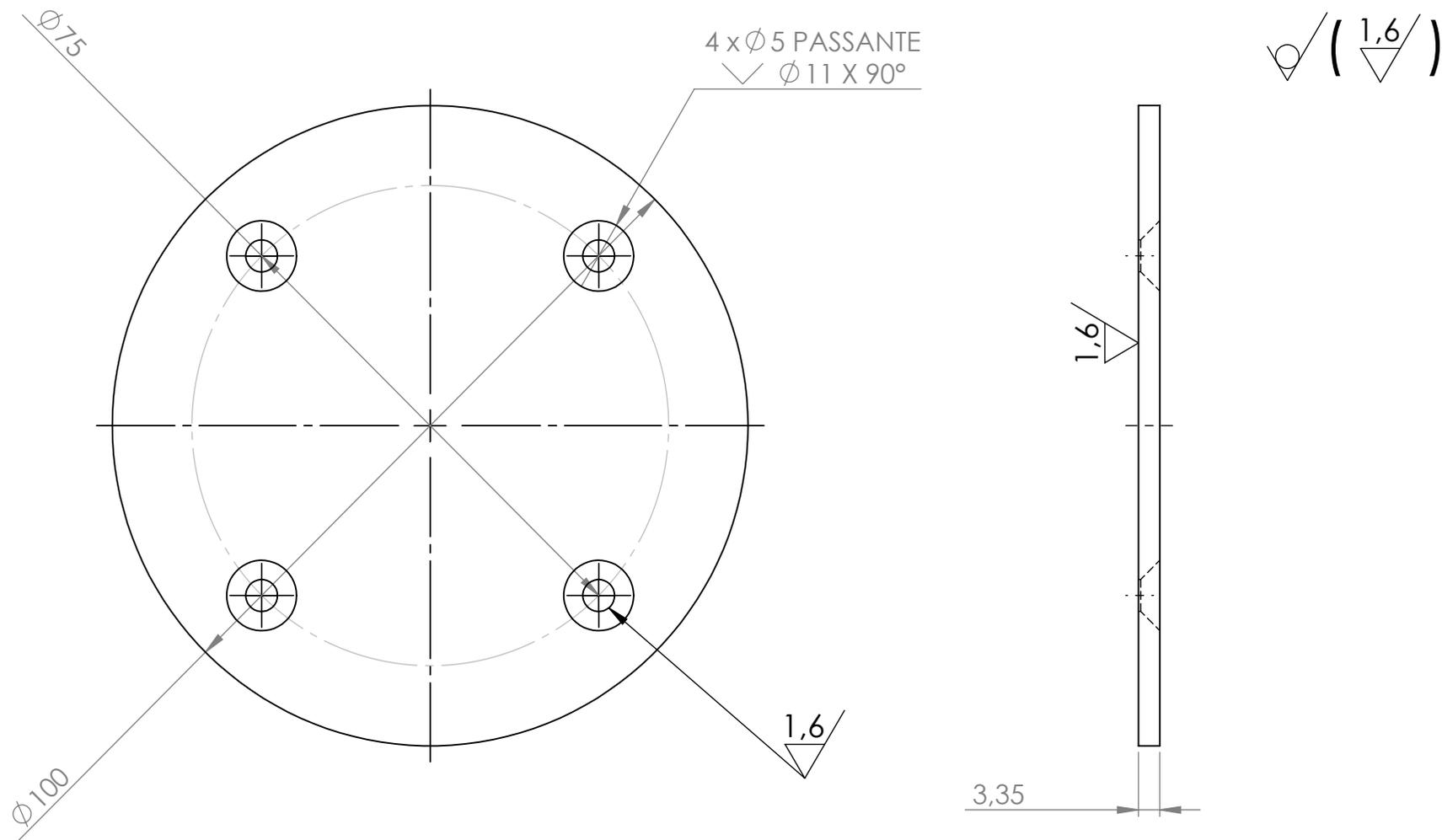
Nota:
Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau fino

Formato A2	Desenhado Júlio Frachia Frolini	Data 02/05/2021	Projeção 	
	Aprovado Ed Bordinassi	Data 29/05/2021		
Descrição Coifa - Entrada				Escala 1:5
Material ABNT 1020	Massa 21.72 kg	Unidade mm	Desenho PT07	Revisão 00
Dureza Padrão	Têmpera Não	Retífica Não	Tratamento Nenhum	



Nota:
Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau fino

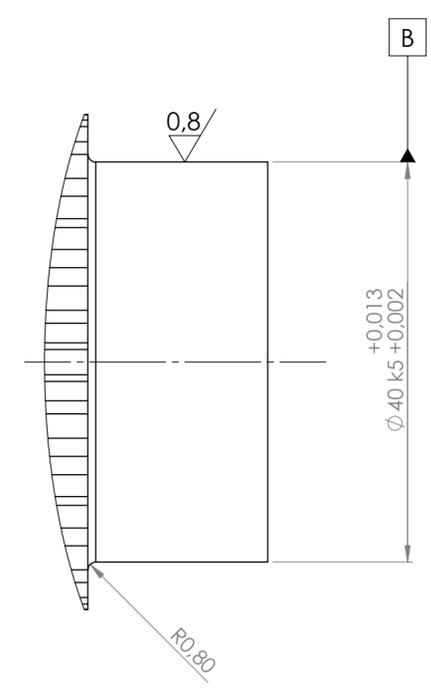
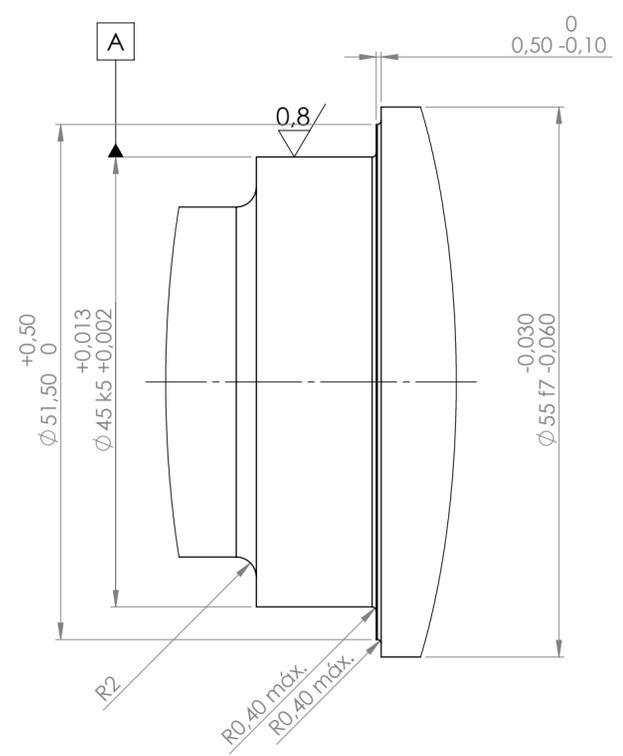
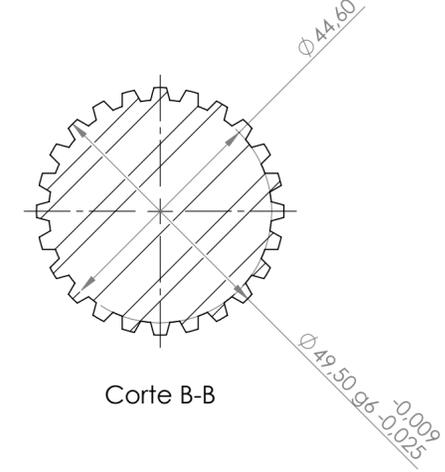
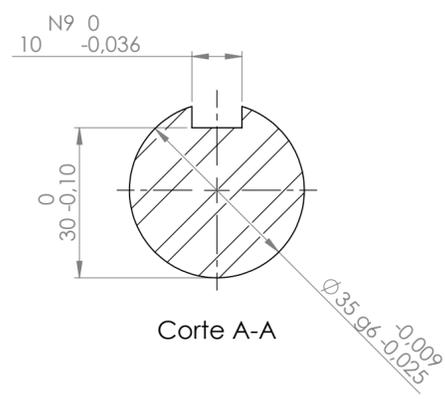
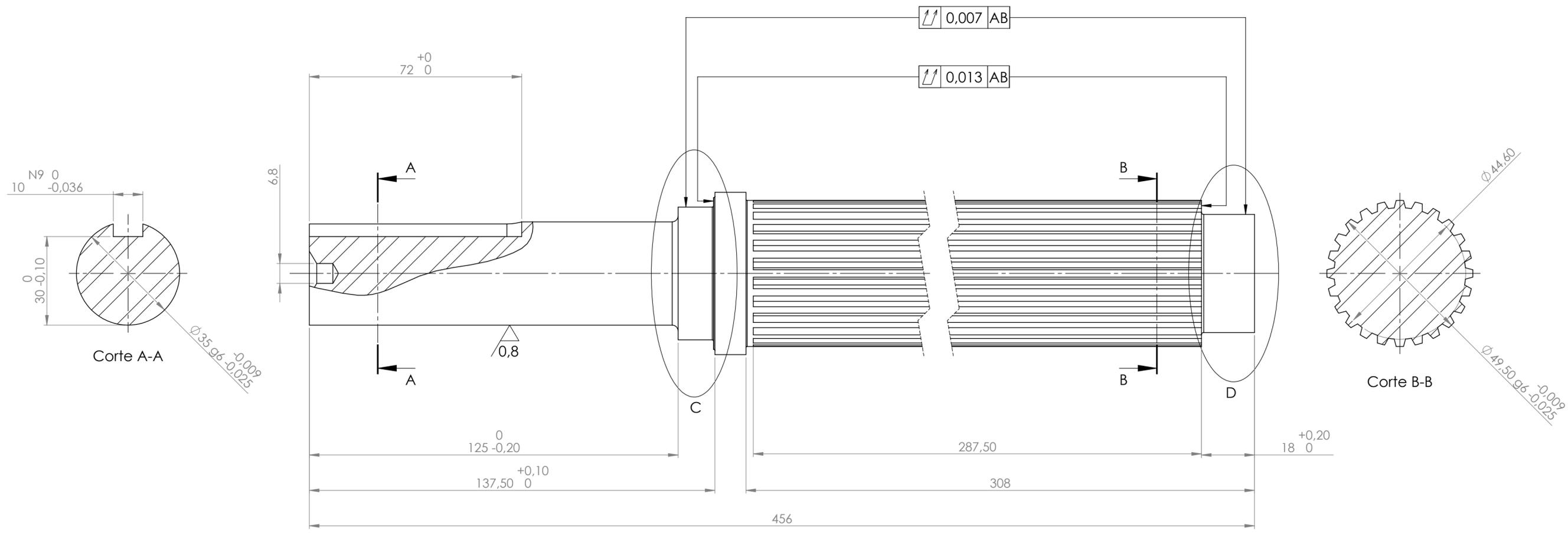
Formato A2	Desenhado Júlio Frachia Frolini	Data 03/05/2021	Projeção 	
	Aprovado Ed Bordinassi	Data 29/05/2021		
Descrição Colhedor				Escala 1:5
Material ABNT 1020	Massa 8.99 kg	Unidade mm	Desenho PT08	Revisão 00
Dureza Padrão	Têmpera Não	Retífica Não	Tratamento Nenhum	



Nota:
Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau fino

Formato A4	Desenhado Júlio Frachia Frolini	Data 03/05/2021	Projeção 	
	Aprovado Ed Bordinassi	Data 29/05/2021		
Descrição Tampa do rolamento LOA				Escala 1:1
Material ABNT 1020	Massa 0.20 kg	Unidade mm	Desenho PT09	Revisão 00
Dureza Padrão	Têmpera Não	Retífica Não	Tratamento Nenhum	

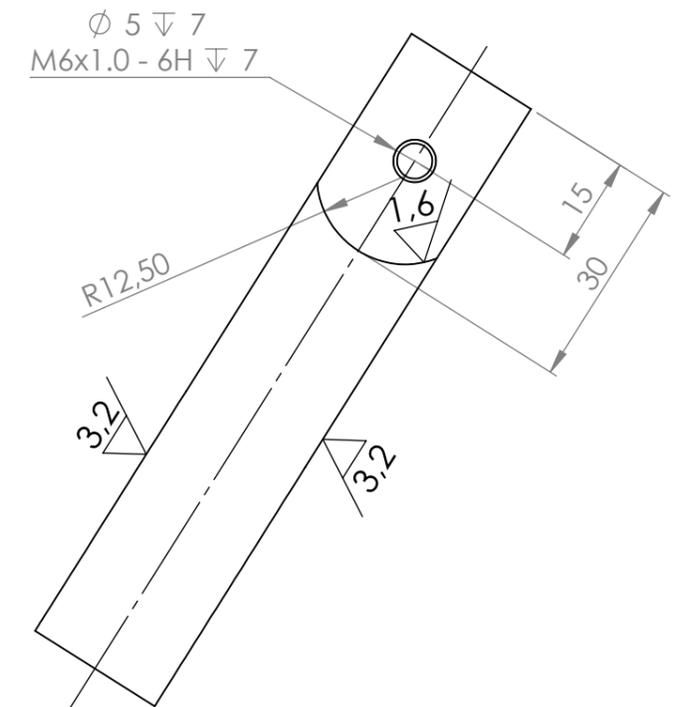
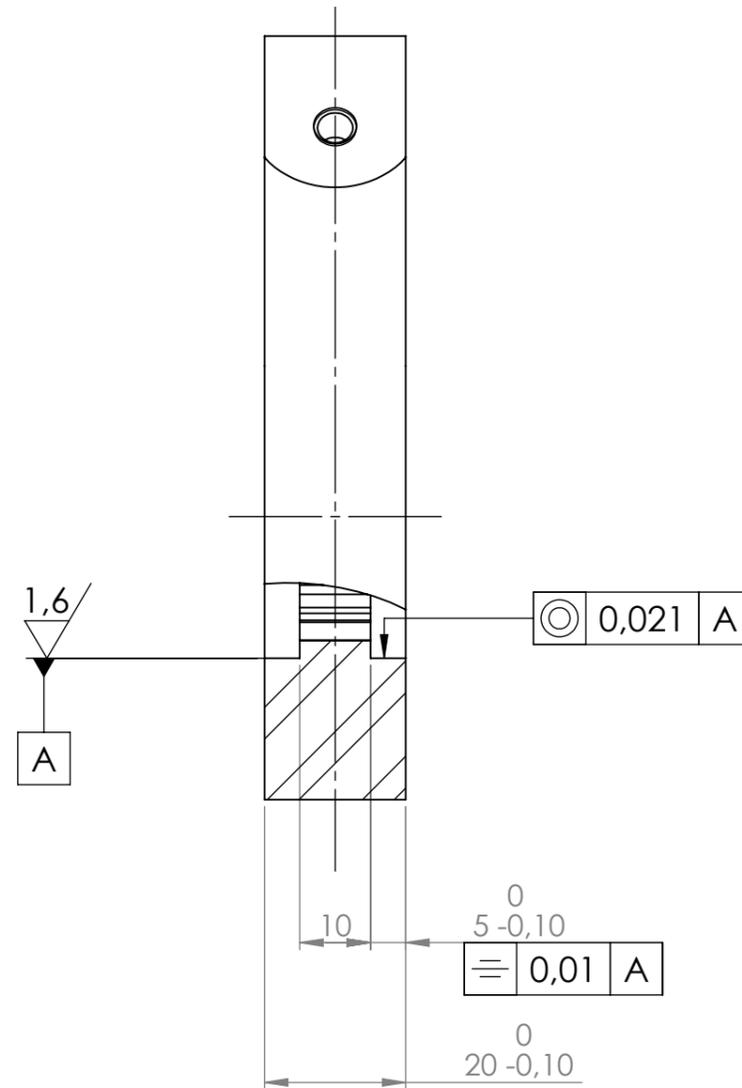
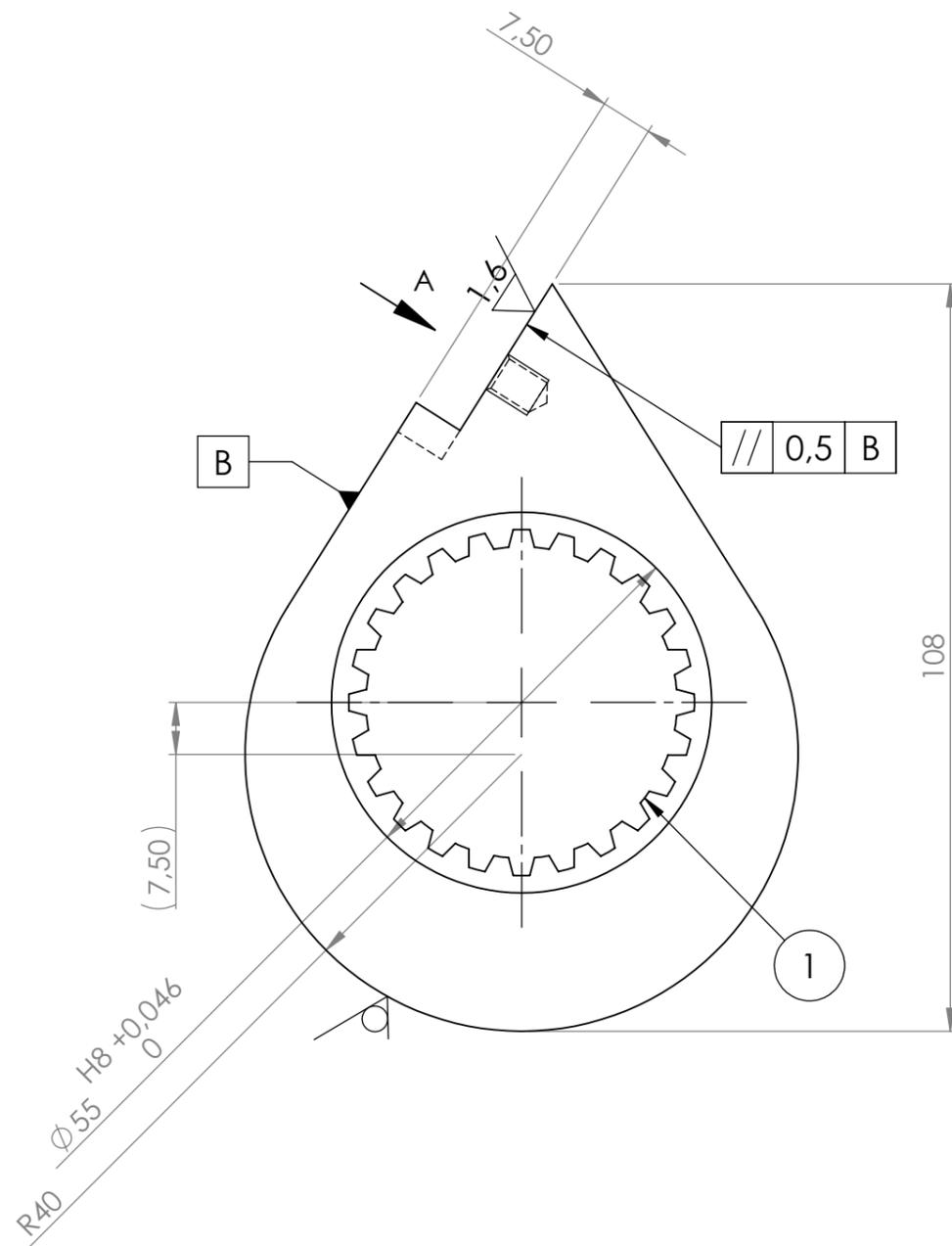
1,6 / (0,8/)



- Notas:
- 1) Aparar cantos vivos com chanfros de $0,5 \times 45^\circ$;
 - 2) Para raios de adoçamento não cotados, considerar $R0,4$;
 - 3) Estria conf. DIN 5482 - $24 \times 50 \times 45$;
 - 4) Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768 - 1 grau fino.

Formato	Desenhado	Data	Projeção	reCiclo
A2	Júlio Frachia Frolini	22/03/2021		
	Aprovado	Data		Escala
	Ed Bordinassi	29/05/2021		1:1
Descrição				Revisão
Eixo do triturador				00
Material	Massa	Unidade	Desenho	
ABNT 1020	5,44 kg	mm	PT10	
Dureza	Têmpera	Retífica	Tratamento	
PADRÃO	NÃO	SIM	NENHUM	

✓ (3,2 / 1,6)



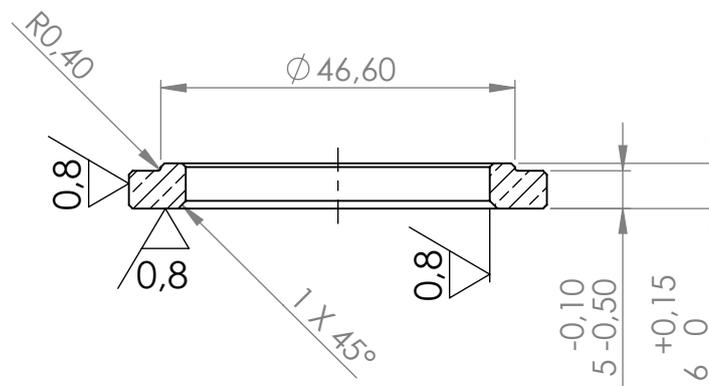
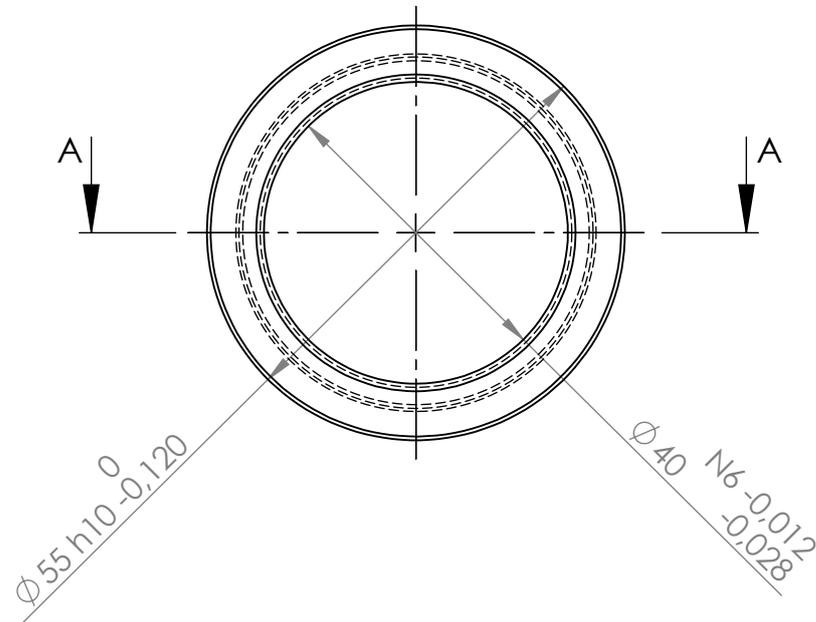
AUXILIAR A

Notas:

- 1) Estriado conf. DIN 5482 - 24 x 50 x 45
- 2) Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau fino

Formato A3	Desenhado Júlio Frachia Frolini	Data 25/04/2021	Projeção 	
	Aprovado Júlio Frachia Frolini	Data 29/05/2021		
Descrição Rotor de corte				Escala 1:1
Material ABNT 1045	Massa 0.57 kg	Unidade mm	Desenho PT11	Revisão 00
Dureza Padrão	Tempera Não	Retífica Tratamento Nenhum		

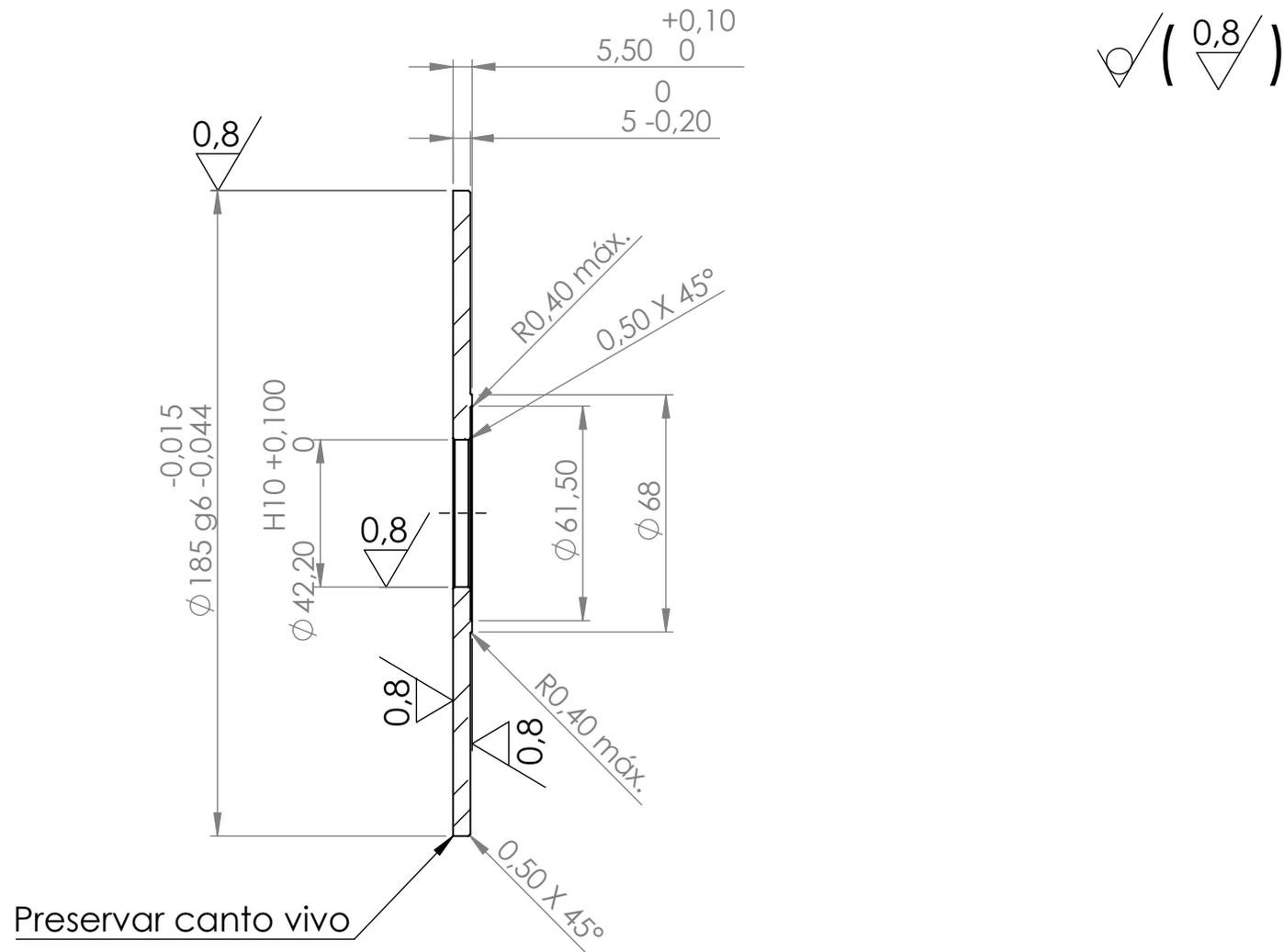
1,6/ (0,8/)



Corte A-A

Nota:
Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau fino

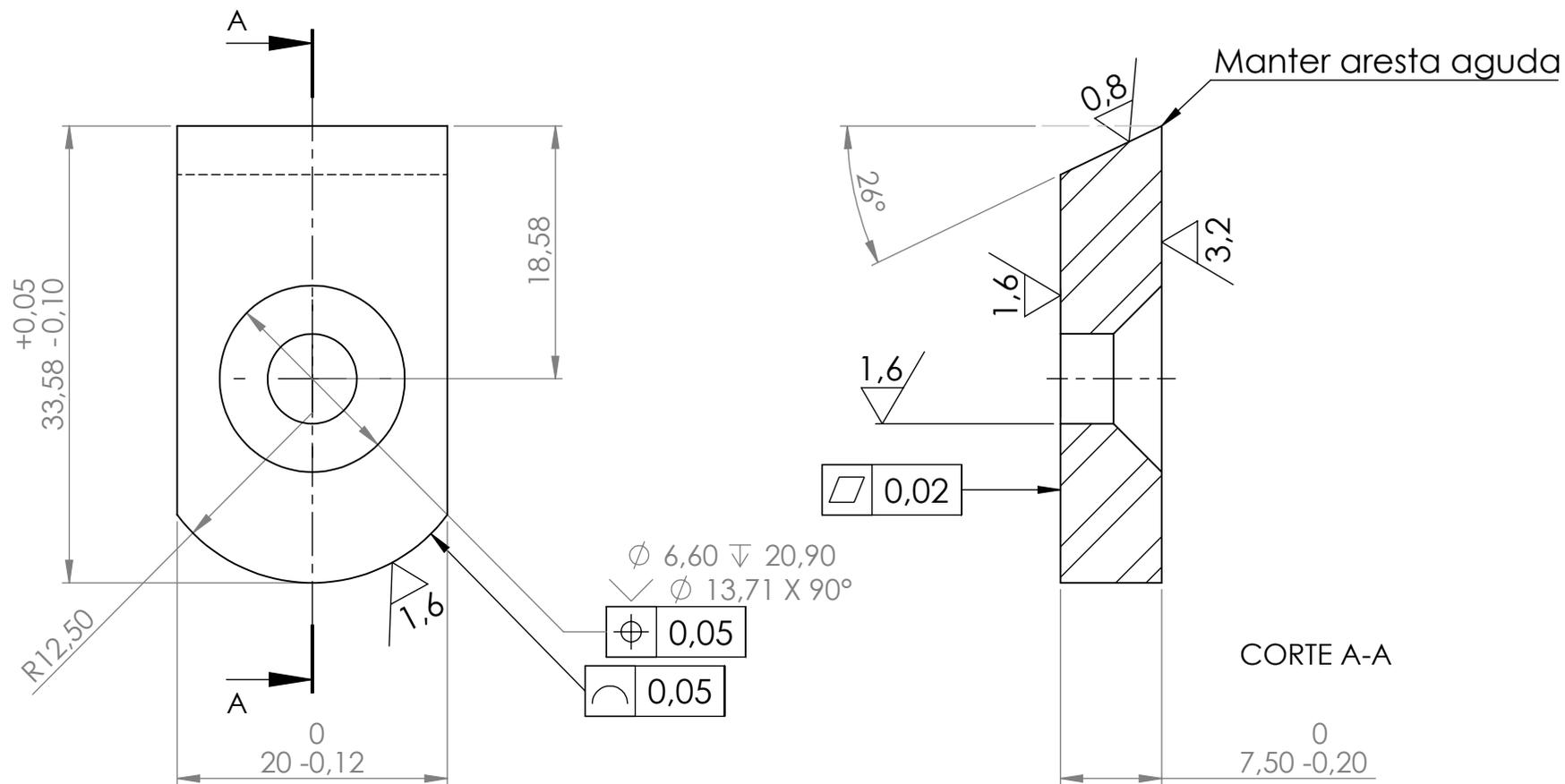
Formato A4	Desenhado Júlio Frachia Frolini Aprovado Ed Bordinassi	Data 25/04/2021 Data 29/05/2021	Projeção 	
Descrição Anel de fixação axial LOA				Escala 1:1
Material Latão	Massa 0.05 kg	Unidade mm	Desenho PT12	Revisão 00
Dureza Padrão	Têmpera Não	Retífica Não	Tratamento Nenhum	



Nota:
Tolerâncias não especificadas
conf. NBR ISO 2768-1 grau fino

Formato A4	Desenhado Júlio Frachia Frolini Aprovado Ed Bordinassi	Data 25/04/2021	Projeção 	
		Data 29/05/2021		
Descrição Tampa externa do rolamento LA				Escala 1:2
Material ABNT 1020	Massa 1.00 kg	Unidade mm	Desenho PT13	Revisão 00
Dureza Padrão	Têmpera Não	Retífica Não	Tratamento Nenhum	

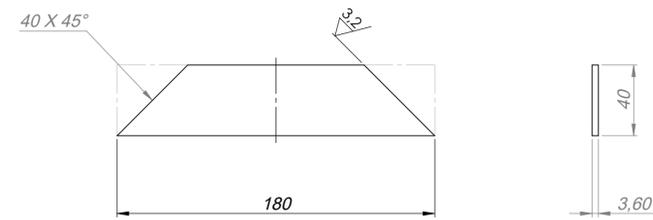
3,2 / (1,6 / 0,8 /)



Nota:
Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau fino

Formato	Desenhado	Data	Projeção	
A4	Júlio Frachia Frolini	29/05/2021		
	Aprovado	Data		
	Júlio Frachia Frolini	30/05/2021		
Descrição				Escala
Faca de corte móvel				2:1
Material	Massa	Unidade	Desenho	Revisão
ABNT 1060	0.03 kg	mm	PT14	00
Dureza	Têmpera	Retífica	Tratamento	
45±2 HRC	Não	Sim	Nenhum	

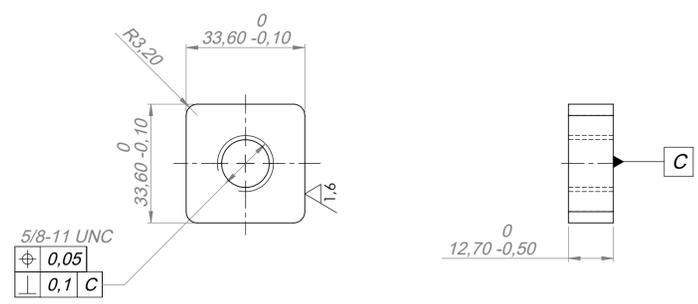
√ (3,2 / 1,6)



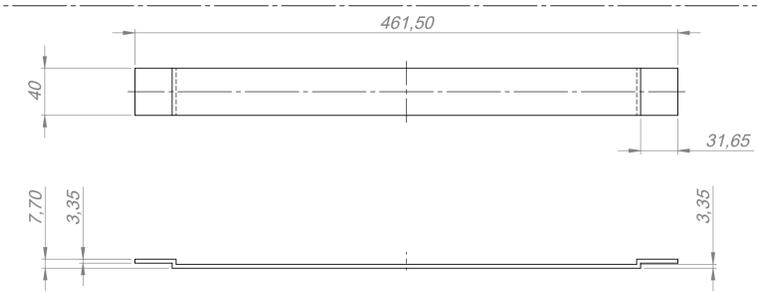
5



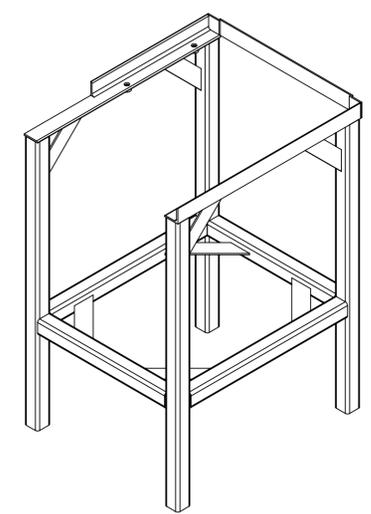
6



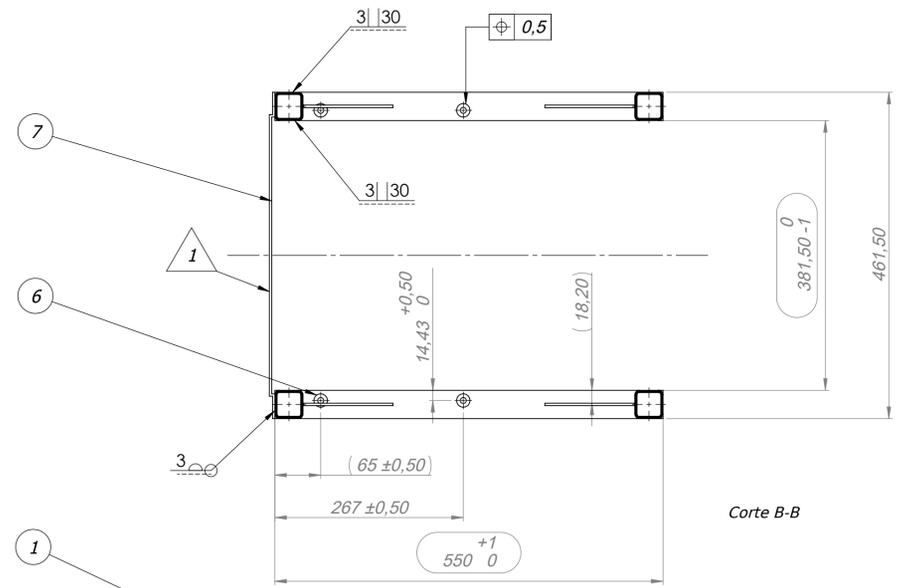
8



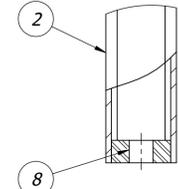
7



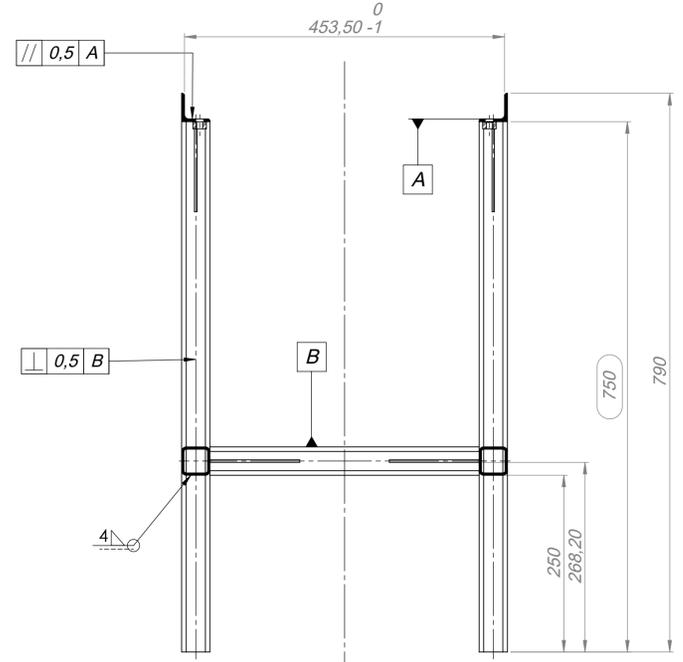
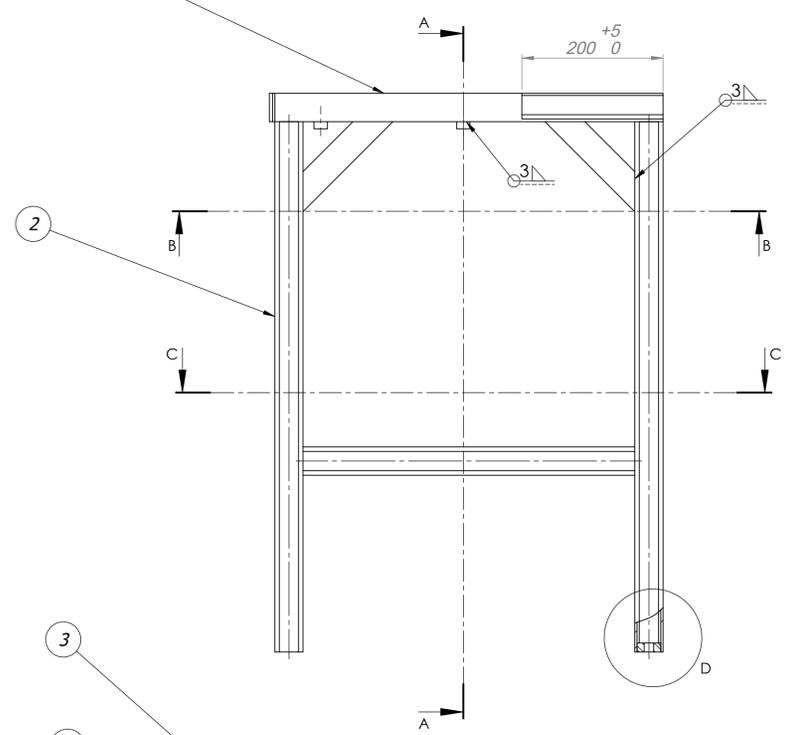
Vista isométrica 1:10



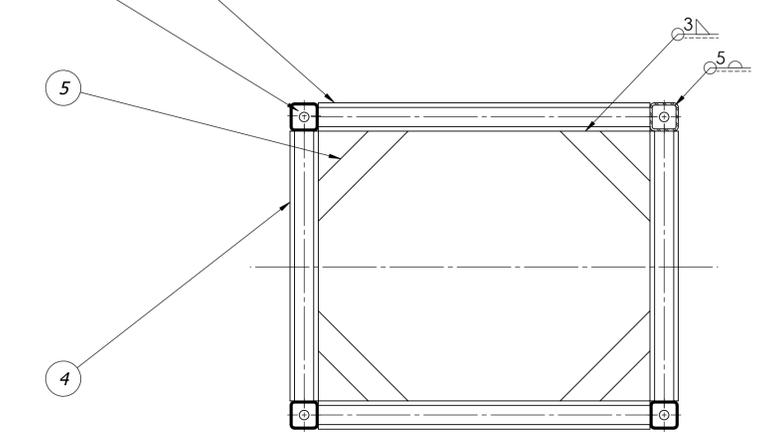
Corte B-B



DETALHE D ESCALA 1:2



Corte A-A

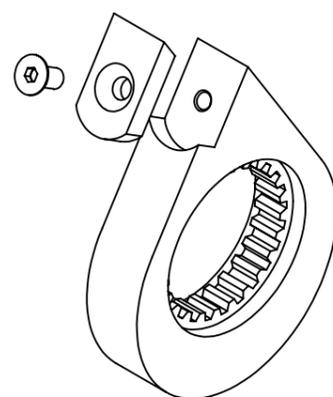
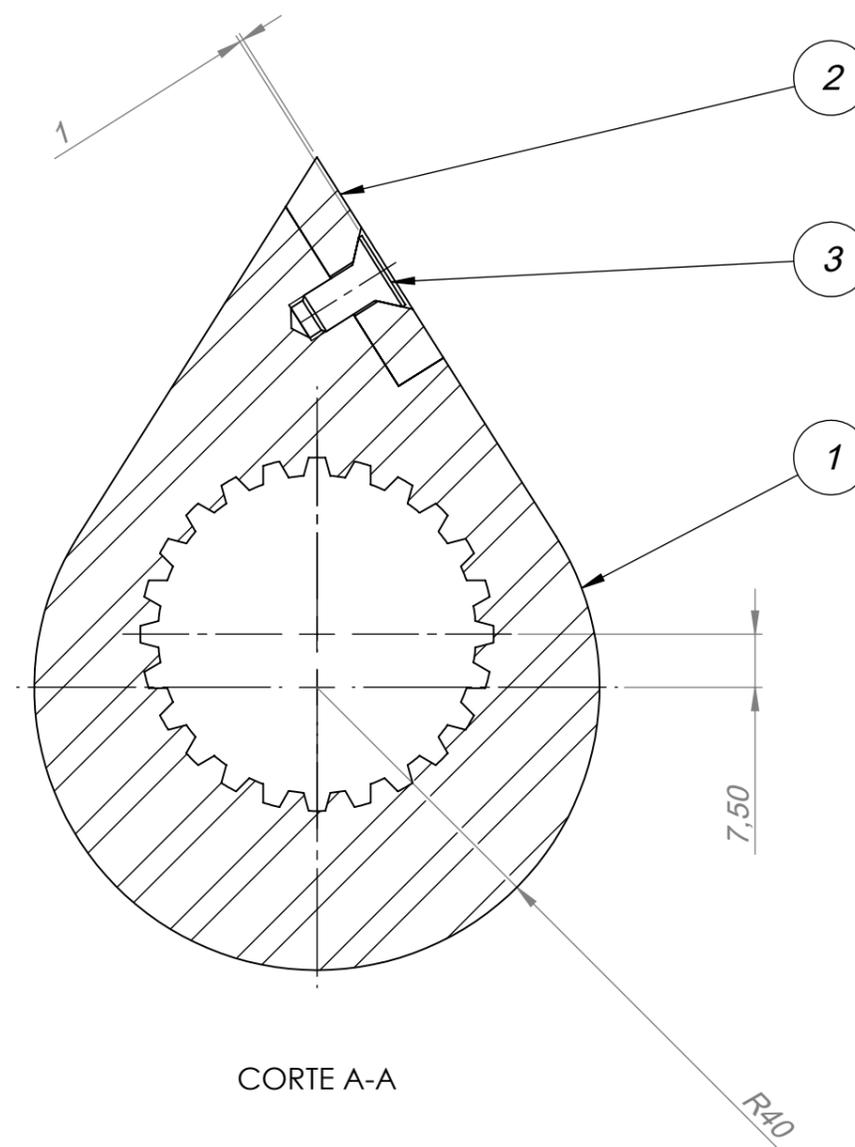
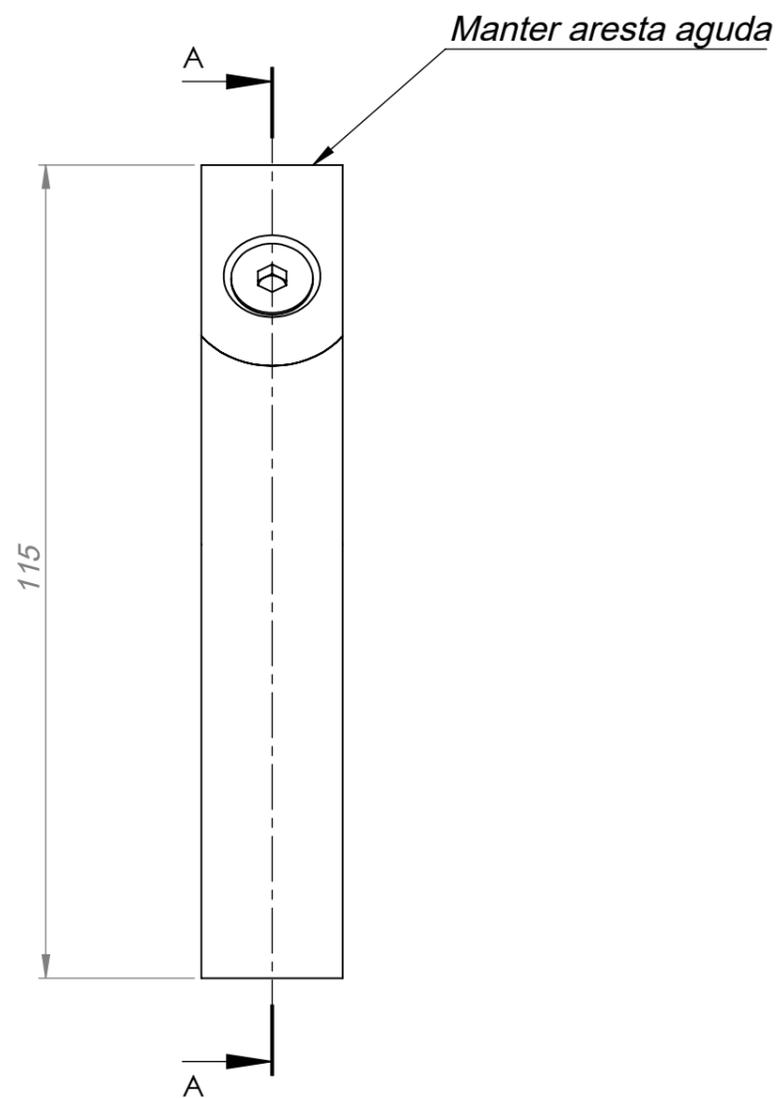


Corte C-C

- Notas:
- 1) Executar mesmo padrão de solda para todos os batoques;
 - 2) Executar mesmo padrão de solda para todas cantoneiras;
 - 3) Executar mesmo padrão de solda para todos Calços do VibraStop;
 - 4) Executar mesmo padrão de solda na união de todas travessas horizontais;
 - 5) Executar mesmo padrão de solda na união de todos pilares
 - 6) Atenção ao corte de 200mm em um perfil em L;
 - 7) Centrar as cantoneiras nos perfis para fixação;
 - 8) Tolerâncias não especificadas em conformidade com a NBR ISO 2768-1: 2001

Nr	DESCRIÇÃO	MATERIAL	Qde
8	Calço do VibraStop	ABNT 1020	4
7	Mesa - Batente de fim de curso	ABNT 1020	1
6	Batoque - Barra circular Ø3/4"	ABNT 1020	4
5	Cantoneira - Perfil 40 x 3,35 x 180	ABNT 1020	8
4	Tubo quadrado - Perfil (40 x 40 x 3,2) x 381,5	ASTM A36	2
3	Tubo quadrado - Perfil (40 x 40 x 3,2) x 470	ASTM A36	2
2	Tubo quadrado - Perfil (40 x 40 x 3,2) x 750	ASTM A36	4
1	Cantoneira L (40 x 40 x 4) x 550	ASTM A36	2

Formato	Desenhado	Data	Projeção	reCiclo
A1	Júlio Frachia Frolini	01/05/2021	1	
	Aprovado	Data		
	Ed Bordinassi	29/05/2021		
Descrição				Escala
Mesa				1:5
Massa	Unidade	Desenho	Revisão	
21.30 kg	mm	SMT01	01	



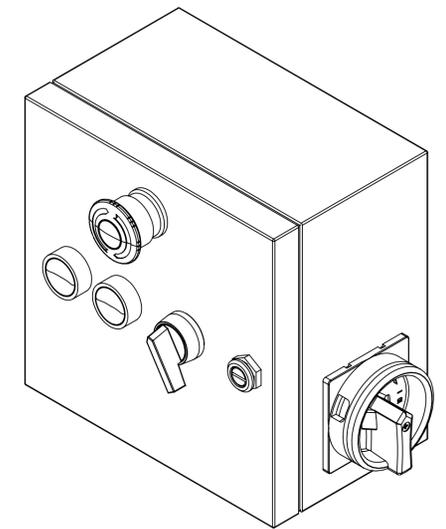
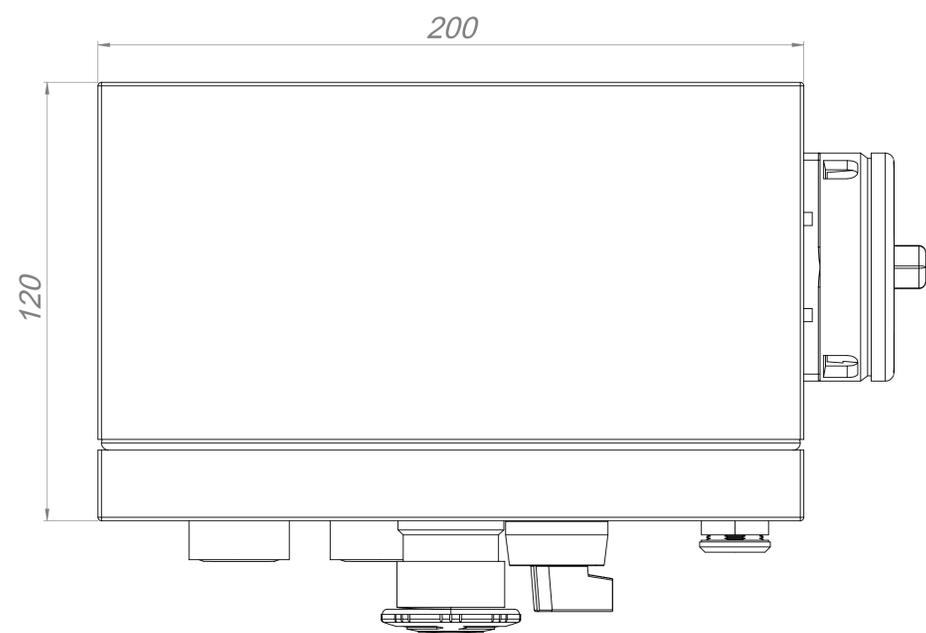
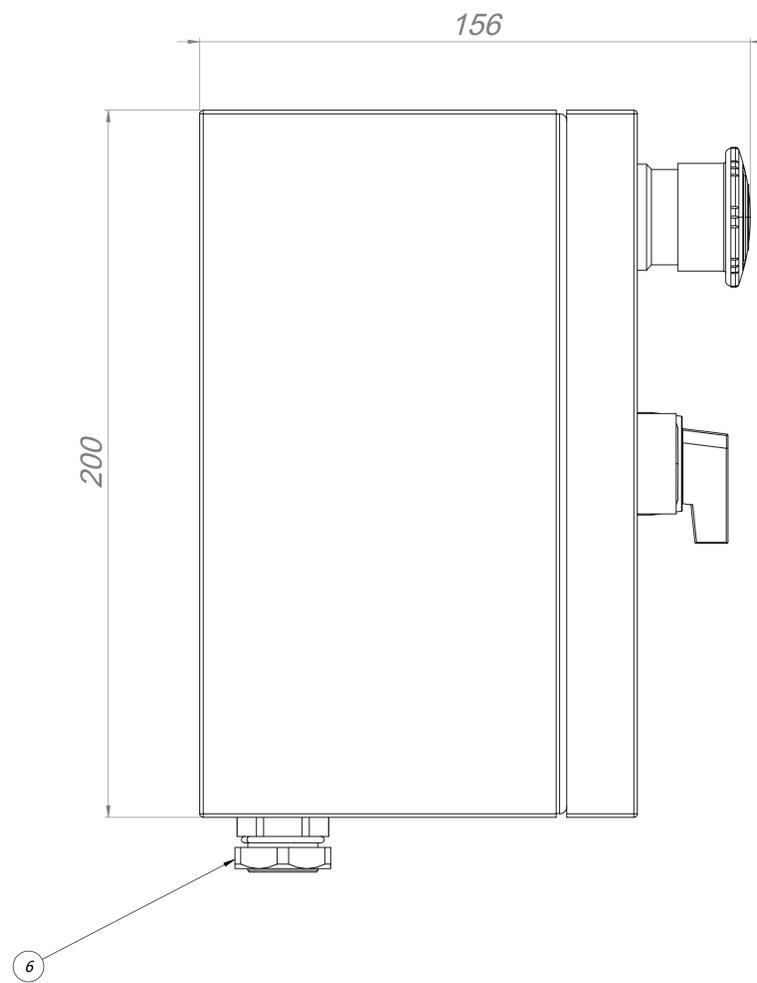
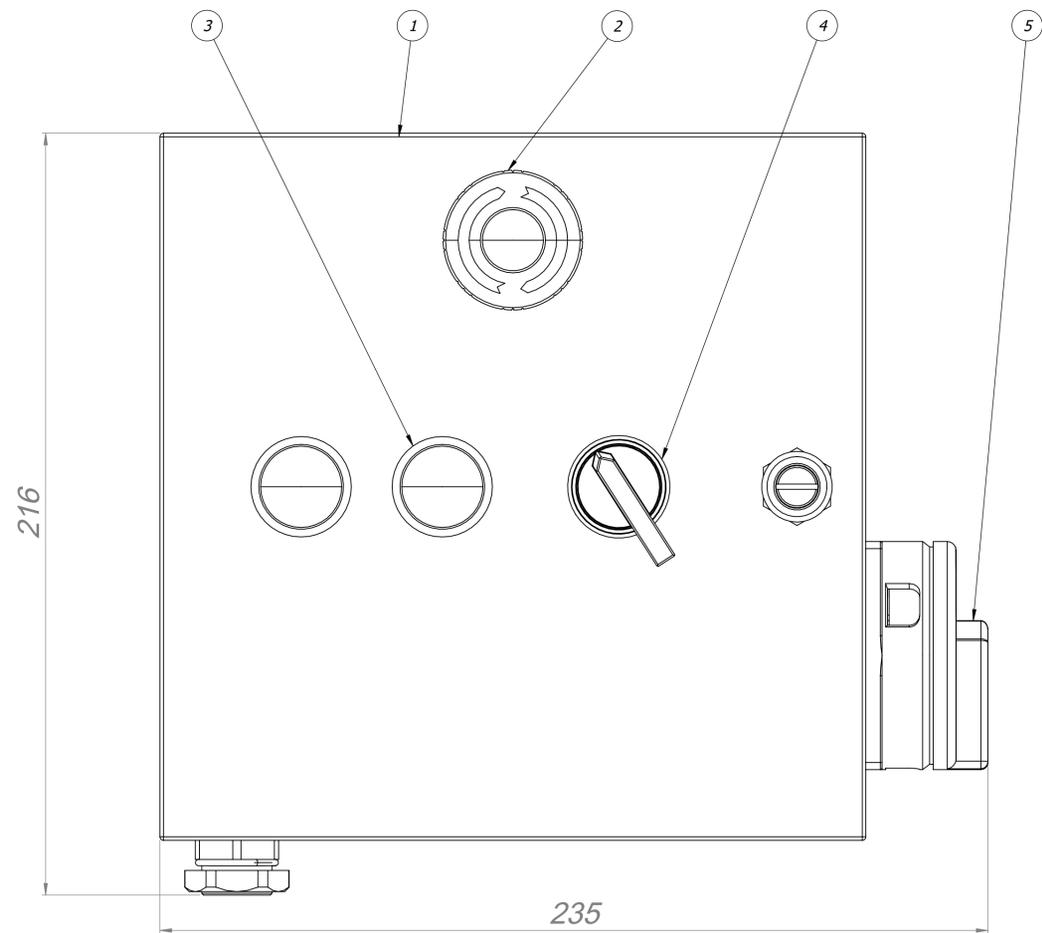
Vista isométrica 1:2

Notas:

- 1) Tolerâncias não especificadas conforme NBR ISO 2768-1 grau fino;
- 2) 15 conjuntos SMT02 compõe a MT01;

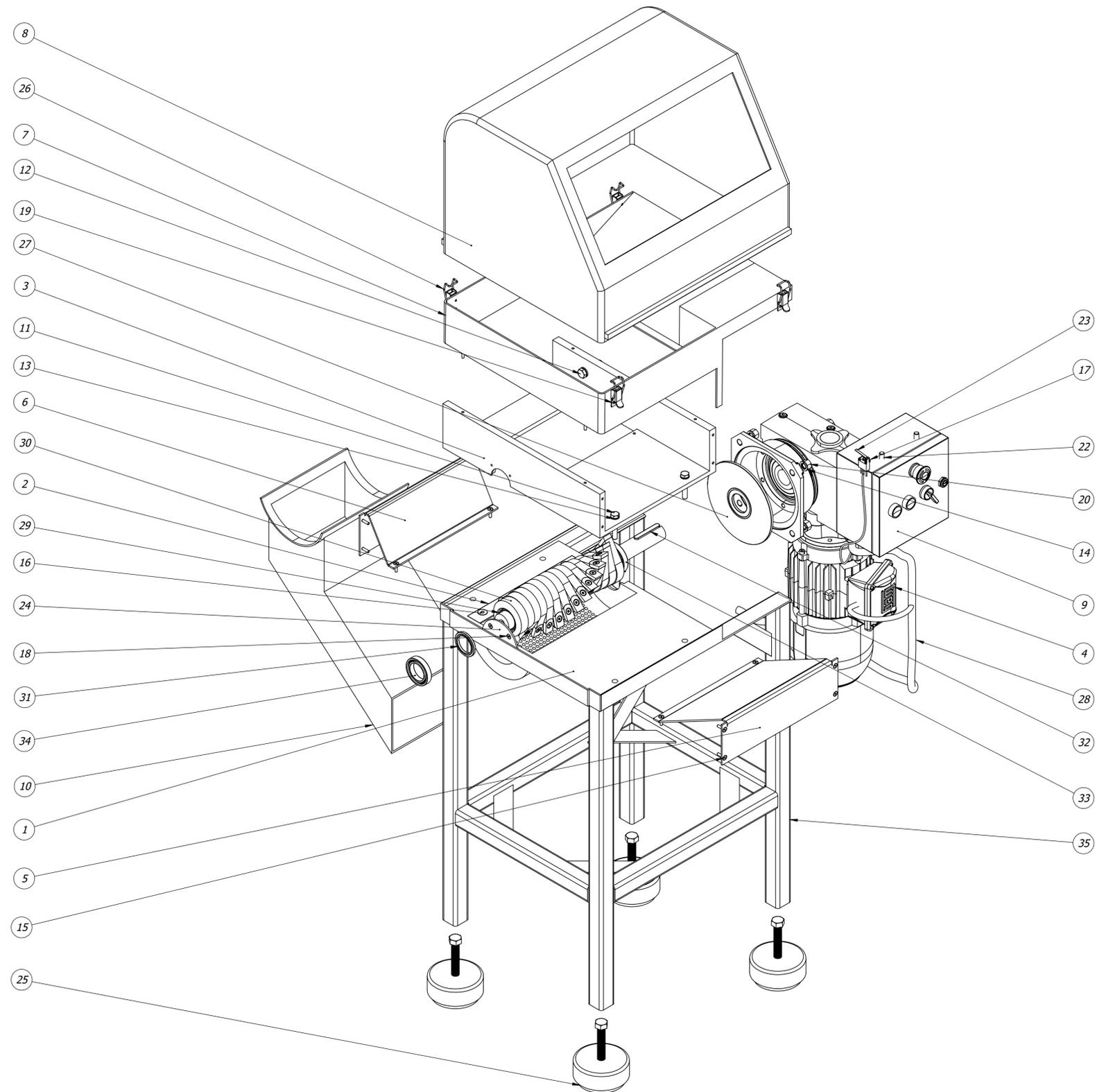
Nr	DESCRIÇÃO	MATERIAL	Qde.
3	Parafuso Allen sext. interno M6 x 12 RT	Conf. DIN 7991	1
2	Faca de corte móvel	ABNT 1060	1
1	Rotor de corte	ABNT 1045	1

Formato	Desenhado	Data	Projeção	
A3	Júlio Frachia Frolini Aprovado Éd Bordinassi	15/05/2021 Data 29/05/2021		
Descrição				Escala
Rotor de trituração				1:1
Massa	Unidade	Desenho	Revisão	
0.61 kg	mm	SMT02	00	



VISTA ISOMÉTRICA 1:2

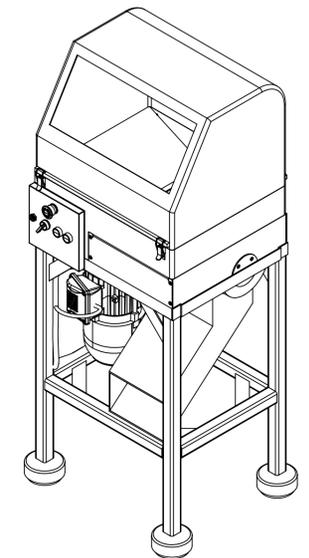
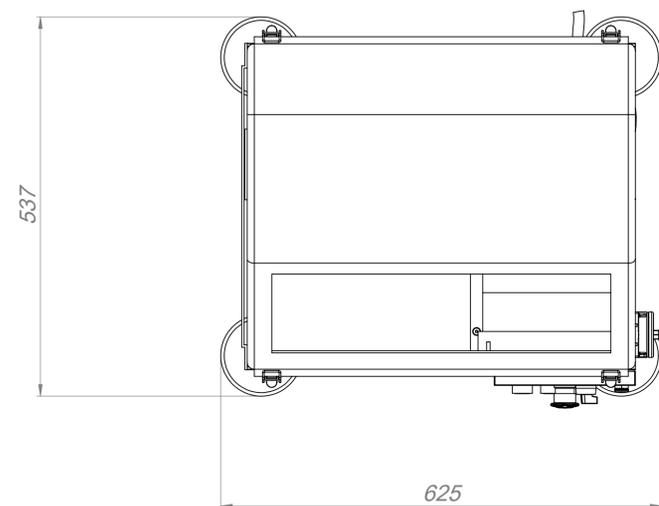
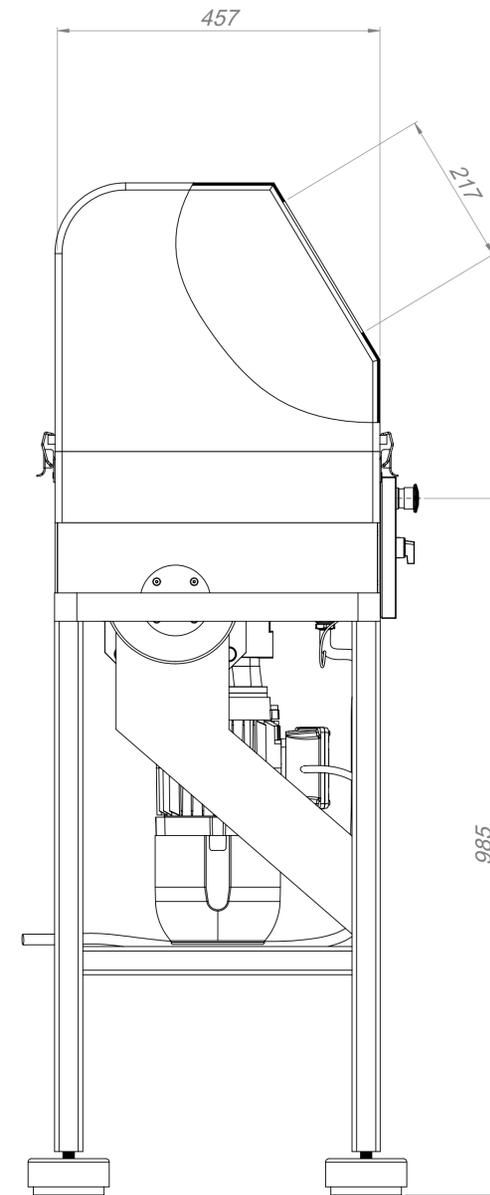
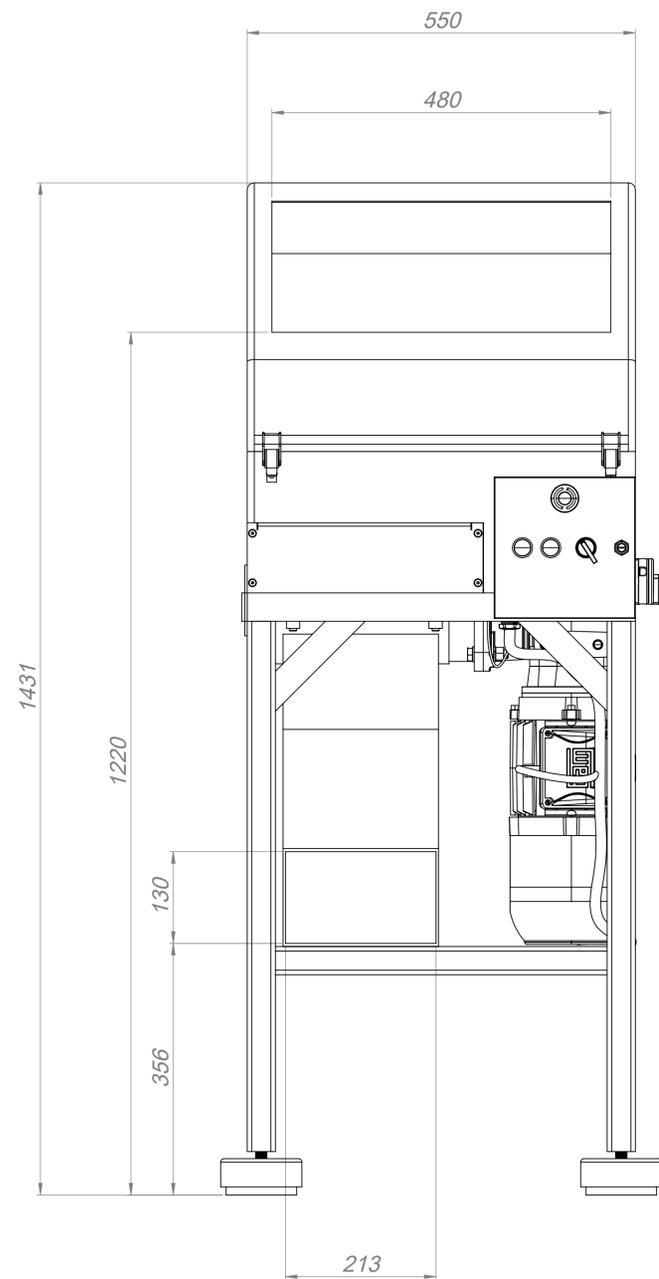
6	Canal de cabeamento	Conf. fabricante	1
5	Chave geral	Conf. fabricante	1
4	Chave seletora	Conf. fabricante	1
3	Botão elétrico	Conf. fabricante	2
2	Botão de emergência	Conf. fabricante	1
1	Gabinete 200mm x 200mm x 120mm	Conf. fabricante	1
Nr	DESCRIÇÃO	MATERIAL	Qde.
Formato	Desenhado	Data	Projeção
A1	Gustavo Gomes	15/05/2021	reCiclo
	Aprovado	Data	
	Júlio Frachia Frolini	22/05/2021	
Descrição			Escala
TRITURADOR_ELETRICA			1:1
Massa	Unidade	Desenho	Revisão
1.78 kg	mm	SMT03	00



35	Mesa	Conf. SMT01	
34	SKF 61909	Conf. fabricante	1
33	SKF 61809	Conf. fabricante	1
32	Chaveta A 10 x 8 x 70	DIN6885/1	1
31	Anel de fixação axial LOA	Latão	1
30	Rotor de trituração	Conf. SMT02	15
29	Eixo do triturador	ABNT 1020	1
28	Chicote elétrico	Conf. especificação elétrica	1
27	Tampa externa do rolamento LA	ABNT 1020	1
26	Presilha	Conf. fabricante	4
25	VibraStop	Conf. fabricante	4
24	Tampa do rolamento LOA	ABNT 1020	1
23	Botão Micro Swith	Conf. fabricante	1
22	Parafuso Allen sext. interno M10x1,5x16 - RT	DIN 912	2
21	Batoque - Barra circular Ø3/4"	ABNT 1020	6
20	Porca sextavada M12x1,75x12	DIN EN 24032	4
19	Parafuso Allen sext. interno M4x0,7x8 - RT	DIN 7991	8
18	Parafuso Allen sext. interno M5x0,8x10 - RT	DIN 7991	4
17	Parafuso Allen sext. interno M3x0,5x12 - RT	DIN 7991	2
16	Parafuso Allen sext. interno M10x1,5x30 - RP20	DIN 7991	5
15	Parafuso Allen sext. interno M5x0,8x20 - RT	DIN 7991	16
14	Arruela de pressão A12	DIN 7980	8
13	Arruela de pressão A10	DIN 7980	4
12	Parafuso sextavado M10x1,5x55 - RP26	DIN EN 24014	4
11	Parafuso sextavado M12x1,75x70 - RP30	DIN EN 24014	4
10	Colhedor	ABNT 1020	1
9	Painel elétrico	Conf. SMT03	1
8	Coifa - Entrada	ABNT 1020	1
7	Coifa - Rampa superior	ABNT 1020	1
6	Coifa - Rampa secundária	ABNT 1020	1
5	Coifa - Rampa principal	ABNT 1020	1
4	Moto-reductor WEG 6_2cv	Conf. fabricante	1
3	Tampa do berço do triturador	ABNT 1020	1
2	Faca fixa de corte	ABNT 1060	1
1	Berço do triturador	ABNT 1020	1
Nr	DESCRIÇÃO	MATERIAL/ NORMA	Qde.

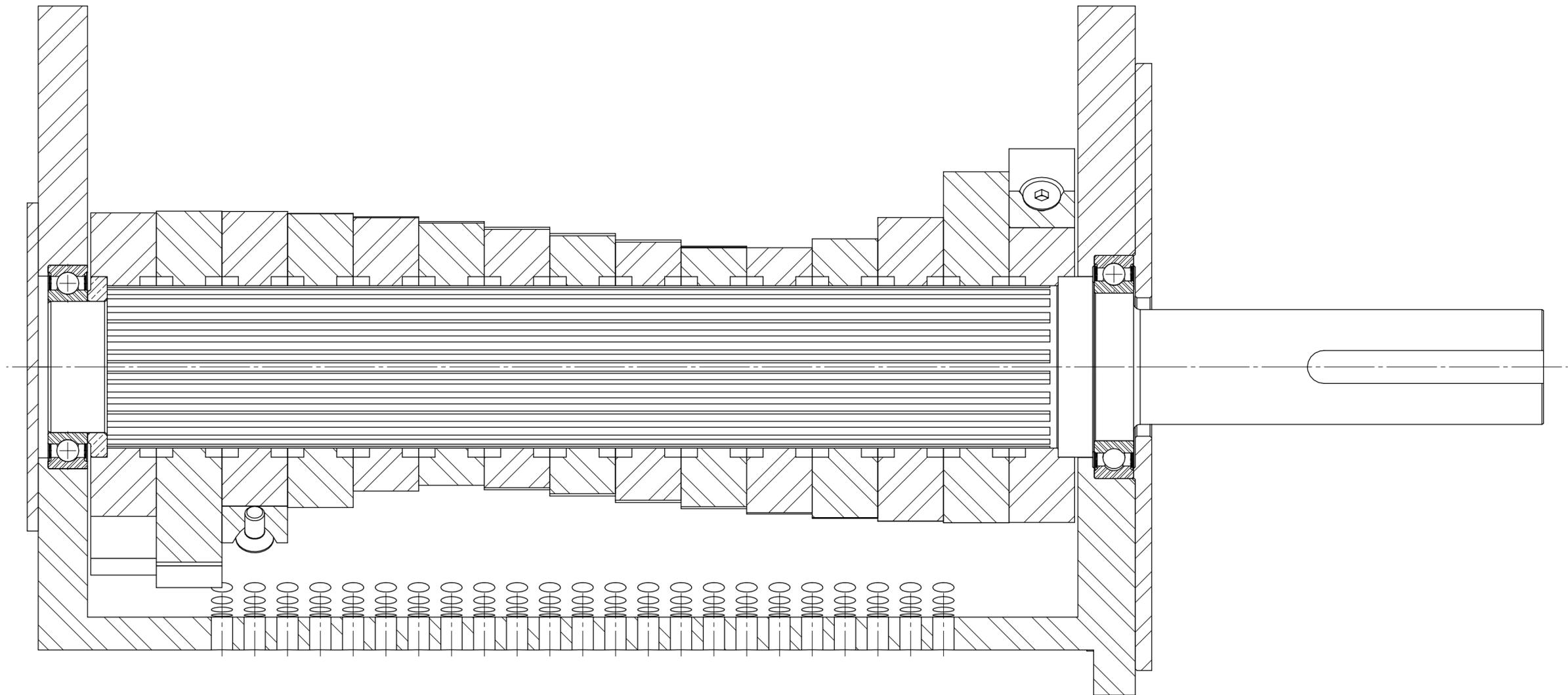
Nota:
Folha 1/2

Formato	Desenhado	Data	Projecção	
A1	Júlio Frachia Frolini Aprovado Ed Bordinassi	01/05/2021 Data 13/05/2021		
Descrição				Escala
Triturador				1:5
Massa	Unidade	Desenho	Revisão	
195.88 kg	mm	MT01	00	

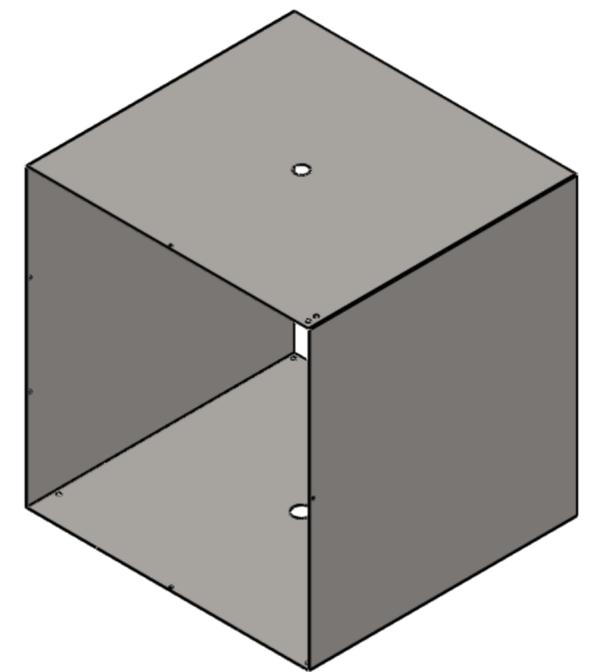
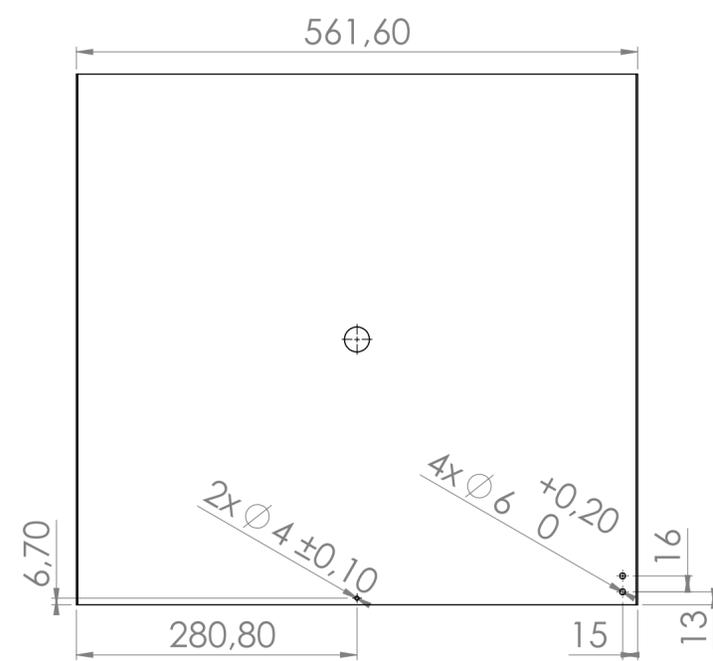
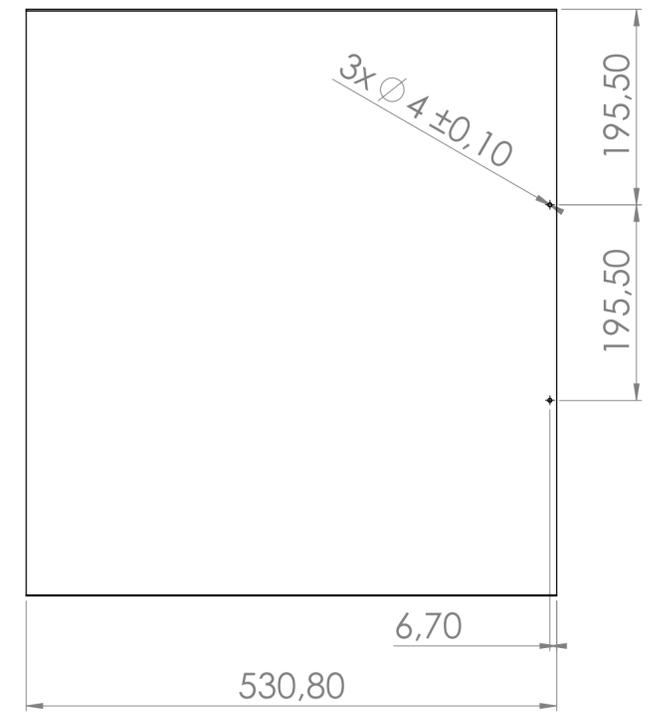
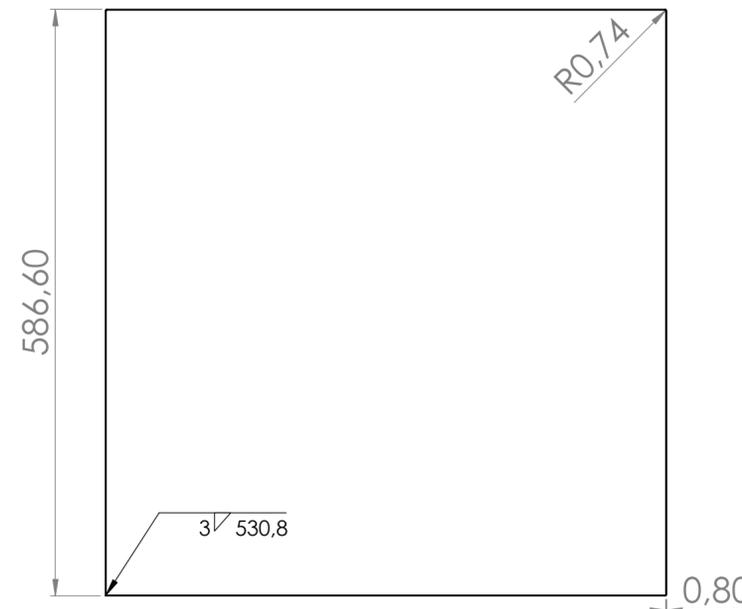
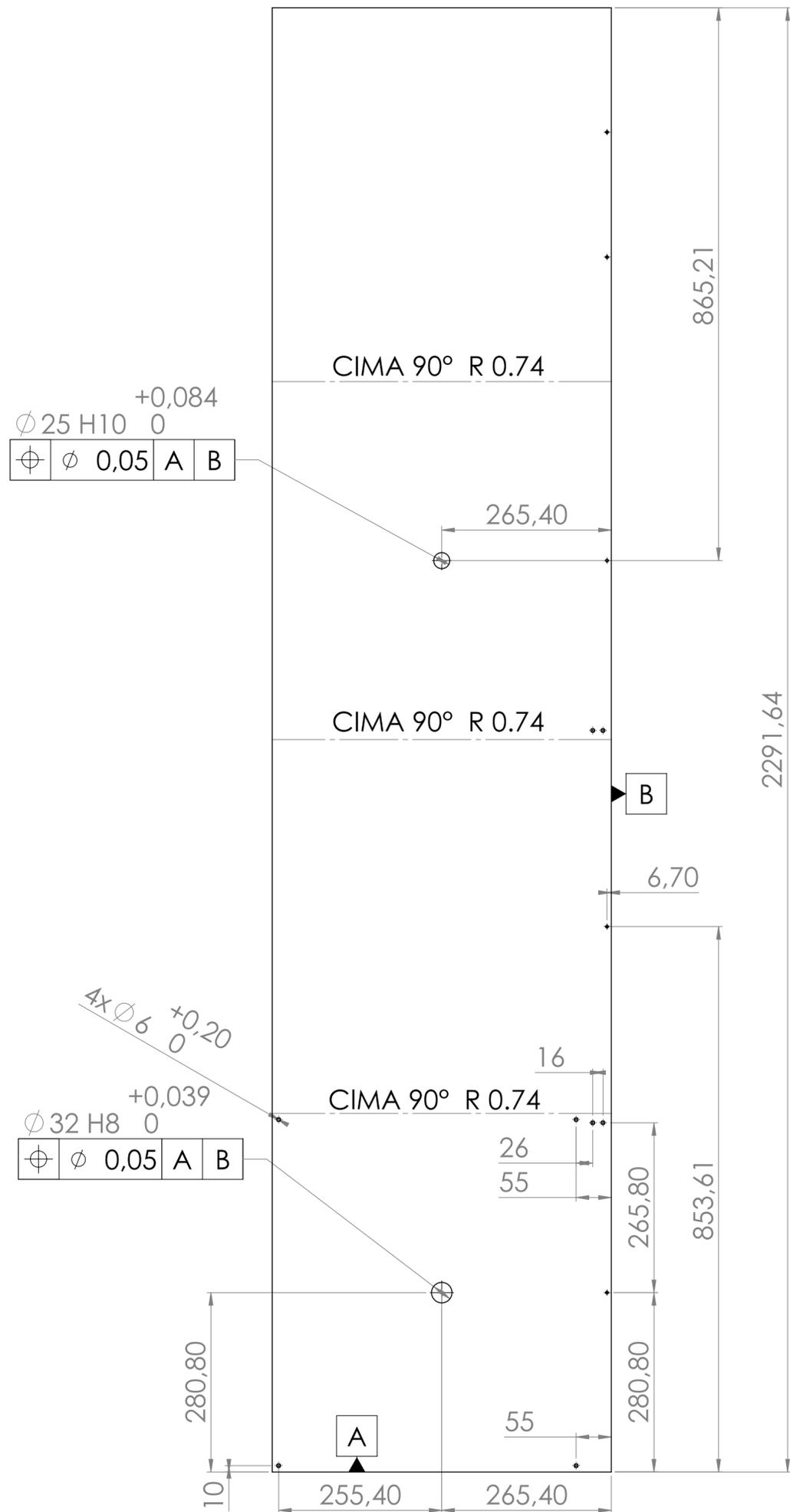


- Notas:
 1) Folha 2/2;
 2) Tolerâncias não especificadas conforme NBR ISO 2768-1 grau fino

Formato	Desenhado	Data	Projeção	Escala
A1	Júlio Frachia Frolini	01/05/2021		1:5
	Aprovado	Data		Revisão
	Ed Bordinassi	13/05/2021		00
Descrição				
Triturador				
Massa	Unidade	Desenho		
195.88 kg	mm	MT01		



Formato	Desenhado	Data	Projeção	
A2	Júlio Frachia Frolini	01/05/2021		
	Aprovado	Data		
	Ed Bordinassi	05/05/2021		
Descrição				Escala
Triturador - acionamento				1:1
Massa	Unidade	Desenho	Revisão	
n/c	mm	MT02	00	



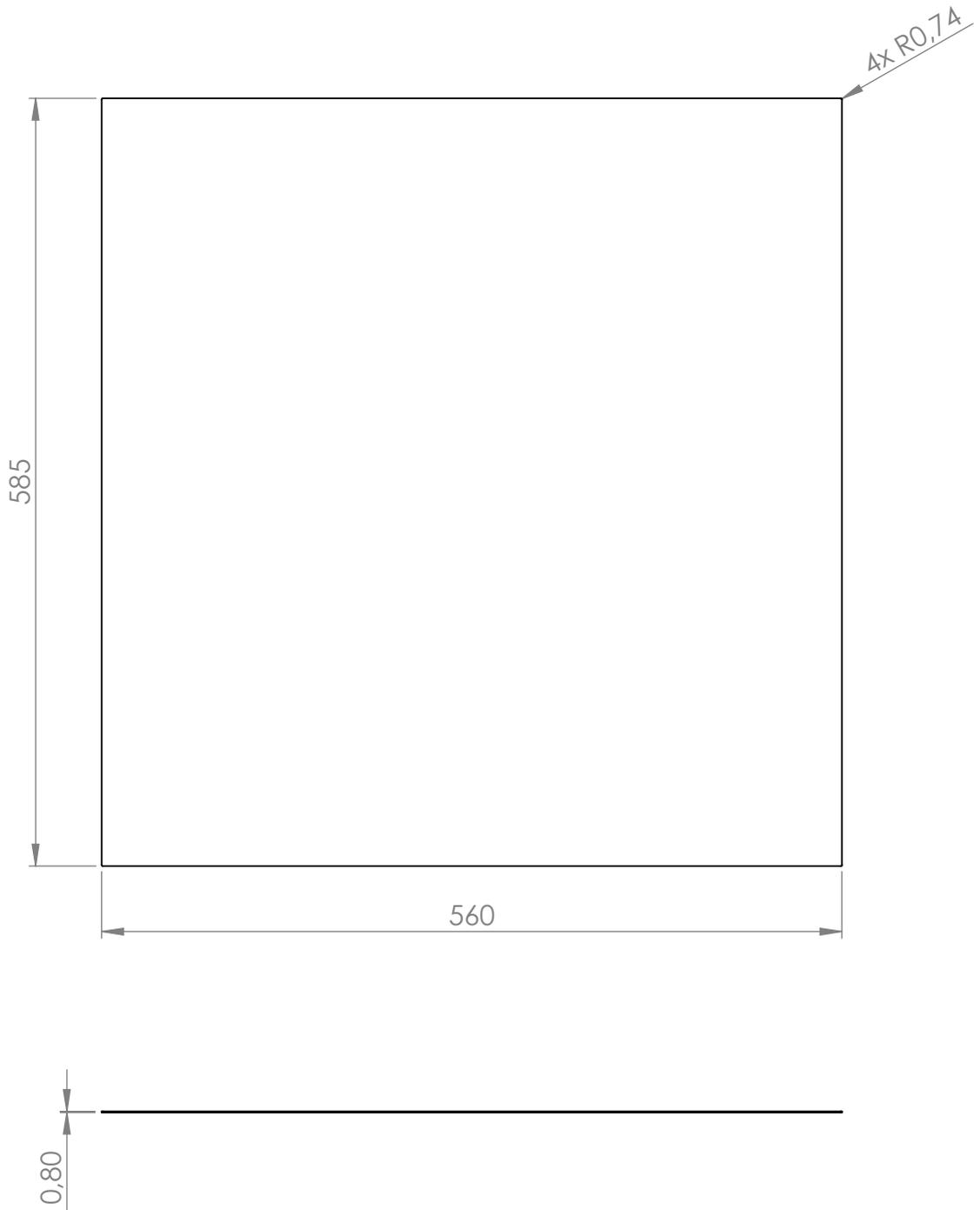
- Notas:
- Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau médio
 - Raios de dobra de 0,74 mm
 - Espessura da chapa de 0,8mm

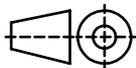
12,5/

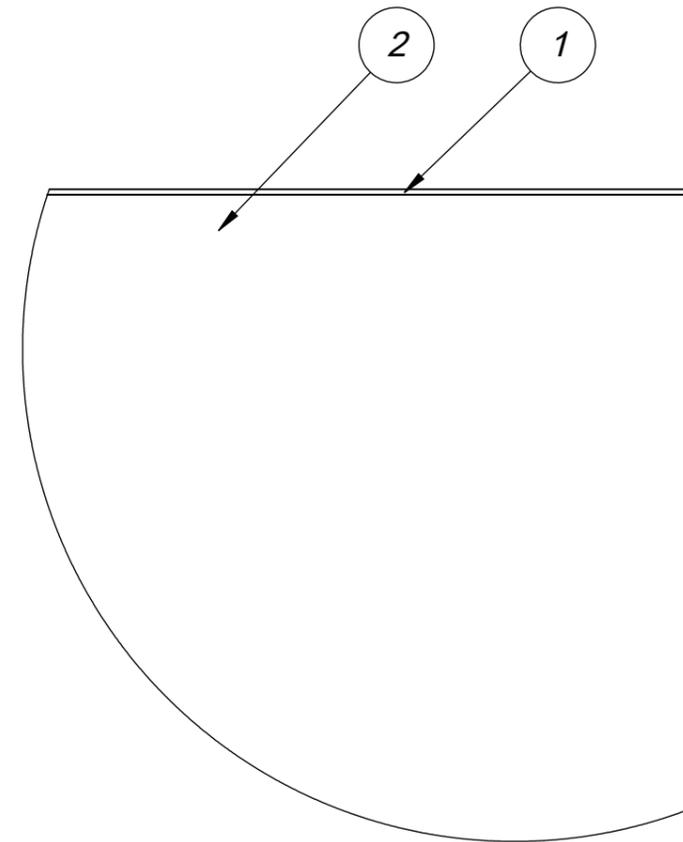
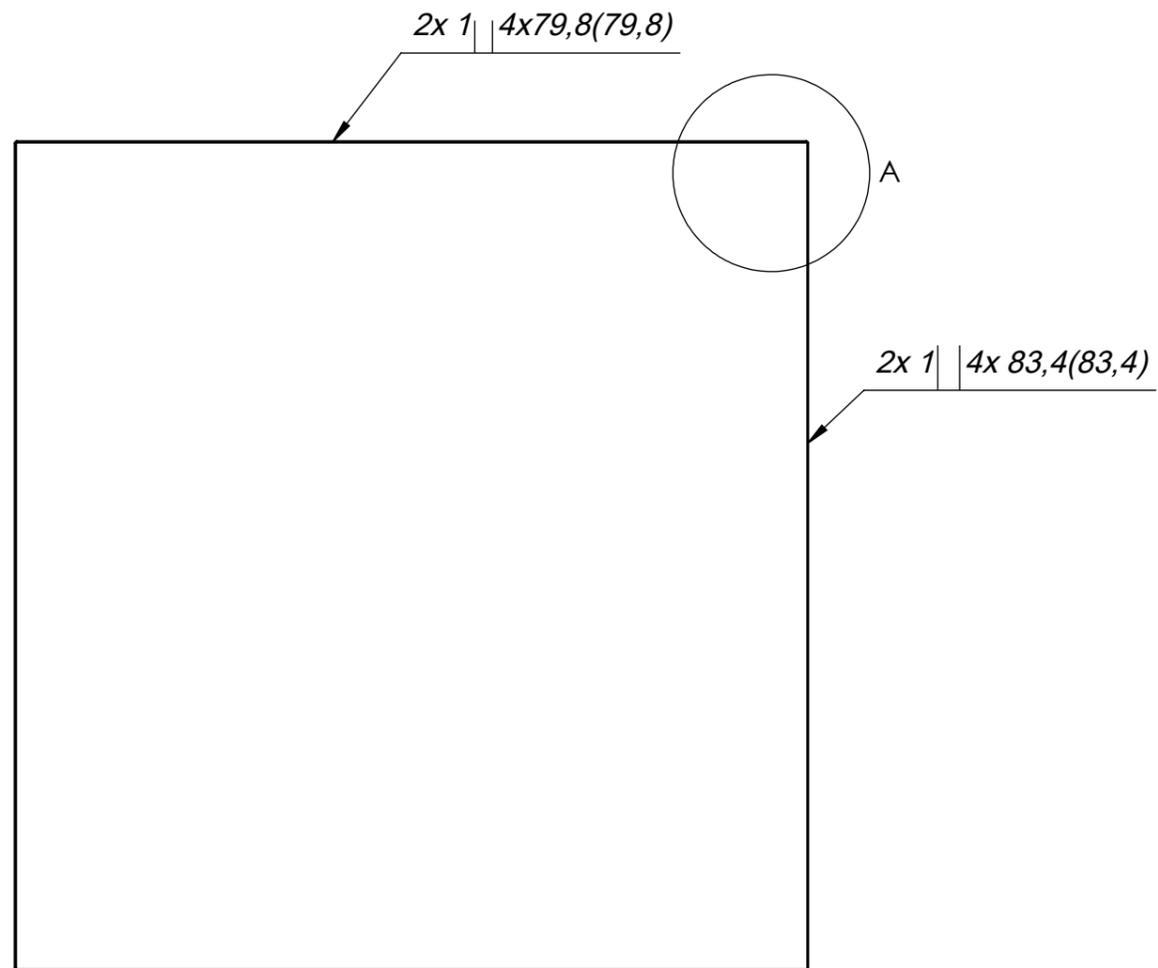
Formato	Desenhado	Data	Projeção	reCiclo
A2	Victor Rodrigues	15/05/2021	1	
	Aprovado	Data		
	Julio Frolini	30/05/2021		
Descrição				Escala
Chapa Externa - Laterais				1:5
Material	Massa	Unidade	Desenho	Revisão
ABNT 1020	7,68 kg	mm	PF01	00
Dureza	Têmpera	Retífica	Tratamento	
Padrão	Não	Não	Não	

Nota:

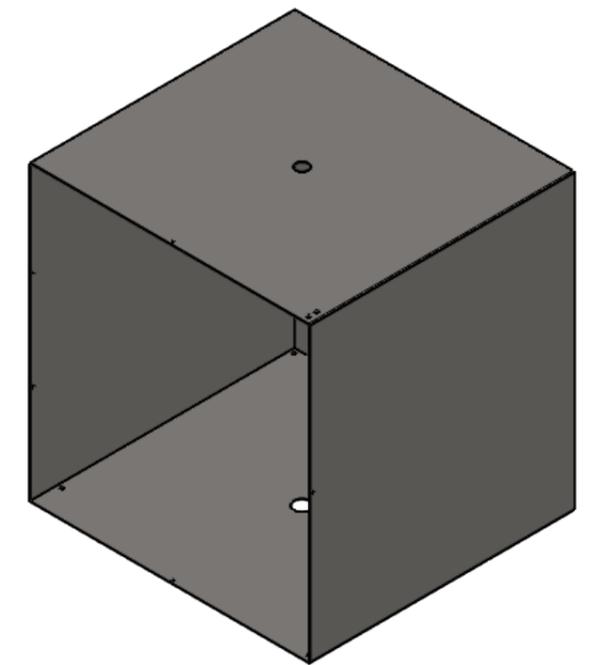
- Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau médio.

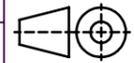


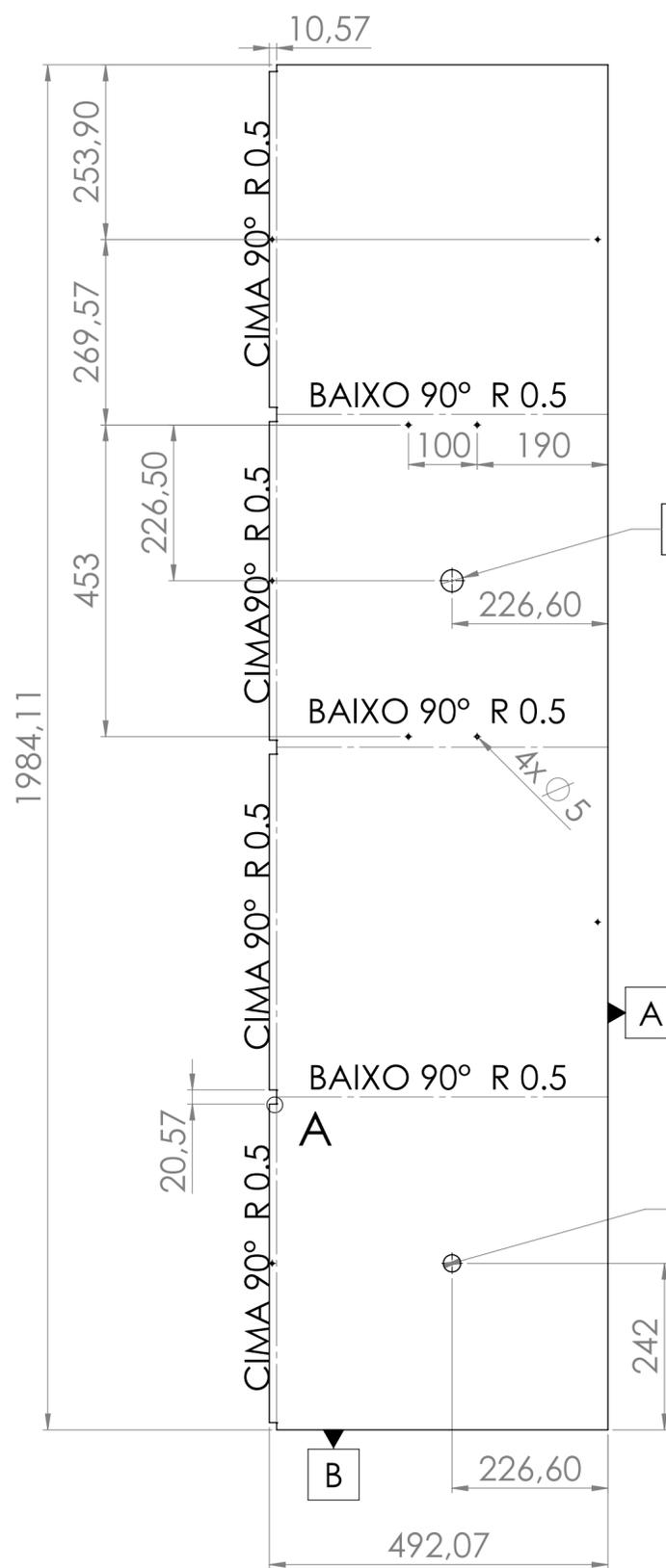
Formato A4	Desenhado Victor Rodrigues	Data 15/05/2021	Projeção 	
	Aprovado Julio Frolini	Data 30/05/2021		
Descrição Chapa Externa - Traseira				Escala 1:5
Material ABNT 1020	Massa 2.07 kg	Unidade mm	Desenho PF02	Revisão 00
Dureza Padrão	Têmpera Não	Retífica Não	Tratamento Não	



DETALHE A
ESCALA 1 : 1

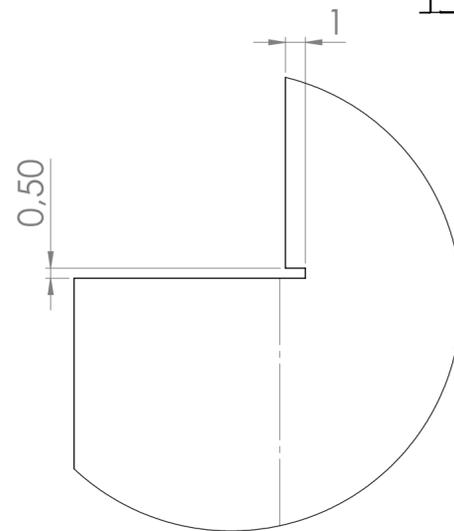


2	Chapa Externa - Traseira	ABNT 1020	1
1	Chapa Externa - Laterais	ABNT 1020	1
Nr	DESCRIÇÃO	MATERIAL	Qde.
Formato	Desenhado	Data	Projeção
A3	Victor Rodrigues	16/05/2021	 
Aprovado	Julio Frolini	30/05/2021	
Descrição			Escala
Submontagem Chapa Externa			1:10
Massa	Unidade	Desenho	Revisão
9.75 kg	mm	SMF01	00

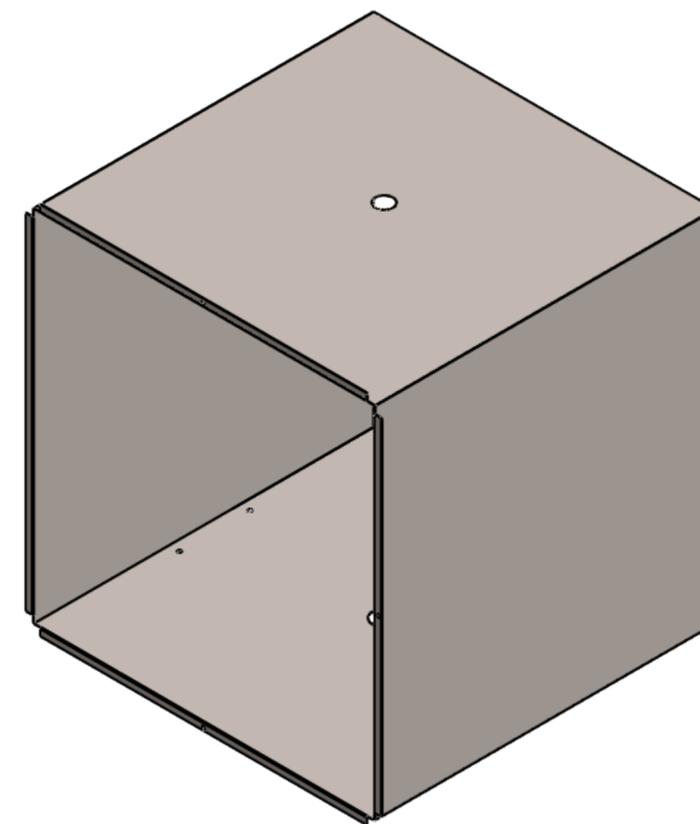
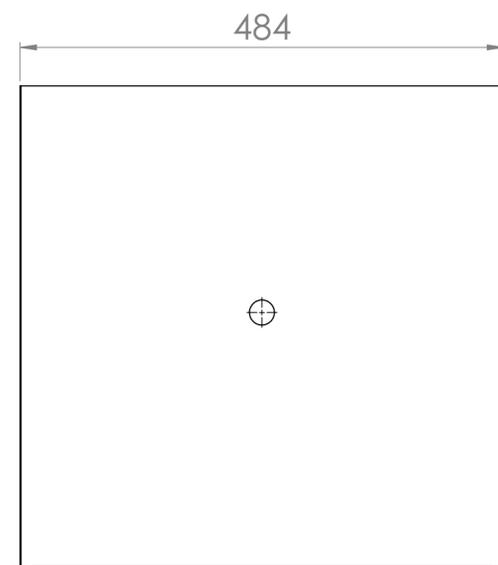
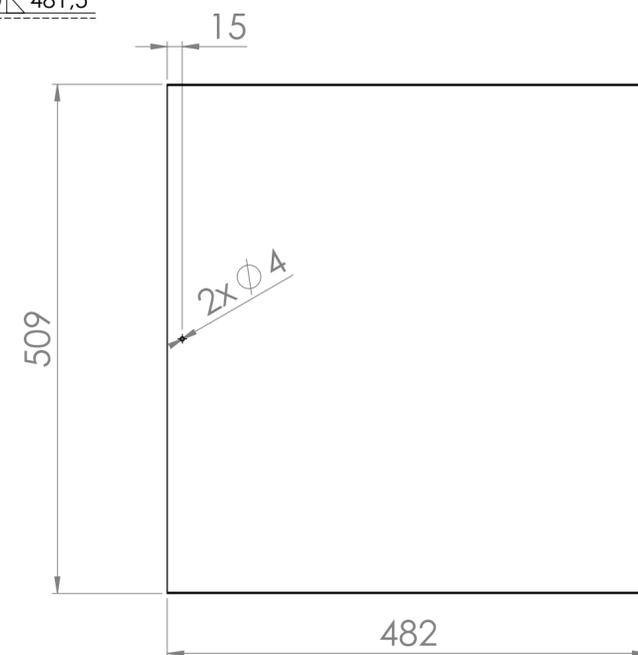
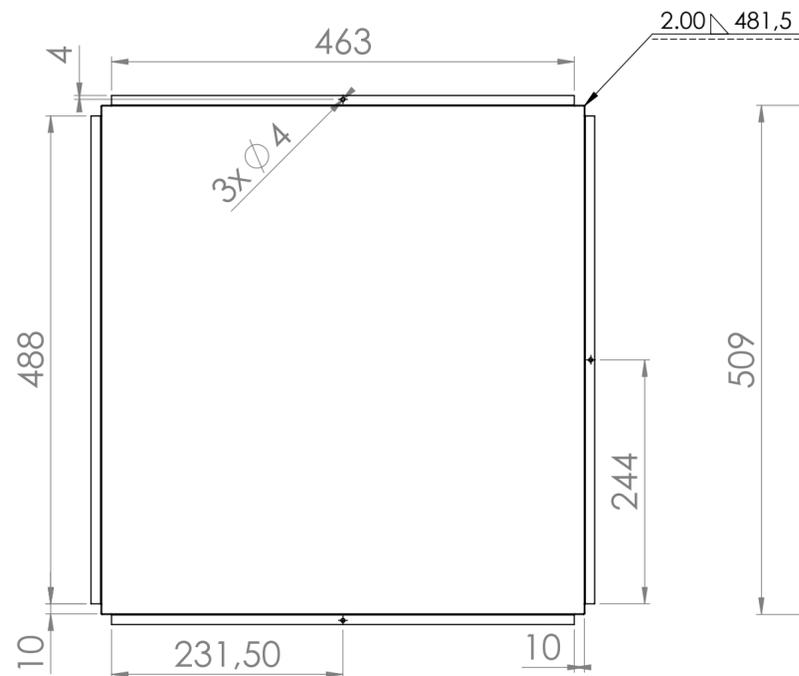


$\phi 32 \text{ H8 } 0 \text{ PASSANTE}$
 $\oplus \phi 0,05 \text{ A B}$
 $+0,039$

$\phi 25 \text{ H10 } 0 \text{ PASSANTE}$
 $\oplus \phi 0,05 \text{ A B}$
 $+0,084$



DETALHE A
 ESCALA 4 : 1



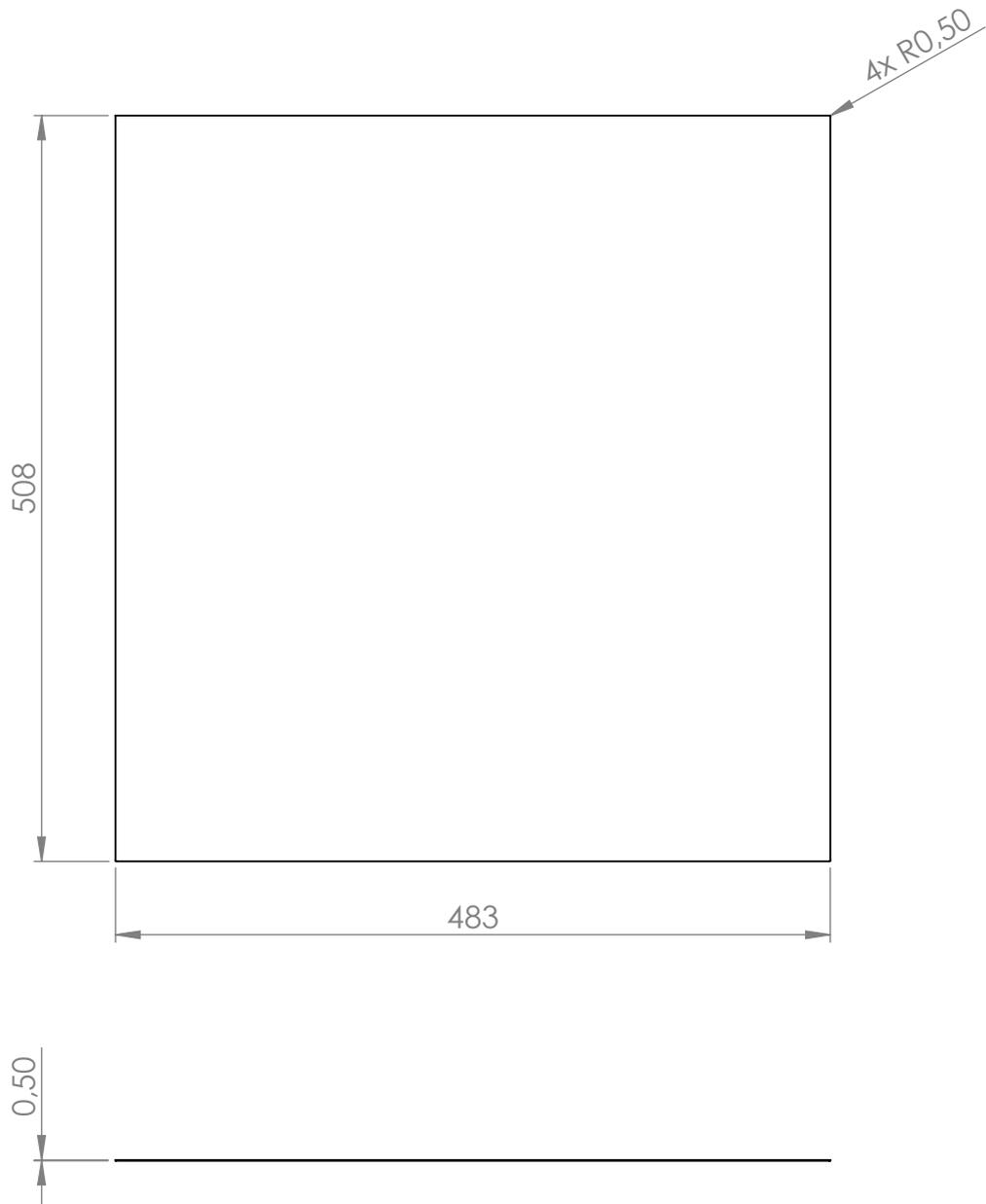
- Notas:
- Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau médio
 - Raios de dobra de 0,5mm
 - Espessura da chapa de 0,5mm

12,5

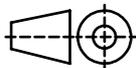
Formato	Desenhado	Data	Projeção	reCiclo
A2	Victor Rodrigues	23/05/2021	1ª	
	Aprovado	Data		
	Julio Frolini	30/05/2021		
Descrição				Escala
Chapa Interna - Laterais				1:5
Material	Massa	Unidade	Desenho	Revisão
ABNT 430	3.89 kg	mm	PF03	00
Dureza	Têmpera	Retífica	Tratamento	
Padrão	Não	Não	Não	

Nota:

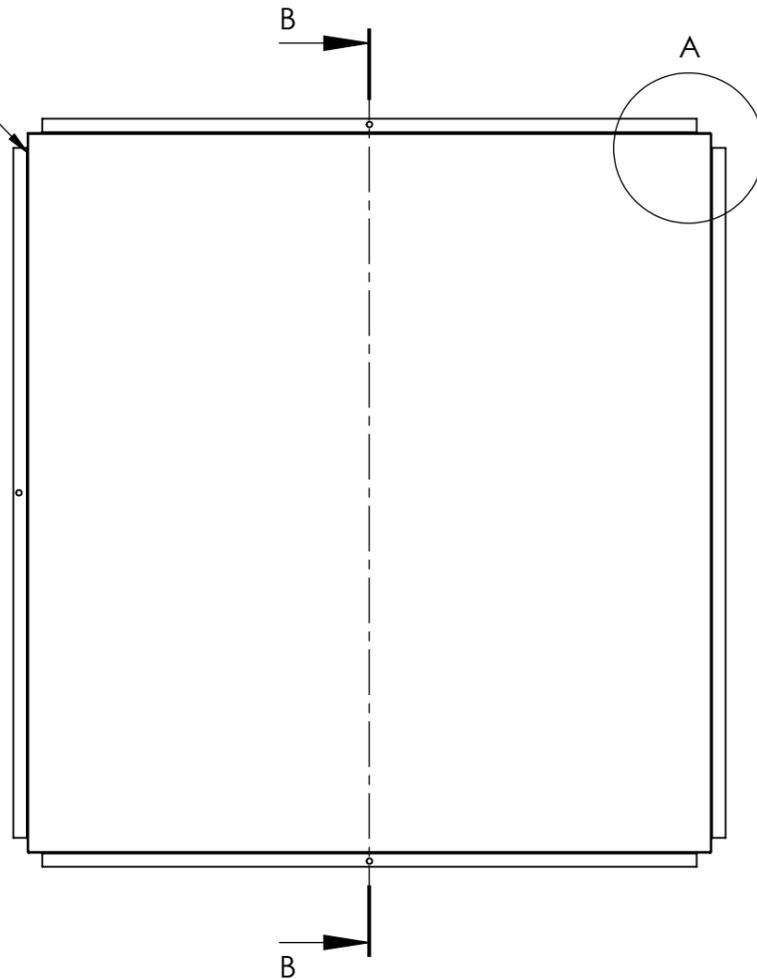
- Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau médio



12,5
▽

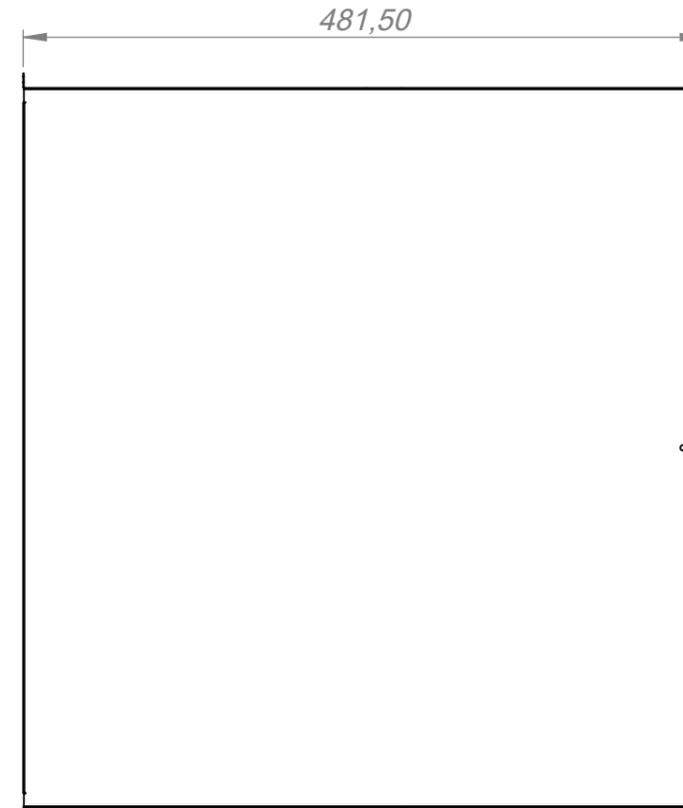
Formato A4	Desenhado Victor Rodrigues	Data 23/05/2021	Projeção 	
	Aprovado Julio Frolini	Data 30/05/2021		
Descrição Chapa Interna - Traseira				Escala 1:5
Material ABNT 430	Massa 0.98 kg	Unidade mm	Desenho PF04	Revisão 00
Dureza Padrão	Têmpera Não	Retífica Não	Tratamento Não	

2x 2 | 4x 72,6(72,6)

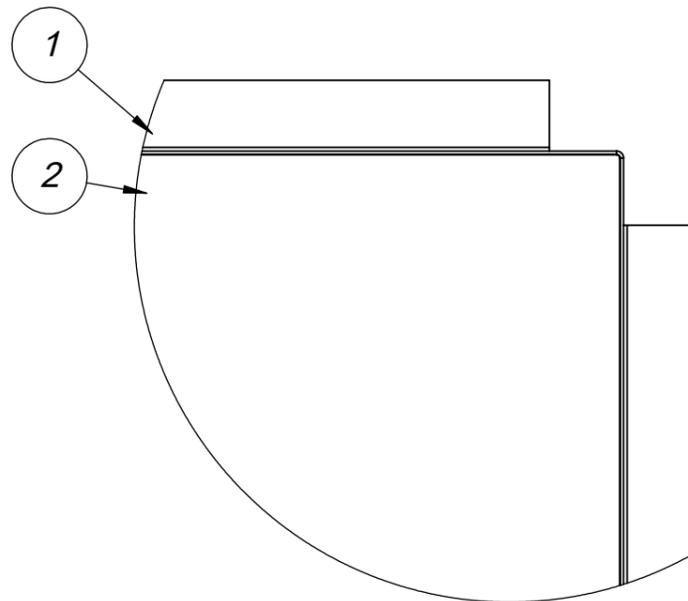
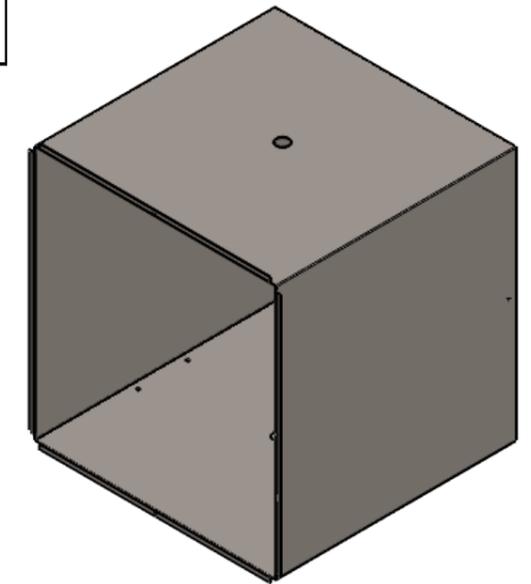


481,50

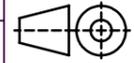
2x 2 | 4x69(69)

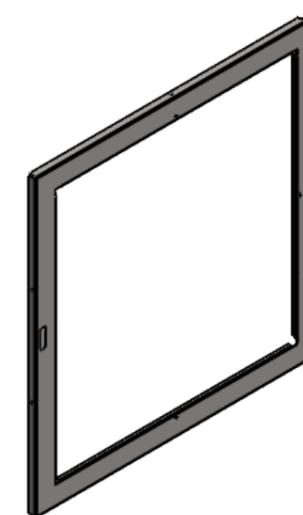
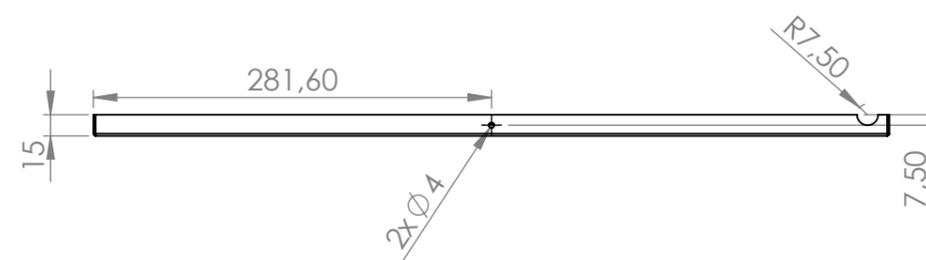
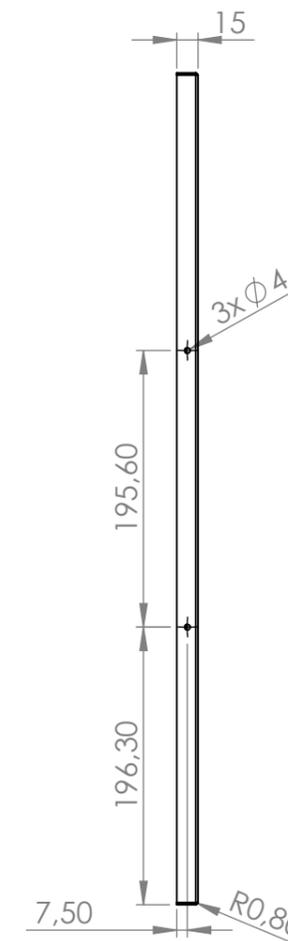
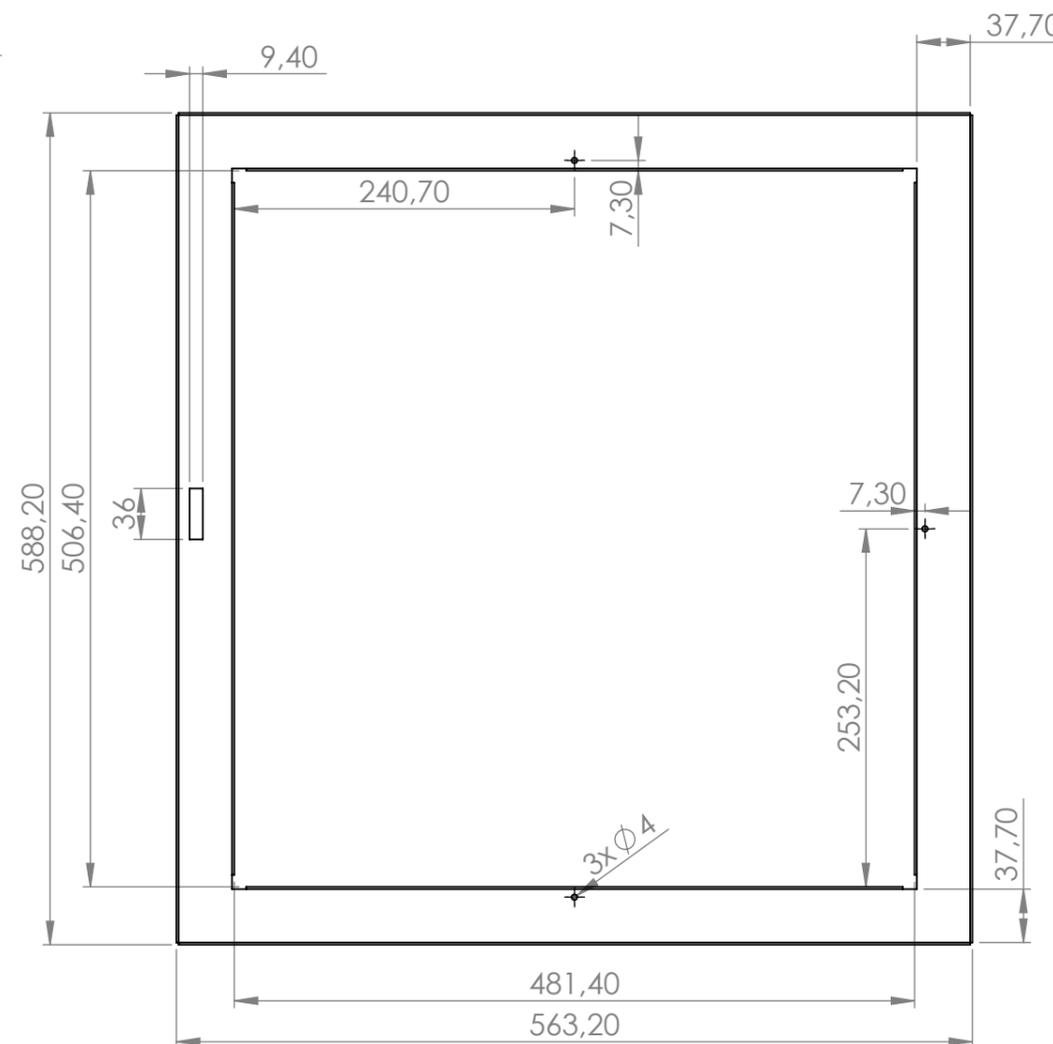
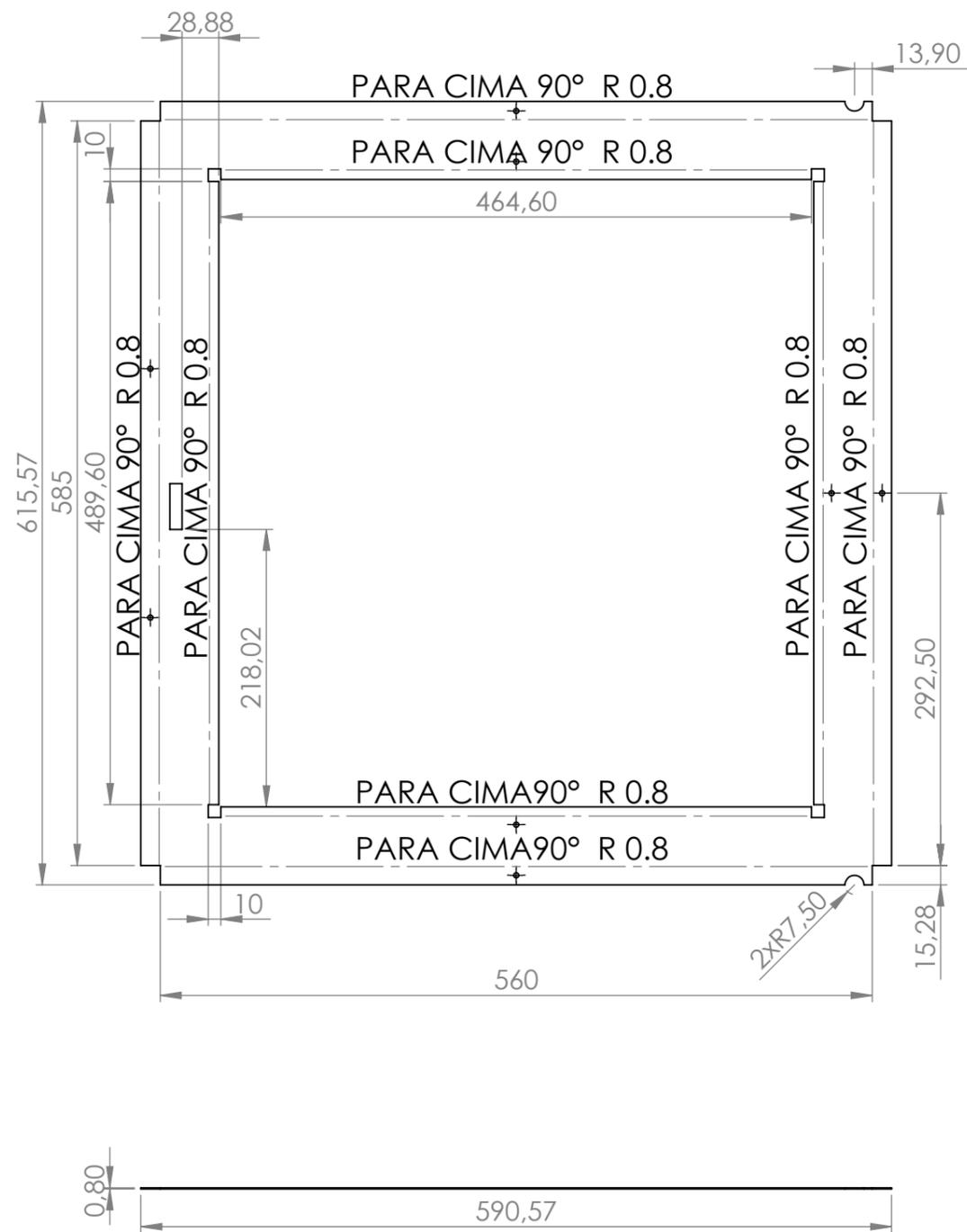


SEÇÃO B-B
ESCALA 1 : 5



DETALHE A
ESCALA 1 : 1

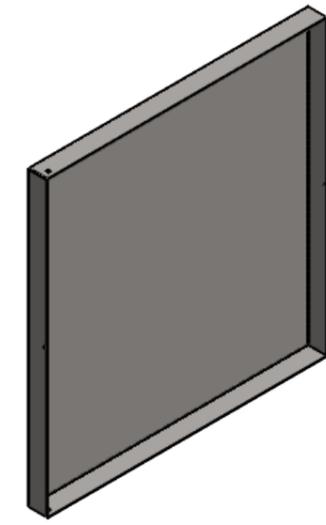
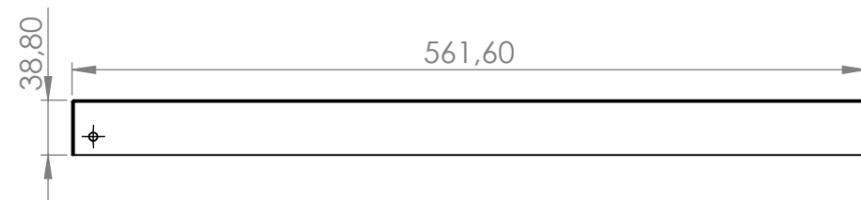
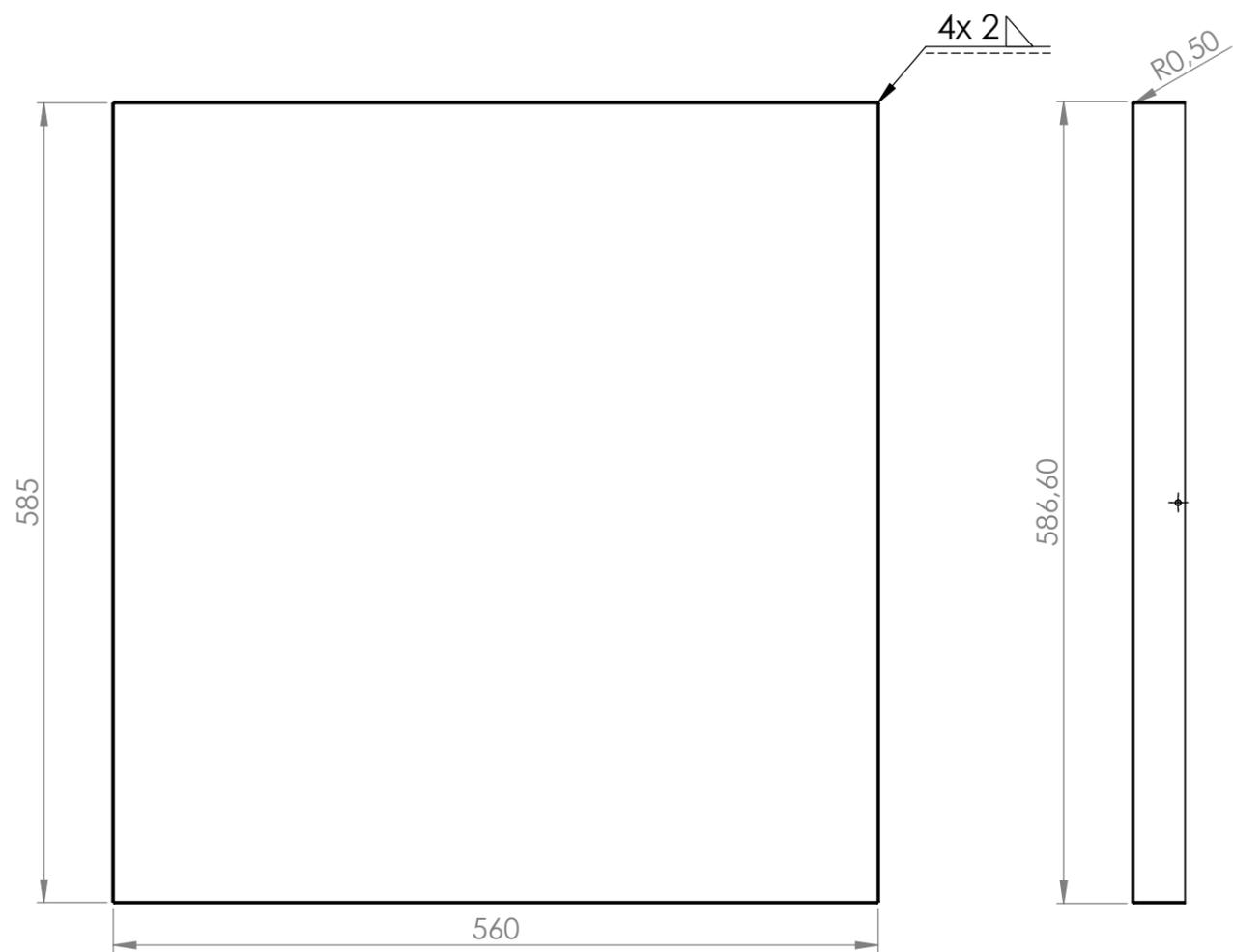
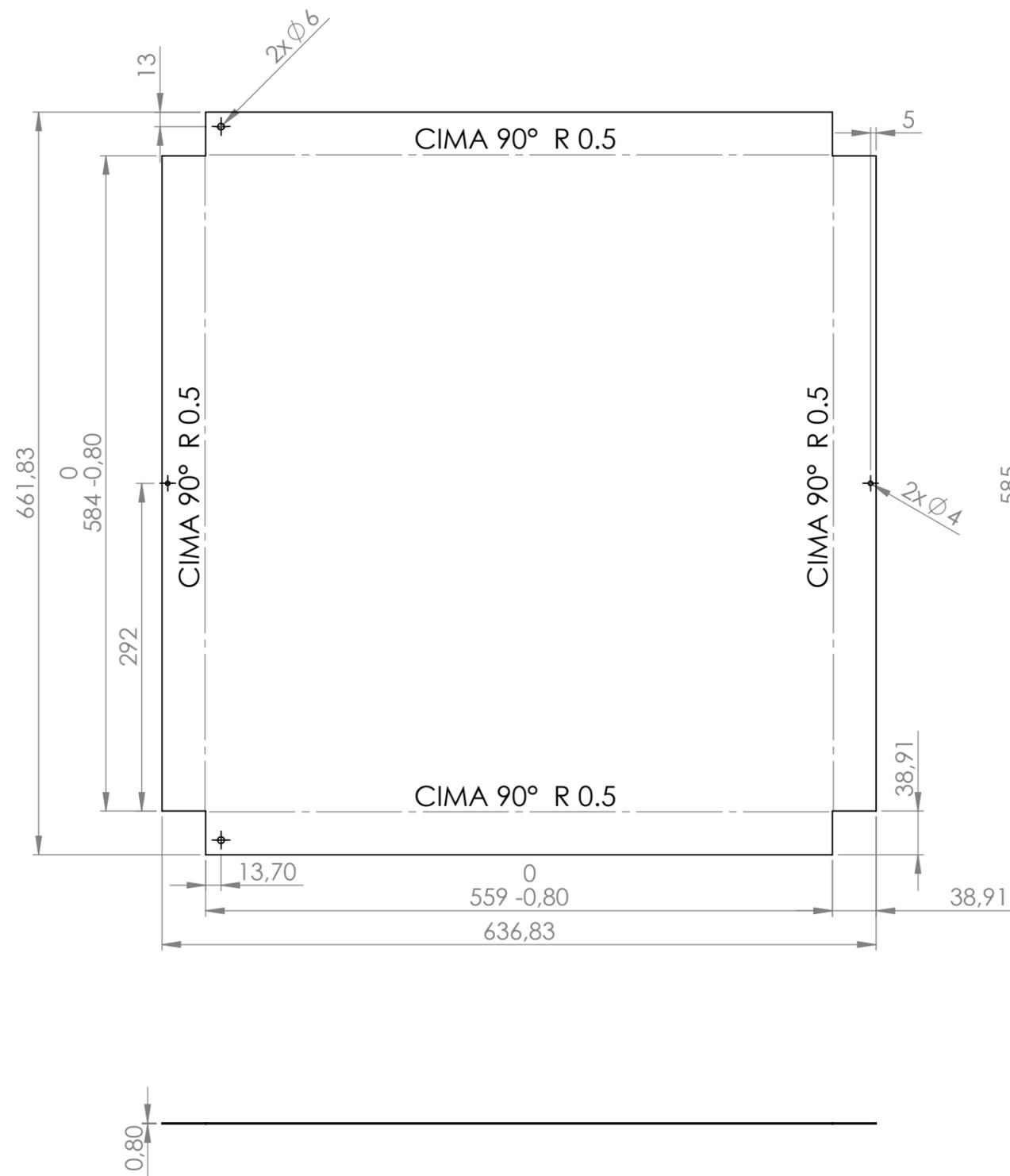
2	Chapa Interna - Traseira	ABNT 430	1
1	Chapa Interna - Laterais	ABNT 430	1
Nr	DESCRIÇÃO	MATERIAL	Qde.
Formato Desenhado		Data	Projeção
A3 Victor Rodrigues		23/05/2021	 
Aprovado Julio Frolini		Data 30/05/2021	
Descrição			Escala
Submontagem Chapa Interna			1:5
Massa	Unidade	Desenho	Revisão
4.87 kg	mm	SMF02	00



Notas:

- Todos raios de dobra de 0,8mm;
- Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau médio.

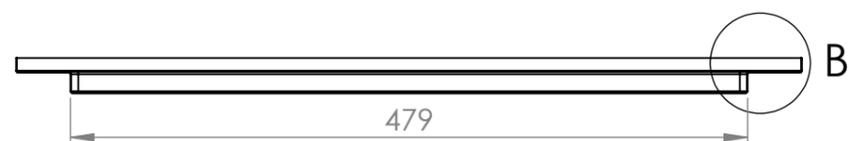
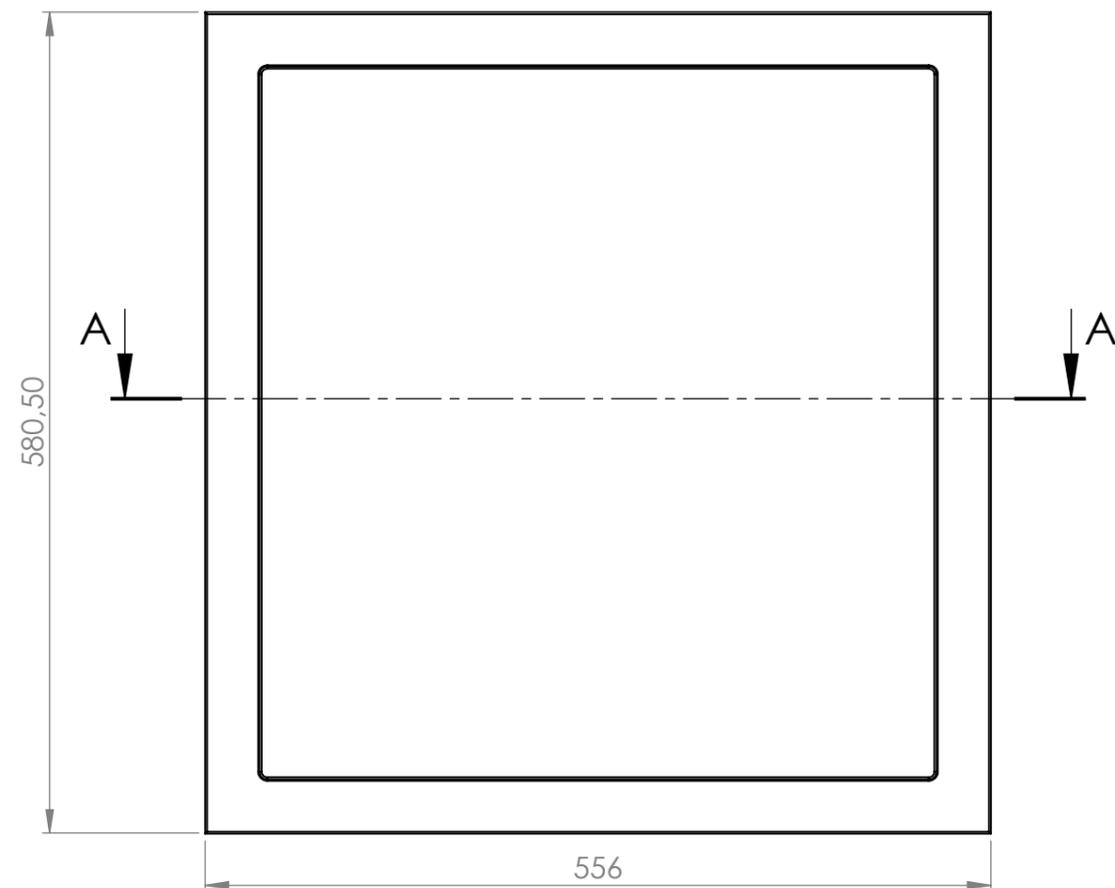
Formato	Desenhado	Data	Projeção	
A3	Victor Rodrigues	22/05/2021		
	Aprovado	Data		
	Julio Frolini	30/05/2021		
Descrição				Escala
Chapa Externa - Frontal				1:5
Material	Massa	Unidade	Desenho	Revisão
ABNT 1020	0.83 kg	mm	PF05	00
Dureza	Tempera	Retífica	Tratamento	
Padrão	Não	Não	Não	



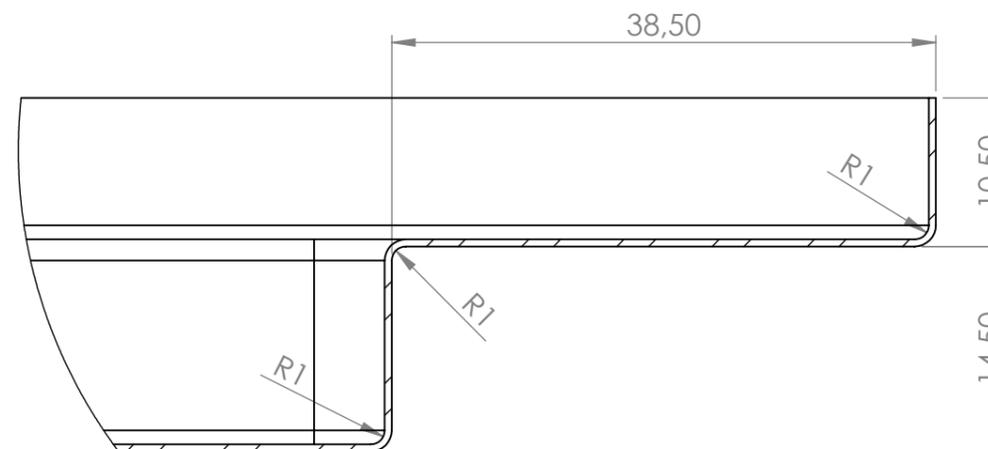
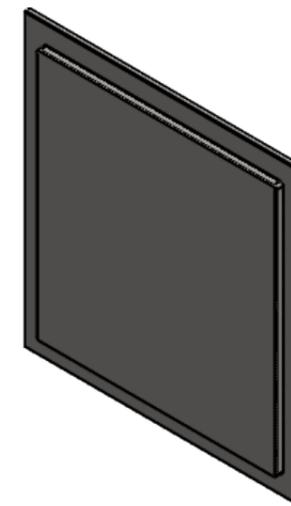
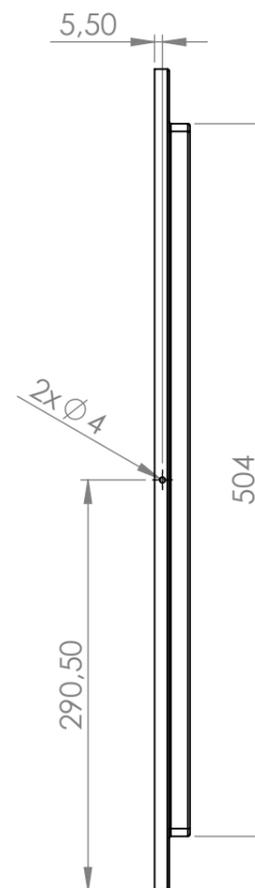
Notas:
 - Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau médio;
 - Todas as dobras devem possuir raio de 0,5mm.

12,5

Formato		Desenhado		Data		Projeção		reCiclo
A3		Victor Rodrigues		22/05/2021				
		Aprovado		Data				
		Julio Frolini		30/05/2021				
Descrição								Escala
Chapa Externa - Porta								1:5
Material		Massa		Unidade		Desenho		Revisão
ABNT 1020		2,62 kg		mm		PF06		
Dureza		Tempera		Retífica		Tratamento		
Padrão		Não		Não		Não		00



CORTE A-A



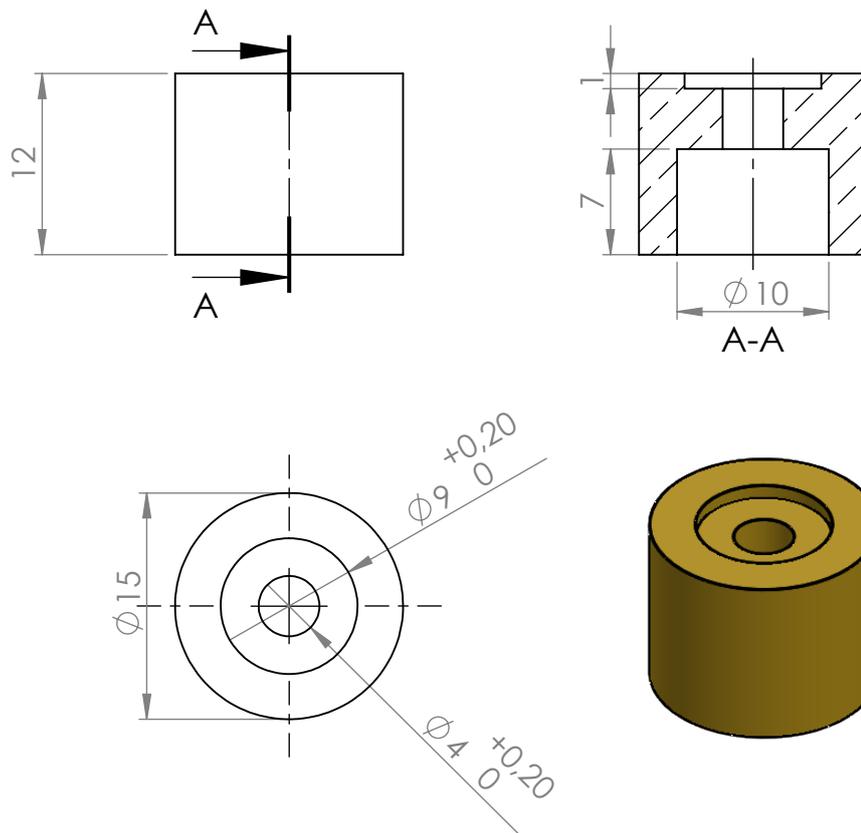
DETALHE B
ESCALA 2 : 1

Notas:

- Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau médio;
- Chapa de 0,5 mm de espessura.

12,5

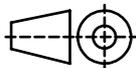
Formato	Desenhado	Data	Projeção	reCiclo
A3	Victor Rodrigues	23/05/2021	1ª	
	Aprovado	Data		
	Julio Frolini	30/05/2021		
Descrição				Escala
Chapa Interna - Porta				1:5
Material	Massa	Unidade	Desenho	Revisão
ABNT 430	1.48 kg	mm	PF07	00
Dureza	Tempera	Retífica	Tratamento	
Padrão	Não	Não	Não	

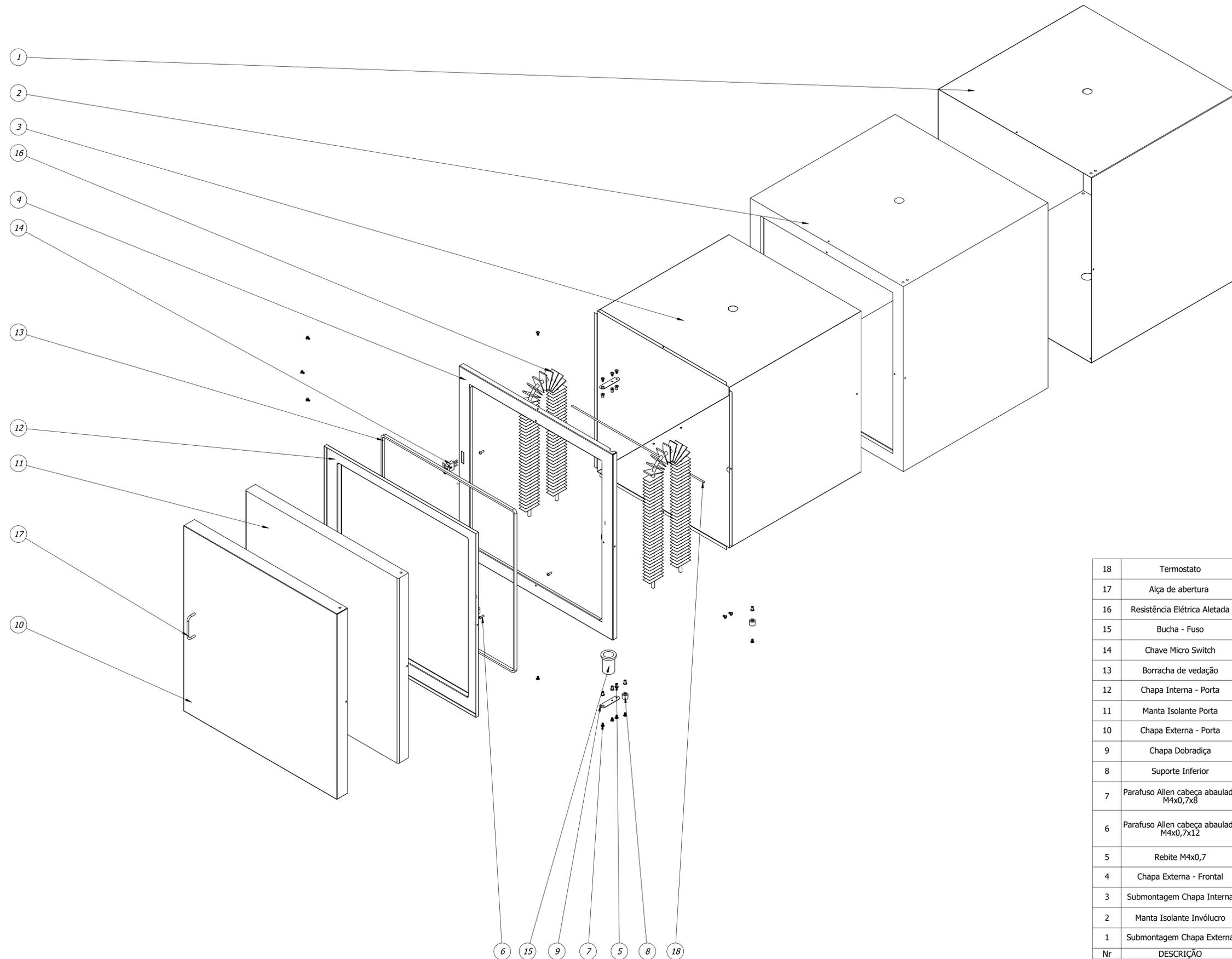


6,3
▽

Nota:

- Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau médio

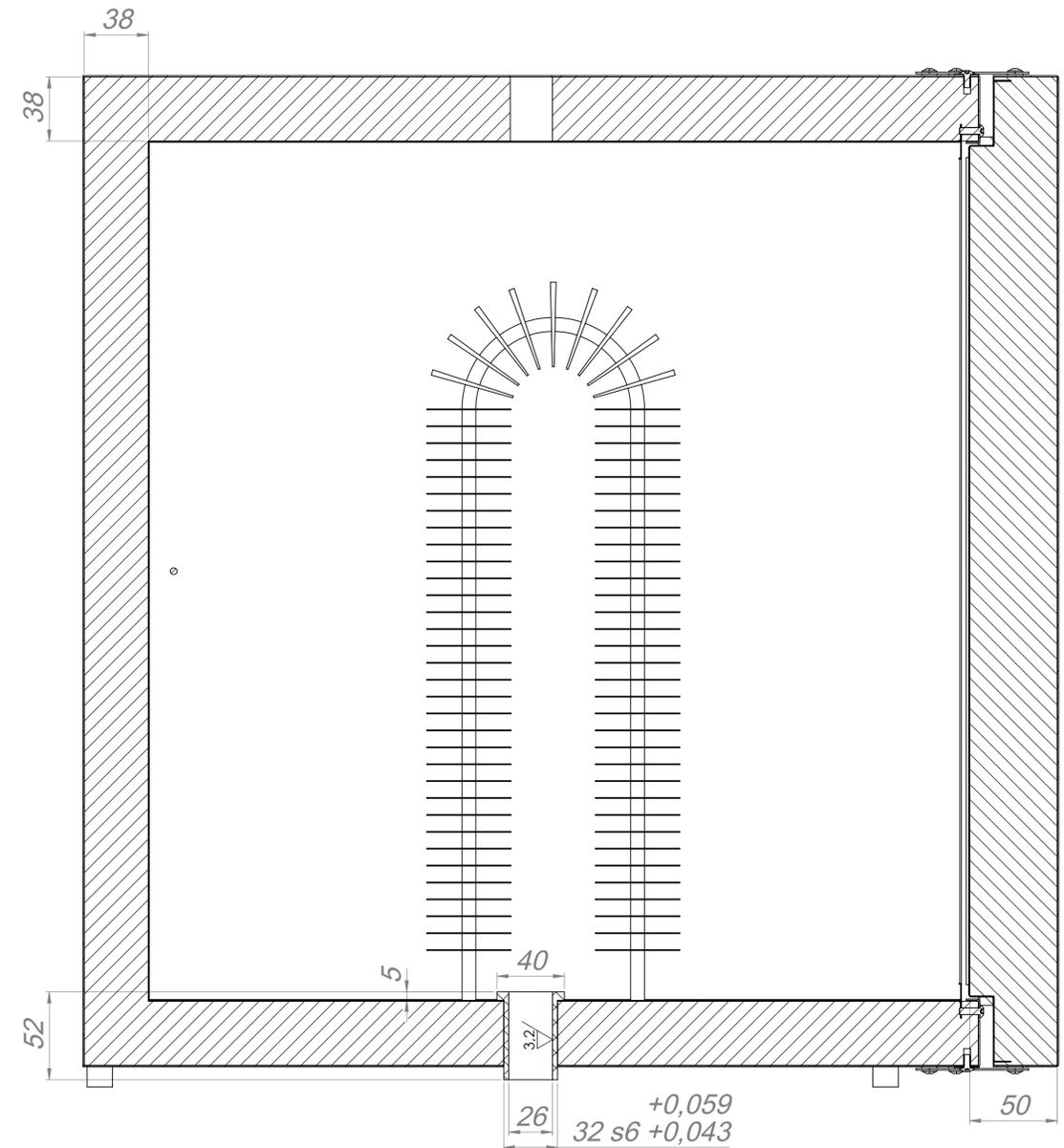
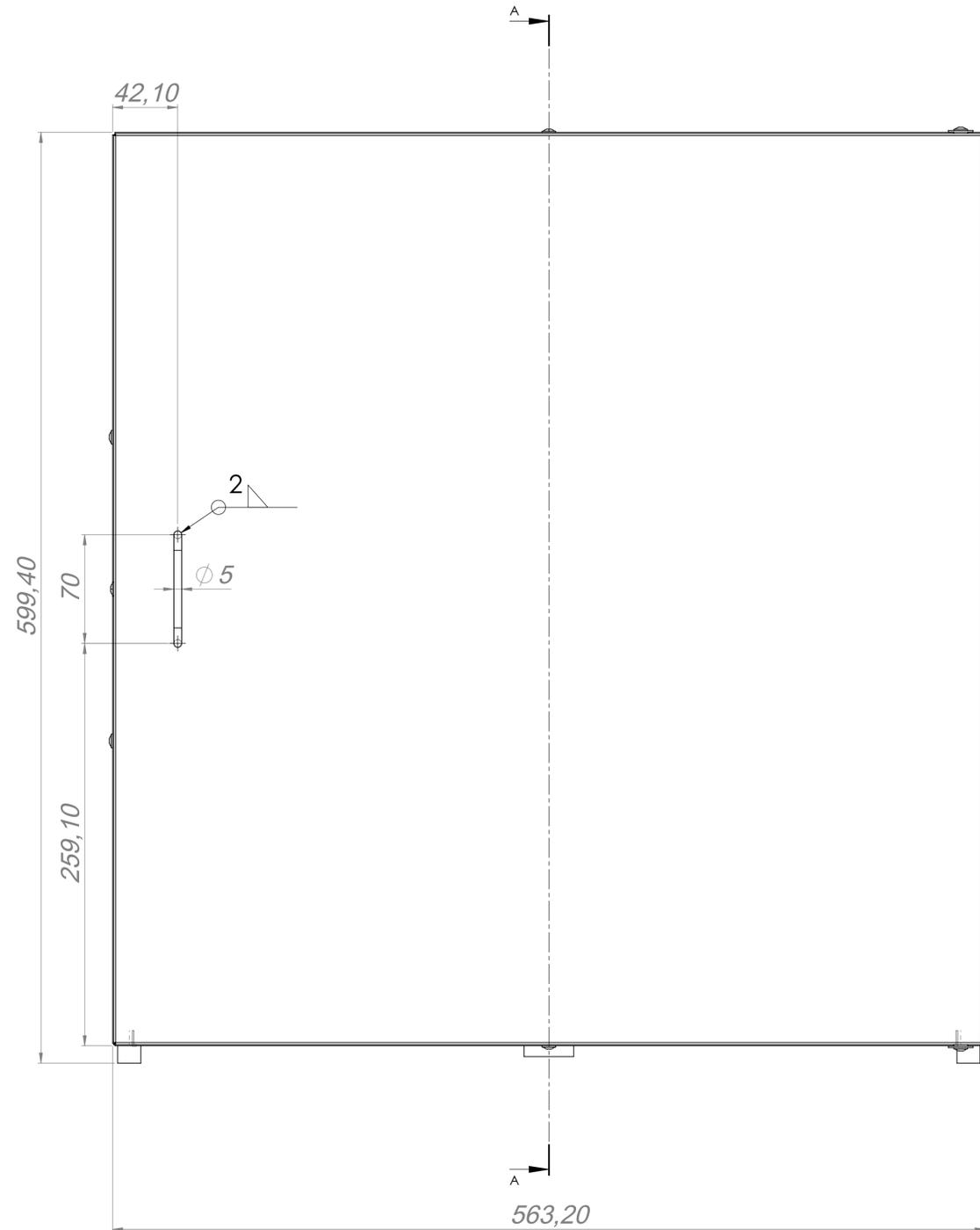
Formato A4	Desenhado Victor Rodrigues	Data 21/05/2021	Projeção 	
	Aprovado Julio Frolini	Data 30/05/2021		
Descrição Suporte Inferior				Escala 2:1
Material Latão	Massa 0.01 kg	Unidade mm	Desenho PF08	Revisão 01
Dureza Padrão	Têmpera Não	Retífica Não	Tratamento Não	



18	Termostato	Conf. fabricante	1
17	Alça de abertura	ABNT 1020	1
16	Resistência Elétrica Aletada	Conf. fabricante	2
15	Bucha - Fuso	PTFE (geral)	1
14	Chave Micro Switch	Conf. fabricante	1
13	Borracha de vedação	Borracha de silicone	1
12	Chapa Interna - Porta	ABNT 430	1
11	Manta Isolante Porta	Manta de lã de fibra de vidro	1
10	Chapa Externa - Porta	ABNT 1020	1
9	Chapa Dobradiça	ABNT 1020	2
8	Suporte Inferior	Latão	4
7	Parafuso Allen cabeça abaulada M4x0,7x8	ISO 7380	17
6	Parafuso Allen cabeça abaulada M4x0,7x12	ISO 7380	3
5	Rebite M4x0,7	Latão	10
4	Chapa Externa - Frontal	ABNT 1020	1
3	Submontagem Chapa Interna	Conf. desenho SMF02	1
2	Manta Isolante Invólucro	Manta de lã de fibra de vidro	1
1	Submontagem Chapa Externa	Conf. desenho SMF01	1
Nr	DESCRIÇÃO	MATERIAL	Qde.
Formato	Desenhado	Data	Projeção
A1	Victor Rodrigues	29/05/2021	
	Aprovado	Data	
	Julio Frolini	30/05/2021	
Descrição			Escala
Montagem - Módulo Aquecimento			1:5
Massa	Unidade	Desenho	Revisão
22.29 kg	mm	MF01	00

Notas:

- Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau médio.

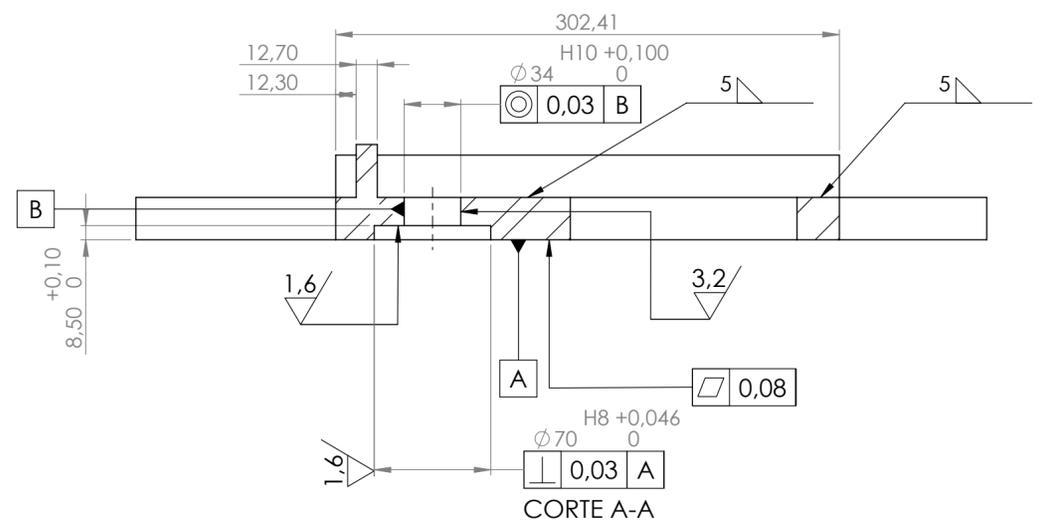
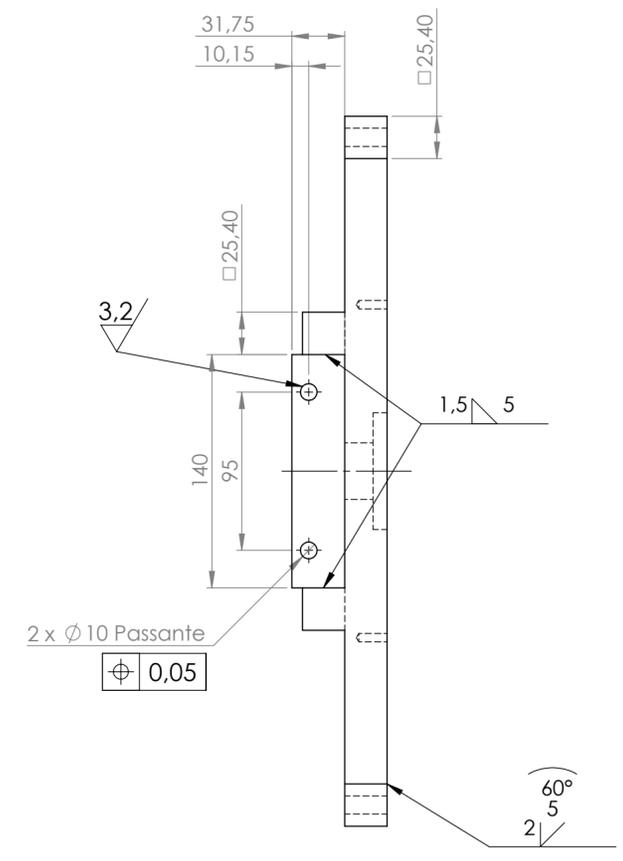
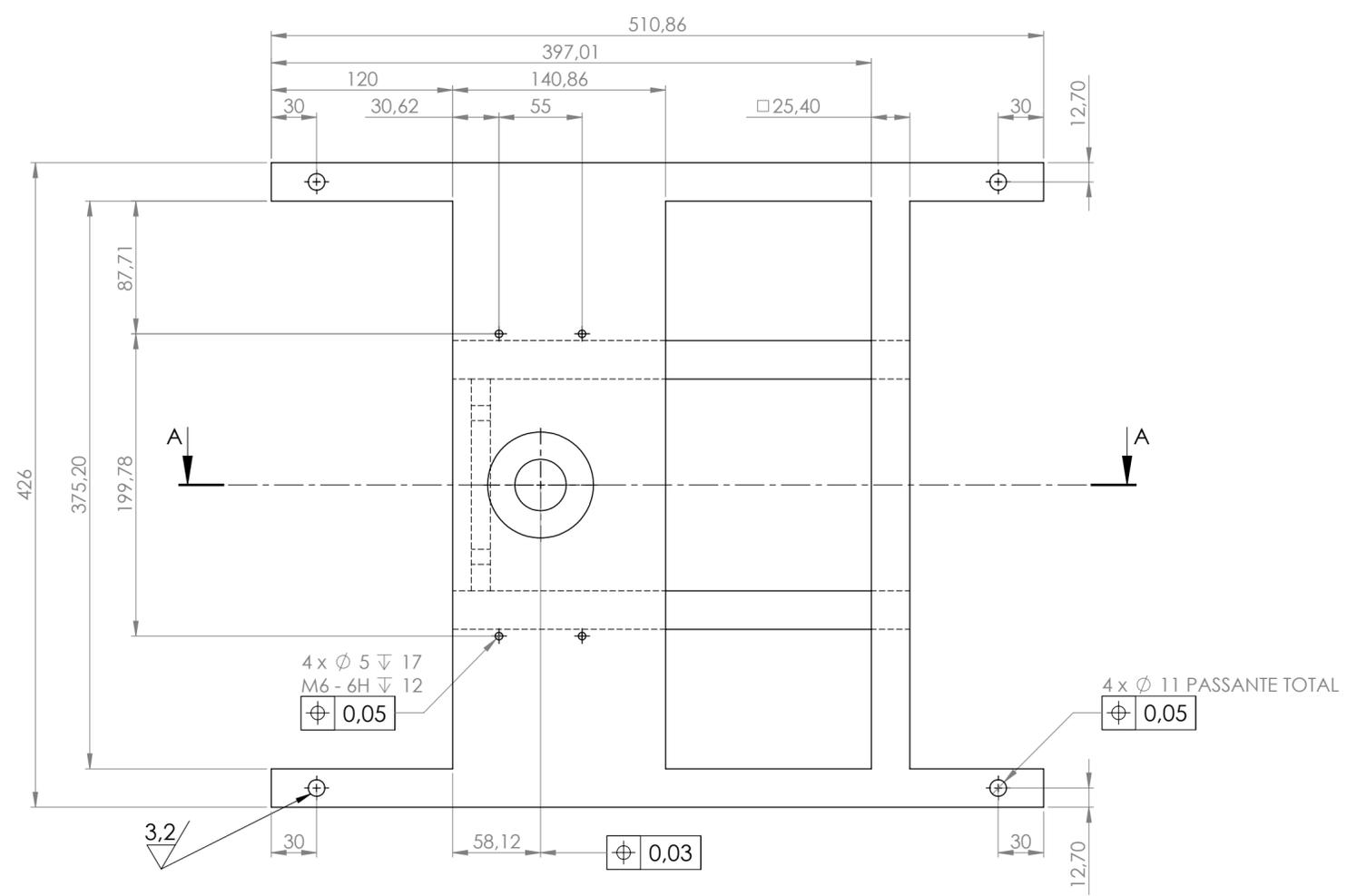


SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 2

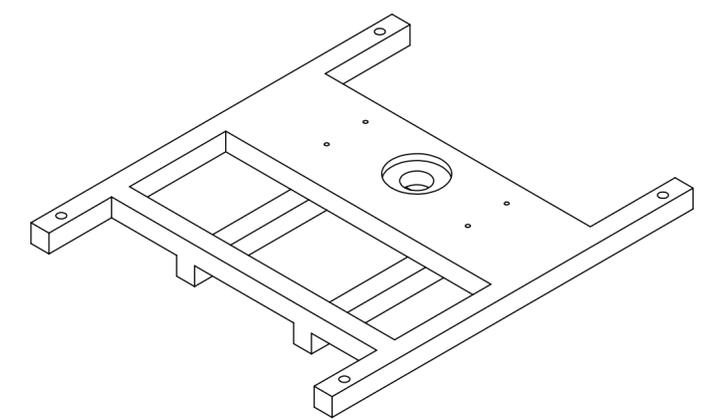
6.3/ (3.2/)

Formato	Desenhado	Data	Projeção	
A1	Victor Rodrigues	29/05/2021		
	Aprovado	Data		
	Julio Frolini	30/05/2021		
Descrição				Escala
Montagem - Módulo Aquecimento				1:2
Massa	Unidade	Desenho	Revisão	
22.29 kg	mm	MF01	00	

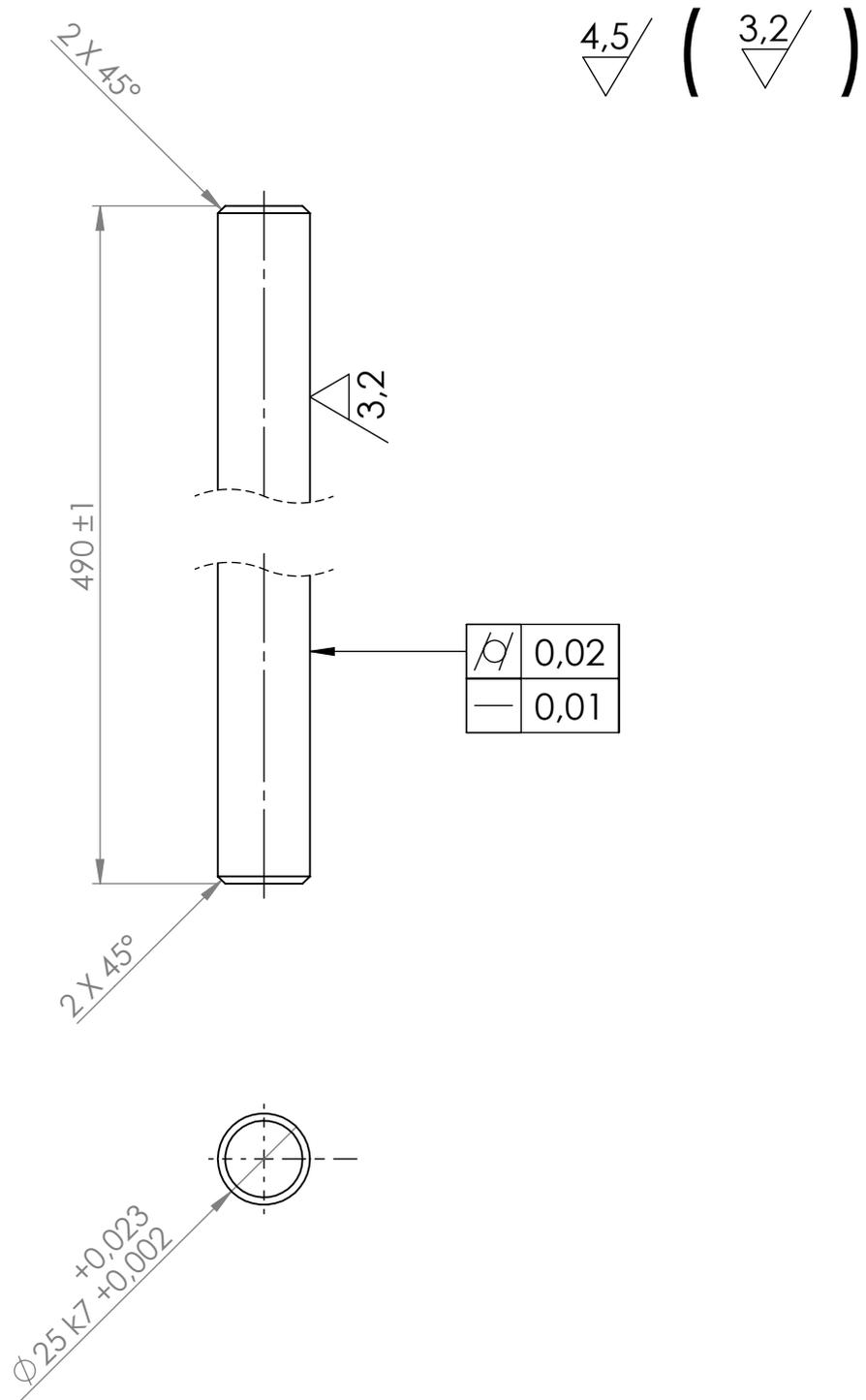
3,2 / 1,6



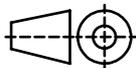
Nota:
Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau fino



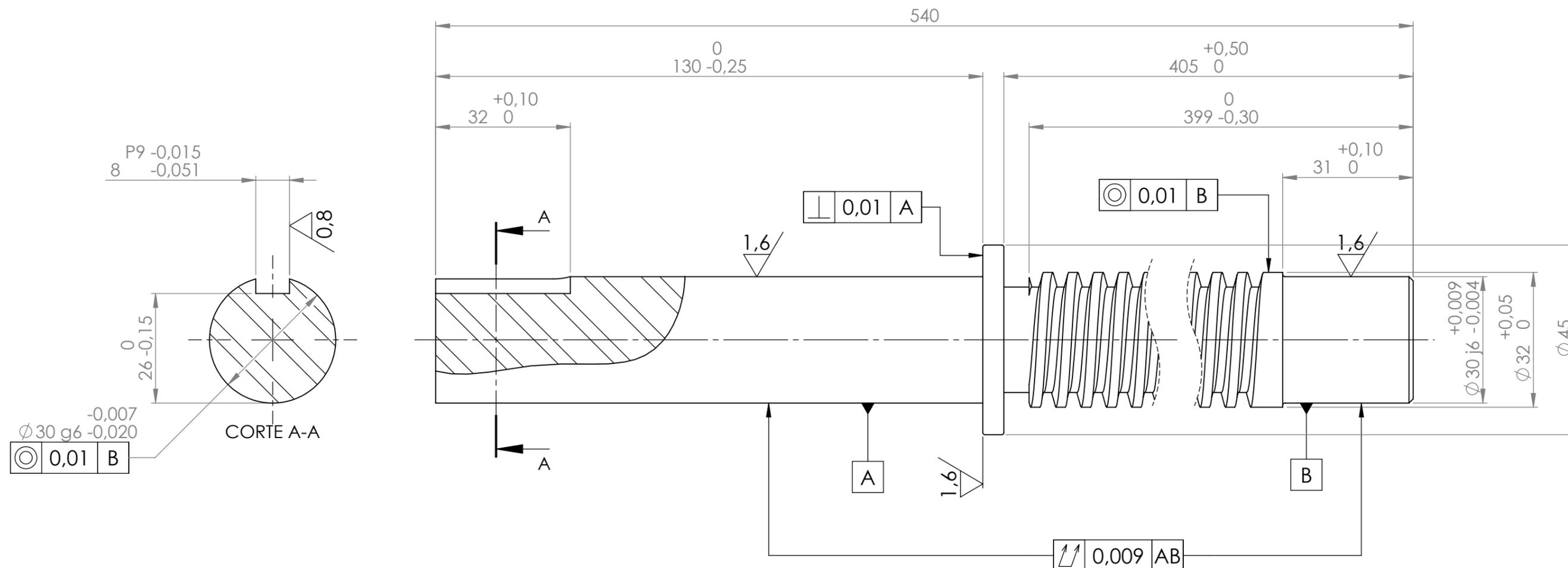
Formato	Desenhado	Data	Projeção	reCiclo
A2	João Amorim	02/05/2021	1ª	
	Aprovado	Data		
	Júlio Frachia Frolini	22/05/2021		
Descrição				Escala
Apoio rolamento axial V3				1:2
Material	Massa	Unidade	Desenho	Revisão
ABNT 1020	20,67 kg	mm	PP01	
Dureza	Têmpera	Retífica	Tratamento	
Padrão	Não	Não	Nenhum	03



Nota:
Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau fino

Formato A4	Desenhado João Amorim Aprovado Júlio Frachia Frolini	Data 02/04/2021 Data 22/05/2021	Projeção 	
Descrição Espiga				Escala 1:2
Material ABNT 1020	Massa 1.89 kg	Unidade mm	Desenho PP02	Revisão 00
Dureza Padrão	Têmpera Não	Retífica Sim	Tratamento Nenhum	

4,2 / (1,6 / 0,8)

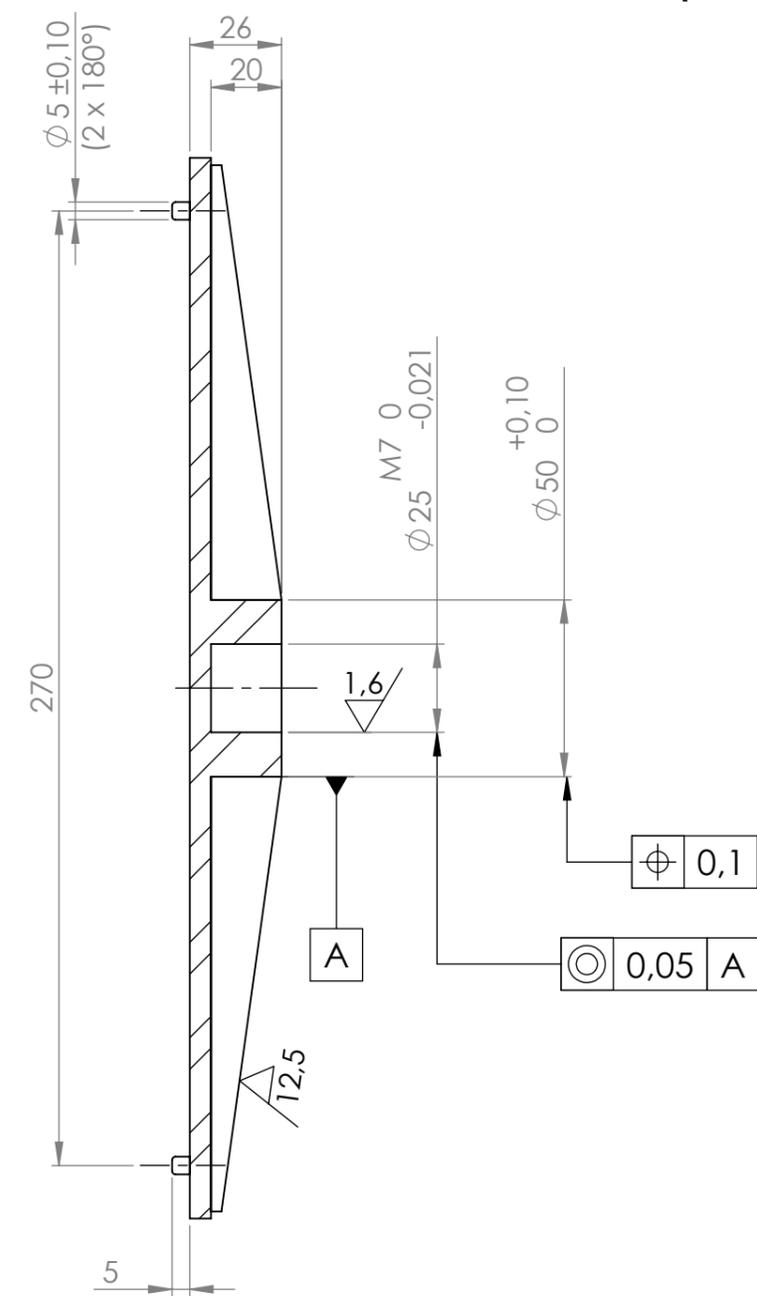
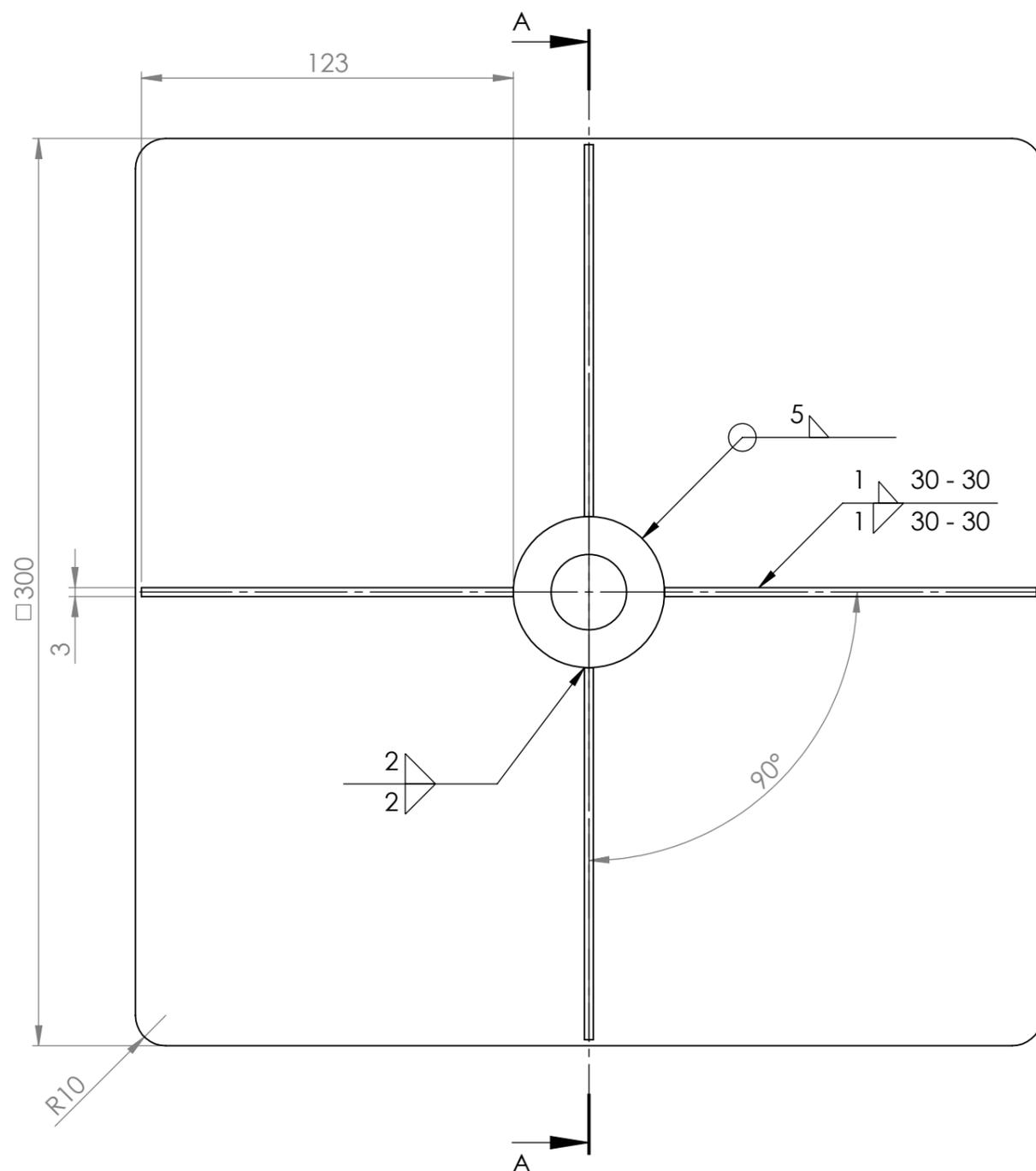


Notas:

- 1) Corpo roscado conf. DIN 103-4;
- 2) Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau fino;
- 3) Aparar cantos vivos com 1 x 45°;
- 4) Raios de adoçamento R_{máx} 0,4.

Formato A3	Desenhado João Amorim Aprovado Júlio Frachia Frolini	Data 30/04/2021 Data	Projeção 	
Descrição Fuso de movimento Tr32x6				Escala 1:1
Material ABNT 1020	Massa 2,87 kg	Unidade mm	Desenho PP03	Revisão 06
Dureza Padrão	Tempera Não	Retífica Não	Tratamento Nenhum	

12,5 / (1,6 /)

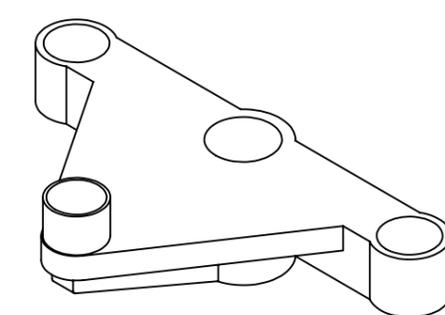
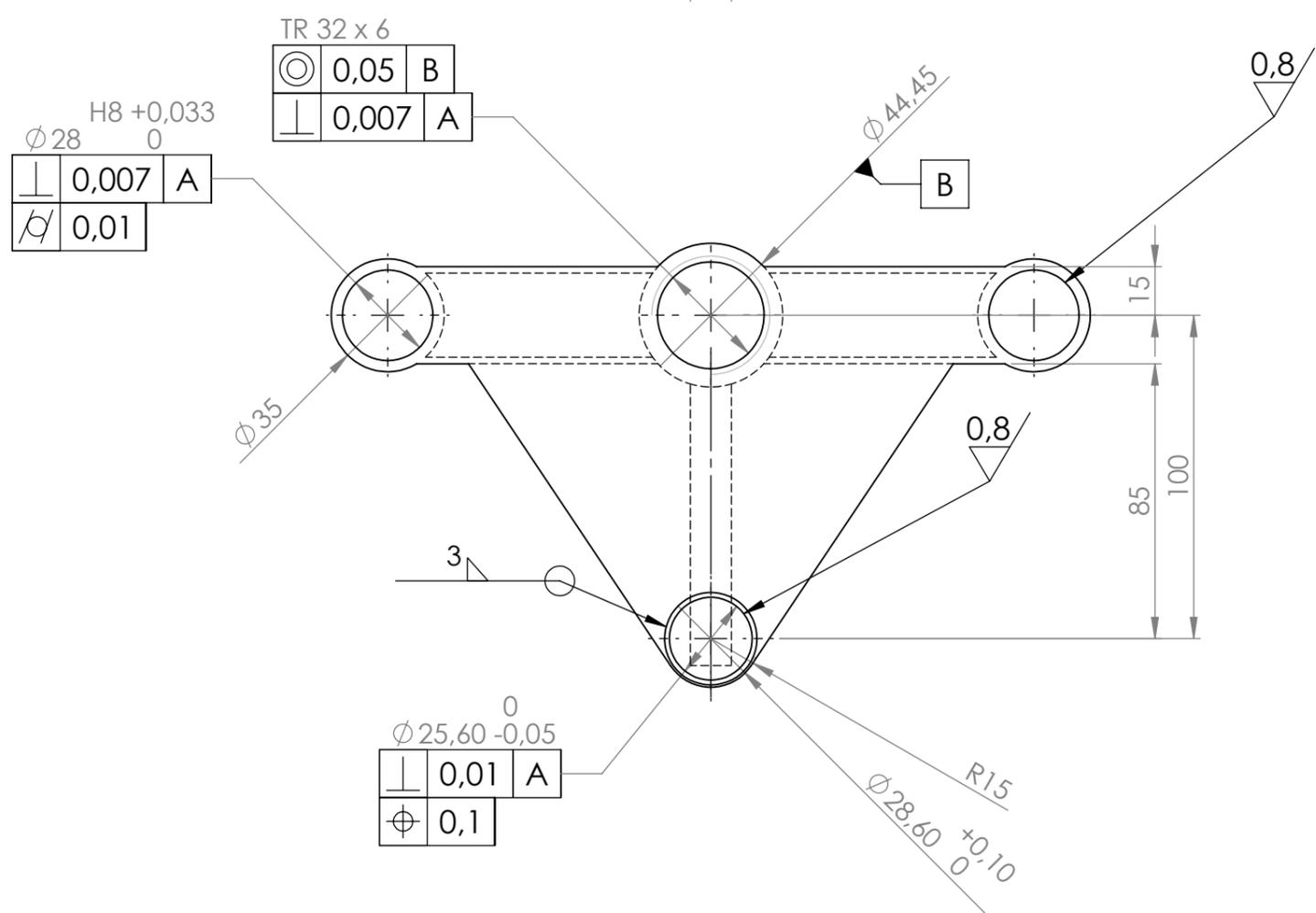
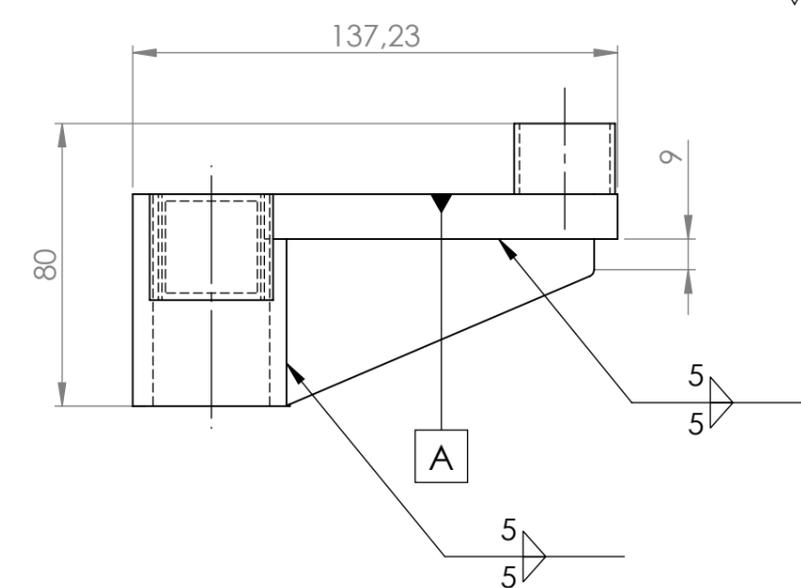
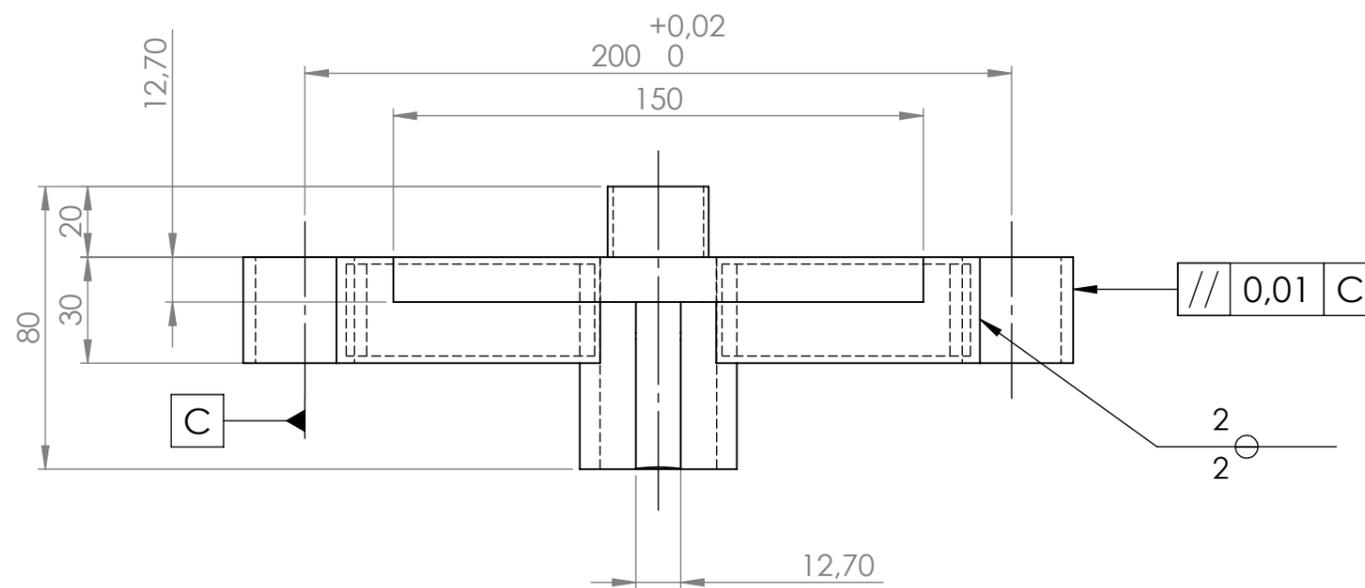


CORTE A-A

Nota:
Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau fino

Formato A3	Desenhado João Amorim	Data 02/04/2021	Projeção 	
	Aprovado Júlio Frachia Frolini	Data 22/05/2021		
Descrição Mesa Interna				Escala 1:2
Material ABNT 1020	Massa 4.61 kg	Unidade mm	Desenho PP04	Revisão 00
Dureza Padrão	Tempera Não	Retífica Não	Tratamento Nenhum	

12,5 / (0,8 /)

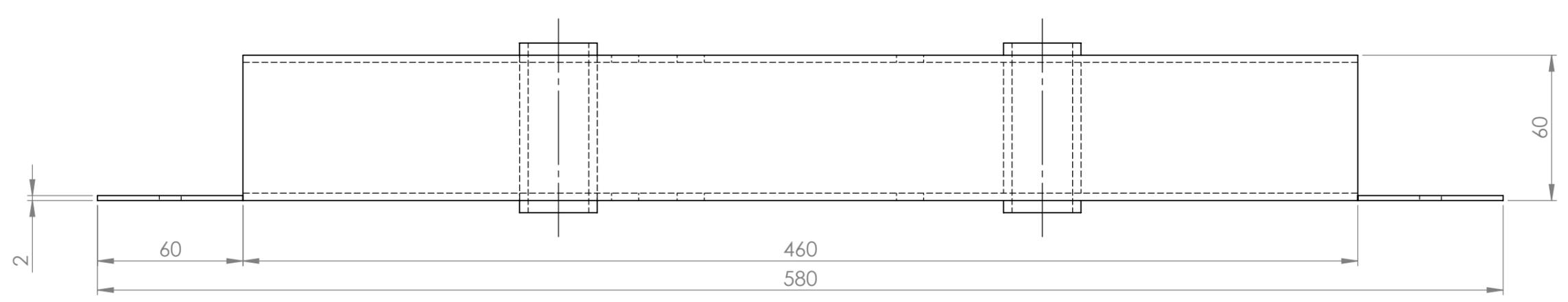
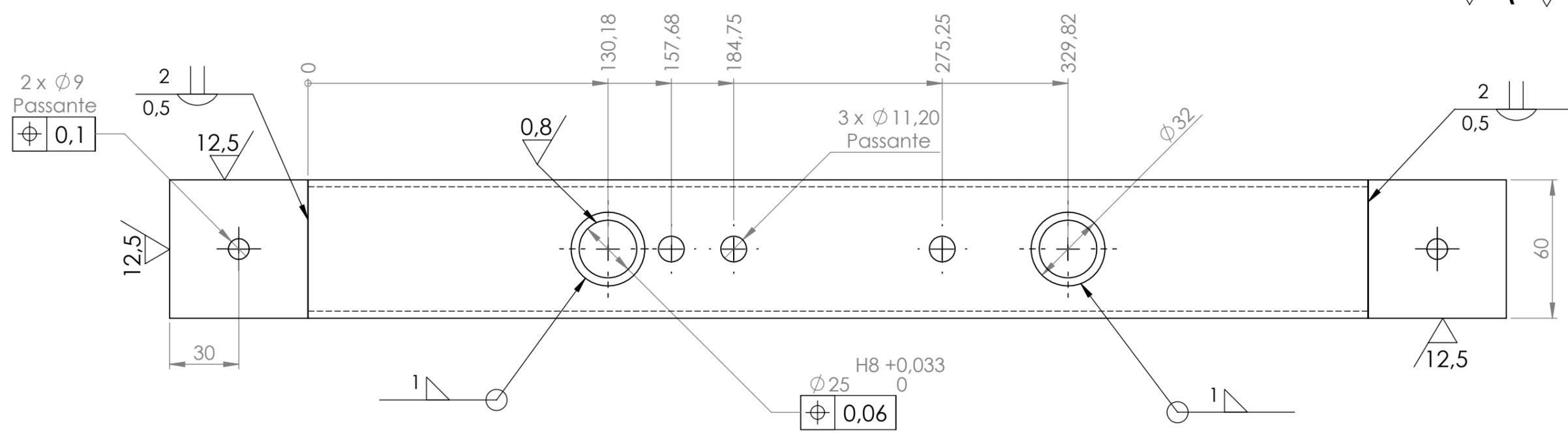


Notas:

- 1) Tolerâncias não especificadas conf. ISO 2768 - grau fino;
- 2) Corpo roscado conf. DIN 103-4.

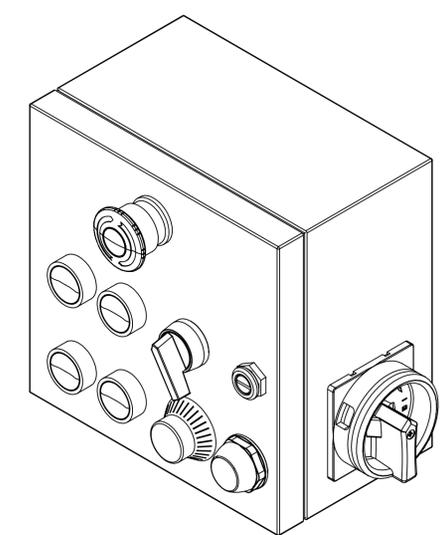
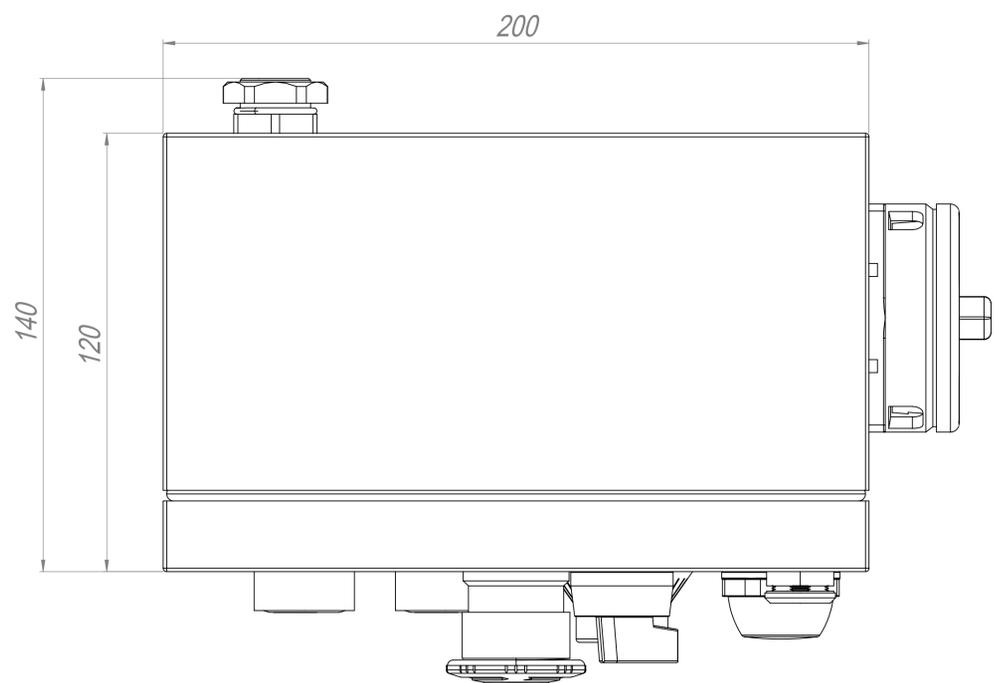
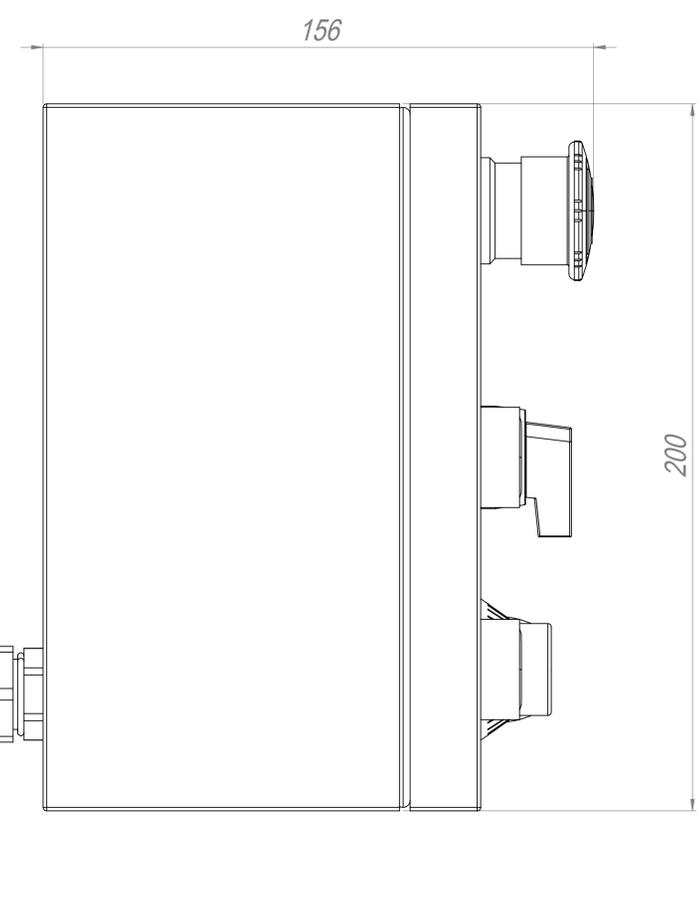
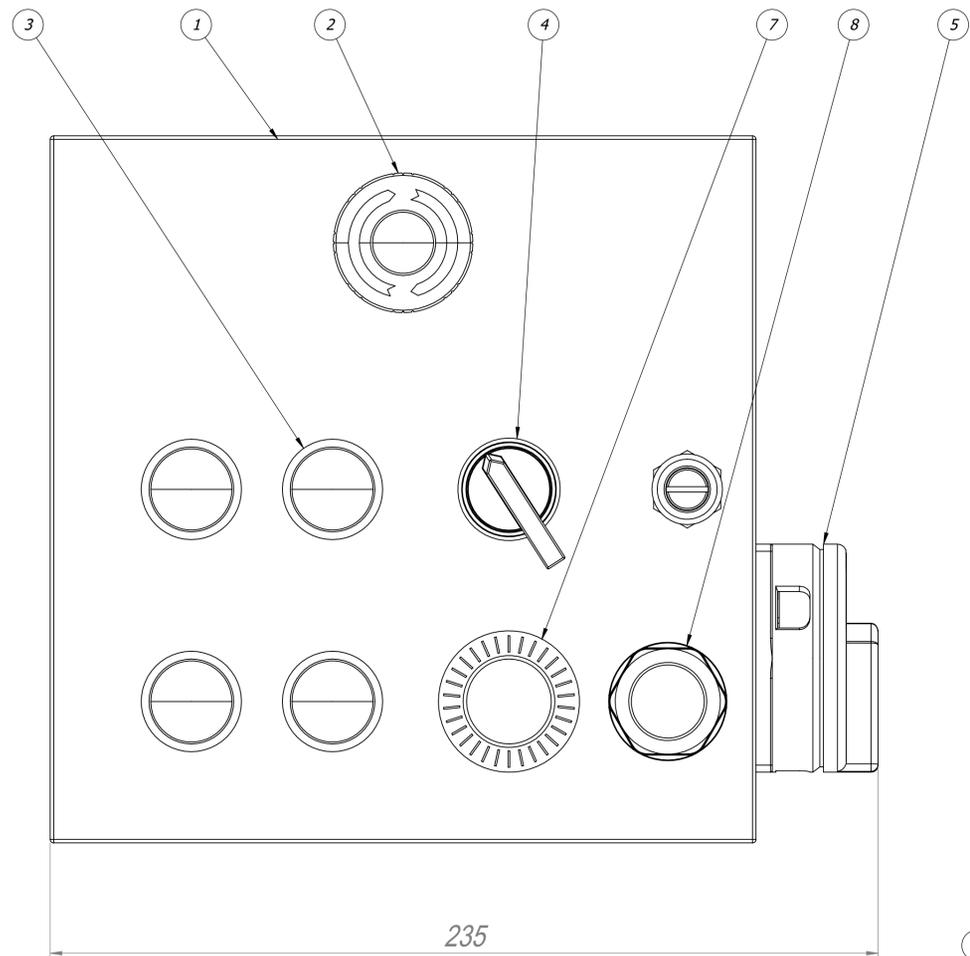
Formato A3	Desenhado João Amorim	Data 17/04/2021	Projeção 	
	Aprovado Júlio Frachia Frolini	Data 22/05/2021		
Descrição Plataforma de Elevação				Escala 1:2
Material ABNT 1020	Massa 1,81	Unidade mm	Desenho PP05	Revisão 05
Dureza Padrão	Tempera Não	Retífica Não	Tratamento Nenhum	

√ (12,5/ 0,8/)



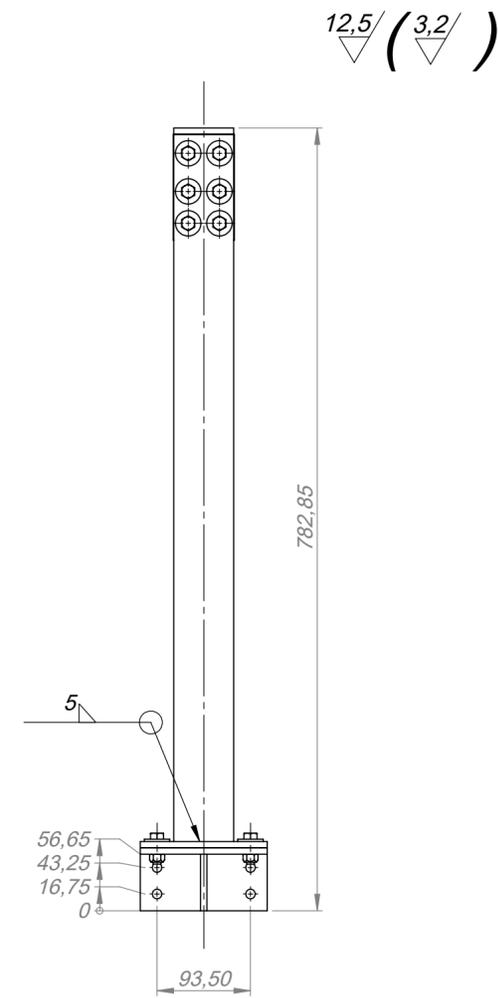
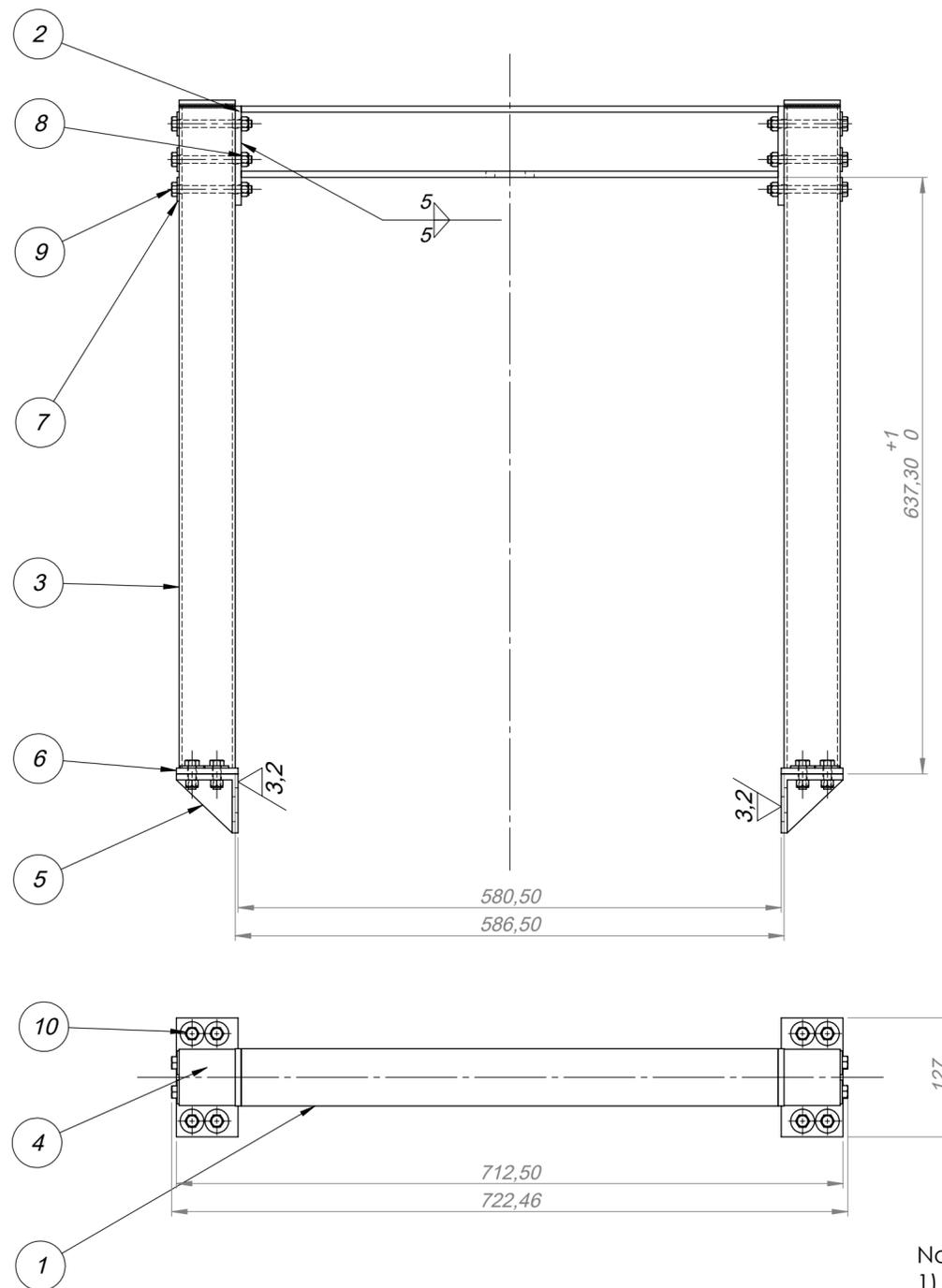
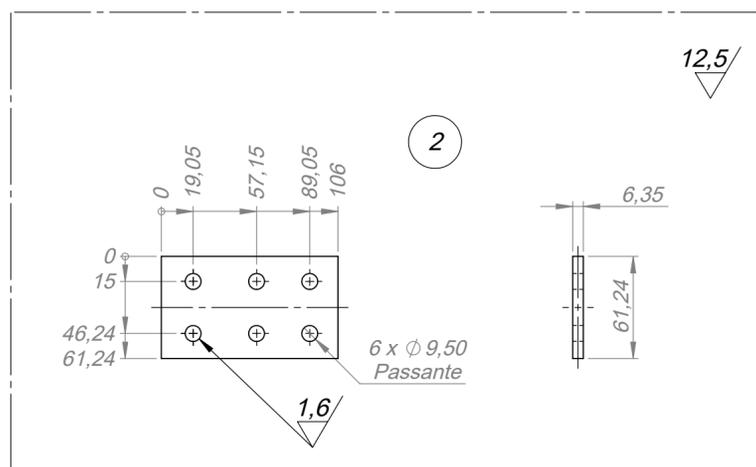
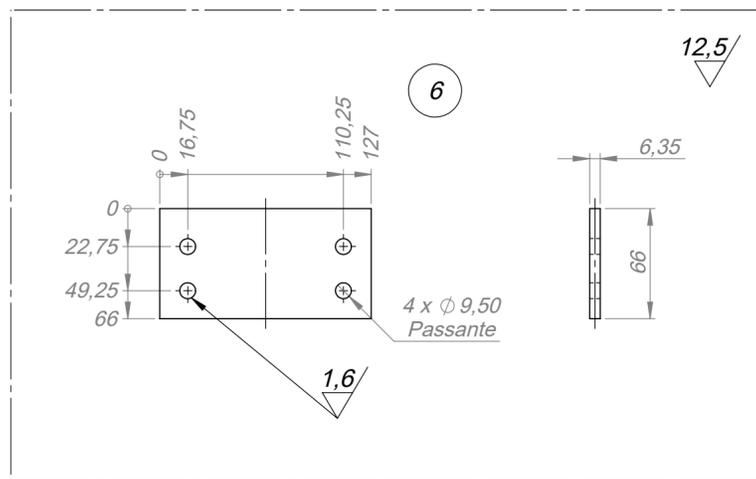
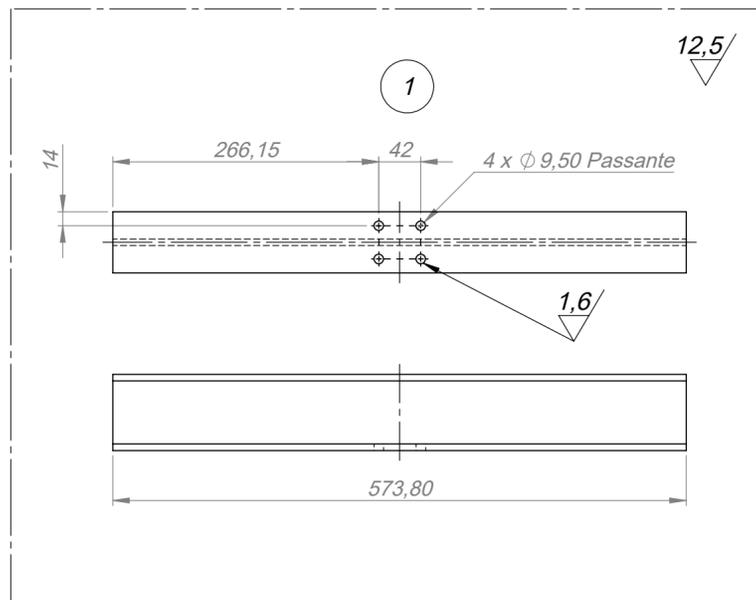
Notas:
 1) Executar a solda de filete periférica nos dois lados do tubo;
 2) Tolerâncias não especificadas conf. ISO 2768 - 1 grau fino.

Formato	Desenhado	Data	Projeção	reCiclo
A3	João Amorim	02/05/2021	1ª	
	Aprovado	Data		
	Júlio Frachia Frolini	18/05/2021		
Descrição				Escala
Suporte para o rolamento radial superior				1:2
Material	Massa	Unidade	Desenho	Revisão
ABNT 1020	2.84 kg	mm	PP06	
Dureza	Tempera	Retífica	Tratamento	
Padrão	Não	Não	Nenhum	01



VISTA ISOMÉTRICA 1:2

8	Lâmpada sinalizadora	Conf. fabricante	1
7	Termostato	Conf. fabricante	1
6	Canal de cabeamento	Conf. fabricante	1
5	Chave geral	Conf. fabricante	1
4	Chave seletora	Conf. fabricante	1
3	Botão elétrico	Conf. fabricante	4
2	Botão de emergência	Conf. fabricante	1
1	Gabinete 200mm x 200mm x 120mm	Conf. fabricante	1
Nr	DESCRIÇÃO	MATERIAL	Qde.
Formato	Desenhado	Data	Projeção
A1	Gustavo Gomes	15/05/2021	reCiclo
	Aprovado	Data	
	Júlio Frachia Frolini	22/05/2021	
Descrição			Escala
FORNO_PRESA_ELETRICA			1:1
Massa	Unidade	Desenho	Revisão
1.87 kg	mm	SMP01	00

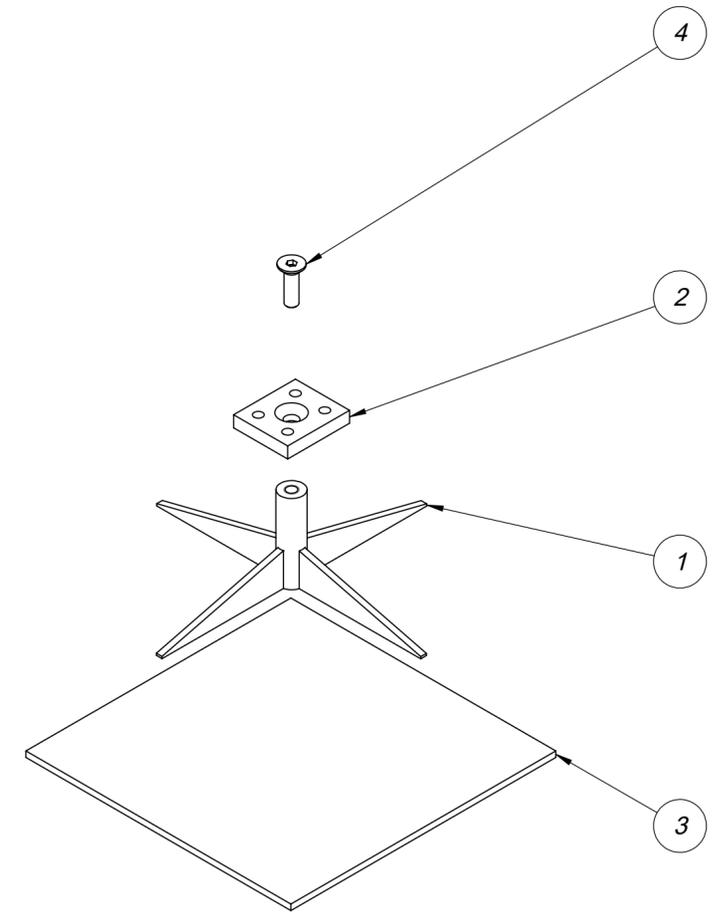
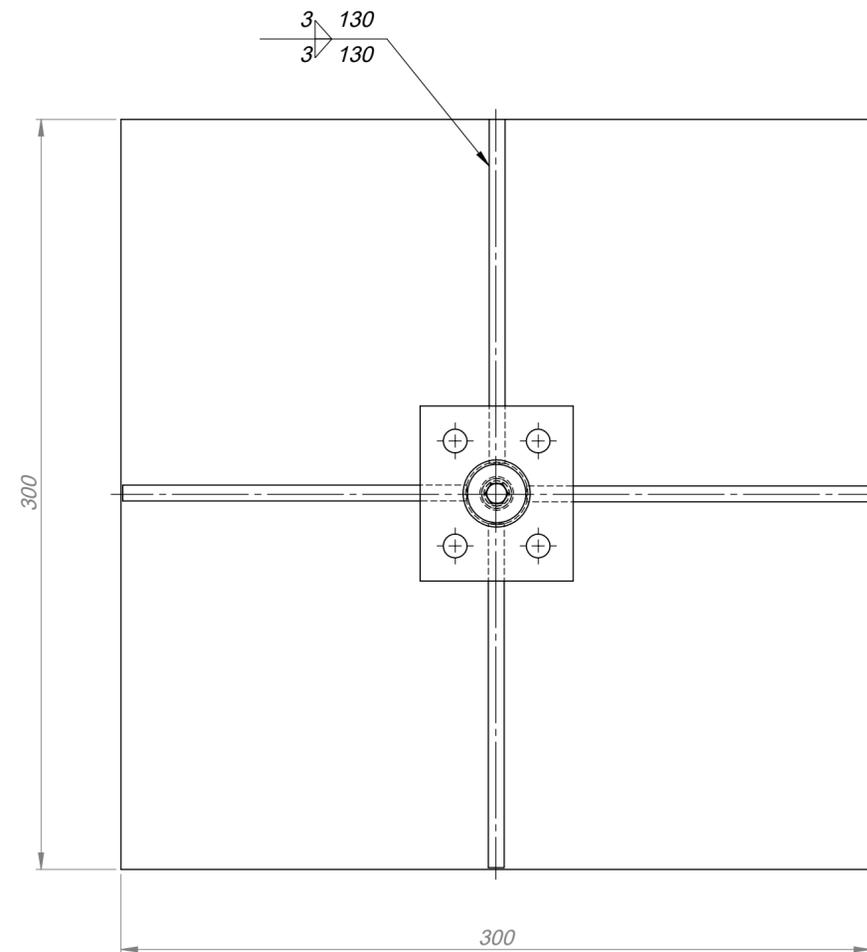
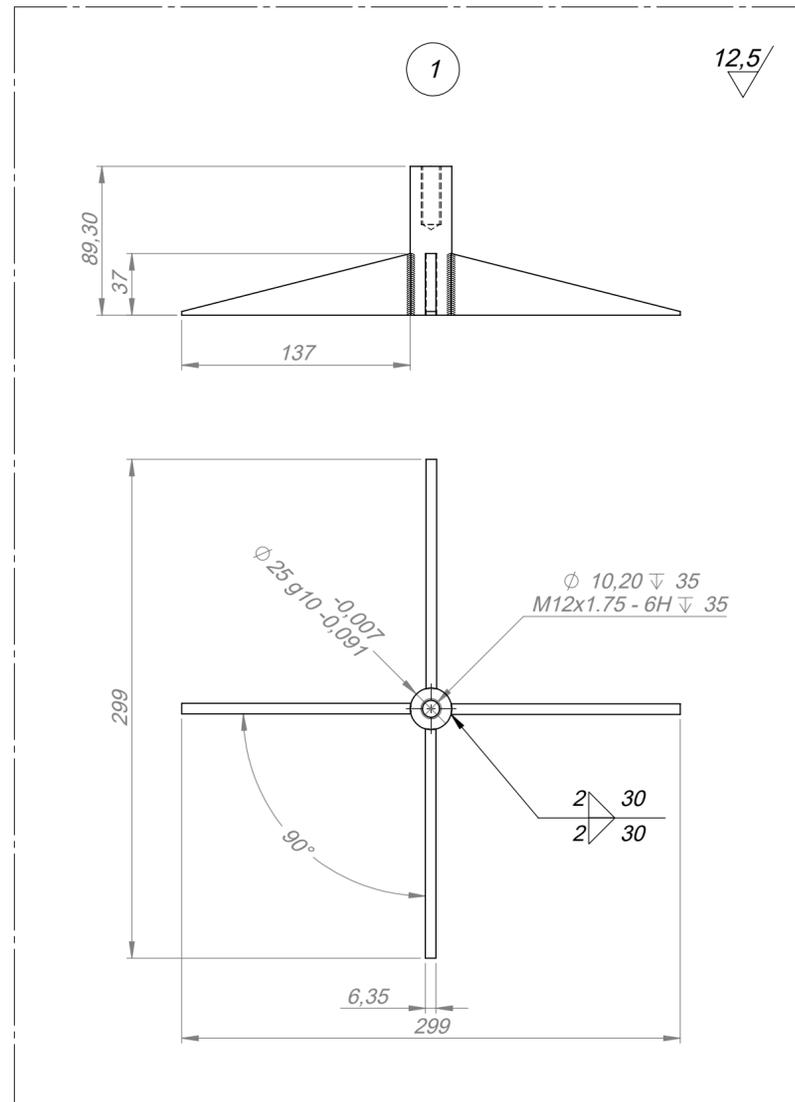
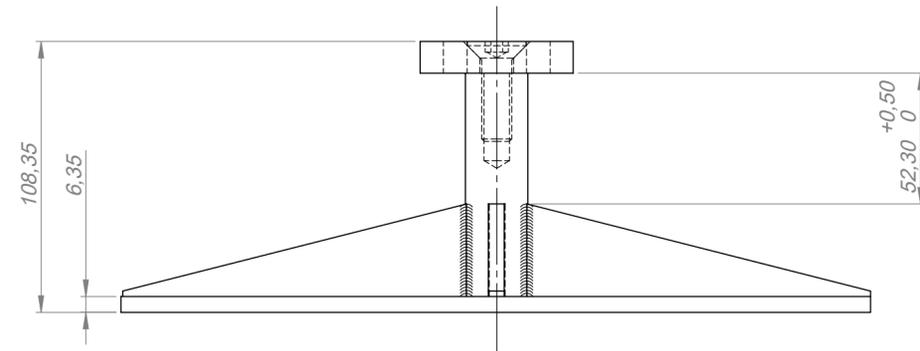
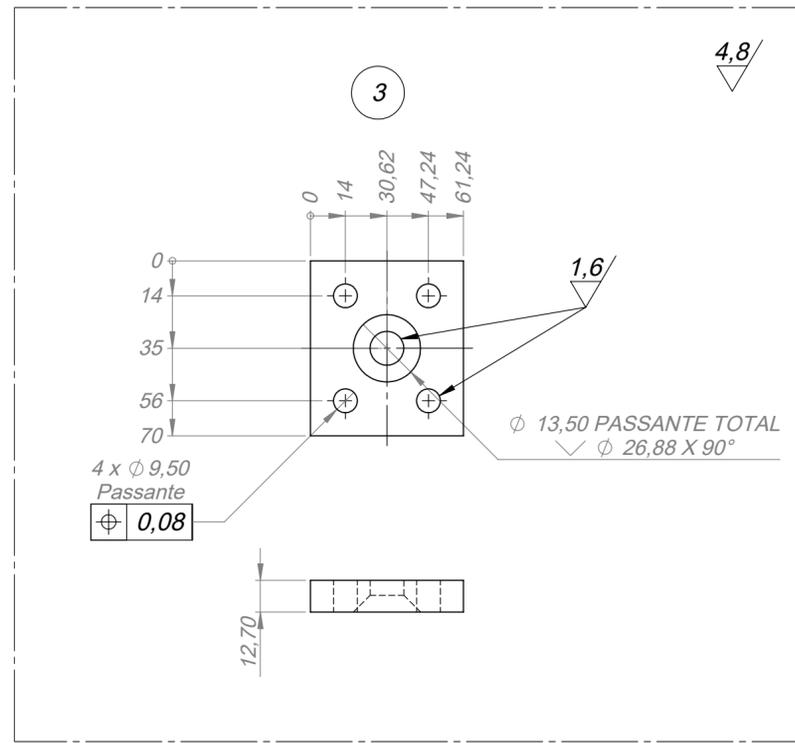


Notas:

- 1) Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau fino;
- 2) Considerar as soldas simétricas à linha de centro.

Nr	DESCRIÇÃO	MATERIAL/ NORMA	Qde.
10	Parafuso de cabeça sextavada M8x1,25x25 RT	DIN EN 24014	8
9	Parafuso de cabeça sextavada M8x1,25x80 RP 25	DIN EN 24014	12
8	Porca sextavada pesada M8x1,25x8	DIN EN ISO 7719	20
7	Arruela lisa A8	DIN 128	20
6	Chapa de cabeça - Chapa 127 X 66 X 6,35	ABNT 1020	2
5	Mão Francesa	Conf. fabricante	2
4	Chapa de cabeça - 60 X 60 X 6,35	ABNT 1020	2
3	Perfil quadrado - (Perfil 60 X 60 X 3) X 707,15	ABNT 1020	2
2	Chapa de cabeça - Chapa 106 X 61,24 X 6,35 mm	ABNT 1020	2
1	Perfil I - Perfil (76,20 X 61,24 X 6,38) X 573,8	ABNT 1020	1

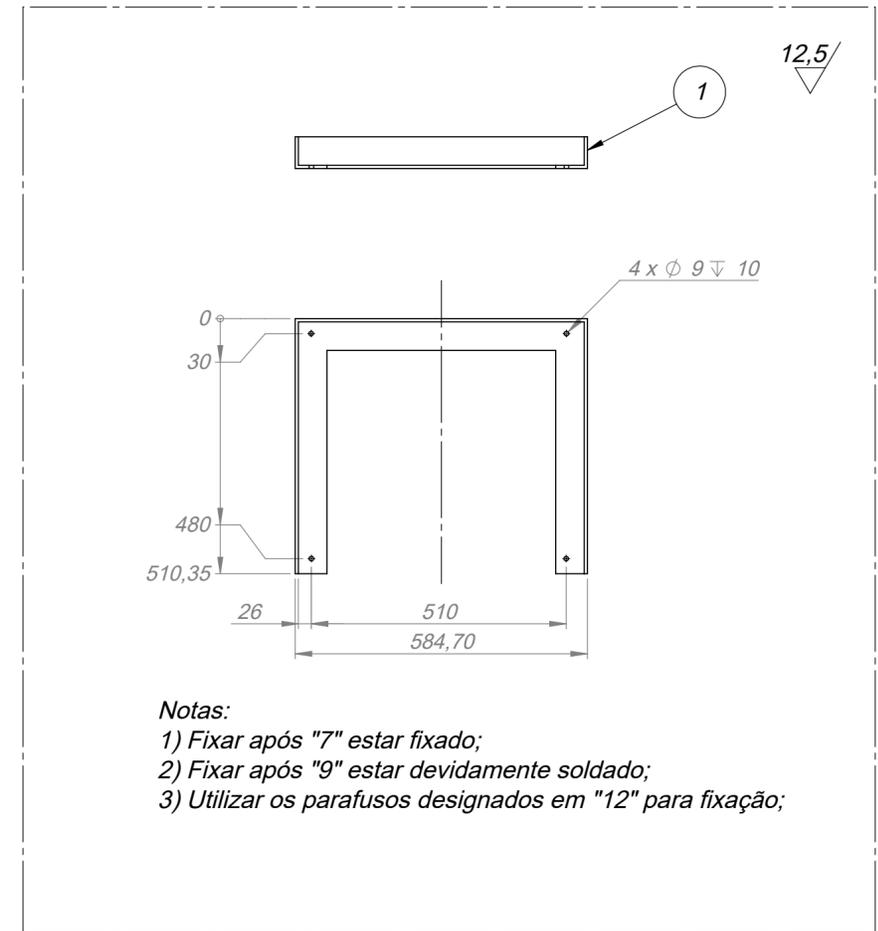
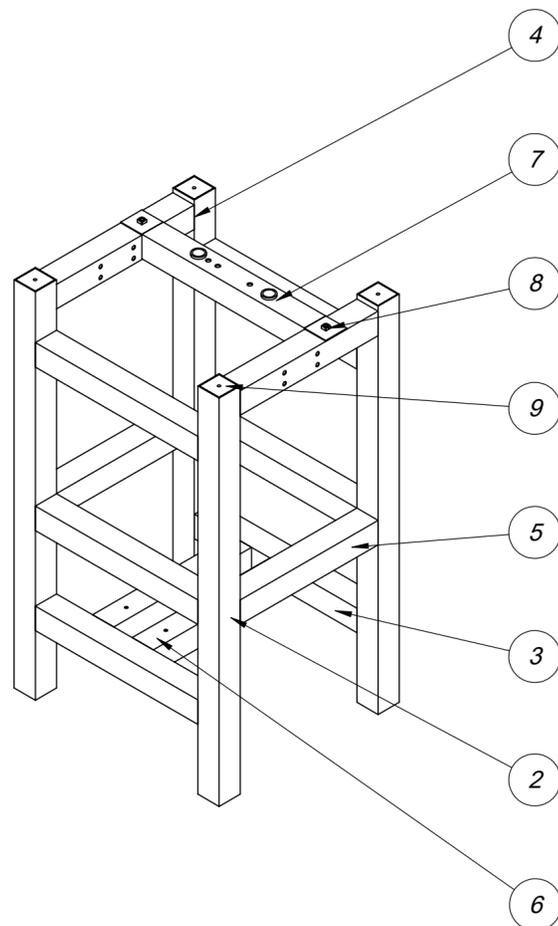
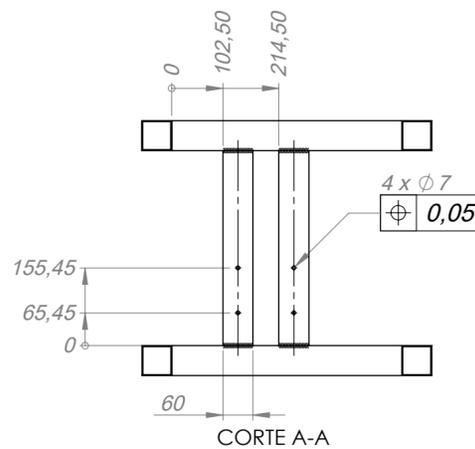
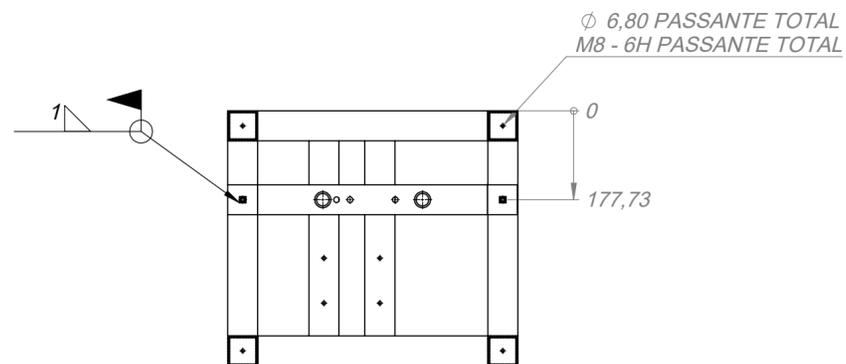
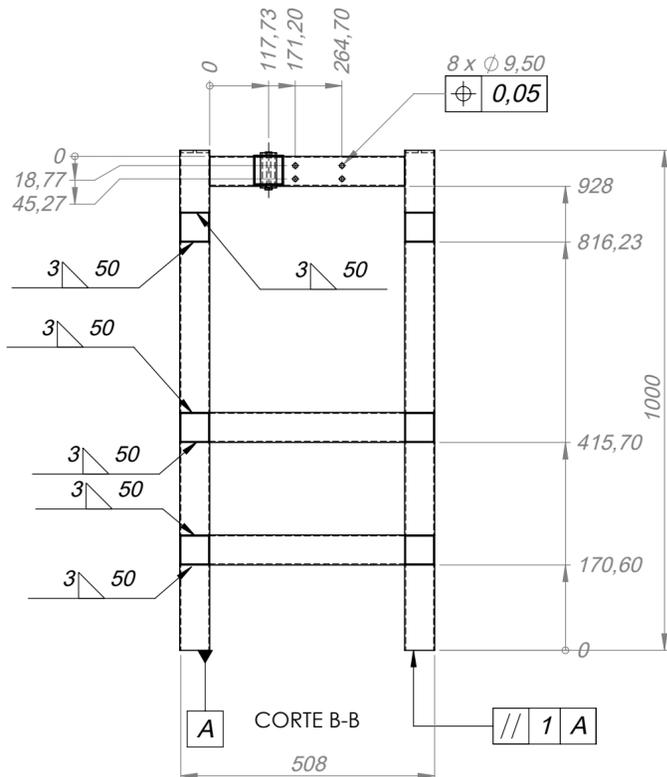
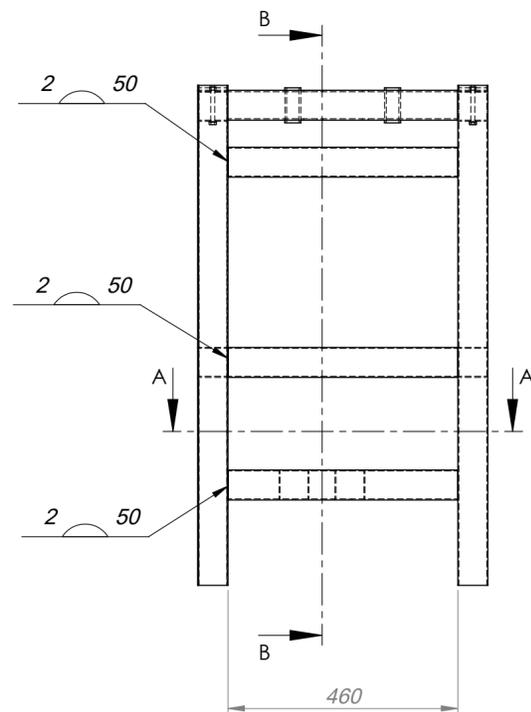
Formato	Desenhado	Data	Projeção	reCiclo
A2	Mateus Borges	14/05/2021	1º	
	Aprovado	Data		
	Júlio Frachia Frolini	22/05/2021		
Descrição				Escala
Pórtico superior				1:5
Massa	Unidade	Desenho	Revisão	
16.64 kg	mm	SMP02	01	



Nota:
Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau fino

Nr	DESCRIÇÃO	MATERIAL/ NORMA	Qde.
4	Parafuso Allen sext. interno M12 x 1,75 x 40 - RT	Conf. DIN 7991	1
3	Fim de curso - Chapa 300 X 300 X 6,35	ABNT 1020	1
2	Chapa de cabeça - Chapa 70 X 61,24 X 12,7	ABNT 1020	1
1	Batente superior - Corpo	ABNT 1020	1

Formato	Desenhado	Data	Projeção	reCiclo
A2	Mateus Borges	14/05/2021		
	Aprovado	Data		
	Júlio Frachia Frolini	22/05/2021		
Descrição				Escala
Batente superior				1:2
Massa	Unidade	Desenho	Revisão	
5.76 kg	mm	SMP03	00	

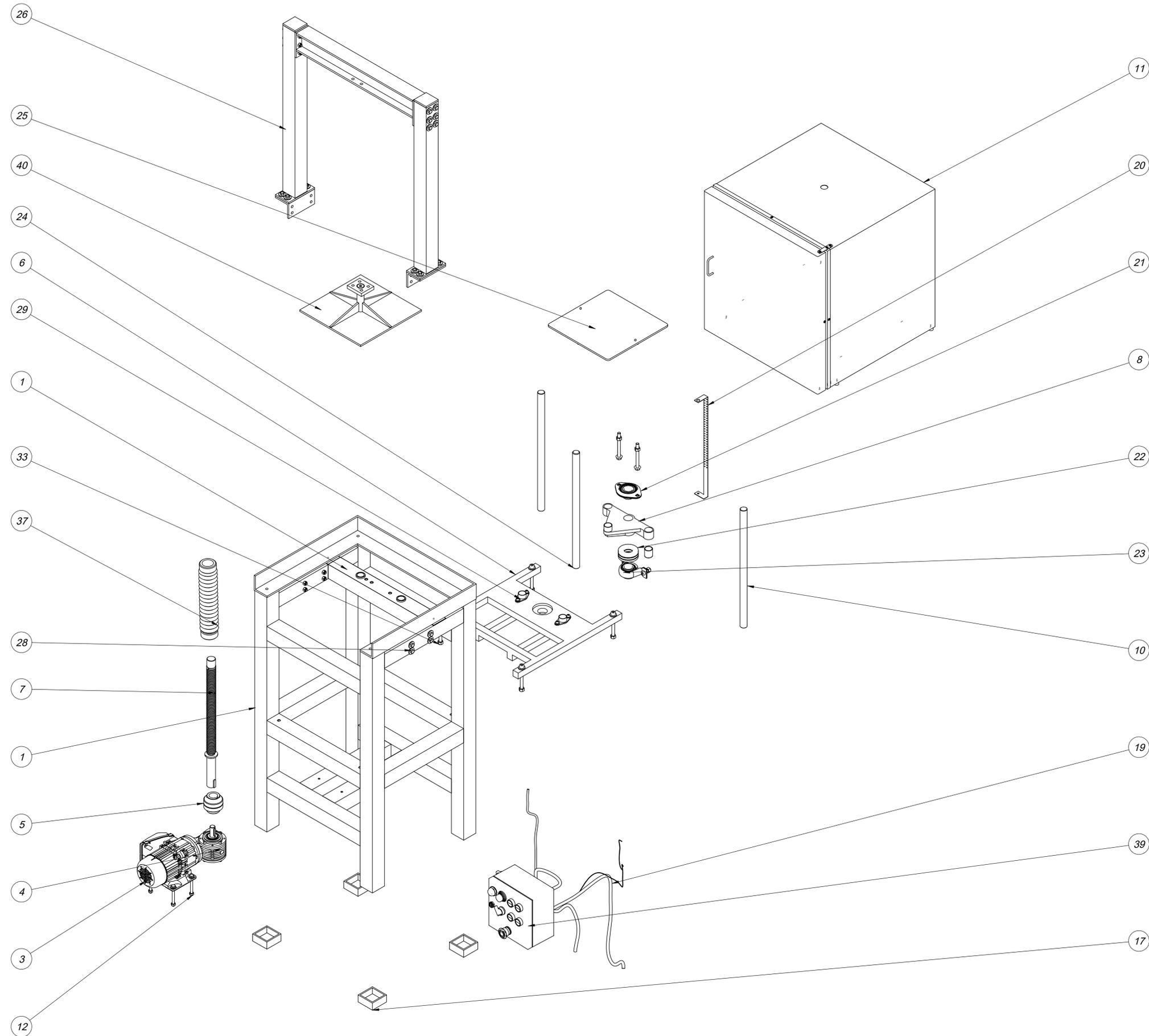


- Notas:
- 1) Fixar após "7" estar fixado;
 - 2) Fixar após "9" estar devidamente soldado;
 - 3) Utilizar os parafusos designados em "12" para fixação;

- Notas:
- 1) Executar mesmo padrão de solda para fixação dos Tubos industriais quadrados horizontais;
 - 2) Tolerâncias não especificadas conf. ISO 2768 - 1 grau fino

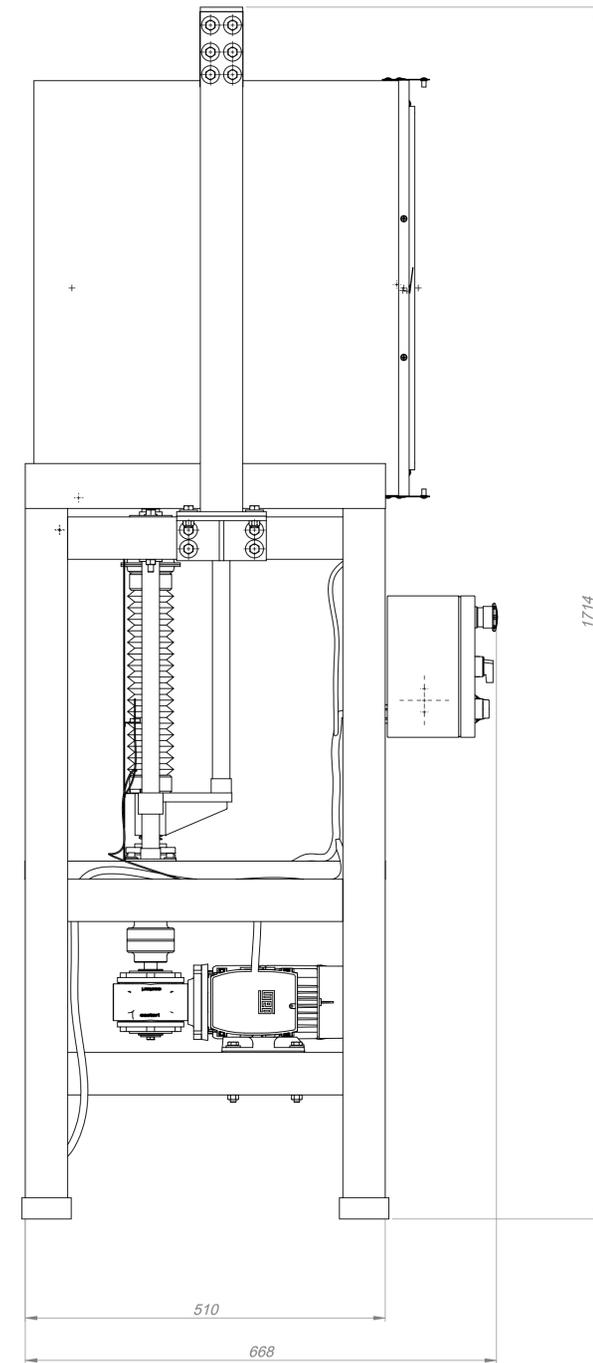
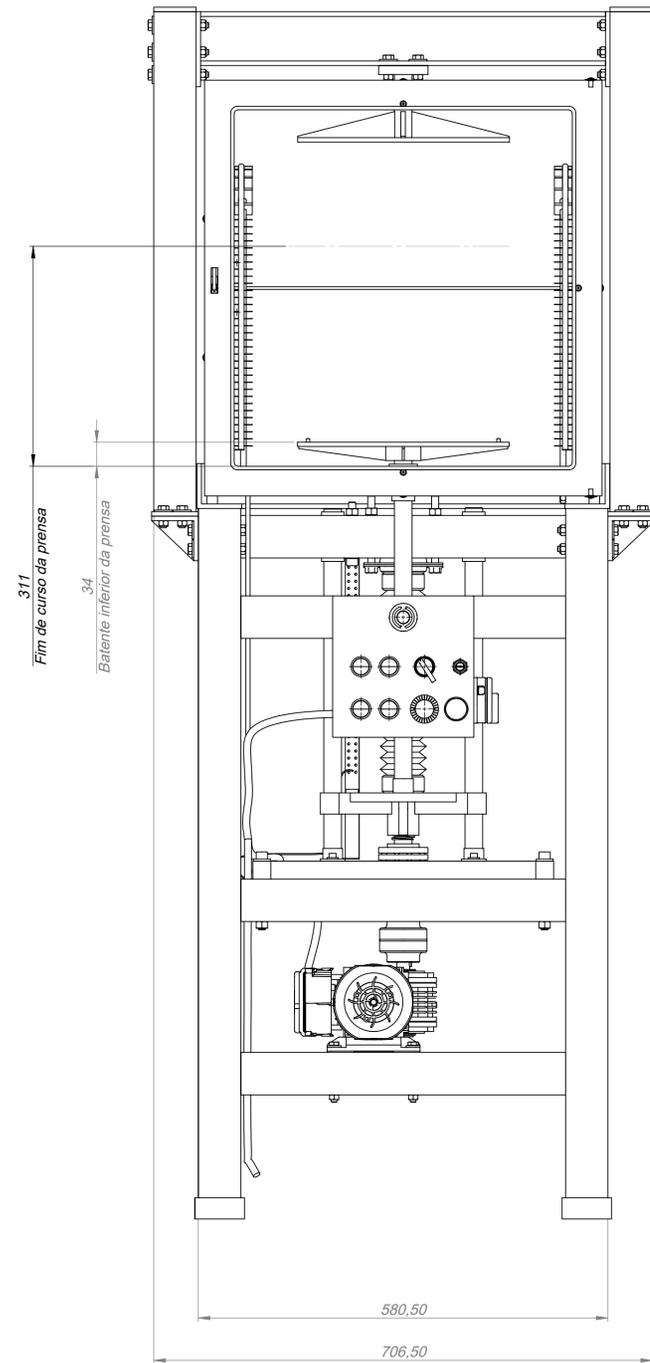
Nr	DESCRIÇÃO	MATERIAL/ NORMA	Qde.
9	Fixador de cantoneira	ABNT 1020	4
8	Porca quadrada M8 x 1,25	Conf. DIN EN 219	2
7	Suporte para o rolamento radial superior	ABNT 1020	1
6	Tubo industrial quadrado (60 x 60 x 2) x 390 - Berço do motor	ABNT 1020	2
5	Tubo industrial quadrado (60 x 60 x 2) x 390 - Sem furação	ABNT 1020	2
4	Tubo industrial quadrado (60 x 60 x 2) x 390 - Com furação	ABNT 1020	2
3	Tubo industrial quadrado (60 x 60 x 2) x 460 - Sem furação	ABNT 1020	6
2	Tubo industrial quadrado (60 x 60 x 2) x 1000	ABNT 1020	4
1	Cantoneira L de abas iguais (60 x 60 x 2) x 1610	ABNT 1020	1

Formato	Desenhado	Data	Projeção	reCiclo	Escala
A2	João Amorim	05/05/2021	1		1:10
	Aprovado	Data			Revisão
	Júlio Frachia Frolini	23/05/2021			07
Massa	Unidade	Desenho			
45.94 kg	mm	SMP04			

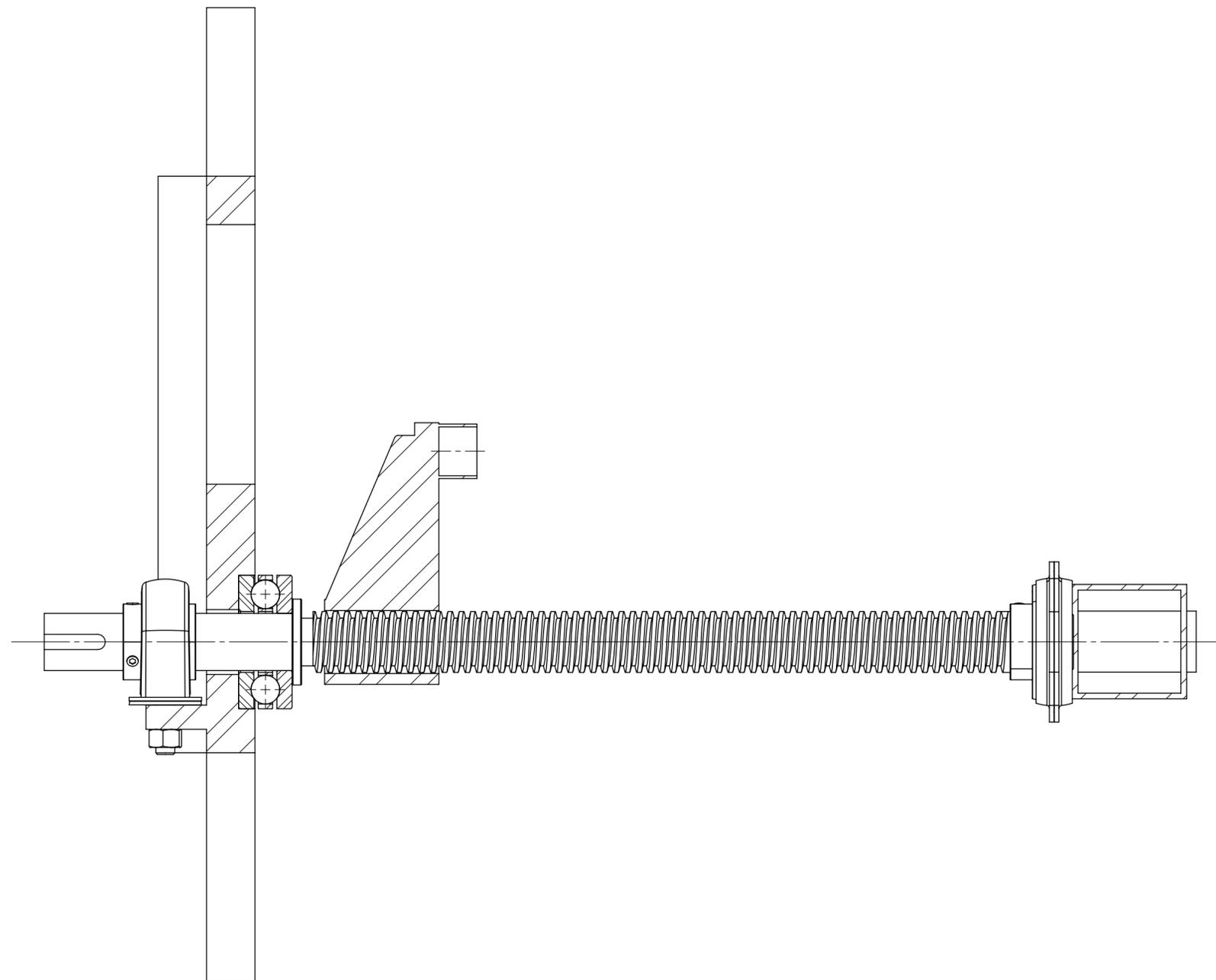


40	Batente superior	Conf. SMP03	1
39	Painel elétrico	Conf. SMP01	1
38	Porca sextavada pesada M8 x 1,25 x 8	ISO 4032	8
37	Sanfonado de proteção	Borracha	1
36	Porca auto-travante M8 x 1,25	ISO 4032	4
35	Fixador de cantoneira	ABNT 1020	4
34	Parafuso de cabeça sextavada M10 x 1,5 x 100	DIN EN 24014	2
33	Parafuso Allen sext. interno M10 x 1,5 x 100	DIN 912	4
32	Parafuso Allen sext. interno M6 x 1 x 20 RT	DIN 912	4
31	Arruela lisa Ø11	Conf. fabricante	4
30	Arruela lisa Ø7,5	Conf. fabricante	4
29	Bucha com flange Ø25	ABNT 1020	2
28	Parafuso de cabeça sextavada M8 x 1,25 x 80	Conf. fabricante	8
27	Arruela lisa Ø9	Conf. fabricante	8
26	Pórtico superior	Conf. SMP02	1
25	Mesa interna	ABNT 1020	1
24	Espiga	ABNT 1020	1
23	Mancal de rolamento SKF P 30 TR	Conf. fabricante	1
22	Rolamento axial SKF 51406	Conf. fabricante	1
21	Rolamento radial SKF PFT 30 RM	Conf. fabricante	1
20	Bracket_Read_Switch	Conf. fabricante	1
19	Chicote elétrico	Conf. projeto elétrico	1
18	Chaveta B 8 x 7 x 30	DIN 6885	1
17	Pé da mesa	Borracha	4
16	Porca sextavada M10 x 1,5 x 9,5		8
15			2
14	Porca sextavada M8 x 1,25 x 6,8	ISO 4032	4
13	Arruela lisa A9	DIN 128	4
12	Parafuso de cabeça sext. M8 x 0,75 x 80 RP 22	DIN EN 24014	4
11	Forno	Conf. MF01	1
10	Guia linear Ø25	ABNT 1020	2
9	Bucha SKF PCM 252830	Conf. fabricante	2
8	Plataforma de Elevação	ABNT 1020	1
7	Fuso de movimento Tr32x6	ABNT 1020	1
6	Apoio do rolamento axial	ABNT 1020	1
5	Acoplamento elástico 67 (18-30)	Conf. fabricante	1
4	Redutor RSF Alumag 4 1-25	Conf. fabricante	1
3	Motor elétrico W12 0.5cv 4P W71 1F 220 V 60Hz	Conf. fabricante	1
2	Suporte para o rolamento radial superior	ABNT 1020	1
1	Mesa do forno	Conf. SMP04	1
Nr	DESCRIÇÃO	MATERIAL	Qde.

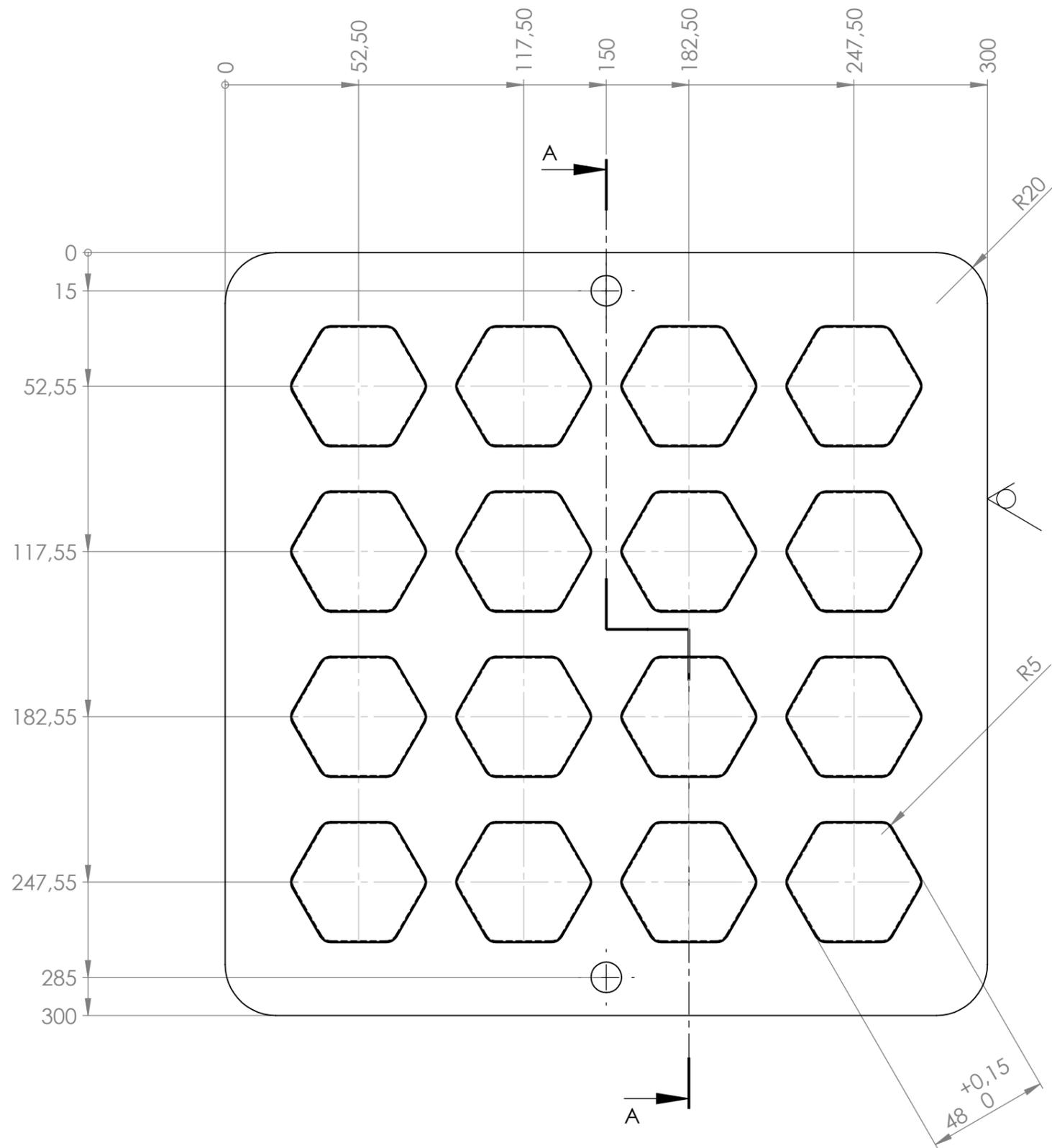
Formato	Desenhado	Data	Projecção	reCiclo
A1	João Amorim	05/05/2021	1ª	
	Aprovado	Data		
	Júlio Frachia Frohni	23/05/2021		
Descrição				Escala
Sistema de prensa e forno BOM				1:10
Massa	Unidade	Desenho	Revisão	
nc	mm	TMF01	03	



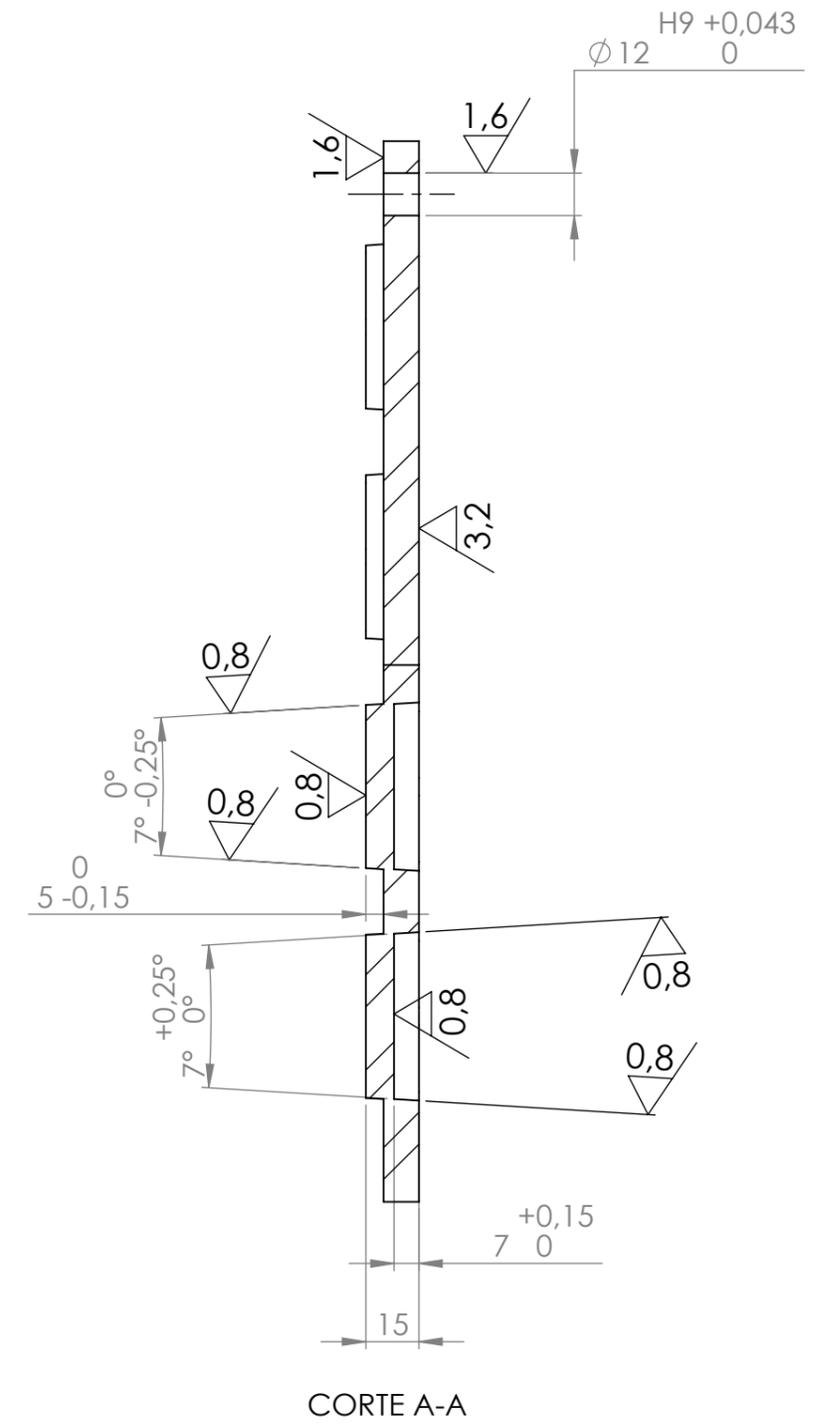
Formato	Desenhado	Data	Projeção	reCiclo
A1	João Amorim	05/05/2021		
	Aprovado	Data		
	Júlio Frachia Frolini	23/05/2021		
Descrição				Escala
Montagem Completa				1:10
Massa	Unidade	Desenho	Revisão	
nc	mm	TMF01		



Formato	Desenhado	Data	Projeção	
A2	Júlio Frolini	05/05/2021		
	Aprovado	Data		
	Ed Bordinassi	06/05/2021		
Descrição				Escala
Acionamento da prensa				1:2
Massa	Unidade	Desenho	Revisão	
n/c	mm	TMF02	00	



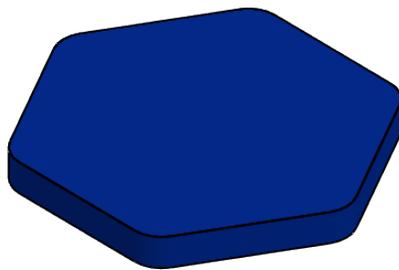
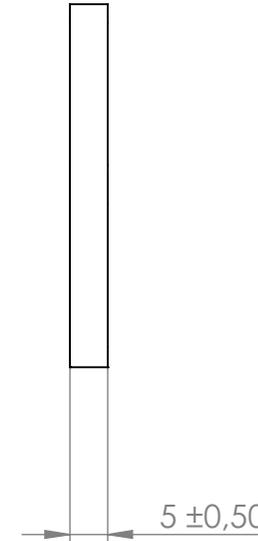
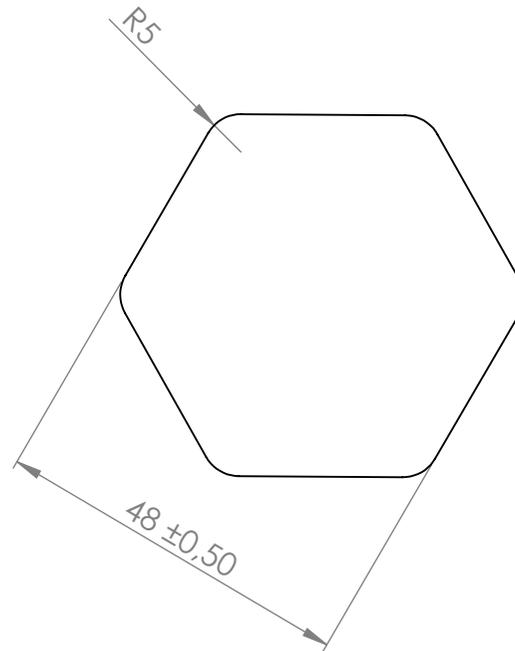
(3,2 / 1,6 / 0,8)



Notas:

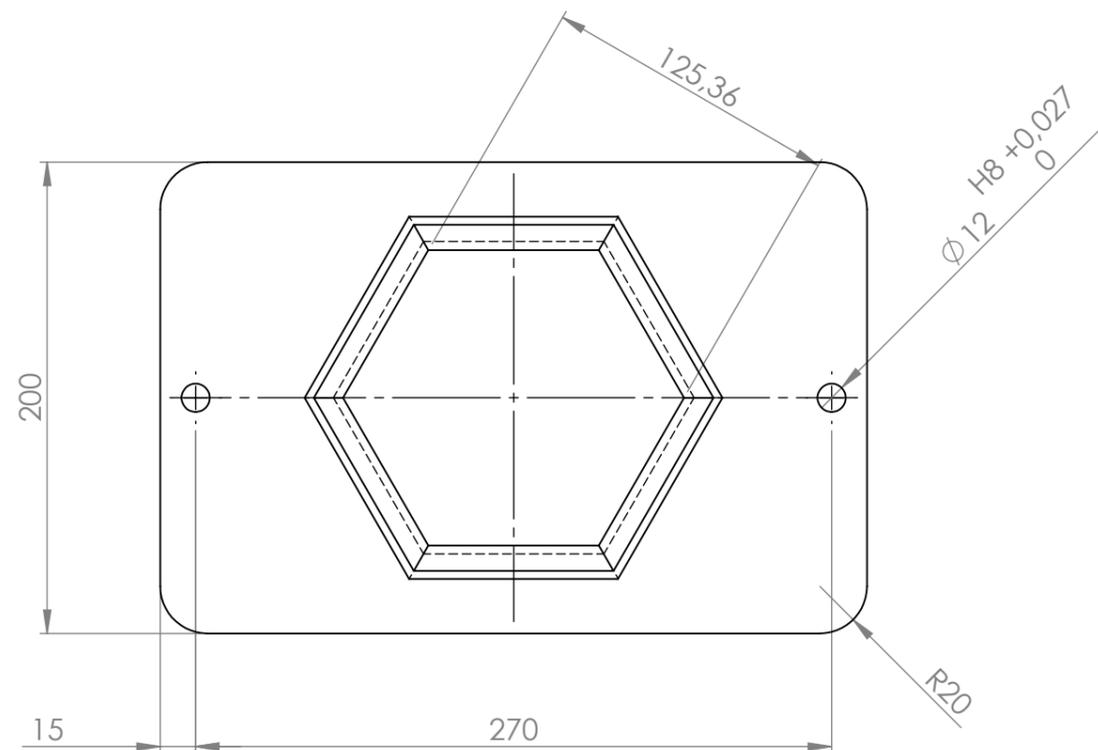
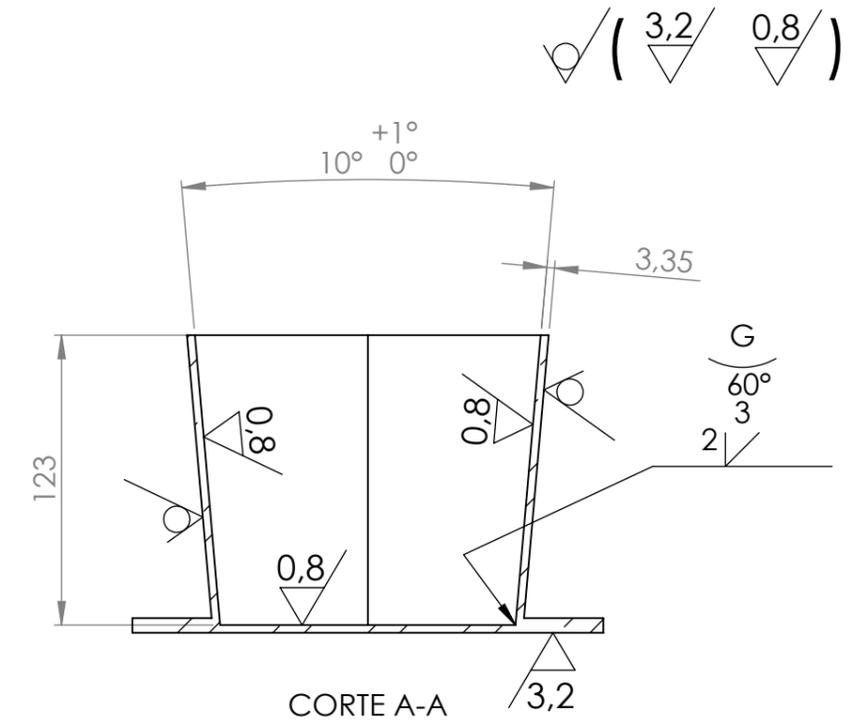
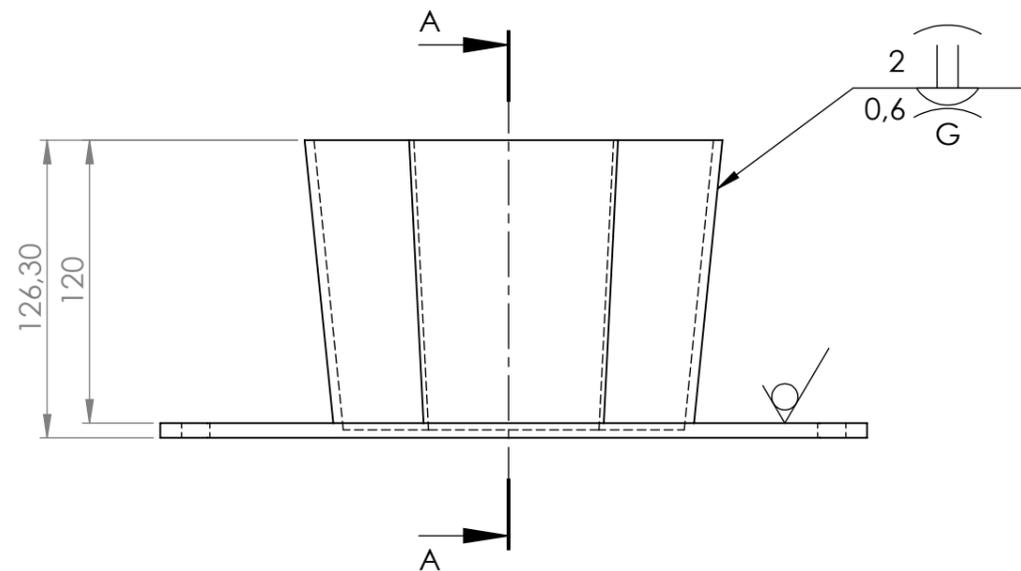
- 1) Tolerâncias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau fino;
- 2) Considerar mesmo padrão de rugosidade para todas cavidades e ressaltos.

Formato	Desenhado	Data	Projeção	
A3	João Amorim	27/04/2021		
	Aprovado	Data		Escala
	Júlio Frolini	07/05/2021		1:2
Descrição				Revisão
Forma para o molde dos porta copos				01
Material	Massa	Unidade	Desenho	
ABNT 1020	6.51 kg	mm	MC01	
Dureza	Tempera	Retífica	Tratamento	
Padrão	Não	Não	Nenhum	



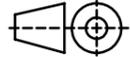
Vista isométrica - s/ escala

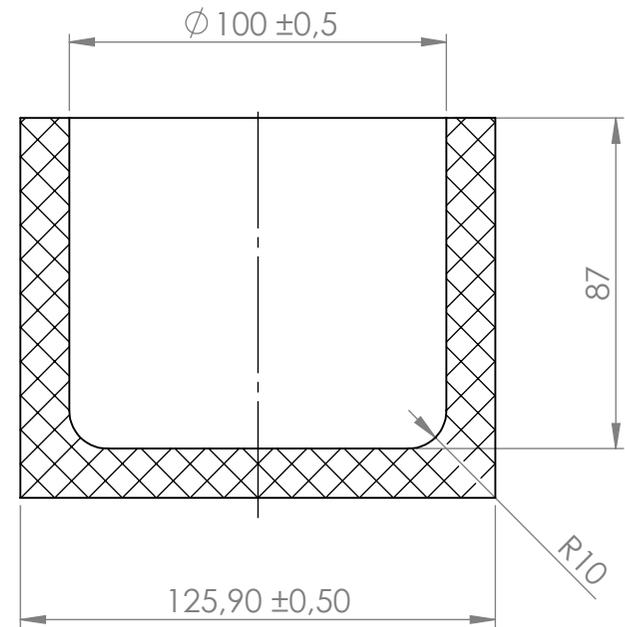
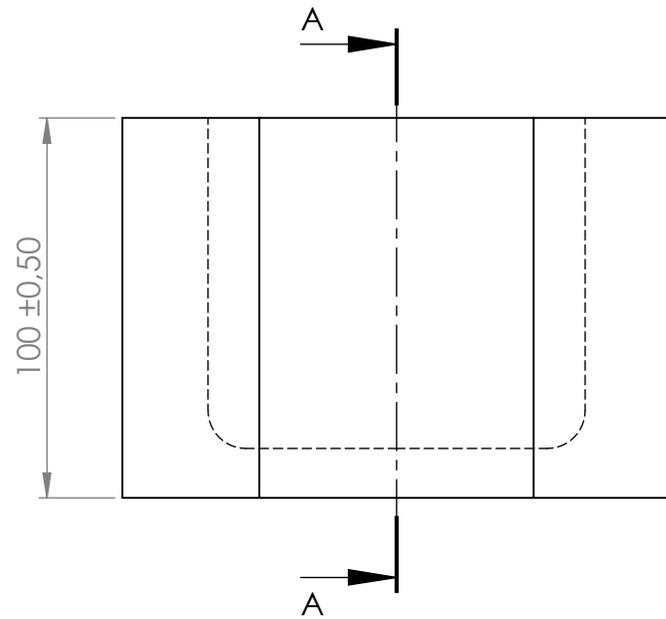
Formato	Desenhado	Data	Projeção	
A4	João Amorim	27/04/2021		
	Aprovado	Data		
	Júlio Frolini	07/05/2021		
Descrição				Escala
Produto - Porta copo				1:1
Material	Massa	Unidade	Desenho	Revisão
PE Alta Densidade	0.01 kg	mm	MC02	00
Dureza	Têmpera	Retífica	Tratamento	
n/a	n/a	n/a	n/a	



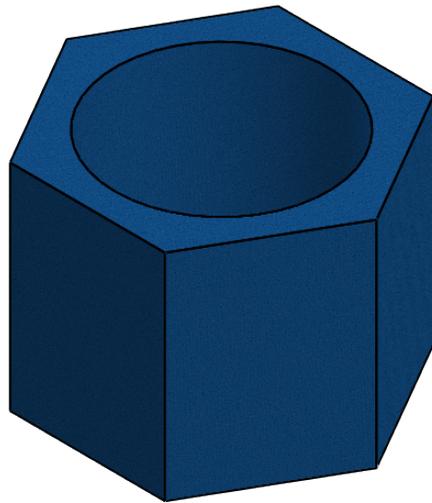
Notas:

- 1) Tolerancias não especificadas conf. NBR ISO 2768-1 grau fino;
- 2) Executar mesmo padrão de solda em todo contorno da base e em todas chapas laterais.

Formato A3	Desenhado João Amorim	Data 26/04/2021	Projeção 	
	Aprovado Júlio Frolini	Data 27/04/2021		
Descrição Molde para vaso				Escala 1:3
Material ABNT 1020	Massa 4,16 kg	Unidade mm	Desenho MV01	Revisão 01
Dureza Padrão	Tempera Não	Retífica Não	Tratamento Não	



CORTE A-A



Vista isométrica - s/ escala

Formato A4	Desenhado João Amorim	Data 26/04/2021	Projeção 	
	Aprovado Júlio Frolini	Data 26/04/2021		
Descrição Produto - Vaso				Escala 1:2
Material PE Alta Densidade	Massa 0.66 kg	Unidade mm	Desenho MV02	Revisão 00
Dureza n/a	Têmpera n/a	Retífica n/a	Tratamento n/a	